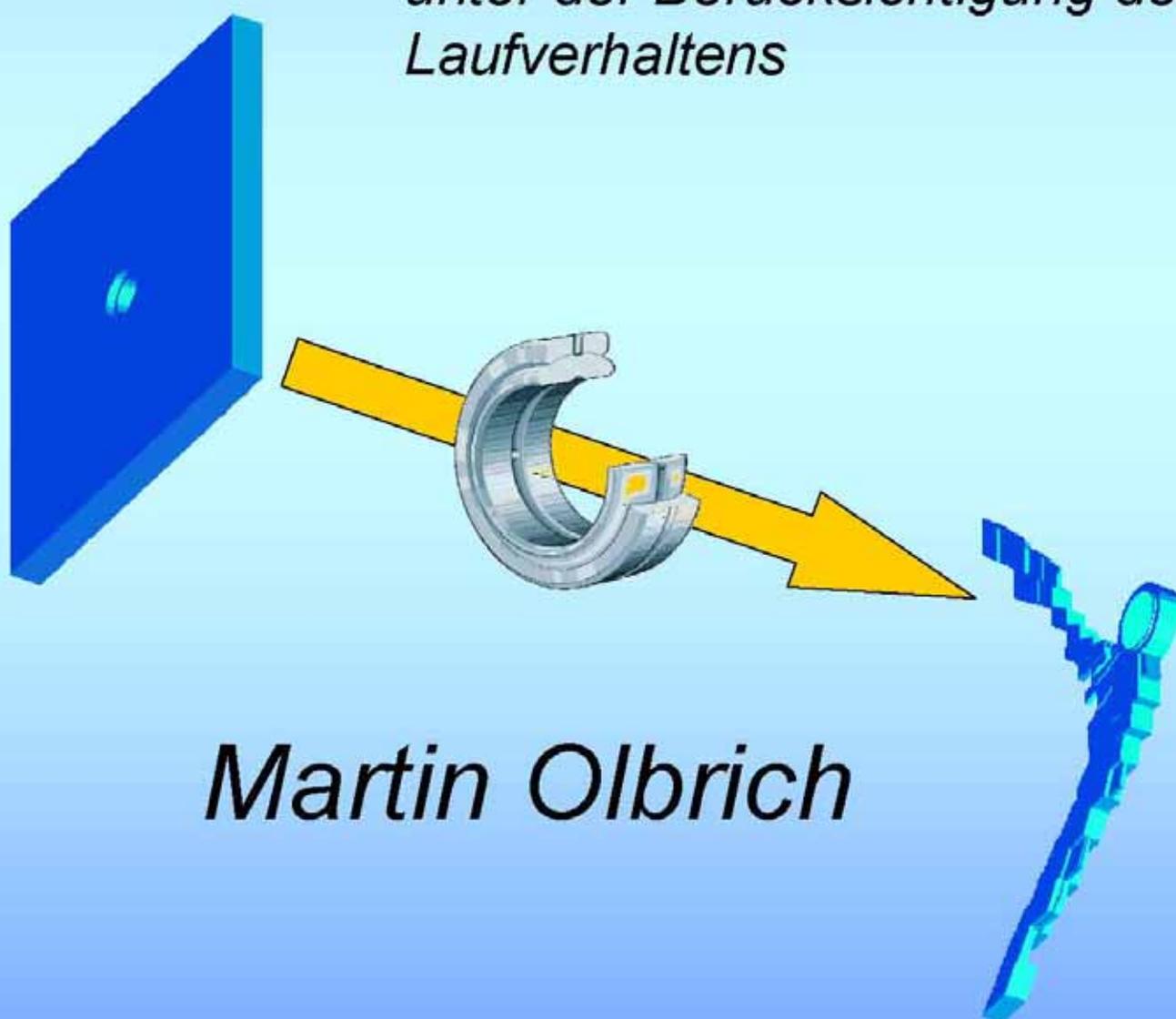


Strukturoptimierung von Gelenklagergehäusen

*unter der Berücksichtigung des
Laufverhaltens*



Martin Olbrich



Cuvillier Verlag Göttingen

Strukturoptimierung von Gelenklagergehäusen unter Berücksichtigung des Lagerlaufverhaltens

Von der Fakultät Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte
Dissertation

von
Dipl.-Ing. Martin Olbrich
geboren am 17.09.1963 in Brackwede

2005

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2005
Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2005
ISBN 3-86537-528-6

1. Referent Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll
 2. Referent Prof. Dr.-Ing. Ludger Deters
- Vorsitzender Prof, Dr.-Ing Berend Denkena
Tag der Promotion: 23. Juni 2005

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2005
Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen
Telefon: 0551-54724-0
Telefax: 0551-54724-21
www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2005
Gedruckt auf säurefreiem Papier

ISBN 3-86537-528-6

Zusammenfassung

Lager werden als Genauigkeitsteil hergestellt und übernehmen während des Betriebs die Aufgabe einer exakten Führung von relativ bewegten Teilen. Lagerausfälle führen nicht selten zu kostenintensiven Betriebsstilllegungen und Reparaturmaßnahmen. Die Sicherheit der Funktion einer Konstruktion sowie deren Genauigkeit werden aber nicht nur durch das eingesetzte Lager bestimmt. Das Zusammenwirken der Umgebung der Lagerstelle (Gehäuse) mit dem Lager hat einen großen Einfluss auf die Betriebssicherheit.

Deshalb sollten bereits in einer frühen Phase des Konstruktionsprozesses lagerspezifische Eigenschaften berücksichtigt werden. Die vorliegende Arbeit beschreibt Methoden der Integration von tribologischen Merkmalen in einen Strukturoptimierungsprozess von Lagergehäusen. Schmierfilmdämpfungen wie auch – federsteifigkeiten werden in Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe ermittelt. Bei wartungsfreien Lagern mit einer PTFE – Gleitschicht werden experimentelle Vorgehensweisen zur Ermittlung dieser dynamischen Parameter beschrieben.

Diese Problemstellung führt zu einer Mehrziel – (oder auch Multikriterien) Optimierung, deren gebräuchlichste Ziele die Gewichtsreduzierung des Gehäuses sowie die Maximierung der Lagerlebensdauer sind. Daneben ist die Vermeidung von Resonanzfrequenzen eine notwendige Restriktion.

Kennzeichnend für ein Multikriterien-Optimierungsproblem mit mehreren Zielen ist das mögliche Auftreten eines Zielkonflikts. Grenzen wie auch Möglichkeiten geeigneter Strategien werden in diesem Zusammenhang erörtert.

Allgemein sollte durch gezielte Veränderungen des Gehäuseentwurfsraumes (in der Regel ein FE – Modell) nach einer vorher festgelegten Strategie das Ziel mit möglichst wenig Iterationsschritten mit einer akzeptablen Genauigkeit erreicht werden. Im Vordergrund steht dabei die Anpassung des Gehäuses an ein bereits ausgewähltes Lager.

Mit Hilfe eines MKS-Modells werden parallel zum FE – Modell des Gehäuses Berechnungen der Eigenfrequenzen durchgeführt. Diese werden in Abhängigkeit des jeweiligen Iterationsschrittes betrachtet und beurteilt. Die Ergebnisse geben einen allgemeinen Überblick über den Einfluss der tribologischen Parameter auf die Dynamik des Gesamtsystems.

Sichworte:

Strukturoptimierung, Gelenklager, Schmierfilmdämpfung, Schmierfilmsteifigkeit

Summary

Bearings in general are manufactured today as precision components, in order to provide exact guidance to machine components during operation.

Bearing failures almost certainly cause cost intensive system shutdowns and repair requirements.

The operating precision and the reliability of a design are not only determined through the bearing itself, but by the combined effect of the surrounding parts and the bearing.

Therefore in an early phase of the design process bearing specific characteristics should be taken into consideration.

This thesis describes methods of integrating tribological features in a structural optimization process of bearing housings. Lubricant film damping as well as stiffness are determined depending on the lubricant film thickness.

Experimental methods are described to establish these dynamic parameters for maintenance free bearings with a PTFE lubricant layer.

This type of problem leads to a multi-objective (multicriteria) optimization process where the most important objectives are reducing the housing mass as well as maximizing the bearings life.

Additionally there are necessary restrictions such as avoiding resonances.

Multicriteria optimization problems with multiple objectives typically result in a conflict. Limits as well as possible suitable strategies are discussed in this context.

Generally a solution has to be found by varying the housing mass following a previously set strategy with the aim of having the lowest possible number of iterations with an acceptable accuracy. The first priority is to adapt the housing design to an already selected bearing.

With an MBS –Model set up parallel to the FE – model of the housing the natural frequencies are evaluated, revealing the influence of the tribological parameters on the dynamics of the entire system.

Keywords:

Structural optimization, spherical bearing, lubricant film damping, lubricant film stiffness

Danksagung

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll (Leiter des Institutes für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie der Universität Hannover) für die Übernahme des Hauptreferates. Sein in mich gestecktes Vertrauen und sein Engagement haben die vorliegende Arbeit in dieser Form erst möglich gemacht.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Ludger Deters (Inhaber des Lehrstuhls für Maschinenelemente und Tribologie der Otto –von –Guericke Universität Magdeburg) danke ich für die Übernahme des Korreferates sowie die fachkundigen Diskussionen und ebenfalls für die in mich investierte Zeit. Die große Erfahrung auf dem Gebiet der Konstruktions- und Lagertechnik dieser beiden Herren sowie der sehr gute Ton und die sachliche Atmosphäre gaben dieser Arbeit prägende Elemente.

Herrn Prof, Dr.-Ing Berend Denkena (Leiter des Institutes für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen (IFW) der Universität Hannover) möchte für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission danken.

Danken möchte ich außerdem allen Freunden und Bekannten, die mich bei dieser Arbeit auf verschiedene Art und Weise sehr unterstützt haben.

INHALTSVERZEICHNIS

SYMBOLVERZEICHNIS	I
Großbuchstaben	i
Kleinbuchstaben.....	ii
Griechische Buchstaben	iii
Schreibweisen	iv
1 EINLEITUNG	5
1.1 Motivation und Problemstellung	5
1.1.1 Historische Entwicklung der Lagertechnik	5
1.1.2 Historische Entwicklung der Strukturoptimierung.....	7
1.2 Stand der Technik	9
1.2.1 Topologieoptimierung [12]:	9
1.2.2 Shape Optimization	10
1.2.3 Sizing Opimization.....	10
1.3 Ziel, Aufgaben und Aufbau der Arbeit	10
2 CHARAKTERISTISCHE EIGENSCHAFTEN EINES GELENKLAGERS	11
2.1 Bauformen	11
2.2 Begriffsdefinitionen.....	12
2.3 Schmierung der Gelenklager.....	13
2.4 Betriebszustände wartungspflichtiger Lager.....	14
2.4.1 Festkörperkontakt (statisch)	14
2.4.2 Hydrodynamische Vollschrnerung.....	15
2.4.3 Mischreibung	16
2.4.4 Stribeckkurve	18
2.5 Tribologisches Verhalten von wartungsfreien Gelenklagern.....	19
2.5.1 Unterschiedlicher Aufbau von PTFE - Gleitschichten	19
2.5.2 Verschleißphasen	22
2.5.3 Verhalten des Reibungskoeffizienten.....	23
2.6 Lebensdauerbestimmende Parameter	23
3 OPTIMALE AUSLEGUNG EINES GEHÄUSE - LAGERSYSTEMS	25
3.1 Definition eines optimalen Laufverhalten eines Gelenklagers	27
3.2 Pressungsverteilung in einem Gelenklager unter extremen Einspannbedingungen	28
3.3 Drei Säulen Modell.....	30
3.3.1 Festlegung und Beschreibung der wesentlichen Variablen des Drei Säulen Modells.....	31

4	STRUKTURMODELL (GESTALTUNG DES ENTWURFSRAUMES)	34
4.1	Allgemeiner Aufbau	34
4.1.1	Spannungsverteilung in der Umgebung eines Kreisloches	35
4.1.2	Einfluss der Welle auf die Pressungsverteilung in einem Radial - Gelenklager	37
5	STRUKTURMODELL ZUR BESTIMMUNG VON DYNAMISCHEN EIGENSCHAFTEN	43
5.1	Feder – Masse – Dämpfer - Modell eines Lager-Gehäuse-Systems	43
5.2	Schmierfette und -öle	48
5.3	Bestimmung der Schmierfilmhöhe	52
5.3.1	Bestimmung der Konstanten	56
5.3.2	Mangelschmierung	59
5.3.3	Iterative Ermittlung der resultierenden äußeren Kraft.....	61
5.4	Bestimmung der Schmierfilmdämpfung	63
5.5	Verfahren der überlagerten Traganteile.....	69
5.6	Dynamische Viskosität unter dem Einfluss einer Kompressionsgeschwindigkeit.....	70
5.7	Bestimmung der Schmierfilmsteifigkeit	71
5.8	Numerische Sensitivitätsanalyse zur Beurteilung der Parametereinflüsse auf die Schmierfilmdämpfung und -federung.....	72
5.8.1	Auswertung der Empfindlichkeitsanalyse	74
5.9	Experimentelle Bestimmung der Federsteifigkeit und Dämpfung einer PTFE-Gleitschicht	75
5.10	Kinematik bei oszillierender Bewegung eines Gelenklagers	79
6	OPTIMIERUNGSMODELL	85
6.1	Multikriterien Optimierung	85
6.1.1	Methode der restriktionellen Transformation.....	86
6.1.2	Methode der Zielgewichtung	87
6.1.3	Beurteilung der Ziele in Hinblick auf einen Zielkonflikt	87
6.2	Optimierungsstrategien	89
6.2.1	Biomechanische Strategien zur Reduzierung einer Pressung.....	90
6.2.2	Soft-Kill Methode [25],[111]	95
6.3	Mathematische Formulierung eines Strukturoptimierungsproblems	97
6.3.1	Restriktionsformulierungen für Eigenwertprobleme.....	102
7	BEISPIELE	102
7.1	Angewandte Optimierungswerkzeuge:	102
7.1.1	Beispielanwendung der Soft-Kill-Methode:.....	102
7.1.2	Beispielanwendung einer Shape-Optimierung:	104
7.2	Topologie- und Shape- Optimierung im Designprozess	105
7.3	Besonderheiten bei der Berücksichtigung einer Lagerstelle	106

7.4	Radial-Gelenklager (asymmetrische Einspannung)	108
7.4.1	Gestalt nach dem 10 Iterationsschritt;	108
7.4.2	Enddesign:.....	109
8	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	111
9	ANHANG	115
9.1	Vergleich der Randbedingungen nach Gümbel und Reynolds	115
9.1.1	Randbedingungen nach Gümbel	116
9.1.2	Randbedingungen nach Reynolds	117
9.1.3	Randbedingungen nach Gümbel	118
9.1.4	Randbedingungen nach Reynolds	119
9.2	Diagramme	124
9.2.1	Schmierfilmhöhen	124
9.2.2	Schmierfilmdämpfungen	126
9.2.3	Dynamische Viskosität in Abhängigkeit von Pressung und Kompressionsgeschwindigkeit	128
9.2.4	Schmierfilmsteifigkeiten	129
9.2.5	Strukturmodell zur Bestimmung von dynamischen Eigenschaften (siehe auch Bild 5.2).....	131
9.3	Erläuterung zu den dynamischen Berechnungen	137
10	LITERATURVERZEICHNIS:	139
11	LEBENS LAUF	148

Symbolverzeichnis

Großbuchstaben

A	Kontaktfläche
T	Lagertemperatur
P	äquivalente Lagerbelastung
C	Steifigkeitsmatrix
$C(x,y,z)$	Gehäusesteifigkeit
C_{Au}	Federsteifigkeit des Außenrings
C_{IR}	Federsteifigkeit des Innenrings
C_{Sch}	Federsteifigkeit des Schmierfilms
C_{PTFE}	Federsteifigkeit der PTFE-Gleitschicht
D	Dämpfungsmatrix
D_{Au}	Dämpfung des Außenrings
D_{IR}	Dämpfung des Innenring
D_{Sch}	Dämpfung des Schmierfilms
D_{PTFE}	Dämpfung der PTFE-Gleitschicht
E	E-Modul
E2	E-Modul Innenring
E1	E-Modul Außenring
F	Kraft
F_{sq}	Squeeze-Kraft
$F_r(t)$	zeitabhängige Radiallast
F_N	Normalkraft
$F_o(x)$	obere Näherungskurve aus Messkurven der mechanischen Hysterese der PTFE-Gleitschicht
$F_u(x)$	untere Näherungskurve aus Messkurven der mechanischen Hysterese der PTFE-Gleitschicht
H	Hilfsgröße zur Bestimmung der geometrischen Verhältnisse eines viergliedrigen Drehgelenktriebes
L	axialer Abstand Wellenende - Stirnfläche Innenring
M	Massenmatrix
Ri	Radius der Innenringkugel
Ra	Radius der Außenringkugel
T_q	Matrix der Hilfsgrößen

Kleinbuchstaben

a	Bohrungsradius
a_k	Radius des rotierenden Schenkels eines Drehgelenktriebes
b_k	Länge des Verbindungsgliedes eines Drehgelenktriebes
c_k	Radius des oszillierenden Schenkels eines Drehgelenktriebes
d_k	Abstand der Gelenkpunkte eines Drehgelenktriebes
d	Bohrungsdurchmesser
e	Euler Zahl
e_z	Einheitsvektor in Z-Richtung
f_L	Lastfrequenz
f_r	Erregungsfrequenz
h	Schmierfilmhöhe (allgemein)
h_o	zentrale Schmierfilmhöhe
h_{min}	minimale Schmierfilmhöhe
j	imaginäre Zahl
k	numerische Konstante
m_{red}	reduzierte Masse
n	Umdrehung des Innenringes
p	Kontaktpressung
p_0 oder p_{max}	max. Kontaktpressung
p_{sq}	Squeeze-Druck
p_g	Grenzdruck
q	Anzahl der Eigenwerte
r1	Krümmungsradius des 1. Kontaktkörpers
r2	Krümmungsradius des 2. Kontaktkörpers
r	Koordinate
t	Zeit
$u(x,y,z)$	variable Gehäusegeometrie
v	mittlere Gleitgeschwindigkeit
v_z	Schwinggeschwindigkeit
v1	Geschwindigkeit des 1. Kontaktkörpers
v2	Geschwindigkeit des 2. Kontaktkörpers
$v_{Ges}(t)$	resultierende Geschwindigkeit des Kontaktpunktes
x	Koordinate
y	Koordinate
z	Koordinate

x_{\max}	max. Verformung der Probe
x_n	Parameter der Schmierstofffederung bzw. -dämpfung

Griechische Buchstaben

$\alpha(t)$	zeitabhängiger Kippwinkel
β	Hilfsgröße zur Bestimmung der Eigenwerte nach dem SVI Verfahren
$\beta(t)$	zeitabhängiger Schwenkwinkel
χ	Verhältnis der Halbachsen der Kontaktellipse
$\chi(t)$	Winkelposition des oszillierenden Schenkels eines Drehgelenktriebes
χ_1, χ_2	Hilfswinkel zur Bestimmung der geometrischen Verhältnisse eines viergliedrigen Drehgelenktriebes
μ	Reibungskoeffizient
$\phi(t)$	Winkelposition des rotierenden Schenkels eines Drehgelenktriebes
γ	Exponent der allgemeinen Gleichung zur Berechnung der Schmierfilmhöhe
η	dynamische Viskosität
η_0	dynamische Viskosität die Normaldruck und Raumtemperatur
ν	kinematische Viskosität
ν_1	Poissonzahl des Außenrings
ν_2	Poissonzahl des Innenrings
ω	Winkelgeschwindigkeit
ω_0	Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems
ω_{Res}	Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems
φ	Koordinate
ρ	äquivalenter Krümmungsradius
ρ	Dichte des Schmierfilms bei 20° Grad
σ_0	Zugspannung
σ_r	Spannungskomponente in Richtung r (Radialspannung)
σ_φ	Spannungskomponente in Richtung φ (Umfangsspannung)
$\tau_{r\varphi}$	Schubspannungskomponente

Schreibweisen

∇	Nabla-Operator
δ	1. Variation einer Funktion oder Funktionals
\mathfrak{R}^n	n-dimensionaler Definitionsraum der reellen Zahlen
x^*	optimale Entwurfskonfiguration
∂	partieller Differential Operator
x^T	transponierter Vektor x
$\det [..]$	Determinante einer Matrix

1 Einleitung

1.1 *Motivation und Problemstellung*

1.1.1 Historische Entwicklung der Lagertechnik

Die Geschichte der Lagertechnik ist untrennbar mit der des Rades verbunden. Beide Entwicklungen begannen vor etwa 6000 Jahren in Mesopotanien (siehe auch [1]) Das Lager als einzelnes genormtes Maschinenelement fand aber erst Ende des 19. Jahrhundert Verbreitung.

Lager allgemein werden heutzutage gemäß ihrer Aufgabenstellung als Genauigkeitsteil hergestellt und übernehmen während des Betriebs maßgebliche Führungsverantwortung. Sie werden nach der Bewegungsart in Linear- sowie Rotativlager eingeteilt werden.

Rotative Lager haben die Aufgabe Drehbewegungen von Wellen mit möglichst geringer Reibung zu übertragen und auftretende Kräfte in angrenzende Gehäusebauteile einzuleiten. Die Auswahl des Lagertyps wird in erster Linie durch die Beanspruchungsgrößen bestimmt.

Gelenklager wurden erst Anfang 1940 für die Luftfahrtindustrie entwickelt. Die mit der Einführung des Gelenklagers erzielten Vorteile, nämlich Belastungen momentenfrei zu übertragen und somit Biegespannungen von Konstruktionselementen fernzuhalten, war ein bedeutender Schritt in Richtung Leichtbau. Die Kugelgeometrie gestattet eine Schwenk- und Kippbewegung.

Ein Gehäuse hat in erster Linie die Funktion die Übertragung von Kräfte zwischen relativ zueinander bewegten Teilen zu gewährleisten und eine Begrenzung der Bewegungsrichtung (bis auf die Freiheitsgrade des Lagers) festzulegen. Eine weitere Funktion des Gehäuses besteht darin, das Lager von der Außenwelt so abzukapseln, dass keine schädigenden äußeren Einflüsse (Wasser, Staub) das tribologische System stören. Dazu enthält das Gehäuse üblicherweise Dichtungselemente verschiedener Art [2]. Die zweite Funktion ist somit stark vom jeweiligen Einsatzfall abhängig. Es gibt eine Reihe von genormten Standardgehäusen, wie Stehlagergehäuse (Bild 1.1a) und Gelenkköpfe (Bild 1.1b), die als Einheit mit dem Lager ein komplettes Maschinenelement bilden. Besondere Einbau- und Betriebsbedingungen erfordern oft den Einsatz von speziellen Gehäusekonstruktionen. Diese Gehäusekonstruktionen sind direkt auf den jeweiligen Einsatzfall zugeschnitten

[3]. Bei den meisten Anwendungen wird der Lagersitz jedoch in die Konstruktion integriert.

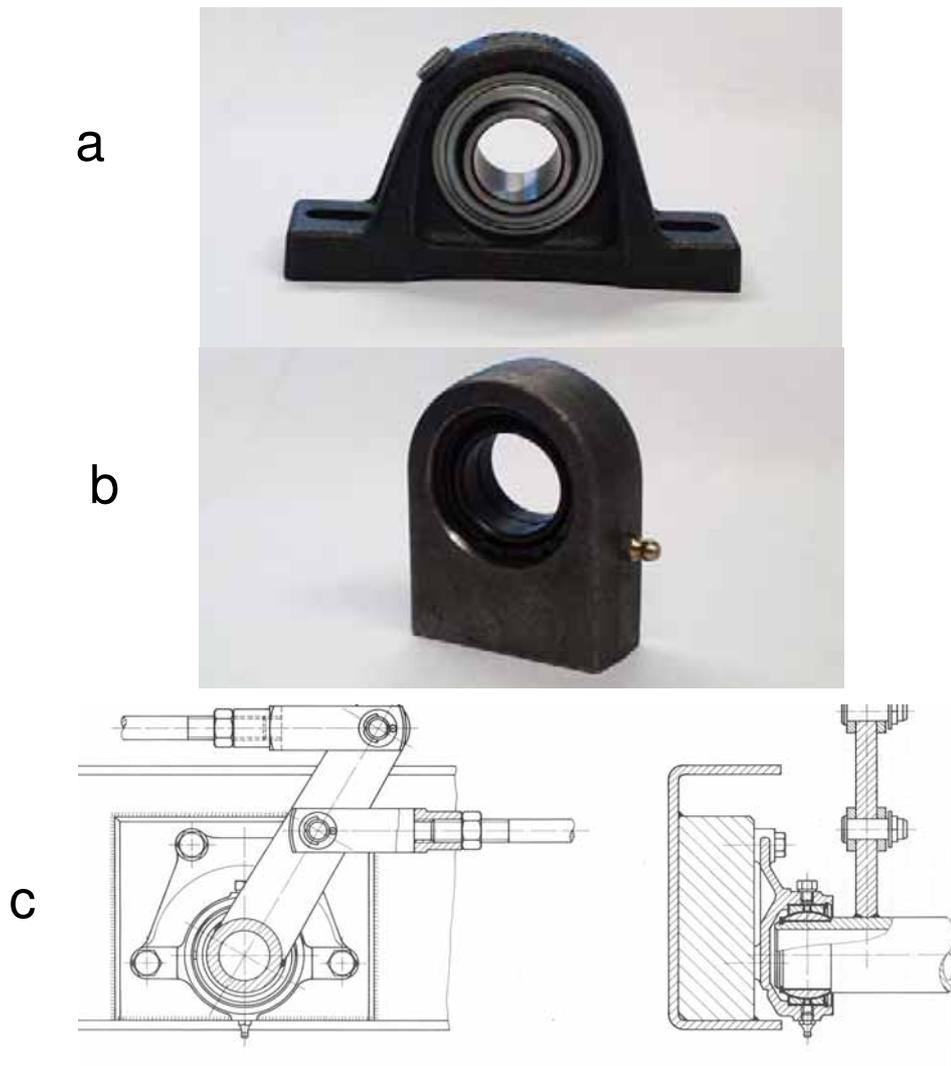


Bild 1.1: Auswahl von Gehäusebauformen für Rotativlager

a.) Stehlagergehäuse

b.) Gelenkkopf

c.) angepasst an die Umgebungskonstruktion (Bremslagergestänge)[4]

Um Lager als handelsübliche Lösungen für eine Vielzahl von Konstruktionsprobleme einzusetzen, sind die äußeren Abmessungen der meisten Wälz- und Gleitlager genormt, nicht aber der innere Aufbau (Anzahl und Größe der Wälzkörper, Aufbau der Gleitschicht).

Eine Lebensdauerberechnung für die geläufigsten Anwendungsfälle von Wälzlager ist in DIN ISO 281 [5] genormt. Für Gelenklager gibt z.Zt. noch keine genormte Lebensdauerberechnung.

Lagerausfälle führen nicht selten zu kostenintensiven Betriebsstilllegungen und Reparaturmaßnahmen. Die Sicherheit der Funktion einer Konstruktion sowie

deren Genauigkeit werden aber nicht nur durch das Lager bestimmt. Das Zusammenwirken der Umgebung der Lagerstelle mit dem Lager hat einen großen Einfluss.

1.1.2 Historische Entwicklung der Strukturoptimierung

Eine Hauptforderung bei mechanisch und thermisch beanspruchten Konstruktionen ist, diese so zu dimensionieren, dass die zulässige Beanspruchung in allen Querschnitten möglichst gleichmäßig erreicht wird. [6]. Dies ist eine der Hauptaufgaben der Strukturoptimierung.

Erste theoretische Ansätze zur Optimierung eines Kragbalkens wurden bereits 1638 von Galilei verfasst. Ende des 19. Jahrhunderts wurden erste Algorithmen von Maxwell (1869) und Michell (1904) in einer Entwurfstheorie für gewichtsoptimale Stab- und Netzwerke formuliert. Sind die Elemente einer Fachwerk- oder Netzstruktur für die maximalen Spannungen σ_z und σ_D ausdimensioniert und nützen dabei nur Wege größter Zug- und Druckdehnung ε_z und ε_D , so verwirklicht eine derartige Michellstruktur das absolute Gewichtsminimum und zeichnet sich durch höchste Steifigkeit aus [7].

Die Entwicklung der mathematischen Beschreibung der Spannungsverteilungstheorie wurde entscheidend von Neuber geprägt. Seine Theorien über Kerbspannungen, wie zum Beispiel das Abklinggesetz [8], sind Ausgangspunkt vieler weiterführender Entwicklungen.

Mit dem Einsatz von leistungsfähiger Computertechnologie mit effizienter Software ist die Anwendung einer Reihe von Analysewerkzeugen möglich, die eine wesentliche Basis für den Strukturoptimierungsprozess darstellen. Die effektive Nutzung der Strukturoptimierung setzt ein möglichst genaues, leistungsfähiges und gleichzeitig rechenzeitsparendes Strukturanalyse-verfahren voraus. Zu nennen wäre hier die Finite Element Methode (durch Clough 1960 benannt). Clough benutzte diese Verfahren zur Berechnung von ebenen Spannungszuständen. Der Begriff kennzeichnet heute ein breites Spektrum an Verfahren. Selbst wenn man sich nur auf Probleme der Struktur- und Festkörpermechanik beschränkt, kann die Methode in einer Vielzahl von verschiedenen Formen verwendet werden [9]. Diese Methode ist heute das am weitesten verbreitete numerische Berechnungsverfahren in den Ingenieurwissenschaften.

Um den unterschiedlichen auftrags- oder entwicklungsspezifischen Aufgaben gerecht zu werden, erfolgt der Einsatz der FEM in der Projektierung kurzfristig, in der Konstruktion und Abwicklung mittelfristig und langfristig in der Entwicklung [10].

Die Forderung nach gewichtsoptimierten Konstruktionen kann jedoch zu nicht gewünschten Effekten führen, wenn nicht alle Aspekte und Auswirkungen berücksichtigt wurden. Eine Konstruktion kann nur dann optimal sein, wenn sie die gestellten Anforderungen aller Komponenten/Disziplinen bestmöglichst erfüllt [11].

Diese Forderungen führten zur Entwicklung von Multikriterien-Optimierungskonzepten. Erste Multikriterien-Optimierungskonzepte auf dem Gebiet der Wirtschafts- und Sozialtheorie wurden von Vilfredo Pareto (1848-1923) verfasst. Unter Anwendung von mathematisch quantifizierender Methoden arbeitete er eine Modellbildungen des Produktions-, Verteilungs- und Konsumbereich aus. Erste Konzepte auf dem Gebiet der Strukturmechanik wurden etwa 1970 von W. Stadler veröffentlicht. Seit Ende der siebziger Jahre sind immer mehr Multikriterien-Optimierungskonzepten in den Konstruktionsprozess integriert worden. Multikriterien-Optimierung wird auch als Vektor-Optimierung bezeichnet.

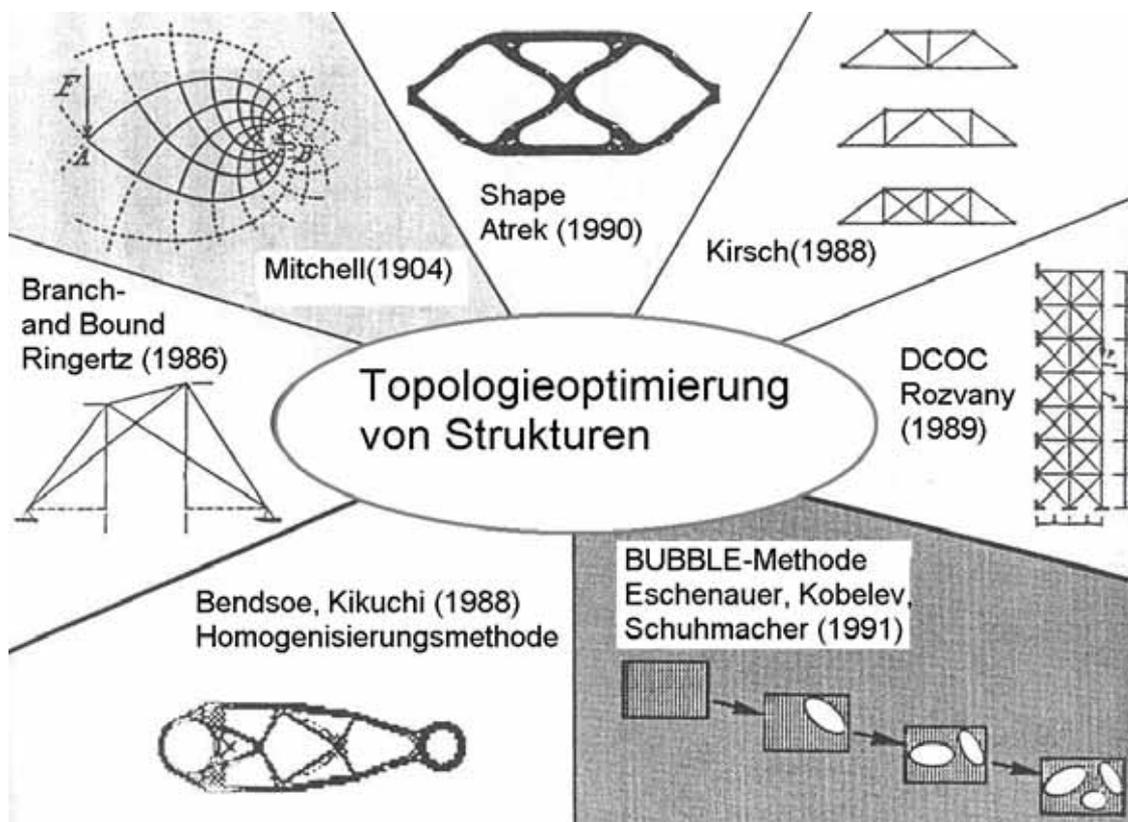


Bild 1.2: Historische Entwicklung der Topologieoptimierung von Strukturen [12].

Strukturoptimierungswerkzeuge stellen ein wichtiges Werkzeug im Design-Prozess dar. Die Strukturoptimierung ist heute ein selbstständiges Gebiet der Angewandten Mechanik.

1.2 *Stand der Technik*

Betrachtet man die Disziplinen Strukturoptimierung und Lagertechnik muss man feststellen, dass sich beide über Jahrhunderte völlig getrennt von einander entwickelt haben. Bereits 1960 wurden Lager als vereinfachte Feder-Dämpfer-Elemente zur Untersuchung dynamischer Eigenschaften von Werkzeugmaschinen in die Betrachtung mit einbezogen [13,14]. Erst um 1970 wurden in verschiedenen Veröffentlichungen der Einfluss der Gehäusegestaltung auf das Lagerlaufverhalten von Wälzlagern dargestellt [15-22]. Seitdem existieren verschiedene Möglichkeiten den Gehäuseeinfluss auf die Lebensdauer von Wälzlagern zu berechnen, wie zum Beispiel Einflusszahlen für die Verformung des Gehäuses [23]. Wie bereits erwähnt entstanden etwa zur selben Zeit Konzepte zur Multikriterien - Optimierung. Eine rechnerunterstützte Konstruktion von Maschinengehäusen zur Optimierung von Steifigkeit, Festigkeit und Betriebssicherheit von hydrodynamischen Gleitlagern wurde bereits 1982 von Peeken, Widyanata und Knoll in einer Veröffentlichung dargestellt [24].

Heute existieren verschiedene Software-Pakete zur Strukturoptimierung, die oft mit FE-Analysesoftware gekoppelt sind. Generell unterscheidet man in der Strukturoptimierung zwischen Topologie-, Shape und Sizing Optimization. Topologie- wie auch Shape- Optimierung sind in der Regel parameterfrei Verfahren. Sie können jedoch durch die Anwendung von Splines mit Kontrollpunkten leicht in eine parametergesteuerte Optimierung überführt werden.

1.2.1 Topologieoptimierung [12]:

Unter Topologie versteht man die geometrische Gestalt und Lage von Figuren, ohne die gegenseitigen Maßverhältnisse zu berücksichtigen. Bei einer Topologieoptimierung kann ein Körper, ausgehend von einem Entwurfsraum grundlegend seine Gestalt ändern. Es können Durchbrüche oder Löcher entstehen (siehe Bild 1.2).

Typische Methoden zur Topologieoptimierung sind die Soft-Kill [25] und die Bubble-Methode [26-28]. Eine vergleichbare Methode der Spannungshomogenisierung findet man bei Bendsoe [29].

Der denkbar einfachste Algorithmus eliminiert nur die Elemente aus dem Modell, die einen sehr kleinen Spannungswert unterschreiten. Einen allgemeinen Überblick über verschiedenen Techniken zur Topologieoptimierung erhält man in [30].

1.2.2 Shape Optimization

Durch Shape Optimization oder Gestaltoptimierung wird nur der Rand (bzw. die Oberfläche) oder ein Teilbereich des Randes durch Verschiebung von FE-Knoten verändert. Diese Methode lässt sich parametergesteuert oder -frei realisieren. Bei der Shape Optimization entsteht keine grundsätzlich neue Form im topologischen Sinne.

Das Bauteil wächst in hochbeanspruchten Regionen nach außen, in anderen Bereichen schrumpft es.

Ein Konzept zur gradientenfreien Shape Optimierung wurde u.a. von Schnack vorgestellt [31], siehe auch [32,33].

1.2.3 Sizing Optimization

Bei Sizing Optimization oder Parameteroptimierung werden ein oder mehrere ausgewählter Parameter (z.B. die Position einer Bohrung) gezielt so verändert, dass die vom Entscheidungsträger festgelegte Zielfunktion (z.B. die Vergleichsspannung im Bauteil) einen Extremwert (Minimum) annimmt. Es muss in der Regel ein Bereich angegeben werden, innerhalb dessen diese Parameter variiert werden können. Deshalb muss die ungefähre Lage des Optimums der Formänderung im Prinzip bekannt sein.

1.3 ***Ziel, Aufgaben und Aufbau der Arbeit***

In der vorliegenden Arbeit wird ein Konzept zur optimalen Auslegung von Gehäusen für Gelenklager entwickelt. Das wesentliche Ziel ist es, die Wechselwirkung zwischen Lager und Gehäuse in einem Strukturoptimierungsprogramm zu vereinen. Im Vordergrund steht also die Anpassung des Gehäuses an ein bereits ausgewähltes Lager. Die Komponenten des Lagers selbst (einschließlich Schmierstoff) sollen zwar während des Optimierungsprozesses berücksichtigt, aber nicht als variable Größen

herangezogen werden. Somit wird auch nicht auf spezielle tribologische Aspekte, wie etwa die Lage der Schmiernuten in den Laufflächen oder den Wärmehaushalt eines Lager-Gehäusesystems eingegangen.

Allgemein gelten folgende Forderungen:

1.Reduzierung der Gehäusemasse bei gleichbleibender max. Vergleichsspannung

2.gleichmäßige Pressungsverteilung im Lager mit geringem Maximalwert

3. Vermeidung von Resonanzen

Das Laufverhalten des Lagers darf zu keinen unerwünschten Effekten im Gehäuse führen. Es dürfen keine Resonanzfrequenzen auftreten, die u.a. ein Stick – Slip - Verhalten begünstigen.

Eine Erhöhung des Reibmomentes erzeugt außerdem ein zusätzliches Moment, welches die Lagerstelle und somit das Gehäuse belastet.

Um ein Gelenklager in einer Gehäuseoptimierung zu berücksichtigen, ist die Kenntnis von deren Aufbau und Wirkungsweise eine wichtige Voraussetzung. Aus diesem Grund beschäftigt sich der erste Teil der Arbeit mit unterschiedlichen Bauformen und ihren tribologischen Besonderheiten sowie deren Bedeutung in einem Strukturoptimierungsprozess.

Im Weiteren wird ein Strukturmodell als Grundlage für eine Strukturoptimierung erörtert. Dabei werden auch tribologische Eigenschaften des Lagers, wie zum Beispiel die Schmierfilmdämpfung berücksichtigt. Bei der Formulierung des Optimierungsmodells wird auch die spezielle Problematik einer Multikriterien Optimierung erläutert.

2 Charakteristische Eigenschaften eines Gelenklagers

2.1 Bauformen

Gelenklager bestehen aus einem Außen- und Innenring mit kugelförmiger Gleitfläche. Ein Toleranzspiel zwischen beiden Kugeln ermöglicht ein Verdrehen bzw. Verkippen. Man unterscheidet nach Aufbau und Hauptlastrichtung Radial-, Schräg- und Axial-Gelenklager (Bild 2.1). Bei wartungspflichtigen Lagern sind (in der Regel) die Laufflächen mit Schmiernuten versehen. Es können verschiedene

Schmiernutzsysteme zum Einsatz kommen. Ziel dabei ist immer, die Kontaktfläche zwischen Innen- und Außenring mit genügend Schmierstoff zu versorgen.

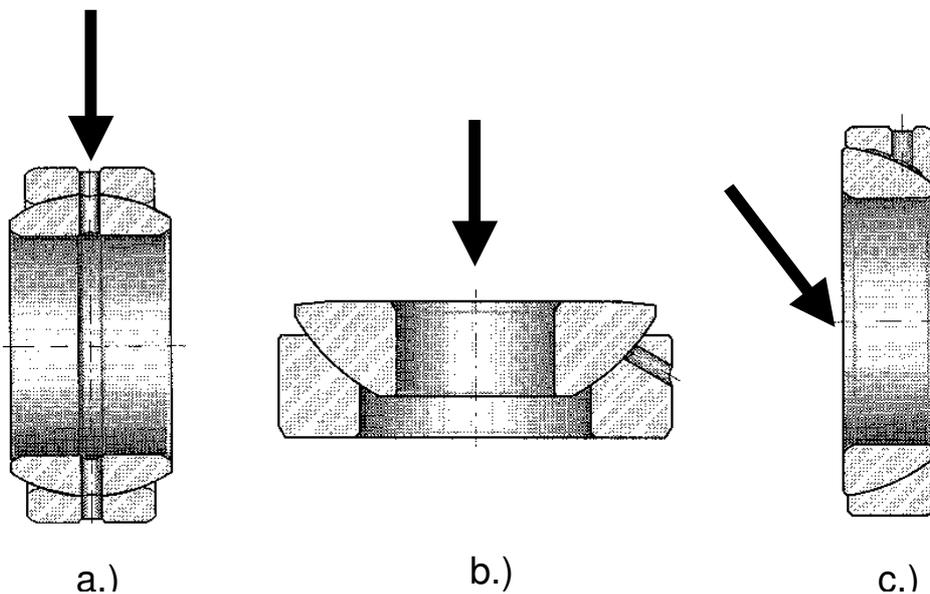


Bild 2.1: Bauformen von Gelenklagern [34]

- a.) Radial - Gelenklager
- b.) Axial - Gelenklager
- c.) Schräg - Gelenklager

2.2 Begriffsdefinitionen

Die Hauptabmessungen von verschiedenen Gelenklagern sind in DIN ISO 12240 (früher DIN 648) genormt. Neben dem Wellendurchmesser d sind vor allem die (oft zeitabhängige) Kraft F_r , sowie die Bewegungsgrößen Kippwinkel $\alpha(t)$ und Schwenkwinkel $\beta(t)$ charakteristisch für den jeweiligen Einsatzfall (Bild 2.2). Der maximale Kippwinkel ist der Winkel, um die die Achsen von Innenring und Außenring gegeneinander geneigt sein können, ohne dass die Projektion der theoretischen Berührfläche der beiden Lagerringe kleiner würde als bei paralleler Lage der beiden Ringachsen zueinander [35].

Der Durchmesserunterschied zwischen Außen- und Innenringkugel in radialer Richtung wird als Radialluft bezeichnet. Die sich geometrisch ergebende Axialluft ist abhängig von der Radialluft, der Schmiegun und der Breite der Kugelfläche des Außenringes.

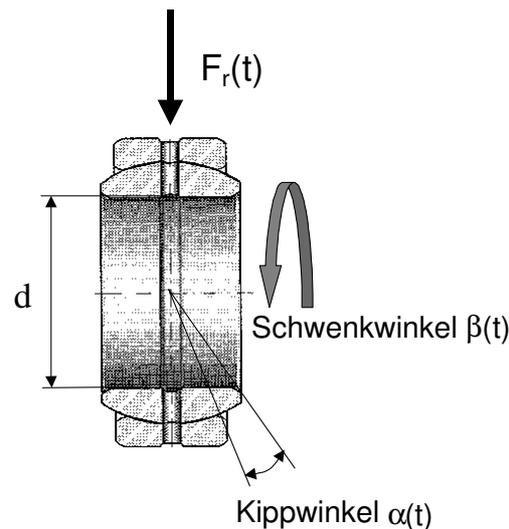


Bild 2.2: Begriffsdefinitionen

2.3 Schmierung der Gelenklager

Alle drei Varianten sind sowohl in wartungspflichtiger wie auch wartungsfreier Ausführung (Bild 2.3) erhältlich. Es kommen Stahl/Stahl wie auch Stahl/Bronze Gleitpaarungen bei metallischen Lagern zum Einsatz. Bei wartungspflichtigen Gelenklagern ist die Ausprägung des Schmierfilms ein entscheidender Punkt, der die Lebensdauer des Lagers beeinflusst. Die Schmierfilmausprägung ist im Wesentlichen von der Gleitgeschwindigkeit, der Last und der Lagerluft sowie von schmierstoffspezifischen Parametern wie etwa der Viskosität abhängig. Die Befettung erfolgt in den meisten Fällen über eine umlaufende Schmiernut, von der aus der Schmierstoff in die Gleitflächen gelangt.

Um den Einlauf und die Notlaufeigenschaften zu verbessern, wird werkseitig bei Stahl/Stahl Gleitpaarungen in der Regel eine Manganphosphatbehandlung vorgenommen und eine MoS₂ - Schicht aufgebracht.

Bei wartungsfreien Gelenklagern wird das Schmiermittel durch eine PTFE-Gleitschicht gebildet. Je nach Lagertyp und Größe kommen unterschiedliche PTFE - Gleitschichten zum Einsatz. Die PTFE - Gleitschicht ist durch Kleben mit dem Außenring verbunden. Sie verändert ihre werkstoffspezifischen Eigenschaften mit zunehmender Nutzungsdauer.

Der Verschleiß der PTFE-Gleitschicht über die Lebensdauer ist unterschiedlich stark ausgeprägt.

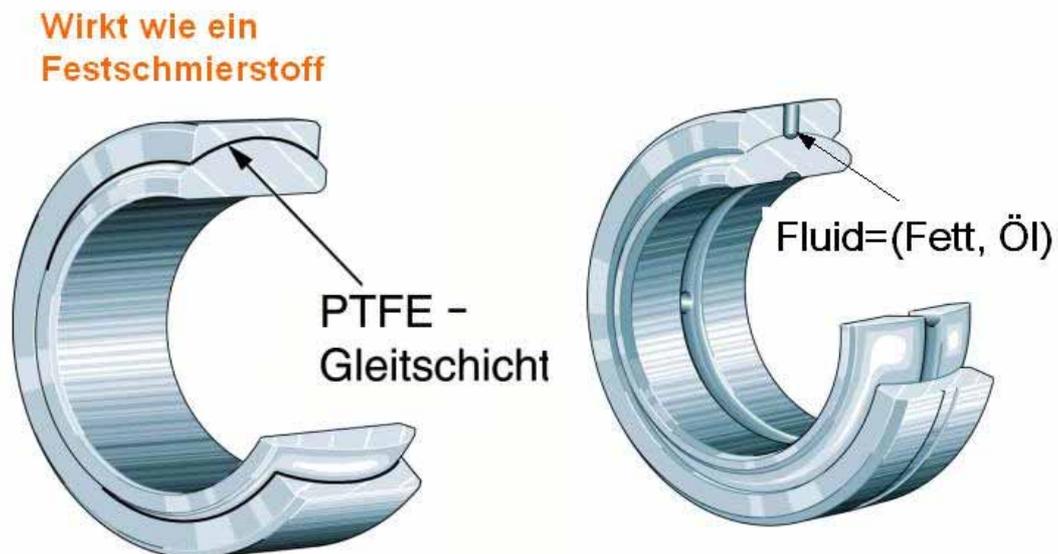


Bild 2.3: Wartungsfreies - und wartungspflichtiges Radial - Gelenklager

2.4 Betriebszustände wartungspflichtiger Lager

Je nach der Gleitgeschwindigkeit und Belastung werden unterschiedliche Betriebszustände erreicht. Diese sind durch die Ausprägung des Schmierfilms zwischen den Kontaktflächen charakterisiert. Ein Lager im Betrieb durchläuft in der Regel unterschiedliche Betriebszustände.

2.4.1 Festkörperkontakt (statisch)

Abgesehen von hydrostatischen Gleitlagern, bei denen ein Fluidruck außerhalb des Lagers durch eine Pumpe erzeugt und Druckkammern zugeführt wird oder bei magnetischen Lagerungen, wo mittels magnetische Kräfte ein berührungsfreies Getrennthalten der Lagerringe erreicht wird, stehen in diesem Betriebszustand die Lagerringe in direktem Kontakt und werden nicht relativ zueinander bewegt. Überschreitet eine zeitabhängige Kraft einen Grenzwert (Ermüdungsgrenzbelastung) ist die Lebensdauer durch Materialermüdung begrenzt.

Vergleicht man die nominelle Pressung von theoretisch ideal glatten Druckflächen mit einer realen rauhen Druckfläche, so ist das Maximum der realen nominellen Druckfläche kleiner (Bild 2.4) [36].

Da jedoch ein Lager auch Betriebszuständen ausgesetzt ist, bei denen die Komponenten einer Relativbewegung zueinander unterliegen, ist eine raue Druckfläche in der Regel nicht wünschenswert. Bei wartungspflichtigen Lagern kann durch Rauheitsspitzen die Bildung eines Schmierfilms verhindert werden.

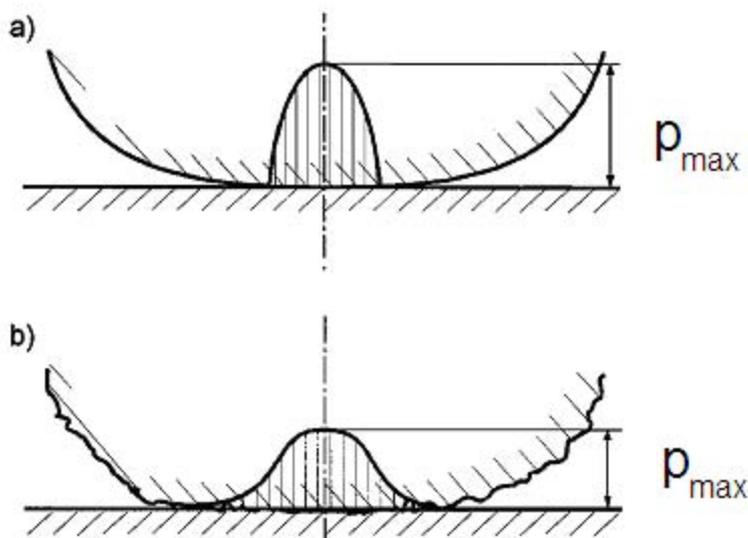


Bild 2.4: Druckverteilung bei glatten und rauhen Kontaktflächen [36]

2.4.2 Hydrodynamische Vollschrrierung

Oberhalb einer Grenzdrehzahl baut sich zwischen den Kontaktflächen ein trennender Schmierfilm auf, falls ausreichend Schmierstoff vorhanden ist. Durch die Rotation wird der Schmierstoff, der an den Oberflächen haftet, in den Schmierpalt hineingezogen (Bild 2.5). Zwischen den Ringen kommt es zu keinem direktem Kontakt mehr. Das Lager arbeitet verschleißfrei. Die Verformung der Kontaktkörper kann gegenüber der Schmierfilmhöhe vernachlässigt werden. Die Lebensdauer in diesem Betriebszustand wird vor allem durch das Fluid bestimmt. Auch kann es bei zeitabhängigen Belastungen bei Überschreiten einer Grenzbelastung zu Materialermüdung kommen.

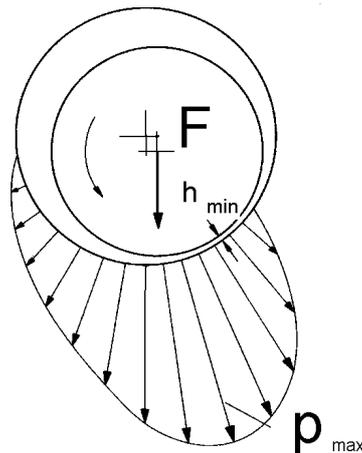


Bild 2.5: Druckverteilung im Schmierfilm eines hydrodynamischen Gleitlagers [22]

2.4.3 Mischreibung

Der Zustand der Mischreibung ist gekennzeichnet durch Kombination (Mischung) der bisher besprochenen Betriebszustände (Bild 2.6). Da es bei diesem Betriebszustand auch zu (metallischer) Berührung der Körper kommt, arbeitet das Lager nicht verschleißfrei. Es entsteht ein sehr kleiner Abrieb, der in (elasto-)hydrodynamischen Mikro - Bereichen als abrasiver Zwischenstoff wirkt.

Dadurch ändert dieses System ständig seine tribologische Mikrostruktur, die so sehr schwer zu erfassen ist. Die Lebensdauer wird wesentlich durch den Verschleiß an der Oberfläche bestimmt.

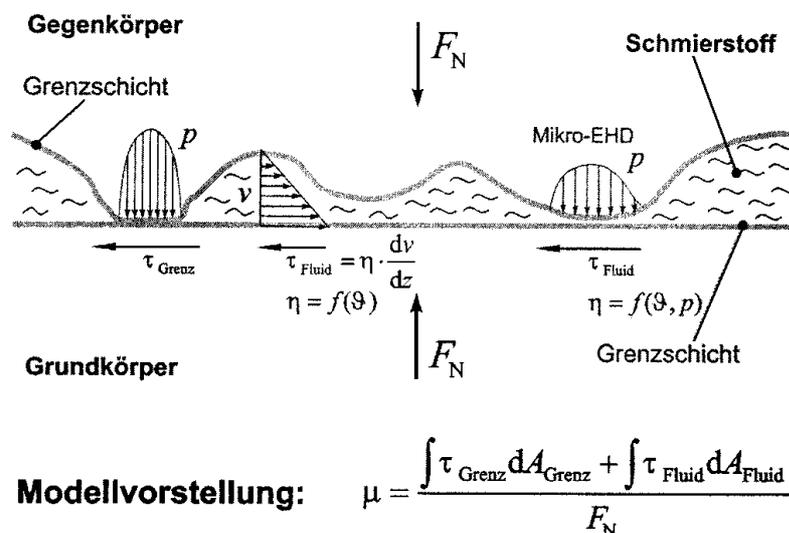


Bild 2.6: Mischreibung [40]

Durch den Abrieb werden zuerst die Rauheitsspitzen abgetragen. Dies führt zu einer Glättung der Gleitflächen (Bild 2.7). (zum Thema adhäsiven Verschleiß siehe auch [41])

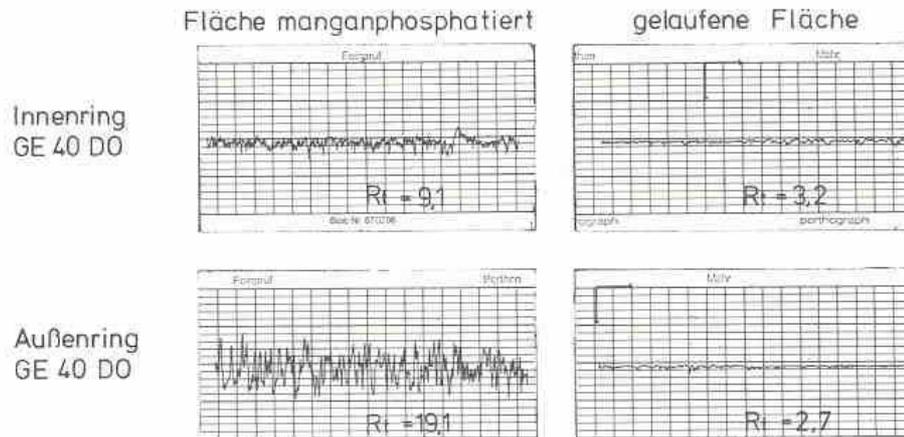


Bild 2.7: Gleitflächenglättung durch Verschleiß im Laufversuch [42]

Dadurch reduziert sich während einer Einlaufphase der Reibungskoeffizient. Die Einlaufphase ist deshalb auch durch einen erhöhten Verschleiß charakterisiert. Allgemein ist die Höhe des Verschleißes und des Reibungskoeffizienten stark von dem eingesetzten Schmierstoff abhängig (Bild 2.8.)

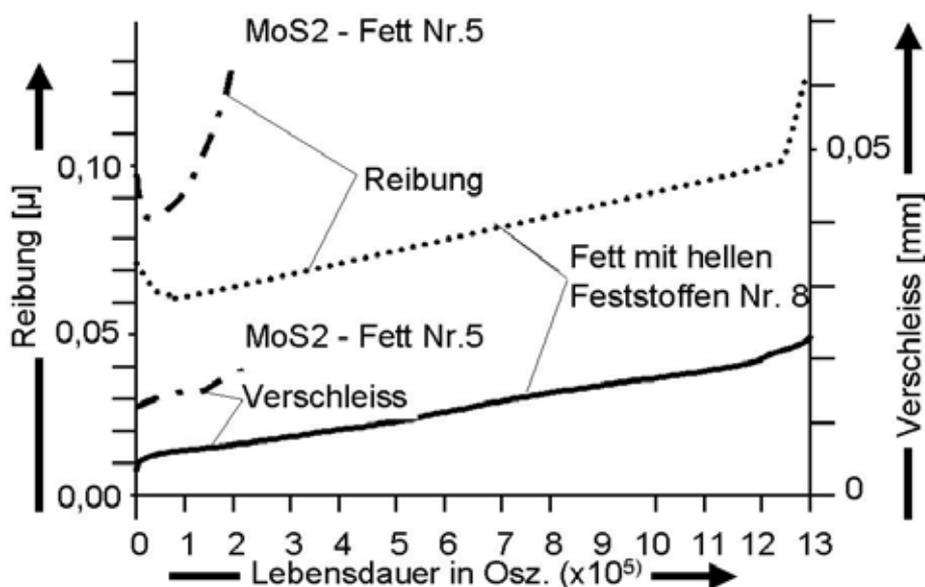


Bild 2.8: Lebensdauervergleich zweier Gelenklager mit unterschiedlichen Fetten bei gleichen Betriebsbedingungen [42]

Mischreibung ist der komplexeste Betriebszustand. Bis heute sind nicht alle Mechanismen und Einflussfaktoren sowie deren Zusammenwirken bekannt. Es gibt keine genormten Verfahren oder Theorien, die eine sinnvolle Beschreibung im Detail zulassen.

Beispielsweise liefert ein Stift - Scheibe Versuchsmodell unter gleichen Bedingungen vollkommen andere Ergebnisse als ein Gelenklager mit sphärischen Gleitflächen. Ein Grund dafür ist sicherlich die Tatsache, dass der Abrieb bei einem Stift - Scheibe Modell aus den Gleitflächen wandern kann und so zu keiner weiteren Schädigung der Kontaktzone führt. Es lassen sich bei diesem Betriebszustand offensichtlich nur geometrisch ähnliche Systeme vergleichen (siehe auch [42]).

Auch die Art der Schmierung sowie die Sauberkeit des Schmierstoffes ist von großer Bedeutung. Besteht die Möglichkeit in einer Anwendung den Abrieb mit dem Schmierstoff aus den Gleitflächen zu transportieren und genügend (reinen) Schmierstoff nachzuführen, kann dies positiven Einfluss auf die Lebensdauer haben.

2.4.4 Stribeckkurve

Alle beschriebenen Betriebszustände lassen sich in einem Diagramm (Stribeckkurve, Bild 2.9) darstellen. Um ein möglichst breites Aussagespektrum zu erhalten, wird die Lagerkennzahl als Quotient von dynamischer Viskosität und Winkelgeschwindigkeit zur Lagerpressung eingeführt. Diese Kurve zeigt bei konstanter dynamischer Viskosität und Lagerpressung mit steigender Winkelgeschwindigkeit ein rasches Absinken der Reibungszahl. Überschreitet die Lagerkennzahl den Ausklinkpunkt, so steigt die Reibungszahl aufgrund von Flüssigkeitsreibung wieder an. Es ist also wichtig, diesen Übergangsbereich, der (bei konstanter dynamischer Viskosität η und Belastung p) durch eine bestimmte Drehzahl gekennzeichnet ist, genau zu kennen. Die eindeutige Bestimmung des Ausklinkpunktes ist problematisch. Man kann zum Beispiel mit Hilfe der hydrodynamischen Theorie eine minimale Schmierfilmhöhe bestimmen und diese mit der Höhe der Rauheitsspitzen vergleichen. In der Regel wird aber möglichst ein sicherer Betriebspunkt angestrebt, dessen Lagerkennzahl etwas größer als die des Ausklinkpunktes ist. Das Lager arbeitet dann im Gebiet der reinen Flüssigkeitsreibung.

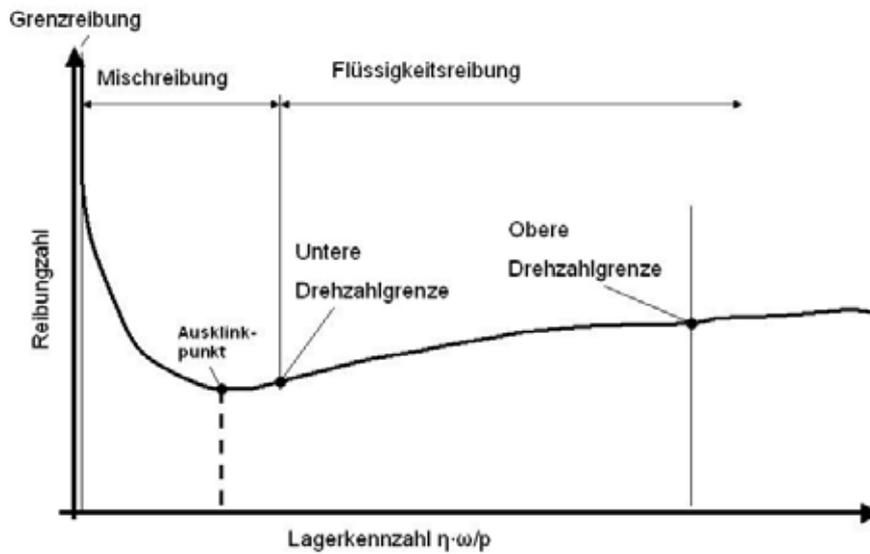


Bild 2.9: Stribeckkurve [43]

2.5 Tribologisches Verhalten von wartungsfreien Gelenklagern

2.5.1 Unterschiedlicher Aufbau von PTFE - Gleitschichten

PTFE (Polytetrafluoräthylen) entsteht bei der Polymerisation des Tetrafluorethylenmonomers.

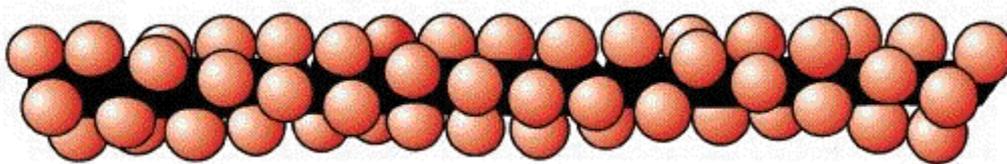
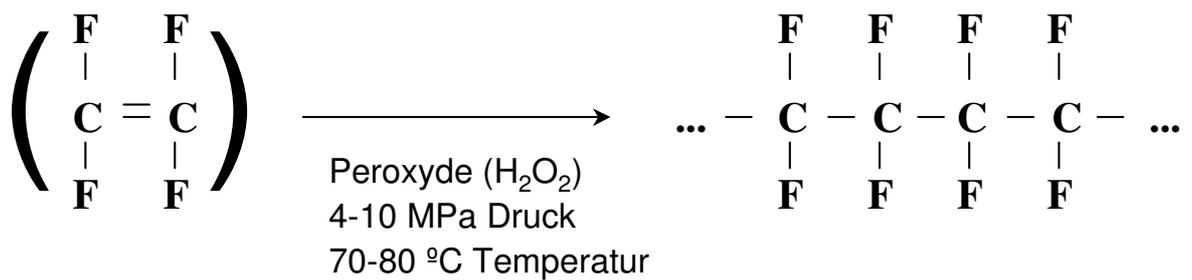


Bild 2.10: Modell einer PTFE - Molekülkette [DUPONT]

Allgemeine Eigenschaften von PTFE:

- kleinster Reibungskoeffizient aller bekannten Fasern, durch schwache intermolekulare Kohäsionskräfte
- eine der chemisch resistentesten Fasern, aufgrund der hohen Valenzkraft der Kohlenstoff - Fluor Bindung
- guter elektrischer Isolator
- gute UV- und Wetterbeständigkeit

Um PTFE als Gleitschicht für Gelenklager technisch nutzen zu können, wird es in ein Trägermaterial integriert.

Je nach Lagertyp und Größe kommen verschiedene PTFE - Gleitschichten mit unterschiedlichen Trägermaterialien zum Einsatz (Bild 2.11).

Im Gegensatz zu wartungspflichtigen Gelenklagern wird kein kraft- und geschwindigkeitsabhängiger (Fluid-) Schmierfilm erzeugt. Der Schmierstoff wird durch die PTFE - Gleitschicht, die auf die metallische Kugelfläche des Außenrings geklebt wird, gebildet.

Die Schichtstärke des Ausgangsmaterials beträgt bei allen Gleitschichten etwa 0,5 mm

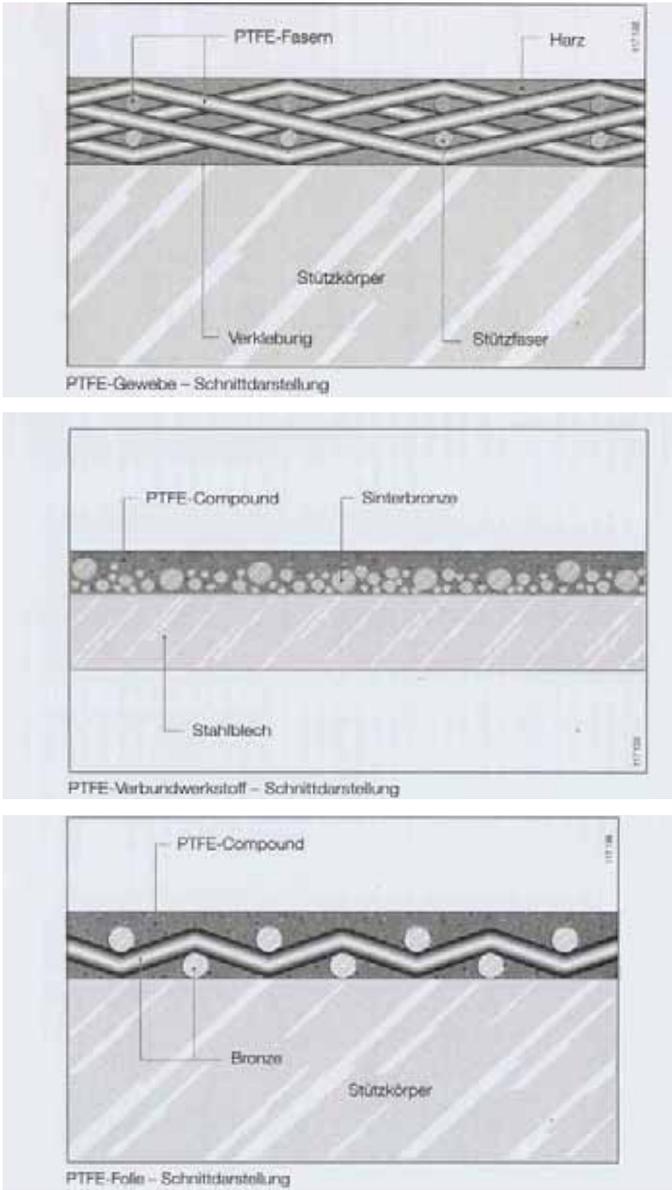


Bild 2.11: Aufbau unterschiedlicher PTFE - Gleitschichten [34]

2.5.2 Verschleißphasen

Ein wartungsfreies Gelenklager durchläuft, über seine Lebensdauer betrachtet, unterschiedliche Verschleißphasen (Bild 2.12). Im Gegensatz zu wartungspflichtigen Gelenklagern ist der Verschleiß größer. Dieser Verschleiß, im Wesentlichen der Abrieb der PTFE-Gleitschicht, bildet gleichzeitig das Schmiermittel [44]. Damit ist auch der erhöhte Verschleiß in der Einlaufphase zu begründen. In der Einlaufphase gelangt durch starken Verschleiß PTFE in die Laufbahn und bildet so gleichzeitig ein Feststoffschmiermittel. Erst nachdem sich genügend PTFE-Partikel aus der Gleitschicht gelöst haben und auf die Gegenfläche übertragen wurden, kann sich ein ausreichender PTFE-Schmierfilm aufbauen. Dadurch sinkt der Reibungskoeffizient und somit auch der Verschleiß in der Hauptverschleißphase. Erst in der Ausfallphase, wenn die PTFE-Gleitschicht fast verbraucht ist, steigt der Verschleiß wieder an. Der Abrieb hat also, im Vergleich zum wartungspflichtigen Lager zunächst keinen negativen Einfluss auf die Lebensdauer. Den meisten wartungsfreien Gelenklagern darf kein zusätzlicher Schmierstoff zugeführt werden, da dies zu einer Zerstörung der PTFE-Schicht führen kann und somit die Lebensdauer begrenzt.

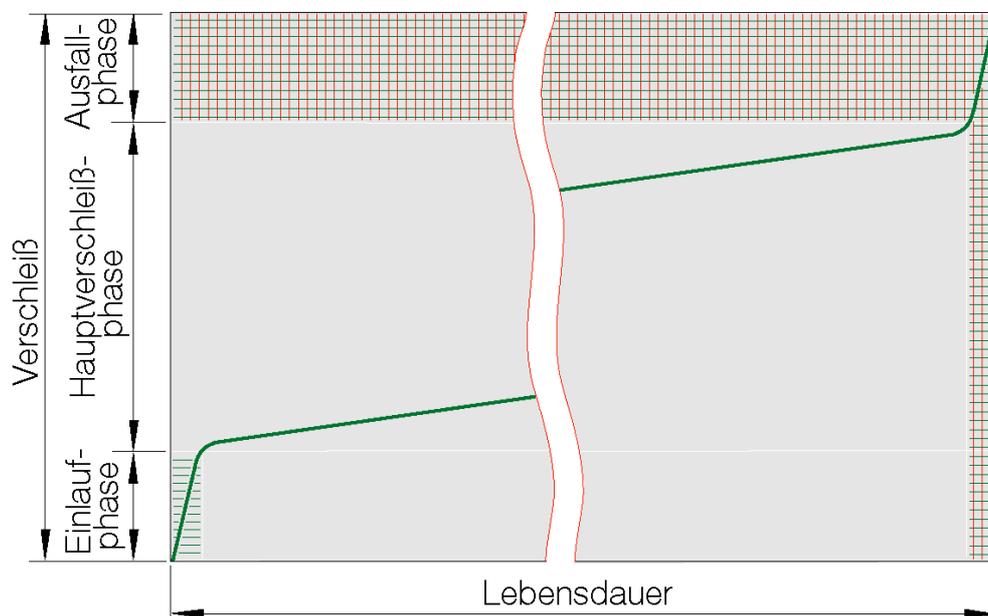


Bild 2.12: Verschleißphasen eines wartungspflichtigen Gelenklagers [34]

Die Benetzung der Gleitflächen mit Schmierstoffen bei Lagereinbau und/oder Nachschmierung stören das tribologische System, in dem die Haftung der PTFE-Partikel auf der Gegenlauffläche verhindert wird.

Periodische Nachschmierung führt außerdem zu einem Auswascheffekt. Dadurch erhöht sich die Verschleißrate und die Gebrauchsdauer kann sich erheblich verkürzen [44].

2.5.3 Verhalten des Reibungskoeffizienten

Gelenklager mit einer PTFE- Gleitschicht zeigen eine nicht lineare Temperatur- Belastungs- und Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibungskoeffizienten (Bild 2.13).

Der dynamischen Reibungskoeffizient von PTFE verringert sich generell bei höheren Drücken oder Temperaturen.

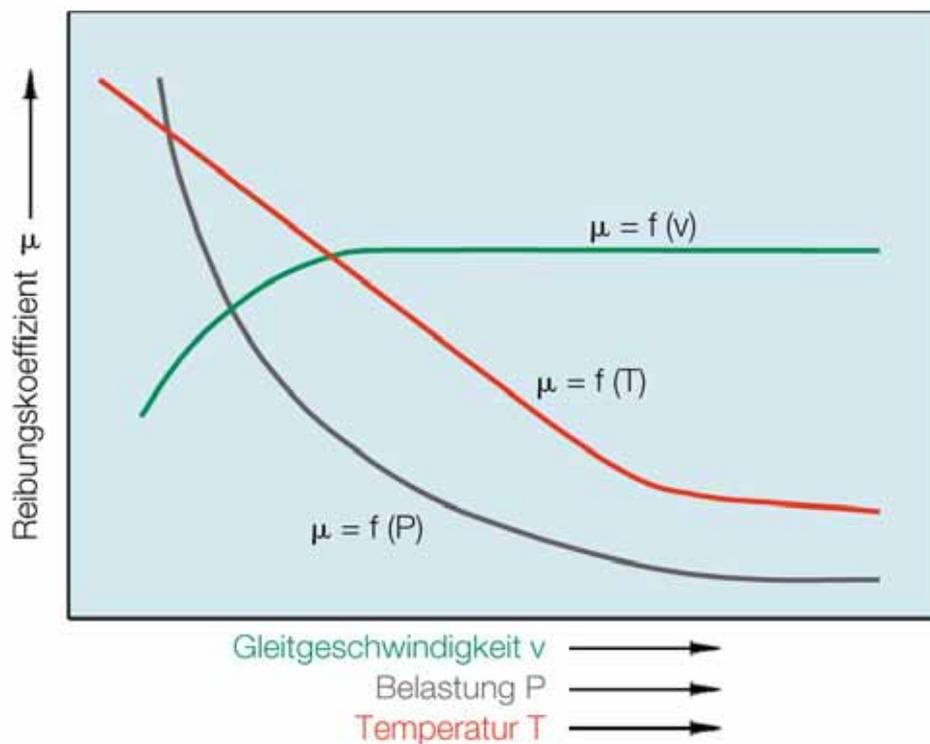


Bild 2.13: Reibungskoeffizient in Abhängigkeit von Geschwindigkeit, Belastung und Temperatur [34]

2.6 Lebensdauerbestimmende Parameter

Eine Lebensdauerberechnung eines Lagers allgemein wird heute als angemessener und geeigneter Ersatz für Eignungsprüfungen angesehen.

Im Gegensatz zu Wälzlagern gibt es für Gelenklager keine genormte Lebensdauerberechnung. Die genormte Lebensdauerberechnung in DIN ISO 281 für Wälzlager basiert in erster Linie auf Materialermüdung aufgrund eines Schubspannungsmaximas unter der Laufbahnoberfläche. Durch entsprechende Faktoren können die Erlebenswahrscheinlichkeit, besondere Lagerausführungen

sowie Betriebsbedingungen berücksichtigt werden. Diese Faktoren müssen durch Versuche bestimmt werden oder wurden bereits für bestimmte Anwendungsfälle dokumentiert. In der Einleitung von DIN ISO 281 wird allerdings schon darauf hingewiesen, dass Berechnungen nach dieser Norm keine befriedigenden Ergebnisse liefern, wenn die Betriebsbedingungen von der üblichen Beanspruchung abweichen [45]. Dazu können alle Effekte gerechnet werden, deren Einfluss auf die Lebensdauer größer, als die der Materialermüdung sind. Dies kann z. B. bei kleinen, sehr langsamen Schwenkbewegungen ($<180^\circ$) der Fall sein. In solchen Fällen kann der Materialabrieb in der Lauffläche im Vergleich zur Materialermüdung einen größeren Lebensdauereinfluss haben [46].

Wie schon bei der Beschreibung der Mischreibung erwähnt, gibt es zu wenig gesicherte Erkenntnisse um allgemein einen formalen Zusammenhang zu beschreiben.

Generell kann zur Beurteilung der Lebensdauer von Gelenklagern das Produkt aus mittlerer Gleitgeschwindigkeit und der mittleren Pressung (p-v Wert) herangezogen werden. Aber auch die Art des Betriebes (Anzahl der Stillstandzeiten) oder die Lastrichtung (einseitig, Wechsellast) haben Auswirkungen auf das tribologische System des Lagers und somit entscheidenden Einfluss auf die Lebensdauer.

Weitere Einflussgrößen bestehen bei wartungspflichtigen Gelenklagern in der Wahl des Schmierstoffes. So erreicht man zum Beispiel bei einer zu häufigen Nachschmierung reduzierte Lebensdauern [34].

Wie bereits gezeigt, steigt über die Lebensdauer der Reibungskoeffizient nach der Einlaufphase stetig an. Mit fortschreitender Laufzeit (in der Auslaufphase) erhöht sich der Reibungskoeffizient stark.

Der Einfluss des Gehäuses auf die Lebensdauer eines Lagers erfolgt über die Pressungsverteilung im Lager.

Eine möglichst gleichmäßige Pressungsverteilung kann demnach als Ziel definiert werden, wenn man eine optimale Lebensdauer unter gegebenen Randbedingungen erzielen will. Lokal ergeben sich so kleine p-v Werte und somit auch geringerer Verschleiß. Bei wartungsfreien Gelenklagern mit PTFE-Gleitschicht sollte man allerdings darauf achten, dass die Flächenpressungen nicht unter 10 N/mm^2 liegen, da in diesem Bereich die Reibwerte schnell über 0,1 ansteigen können (siehe auch Bild 2.13).

Untersuchungen über die Tragfähigkeit und Gebrauchsdauer von Gelenklagern wurden von Riedling, Khosrawi [47] und Memmel [48] durchgeführt.

3 Optimale Auslegung eines Gehäuse - Lagersystems

Optimierungen können, soweit sie sich auf einzelne Zonen beschränken und keine weitreichenden Rückwirkungen haben, von der Entwurfs- in die Ausarbeitungsphase verlegt werden [49].

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, soll die Strukturoptimierung des Gehäuses nach der Lagerauswahl durchgeführt werden. Der Ausschnitt eines semantischen Netzes (Bild 3.1) als Werkzeug des Konstruktionsprozesses zeigt den Zustand der Entwurfsphase, in der noch offen ist, welche Art von Lagerung tatsächlich zum Einsatz kommt. Nach der Entwurfsphase schmelzen die gekennzeichneten Positionen, welche den inneren Aufbau der Lagerung beschreiben zu einer Einheit zusammen.

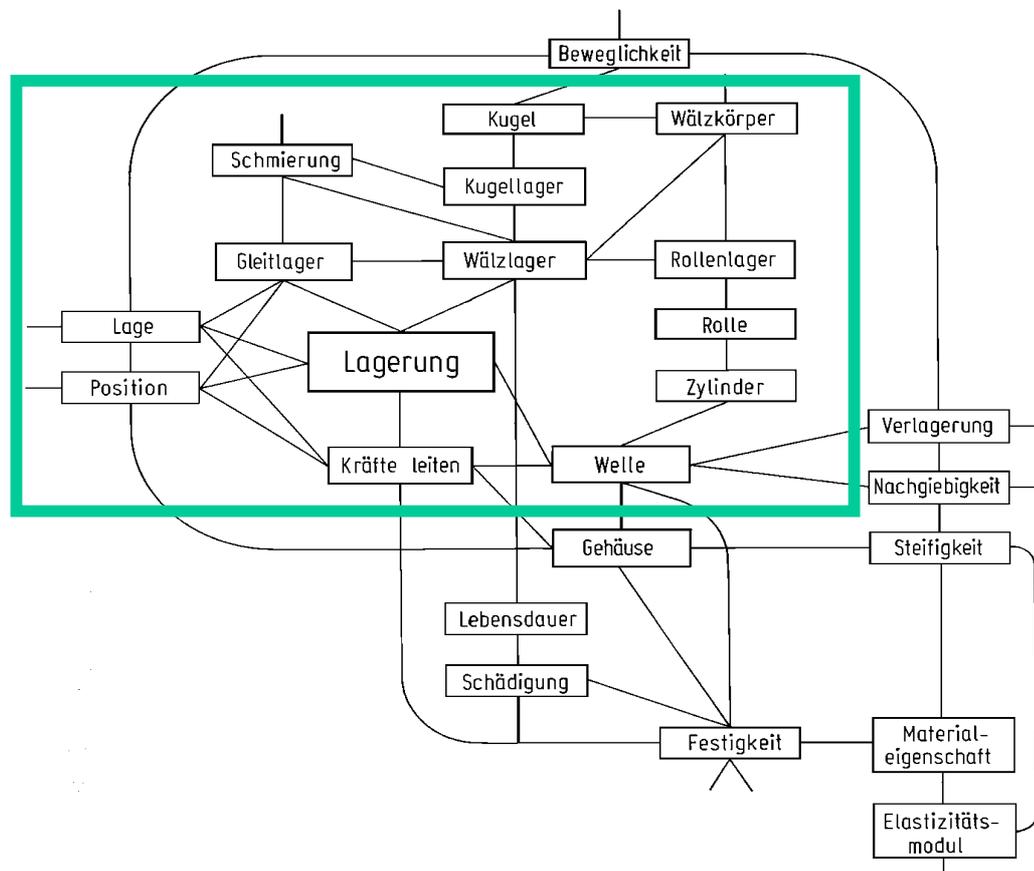


Bild 3.1: Ausschnitt eines semantischen Netzes, eine Lagerung betreffend [49]

Das nachfolgende Diagramm (Bild 3.2) zeigt die Stellung einer Strukturoptimierung innerhalb eines Projektierungsprozesses. Erst nach der Festlegung des Konstruktionstyps setzt die Strukturoptimierung ein.

Der Bereich der Strukturoptimierung beschränkt sich bei dieser Darstellung auf die Veränderung der Variablen, die durch den Konstruktionstyp (in diesem Fall,

die Lager-Gehäuse-Einheit und die Wahl des Lagertyps) vorgegeben werden. Ein späterer Abgleich mit den Anfangsforderungen bzw. den Bewertungskriterien und dem Konstruktionstyp erfolgt in einer qualitativen Bewertung des optimierten Bauteils durch den Entscheidungsträger. Die Auswahl der Lagerstelle erfolgt in jedem Fall bei der Festlegung des Konstruktionstyps. Sollte sich bei einer später Änderung die Lagerstelle (z. B. Größe und Art der Lagerung) ändern, muss folglich der komplette Optimierungsprozess wiederholt werden.

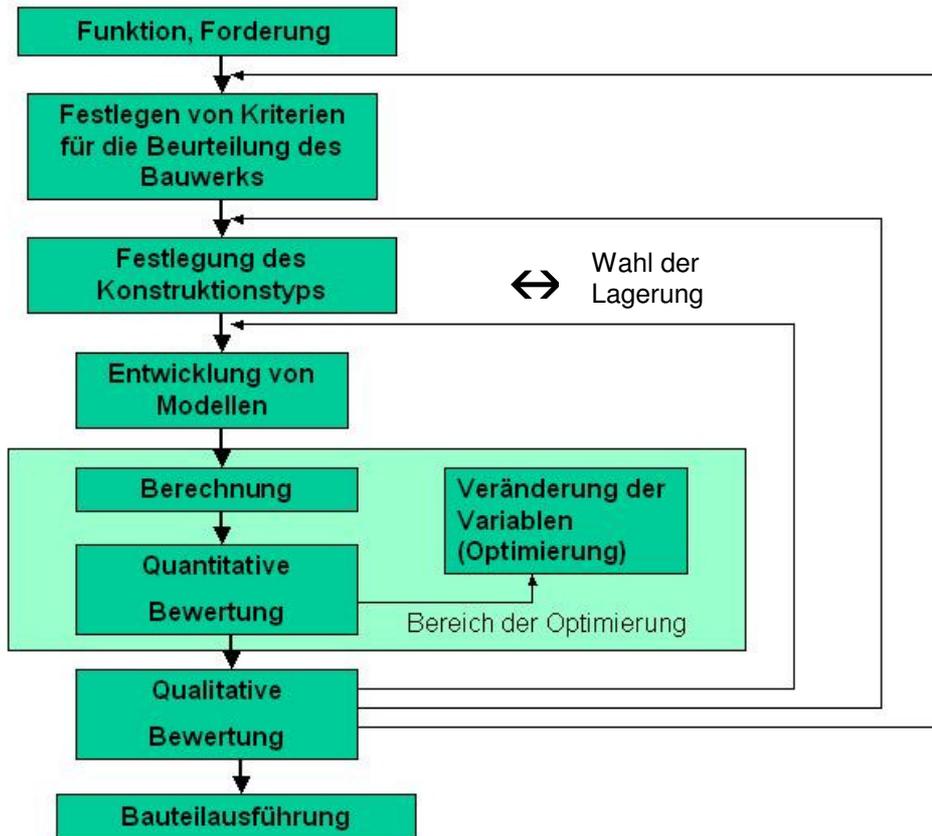


Bild 3.2: Stellung der Optimierung einer Baustruktur innerhalb des Projektierungsprozesses [12]

Die IT-Werkzeuge bestimmen heute wesentlich den Produktentwicklungsprozess [50]. Mit der zunehmenden Verbreitung von kommerzieller Software zur Topologieoptimierung ist man bestrebt, den Strukturoptimierungsprozess bereits in eine frühe Entwurfsphase zu legen. Man erhält so bereits in der frühen Entwurfsphase eine Grobgestalt des zu entwerfenden Bauteils [51]. Die Hauptstoßrichtungen sind Integrations-technologien zur Erstellung von kompletten Entwicklungsumgebungen, aufbauend auf umfassender Digitalisierung von Produkten und Produktentwicklungsprozessen [52].

Mit der Integration von Strukturoptimierung in den Konstruktionsprozess befassen sich eine Reihe von Autoren [53-59].

3.1 Definition eines optimalen Laufverhalten eines Gelenklagers

Das Laufverhalten eines Gelenklagers wird maßgeblich durch die Reibung zwischen Innen- und Außenring bestimmt. Die geforderte Lebensdauer ist abhängig vom Einsatzfall und der Einsatzhäufigkeit. Ein optimales Laufverhalten wird durch den jeweiligen Einsatzfall charakterisiert. Die zu gewährleistende Funktion (der Betrieb) muss über die Dauer der geforderten Lebensdauer erfüllt sein, d.h. die Lebensdauer wird in der Regel durch den Reibungskoeffizienten zwischen Innen- und Außenring begrenzt. Dieser ändert sich mit der Nutzungsdauer. Überschreitet er einen vordefinierten Wert, gilt das Lager unter Prüfstandsbedingungen als ausgefallen. In der Regel ist dann das Spiel des Lagers infolge Verschleiß zu groß geworden und die Laufflächen infolge Ermüdung beschädigt.

Wie bereits im vorherigen abschnitt dargestellt, ist eine gleichmäßige Pressungsverteilung ein anzustrebendes Ziel. Bei wartungsfreien Gelenklagern verändert sich während des Einsatzes die Lagerluft durch Verschleiß der PTFE-Schicht. Hier kann eine zu große Lagerluft das gewünschte Laufverhalten verändern. Die Zunahme des Betriebsspiels kann aber durch entsprechende konstruktive Maßnahmen kompensiert werden.

Bei Anwendungen mit hoher Gleitgeschwindigkeit kann es zu einem schnellen Temperaturanstieg kommen. In diesem Fall wird eine Grenztemperatur als Ausfallkriterium definiert.

In fast allen Anwendungen sind Laufgeräusche während des Betriebs nicht gewünscht. Diese können durch Umgebungsstrukturen, wie sie im Leichtbau zur Anwendung kommen, ungünstig verstärkt werden.

Selbsterregte Reibungsschwingungen (Stick – Slip - Effekte) sind ruckartige Bewegungen, die beim Überschreiten von bestimmten Flächenbelastungen besonders bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten entstehen können. Sie sind oft die Ursache für nicht gewünschte Laufgeräusche bei Gleitlager. Dieser Effekt kann u.a. gemildert werden durch: geringere Oberflächenrauheit der Gleitflächen, andere Werkstoffpaarungen, Steifigkeit der Antriebe, Dämpfung, höhere Gleitgeschwindigkeit und kleinere spezifische Flächenbelastung [43]. In jedem Fall bewirkt ein Betrieb im oder nahe des Resonanzbereiches eine Begünstigung dieses Effektes. Wirkt eine Kraft F auf eine Masse m so ist deren mittlere Beschleunigung auf der vibrierenden Unterlage größer als auf ruhender Unterlage [60].

Dies wiederum kann zu einem erhöhten Verschleiß und somit zu einer reduzierten Lebensdauer eines Gelenklagers führen. Untersuchungen selbsterregter Reibschwingungen wurden unter anderem von von J. Grudzinski, W. Kissing und L. Zaplata mit Hilfe eines numerischen Simulationsverfahrens durchgeführt [61,62].

Weitere anwendungsspezifische Anforderungen können bedarfsgerecht formuliert werden und hängen stark vom jeweiligen Einsatzfall ab. Von manchen Maschinen wird, verlangt, dass ihr Laufgeräusch besonders gering ist. Diese Forderung ist berechtigt, wenn der Geräuschpegel am Aufstellungsort der Maschine niedrig liegt und ein stärkeres Laufgeräusch die Menschen in der näheren Umgebung stören oder belästigen könnte. Wenig sinnvoll ist eine solche Forderung dagegen bei Maschinen, die in einer Umgebung mit unvermeidlich hohem Lärmpegel arbeiten [22].

3.2 *Pressungsverteilung in einem Gelenklager unter extremen Einspannbedingungen*

An drei Extrembeispielen sollen die Auswirkungen der Gehäusegeometrie, in Form der Gehäusesteifigkeit, auf die Pressungsverteilung in einem Gelenklager untersucht werden.

Die Berechnung der Pressung erfolgte auf Basis der Finiten-Elemente-Methode. In erster Annäherung wurde die Welle durch starre Balken-Elemente (Rigid-Elemente) modelliert. Die Krafteinleitung erfolgte über einen Mittelknoten in der Symmetrieachse des Lagers. Aus Symmetriegründen wurde nur ein Viertel des Lagers betrachtet. Die eingeleitete Kraft entspricht der statischen Tragzahl des Lagers. Die Prozentangaben in Bild 3.3 a - c.) sind Vergleichswerte der max. Pressung bezogen auf Bild 3.3 a).

Um generell den Einfluss der Steifigkeit der Umgebungsstruktur (Gehäuse) auf die Pressungsverteilung im Lager zu veranschaulichen, wurden die nachfolgenden Extremfälle betrachtet.

a.) Außenringmantelfläche komplett starr eingespannt

Es werden keine Verformungen an der Mantelfläche zugelassen. Dies entspricht einem ideal starren Gehäuse.

b.) Außenringmantelfläche teilweise starr eingespannt

Nur der obere Teil der Mantelfläche ist starr eingespannt. Der Außenring kann sich im Lastbereich frei verformen.

c.) Außenringmantelfläche über eine Kante starr eingespannt

Diese Variante verdeutlicht den Einfluss einer örtlichen Steifigkeitserhöhung (z. B. durch eine Rippe im Gehäuse)

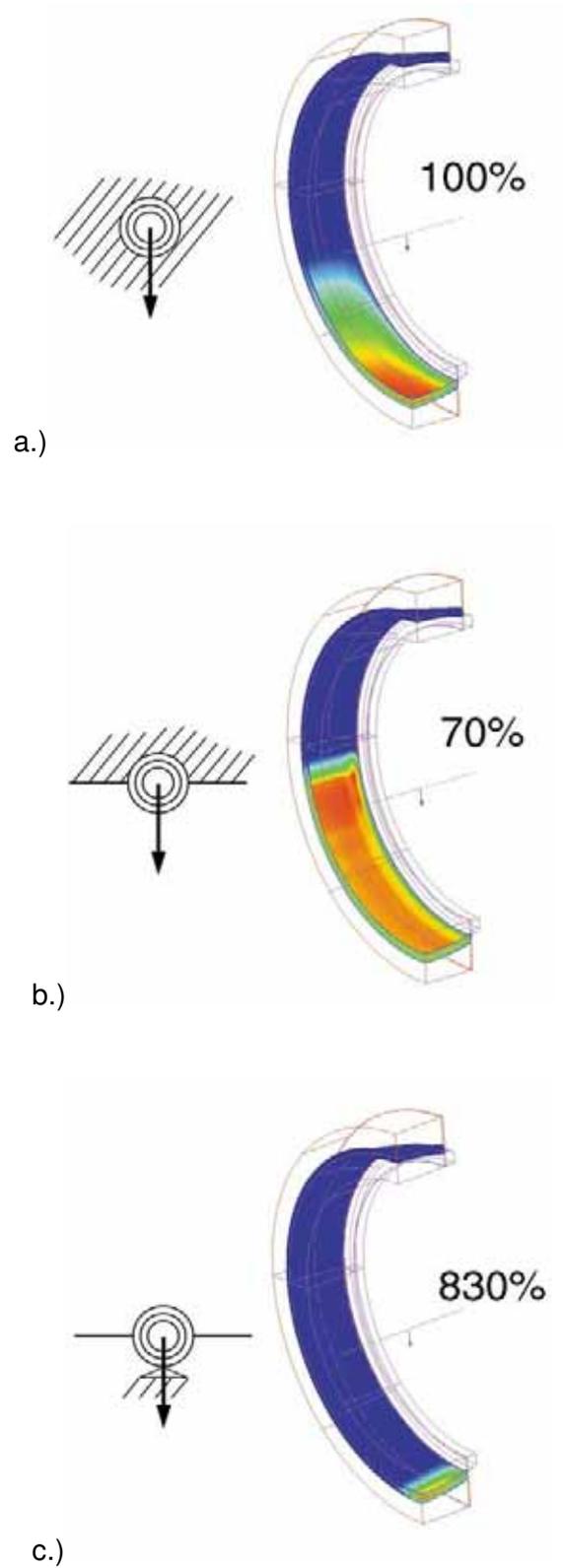


Bild 3.3: Extreme Einspannbedingungen zur Verdeutlichung des Einflusses der Gehäusegeometrie durch die Gehäusesteifigkeit [63]

Die Ergebnisse zeigen einen großen Einfluss des Gehäuses auf die Pressungsverteilung im Lager. Mit einer starren Umgebungsstruktur (wie in Bild 3.3 a. gezeigt) werden keineswegs die besten Ergebnisse (d.h. homogene Pressungsverteilung mit geringem Maximum) erzielt. Ein weiches Gehäuse ermöglicht eine Anschmiegung des Innenrings an den Außenring. Dadurch vergrößert sich die Kontaktfläche. Bei gleicher Belastung wird eine bessere Verteilung der Last und somit so eine Reduzierung der maximalen Pressung erzielt. Eine lokale Erhöhung der Steifigkeit im Druckbereich (z.B. durch eine Rippe) führt jedoch zu einer Erhöhung der Pressung im Lager (Bild 3.3 c)

Leider erlauben es nicht alle Anwendungen, die Umgebung im Kontaktbereich des Lagers so zu gestalten, dass eine optimal abgestimmte Steifigkeit in radialer Richtung vorliegt.

3.3 Drei Säulen Modell

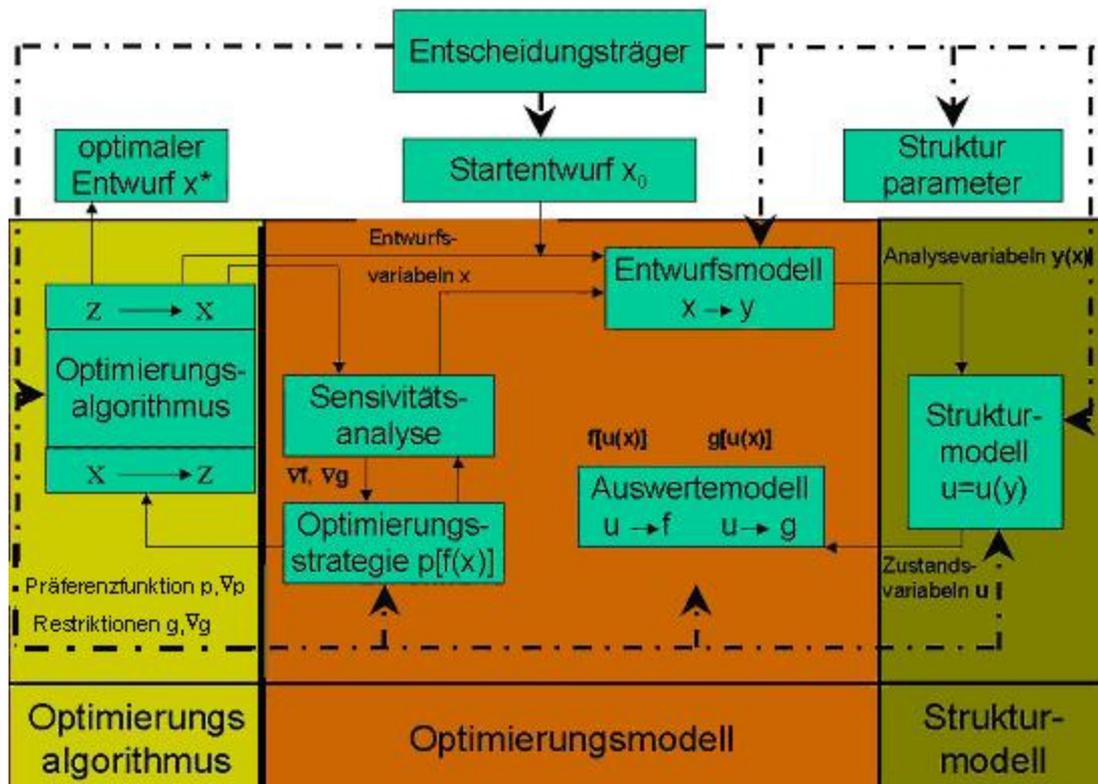


Bild 3.4: Drei Säulen Modell der Strukturoptimierung [64]

Eine gute Ausgangsbasis zu Beginn einer Strukturoptimierung bietet das Drei Säulen Modell nach Eschenauer (Bild 3.4) [64-66]. Es stellt einen allgemeinen

methodischen Lösungsweg für Strukturoptimierungsprobleme dar. Der gesamte Optimierungsprozess wird durch die drei Säulen *Strukturmodell*, *Optimierungsmodell* und *Optimierungsalgorithmus* charakterisiert.

Die erste Säule kennzeichnet das Strukturmodell. Hauptaufgabe hierbei ist die Überführung des realen Modells in ein möglichst realistisches abgebildetes mathematisch - mechanisches Modell. Es stellt den wichtigsten Teil des Optimierungsprozesses dar. Die Effizienz eines Optimierungsalgorithmus im Rahmen eines Konstruktionsprozesses hängt stark von einer geschickten Vereinfachung des realen Systems ab.

Als zweite Säule wird der Optimierungsalgorithmus bezeichnet. Sie stellt den mathematischen Algorithmus dar. Jede Optimierung benötigt eine Darstellung von physikalischen Zusammenhängen durch mathematische Größen. Durch eine Abkopplung der numerischen Herangehensweise lässt sich diese getrennt vom Gesamtsystem behandeln. Das Konvergenzverhalten sowie die Effizienz einer Optimierung hängt wesentlich von dem gewählten mathematischen Algorithmus ab.

Die dritte Säule beschreibt das Optimierungsmodell. Zentraler Punkt ist hier die Optimierungsstrategie. Sie legt die Methode fest, mit der ein optimaler Entwurf gefunden werden soll. Dazu gehört die Auswahl der Optimierungswerkzeuge, wie Topologie - oder Shape Optimierung, die zur Erstellung des bestmöglichen Design benutzt werden. Bei Multikriterien -Optimierung gehört die Auswahl des Verfahrens, mit dem ein möglicher Zielkonflikt behandelt wird, ebenfalls dazu.

Übergeordnet steht der Entscheidungsträger. Es kann sich hierbei um eine einzelne Person, aber auch um ein Gremium handeln. Er hat direkten Einfluss auf allen wesentlichen Komponenten dieser drei Säulen. Dadurch steuert er indirekt den optimalen Entwurf.

Die drei Säulen sind durch die Optimierungsschleife miteinander verknüpft.

3.3.1 Festlegung und Beschreibung der wesentlichen Variablen des Drei Säulen Modells

Den im Drei Säulen Modell aufgeführten Parameter müssen Größen der konkreten Problemstellung zugewiesen werden. Diese Aufgabenstellung beinhaltet die Anforderungen, die an das Strukturmodell gestellt werden müssen. Die Bedeutung der einzelnen Elemente wird in folgenden Punkten behandelt:

Startentwurf:

In der Regel durchläuft ein Lager verschiedene Beanspruchungsphasen (Lastfälle). Da das Gehäuse seine Eigenschaften während der Betriebszeit im Allgemeinen nicht verändern kann, muss der Startentwurf so gewählt werden, dass er die ungünstigsten Betriebszustände beinhaltet. Beim Startentwurf wird außerdem die Größe des Gehäuse - Entwurfsraumes definiert.

Strukturparameter:

Die Strukturparameter bestimmen sowohl das Verhalten des Lager wie auch das Gehäuse in seinen physikalisch - mechanischen Eigenschaften. Dazu gehören sowohl variable Größen (z.B. max. Vergleichsspannung, Gehäusemasse) aber auch konstante Größen (z.B. Lagergeometrie)

Zustandsvariablen:

Die veränderlichen Größen, die während des Optimierungsprozesses Einfluss auf die Analysevariablen haben, aber nicht zu den Analysevariablen gehören.

Analysevariablen:

Zu den Analysevariablen gehören die Parameter, die während des Optimierungsprozesses überprüft werden sollen. Sie stellen eine Teilmenge der Strukturparameter dar. Zu ihnen gehören die Zielfunktionen.

Entwurfsvariablen:

Die Entwurfsvariablen sind die Größen, die während des Optimierungsprozesses vom Optimierungsalgorithmus gezielt verändert werden. Dazu gehören definitionsgemäß nicht bereits zuvor festgelegte konstruktive Parameter, wie z.B. die Lagerluft.

Startentwurf	Strukturparameter	Zustandsvariablen
Last Lastfrequenz f_L (const.) Kippwinkel α (const.) Schwenkwinkel β (const.) Schwenkfrequenz f_S (const.) Umgebungstemperatur ϑ_u (const.)	Gehäusesteifigkeit Gehäusedämpfung Gehäusegeometrie Lagersteifigkeit Lagerdämpfung Lagergeometrie Lagerreibungwert	Reibmoment Lagertemperatur(const.)** Federweg Lebensdauer (der Kompletteinheit) Spannungsverteilung
**vereinfacht angenommen		
Entwurfsvariablen	Analysevariablen	
variable Gehäusegeometrie $u(x,y,z)$ Gehäusesteifigkeit $C(x,y,z)$	Lagerpressung max. Spannungsniveau Eigenfrequenzen der Kompletteinheit Gehäusemasse	

Tabelle 3.1 Zuordnung der Parameter des Drei-Säulen-Modells

Eine ähnliche Einordnung für ein Rillenkugellager, ohne direkte Berücksichtigung der Umgebungsgeometrie, beschreibt [67].

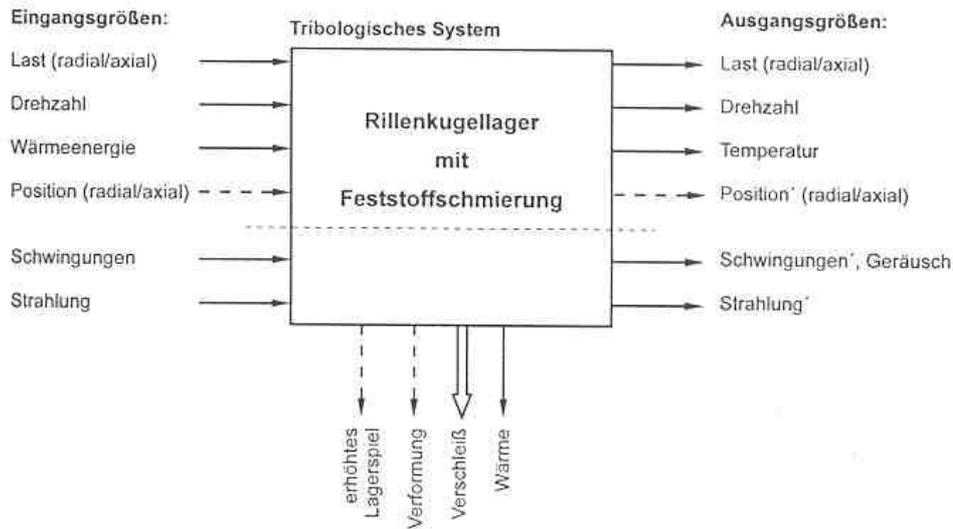


Bild 3.5 System feststoffgeschmiertes Rillenkugellager mit Eingangs-, Ausgangs- und Verlustgrößen [67]

4 Strukturmodell (Gestaltung des Entwurfsraumes)

4.1 Allgemeiner Aufbau

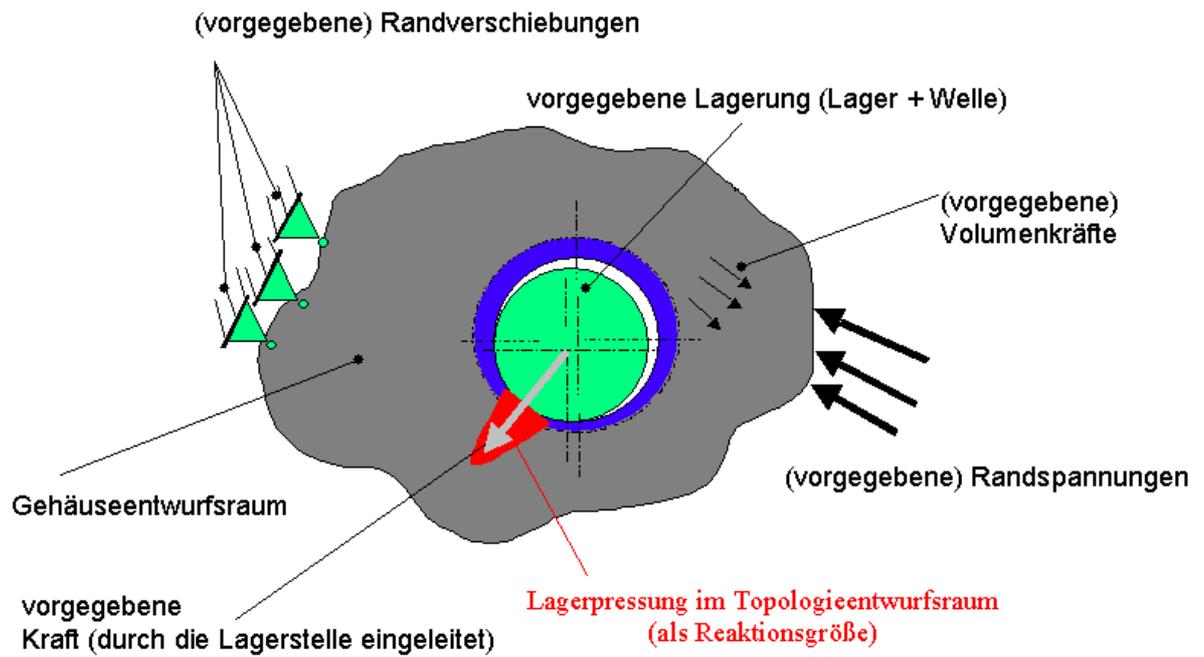


Bild 4.1: Diskretisierung eines Lager - Gehäusesystems zur Strukturoptimierung (siehe auch [26])

Das Strukturmodell muss in seinem Aufbau die physikalisch - mechanischen Eigenschaften der realen Baugruppe möglichst realistisch wiedergeben.

In dem Bild 4.1 ist die Geometrie eines Nachschmiersystems (Gestaltung von Schmiernut, und -bohrung) nicht berücksichtigt. Damit werden auch die damit verbundenen tribologischen Aspekte der Schmierstoffzuführung nicht in diesem Strukturmodell erfasst.

Die Seitenansicht (Bild 4.2) zeigt einige konstruktiv nötige Randbedingungen, wie zum Beispiel eine vorgegebene Lagerbohrung. Aber auch Einbaubedingungen zur Justierung des Lagers in der Bohrung gehören dazu.

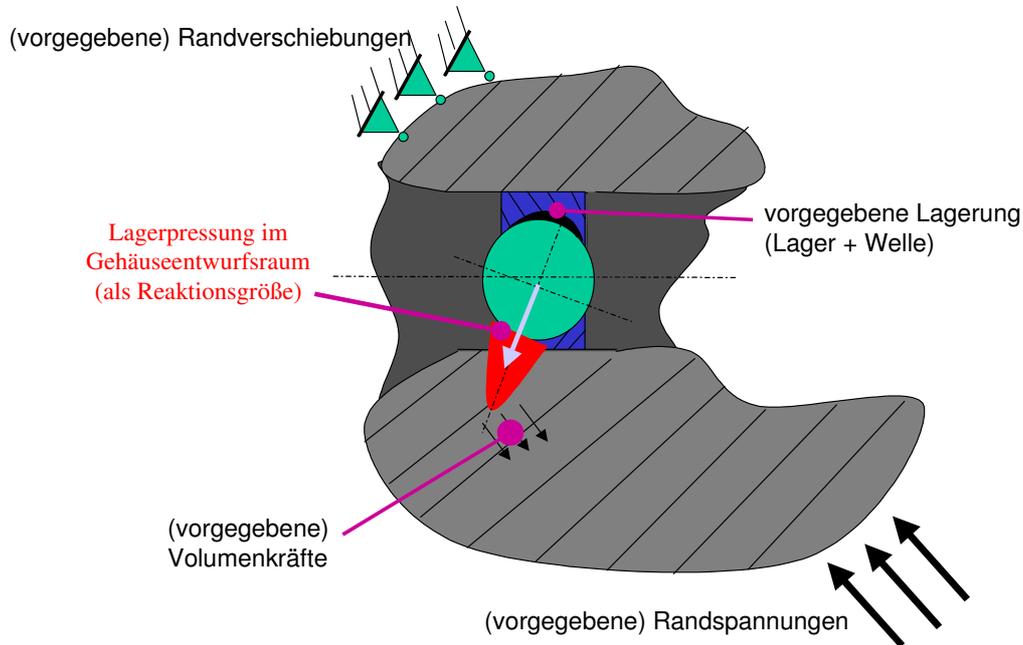


Bild 4.2: Diskretisierung eines Lager - Gehäusesystems zur Strukturoptimierung (Schnittdarstellung)

Mit Hilfe von Sicherungsringen lassen sich zum Beispiel Gelenklager in Gehäusen axial fixieren. Die erforderlichen Sicherungsnuten erzeugen unter Umständen zusätzliche Kerbspannungen im Gehäuse. Mit einer speziellen Optimierung mit Hilfe von Entlastungskerbten können diese jedoch reduziert werden [68, 69].

4.1.1 Spannungsverteilung in der Umgebung eines Kreisloches

Um die Dimensionierung des Entwurfsraumes für ein Gehäuse beurteilen zu können, wird eine unendlich ausgedehnte Scheibe mit Kreisloch, bei der im Unendlichen eine Zugspannung σ_0 wirkt untersucht.

Für Spannungsverteilung in der Umgebung eines Kreisloches in einer unendlich ausgedehnten Scheibe, bei der im Unendlichen eine Zugspannung σ_0 wirkt, lassen sich mit Hilfe der Airyschen Spannungsfunktion folgende Lösungen angeben:

$$\sigma_r = \frac{\sigma_0}{2} \cdot \left[1 - \frac{a^2}{r^2} + \left(1 - 4 \cdot \frac{a^2}{r^2} + 3 \cdot \frac{a^4}{r^4} \right) \cdot \cos 2\varphi \right] \quad (4.1)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{\sigma_0}{2} \left[1 + \frac{a^2}{r^2} - \left(1 + 3 \frac{a^4}{r^4} \right) \cos 2\varphi \right] \quad (4.2)$$

$$\tau_{r\varphi} = \frac{\sigma_0}{2} \left(-1 - 2 \frac{a^2}{r^2} + 3 \frac{a^4}{r^4} \right) \sin 2\varphi \quad (4.3)$$

Bild 4.4 und Bild 4.5 zeigen die Spannungsverteilungen (tangential und radial) bei $\varphi = \pm 90^\circ$ [70]

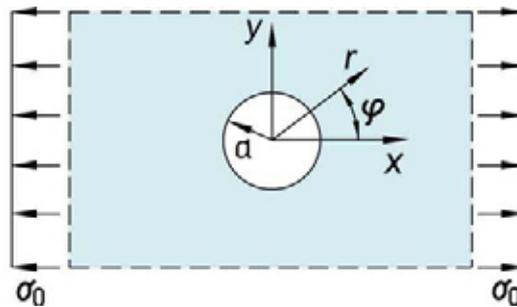


Bild 4.3 Kreisloch in unendlich ausgedehnter Scheibe

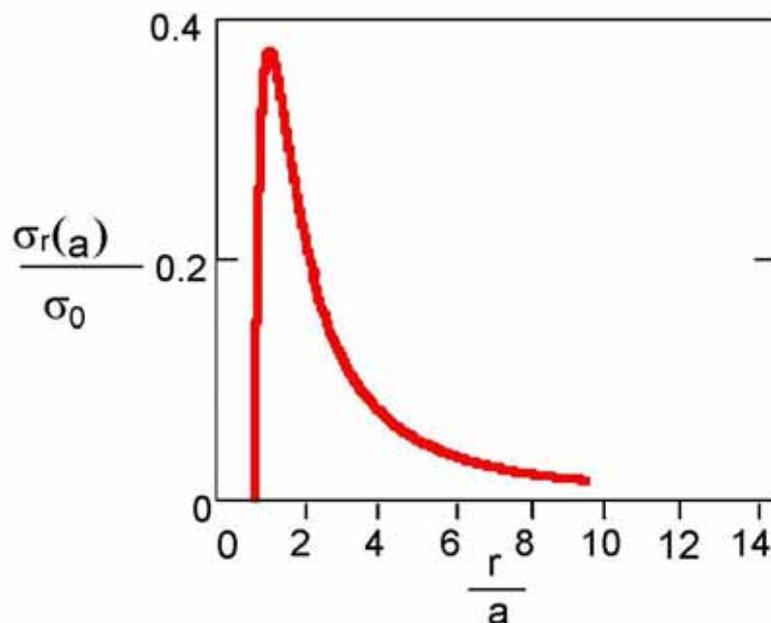


Bild 4.4: Radialer Spannungsverlauf in der Umgebung eines Kreisloches bei $\varphi = 90^\circ$

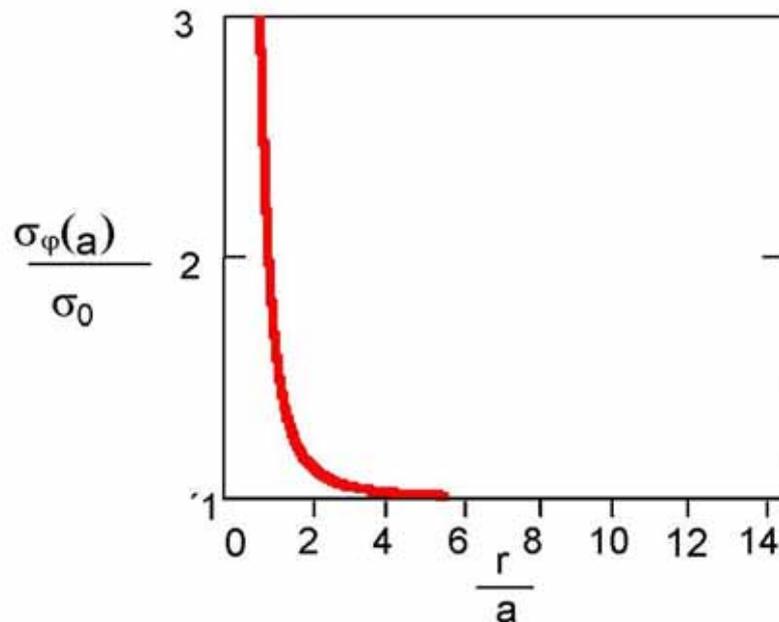


Bild 4.5: Tangentialer Spannungsverlauf in der Umgebung eines Kreisloches bei $\varphi = 90^\circ$

Betrachtet man die Spannungsverteilung in der Umgebung des Kreisloches (Bild 4.3), so ist der Einfluss bei einem Abstand vom fünffachen Lochdurchmesser als gering zu betrachten [70]. Unterschreitet man diesen Abstand, muss man auf jeden Fall mit einem Einfluss auf die Spannungsverteilung, wie auch auf die Pressungsverteilung in einem eingebauten Gelenklager rechnen.

Der Gehäuseentwurfsraum sollte zu Beginn so groß gewählt werden, dass die Grenzen einen Abstand vom fünffachen Außendurchmesser des Lagers nicht unterschreiten.

4.1.2 Einfluss der Welle auf die Pressungsverteilung in einem Radial - Gelenklager

Um die Qualität des Strukturmodells zu prüfen, werden verschiedene Modellierungen der Welle untersucht. Aus Symmetriegründen wird nur ein Viertel des Lagers betrachtet. In Bild 4.6 wird die Kraft über einen zentralen Knoten, der durch starre Balkenelemente mit der Bohrungsfläche des Innenrings verbunden ist, eingeleitet. Die Welle wird somit ideal starr dargestellt.



Bild 4.6 Einleitung der Kraft über einen zentralen Knoten unter Ausnutzung von Symmetriebedingungen

In Bild 4.7 erfolgt die Krafteinleitung an den Stirnflächen der Welle. Der Bereich Welle – Innenringbohrung ist ebenso wie der Bereich der sphärischen Gleitflächen über Kontaktelemente definiert. Die Durchbiegung der Welle sowie deren Einfluss auf die Pressung im Lager werden in diesem Beispiel berücksichtigt.

Im Folgenden werden die Lagergröße, die Kraft sowie die Einspannlänge variiert und mit der Pressung der starr modellierten Welle verglichen. Die Kräfte wirken rein radial.



Bild 4.7 Einleitung der Kraft an den Stirnseiten der Welle unter Ausnutzung von Symmetriebedingungen

Die folgenden Diagramme stellen für drei Lager unterschiedlicher Bohrungsgröße und Radialluft den Einfluss der Kraft und der Wellenlänge auf das Pressungsmaxima zwischen den Kontaktflächen der Lagerringe dar. Die Pressung ist im Verhältnis zur starr modellierten Welle in Bild 4.6 dargestellt. Das Maß L gibt den Abstand des Wellenendes zur Stirnfläche des Innenrings an.

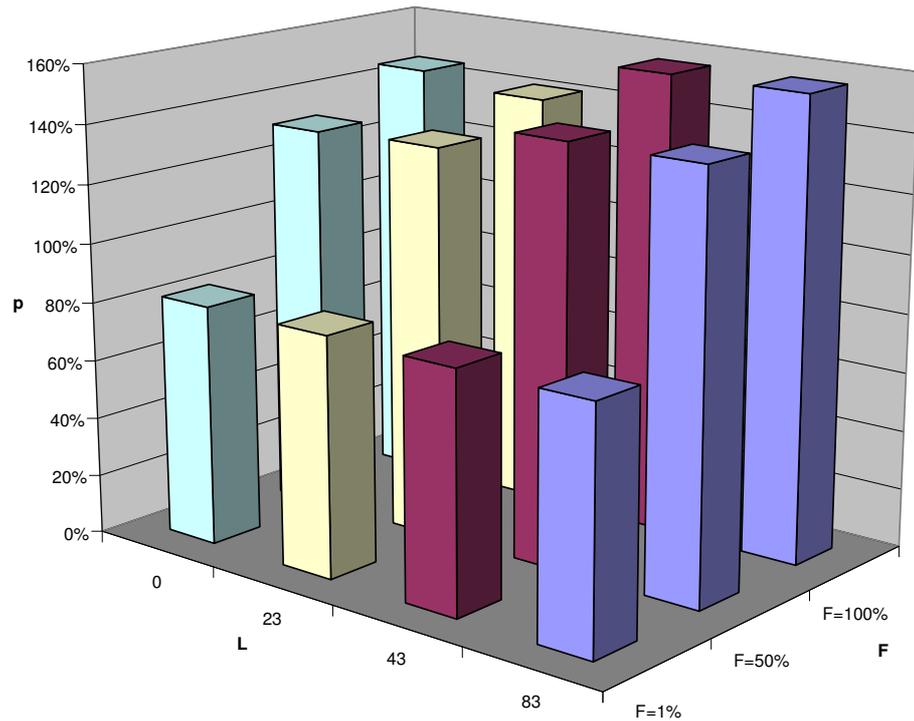


Bild 4.8 Einfluss der Lasteinleitung auf die Lagerpressung ($d=50\text{mm}$, $R_{alu}=0,18\text{mm}$)

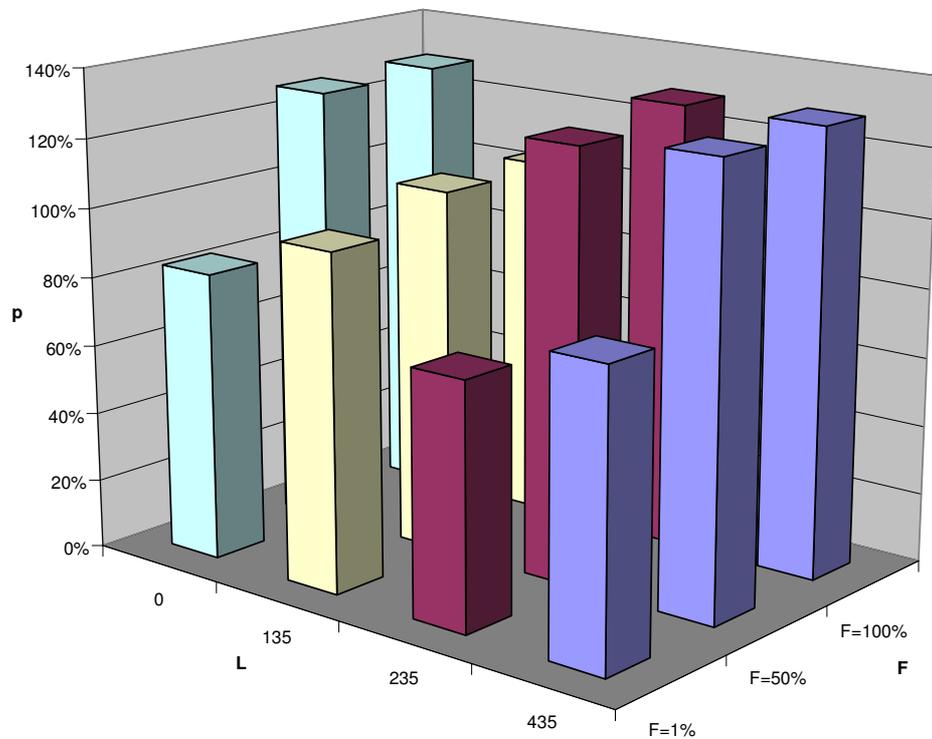


Bild 4.9 Einfluss der Lasteinleitung auf die Lagerpressung ($d=300\text{mm}$, $R_{alu}=0,052\text{mm}$)

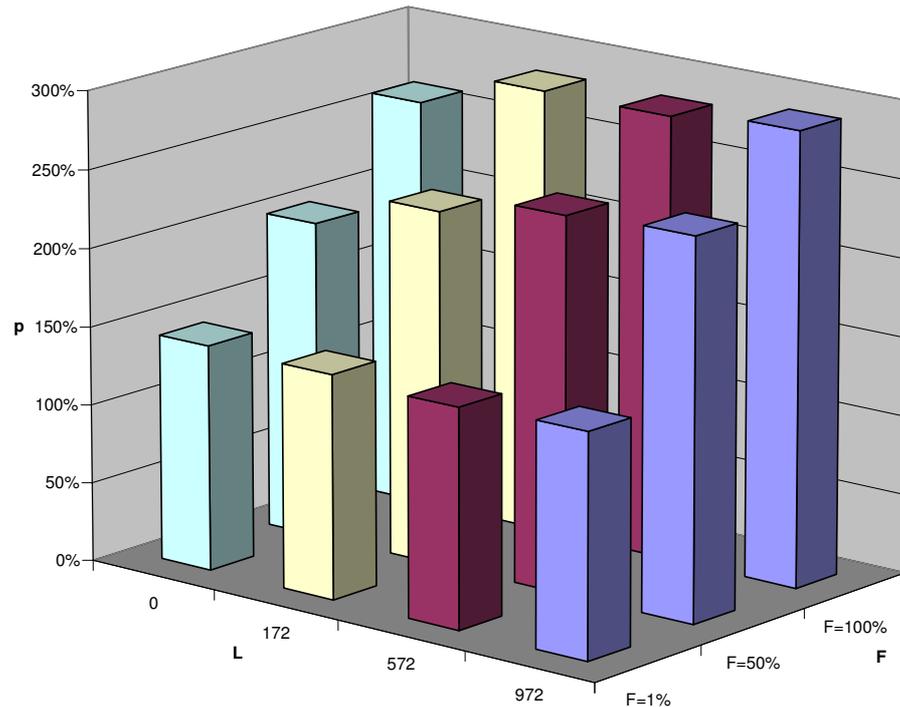


Bild 4.10 Einfluss der Lasteinleitung auf die Lagerpressung ($d=1000\text{mm}$, $R_{alu}=0,105\text{mm}$)

Bei allen drei Größen ist der Einfluss von F im Vergleich zu L auf die Lagerpressung größer. Bei kleiner Last bleibt die entstehende Druckellipse vollständig in der Laufbahn. Mit zunehmender Kraft und freier Wellenlänge L verschiebt sich das Pressungsmaximum von der Mitte zu den Stirnflächen. Die Kantenpressung überwiegt (Bild 4.11).

Bei den Lagern mit Bohrungsdurchmesser 50mm und 300mm bewirkt die elastische Welle bei kleinen Lasten eine günstigere Pressungsverteilung, was zu einem verringerten Pressungsmaximum führt (Bild 4.12).

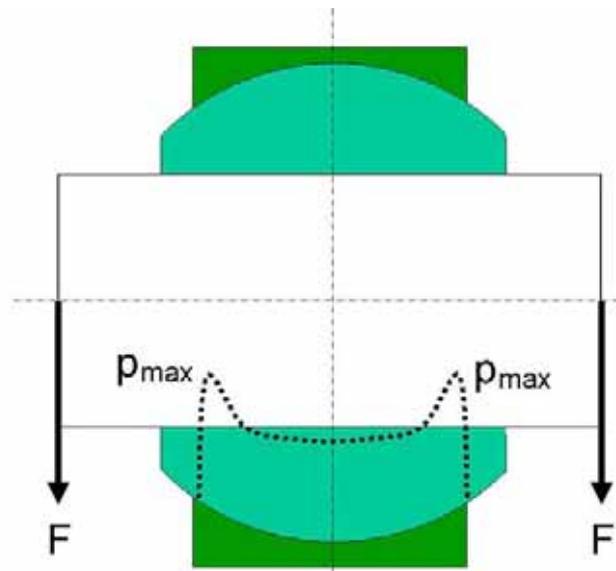


Bild 4.11 Einfluss der Lasteinleitung auf die Lagerpressung (Kantenpressung)

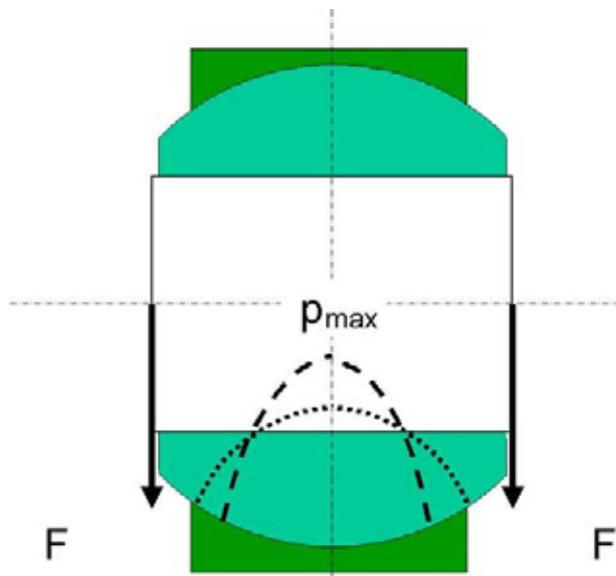


Bild 4.12 Einfluss der Lasteinleitung auf die Lagerpressung (Umverteilung der Pressung bei kleineren Lasten)

Das Problem der Kantenpressungen bei Gleitlagern wird auch von Brendel behandelt [72].

Im nachfolgenden Beispiel im Kapitel 7.4 wird die Welle nur starr und bei dynamischen Berechnungen als Punktmasse berücksichtigt.

5 Strukturmodell zur Bestimmung von dynamischen Eigenschaften

5.1 *Feder – Masse – Dämpfer - Modell eines Lager-Gehäuse-Systems*

Bei wartungspflichtigen Gelenklagern ist das Federungs- und Dämpfungsverhalten des Schmierfilms durch dessen Ausbildung in der Gleitfläche zwischen Außen- und Innenring charakterisiert. Die dynamische Ausprägung des Schmierfilms wird u.a. von der Relativgeschwindigkeit der Ringe zueinander bestimmt. Ist diese Null, ist (z.B. nach der hydrodynamischen Theorie) auch kein Schmierfilm vorhanden.

Bei wartungsfreien Gelenklagern wird das Federungs- und Dämpfungsverhalten des Schmierstoffes durch die PTFE-Gleitschicht charakterisiert. Diese verändert zwar ihr Verhalten über die Lebensdauer, ist aber im Vergleich zum wartungspflichtigen Lager nicht so stark der Relativgeschwindigkeit unterworfen.

Wie bereits zu Beginn erwähnt, sollen Resonanzen möglichst vermieden werden. Aus diesem Grund wird neben dem allgemeinen Strukturmodell ein Feder-Dämpfer-Masse System verwendet, um die dynamischen Eigenschaften eines Gehäuse-Lagersystem wiedergeben zu können. Betrachtet werden hierbei die Eigenschaften in normaler Richtung zur Kontaktfläche. Nicht berücksichtigt werden dabei Columbsche Dämpfungseigenschaften aufgrund der Reibung zwischen Innen- und Außenring. Die reduzierte Masse beschreibt die Masse, die während der Schwingung in Bewegung gesetzt wird (in den meisten Fällen Innenring mit Welle). Die Masse des Schmierstoffes (bzw. der Gleitschicht) kann dem gegenüber vernachlässigt werden.

Die dynamischen Eigenschaften des Schmierstoffes bzw. die PTFE-Gleitschicht werden näherungsweise durch ein Kelvin-Voigt Modell dargestellt.

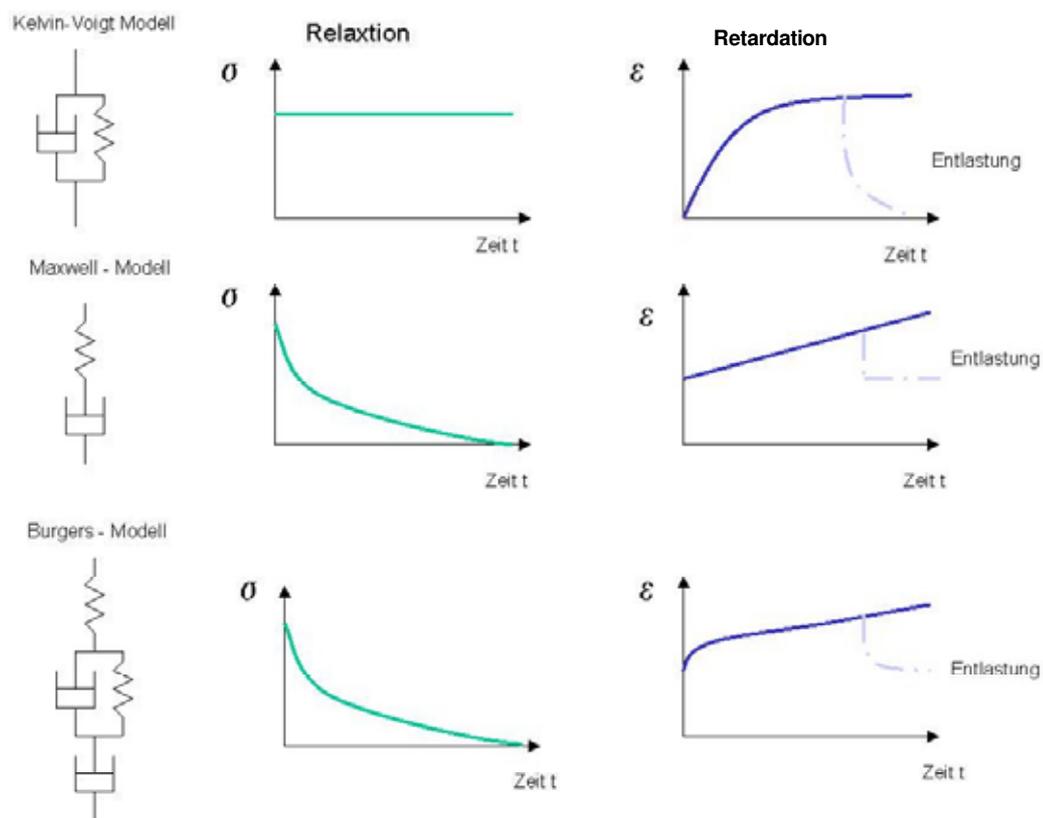


Bild 5.1: Modelle zur Beschreibung der dynamischen Eigenschaften von Polymeren [73]

Generell besteht bei der Beschreibung des Materialverhaltens des Schmierstoffes für die Modellbildung die Schwierigkeit ein geeignetes Modell zu finden, das alle Eigenschaften in ausreichender Weise mit vertretbarem Aufwand erfasst. Viele schmierstoffspezifische Effekte oder Kenngrößen sind nicht für alle Schmierstoffe bekannt oder offen gelegt. Die Linearität der entstehenden Differentialgleichungen erlaubt eine bequeme mathematische Behandlung, so dass im folgenden eine lineare Näherung benutzt wird.

Bild 5.1 zeigt verschiedene Ersatzmodell aus Feder- und Dämpferelementen, die zur Beschreibung von viskoelastischen Polymeren zur Anwendung kommen.

Die Güte des Modells kann durch Kriechversuche (Retardationsversuche) in denen die zeitlich verzögerte Dehnungsaufnahme ermittelt wird und Relaxationsversuche, bei denen der resultierende Spannungsverlauf beobachtet wird, überprüft werden. Da das Kriechen der Schmierstoffschicht in diesem Fall von geringer Bedeutung ist, wird das Kelvin-Voigt in seiner Einfachheit für die dynamische Beurteilung der Schmierstoffschicht als ausreichend betrachtet.

Das folgende System unterteilt die Gesamtmasse eines Lager-Gehäusesystems in eine Masse m_1 (für das Gehäuse und Außenring) und m_2 (für Welle und Innenring). Die Masse des Schmierfilms zwischen den Gleitflächen wird gegenüber m_1 und m_2 vernachlässigt. Dadurch lassen sich die Federsteifigkeiten und Dämpfungen von Schmierfilm und Welle zu C_2 und D_2 zusammenfassen. Auf die Masse m_2 wirkt die zeitabhängige Kraft $F(t)$.

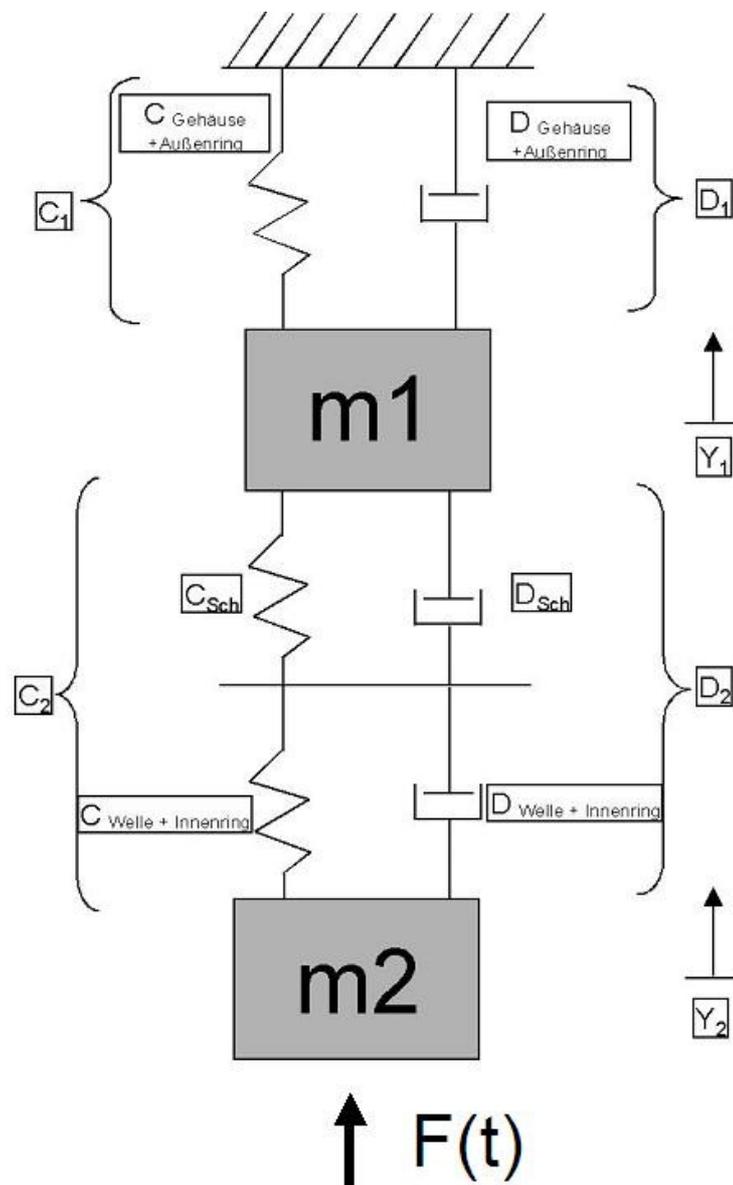


Bild 5.2: Feder-Dämpfer-Masse Modell zur Charakterisierung der dynamischen Eigenschaften eines Gelenklagers

Bewegungsgleichungen:

$$m_2 \cdot \ddot{y}_2 + D_2 \cdot (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + C_2 \cdot (y_2 - y_1) = F(t) \quad (5.1)$$

$$m_1 \cdot \ddot{y}_1 + D_1 \cdot \dot{y}_1 + D_2 \cdot (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + C_1 \cdot y_1 + C_2 \cdot (y_1 - y_2) = 0 \quad (5.2)$$

Gleichungssystem:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \ddot{\bar{y}} + \begin{bmatrix} (D_1 + D_2) & -D_2 \\ -D_2 & D_2 \end{bmatrix} \cdot \dot{\bar{y}} + \begin{bmatrix} (C_1 + C_2) & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} \cdot \bar{y} = \begin{bmatrix} 0 \\ F(t) \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

Methode der komplexen Erweiterung:

Eine periodische Anregung der Form $F(t) = \hat{F} \cos(\Omega t + \alpha)$

lässt sich mit Hilfe der Eulerschen Formel wie folgt darstellen:

$$\underline{F}(t) = \hat{F} \cdot e^{j(\Omega t + \alpha)} \Rightarrow F(t) = \text{Re}(\underline{F}(t)) \quad (5.4)$$

Wählt man für den Ansatz der partikulären Lösung:

$$\bar{y}(t) = \hat{y} \cdot e^{j\Omega t} \quad (5.5)$$

ergibt sich durch einsetzen in das Gleichungssystem

$$\left[-\Omega^2 \bar{M} + j\Omega \bar{D} + \bar{C} \right] \cdot \hat{y} = \hat{F} \quad (5.6)$$

$$\hat{y} = \underbrace{\left[-\Omega^2 \bar{M} + j\Omega \bar{D} + \bar{C} \right]^{-1}}_{\bar{G}(\Omega)} \cdot \hat{F} \quad (5.7)$$

Die Nullstellen der Übertragungsfunktion liefern die Eigenwerte des Systems.

$$\left[-\Omega^2 \bar{M} + j\Omega \bar{D} + \bar{C} \right] = 0 \quad (5.8)$$

$$\left[\begin{bmatrix} -\Omega^2 \cdot m_1 & 0 \\ 0 & -\Omega^2 \cdot m_2 \end{bmatrix} + j \cdot \begin{bmatrix} (D_1 + D_2) \cdot \Omega & -D_2 \cdot \Omega \\ -D_2 \cdot \Omega & D_2 \cdot \Omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (C_1 + C_2) & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} \right] = 0 \quad (5.9)$$

$$\left[\begin{array}{cc} -\Omega^2 \cdot m_1 + j \cdot (D_1 + D_2) \cdot \Omega + (C_1 + C_2) & -j \cdot D_2 \cdot \Omega - C_2 \\ -j \cdot D_2 \cdot \Omega - C_2 & -\Omega^2 \cdot m_2 + j \cdot D_2 \cdot \Omega + C_2 \end{array} \right] = 0 \quad (5.10)$$

Dies führt auf ein Polynom 4. Grades:

$$\begin{aligned}
& m_1 \cdot m_2 \cdot \Omega^4 + (-m_1 \cdot D_1 - m_2 \cdot (D_1 + D_2)) \cdot j \cdot \Omega^3 + \\
& + [-m_1 \cdot C_1 - D_2 \cdot (D_1 + D_2) + m_2 \cdot (C_1 + C_2) + D_2^2] \cdot \Omega^2 + \\
& + [C_2(D_1 + D_2) + D_2(C_1 + C_2) - 2 \cdot D_2 \cdot C_2] \cdot j \cdot \Omega + \\
& + [C_2 \cdot (C_1 + C_2) - C_2^2] = 0
\end{aligned} \tag{5.11}$$

b.z.w.:

$$a \cdot \Omega^4 + b \cdot \Omega^3 + c \cdot \Omega^2 + d \cdot \Omega + e = 0 \tag{5.12}$$

mit

$$a = m_1 \cdot m_2$$

$$b = (-m_1 \cdot D_2 - m_2 \cdot (D_1 + D_2)) \cdot j$$

$$c = [-m_1 \cdot C_1 - D_2 \cdot (D_1 + D_2) - m_2 \cdot (C_1 + C_2) + D_2^2]$$

$$d = [C_2(D_1 + D_2) + D_2(C_1 + C_2) - 2 \cdot D_2 \cdot C_2] \cdot j$$

$$e = [C_2 \cdot (C_1 + C_2) - C_2^2]$$

Die Nullstellen können durch numerische Verfahren bestimmt werden.

Mit dem Ansatz:

$$\begin{bmatrix}
-\Omega^2 \cdot m_1 + (j \cdot D_1 + j \cdot D_2) \cdot \Omega + (C_1 + C_2) & -j \cdot D_2 \cdot \Omega - C_2 \\
-j \cdot D_2 \cdot \Omega - C_2 & -\Omega^2 \cdot m_2 + j \cdot D_2 \cdot \Omega + C_2
\end{bmatrix} \cdot \vec{h}_i = \vec{0}$$

$i = 1..2$

(5.13)

lassen sich die zugehörigen Eigenvektoren ermitteln.

Mit Hilfe der Übertragungsfunktionen G_1 und G_2 lässt sich der Einfluss der Dämpfung auf die Bewegungen $Y_1(t)$ und $Y_2(t)$ verdeutlichen.

$$\begin{aligned}
G_1(\Omega) &:= \left| \frac{-\Omega^2 \cdot m_1 + j \cdot (D_1) \cdot \Omega + C_1}{|A(\Omega)|} \right| \\
G_2(\Omega) &:= \left| \frac{-\Omega^2 \cdot m_2}{|A(\Omega)|} \right|
\end{aligned} \tag{5.14}$$

mit

$$A(\Omega) := \begin{bmatrix} -\Omega^2 \cdot m_1 + j \cdot (D_1 + D_2) \cdot \Omega + (C_1 + C_2) & -j \cdot D_2 \cdot \Omega - C_2 \\ -j \cdot D_2 \cdot \Omega - C_2 & -\Omega^2 \cdot m_2 + j \cdot D_2 \cdot \Omega + C_2 \end{bmatrix} \quad (5.15)$$

Bereits zu Beginn der Optimierung kann so bereits eine Abschätzung über die Eigenfrequenzen getroffen werden.

Konkrete Berechnungen mit unterschiedlichen Systemparametern sind im Anhang 9 unter 9.2.5 zu finden.

Vergleiche des dynamischen Verhaltens von Wälz- und Gleitlagern in Abhängigkeit vom Schmierungsstatus sind u.a. von Pittroff beschrieben worden [76].

5.2 Schmierfette und -öle

Ein wesentlicher Unterschied beim Vergleich der mechanischen Eigenschaften von Ölen und Fetten ist die Losbrechkraft, die bei Fetten überwunden werden muss, um ein Fließverhalten eines Öles zu erreichen.

Das Fließverhalten kann mit Hilfe des Newtonschen Schubspannungsansatzes beschrieben werden. Die dynamische Viskosität ist temperatur- und druckabhängig.

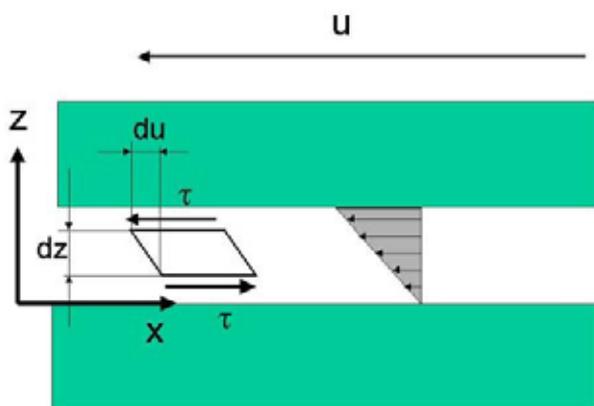


Bild 5.3: Geschwindigkeitsprofil in einem Zweiplattenmodell [43]

$$\eta = \frac{\tau}{du/dz} \quad (5.16)$$

η = dynamische Viskosität

Bei einem konvergierenden Spalt, wie er in einem Radialgleitlager auftritt, entstehen kombinierte Druck- Scherströmungen, die das Geschwindigkeitsprofil beeinflussen [43].

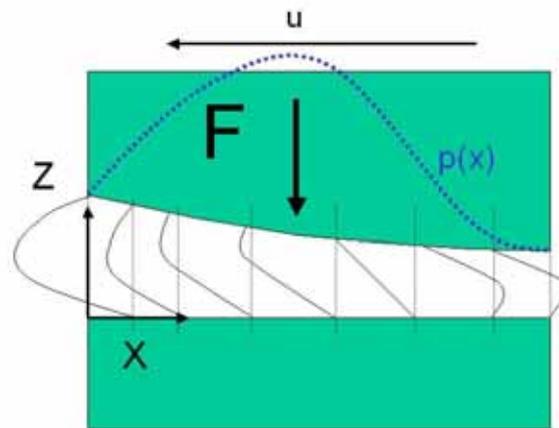


Bild 5.4 Geschwindigkeitsprofil im konvergenten Spalt [43]

Fette werden oft auch als Bingham-Körper bezeichnet. Erst oberhalb eines bestimmten Geschwindigkeitsgefälles beginnen sie zu fließen und zeigen dann newtonsches Fließverhalten (Bild 5.5) [43].

Das Losbrechmoment eines Fettes wirkt dem Eigengewicht entgegen und vermindert ein Austreten des Schmierstoffes aus dem Kontaktbereich.

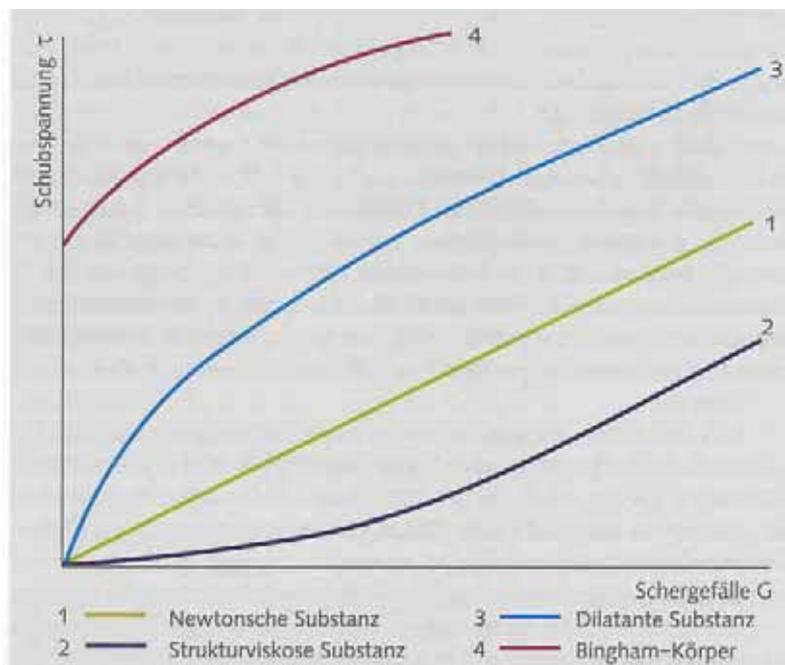


Bild 5.5: Fließkurven von Newtonschen und Nicht-Newtonschen sowie Bingham-Substanzen (Fette) [78]

Auch in der Viskositäts-Zeitabhängigkeit sind wesentliche Unterschiede zwischen einem newtonschen Fluid und einem realen Schmierstoff festzustellen (Bild 5.6.).

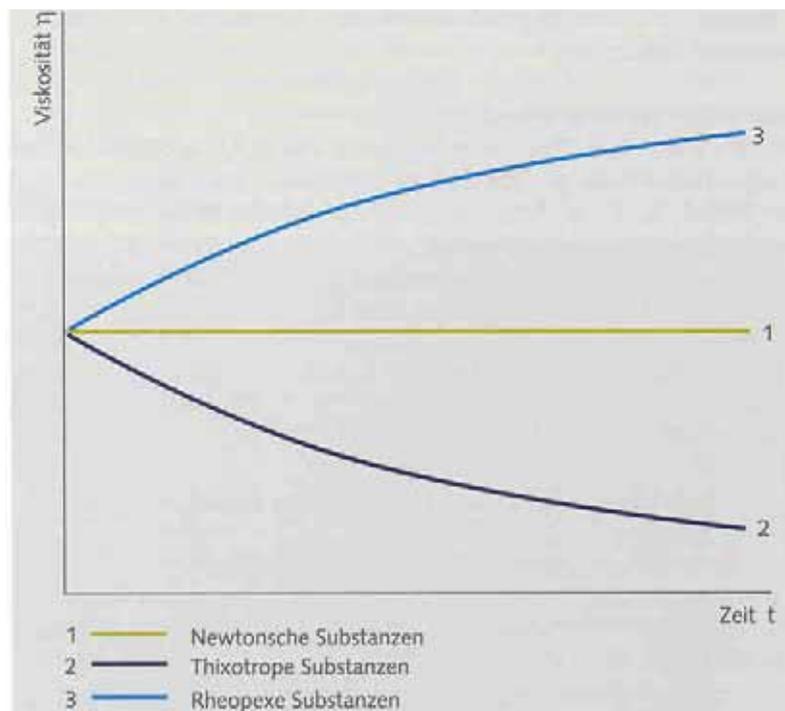


Bild 5.6: Abhängigkeit der Viskosität von der Scherungsdauer [78]

Zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe wurde folgendes Öl benutzt:
FVA-Referenzöl Nr. 1

$$\eta_0 = 37,19 \cdot 10^{-9} \text{N} \frac{\text{s}}{\text{mm}^2} \quad (5.17)$$

$$\alpha_0 = 1,9 \cdot 10^{-2} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \quad (5.18)$$

(Öleinlauftemperatur $\vartheta = 40^\circ$)

Der statische Druck-Viskositätskoeffizient α_0 beschreibt die Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität.

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha_0 \cdot p} \quad (5.19)$$

Das Druckaufnahmevermögen eines Schmierstoffes trägt entscheidend zum Aufbau eines trennenden Schmierfilms bei. Wenn sich aufgrund der Betriebsbedingungen kein trennender Schmierfilm mit unlegierten Ölen ausbilden kann, besteht die Möglichkeit, durch Zugabe von Hochdruckwirkstoffen das öleigene Druckaufnahmevermögen zu verbessern. Verwendung finden unter anderem Fettsäuren, organische Schwefel-, Chlor-, Molybdän-, Phosphor- und Zinkverbindungen, die bei hoher Druckbelastung mit dem Metall chemisch reagieren und dabei eine sich immer wieder erneuernde Trennschicht zwischen

den gleitenden Flächen bilden. Oberhalb einer schmierstoffabhängigen Belastung erschöpft sich das Druckaufnahmevermögen und der Schmierfilm bricht zusammen [43].

Die Referenzöle sind etwa 1985 bei der FVA (Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V) eingeführt worden, um eine Vergleichsbasis für Versuchsreihen zu haben. Diese Referenzöle sind in der Zusammensetzung exakt bekannt, während für alle anderen Produkte, die von der Mineralölindustrie für Versuche bereitgestellt werden, die Rezepturen nicht gänzlich offen gelegt werden. Werden nun Forschungsvorhaben mit der Thematik Öle durchgeführt, wird in der Regel zum Vergleich ein passendes Referenzöl mitgetestet. Eine andere Möglichkeit ergibt sich, wenn Referenzöle ganz gezielt mit Zusätzen verändert werden, wenn es darum geht ganz sauber definierte Einflüsse festzustellen. Es gibt Referenzöle auf Mineralöl- und auf synthetischer Basis.

Vergleich mit Fetten die tatsächlich bei Gelenklagern zum Einsatz kommen:

Fett	Dichte bei 20° [dm ³ /kg]	Kinematische Viskosität des Grundöls bei 40° [mm ² /s]	Kinematische Viskosität des Grundöls bei 100° [mm ² /s]
Centoplex2	0,89	110 (123,59)	11,5 (12,92)
Asonic GLY32	0,93	25 (25,88)	5 (5,376)
Isoflex	0,88	15 (17,045)	3,7 (4,2)

Tabelle 5.1 Typische Fette für den Einsatz mit Gelenklagern

Der Quotient dynamische Viskosität η durch Dichte ρ (dichtebezogene Viskosität) wird nach Maxwell kinematische Viskosität genannt und mit dem Formelzeichen ν bezeichnet [79]:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (5.20)$$

Die Klammerwerte in Tabelle 5.1 beziehen sich auf die angenäherte dynamische Viskosität bezogen auf die Dichte bei 20°C.

5.3 Bestimmung der Schmierfilmhöhe

Der Aufbau eines Schmierfilms ist bei wartungspflichtigen Lagern von elementarer Bedeutung. Über die Schmierfilmhöhe und deren Zusammenhang mit äußeren Lasten und kinematischen Bedingungen lassen sich Abschätzungen über die Schmierfilmsteifigkeit und –dämpfung treffen. Dies ist vor allem für die Beurteilung des dynamischen Verhaltens von Interesse. Die Vorgänge in der Kontaktzone von geschmierten Lagern können mit Hilfe der hydrodynamischen Theorie beschrieben werden, die eine besondere Anwendung der Strömungsmechanik bildet. Die X-Koordinate zeigt in Laufrichtung des Lager, die Z-Koordinate in Normalenrichtung der Gleitflächen.

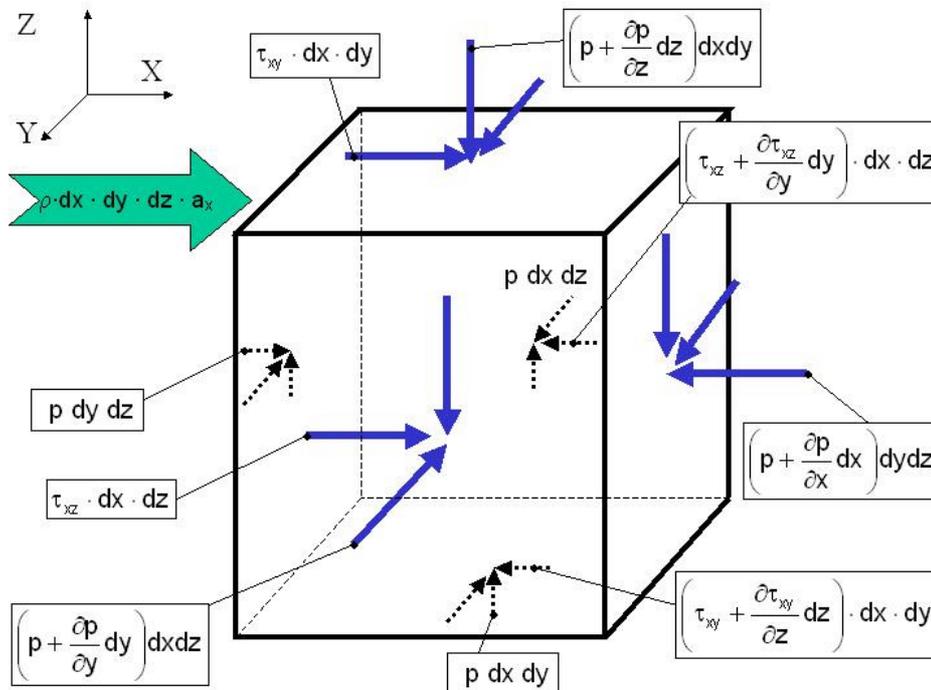


Bild 5.7: Kräftegleichgewicht eines infinitesimal kleinen Würfels (nur für das Kräftegleichgewicht in X-Richtung relevante τ -Bezeichnungen eingetragen)

Die Masse eines infinitesimal kleinen Würfels ist

$$dm = \rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz \quad (5.21)$$

Um der Forderung nach Kräftegleichgewicht zu genügen, gilt für die Kräfte in X-Richtung:

$$\begin{aligned}
& p \cdot dy \cdot dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot dx \right) dy \cdot dz + \tau_{xz} \cdot dx \cdot dz \\
& - \left(\tau_{xz} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial y} dy \right) \cdot dx \cdot dz + \tau_{xy} \cdot dx dy \\
& - \left(\tau_{xy} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial z} dz \right) \cdot dx \cdot dy = -\rho \cdot dx \cdot dy \cdot dz \cdot a_x
\end{aligned} \quad (5.22)$$

a_x ist dabei die Beschleunigung in X-Richtung. Nach einer Zusammenfassung der Terme erhält man:

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial z} = -\rho \cdot a_x \quad (5.23)$$

Hinsichtlich des Newtonschen Schubspannungsgesetzes für Fluide kann zwischen dem Geschwindigkeitsgefälle und der Schubspannung die dynamische Viskosität η als Proportionalitätsfaktor definiert werden (Newtonsches Fluid):

$$\tau_{xz} = \eta \cdot \frac{\partial U_x}{\partial y} \quad \tau_{xy} = \eta \cdot \frac{\partial U_x}{\partial z} \quad (5.24)$$

Aus Gleichung (3) und (4) folgt somit:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\eta \left(\frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 U_x}{\partial z^2} \right) - \rho \cdot a_x \quad (5.25) \text{ in X-Richtung}$$

und entsprechend

$$\frac{\partial p}{\partial y} = -\eta \left(\frac{\partial^2 U_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_y}{\partial z^2} \right) - \rho \cdot a_y \quad (5.26) \text{ in Y-Richtung}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\eta \left(\frac{\partial^2 U_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_z}{\partial y^2} \right) - \rho \cdot a_z \quad (5.27) \text{ in Z-Richtung}$$

Im Vergleich zur X- und Y-Richtung kann der Fluidfluss in Z-Richtung vernachlässigt werden.

Aus $U_z = 0$ folgt:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (5.28)$$

Aufgrund der Randbedingungen muss die Fluidgeschwindigkeit an den Randschichten identisch Null sein. Betrachtet man die geringe Spalthöhe kann man erwarten, dass der Geschwindigkeitsgradient in X- und Y-Richtung gegenüber der Z-Richtung vernachlässigt werden darf. Daraus folgt:

$$\frac{\partial^2 U_x}{\partial z^2} \gg \frac{\partial^2 U_x}{\partial y^2} \quad \frac{\partial^2 U_x}{\partial z^2} \gg \frac{\partial^2 U_x}{\partial x^2} \quad (5.29)$$

Mit diesen Annahmen erhält man aus den Gleichungen (5.26), (5.26) und (5.27)

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\eta \left(\frac{\partial^2 U_x}{\partial z^2} \right) - \rho \cdot a_x \quad (5.30)$$

und

$$\frac{\partial p}{\partial y} = -\eta \left(\frac{\partial^2 U_y}{\partial z^2} \right) - \rho \cdot a_y \quad (5.31)$$

Der Druck p sowie die Druckgradienten $\frac{\partial p}{\partial x}$, $\frac{\partial p}{\partial y}$ können als unabhängig von z

betrachtet werden. Nachfolgend wird angenommen, dass die Scherkräfte kleiner als die Druckkräfte sind. Somit können die Geschwindigkeitskomponenten U_x , U_y durch zweifache Integration nach z ermittelt werden:

$$U_x = -\frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot z^2 + A \cdot z + B \quad (5.32)$$

Mit den Randbedingungen $U_x = 0$ für $z = 0$ und $U_x = v_x$ für $z = h$ ($h =$ Schmier-spalthöhe) für zwei planparallele Platten bei denen sich die obere mit der Geschwindigkeit v_x in X-Richtung bewegt lassen sich die Integrationskonstanten bestimmen:

$$B = 0 \quad \text{und} \quad A = \frac{v_x}{h} + \frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot h$$

Eingesetzt in Gleichung (5.32) erhält man:

$$U_x = -\frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot z(z-h) + z \cdot \frac{v_x}{h} \quad (5.33)$$

Den Durchfluss Q_x in X-Richtung pro Längeneinheit in Y-Richtung ergibt sich aus der Integration der jeweiligen Geschwindigkeitskomponente U über die Schmier-spalthöhe h :

$$Q_x = \int_0^h U_x dz \quad (5.34)$$

Setzt man Gleichung (5.33) in (5.34) ein erhält man:

$$Q_x = -\frac{1}{2\eta} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot \int_0^h z(z-h) \cdot dz + \int_0^h \frac{z \cdot v_x}{h} dz \quad (5.35)$$

und

$$Q_x = \left(\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \right) \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{h \cdot v_x}{2} \quad (5.36)$$

Entsprechend gilt für Q_y mit den Randbedingungen
 $U_y = 0$ für $z = 0$ und $z = h$ ($h =$ Schmierfiltdicke)

$$Q_y = \left(\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \right) \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) \quad (5.37)$$

Aus dem Kontinuitätssatz für inkompressible Fluide folgt:

$$\frac{\partial U_x}{\partial x} + \frac{\partial U_y}{\partial y} + \frac{\partial U_z}{\partial z} = 0 \quad (5.38)$$

Zusammen mit Gleichung (5.35) kann für die Geschwindigkeitskomponente $U_z = 0$ folgender Zusammenhang beschrieben werden:

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} = 0 \quad (5.39)$$

Setzt man die Gleichungen (5.36) und (5.37) in (5.39) ein erhält man:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot \left(\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \right) + \frac{h \cdot v_x}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) \cdot \left(\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \right) \right] = 0 \quad (5.40)$$

Integriert man Gleichung (5.40) in x – Richtung erhält man:

$$\left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot \left(\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \right) + \frac{h \cdot v_x}{2} \right] + C_1 + \int_0^{\zeta} \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) \cdot \left(\frac{h^3}{12 \cdot \eta} \right) \right] dx = 0 \quad (5.41)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) = \frac{12 \cdot \eta}{h^3} \cdot C_1 - \frac{1}{h^3} \int_0^\zeta \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial y}\right) \cdot h^3 \right] \partial x - \frac{6 \cdot \eta \cdot v_x}{h^2} \quad (5.42)$$

Für die Druckverteilung in Y-Richtung wird eine parabelförmige Verteilung zweiten Grades festgelegt, deren Scheitelpunkt in Mitte der Laufbahn liegt. An den Rändern wird ein Druck identisch Null definiert. Daraus folgt:

$$p(x, y) = A(x) \cdot \left[1 - \frac{y^2}{\left(\frac{B}{2}\right)^2} \right] \quad (5.43)$$

Der Verlauf der Scheitelhöhe $A(x)$ der Druckparabel in X-Richtung wird entsprechend des Druckverlaufes eines in Y-Richtung unendlichen Lagers (d.h. ohne Volumenstrom in Y-Richtung aufgrund der Druckdifferenz in Y-Richtung) berechnet.

$$p(x, y) = \left[1 - \frac{y^2}{\left(\frac{B}{2}\right)^2} \right] \cdot \left(C_1 \cdot \int_0^\zeta \frac{12 \cdot \eta}{h^3} \partial x - \int_0^\zeta \frac{6 \cdot \eta \cdot v_x}{h^2} \cdot \partial x + C_2 \right) \quad (5.44)$$

5.3.1 Bestimmung der Konstanten

Die Konstanten C_1 und C_2 werden durch die Randbedingungen an den Rändern des Definitionsgebietes bestimmt. An den Rändern in axialer Richtung wird der Druck identisch Null definiert.

$$p(x, -B/2) = 0$$

$$p(x, B/2) = 0$$

Für Randbedingungen in Umfangsrichtung sind in der Literatur folgenden Angaben in Zylinderkoordinaten zu finden:

Nach Gümbel :

$$p(\varphi; z) = p(\varphi + 2\pi; z)$$

aber $p = 0$ für $p < 0$, da Fluide in der Regel keine Zugkräfte übertragen können.

Es ergibt sich hieraus eine 2π -spiegelsymmetrische Funktion. Der engste Spalt liegt bei $\varphi = \pi$.

Für die Bestimmung der Konstanten ergibt sich somit:

$$p(0,y) = 0$$

$$p(L,y) = 0$$

$$p(0,y) = +C_2 = 0 \quad (5.45)$$

$$p(L,y) = C_1 \cdot \int_0^L \frac{12 \cdot \eta}{h^3} \partial x - \int_0^L \frac{6 \cdot \eta \cdot v_x}{h^2} \cdot \partial x + C_2 = 0 \quad \Rightarrow$$

$$C_1 = \frac{\int_0^L \frac{6 \cdot \eta \cdot v_x}{h^2} \cdot \partial x}{\int_0^L \frac{12 \cdot \eta}{h^3} \partial x} \quad (5.46)$$

Die Größe L gibt sich aus $d_k \cdot \frac{\pi}{2}$.

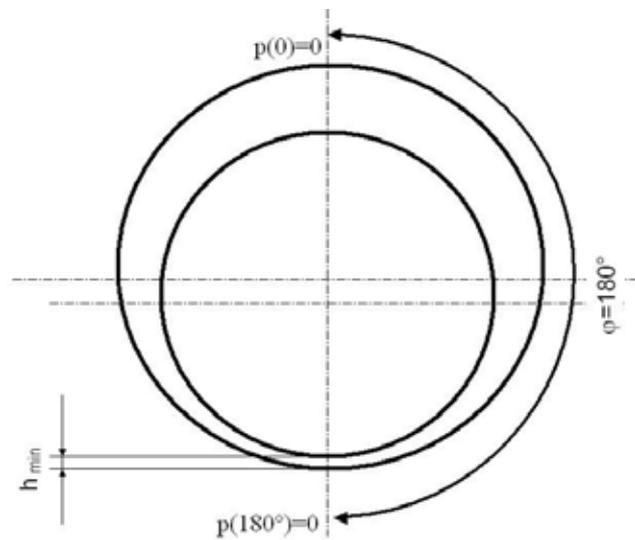


Bild 5.8: Randbedingungen nach Gümbel

Nach Reynolds : Druckanfang $p(\varphi = \varphi_1; z) = 0$

Druckende $p(\varphi = \varphi_0; z) = 0$ und $\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0$

Diese drei Randbedingungen können nur eingehalten werden, in dem die Größe L variabel definiert wird. Da bei gleicher äußerer Kraft die Integrale über den Druck (ermittelt nach Gümbel bzw. Reynolds) gleich sein müssen, ist zwangsläufig $L_{\text{Reynolds}} > L_{\text{Gümbel}}$. Die zweite Randbedingung definiert eine Tangentialität des Druckverlaufes, die zu einer Reduzierung der Integralfläche (bzw. -volumen bei räumlicher Betrachtung) führt. Ein Ausgleich ist nur durch eine Vergrößerung der Integralgrenzen in Umfangsrichtung möglich.

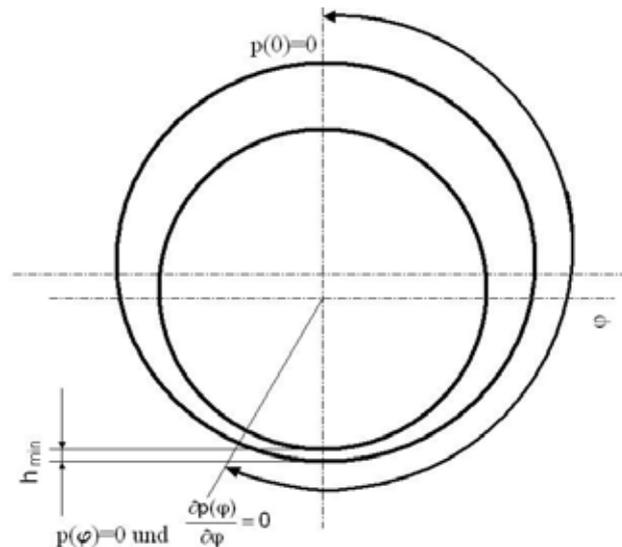


Bild 5.9: Randbedingungen nach Reynolds

Die Randbedingungen nach Reynolds geben nach heutigem Stand die realen Druckverhältnisse im Lager besser wieder. Der numerische Aufwand ist aber durch die zusätzliche Randbedingung erheblich größer. In Hinblick auf eine Strukturoptimierung mit iterativer Vorgehensweise ist sicherlich ein Vergleich beider Randbedingungen sinnvoll, um so den zeitlichen Aufwand in vertretbarem Rahmen zu halten.

Dem Anhang 9 sind verschiedene Vergleichsrechnungen beigelegt. Es zeigt sich, dass der Unterschied der Ergebnisse im Vergleich zu anderen Einflussgrößen (z.B. Temperatureinflüsse), die bei der Berechnung vernachlässigt werden, vertretbar klein ist. Das Aufwand – Nutzen -Verhältnis steht beim Ansatz nach Reynolds in keiner Relation zur Aussagekraft.

Daher werden den weiteren Berechnungen die Randbedingungen nach Gümbel zugrunde gelegt.

5.3.2 Mangelschmierung

Insbesondere bei Fettschmierung kann man nicht grundsätzlich davon ausgehen, dass der oben beschriebene Definitionsraum, der für die Schmierfilmbildung entscheidend ist, grundsätzlich über die gesamte Länge mit Schmierstoff gefüllt ist.

Dieser (auch Mangelschmierung genannte) Zustand und dessen Auswirkungen auf die Schmierfilmhöhe sollen durch eine Verringerung des Definitionsraumes (von 180° auf 90° siehe Bild 5.10 und Bild 5.12) abgeschätzt werden.

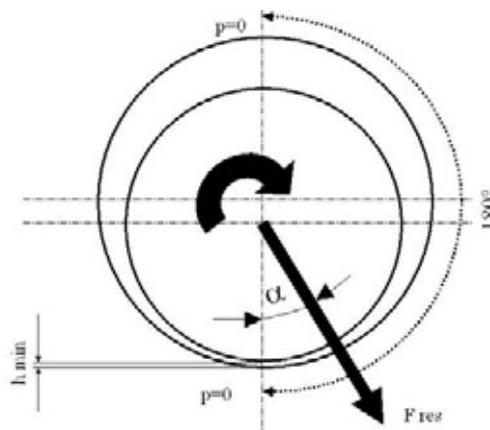


Bild 5.10: Definitionsgebiet (=180° Bogen) und Randbedingungen nach Gümbel

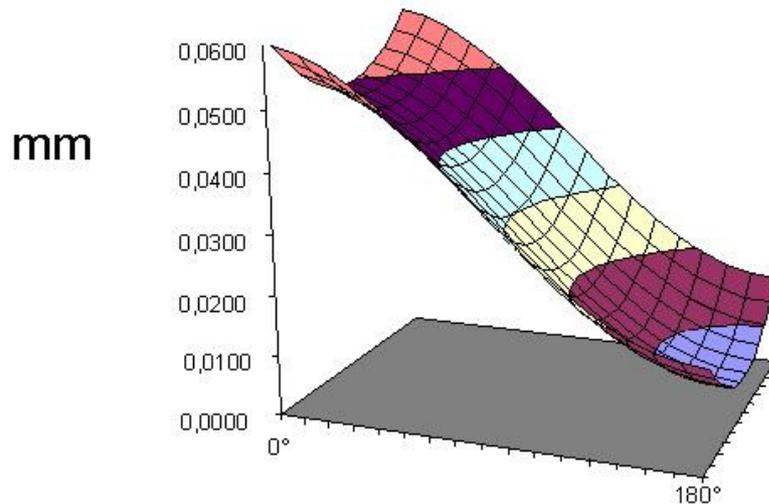


Bild 5.11: Definitionsgebiet (=180° Bogen, räumliche Darstellung des abgewickelten Schmierpaltprofils eines sphärischen Gelenklagers)

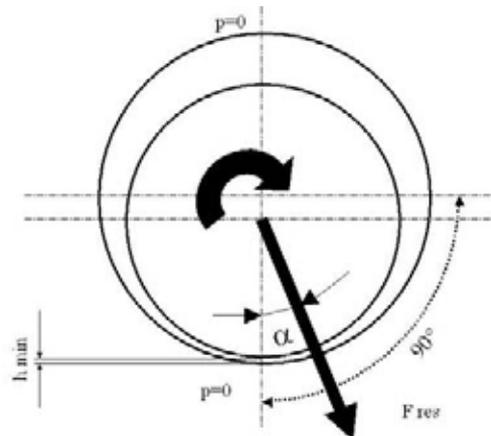


Bild 5.12: Definitionsbereich (=90° Bogen) und Randbedingungen nach Gumbel

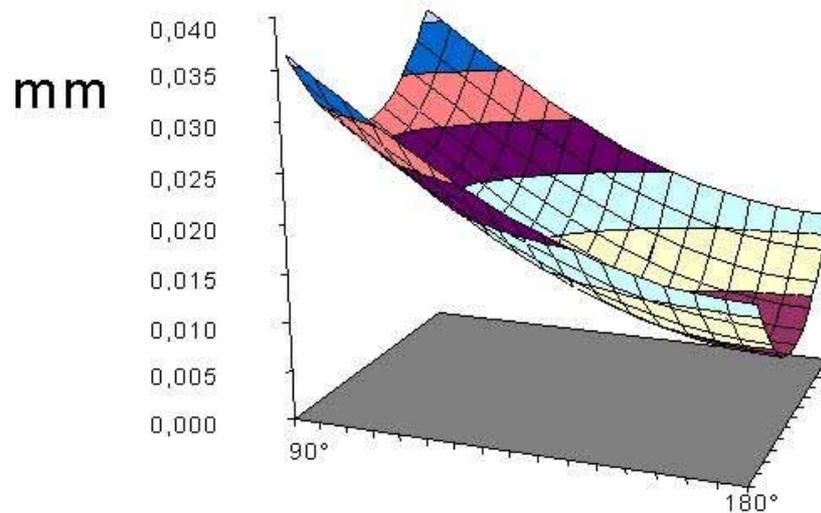


Bild 5.13: Definitionsbereich (=90° Bogen, räumliche Darstellung des abgewickelten Schmierpaltprofils eines sphärischen Gelenklagers)

Im Anhang 9 sind Ergebnisse für beide Definitionsbereiche dokumentiert. Allgemein ist der Einfluss der Größe des Definitionsbereiches wesentlich größer als die Unterschiede durch Randbedingungen nach Gumbel oder Reynolds.

5.3.3 Iterative Ermittlung der resultierenden äußeren Kraft

Legt man ein Schmierspaltprofil $h(\varphi, z)$ mit minimaler Schmierfilmhöhe h_{\min} zugrunde, lässt sich unter der Berücksichtigung der geometrischen, kinematischen und tribologischen Parameter nach dem oben beschriebenen Verfahren eine Druckverteilung $p(\varphi, z)$ ermitteln. Integriert man den Druck über die Fläche des Definitionsgebietes ergibt sich daraus eine resultierende Kraft F , die der äußeren Last in Größe und Richtung entsprechen muss:

$$F = \iint_A p(\varphi, z) \cdot R_i \cdot d\varphi \cdot dz \quad (5.47)$$

Bildet man in einem raumfesten x-y Koordinatensystem (siehe Bild 5.14):

$$\vec{F}_x = \iint_A p(\varphi, z) \cdot R_i \cdot d\varphi \cdot dz \cdot \vec{e}_x \quad (5.48)$$

$$\vec{F}_y = \iint_A p(\varphi, z) \cdot R_i \cdot d\varphi \cdot dz \cdot \vec{e}_y \quad (5.49)$$

erhält man für den Angriffswinkel der Kraft F :

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\vec{F}_x}{\vec{F}_y}\right) \quad (5.50)$$

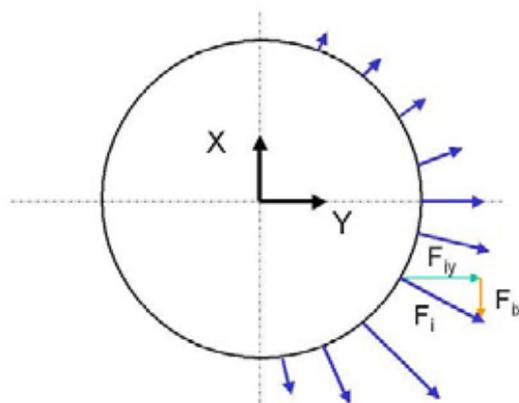


Bild 5.14: raumfestes x-y Koordinatensystem zur Bestimmung des Angriffswinkels α

Durch iterative Veränderung der minimalen Spalthöhe (und damit des gesamten Schmierspaltprofils $h(\varphi, z)$) lässt sich so bei gegebener Last eine minimale Schmierfilmhöhe ermitteln.

Die minimalen Schmierfilmhöhen sind im Anhang 9 den Diagrammen für eine Belastung von 1 und 1000 kN sowie für eine Umdrehung von 10 bis 70 min^{-1} dargestellt. Höhere Umdrehungen sind theoretisch möglich, geben aber kein realistisches Anwendungsspektrum wieder. Ferner sind im Anhang 9 jeweils zwei Diagramme entsprechend des gewählten Definitionsraumes (180° bzw. 90°)

aufgeführt. Die Angabe d bezieht sich auf den Wellendurchmesser des jeweiligen Lagers. Zugrunde gelegt wurde eine mittlere Lagerluft. (Weitere Schmierstoffkenngrößen entsprechend Tabelle 5.4) Die Werte in den Diagrammen (Bild 9.13 und Bild 9.14) beziehen sich auf einen Definitionsbereich von 0° bis 180° .

Bei kleineren Lagern bis etwa zu einem Wellendurchmesser von 120 mm kommt es zu keinem ausgeprägtem Schmierfilm, da die real mögliche Schmierfilmhöhe aufgrund der Oberflächenbeschaffenheit nicht beliebig klein werden kann. Es wurde ein Wert von $5\mu\text{m}$ als kleinst möglicher Schmierfilm definiert, bei dem noch eine signifikante Schmierfilmsteifigkeit und -dämpfung vorhanden ist. Der dargestellte Messschrieb (Bild 5.15) stellt die Rauheit eines (noch nicht gelaufenen) Innenringes eines wartungspflichtigen Gelenklagers mit einem Bohrungsdurchmesser von 30 mm dar. Die Oberflächenrauheit ist nicht von der Lagergröße abhängig.

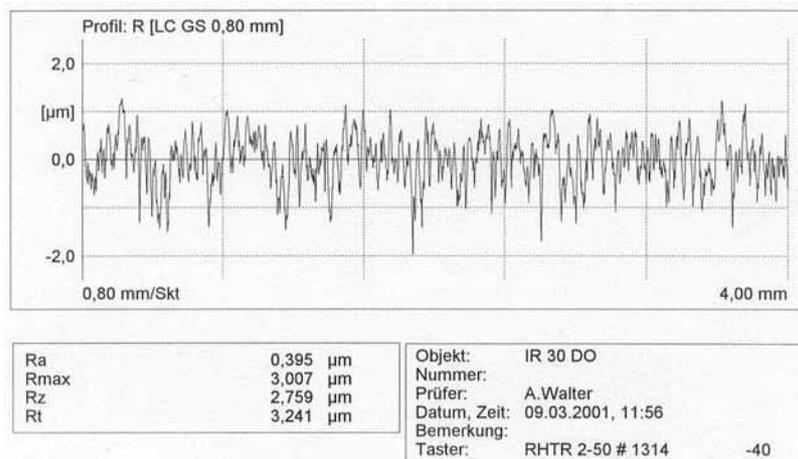


Bild 5.15: Rauheitsprofil der Kugelfläche eines Innenring Bohrungsdurchmesser 30 mm

Wie bereits erwähnt, glätten sich die Rauheitsspitzen nach der Einlaufphase. Dadurch vergrößert sich auch der Bereich der möglichen Schmierfilmausprägung. Quantitativ lassen sich die Diagramme (Bild 9.13 bis Bild 9.16) entsprechend erweitern. Die aufgezeigte Tendenz bleibt jedoch erhalten. Lager mit einer größeren Bohrung haben auch einen größeren Kugeldurchmesser. Dadurch ergibt sich eine höhere Umfangsgeschwindigkeit bei einer Umdrehung, was die Schmierfilmhöhe stark beeinflusst. Die Diagramme im Anhang 9 (Bild 9.13 bis Bild 9.16) zeigen, dass sich bei den betrachteten Betriebsbedingungen eines oszillierenden Gelenklagers nicht immer ein trennender Schmierfilm bildet.

5.4 Bestimmung der Schmierfilmdämpfung

Die nachfolgende Tabelle 5.2 zeigt eine Zusammenstellung der wichtigsten Dämpfungsparameter sowie deren mögliche Ermittlung.

	Kenngröße	Herkunft, geometrische Größe
Erzwungene harmonische Schwingung	Ausschwingversuch Logarithmisches Dämpfungsdekrement $\Lambda = \frac{1}{n} \ln \left \frac{q(t_0)}{q(t_0 + nT)} \right $	Abklingkurve
	Relative Dämpfung $\psi = \frac{\Delta W}{W}$	Hysteresekurve
	Verlustwinkel $\sin(\delta) = \frac{d\Omega\hat{q}}{\hat{F}} \approx \delta$	Zeitverlauf
	Dämpfungsgrad aus Halbwertbreite $\vartheta = \frac{f_2 - f_1}{2f_0}$	Resonanzkurve
	Dämpfungsgrad $\vartheta = \frac{d}{2\sqrt{km}}$	Berechnungsmodell

Tabelle 5.2: Elementare Methoden zur Ermittlung der Dämpfungsparameter [60]

Die nachfolgende Tabelle 5.3 stellt einen formalen Zusammenhang der Dämpfungskenngrößen her.

	d	β	ϑ	Λ	ψ	δ
Dämpfungskonstante d	d	$2m\beta$	$2m\omega\vartheta$	$\frac{m\omega\Lambda}{\pi}$	$\frac{k\psi}{2\pi\Omega}$	$\frac{k\delta}{\Omega}$
Abklingkonstante β	$\frac{d}{2m}$	β	$\omega\vartheta$	$\frac{\omega\Lambda}{2\pi}$	$\frac{k\psi}{4\pi m\Omega}$	$\frac{k\delta}{2m\Omega}$
Dämpfungsgrad ϑ (Lehrsches Dämpfungsmaß)	$\frac{d}{2\sqrt{km}}$	$\frac{\beta}{\omega}$	ϑ	$\frac{\Lambda}{2\pi}$	$\frac{\psi}{4\pi\eta}$	$\frac{\delta}{2\eta}$
Logarithmisches Dekrement Λ	$\frac{\pi d\delta}{m\omega}$	$\frac{2\pi\beta}{\omega}$	$2\pi\vartheta$	Λ	$\frac{\psi}{2\eta}$	$\frac{\pi\delta}{\eta}$
Relative Dämpfung ψ	$\frac{2\pi\Omega d}{k}$	$\frac{4\pi m\Omega\beta}{k}$	$4\pi\eta\vartheta$	$2\eta\Lambda$	ψ	$2\pi\delta$
Verlustwinkel δ	$\frac{\Omega d}{k}$	$\frac{2m\Omega\beta}{k}$	$2\eta\vartheta$	$\frac{\eta\Lambda}{\pi}$	$\frac{\psi}{2\pi}$	δ

Tabelle 5.3: Beziehungen zwischen Dämpfungskennwerten [60]

Ω = Erregerfrequenz

η = Frequenzverhältnis Ω/ω

k = Federkonstante

Die Dämpfungskonstante d ist eine wichtige Kenngröße der Bewegungsgleichung.

Zur Bestimmung der Schmierfilmdämpfung werden vereinfacht zwei konzentrische Kugeln definiert, die sich in Z-Richtung mit einer Geschwindigkeit v_z relativ zueinander bewegen (Bild 5.18). Auch hier werden zwei unterschiedliche Definitionsräume für die Bestimmung der Schmierdämpfung zugrunde gelegt (Bild 5.16 und Bild 5.17) um eine mögliche Mangelschmierung zu beurteilen.

Die Schwingweite sei im Verhältnis zur Schmierfilmhöhe klein. Die Differenz der Kugelradien entspricht dem zugrunde gelegten Lagerspiel was in diesem Fall einer konstanten Schmierfilmhöhe h_0 gleichkommt (siehe Bild 5.17)

Durch diesen Ansatz lässt sich das Modell auf zwei planparallele Platten transformieren (siehe Bild 5.18). Die Geschwindigkeit v_z wird dann eine Funktion vom jeweiligen Ort ($v_z = v_r(x, y) \cdot e_z$), wobei nur die Komponente normal zur Gleitfläche berücksichtigt wird. In Bild 5.20 und Bild 5.21 sind die Geschwindigkeitsverteilungen abhängig vom Definitionsraum für dieselbe maximal Schwinggeschwindigkeit dargestellt.

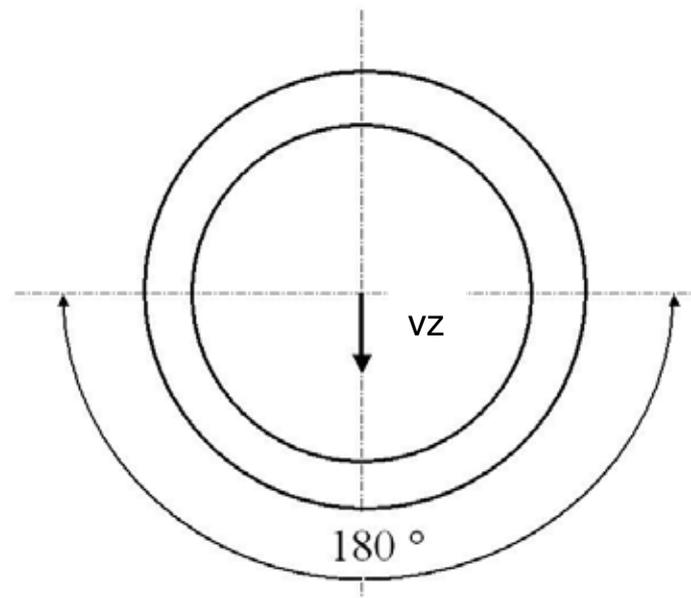


Bild 5.16: Definitionsraum (=180° Bogen) zur Bestimmung der Schmierfilmdämpfung

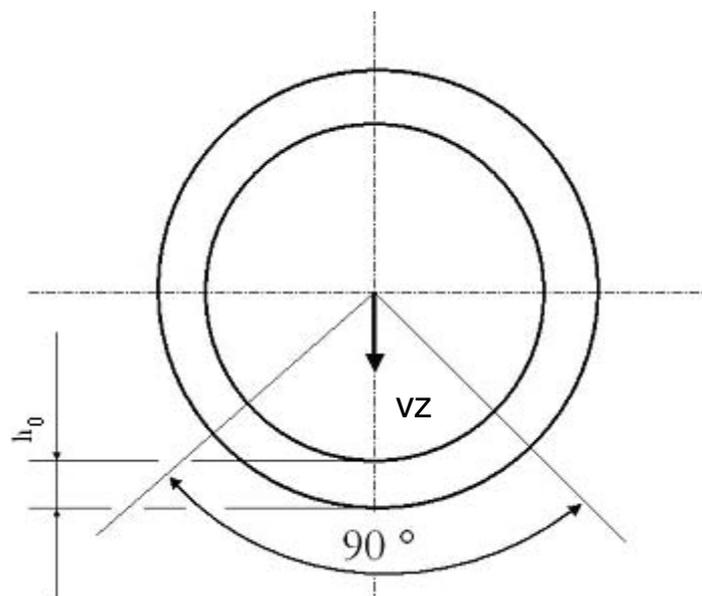


Bild 5.17: Definitionsraum (=90° Bogen) zur Bestimmung der Schmierfilmdämpfung

Die Größe der Plattenfläche entspricht der Größe der Definitionfläche. Der Zwischenraum ist (in diesem Bereich) mit Schmierstoff ausreichend gefüllt und kann nach allen Seiten abfließen.

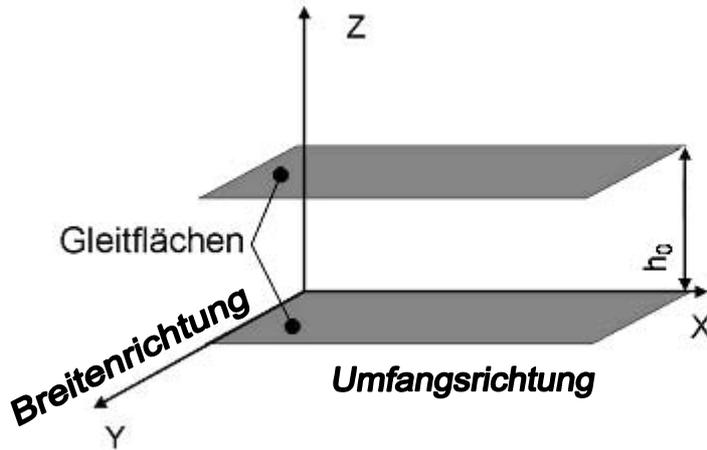


Bild 5.18: Koordinatenvereinbarung zur Bestimmung der Schmierfilmdämpfung

Der sich einstellende Squeeze-Druck kann für eine newtonsche Flüssigkeit durch die folgende von Vanherck ermittelte Poissonsche Differentialgleichung beschrieben werden [81].

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} p(j\omega) + \frac{\partial^2}{\partial y^2} p(j\omega) = v_z(j\omega) \cdot \left(12 \frac{\eta}{h_0^3} + j\omega \cdot \frac{\rho}{h_0} \right) \quad (5.51)$$

Sie gilt für den Abfluß der Flüssigkeit in Koordinatenrichtung x und y. Bei Vernachlässigung des Schmierstoffmasse vereinfacht sich die Formel.

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} p + \frac{\partial^2}{\partial y^2} p = v_z \cdot 12 \cdot \frac{\eta}{h_0^3} \quad (5.52)$$

Die nachfolgende Lösung der DGL (5.52) wurde numerisch mit dem Programm MathCAD 2000 professional ermittelt. Der Squeeze-Druck an den Rändern des Definitionsbereiches wird identisch null gesetzt. Die dynamische Viskosität wurde in dieser Berechnung als konstant (nicht abhängig vom Lagerdruck und somit nicht ortsabhängig) angenommen. Die Geschwindigkeit v_z ist ortabhängig. ($v_z = v_r(x, y) \cdot e_z$ siehe Bild 5.20 und Bild 5.21).

Bild 5.19 stellt die Lösung der Poissonschen DGL

$$(5.52) \quad \frac{\partial^2}{\partial x^2} p + \frac{\partial^2}{\partial y^2} p = v_z \cdot 12 \cdot \frac{\eta}{h_0^3} \quad \text{für folgende Daten (Tabelle 5.4) grafisch dar}$$

Kugeldurchmesser	d_K	140 mm
Außenringbreite	B	70 mm
Schmierfilmhöhe	h_0	0,005 mm
Amplitude	a	1% · h_{\min}
Größe der Definitionsfläche	A_D	15393,8 mm ²
dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck	η_0	$37,1910^{-3} \cdot \text{N} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}^2}$
Öleinlauftemperatur	ϑ	40°
Erregungsfrequenz	f_r	5 s ⁻¹

Tabelle 5.4: Belastungskenngrößen (Die dynamische Viskosität bei Atmosphärendruck entspricht dem FVA-Referenzöl Nr.:1)

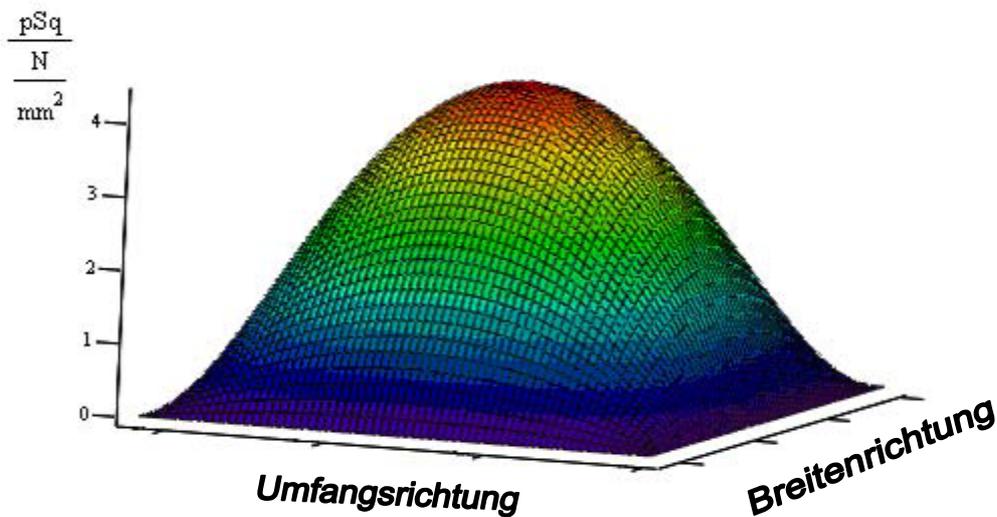


Bild 5.19: Squeeze-Druckverteilung

Der max. Squeeze-Druck beträgt 4,35 N/mm².

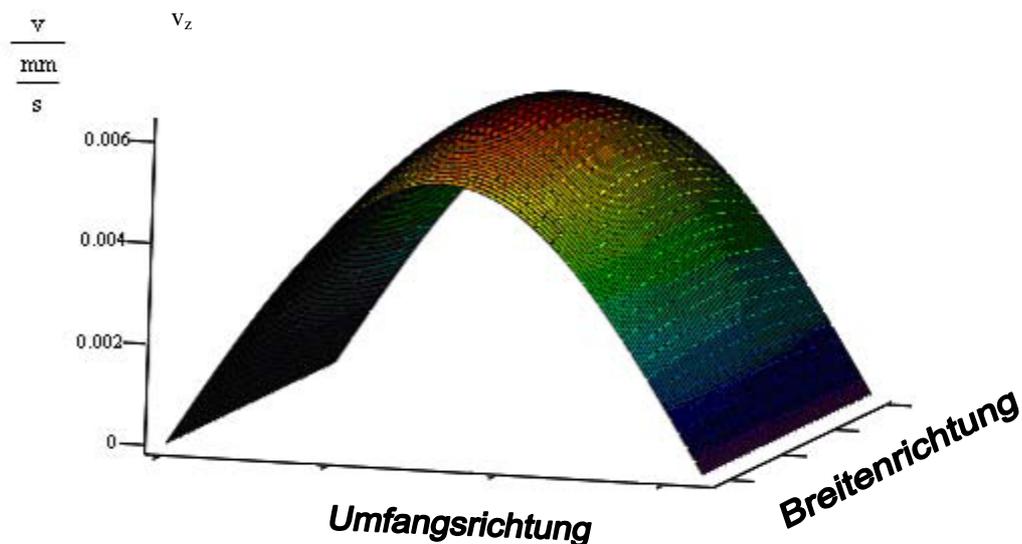


Bild 5.20: Geschwindigkeitsprofil der Squeeze – Druckverteilung, Definitionsraum (=180° Bogen)

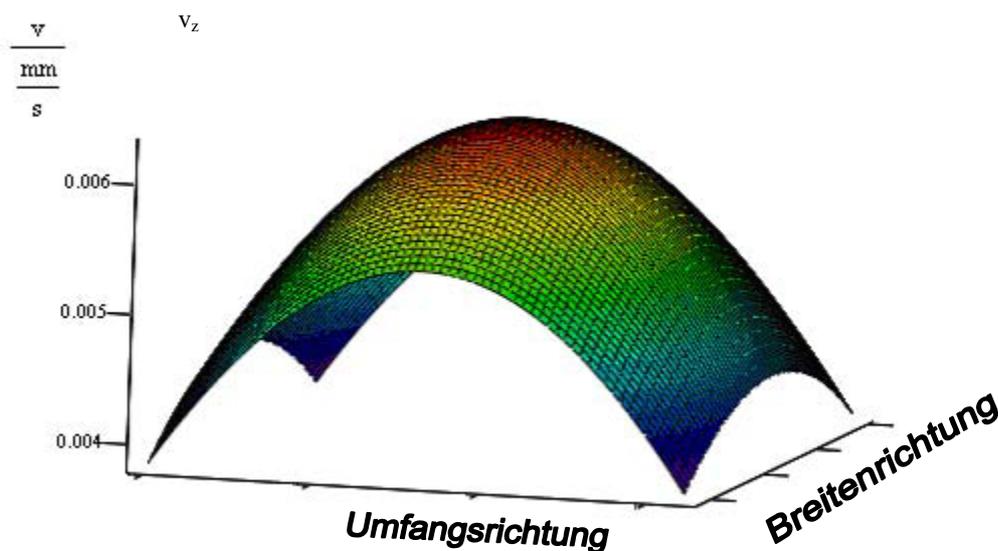


Bild 5.21: Geschwindigkeitsprofil der Squeeze – Druckverteilung, Definitionsraum (=90° Bogen)

Die Schmierfilmdämpfung beschreibt definitionsgemäß einen proportionalen Zusammenhang zwischen der Schwinggeschwindigkeit und der Squeeze-Kraft.

$$F_{sq} = D_{Sch} \cdot v_z \quad (5.53)$$

Die Schwinggeschwindigkeit wird wie folgt definiert:

$$v_z = h_s \cdot f_r \cdot 2 \cdot \pi \quad (5.54)$$

Die Squeeze-Kraft lässt sich durch die Integration des Druckes über die Kontaktfläche bestimmen.

$$F_{sq} = \iint_A p_{sq}(x,y) dx dy \quad (5.55)$$

Dadurch ergibt sich die Möglichkeit der Berechnung der Schmierfilmdämpfung [83].

$$D_{Sch} = \frac{1}{v_z} \cdot \iint_A p_{sq}(x,y) dx dy \quad (5.56)$$

Im Abschnitt 9.2.2 in den Diagrammen (Bild 9.17 bis Bild 9.20) sind die Werte für die Dämpfung für eine Belastung von 1 und 1000 kN sowie für Umdrehungen von 10 bis 70 min^{-1} dargestellt. Es wurden dieselben Schmierstoffparameter verwendet, die bereits zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe zum Einsatz kamen.

5.5 Verfahren der überlagerten Traganteile

Durch eine Überlagerung der Druckanteile aus der Verdrängungsbewegung (normal zur Gleitfläche) und der Rotation ergibt sich ein resultierender Druck. Hier werden also die beiden Druckanteile in festen unveränderlichen Integrationsgrenzen verwendet und die jeweiligen Tragkraftanteile vektoriell addiert. Diese Vorgehensweise ist in der Literatur als *Verfahren der überlagerten Traganteile unter der Verwendung physikalischer Randbedingungen* zu finden [77].

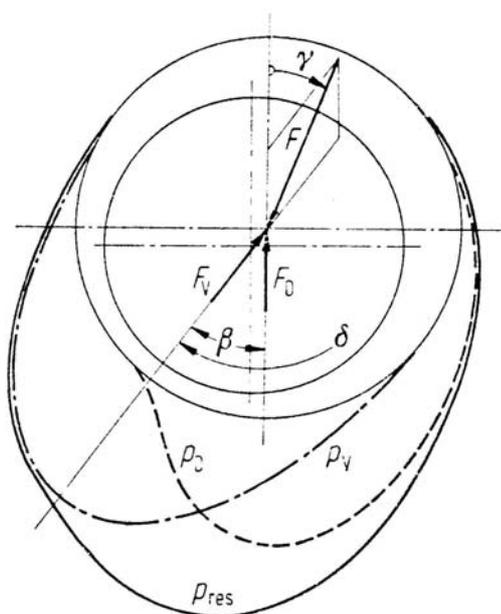


Bild 5.22: Verfahren der überlagerten Traganteile

Ist h_{\min} kleiner als eine kritische Spalthöhe h_{cr} , so muss dem Kräftegleichgewicht eine Festkörpertragkraft F_s hinzugefügt werden [140].

5.6 **Dynamische Viskosität unter dem Einfluss einer Kompressionsgeschwindigkeit**

Ab einem bestimmten Grenzdruck und unter dem Einfluss einer Kompressionsgeschwindigkeit vermindert sich, die in Gleichung

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha_0 \cdot p} \quad (5.19)$$

beschriebene Fähigkeit des Schierstoffes seine dynamische Viskosität unter Druck zu steigern.

Die Kompressionsgeschwindigkeit v_k ist durch die Pressungsänderung pro Zeitanteil definiert:

$$v_k = \frac{\partial p(x,y)}{\partial t} \quad (5.57)$$

Dieses Verhalten kann durch eine Modifizierung der Gleichung (5.20) für einen Grenzdruck von etwa $p_g = 150 \text{ N/mm}^2$ formal wie folgt beschrieben werden[83]:

für $p_g \leq 150 \text{ N/mm}^2$

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha_0 \cdot p} \quad (5.19)$$

für $p_g > 150 \text{ N/mm}^2$

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{\alpha_0 \left[p_g + \frac{1}{7}(p - p_g) \right]} \quad (5.58)$$

Im Anhang 9 (Diagramm unter 9.2.3) ist der Einfluss für verschiedene Kompressionsgeschwindigkeiten dargestellt.

Das nachfolgende Diagramm (Bild 5.23) stellt diesen Zusammenhang grafisch für das FVA-Referenzöl Nr.: 1 dar. Die zugrunde gelegte Druckverteilung ist unter Bild 5.24 zu finden.

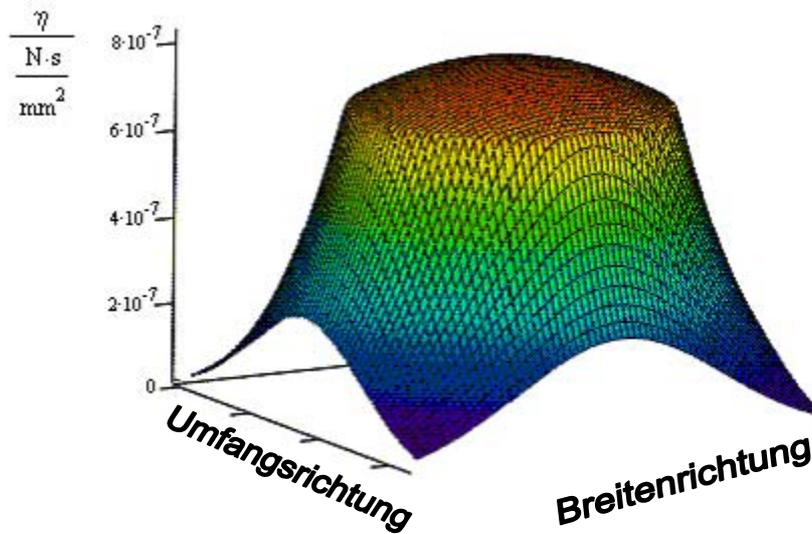


Bild 5.23: Druckabhängige dynamisch Viskosität bei Überschreitung eines Grenzdruckes von $p_g = 150 \text{ N/mm}^2$

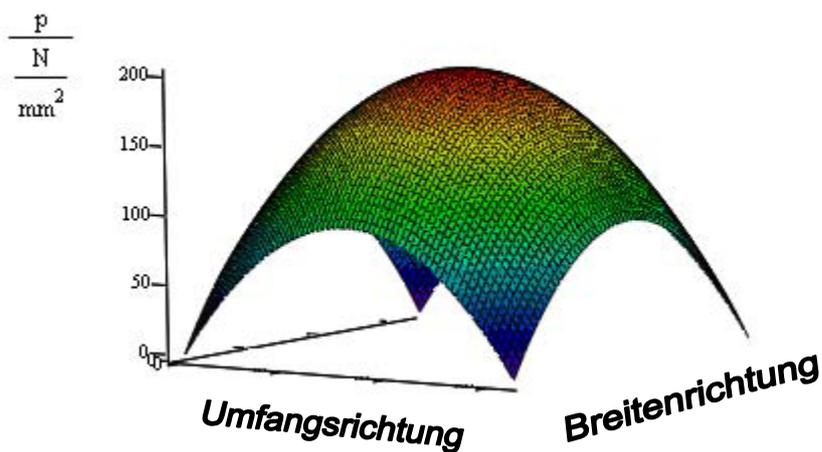


Bild 5.24: Druckverteilung (Druckabhängige dynamisch Viskosität bei Überschreitung eines Grenzdruckes von $p_g = 150 \text{ N/mm}^2$)

5.7 Bestimmung der Schmierfilmsteifigkeit

Die Schmierfilmsteifigkeit lässt sich als Differenzenausdruck wie folgt ermitteln, wobei $\Delta h = 1 \cdot 10^{-6} \text{ mm}$ festgelegt wird.

$$c_{\text{Schmierfilm}} = \frac{F_{\text{res}}(h_{\text{min}} + \Delta h) - F_{\text{res}}(h_{\text{min}} - \Delta h)}{2 \cdot \Delta h} \quad (5.59)$$

Die entsprechenden Diagramme (analog der Schmierfilmdämpfung) sind im Anhang 9 zu finden.

5.8 Numerische Sensitivitätsanalyse zur Beurteilung der Parametereinflüsse auf die Schmierfilmdämpfung und -federung

Eine Sensitivitätsanalyse wird bei einer Strukturoptimierung eingesetzt um den Einfluss der unterschiedlicher Entwurfsvariablen auf den Zielentwurf zu beschreiben. Ihr hauptsächliches Anwendungsgebiet besteht jedoch in der Bestimmung der Gradienten der Zielfunktion und von Restriktionen in der Optimierung.

In dieser speziellen Optimierungsaufgabe beeinflussen viele Parameter den Optimierungsprozess, die definitionsgemäß keine Entwurfsvariablen sind und nur durch den Startentwurf vorgegeben werden.

Daher ist die Frage des Einflusses dieser Parameter auf die Schmierfilmsteifigkeit und -dämpfung im Vergleich zum Einfluss der Entwurfsvariablen interessant für das dynamische Strukturmodell.

Das nachfolgende Diagramm veranschaulicht vereinfacht die Wirkungsweise des Startentwurfs und der Entwurfsvariablen auf die Schmierfilmsteifigkeit und -dämpfung.

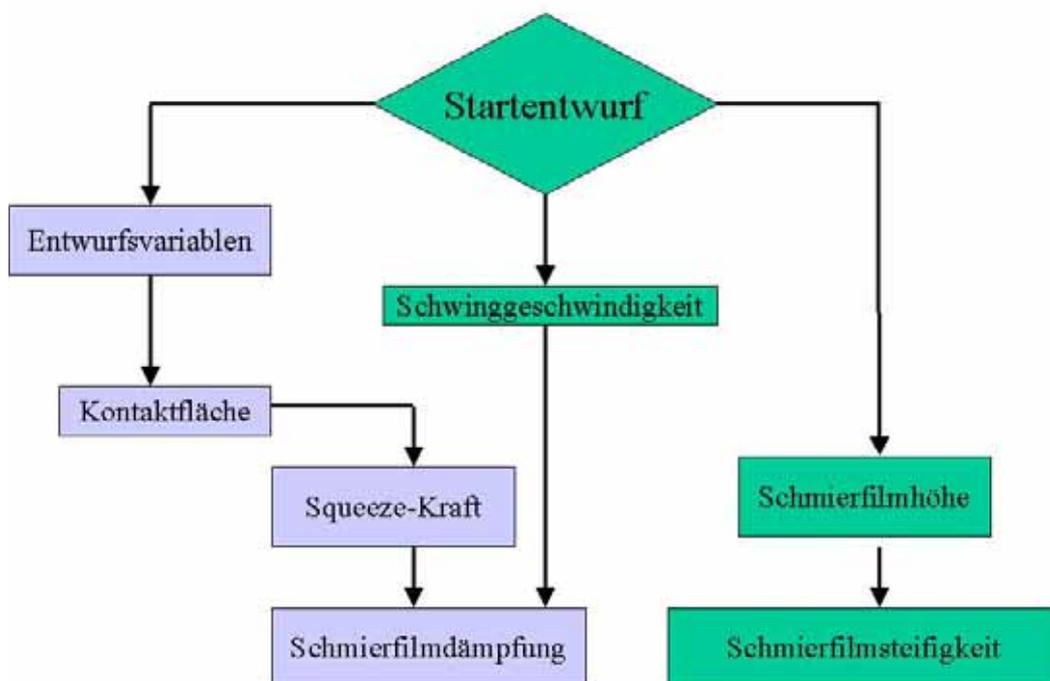


Bild 5.25: Wirkungsweise des Startentwurfs und der Entwurfsvariablen auf die Schmierfilmsteifigkeit und -dämpfung

Somit wirken die Entwurfsvariablen nur indirekt über die Gehäusesteifigkeit auf die Kontaktfläche. Deren Größe hat Einfluss auf die Squeeze-Kraft. Die Entwurfsvariablen haben in diesem Modell keinen Einfluss auf die Schmierfilmhöhe und die Schwinggeschwindigkeit. Somit bleibt auch die Schmierfilmsteifigkeit während des Optimierungsprozesses definitionsgemäß unverändert.

Formulierung einer numerischen Sensitivitätsanalyse [87, 88]

$$\frac{\partial C_{\text{Sch}}}{\partial x} \approx \frac{C_{\text{Sch}}(x + \Delta x) - C_{\text{Sch}}(x - \Delta x)}{|2 \cdot \Delta x|} \quad (5.60)$$

bzw.

$$\frac{\partial D_{\text{Sch}}}{\partial x} \approx \frac{D_{\text{Sch}}(x + \Delta x) - D_{\text{Sch}}(x - \Delta x)}{|2 \cdot \Delta x|} \quad (5.61)$$

Konkrete Werte (für x) können nur für einen bestimmten Betriebszustand ermittelt werden. Deshalb wird eine numerische Sensitivitätsanalyse durchgeführt, bei der für Δx willkürlich eine Abweichung von 1% von x festgelegt wird. Für die Berechnung wurden die Abmessungen und Belastungsgrößen aus Abschnitt 5.4 zugrunde gelegt. Daraus ergeben sich folgende Ausgangswerte:

$$C_{\text{Sch}} = 84,45 \text{ kN/mm}$$

$$D_{\text{Sch}} = 603060 \text{ Ns/mm}^2$$

	x	$\Delta x_{1\%}$	$\frac{C_{Sch}(x + \Delta x) - C_{Sch}(x - \Delta x)}{2 \cdot \Delta x_{1\%}}$	$\frac{D_{Sch}(x + \Delta x) - D_{Sch}(x - \Delta x)}{2 \cdot \Delta x_{1\%}}$
d_k	105 mm	1,05 mm	2,157	42625,724
B	55 mm	0,55 mm	2,031	21378,173
Radial- luft	0,142 mm	0,00142 mm	860,488	15332095
F_{res}	1 kN	0,01 kN	140,070	1988436
Erreger- frequenz f_r	5 s^{-1}	$0,05 \text{ s}^{-1}$	0	0
n	10 min^{-1}	$0,1 \text{ min}^{-1}$	7,152	103702,8
η_0	$37,19 \cdot 10^{-3}$ Ns/m ²	$37,19 \cdot 10^{-5}$ Ns/m ²	$1,763 \cdot 10^9$	$3,745 \cdot 10^{13}$
h_0	0,0108 mm	0,0001 mm	14267,735	$1,705 \cdot 10^8$
Start- winkel	0°	1°	0,556	7994,935
End- winkel	180°	1°	1,221	14483,37

Tabelle 5.5: Ergebnis der Sensitivitätsanalyse

5.8.1 Auswertung der Empfindlichkeitsanalyse

Tabelle 5.5 stellt den numerischen Einfluss der einzelnen Parameter gegenüber. Ein direkter Vergleich der numerischen Beträge der realen Abweichungen ist z.B. aufgrund von Toleranzen aber wenig zweckmäßig. Die dynamische Viskosität hat schon aufgrund ihres geringen numerischen Betrages einen sehr hohen Einfluss. Die numerischen Sensitivitäten aus Tabelle 5.5 müssen im konkreten Fall mit realen Abweichungen multipliziert werden, um einen Vergleich zu ermöglichen. In Tabelle 5.6 sind deshalb die Ergebnisse aus Tabelle 5.5 mit angenommenen Abweichungen Δx_{real} multipliziert worden.

5.9 Experimentelle Bestimmung der Federsteifigkeit und Dämpfung einer PTFE-Gleitschicht 75

	X	Δx_{real}	$\frac{C_{\text{Sch}}(x + \Delta x) - C_{\text{Sch}}(x - \Delta x)}{2 \cdot \Delta x_{1\%}} \cdot \Delta x_{\text{real}}$	$\frac{D_{\text{Sch}}(x + \Delta x) - D_{\text{Sch}}(x - \Delta x)}{2 \cdot \Delta x_{1\%}} \cdot \Delta x_{\text{real}}$
d_k	105 mm	0,010 mm	0,02264	510,5701
B	55 mm	0,05 mm	0,1117	1175,99
Radial-luft	0,142 mm	0,001 mm	1,221	21771,57
F_{res}	1 kN	0,01 kN	1,400	19884,36
N	10 min ⁻¹	0,1 min ⁻¹	0,715	10370,28
η_0	37,19·10 ⁻³ Ns/m ²	37,19·10 ⁻⁵ Ns/m ²	0,655	13927,65
h_0	0,0108 mm	0,001 mm	14,26	170500
Start-winkel	0°	1°	0,556	7994,935
End-winkel	180°	1°	1,221	14483,37

Tabelle 5.6: Ergebnis der Sensitivitätsanalyse

Die Schmierstoffauswahl hat einen großen Einfluss auf das dynamische Verhalten der gesamten Lager-Gehäuseeinheit. Wie bereits in Tabelle 5.1 gezeigt wird, hat die Temperatur ebenfalls einen großen Einfluss auf die Kenngrößen des Schmierstoffes. Da sich diese während des Betriebes verändert, ändern sich somit auch die dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems. Eine Erhöhung der dynamischen Viskosität führt zu einer Erhöhung der Schmierfilmdämpfung. Ebenso erhöht sich die Schmierfilmdämpfung bei Berücksichtigung einer ortsabhängigen (druckabhängigen) dynamischen Viskosität. Für die Strukturoptimierung des Gehäuses sollte die kleinste Dämpfung zugrunde gelegt werden. Daher ist die größtmögliche dynamische Viskosität des Schmierstoffes als Ausgangsgröße zu wählen. Besonders zu beachten sind thixotrope Substanzen, deren dynamische Viskosität mit zunehmender Scherdauer (Bild 5.6) sinkt.

5.9 Experimentelle Bestimmung der Federsteifigkeit und Dämpfung einer PTFE-Gleitschicht

Zur Bestimmung der Federsteifigkeit und Dämpfung einer PTFE-Gleitschicht gibt es z. Zt. noch kein Rechenmodell, mit dem sich diese Eigenschaften ohne Versuche ermitteln lassen. Da es sich allgemein um einen visko-elastischen

Werkstoffe handelt, können Verfahren wie sie in DIN 53513 genormt sind, zur Anwendung kommen. Ein Versuchsaufbau für zylindrische Probenkörper mit einer PTFE – Gewebeschicht ist in Bild 5.27 und Bild 5.28 dargestellt. Die Wegmessung erfolgt zentral am Probenkörper mit Hilfe eines induktiven Weggebers. Um einen möglichen Winkelfehler zu vermeiden, ist der Probenkörper über ein Axial-Gelenklager fixiert (Bild 5.29).

Der zeitabhängige Druck und die Verformung werden getrennt aufgezeichnet. In einem $p(t)/s(t)$ Diagramm (siehe Bild 5.30) können anhand der entstehenden Hystereseschleifen Dämpfungskennwerte ermittelt werden (siehe auch [90]). Die Versuche werden solange durchgeführt, bis sich ein stabiler Zustand einstellt. Dadurch ergibt sich eine Überlagerung einer Reihe von Kurvenscharen, die durch Näherung in eine eindeutig definierte Kurve überführt werden müssen.

Die Kurvenscharen können z.B. durch kubische Splines approximiert. Zwischen den Stützstellen werden die Messkurven abschnittsweise durch Polynome 3. Grades angenähert, wobei die Übergänge stetig differenzierbar sind [91].

Mit Hilfe des Programms MathCAD 2000 können die folgenden beiden Funktionen F_0 und F_u ermittelt und die Integrale (5.60) numerisch ermittelt werden. Bild 5.26 zeigt den prinzipiellen Kurvenverlauf für ein PTFE – Gewebe.

Die so ermittelten Kurvenverläufe sind von der Erregungsfrequenz abhängig.

Man beachte allerdings, dass sich die Materialeigenschaften während des Betriebs durch Verschleiß verändern.

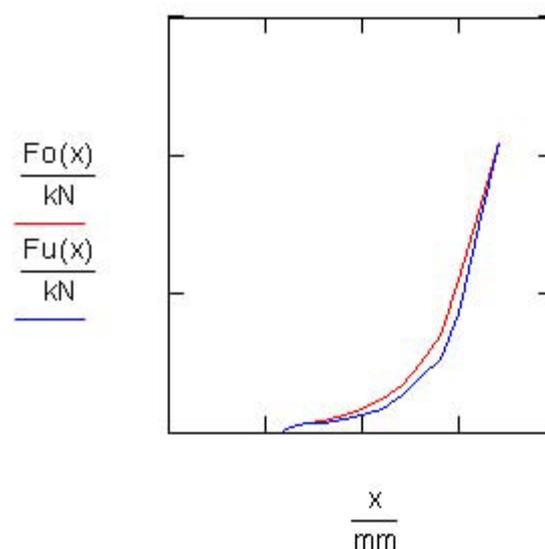


Bild 5.26 Näherung von Messkurven durch kubische Splines

5.9 Experimentelle Bestimmung der Federsteifigkeit und Dämpfung einer PTFE-Gleitschicht 77



Bild 5.27 Prüfstand zur Bestimmung Federsteifigkeit und Dämpfung einer PTFE-Gleitschicht (Gesamtaufbau)

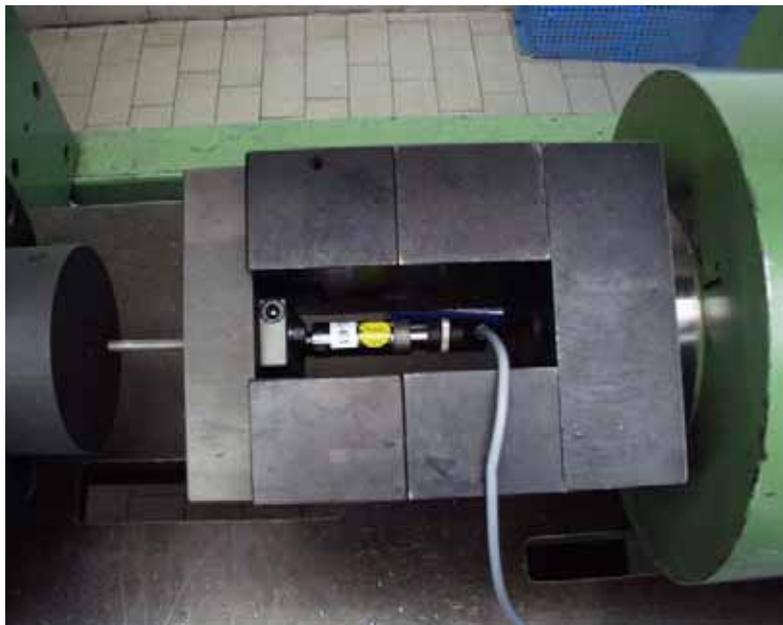


Bild 5.28 Prüfstand zur Bestimmung Federsteifigkeit und Dämpfung einer PTFE-Gleitschicht (Detail ohne Probe)

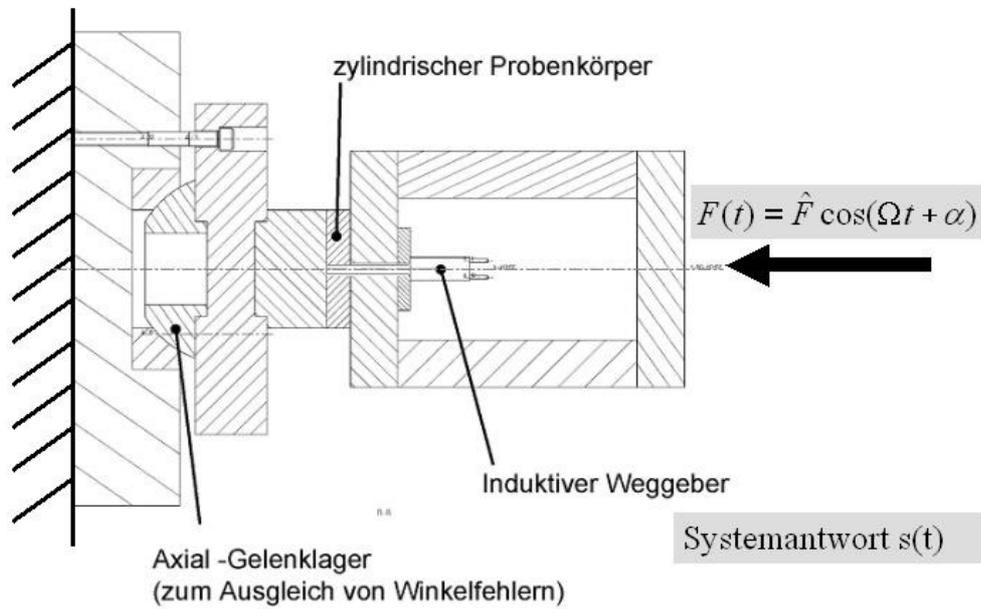


Bild 5.29 Skizze des Versuchsaufbaus

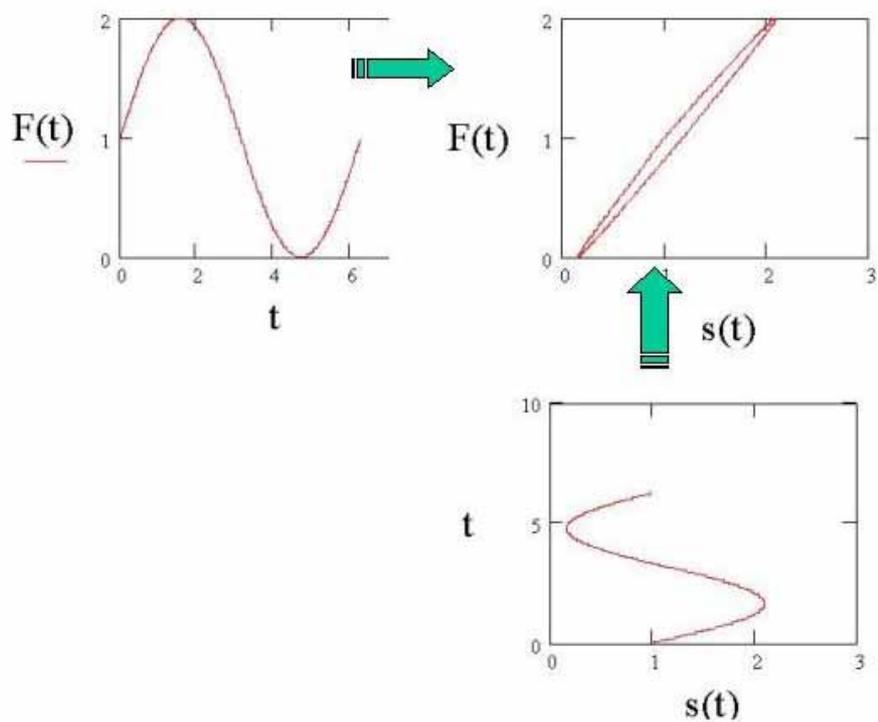


Bild 5.30 Prinzipieller Ablauf bei der Ermittlung der Hystereseschleifen [89]

Bestimmung der Dämpfungskonstante D_{PTFE}

$$\Delta W = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} F_o(x) dx - \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} F_u(x) dx \quad (5.62)$$

$$W = x_{\max} \cdot \frac{F_o^{\max}}{2} \quad (5.63)$$

Aus Tabelle 5.3 folgt für die relative Dämpfung:

$$\psi = \frac{\Delta W}{W} \quad (5.64)$$

mit der Federsteifigkeit:

$$C_{PTFE} = \frac{F_o^{\max}}{x_{\max}} \quad (5.65)$$

folgt nach Tabelle 5.3 für die Dämpfungskonstante D_{PTFE} :

$$D_{PTFE} = C_{PTFE} \cdot \frac{\psi}{2 \cdot \pi \cdot \Omega} \quad (5.66)$$

Mit höherer Belastung und kleiner Lastfrequenz nimmt die Dämpfung zu.

Die Auswirkung statischer Hysterese auf das Dämpfungsverhalten sowie Wege der Modellierung werden in [92] behandelt.

5.10 Kinematik bei oszillierender Bewegung eines Gelenklagers

Nicht alle Gelenklager werden durch Drehbewegungen beansprucht. Das nachfolgende Beispiel eines viergliedrigen Drehgelenkgetriebes beinhaltet alle kinematisch möglichen Belastungsfälle eines Gelenklagers

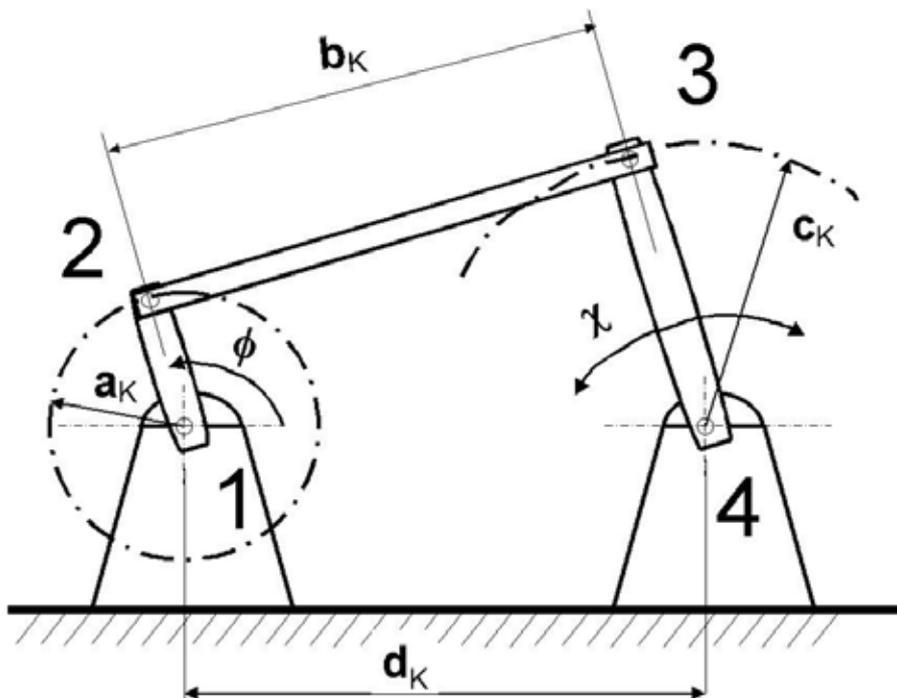


Bild 5.31: Unterschiedlich kinematisch beanspruchte Gelenklager in einem Kurbeltrieb

Um eine Umlauffähigkeit zu gewährleisten, muss die Summe aus den Längen des kürzesten und des längsten Glieds kleiner sein als die Summe aus den Längen der beiden anderen Glieder (Grashof-Bedingung [94]). Es kann nur ein "kürzestes", aber bis zu drei "längste" Glieder (Längengleichheit) geben.

Folgende Bewegungsverhältnisse ergeben sich

Lagerstellen 1 und 2 Drehbewegung

Lagerstellen 3 und 4 oszillierende Bewegung

Diese Bewegungen können auch noch durch Kippbewegungen (senkrecht zur Darstellungsebene) überlagert werden.

Für die Lagerstellen 3 und 4 ergibt sich somit keine konstante Relativgeschwindigkeit der Lagerringe zueinander. Dadurch ändert sich auch die Schmierfilmhöhe sowie die resultierende Schmierfilmsteifigkeit und -dämpfung.

Zur Ermittlung der Schmierfilmhöhe muss die Geschwindigkeit des Kontaktpunktes auf der Kugelfläche des Lagers ermittelt werden. Zunächst muss die zeitliche Abhängigkeit des Winkels χ von ϕ ermittelt werden.

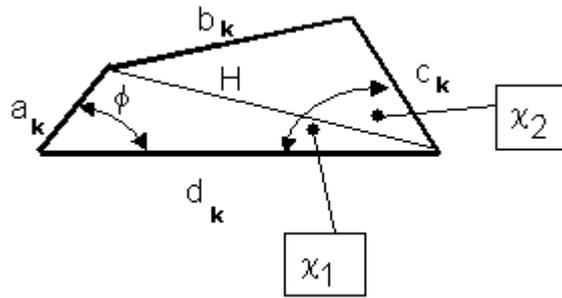


Bild 5.32 Geometrische Verhältnisse eines viergliedrigen Drehgelenkgetriebes

Mit dem Kosinussatz

$$H^2 = a_k^2 + d_k^2 - 2 \cdot a_k \cdot d_k \cdot \cos(\phi) \quad (5.67)$$

und

$$b_k^2 = c_k^2 + H^2 - 2 \cdot c_k \cdot H \cdot \cos(\chi_2) \quad (5.68)$$

und dem Sinussatz

$$\frac{a_k}{\sin(\chi_1)} = \frac{H}{\sin(\phi)} \quad (5.69)$$

folgt

$$\chi_1 = \arcsin\left(\frac{\sin(\phi)}{H} \cdot a_k\right) \quad (5.70)$$

$$\chi_2 = \arccos\left(\frac{c_k^2 + H^2 - b_k^2}{2 \cdot c_k \cdot H}\right) \quad (5.71)$$

$$\chi(\phi) = \chi_1(\phi) + \chi_2(\phi) \quad (5.72)$$

$$\chi(\phi) = \arcsin\left(\frac{\sin(\phi)}{\sqrt{a_k^2 + d_k^2 - 2 \cdot a_k \cdot d_k \cdot \cos(\alpha)}} \cdot a_k\right) + \arccos\left(\frac{c_k^2 + (a_k^2 + d_k^2 - 2 \cdot a_k \cdot d_k \cdot \cos(\alpha)) - b_k^2}{2 \cdot c_k \cdot \sqrt{a_k^2 + d_k^2 - 2 \cdot a_k \cdot d_k \cdot \cos(\alpha)}}\right) \quad (5.73)$$

Die folgenden Diagramme stellen die Bewegungsverhältnisse für folgende Größen dar:

$$a_k = 300 \text{ mm}$$

$$b_k = 1000 \text{ mm}$$

$$c_k = 600 \text{ mm}$$

$$d_k = 800 \text{ mm}$$

sowie einer konstanten Drehzahl des treiben Schenkels a von $n := 20 \cdot \text{min}^{-1}$

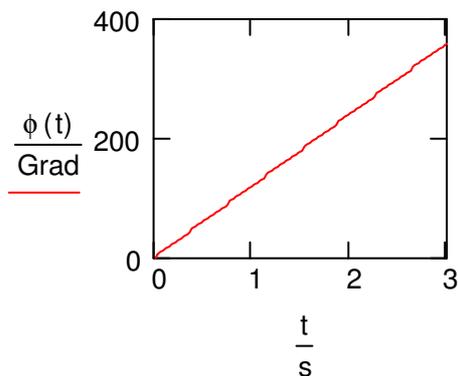


Bild 5.33 Linearer zeitabhängiger Verlauf des antreiben Winkels

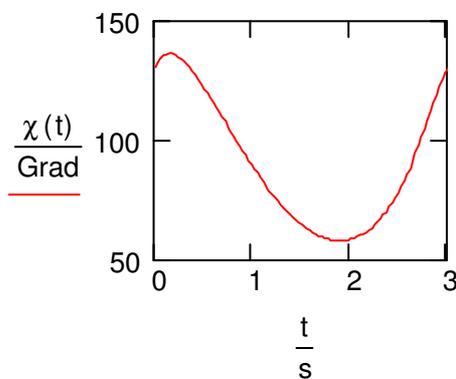


Bild 5.34: Zeitabhängiger resultierender Verlauf des oszillierenden Schenkels (Schwenkwinkel)

Der oszillierenden Bewegung wird noch eine sinusförmige Kippbewegung $\alpha(t)$ (senkrecht zur Zeichnungsebene) überlagert.

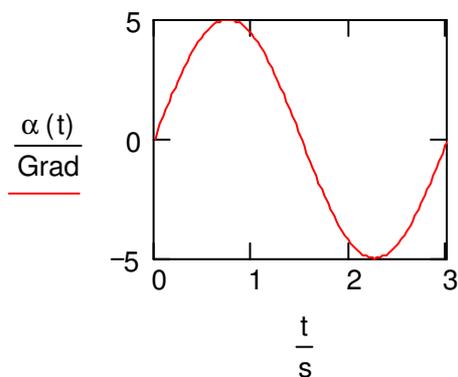


Bild 5.35 Sinusförmiger Verlauf des Kippwinkels

Aus dieser Überlagerung entsteht eine Taumelbewegung, die zu einer ellipsenförmigen theoretischen Kontaktpunktkurve führt. Der theoretischer Kontaktpunkt sei hier als Schwerpunkt der Druckellipse definiert.

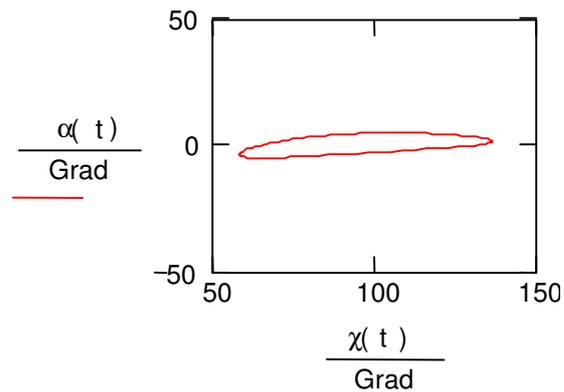


Bild 5.36 Theoretische Kontaktpunktkurve (gleiche Achsenmaßstäbe)

Bild 5.37 stellt diese Kurve auf der Innenringkugel zu Veranschaulichung dar.

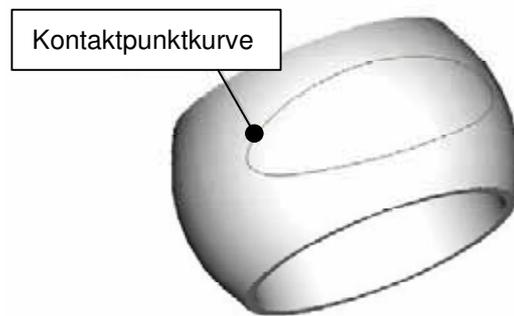


Bild 5.37: Theoretische Kontaktpunktkurve auf der Kugelfläche eines Gelenklagerinnenrings bei oszillierender Belastung

Wird für die Lagerstelle 4 ein Gelenklager mit folgenden Schmiegungsverhältnissen eingesetzt:

$$R_i = 99,9 \text{ mm}$$

$$R_a = 100 \text{ mm}$$

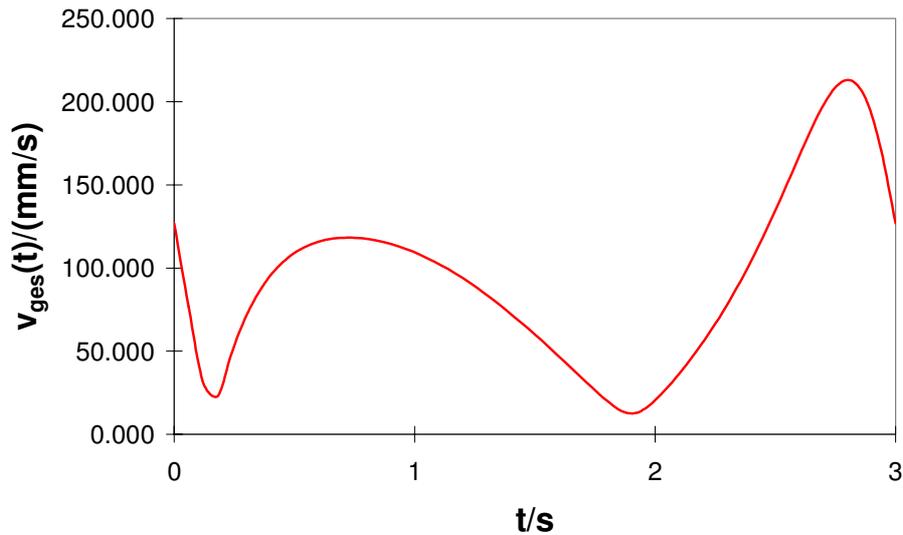
erfährt der Kontaktpunkt eine ungleichmäßige resultierende Geschwindigkeit (Bild 5.38)

$$v_{\chi}(t) = \frac{d}{dt} \chi(t) \cdot R \quad (5.74)$$

$$R = 100 \text{ mm}$$

$$v_{\alpha}(t) = \frac{d}{dt} \alpha(t) \cdot R \quad (5.75)$$

$$v_{\text{ges}}(t) = \sqrt{v_{\alpha}(t)^2 + v_{\chi}(t)^2} \quad (5.76)$$



*Bild 5.38: Resultierende Geschwindigkeit des Kontaktpunktes
(Lagerstelle 4)*

Bei einer konstanten Kraft von $F = 1000 \text{ N}$ und dem Einsatz des FVA Öls Nr.1 ergibt sich bei ausreichender Schmierung die folgende minimale Schmierfilmhöhe

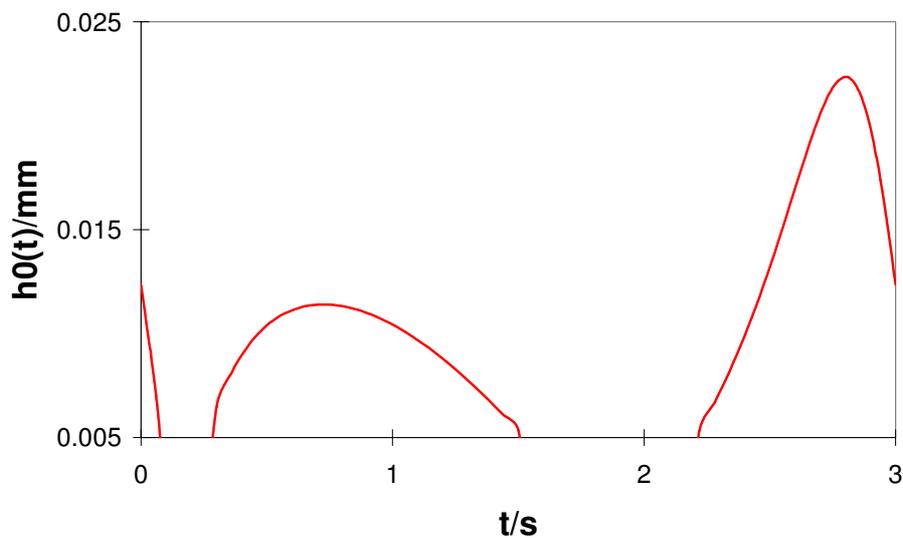


Bild 5.39 Zeitabhängige minimale Schmierfilmhöhe (Lagerstelle 4)

Mit Hilfe der minimale Schmierfilmhöhe aus Bild 5.39 lässt sich eine zeitabhängige Schmierfilmdämpfung für die Lagerstelle 4 ermitteln. Auch hier wurde eine Schmierfilmhöhe von $< 0,005 \text{ mm}$ als Grenzwert definiert.

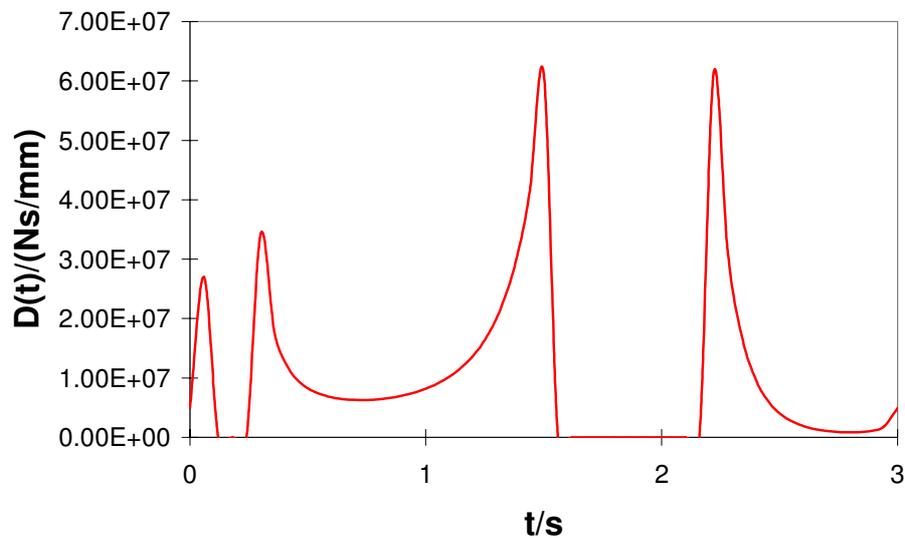


Bild 5.40 Zeitabhängige Schmierfilmdämpfung (Lagerstelle 4)

Die sich rechnerisch ergebenden Maxima werden in der Praxis in der Regel nicht erreicht, da u. a. durch Kavitation das Druckaufnahmevermögen des Schmierstoffes gemindert wird.

Modelle zur kinetostatischen Analyse reibungsbehafteter Gelenkgetriebe werden in [95] behandelt. Eine Betrachtung der Kinematik von Gelenktrieben mit Hilfe mathematischer Optimierungsstrategien und der FE-Methode ist bei [96] zu finden.

6 Optimierungsmodell

6.1 Multikriterien Optimierung

Kennzeichnend für ein Multikriterien-Optimierungsproblem mit mehreren Zielen ist das mögliche Auftreten eines Zielkonflikts. Die individuellen Lösungen sind verschieden, d.h. es existiert keine zulässige Lösung, die gleichzeitig die Minimierung aller Zielfunktionen erlaubt [104]. D.h. es kann nur eine eindeutige Lösung geben, wenn alle Zielfunktionen ein gemeinsames Minimum für einen bestimmten Vektor der Entwurfsvariablen haben (Sonderfall!). Dies ist zum Beispiel bei dem Ziel einer Gewichtsminimierung und gleichzeitiger Spannungshomogenisierung der Fall (siehe auch 1.1.2). Schwierigkeiten bestehen im Allgemeinen in der Formulierung der Zielsetzung sowie in der Auswahl einer geeigneten Strategie. Die gebräuchlichsten Ziele sind die Gewichtsreduzierung des Gehäuses und die Maximierung der Lebensdauer des

Lagers. Diese Problemstellung kann als eine Mehrziel-Optimierung definiert werden. Aber auch unterschiedliche Lastrichtungen können einen Zielkonflikt verursachen.

Die Schwierigkeiten einer Mehrziel-Optimierung liegen oft darin, eine Lösung zu finden, die allen Zielen gerecht wird. Die Problemstellung der Mehrziel-Optimierung ist auch eine Herausforderung der Regelungstechnik.[105]. Dies wird besonders deutlich, wenn man den Optimierungsprozess als Regelkreis versteht.

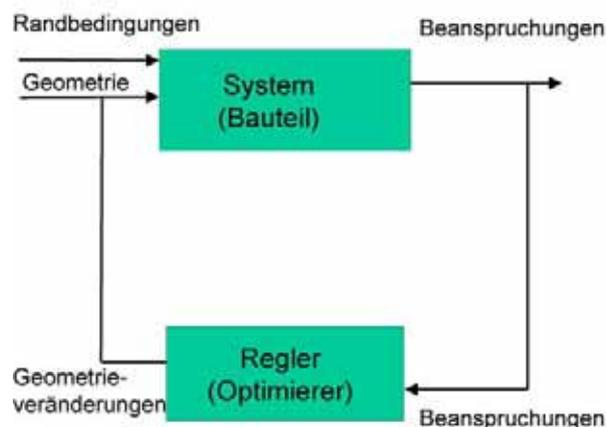


Bild 6.1 Gestaltoptimierung auf der Basis von Optimalitätskriterien als Regler [106]

Ob es sinnvoll ist, die Gehäuselebensdauer bei der Strukturoptimierung eines Lager-Gehäusesystems der Lagerlebensdauer anzupassen, muss für den jeweiligen Anwendungsfall entschieden werden.

6.1.1 Methode der restriktionellen Transformation

Eine häufig angewandte Methode der Mehrziel-Optimierung ist die restriktionelle Transformation. Hierbei wird eine einzelne zu minimierende Zielfunktion (z. B. die Gewichtsreduzierung des Gehäuses) als Hauptziel erklärt. Die restlichen Funktionen stellen Nebenbedingungen dar. Als Nebenbedingung kann ein Grenzwert, wie z. B. die max. zul. Vergleichsspannung im Gehäuse oder die max. zul. Pressung zwischen den Laufflächen, definiert werden. Im Gegensatz zu den oben angeführten Verfahren wird also nur für eine Komponente ein Optimum gesucht. Für die weiteren Komponenten (Nebenbedingungen) wird eine

entsprechend definierte Schranke eingeführt, die während der gesamten Optimierung nicht überschritten werden darf.

6.1.2 Methode der Zielgewichtung

In der Regel sind jedoch weitere Definitionen, wie zum Beispiel eine Gewichtung der Ziele, erforderlich, um eine Lösung zu finden. Zu Prüfen ist, wieweit eine optimale Lebensdauer eines Lagers im Widerspruch zu einer Gewichtsreduzierung des Gehäuses steht bzw. welche sinnvollen Gewichtungsfaktoren man den Zielen zuordnen sollte.

6.1.3 Beurteilung der Ziele in Hinblick auf einen Zielkonflikt

Um die Auswirkung einer Topologieoptimierung, basierend auf der Soft-Kill-Methode [25] mit dem Ziel der Spannungshomogenisierung, auf die Pressungsverteilung zu beurteilen, wurde vereinfacht ein Zylinder-Platte Modell als zweidimensionales Problem mit entsprechenden Einspannbedingungen definiert.

Die nachfolgenden Bilder stellen vereinfacht symbolisch verschiedene Krafrichtungen mit zugehörigen Einspannbedingungen sowie den entsprechenden Designvorschlag als Ergebnis der Topologieoptimierung dar. Hierbei wurden Elemente iterativ in Bereichen geringer Spannung eliminiert, mit Ausnahme der Elemente des Zylinders. Die Prozentangaben im Bild 6.2 und Bild 6.3 beziehen sich auf die Pressungsänderung der Maximalwerte gegenüber dem Ausgangsmodell.

Im Beispiel E wurde ein kreisförmiger Bereich um den Zylinder definiert, dessen Elemente nicht entfernt wurden, selbst wenn die Vergleichsspannung in diesem Bereich den Minimalwert unterschritt. Dies soll den Effekt der Verringerung der Pressungsfläche und somit Erhöhung der Pressung vermeiden. In den Beispielen B und D sowie im Ausgangsmodell A wurden Symmetrieeigenschaften ausgenutzt.

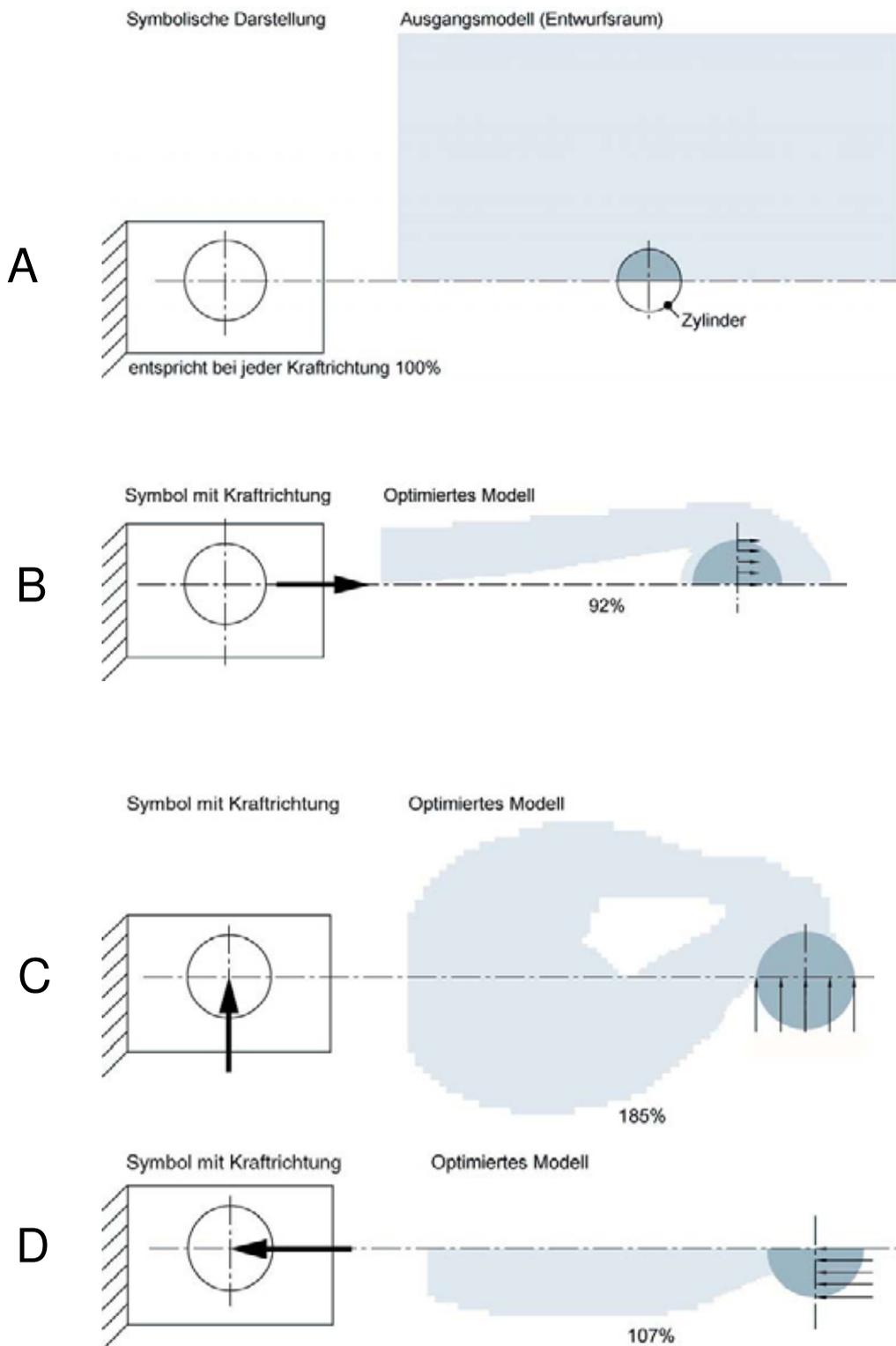


Bild 6.2: A - D Topologieoptimierung eines Zylinder-Platte Modells mit unterschiedlicher Krafrichtung [63]

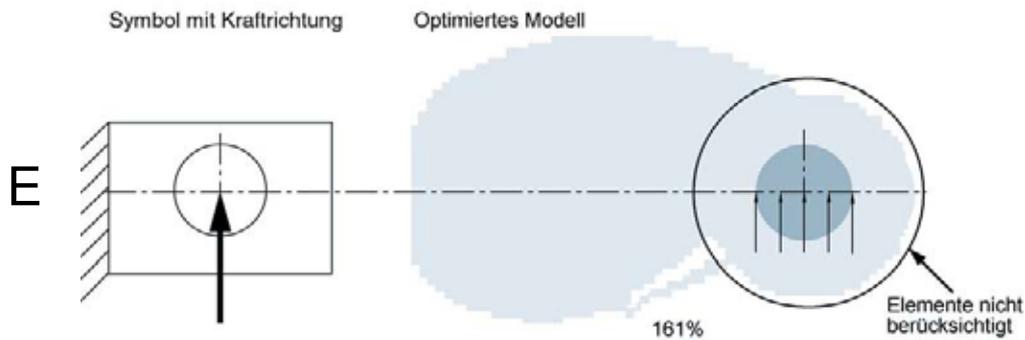


Bild 6.3: E: Topologieoptimierung eines Zylinder-Platte Modells mit unterschiedlicher Krafrichtung [61]

Im Fall B kann sowohl eine Reduzierung des Gehäusegewichts wie auch eine Verringerung der Pressung erzielt werden. D.h. das Ziel der Gewichtsreduzierung des Gehäuses steht in keinem Widerspruch zu einer Pressungsoptimierung.

Im Fall D führt die Gewichtsreduzierung des Gehäuses zu einem leichten Pressungsanstieg.

Im Fall C ist ein erheblicher Anstieg der Pressung zu registrieren. Selbst durch einen zusätzlich definierten Bereich, in dem keine Elemente berücksichtigt werden sollen, ist der Pressungsanstieg mit 61% über dem Ausgangswert als hoch zu bewerten (Fall E). Hier stehen die Ziele der Gewichts- und Pressungsreduzierung im Widerspruch.

Offensichtlich tragen asymmetrische Einspannbedingungen wesentlich zum Auftreten eines Zielkonfliktes bei.

6.2 Optimierungsstrategien

Durch die Anwendung einer Optimierungsstrategie soll der Aufbau des betrachteten Körpers so gestaltet werden, dass ein absoluter Extremwert der Zielfunktion(-en) möglichst genau konvergent approximiert wird. Mathematische Optimierungsstrategien zielen hierbei auf eine möglichst geringe Anzahl von Zielfunktionswertberechnungen, da so die Rechenzeit gering gehalten wird (siehe auch [107]). Grundsätzliche Kenntnisse über den ungefähren Verlauf der Zielfunktion(-en) sind von Bedeutung, da für beliebige Zielfunktionen kein allgemeingültiger Algorithmus, der einen absoluten Extremwert konvergent ermittelt, angegeben werden kann (siehe hierzu auch 6.3 'Kuhn Tucker Bedingungen'). Auch die bereits unter den Punkten 6.1.1 und 6.1.2 erwähnten Methoden können zu den Optimierungsstrategien gezählt werden. Weitere mathematische Verfahren, auch zu Nichlinearen Randbedingungen werden u.a.

in [108] und [109] behandelt. Konstruktive Gestaltungsprinzipien zur Gewichtsminimierung von Bauteilen werden in [110] beschrieben. Diese stellen aber eher eine Leitlinie für die Praxis dar.

6.2.1 Biomechanische Strategien zur Reduzierung einer Pressung

Die Grundidee ist biomechanische Strategien auf Probleme der Strukturmechanik anzuwenden. Dabei ist eine allgemein gültige Designregel dem biologischen Selbstoptimierungsprozess zu entnehmen. Eine dieser Regeln ist das *Axiom der konstanten Spannung*. In vielen Bereichen der Natur wie zum Beispiel bei Knochen oder beim Baumwachstum, kann es beobachtet werden. Nachfolgend sollen zwei Beispiele aus der Natur zur Pressungsreduzierung vorgestellt und diskutiert werden.

- Kisseneffekt nach Mattek

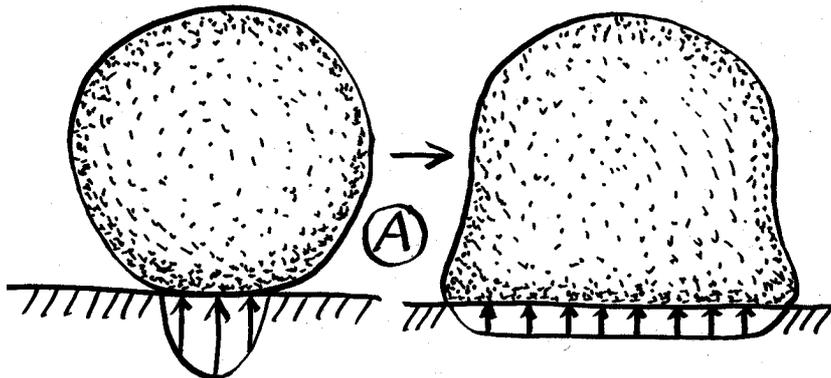


Bild 6.4: Kisseneffekt zur Pressungsoptimierung [111]

Durch eine Vergrößerung der Kontaktfläche sowie einer Formanpassung werden die Kontaktspannungen abgebaut und eine homogenere Pressungsverteilung erzielt. Auch hier lässt sich das Axiom der konstanten Spannung wiederfinden.



Bild 6.5: Gestaltanpassung eines Baumes an ein Geländer zur Pressungsoptimierung [111]

Man kann dieses Phänomen zum Beispiel bei einem Baum, der ein schmiedeeisernes Tor umwallt, beobachten. Durch die Gestaltanpassung an das Geländer und die Verbreiterung der Kontaktfläche wird ein mechanisches Optimum erreicht.

Bei diesem Beispiel tritt keine nennenswerte Relativbewegung zwischen den Kontaktpartnern auf.

Da sich die Geometrie des Gelenklagers während des Optimierungsprozesses nicht verändern soll, ist es nicht möglich, die Pressungsfläche zu vergrößern, um so die Pressung zu verringern. Daher erscheint die Anwendung dieser Strategie nicht ohne weiteres auf das spezielle Problem einer Lagerstelle in einem Gehäuse übertragbar.

Das folgende Beispiel zeigt ein menschliches Kniegelenk [112]. Wie schon gezeigt, führt diese Anordnung nicht unbedingt zu einer Verbesserung der Pressungsverteilung. Betrachtet man jedoch den E-Modul und die Poisson-Zahl in der Nähe des Kontaktbereiches, so kann man eine deutliche Verringerung beider Größen beobachten. Die Druckkräfte sind insbesondere beim Aufstehen aus einer Kniebeuge recht hoch. Man kann diesen Belastungsfall durchaus mit einer asymmetrisch eingespannten Lagerstelle vergleichen.

Die Kontaktfläche ist mit einer bis zu 5 mm weichen Knorpelschicht überzogen. Im Gelenk beträgt der Reibungskoeffizient μ mit Werten zwischen 0,003 und 0,025 nur ein Zehntel der Werte für eine geschmierte Kontaktstelle zwischen Standardkonstruktionswerkstoffen. Dort liegt μ etwa zwischen 0,02 und 0,2.

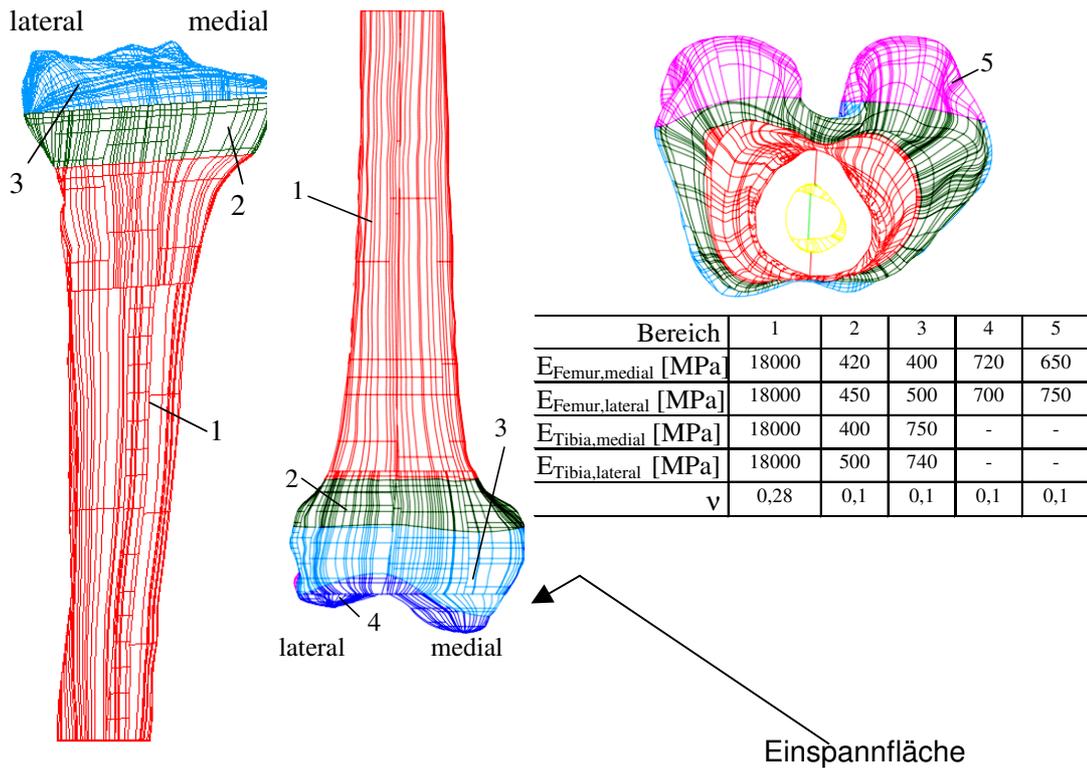


Bild 6.6: Partitionen in Tibia und Femur eines Kniegelenkes zur Berücksichtigung verschiedener Materialeigenschaften [112]

Vergleich mit einer FE-Rechnung

Mit Hilfe einer FE-Rechnung soll der Einfluss des E-Moduls auf die Pressungsverteilung in einer zylindrischen Scheibe in einem Gehäuse untersucht werden. Die Differenz zwischen Scheibendurchmesser und der Gehäusebohrung beträgt 0,05 mm. Aus Symmetriegründen wird nur eine Hälfte berechnet. Die Kraft von 4000 kN wird über die Mittelebene der Scheibe eingeleitet. Die Größe der Einspannfläche entspricht der projizierten Mantelfläche der Scheibe. Um die Scheibe wird ein ringförmiger Bereich mit einem im Vergleich zur Umgebungskonstruktion geringen E-Modul definiert. Die Breite (in radialer Richtung) sowie der E-Modul werden variiert. Aus Symmetriegründen wird nur eine Hälfte untersucht.

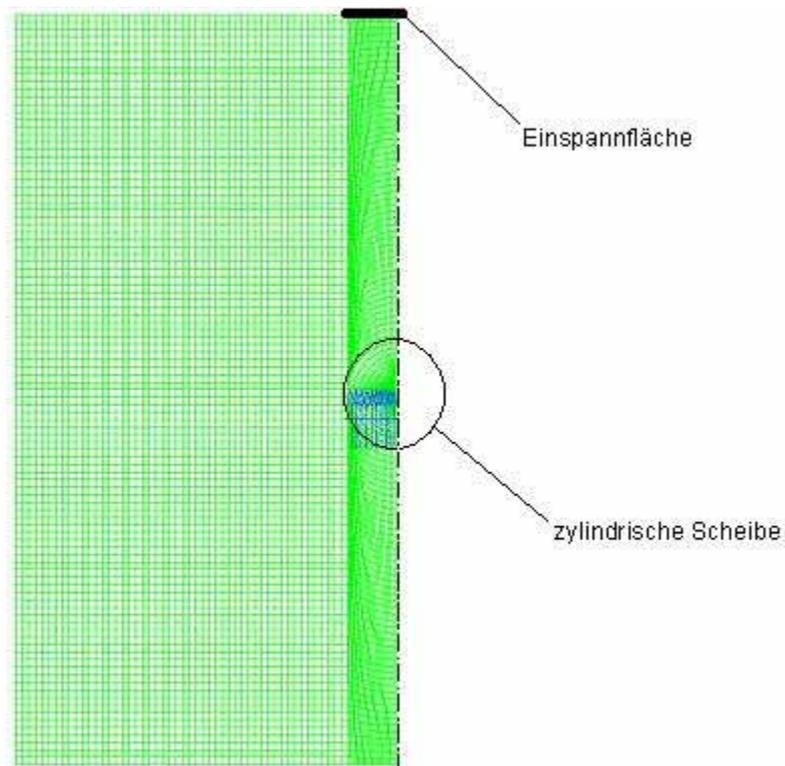


Bild 6.7: FE-Netzaufbau

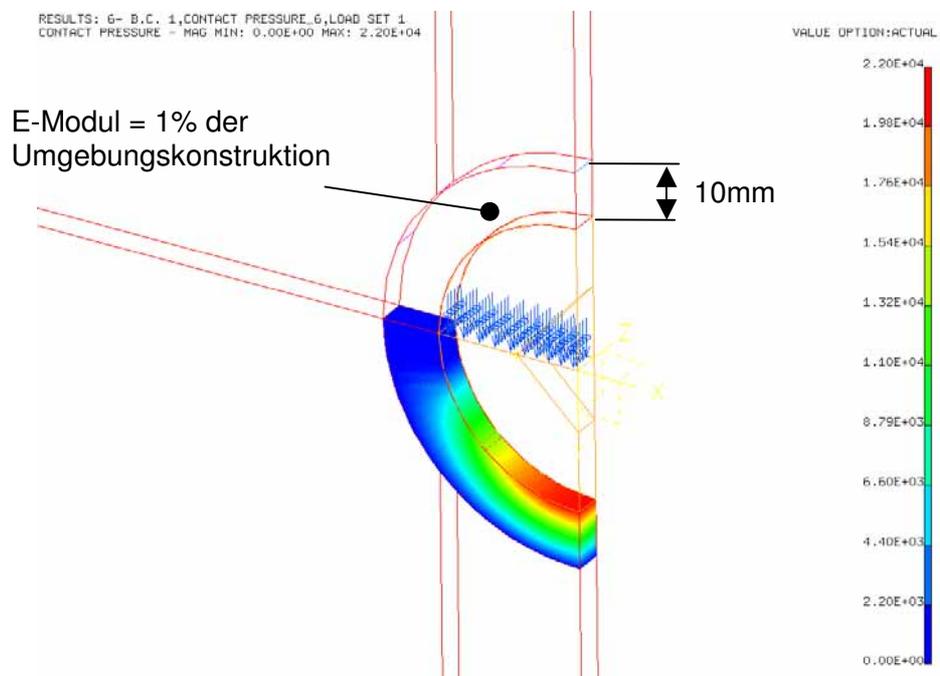


Bild 6.8: Ergebnis der Pressungsberechnung

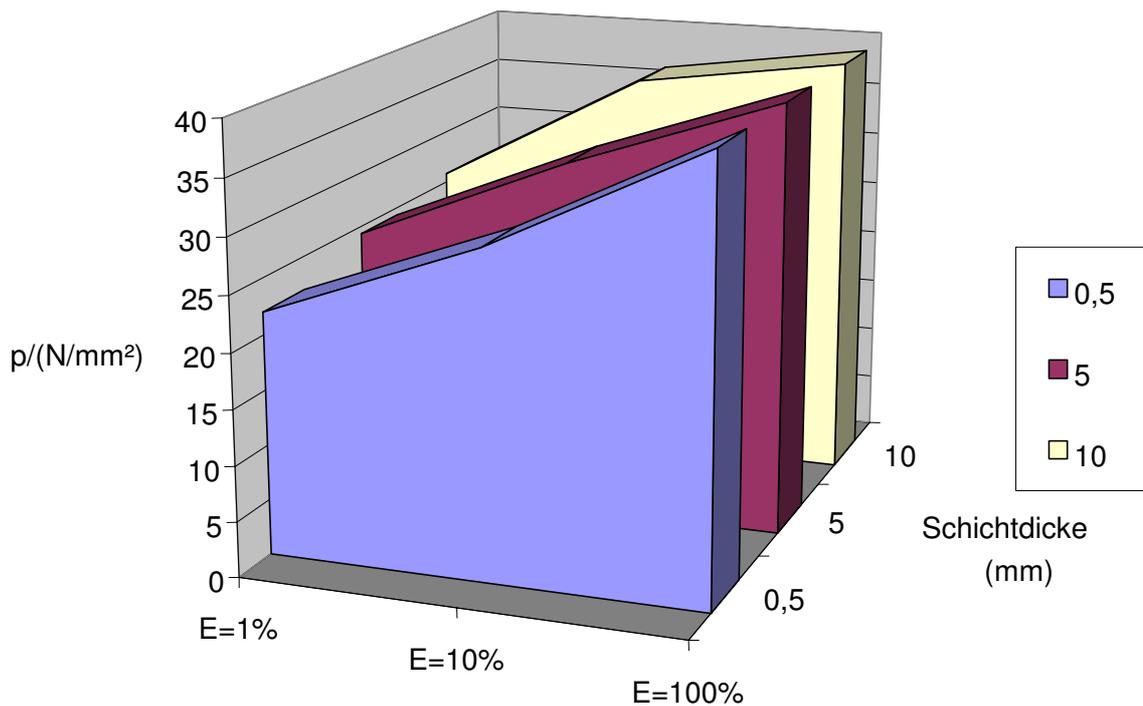


Bild 6.9: Zusammenfassung verschiedener Pressungsberechnungen mit unterschiedlicher Dicke und E-Modul einer Feststoffschmierschicht

Die Ergebnisse zeigen, dass eine weichere Schicht im Umgebungsbereich zu einer günstigeren Pressungsverteilung führt. Die weichere Umgebung kann sich der Scheibe anpassen. Dadurch vergrößert sich die Kontaktfläche, was zu einer Verringerung des Pressungsmaximas führt. Ein, im Querschnitt, höherer weicher Ring liefert bessere Ergebnisse. Eine Reduzierung des E-Moduls wirkt sich aber im Vergleich mehr aus.

Es ist durchaus denkbar, den Außenring eines Gelenklagers mit einer weichen Schicht zu ummanteln, um so eine bessere Pressungsverteilung im Kontaktbereich des Lagers selber zu erzielen. Sinnvoll wäre eine solche Verfahrensweise, wenn sich aufgrund der Einspannbedingung (wie bereits gezeigt) ein Zielkonflikt einstellt.

Die Aufgabe der Pressungsoptimierung stellt sich auch bei Gehäuse-Dichtungssystemen (siehe hierzu [113]).

6.2.2 Soft-Kill Methode [25],[111]

Vorgehensweise:

Man erzeugt ein FEM-Netz für einen groben Designstartentwurf, der in seinen Außenmaßen die von der späteren Funktion vorgegebenen Grenzen nicht überschreitet. Wie bereits erwähnt sollte dieser Entwurfsraum mindestens einen Abstand des fünffachen Außendurchmessers des Lagers haben. Danach führt man die FEM-Rechnung mit den später im Einsatz zu erwartenden Belastungen durch. Der maximale Spannungswert (in der Regel die Mises'sche Vergleichsspannung) muss für den Designstartentwurf im risikofreien Bereich liegen. Bei Elementen in nichttragenden Bereichen wird ab einem gewissen Minimalwert der E-Modul gleich Null gesetzt. Somit werden nicht und wenig tragende Bereiche "gekillt". Es kommt zu einer Umverteilung und somit zu einer Spannungshomogenisierung im Bauteil. Dieser Prozess wird iterativ so oft durchlaufen, bis sich keine Änderungen mehr am Bauteil ergeben.

Die SKO-Methode ähnelt dem biologischen Mineralisierungsvorgang im lebenden Knochen. Auch dort werden höher belastete Bereiche verfestigt.

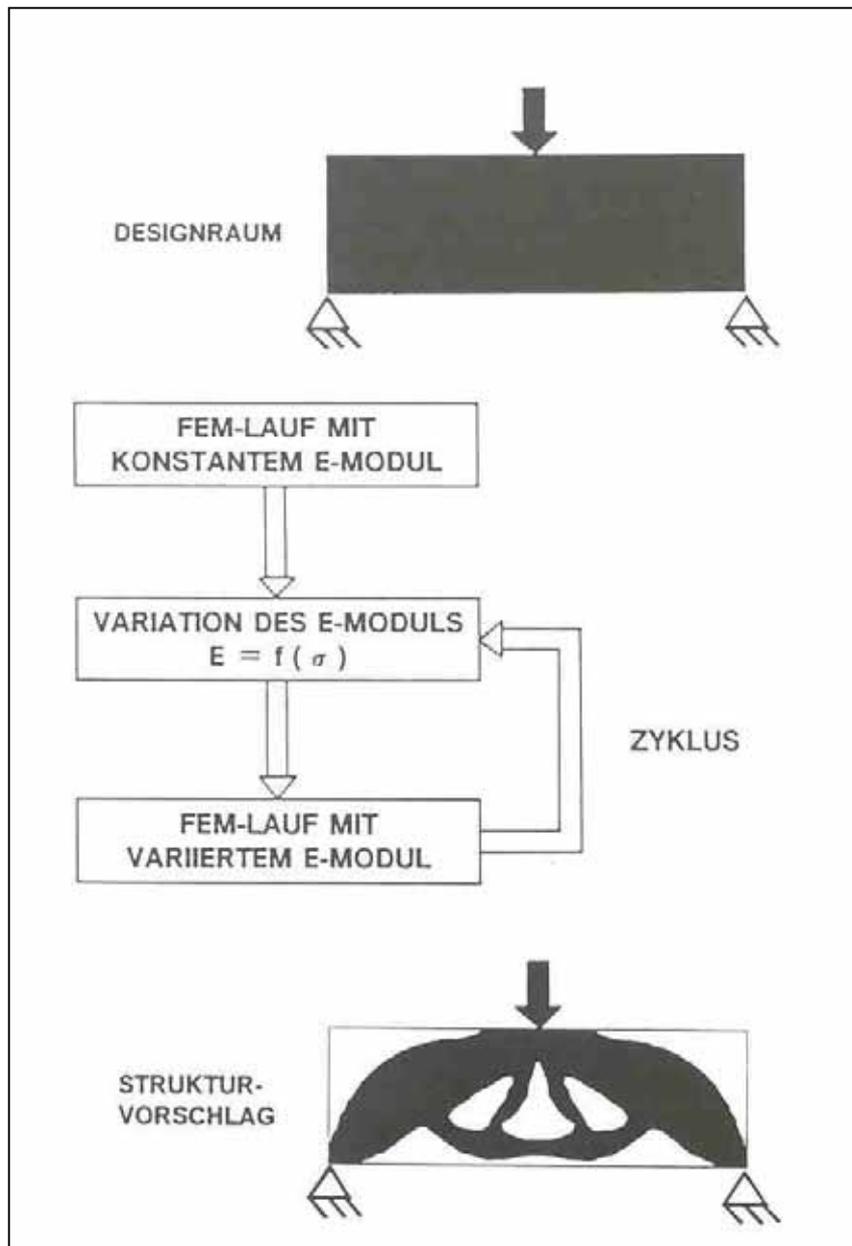


Bild 6.10: Verfahrensablauf der Soft-Kill-Methode nach Mattek

6.3 Mathematische Formulierung eines Strukturoptimierungsproblems

Die Basisformulierung aller Strukturoptimierungsprobleme stellt das Parameteroptimierungsproblem dar [114].

$$f(x^*) = \underset{x}{\text{Min}} \{ f(x) | x \in X \} \quad (6.1)$$

$$X = \{ x \in \mathfrak{R}^n | h(x) = 0; g(x) \geq 0; x^1 \leq x \leq x^u \}$$

Mit den Bezeichnungen

- x : Vektor der Entwurfsvariable,
- x^* : optimale Entwurfskonfiguration,
- f : Zielfunktion
- h : Vektor der m_h Gleichheitsrestriktionen,
- g : Vektor der m_g Ungleichheitsrestriktionen,
- X : zulässiger Entwurfsraum,
- x^1, x^u : untere und obere Entwurfsvariabelengrenzen

Die Optimierungsaufgabe besteht darin, den Vektor der Entwurfsvariablen x unter Einhaltung der Gleichheitsrestriktionsoperatoren $h(x)$ und der Ungleichheitsoperatoren $g(x)$ so zu wählen, dass ein Zielfunktional $f(x)$ einen Extremwert annimmt.

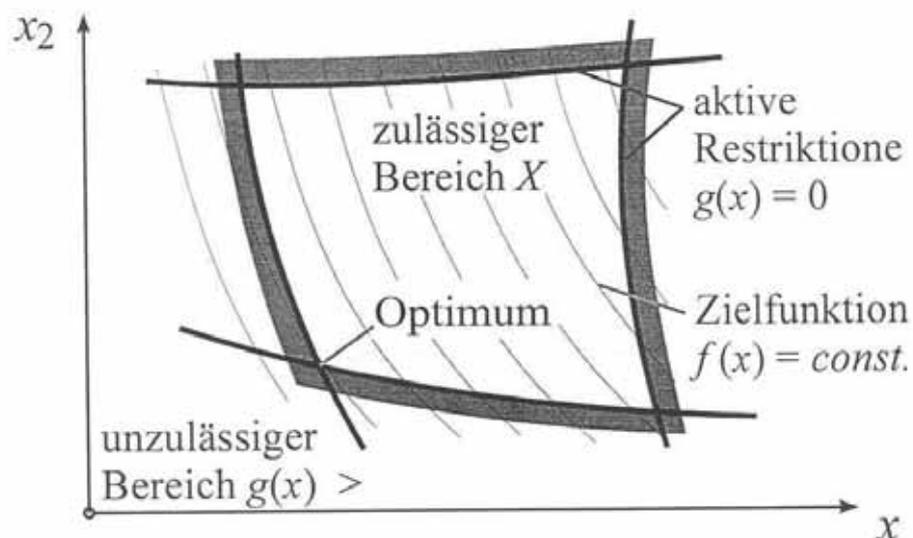


Bild 6.11: Geometrische Interpretation der Restriktionen und Zielfunktion [12]

Das Grundproblem ist also analog zu der Aufgabe der Differentialrechnung, die Extremwerte einer Funktion zu bestimmen. Zur Bestimmung der Werte von x , für welche die Funktion $f(x)$ einen Extremwert annimmt, ist die Gleichung $f'(x) = 0$ aufzulösen.

Eine Trennung der Variablen bzw. eine Auflösung dieser Gleichung ist nicht immer trivial möglich, insbesondere wenn Nebenbedingungen (Gleichheits- und Ungleichheitsrestriktionen) den Lösungsraum einschränken, bzw. die Zielfunktion aus mehreren Komponenten besteht. Zweckmäßiger ist eine Darstellung als Variationsproblem, wobei die Restriktionen ebenfalls Funktionen der Entwurfsvariablen sind. f_2 wird in diesem Fall als Funktional $f_2(f_1)$ dargestellt. Ein eindeutiger Extremwert existiert nicht. Es bedarf einer weiteren Definition, um einen eindeutigen Wert zwischen den Punkten 2 und 5 zu bestimmen (siehe auch [115] und [116]).

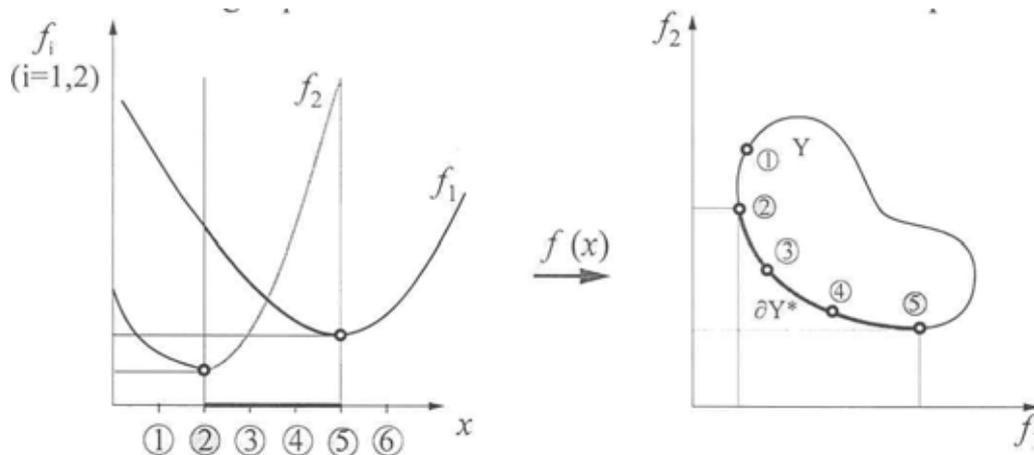


Bild 6.12: Abbildung der Zielfunktionen durch die Darstellung als Funktional [12]

Das nachfolgende Bild zeigt den Unterschied des Begriffes Variation und Differential. Der Begriff Variation wurde durch Lagrange geprägt. Er bezeichnet den Abstand der gesuchten Lösungsfunktion (-funktional) zu einer (beliebigen) Nachbarfunktion, die die Lösungsfunktion in zwei Punkten schneidet. Somit müssen die Randbedingungen $\tilde{u}(a) = u(a)$ und $\tilde{u}(b) = u(b)$ bzw. $\delta u(a) = \delta u(b) = 0$ für diese Nachbarfunktion erfüllt sein. Für die Existenz eines Extremwertes muss die Variation $\delta u(x)$ identisch Null sein.

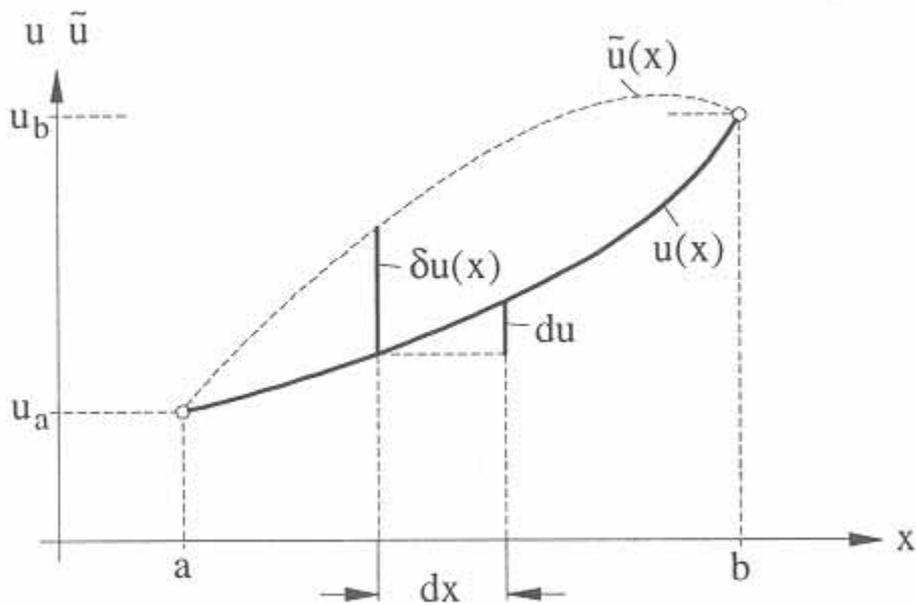


Bild 6.13: Vergleich der Variation δu und des Differentials du [116]

Mit Hilfe des Lagrange-Funktional lassen sich Zielfunktion und Gleichheits- und Ungleichheitsrestriktionen zusammenfassen [117]:

$$L(x, \alpha, \beta) = f(x) + \sum_{i=1}^q \alpha_i h_i(x) + \sum_{j=1}^p \beta_j g_j(x) \quad (6.2)$$

Die Parameter α_i und β_j werden als Langrangesche Multiplikatoren bezeichnet.

Die notwendigen Nebenbedingungen für die Existenz eines lokalen Minimums x liefern dann die Kuhn-Tucker Bedingungen.

$$\nabla L(x^*) = \nabla f(x^*) + \sum_{i=1}^q \alpha_i^* \nabla h_i(x^*) + \sum_{j=1}^p \beta_j^* \nabla g_j(x^*) = 0 \quad (6.3)$$

Der Gradient ∇ wird häufig durch die Variation δ ausgedrückt. Die Kuhn-Tucker Bedingungen gelten nur für ein konvexes Optimierungsproblem. Ein allgemein gültiger Algorithmus zur Lösung beliebiger Optimierungsprobleme mit beliebiger Genauigkeit kann nicht angegeben werden.

Gängige Komponenten der Zielfunktion $f(x)$ sind:

$f_1(x)$ = Gewicht, Volumen

$f_2(x)$ = Kosten der Bearbeitung

$f_3(x)$ = Strukturantworten wie Verformungen und Spannungen

$f_4(x)$ = Oberflächenbeschaffenheit

$f_5(x)$ = Ausfallbedingungen

etc.

Spezielle Komponenten für die Berücksichtigung einer Lagerstelle sind:

$f_6(x)$ = Pressung im Lager

$f_7(x)$ = Reibmoment im Lager

etc.

$g(x)$ = Vektoren der Ungleichheit

$h(x)$ = Vektoren der Gleichheitsbedingungen

Die Komponenten der Ungleichheits- und Gleichheitsvektoren sind den Komponenten der Zielfunktion zugeordnet.

Folgende Formulierung soll beispielhaft den Aufbau erläutern:

Primäres Ziel ist die Minimierung der Gehäusemasse

$$m_{Geh} = \iiint_V \rho \cdot dV \quad (6.4)$$

Die max. Vergleichsspannung nach von Mises soll einen festgelegten Wert σ_{zul} nicht überschreiten:

$$\sigma(x, y, z) = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \leq \sigma_{zul} \quad (6.5)$$

Für die Formulierung von Versagenskriterien unter Betriebslast bieten [118 bis 123] Konzepte an. Aspekte der Tragfähigkeitssteigerung durch teilplastische Verformung werden in [124] und [125] behandelt. Eine Einbindung in einen Optimierungsprozess wird u.a. von Rottler realisiert [126, 127]. Diese Ungleichung wird mit Hilfe einer Schlupfvariable in eine Gleichung überführt:

$$\sigma(x, y, z) = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} = \sigma_{zul} - \mu_{Sch}^2 \quad (6.6)$$

Die mechanischen Grundgleichungen werden ebenfalls mit Hilfe von Restriktionen (d.h. Gleichheitsbedingungen) ausgedrückt:

$$\sigma_{ij} = E_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl} \quad (6.7)$$

Damit ergibt sich für das Lagrange-Funktional:

$$L_1(x, y, z, \alpha, \beta) = \iiint_V \rho \cdot dV + \alpha_1 (\sigma_{ij} - E_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl}) + \beta_1 [\sigma(x, y, z) - (\sigma_{zul} - \mu_{Sch}^2)] \quad (6.8)$$

Als notwendige Bedingung für die Existenz eines (lokalen) Minimums muss die erste Variation von L identisch Null sein:

$$\delta L_1(x, y, z, \alpha, \beta) = 0 \quad (6.9)$$

In der Praxis sind die Zielfunktion bzw. die Restriktionen nicht immer explizit gegeben und müssen daher durch numerische Verfahren iterativ ermittelt werden.

In diesem Beispiel hat die Zielfunktion nur eine Komponente (Minimierung des Gewichts). Bei einer Multikriterien-Optimierung muss eine geeignete Strategie zu Grunde gelegt werden, um zu einer Lösung zu gelangen.

Das oben angeführte Beispiel wird durch die Forderung der Minimierung der Pressung im Lager ergänzt:

$$L_2(x, y, z, \alpha, \beta) = p(x, y, z) + \alpha_2 (\sigma_{ij} - E_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl}) + \beta_2 [\sigma(x, y, z) - (\sigma_{zul} - \mu_{Sch}^2)] \quad (6.10)$$

Beide Komponenten können mit Hilfe einer Zielgewichtung in ein skalares Optimierungsproblem überführt werden. Daraus ergibt sich folgendes Ersatzproblem:

$$L(x^*) = \text{Min}\{p[L(x)] | x \in X\} \quad (6.11)$$

mit

$$0 < w_i \leq 1$$

$$\sum_{i=1}^r w_i = 1$$

und

$$p[L(x)] = \sum_{i=1}^r w_i L_i(x) \quad (6.12)$$

Die Faktoren w_i sind Gewichtungsfaktoren, die vom Entscheidungsträger festzusetzen sind [128].

Eine weitere Möglichkeit bietet die bereits angeführte restriktionelle Transformation. Ähnlich der max. Vergleichsspannung wird auch die zulässige Lagerpressung mit Hilfe von Schlupfvariablen in das Lagrange-Funktional eingefügt.

$$L(x, y, z, \alpha, \beta) = \iiint_V \rho \cdot dV + \alpha_1 (\sigma_{ij} - E_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl}) + \beta_1 [\sigma(x, y, z) - (\sigma_{zul} - \mu_{Sch1}^2)] + \beta_2 [p(x, y, z) - (p_{zul} - \mu_{Sch2}^2)] \quad (6.13)$$

6.3.1 Restriktionsformulierungen für Eigenwertprobleme

Resonanzfrequenzen lassen sich am geeignetsten durch Restriktionen mit Hilfe einer oberen oder unteren Schranke innerhalb eines Strukturoptimierungsprozesses integrieren. Die zugehörigen Restriktionen lassen sich in normierter Form für den i-ten Eigenwert angeben als

$$g_{i,\max} = 1 - \frac{\lambda}{\lambda_{i,\max}} \geq 0 \quad (6.14)$$

$$g_{i,\min} = \frac{\lambda}{\lambda_{i,\min}} - 1 \geq 0$$

[114] formulieren. Im Anhang sind unter 9.2.5 Beispielrechnungen angeführt.

7 Beispiele

7.1 Angewandte Optimierungswerkzeuge:

Für die Strukturoptimierung wurden zwei Optimierungsmethoden angewandt.

7.1.1 Beispielanwendung der Soft-Kill-Methode:

Die nachfolgende Optimierung einer Zuglasche wurde mit Hilfe der I-DEAS Marco Sprache durchgeführt. Ziel ist die Reduzierung des Bauteilvolumens.

Als Restriktion wurde eine max. Vergleichsspannung formuliert. Aufgrund der Symmetrieeigenschaften wird nur eine Hälfte des Bauteils modelliert. Die Gestaltänderung erfolgt durch Eliminieren von Elementen in Bereichen niedriger Vergleichsspannung. Dadurch wird der Geometriebezug zum Startentwurf gestört. Es lässt sich aus dieser Vorgehensweise keine direkt verwertbare Geometrieinformation gewinnen.

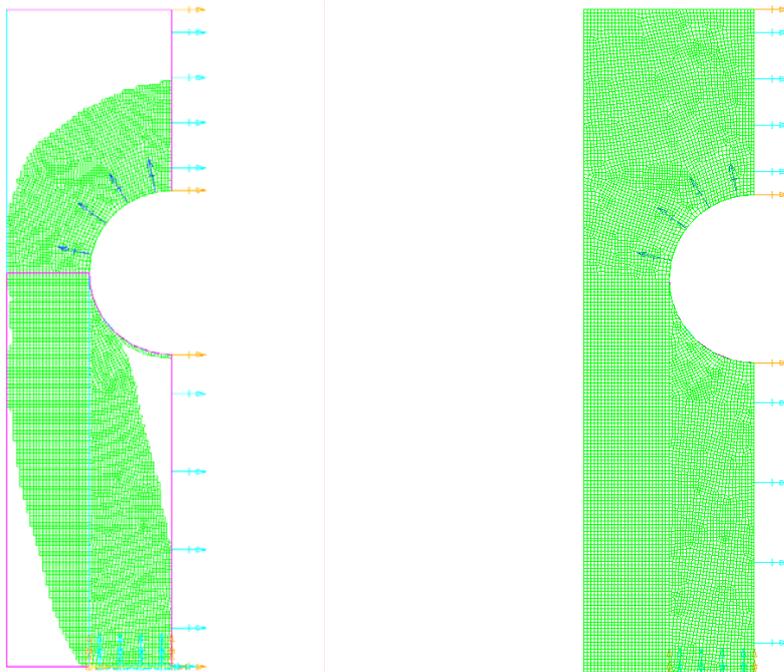


Bild 7.1: Beispiel einer Topologieoptimierung

Aus dem Ergebnis der Topologieoptimierung können aber die FE-Knoten als geometrische Referenzpunkte interpretiert werden, mit deren Hilfe sich Schnittwerkzeuge definieren lassen. Verwendet man diese Schnittwerkzeuge mit der Ausgangsgeometrie erhält man einen Designvorschlag mit geometrischem Bezug, d.h. es handelt sich um eine eindeutig definierte Struktur (siehe auch [129,130]).

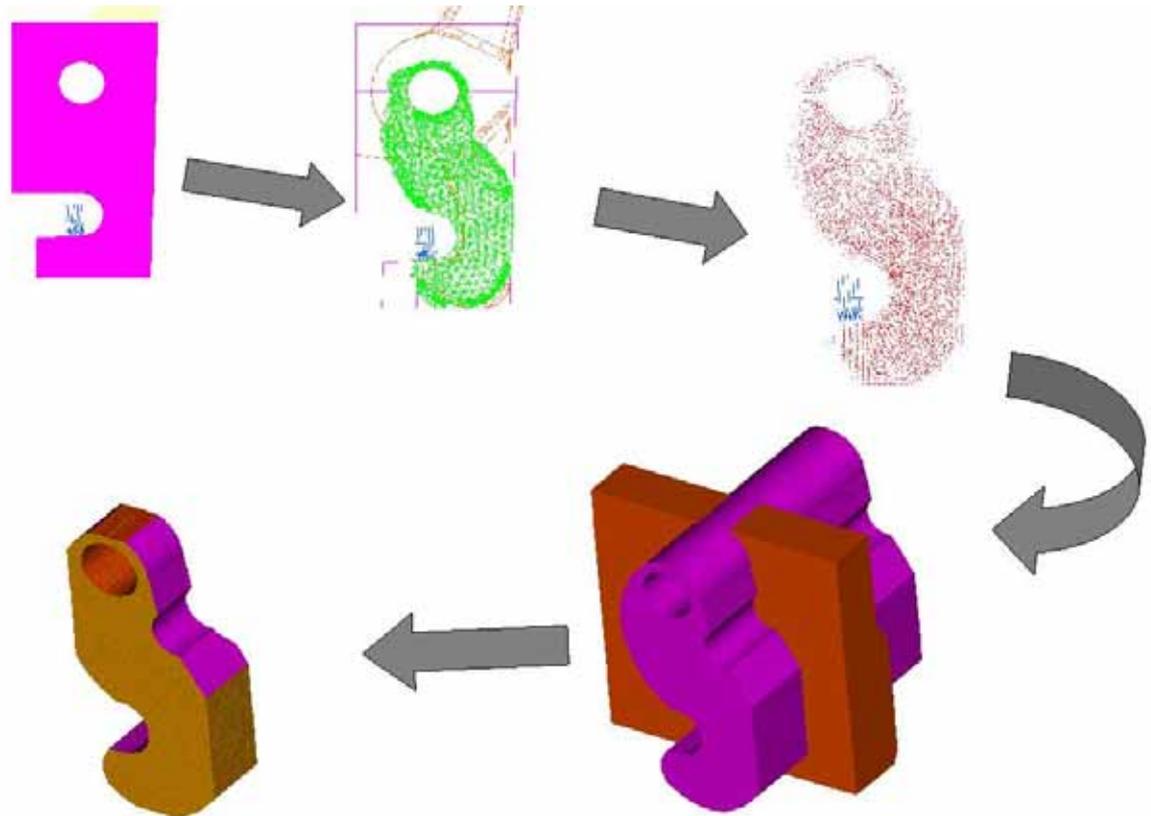


Bild 7.2 Rückführung in ein Geometriemodell nach einer Topologieoptimierung

7.1.2 Beispielanwendung einer Shape-Optimierung:

Die Gestaltänderung wird durch Verschieben der FE-Knoten im Bereich eines Spannungsmaximas in Normalenrichtung zur Oberfläche des Bauteils bewirkt. Um eine zu starke Verzerrung der Finiten Elemente zu vermeiden werden auch Knoten unter der Oberfläche verschoben.

Die Größe der Verschiebung richtet sich nach dem jeweiligen lokalen Spannungsniveau. Bild 7.3 zeigt den Ablauf einer Shape-Optimierung. Auch diese Methodik nutzt das Axiom der konstanten Spannung. In dem FE-Knoten mit einem hohen Spannungsniveau stärker verschoben werden, wird an diesen Orten mehr Material angelagert. Der Entscheidungsträger kann den Anteil von Wachsen und Schrumpfen sowie die maximale Verschiebung vorgeben [132-135].

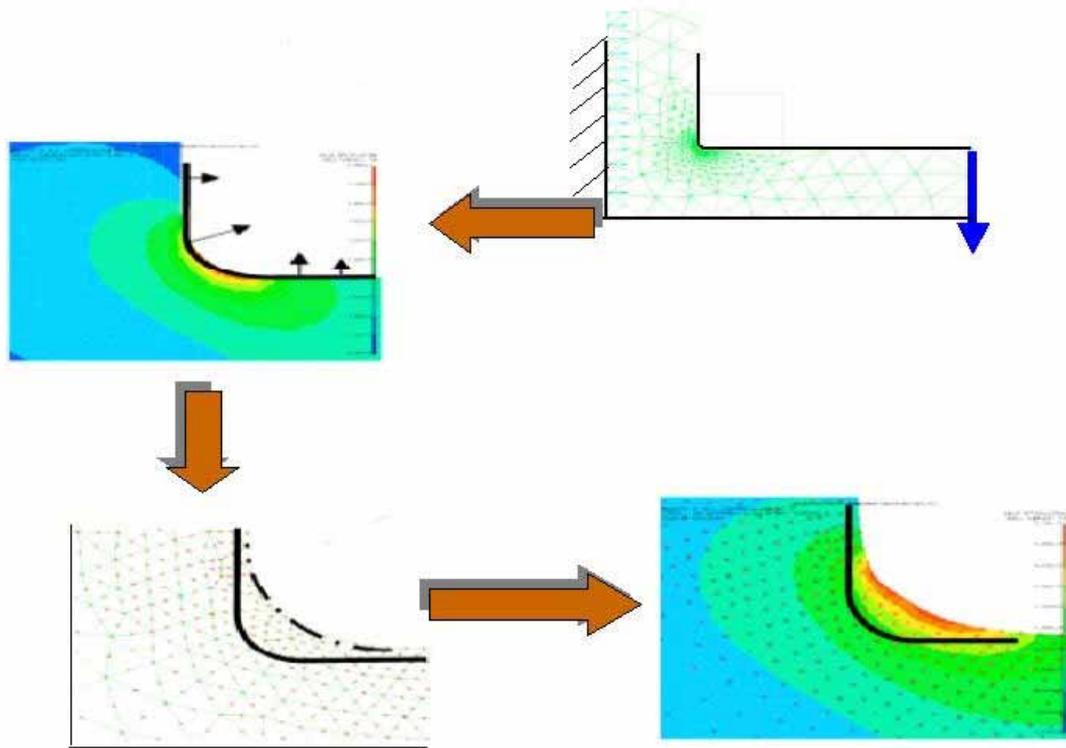


Bild 7.3: Vorgehensweise bei einer Shape-Optimierung

7.2 Topologie- und Shape- Optimierung im Designprozess

Das Ergebnis einer Topologieoptimierung nach dem Prinzip der Soft-Kill Methode liefert in der Regel einen groben Designentwurf beim dem in lokalen Bereichen aufgrund von Übergängen (Kerben) noch Spannungsmaxima auftreten können. Diese gefährdeten Bereich können mit Hilfe von Shape-Optimierungswerkzeugen abgeschwächt werden. Bild 7.4 zeigt die Integration von Topologie und Shape-Optimierung in einem Designprozess.

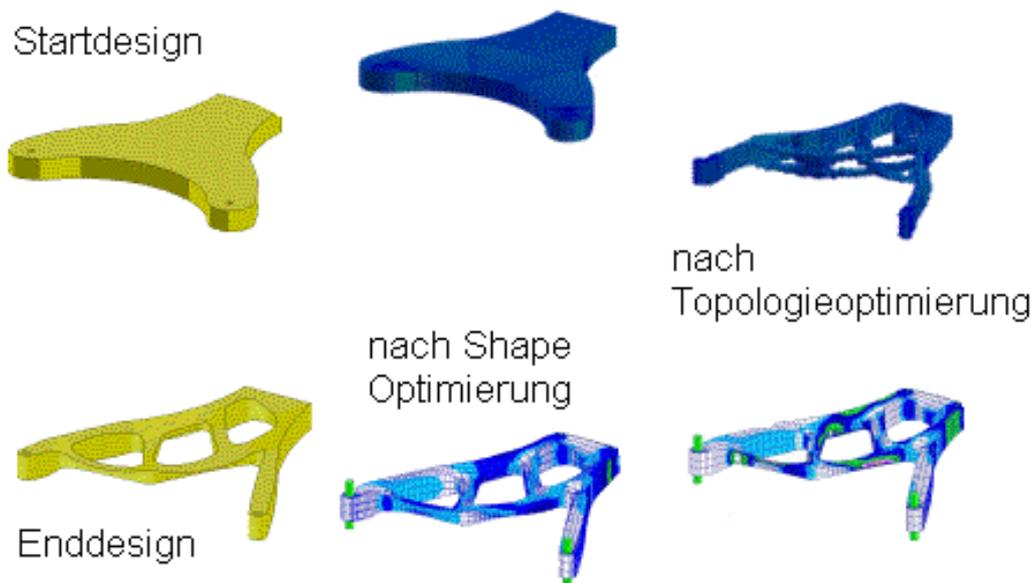


Bild 7.4 Integration von Topologie und Shape-Optimierung in einem Designprozess [132-135].

7.3 Besonderheiten bei der Berücksichtigung einer Lagerstelle

Legt man für eine FE-Berechnung bzw. für eine Strukturoptimierung, bei der FEM als Analysewerkzeug eingesetzt wird, linear-elastisches Werkstoffverhalten zugrunde, so ist die entstehende Gestalt (das Ergebnis der Strukturoptimierung) unabhängig vom Lastniveau. Das heißt, die Gestalt ist für alle Lastfälle optimiert worden.

Bei der Modellierung einer Lagerstelle mit Kontaktelementen im Pressungsbereich erhält das (statische) Strukturmodell eine nicht lineare Komponente. Betrachtet man also die Pressungsverteilung im Lager und die Spannungsverteilung im Gehäuse, so kann es zu unterschiedlichen Ergebnissen bei unterschiedlicher Belastung kommen. Bei einer Erhöhung der Last wird sich die Pressungsverteilung im Lager nicht im selben Verhältnis wie die Spannungsverteilung im Gehäuse steigern. Der Einfluss der Gehäusegestalt auf die Lagerstelle ist bei höheren Lasten wesentlich größer. Der Einfluss der Lagerstelle auf die Gestalt des Gehäuses, d.h. die eigentliche Krafteinleitung in das Gehäuse, führt bei unterschiedlichen Lasten zu gleichen bzw. ähnlichen Formen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Entstehungshistorie (das heißt das Design des Gehäuses der einzelnen Iterationsschritte) beider Strukturoptimierungen annähernd gleich ist.

Bild 7.5 und Bild 7.6 stellen Ergebnisse einer Topologieoptimierung dar, die sich durch unterschiedliche Lastniveaus unterscheiden. Die Randbedingungen entsprechen denen im Bild 6.2 C Die eingeleitete Kraft in Bild 7.5 beträgt im Verhältnis zu Bild 7.6 nur 1%. Die Durchbrüche in Bild 7.6 sind nicht so stark ausgeprägt. Die Iteration wird hier aufgrund eines früheren Überschreitens des vorher definierten Spannungsgrenzwertes abgebrochen. Das Pressungsmaximum in Bild 7.5 unterscheidet sich nur unwesentlich vom Ausgangsmodell. In Bild 7.6 wird der Wert des Ausgangsmodells jedoch um 151% überschritten.

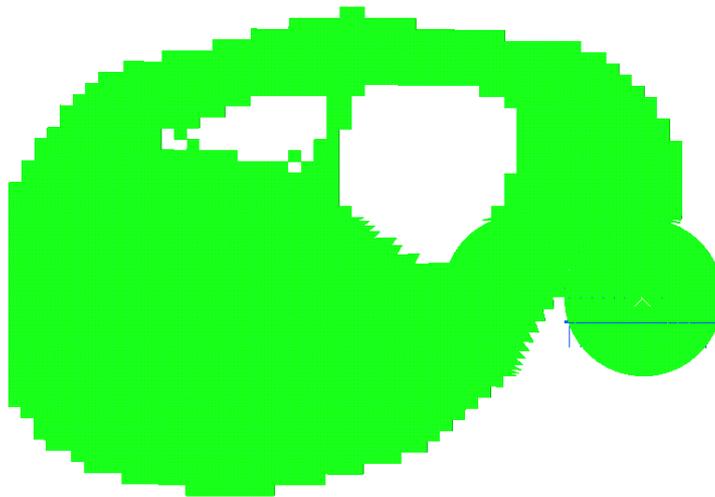


Bild 7.5 Ergebnis einer Topologieoptimierung (F=1%)



Bild 7.6 Ergebnis einer Topologieoptimierung (F=100%)

7.4 Radial-Gelenklager (asymmetrische Einspannung)

Das folgende Beispiel zeigt ein Radial-Gelenklager, welches zentrisch in eine quadratischen Platte eingepasst ist. Ziel ist die Reduzierung der Masse. Als Restriktion wird eine max. Vergleichsspannung definiert, die den Ausgangswert nicht überschreitet.

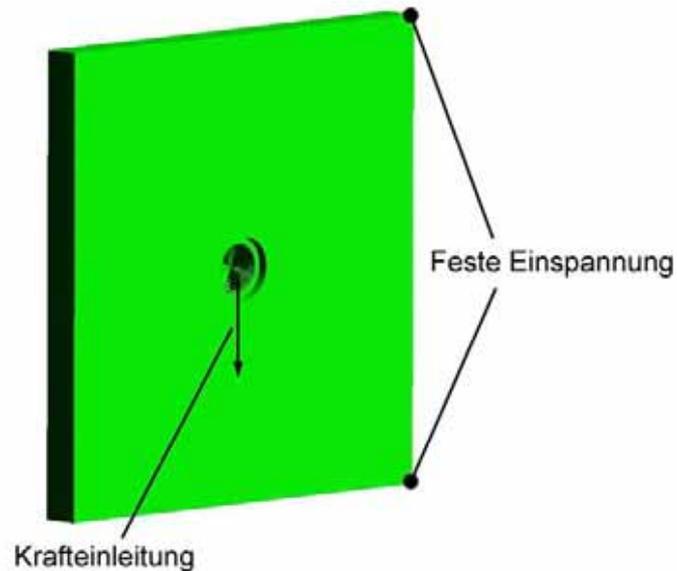


Bild 7.7 : Startentwurf mit Krafrichtung und Einspannbedingungen

7.4.1 Gestalt nach dem 10 Iterationsschritt;

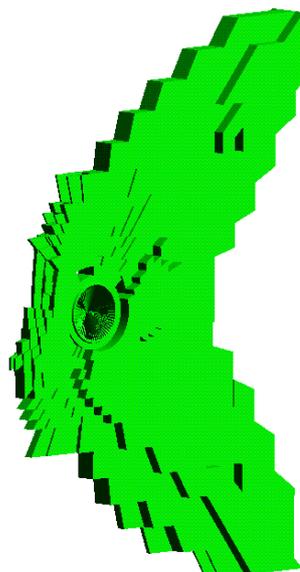


Bild 7.8: Gestalt nach dem 10 Iterationsschritt

7.4.2 Enddesign:

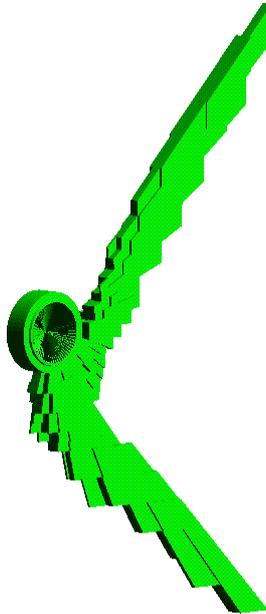


Bild 7.9 Enddesign

Auch hier werden Elemente, die direkt an der Mantelfläche des Lagers liegen entfernt.

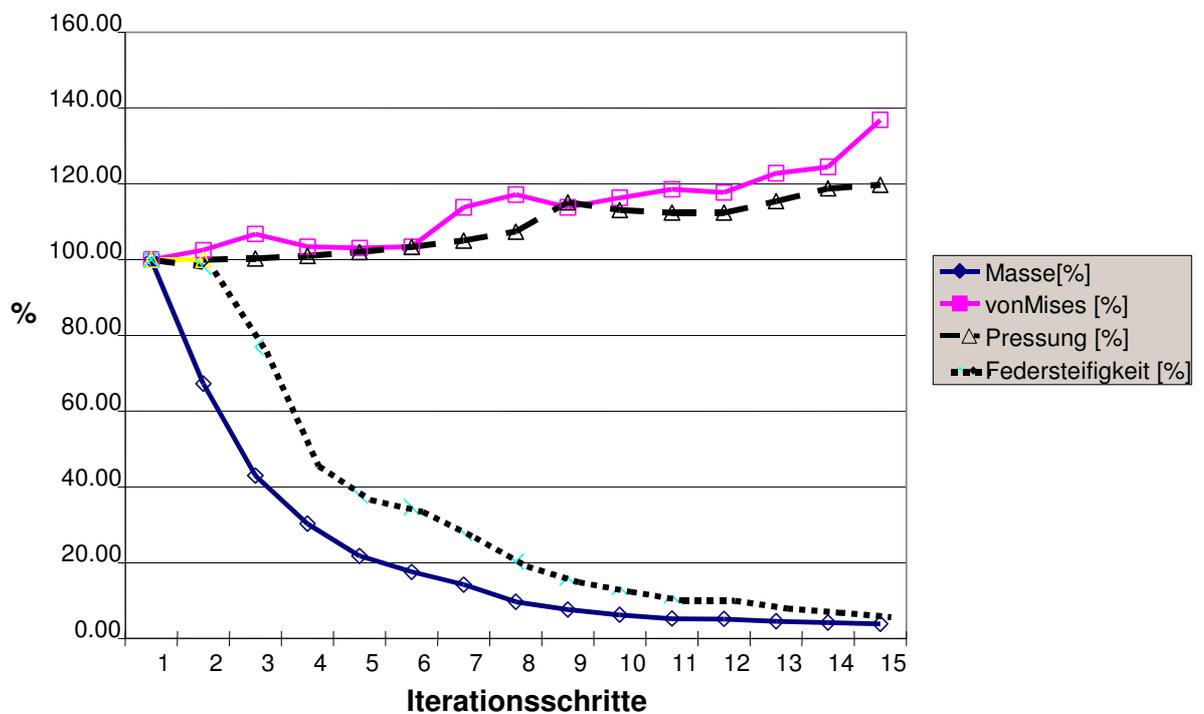


Bild 7.10 Masse, Vergleichsspannung, Pressung und Federsteifigkeit (trockener Kontakt) in Abhängigkeit der Iterationsschritte

Die Ergebnisse der dynamischen Berechnung von Bild 7.9 werden im Anhang 9 unter 9.3 (Erläuterung zu den dynamischen Berechnungen) diskutiert.

Bei dem nachfolgenden Ergebnis wurde ein resultierendes Reibmoment ($\mu=0,25$), aufgrund der Laufbedingungen, sowie eine Einpresskraft berücksichtigt:

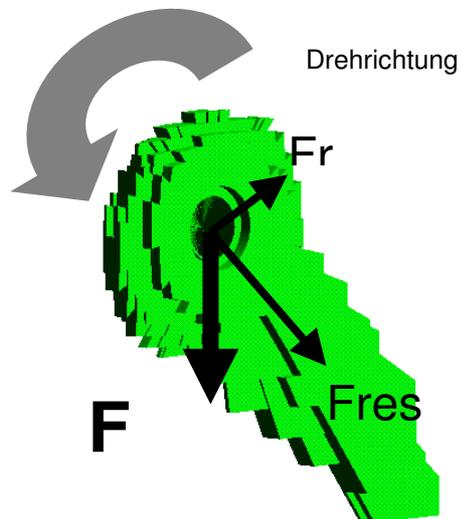


Bild 7.11 Enddesign

Variiert man die Einspannbedingung ergibt sich das nachfolgende Ergebnis:

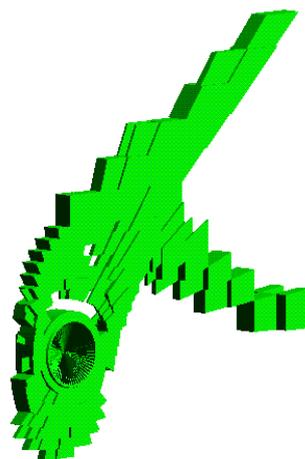


Bild 7.12 Enddesign bei Variation der Einspannbedingungen

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Integration einer Lagerstelle am Beispiel eines Gelenklagers in einem Strukturoptimierungsprozess aufgezeigt. Die unterschiedlichen, für die Modellbildung relevanten tribologischen Aspekte werden erläutert. Verschiedene Vorgehensweisen zur Erstellung des Strukturmodells werden diskutiert. Das dynamische Verhalten der Kompletteinheit, einschließlich Gleitwerkstoff wird durch ein MKS-Modell dargestellt. Die Resonanzfrequenz wird während des Optimierungsprozesses beobachtet, um schädigende Stick-Slip Effekte im Lager nicht durch die Umgebungsstruktur zu begünstigen. Einzelne Schmierstoffparameter werden durch Berechnungen und Versuche ermittelt und diskutiert. Das nachfolgende Schaubild fasst den Ablauf zusammen.

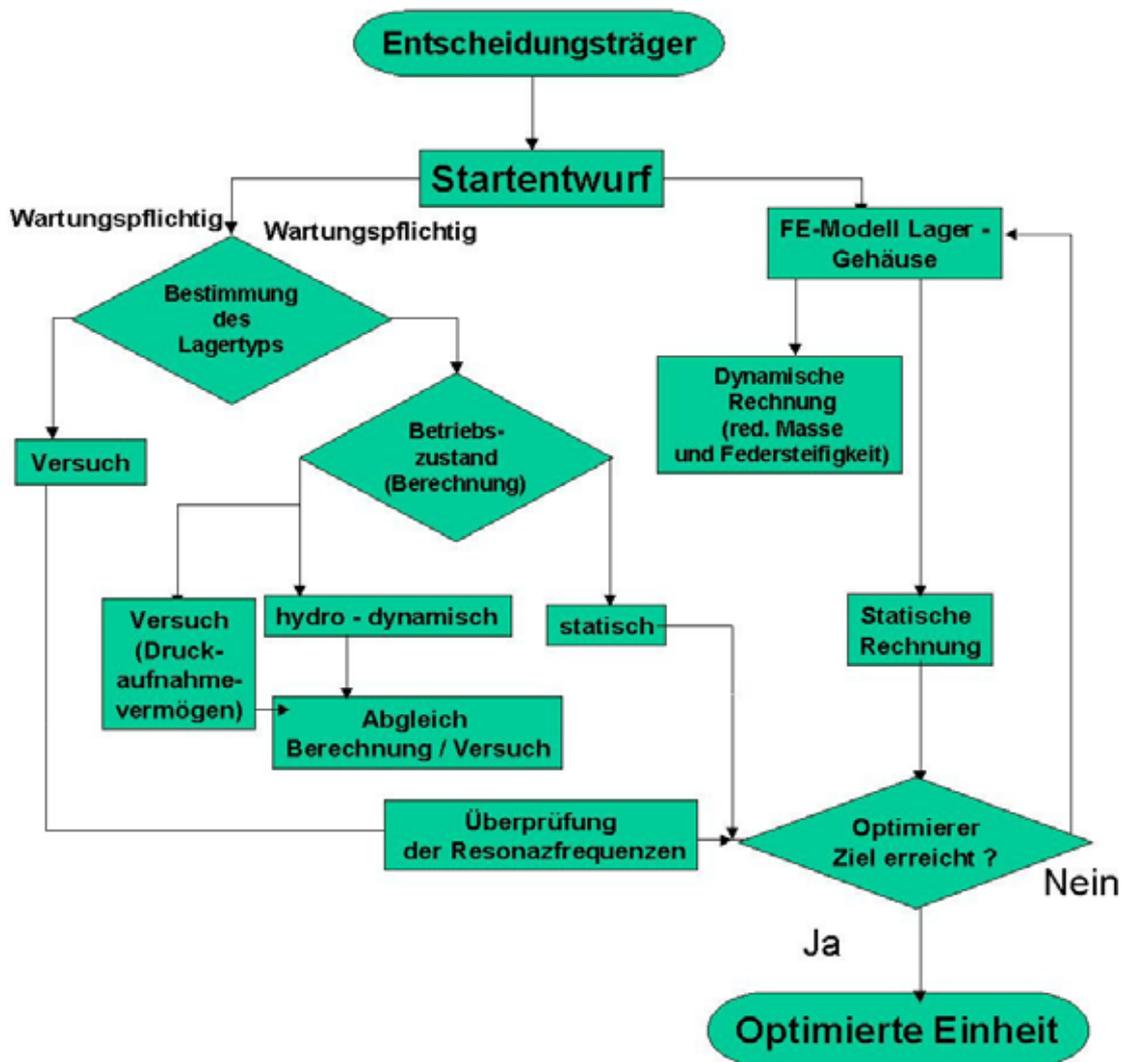


Bild 8.1 Ablauf einer Strukturoptimierung eines Lagergehäuses

Im Vordergrund des Optimierungsprozesses steht die Definition eines Strukturmodells. Bisherige Strukturoptimierungsprozesse haben tribologische Einflüsse nicht berücksichtigt.

Für wartungspflichtige Lager wäre eine Verbesserung des Strukturmodells durch eine CFD (Computer Fluid Dynamics) Kopplung denkbar. Grundlage bilden hier die Reynolds-Gleichung. Einen Nachteil bei dieser Vorgehensweise stellt allerdings die sehr hohe Rechenzeit dar. Da bei iterativen Strukturoptimierungen, in Abhängigkeit von der Modellgröße, generell die Rechenzeit sehr hoch ist, stellt sich die Frage nach der Verhältnismäßigkeit zwischen Aufwand und Ergebnis.

Schmierstoffspezifische Besonderheiten (z.B. Kavitation) müssen gesondert ermittelt und beschrieben werden. Detaillierte Erkenntnisse über das Schmierstoffverhalten bei Mischreibung, insbesondere bei inhomogenen Lastverteilungen über die Pressungsfläche, liegen nicht vor. Daher ist eine direkte Kopplung mit Lebensdauerberechnungen für Lager, die im Mischreibungsgebiet arbeiten, zur Zeit nicht möglich. Versuche zur Abschätzung der Lebensdauer zeigen eine nicht zu vernachlässigende Streubreite. Eine Integration in einen Strukturoptimierungsprozess würde zwangsläufig zu einer stochastischen Optimierung führen. Dies ist definitiv eine weiterführende Aufgabe.

Die Modellbeschreibung von Composit-Materialien wie PTFE-Gleitschichten, sowie deren Aufbau ist sicherlich eine spezielle Zukunftsaufgabe der Gleitlagerhersteller. Insbesondere die Lebensdauer sowie der Verschleiß dieser Schichten ist nach wie vor ein Thema empirischer Ermittlung. Die Gestaltung des Aufbaus von Gleitschichten mit Hilfe von Werkzeugen der Strukturoptimierung wäre eine Herausforderung. Als Designvariablen wären Schichtdicken wie auch die Faserausrichtung des Trägermaterials denkbar.

Bei all diesen Überlegungen darf aber die Herstellbarkeit nicht außer acht gelassen werden. Generell sind Fertigungsrestriktionen in Strukturoptimierungsprozessen noch nicht voll integriert, so dass die Gestaltung des Endproduktes immer noch maßgeblich durch den Entscheidungsträger bestimmt wird. Ansätze zur Einbeziehung von Fertigungsrestriktionen zur optimalen Bauteilgestaltung sind in [136 und 137] zu finden. Je nach Vorgehensweise stellen sich aber auch hier Fragen der Zielgewichtung, die durch den Entscheidungsträger definiert werden müssen.

Andere Vorgehensweisen im Konstruktionsprozess wäre die Integration der Lagerauswahl und Dimensionierung in den Strukturoptimierungsprozess. Es gibt

eine Reihe von Anwendungen, in denen Wälzlager oder Gleitlager eingesetzt werden können. Ein Algorithmus, der unter bestimmten Gesichtspunkten, die durch die Gehäuseform bestimmt werden, eine andere Lagerauswahl empfiehlt wäre denkbar, jedoch mit großem Aufwand verbunden.

Durch die Wahl einer anderen Lagergröße verändert sich aufgrund des Kugeldurchmessers, bei gleicher Umdrehung die Gleitgeschwindigkeit. Durch die Schmiegungsänderung ergibt sich auch eine andere Pressungsverteilung. Die Integration der Dimensionierung des Lageraufbaus allgemein, d.h. Schmiegunge, Wahl der Lagerluft, Anzahl der Wälzkörper (bei Wälzlagern) wäre ebenfalls eine denkbare Vorgehensweise. Da jedoch Lager im allgemeinen als genormte Maschinenelemente zur Anwendung kommen, ist eine solche Vorgehensweise nur bei Sonderlagern möglich.

Die Einbeziehung von Schmierstoffparametern in den Optimierungsprozess als eine Erweiterung des Strukturmodells ist eine weitere Herausforderung.

Da in vielen Anwendungen ein Lager und ein Gehäuse nicht vom selben Hersteller entwickelt werden, ist eine Zusammenarbeit zwischen Lagerhersteller und Anwender eine wichtige Voraussetzung für die Gestaltung einer optimalen Lagergehäuseeinheit.

Die Wünsche des Anwenders umfassen dabei, geringe Entwicklungskosten, und das Nichtverbreiten von Information über ein Neuprodukt während der Entwicklungsphase. Ebenso ist ein Lagerhersteller nicht unbedingt gewillt alle Detailinformationen seines Produktes preiszugeben. Die Formulierung einer detaillierteren Schnittstelle zwischen Lagerhersteller und Anwender, die den Bedürfnissen beider gerecht wird, ist entscheidende Bedingung für die erfolgreiche Durchführung einer Optimierung einer Lager-Gehäuse-Einheit. Die traditionelle Beschreibung der Lagerstelle allein durch den Außendurchmesser und die Lastgrößen sind zweifelsfrei für einen Strukturoptimierungsprozess zu wenig. Die Formulierung von Einflussmatrizen für eine Lagerstelle, die die Steifigkeit des Gehäuses wiedergeben, kann dabei als erster Ansatz gewertet werden.

Je komplexer das Strukturmodell wird desto größer ist die Gefahr, dass die Annahme eines konvexen Optimierungsproblems nicht mehr zutrifft. D.h. es gibt nicht unbedingt eine Garantie tatsächlich einen globalen (und nicht nur lokalen) Extremwert ermittelt zu haben. Die sich daraus ergebende Aufgabe zielt rein auf

die Suche nach einem geeigneten Algorithmus für das jeweilige Strukturoptimierungsproblem.

Herstellkosten wie auch Fertigungsrestriktionen sind Aspekte, die in den letzten Jahren immer mehr an Bedeutung in Strukturoptimierungen gewannen.

9 Anhang

9.1 *Vergleich der Randbedingungen nach Gümbel und Reynolds*

Für die folgenden Berechnungen gelten die nachfolgenden Betriebsdaten:

Kugeldurchmesser:	105	mm
Lagerbreite:	55	mm
Radiale Lagerluft:	0,14	mm
Exzentrizität:	0,06	mm
Resultierende Last:	1	kN
Dynamische Viskosität:	$3,7 \cdot 10^{-8}$	Ns/mm ²
(Öleinlauftemperatur $\vartheta = 40^\circ$)		

sphärisches Lager, gerechnet mit Druckabfall in Richtung der Lagerachse (Y-Richtung)

9.1.1 Randbedingungen nach Gümbel

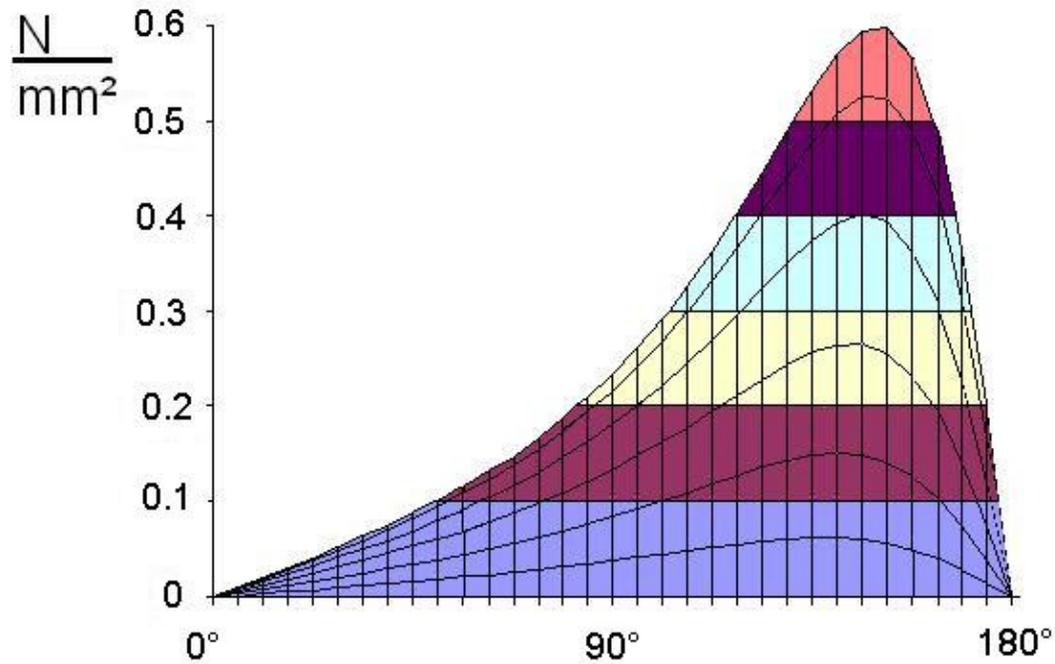
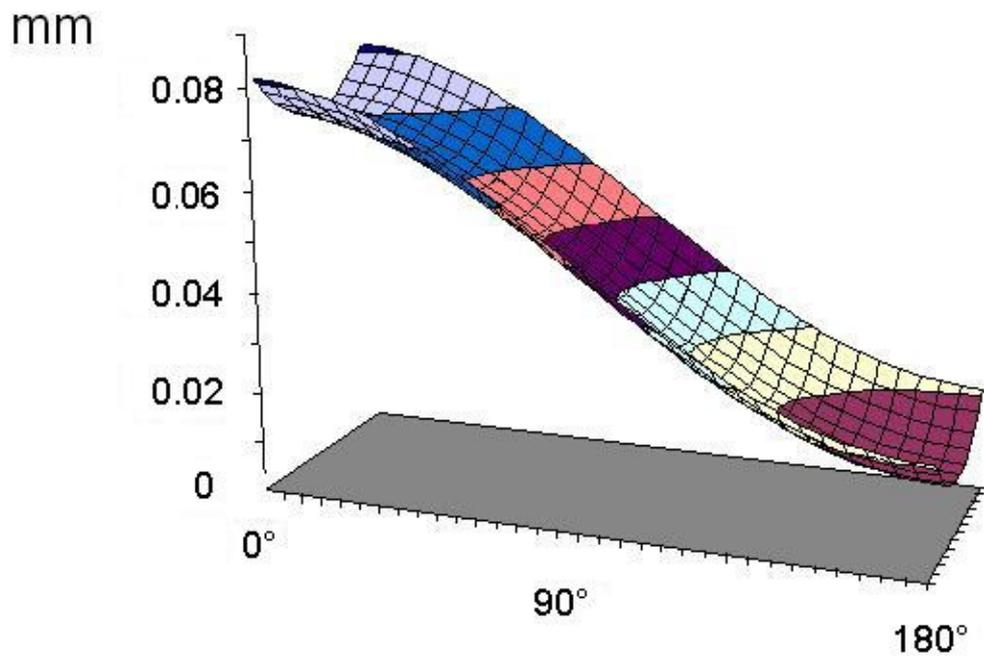
Drehzahl: 10 min^{-1} Max. Pressung: 0,59 N/mm^2 

Bild 9.1 Druckverlauf

Min. Schmierfilmhöhe: 0,010 mm

Bild 9.2 Schmierpaltprofil ($0 - 180^\circ$)

9.1.2 Randbedingungen nach Reynolds

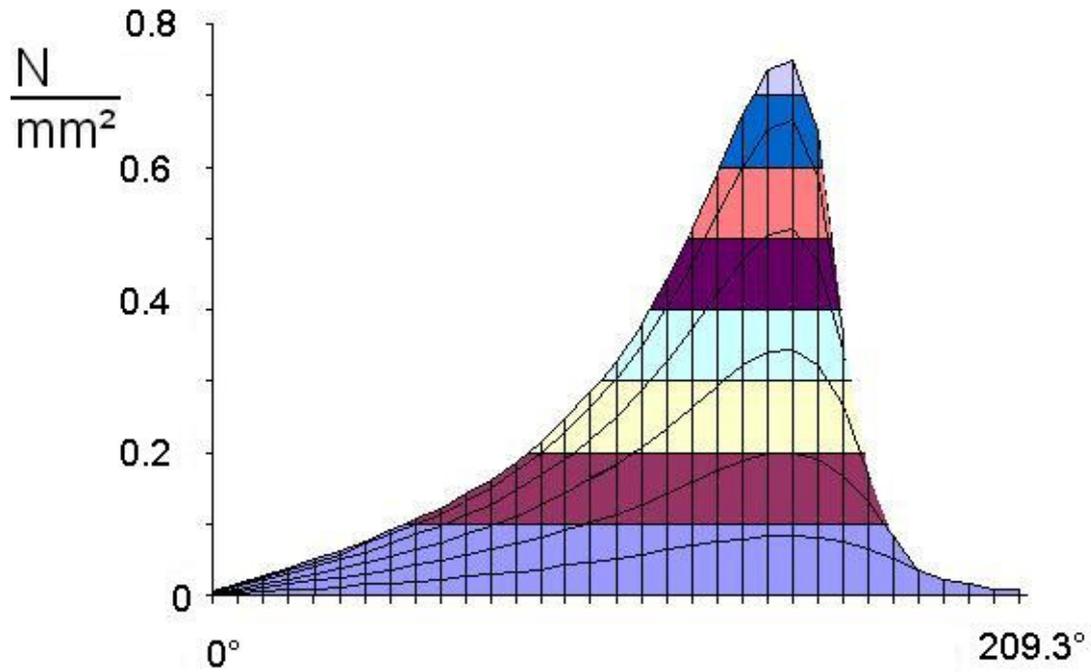
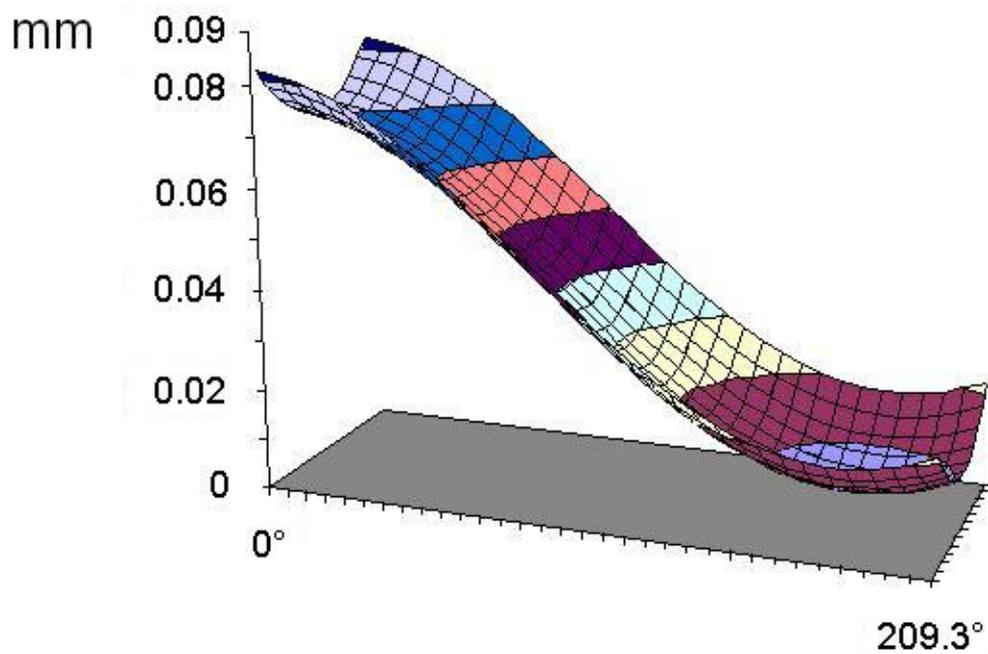
Drehzahl: 10 min^{-1} Max. Pressung: 0,75 N/mm^2 

Bild 9.3 Druckverlauf

Min. Schmierfilmhöhe: 0,006 mm

Bild 9.4 Schmierpaltprofil (0° - $209,3^\circ$)

9.1.3 Randbedingungen nach Gümbel

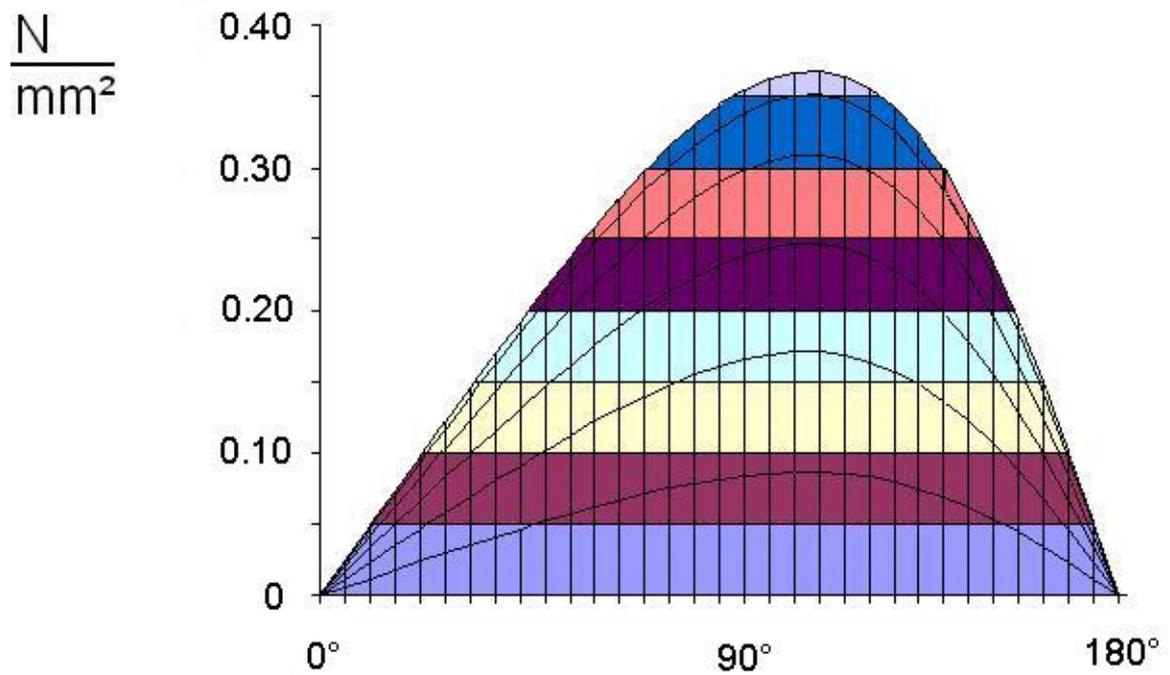
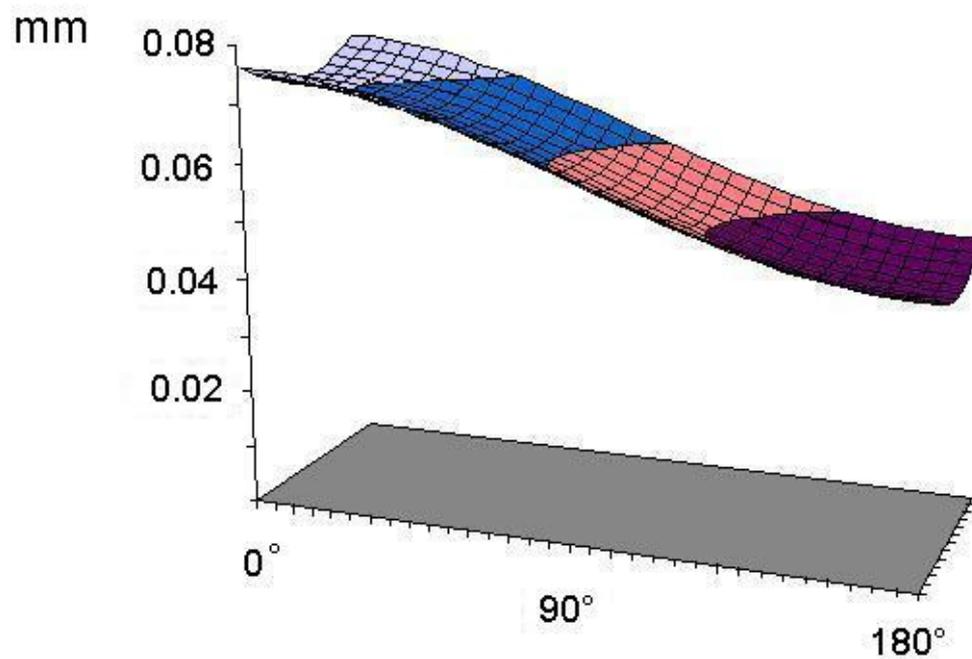
Drehzahl: 70 min^{-1} Max. Pressung: 0,36 N/mm^2 

Bild 9.5 Druckverlauf

Min. Schmierfilmhöhe: 0,042 mm

Bild 9.6 Schmierpaltprofil (0° - 180°)

9.1.4 Randbedingungen nach Reynolds

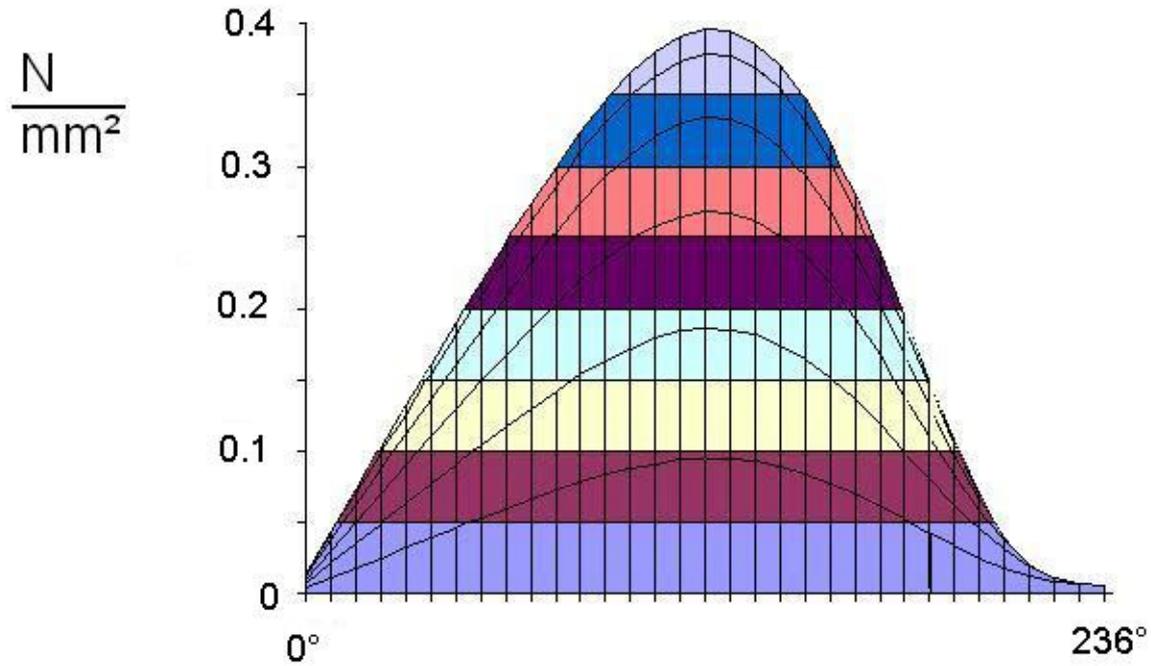
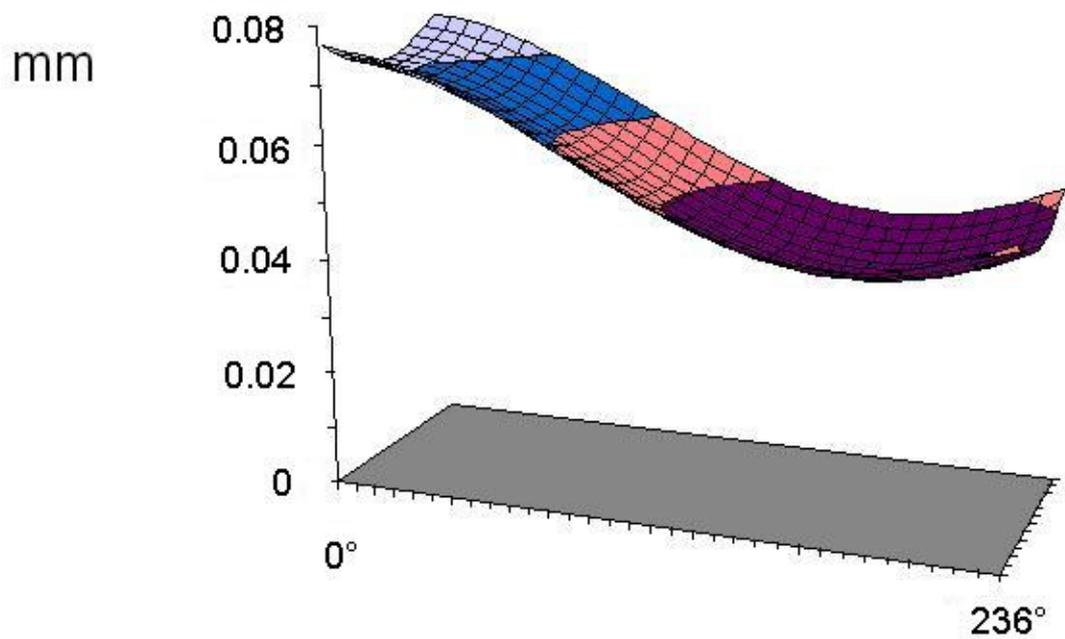
Drehzahl: 70 min^{-1} Max. Pressung: 0,39 N/mm^2 

Bild 9.7 Druckverlauf

Min. Schmierfilmhöhe: 0,040 mm

Bild 9.8 Schmierpaltprofil (0° - 236°)

Für die folgenden Berechnung gelten die nachfolgenden Betriebsdaten:

Kugeldurchmesser:	105	mm
Lagerbreite:	55	mm
Radiale Lagerluft:	0,25	mm
Exzentrizität:	0,098	mm
Resultierende Last:	5	kN
Dynamische Viskosität: (Öleinlauftemperatur $\vartheta = 40^\circ$)	$3,7 \cdot 10^{-8}$	Ns/mm ²
Drehzahl:	200	min ⁻¹

zylindrisches Lager, gerechnet ohne Druckabfall in Richtung der Lagerachse (Y-Richtung)

Randbedingungen nach Gumbel

Max. Pressung: 1,66 N/mm²

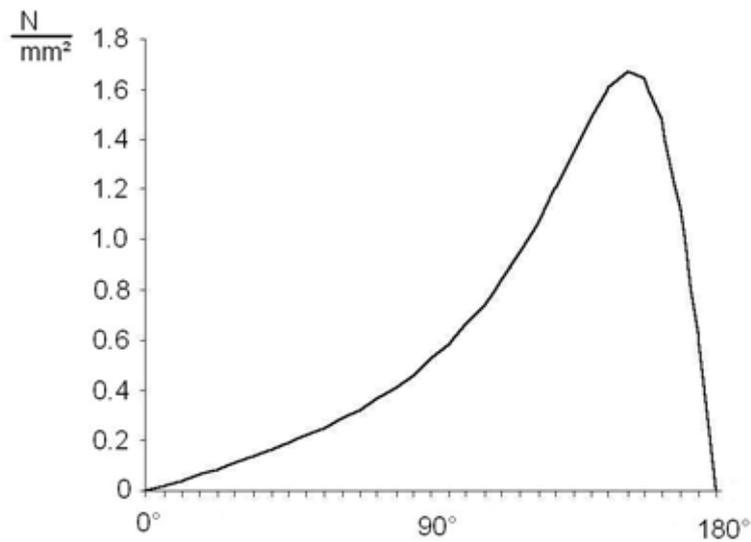


Bild 9.9 Druckverlauf

Min. Schmierfilmhöhe: 0,026 mm

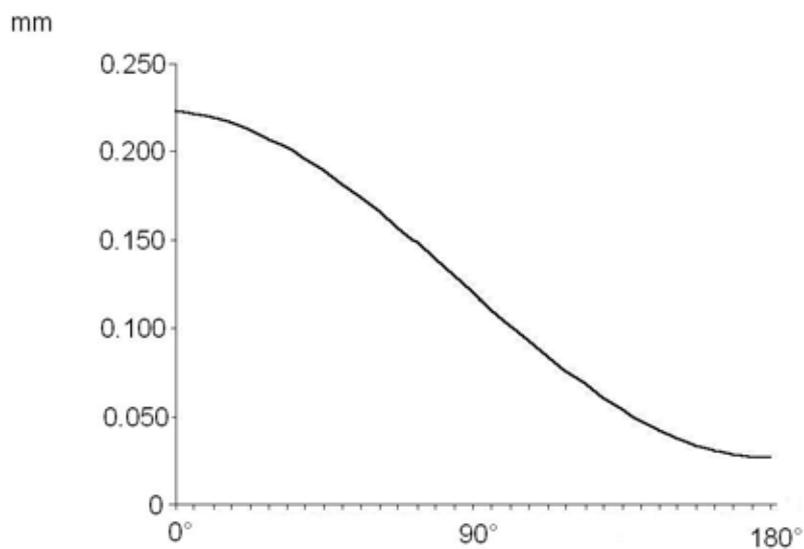


Bild 9.10 Schmierpaltprofil

Randbedingungen nach Reynolds

Max. Pressung: 1,71 N/mm²

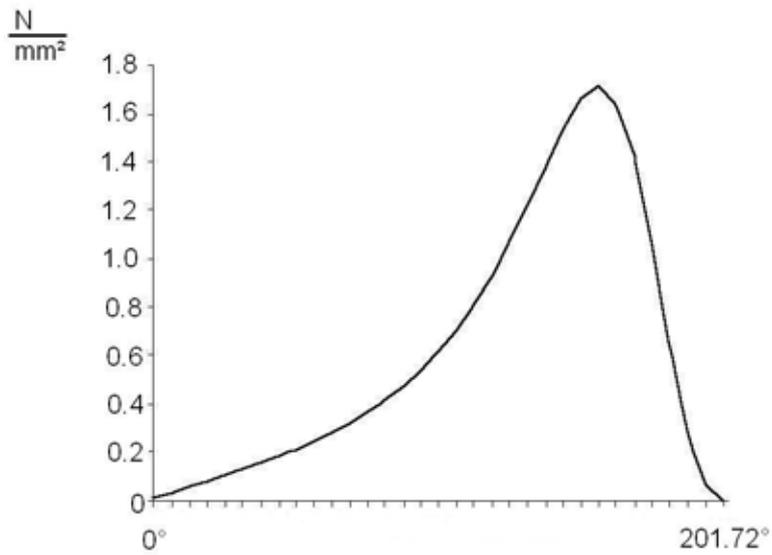


Bild 9.11 Druckverlauf

Min. Schmierfilmhöhe: 0,027 mm

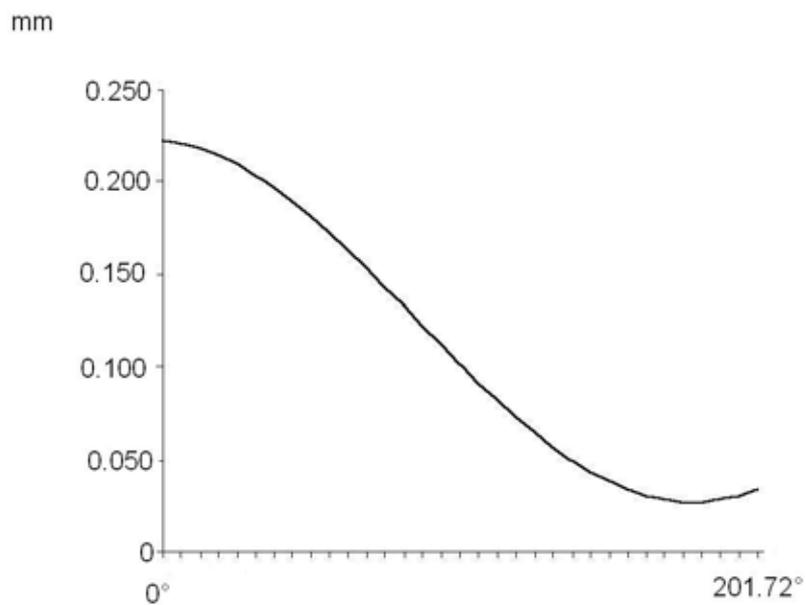


Bild 9.12 Schmierpaltprofil (0°-201,72°)

Der Unterschied der Ergebnisse ist im Vergleich zu anderen Einflussgrößen (z.B. Temperatureinflüsse), die bei der Berechnung vernachlässigt werden, vertretbar klein. Das Aufwand-Nutzen-Verhältnis steht in keiner Relation zur Aussagekraft.

9.2 Diagramme

Die Angabe d bezieht sich auf den Wellendurchmesser des jeweiligen Lagers. Zugrunde gelegt wurde eine mittlere Lagerluft. (Weiter Schmierstoffkenngrößen entsprechend Tabelle 5.4)

9.2.1 Schmierfilmhöhen

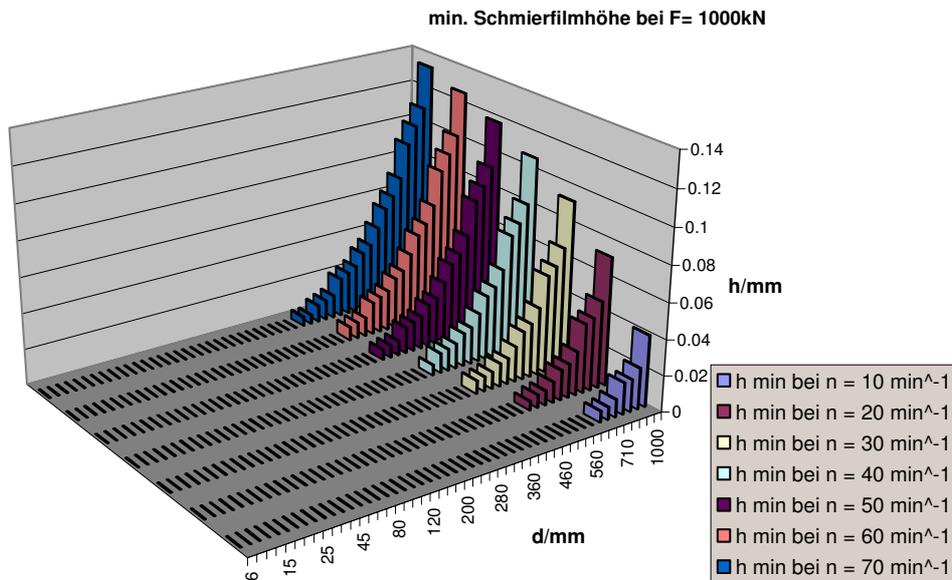


Bild 9.13: Min. Schmierfilmhöhe bei $F=1000 \text{ kN}$ (Definitionsbereich = 180°)

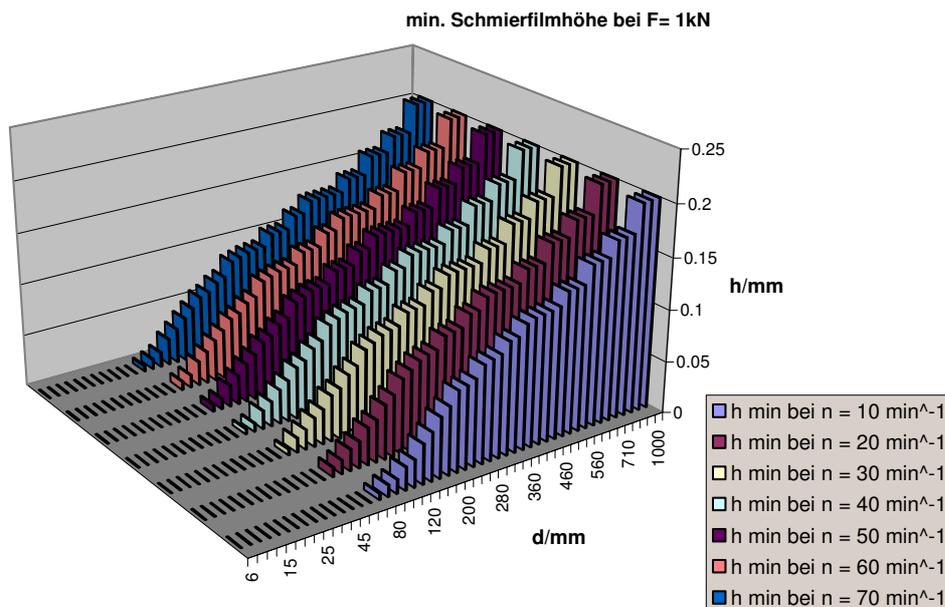


Bild 9.14: Min. Schmierfilmhöhe bei $F=1\text{kN}$ (Definitionsbereich = 180°)

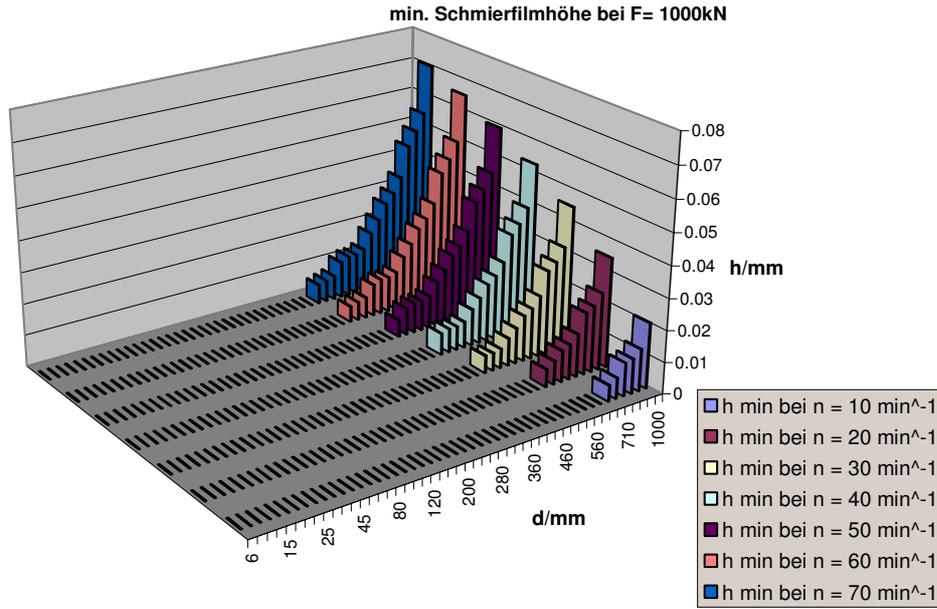


Bild 9.15: Min. Schmierfilmhöhe bei $F=1000 \text{ kN}$ (Definitionsbereich $=90^\circ$)

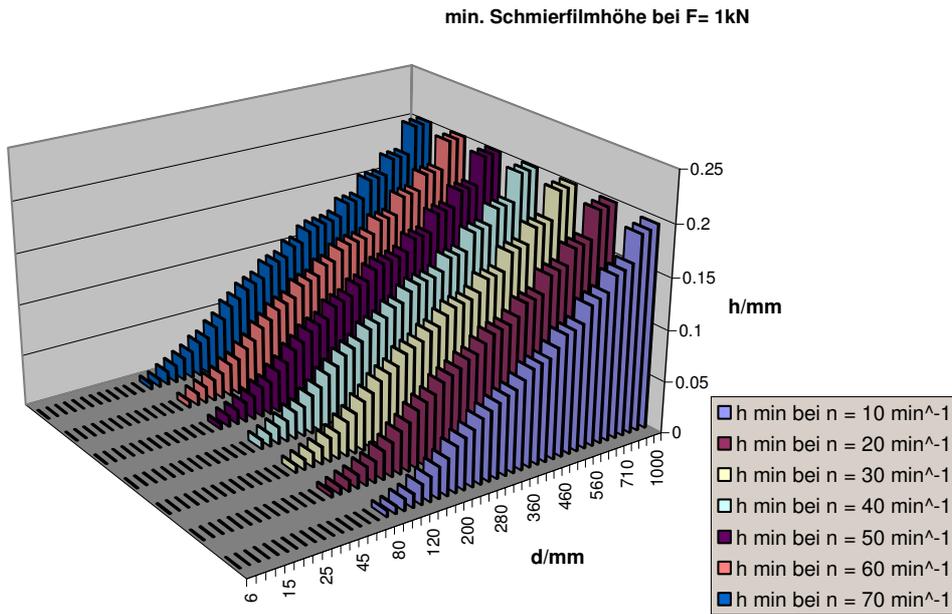
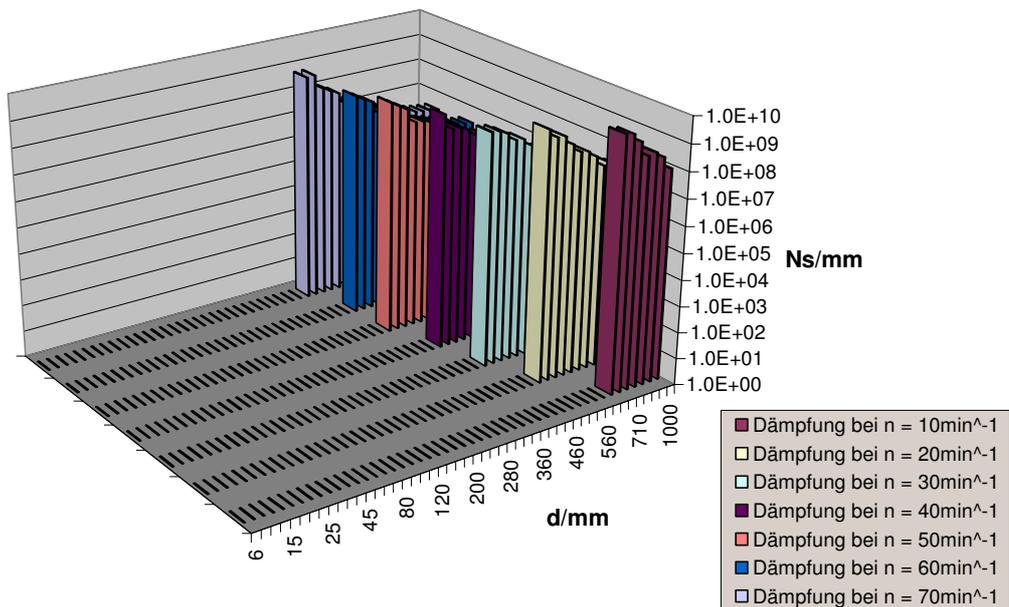
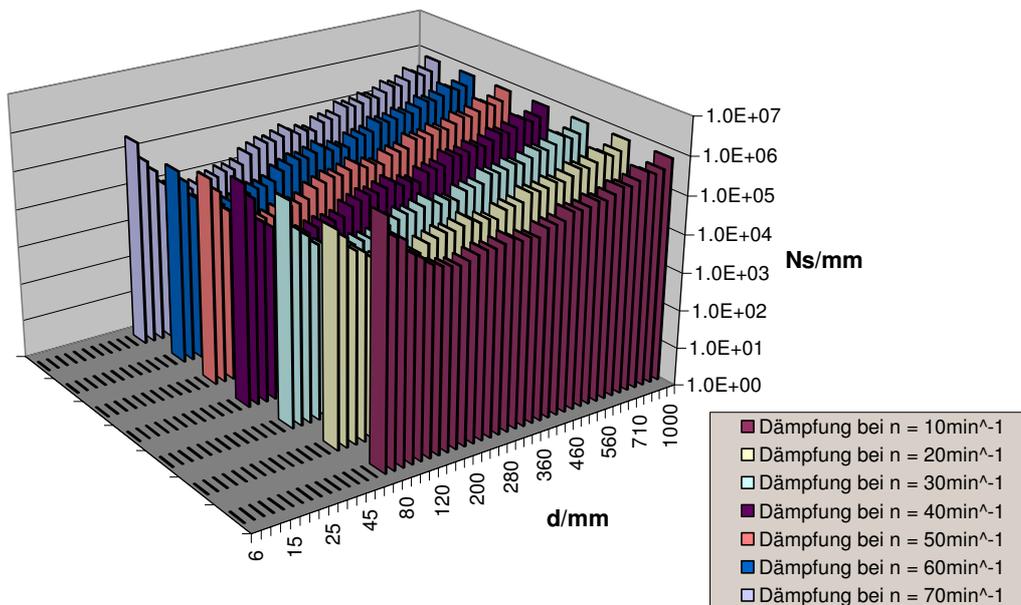


Bild 9.16: Min. Schmierfilmhöhe bei $F=1 \text{ kN}$ (Definitionsbereich $=90^\circ$)

9.2.2 Schmierfilmdämpfungen

Schmierfilmdämpfung ($F = 1000 \text{ kN}$)Bild 9.17: Schmierfilmdämpfung bei $F=1000 \text{ kN}$ ($=180^\circ$ Bogen) und einer Erregungsfrequenz von 5 s^{-1} Schmierfilmdämpfung ($F = 1 \text{ kN}$)Bild 9.18: Schmierfilmdämpfung bei $F=1 \text{ kN}$ ($=180^\circ$ Bogen) und einer Erregungsfrequenz von 5 s^{-1}

Schmierfilmdämpfung (F = 1000 kN)

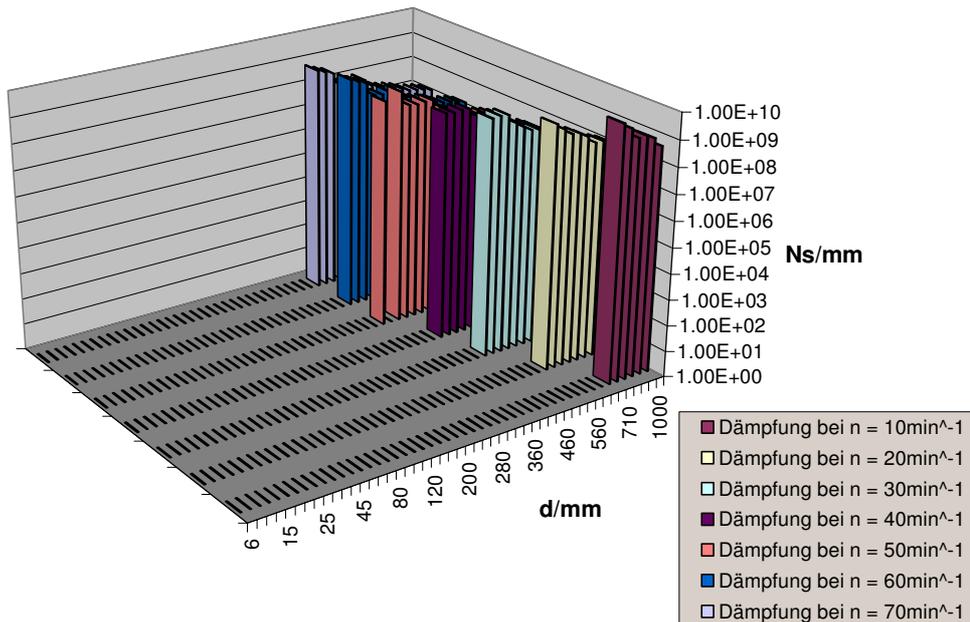


Bild 9.19: Schmierfilmdämpfung bei F=1000 kN (=90° Bogen) und einer Erregungsfrequenz von 5 s⁻¹

Schmierfilmdämpfung (F = 1 kN)

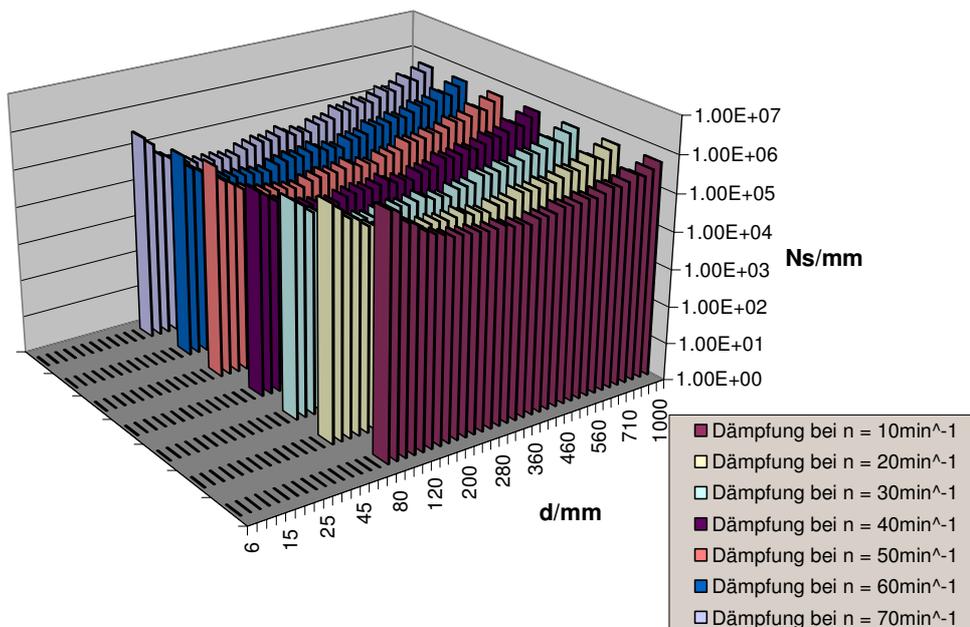
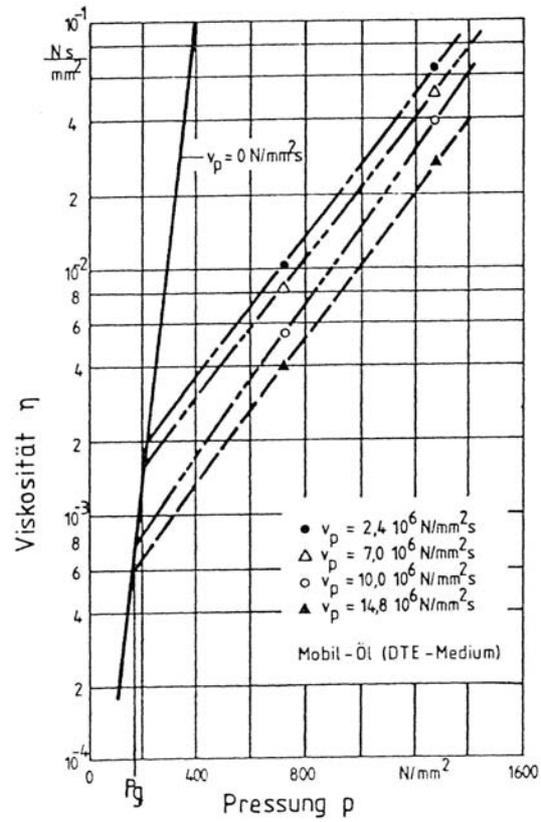


Bild 9.20: Schmierfilmdämpfung bei F=1 kN (=90° Bogen) und einer Erregungsfrequenz von 5 s⁻¹

9.2.3 Dynamische Viskosität in Abhängigkeit von v_p und p



9.21: Einfluss der Kompressionsgeschwindigkeit auf die dynamische Viskosität[83]

9.2.4 Schmierfilmsteifigkeiten

Schmierfilmsteifigkeit (F = 1000 kN)

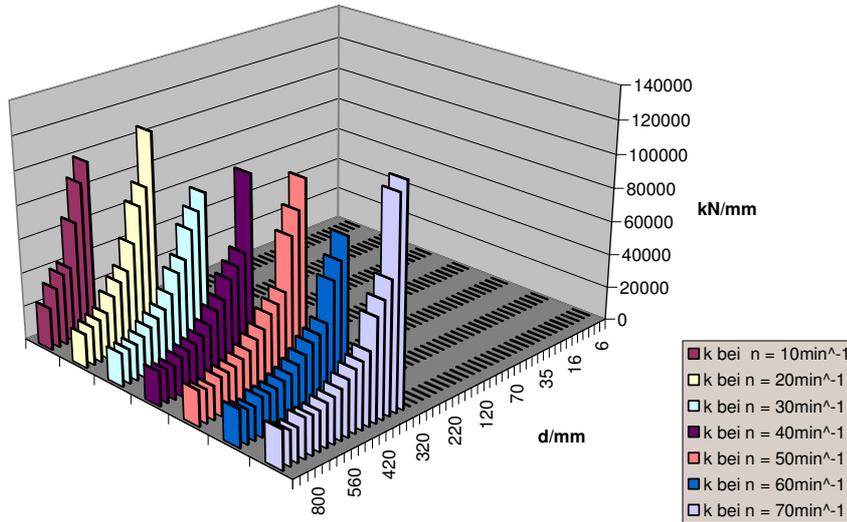


Bild 9.22: Schmierfilmsteifigkeit bei F=1000 kN (=180° Bogen)

Schmierfilmsteifigkeit (F = 1 kN)

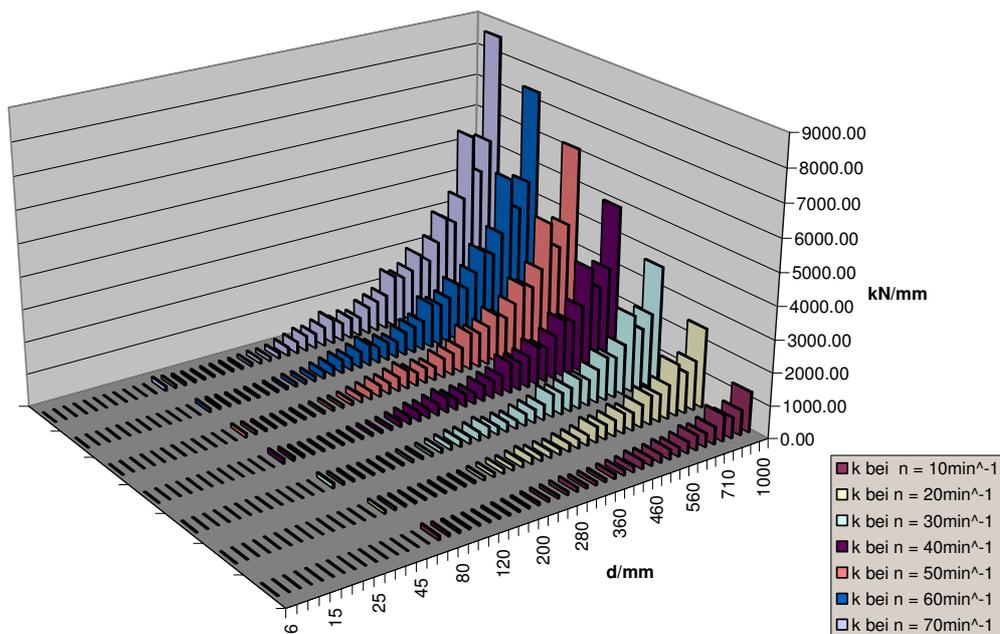


Bild 9.23: Schmierfilmsteifigkeit bei F=1 kN (=180° Bogen)

Schmierfilmsteifigkeit ($F = 1000 \text{ kN}$)

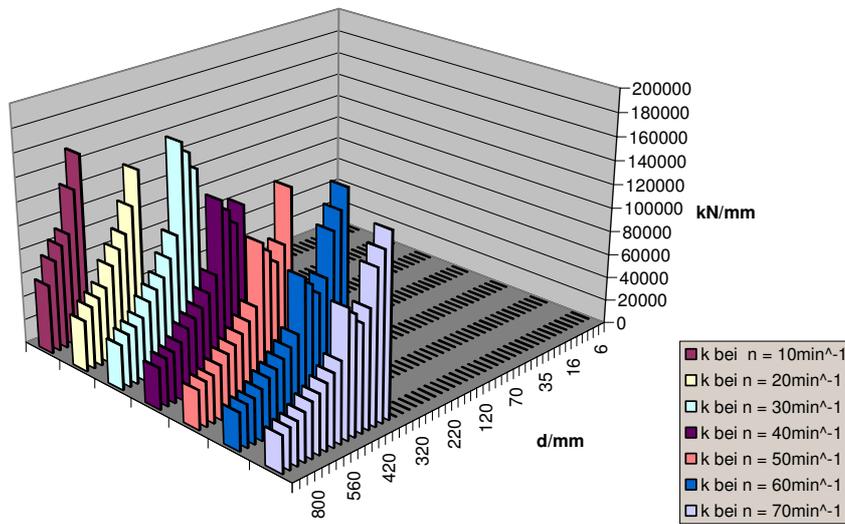


Bild 9.24: Schmierfilmsteifigkeit bei $F=1000 \text{ kN}$ ($=90^\circ$ Bogen)

Schmierfilmsteifigkeit ($F = 1 \text{ kN}$)

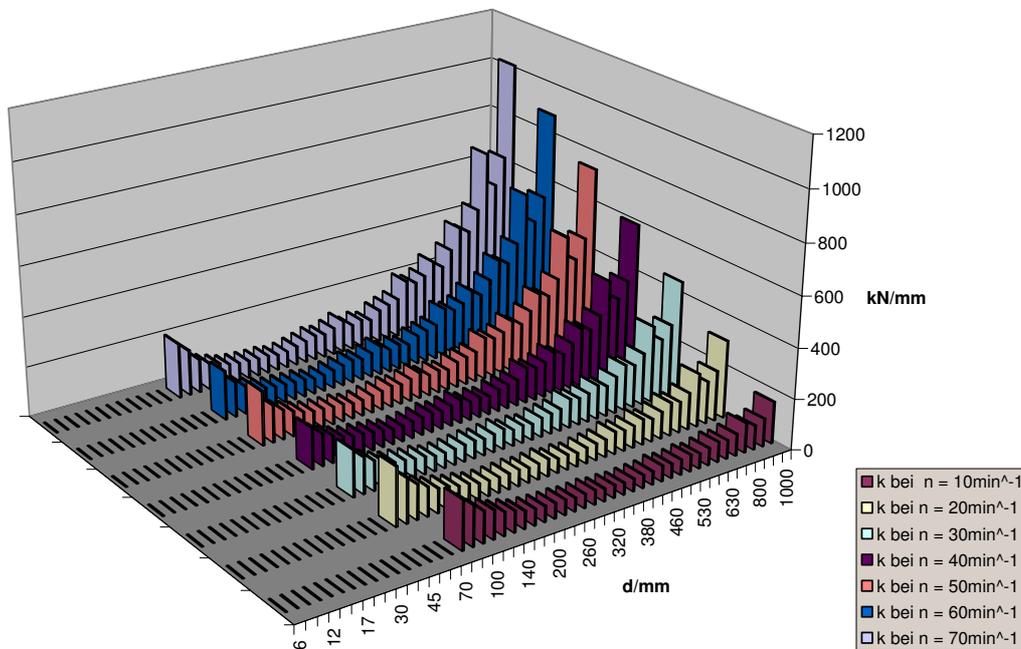


Bild 9.25: Schmierfilmsteifigkeit bei $F=1 \text{ kN}$ ($=90^\circ$ Bogen)

9.2.5 Strukturmodell zur Bestimmung von dynamischen Eigenschaften (siehe auch Bild 5.2)

Den nachfolgenden Rechnungen liegen die Parameter aus

\hat{F}	1000 kN
$F(t)$	$\hat{F} \cos(\Omega t + \alpha)$
n	50 min^{-1}
d	500 mm
m_1	$1,04 \cdot 10^5 \text{ kg}$
C_1	$3,25 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$
D_1	0 Ns/mm

Tabelle 9.1 zugrunde:

\hat{F}	1000 kN
$F(t)$	$\hat{F} \cos(\Omega t + \alpha)$
n	50 min^{-1}
d	500 mm
m_1	$1,04 \cdot 10^5 \text{ kg}$
C_1	$3,25 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$
D_1	0 Ns/mm

Tabelle 9.1 Definierte Größen für dynamische Berechnung

Innenring und Welle werden als ideal starr angenommen.

Die Ergebnisse der folgenden Rechnungen werden auf den folgenden Seiten dokumentiert. Die Nullstellen des Polynoms 4. Ordnung werden numerisch mit dem Programm Mathcad ermittelt:

- a) Schmiermittel: FVA – Referenzöl Nr.:1
 $m_2 = 500 \text{ kg}$
 $C_2 = 45806 \text{ N/}\mu\text{m}$
 $D_2 = 63279597 \text{ Ns/mm}$
- b) wie a) aber $D_2 = 0 \text{ Ns/mm}$ (ungedämpftes System)
- c) wie a) aber $m_2 = 150000 \text{ kg}$

Rechnung a)

$$a := m_1 \cdot m_2$$

$$b := -j \cdot [m_1 \cdot D_2 + m_2 \cdot (D_1 + D_2)]$$

$$c := -(C_1 + C_2) \cdot m_2 - m_1 \cdot C_2 - D_2 \cdot (D_1 + D_2) + D_2^2$$

$$d := j \cdot [(D_1 + D_2) \cdot C_2 + (C_1 + C_2) \cdot D_2 - 2 \cdot D_2 \cdot C_2]$$

$$e := C_2 \cdot (C_1 + C_2) - C_2^2$$

$$b = -6.613i \times 10^{15} \frac{\text{kg}^2}{\text{s}} \quad c = -4.787 \times 10^{15} \frac{\text{kg}^2}{\text{s}^2} \quad e = 1.48 \times 10^{19} \frac{\text{kg}^2}{\text{s}^4}$$

$$a = 5.2 \times 10^7 \text{kg}^2$$

$$d = 2.044i \times 10^{19} \frac{\text{kg}^2}{\text{s}^3}$$

$$f(x) := a \cdot x^4 + b \cdot x^3 + c \cdot x^2 + d \cdot x + e$$

$$x := \text{nullstellen}(f) = \left(\left(\begin{array}{c} -55.596 \\ 1.272i \times 10^8 \\ 0.724i \\ 55.596 \end{array} \right) \right)$$

$$\text{Im}(\omega) = \begin{pmatrix} 0 \\ 1.272 \times 10^8 \\ 0.724 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{Re}(\omega) = \begin{pmatrix} -55.596 \\ -5.112 \times 10^{-14} \\ 0 \\ 55.596 \end{pmatrix}$$

Allgemein gilt:

- Verschwindet der Real Anteil der Lösung ist das System aperiodisch gedämpft.
- Verschwindet der Imaginär Anteil der Lösung ist das System frei schwingend.
- Verschwinden beide Anteile liegt der aperiodische Grenzfall vor.
- Liegen beide Anteile vor, ist das System schwach gedämpft.

Eigenvektoren zu Rechnung a:

Generell können bei einem Zwei-Massen-Schwinger zwei Eigenvektoren ermittelt werden, die eine Bewegung der beiden Massen in gleicher oder entgegengesetzter Bewegungsrichtung beschreiben. Bei hier behandeltem dem Feder-Dämpfer-Masse Modell ist die Bewegungen der beiden Massen in gleicher Richtung stets ungedämpft. Aus *Rechnung a* folgt mit (5.14) und

$$\frac{i \cdot D_2 \cdot \omega_0 + C_2}{-(\omega_0)^2 \cdot m_2 + i \cdot D_2 \cdot \omega_0 + C_2} = 1 - 4.392i \times 10^{-7} \quad \omega_0 = 55.596 \text{ s}^{-1}$$

Setzt man $I_{11} = 1$ und vernachlässigt man den Imaginärteil folgt daraus:

$$\bar{\mathbf{i}} = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

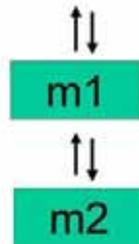


Bild 9.26: Symbolische Darstellung des ersten Eigenvektors

Entsprechend erhält man mit der zweiten Eigenfrequenz:

$$\frac{i \cdot D_2 \cdot \omega_1 + C_2}{-(\omega_1)^2 \cdot m_2 + i \cdot D_2 \cdot \omega_1 + C_2} = -208 \quad \omega_1 = 1.272i \times 10^8 \text{ s}^{-1}$$

$$\bar{\mathbf{i}} = \begin{pmatrix} 1 \\ -208 \end{pmatrix}$$

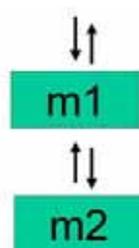


Bild 9.27: Symbolische Darstellung des zweiten Eigenvektors

Rechnung b)

$$\operatorname{Im}(\omega) = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \operatorname{Re}(\omega) = \begin{pmatrix} -9.573 \times 10^3 \\ -55.768 \\ 55.768 \\ 9.573 \times 10^3 \end{pmatrix}$$

Die Schmierfilmdämpfung hat keinen Einfluss auf die kleinste Eigenfrequenz. Die 2. Eigenfrequenz wird aperiodisch gedämpft. Die nachfolgenden Bilder stellen die Übertragungsfunktionen G_1 und G_2 der Bewegungskordinaten Y_1 und Y_2 multipliziert mit der Amplitude \hat{F} der Kraftanregung in der Umgebung des Resonanzbereich dar.

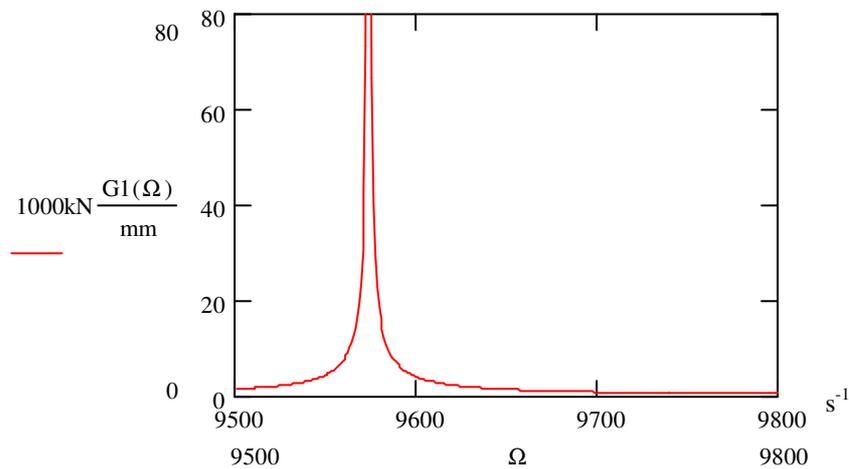


Bild 9.28 Reaktion der Y_1 -Koordinate im Bereich der 2. Eigenfrequenz (Rechnung b)

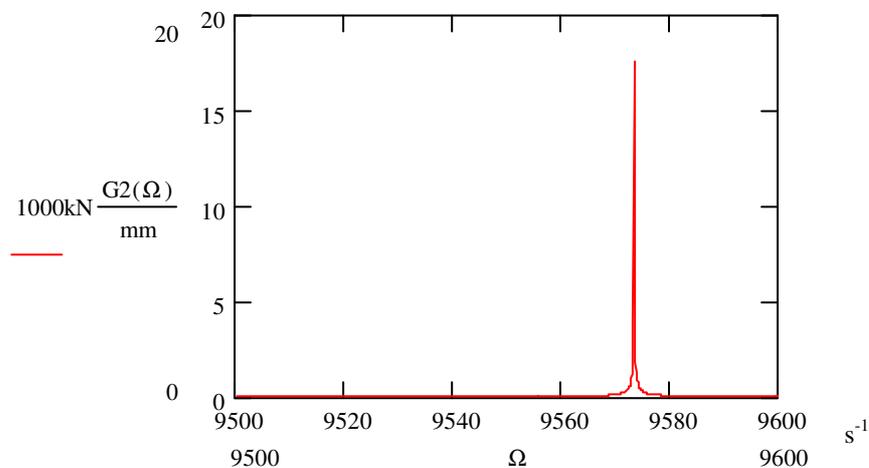


Bild 9.29 Reaktion der Y_2 -Koordinate im Bereich der 2. Eigenfrequenz (Rechnung b)

Rechnung c)

$$\operatorname{Im}(\omega) = \begin{pmatrix} 8.952 \times 10^{-4} \\ 0.721 \\ 1.03 \times 10^6 \\ 8.952 \times 10^{-4} \end{pmatrix} \quad \operatorname{Re}(\omega) = \begin{pmatrix} -35.77 \\ 0 \\ 3.821 \times 10^{-15} \\ 35.77 \end{pmatrix}$$

Eine Vergrößerung der Masse m_2 führt dazu, dass die kleinste Eigenfrequenz schwach gedämpft ist.

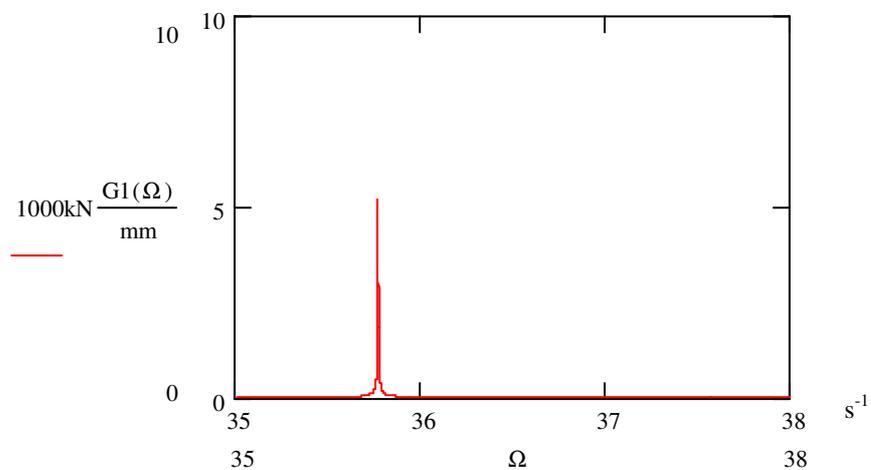


Bild 9.30: Reaktion der Y1-Koordinate im Bereich der 2. Eigenfrequenz (Rechnung c)

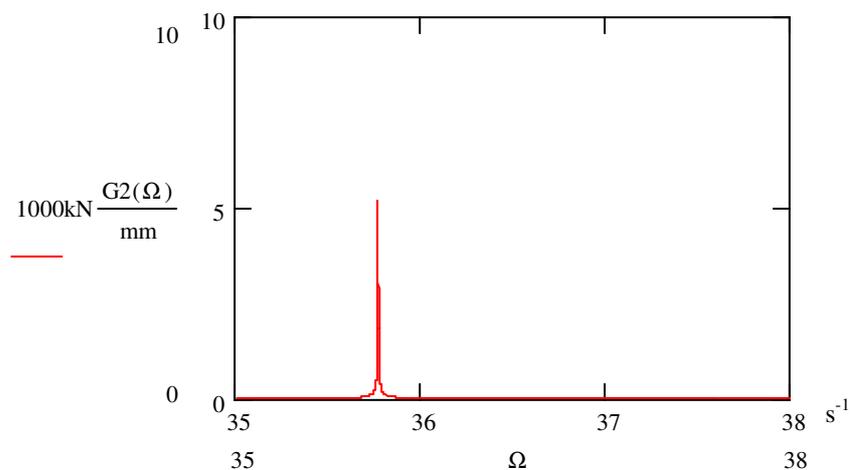


Bild 9.31: Reaktion der Y2-Koordinate im Bereich der 2. Eigenfrequenz (Rechnung c)

Im Vergleich dazu das ungedämpfte System:

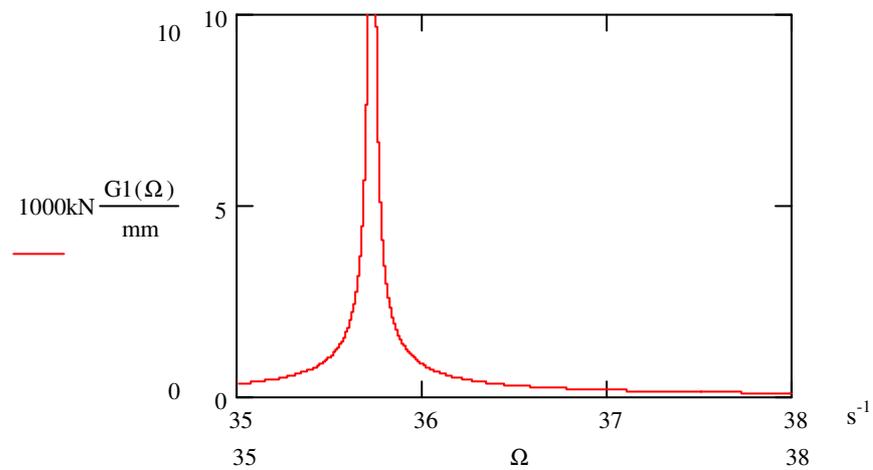


Bild 9.32 Reaktion der Y1-Koordinate im Bereich der 1. Eigenfrequenz (Rechnung c, ungedämpftes System)

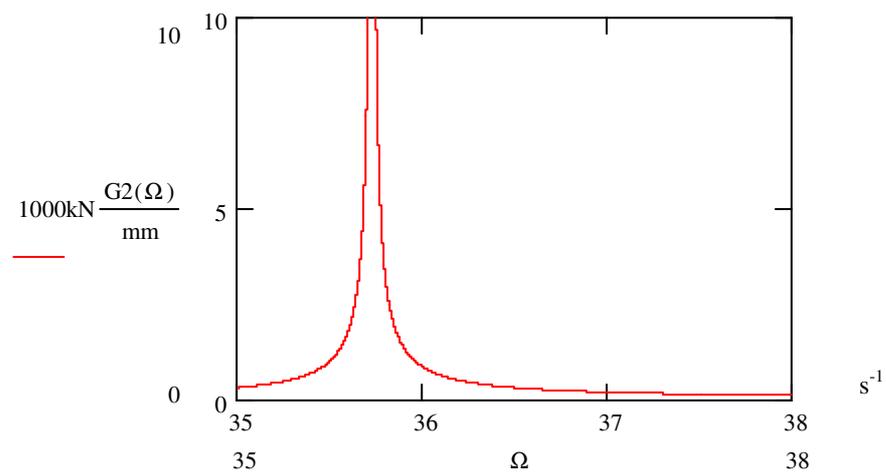


Bild 9.33 Reaktion der Y2-Koordinate im Bereich der 1. Eigenfrequenz (Rechnung c, ungedämpftes System)

9.3 Erläuterung zu den dynamischen Berechnungen

Die Schmierfilmdämpfung hat nur geringen Einfluss auf die erste Eigenfrequenz des Systems. Das heißt eine Überprüfung der ersten Eigenfrequenz muss in jeden Fall erfolgen. Die zweite Eigenfrequenz wird durch die Schierfilmdämpfung aperiodisch gedämpft. Es kann hier also zu keiner schädigenden Resonanz kommen.

Generell ändert sich dieses Verhalten nicht während der einzelnen Iterationsschritte einer Strukturoptimierung nach den hier beschriebenen Methoden. Die nachfolgenden Bilder (Bild 9.34 und Bild 9.35) stellen die Lösungen der dynamischen Rechnungen von Beispiel 7.4 in Abhängigkeit der Iterationsschritte dar.

Lösung des ungedämpften Systems (Beispiel 7.4, Enddesign, Bild 7.9)

$$\operatorname{Re}(\omega) = \begin{pmatrix} -1.048 \times 10^4 \\ -692.71 \\ 692.71 \\ 1.048 \times 10^4 \end{pmatrix}, \quad \text{s}^{-1}$$

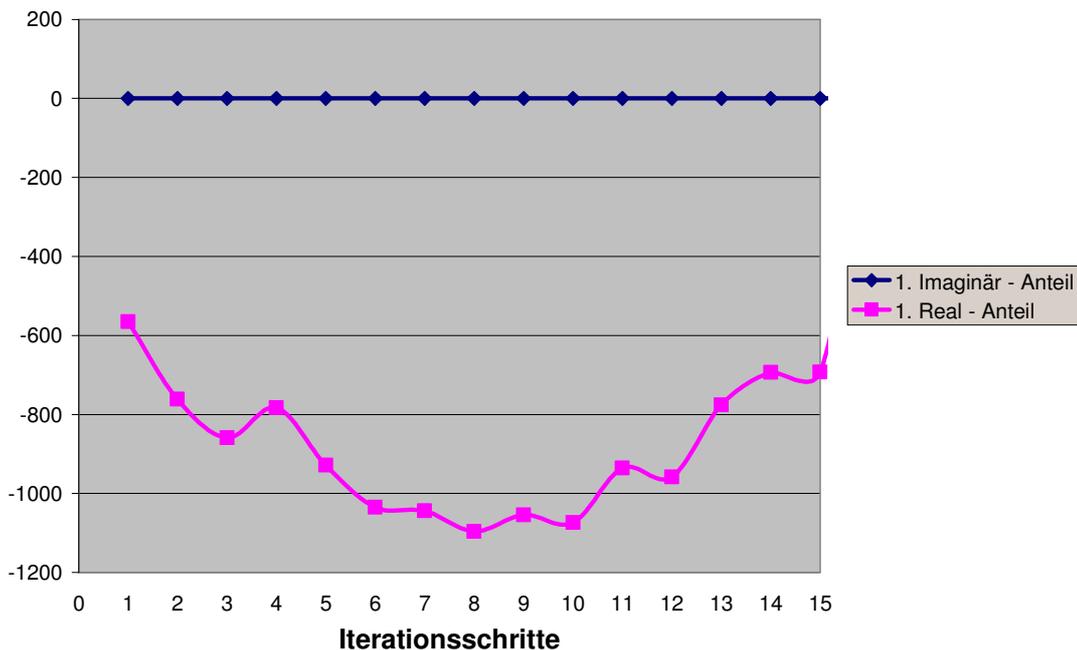


Bild 9.34 1.Imaginär- und Realanteil in Abhängigkeit der Iterationsschritte von Beispiel 7.4

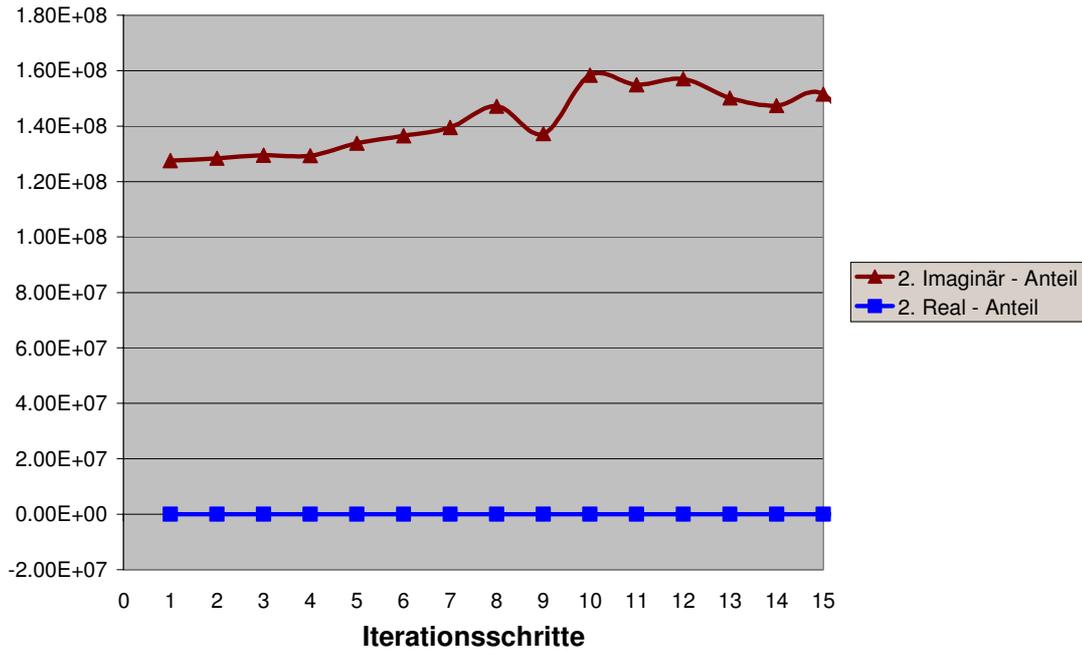


Bild 9.35 2.Imaginär- und Realanteil in Abhängigkeit der Iterationsschritte von Beispiel 7.4

Da die Unterschiede der Frequenzen des gedämpften und ungedämpften Systems sehr klein sind genügt eine dynamische Berechnung ohne Schmierfilmdämpfung zur Abschätzung der Frequenzen.

10 Literaturverzeichnis:

	Autor	Titel	Verlag
1	FAG Kugelfischer	Wälzlager auf den Wegen des technischen Fortschritts	Verlag R. Oldenbourg GmbH München ISBN 3-486-28841-5 (1984)
2	Sommerfeld, H. Schimion, W.	Leichtbau von Lagergehäusen durch günstige Krafteinleitung	Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge Heft 3 13/1969/3 (Vortrag anlässlich der 47. Tagung des FK 2b am 17.09.1968 in Schweinfurt)
3	Schindler, R.	Gestaltung von Gehäusen für Wälzlagerungen	FAG-Publ.-Nr. WL 90117 DA (1988)
4	ELGES	Einbaubeispiele	I 505 D
5	Lundberg, G. Palmgren, A.	Dynamische Tragfähigkeit von Wälzlagern	Nachdruck aus ACTA POLYTECHNICA Mechanical Engineering Series Vol 1 Nr 3 Stockholm 5 Schweden Heft 7 (1947)
6	Klein, B.	Leichtbau-Konstruktion	Viewegs Fachbücher der Technik ISBN 3-528-34115-7 (2000)
7	Freitag, D.	Funktionsbasierte Konturoptimierung unter Einbezug konstruktiver Formelemente	VDI-Fortschritt-Bericht Nr.178 (1995)
8	Neuber, H.	Kerbspannungslehre	Springer-Verlag ISBN 3-540-13558-8 (1985)
9	Fröhlich, P.	FEM-Leifaden	Springer-Verlag ISBN 3-540-58643-1 (1995)
10	Stark, M, Dutly, M.	Turboverdichter mit FEM entwickelt	CAD/CAM Carl Hanser Verlag Oktober 1993
11	Lautenschlager, U.	Robuste Multikriterien-Strukturoptimierung mittels Verfahren der Statischen Versuchsplanung	Universität-GH Siegen TIM-Forschungsbericht Nr. T16-05.00 (2000)
12	Eschenauer, H.A.	Multidisziplinäre Bauweisenoptimierung - ein Aufgabenfeld des FOMAAS -	5. Treffen des AK-Strukturoptimierung "Strukturoptimierungswerkzeuge im integrierten Produktentwicklungsprozess" Universität Siegen, 03. -04. April 2001
13	Honrath, K.	Über die Starrheit von Werkzeugmaschinen-spindeln	Dissertation Fakultät für Maschinenwesen und Elektrotechnik RWTH Aachen 1960
14	Kunkel, H.	Untersuchung über das statische und dynamische Verhalten verschiedener Spindellagersysteme in Werkzeugmaschinen	Dissertation Fakultät für Maschinenwesen RTHW Aachen 1966
15	Brändlein, J.	Wälzlager-Kraftverteilung in Gehäusen unter Berücksichtigung der Gehäuseelastizität	Maschinenmarkt, Würzburg, 79 (1973) 7 S. 125-128
16	Brändlein, J.	Die Beanspruchung von Wälzlagern in elastischen Gehäusen	FAG Wälzlagertechnik 1/73

- | | | | |
|----|---|--|---|
| 17 | Brändlein, J. | Gehäuseverformung, Druckverteilung und Beanspruchung von Wälzlagern unter Radiallast | Maschinenmarkt, Würzburg, 79 (1973) 20 S.404-407 |
| 18 | Brändlein, J. | Lagerungsgerechte Gestaltung von Umbauteilen an Wälzlagern | Werkstatt und Betrieb 114 (1981) 2 S. 67-72 |
| 19 | Brändlein, J. | Kraftflußgerechte Konstruktion der Wälzlageranschlußteile | Wälzlagertechnik 1981 5 S.30-37 |
| 20 | Brändlein, J. | Elastische Verformung der Gehäuse beeinflussen die Wälzlagerung | Maschinenmarkt, Würzburg, 86 (1980) 56 S.1101-1104 |
| 21 | Brändlein, J.
Schlereth, W. | Konstruktion und Berechnung eines großen Wälzlagergehäuses | Wälzlagertechnik 1980-1 S.7 ff |
| 22 | Brändlein, J.
Eschmann, P.
Hasbargen, L.
Weigand, K. | Die Wälzlagerpraxis | Vereinigte Fachverlage ISBN 3-7830-0290-7 (1995) |
| 23 | Mühlner, E. | Integrated analysis of ball bearing structures | VDI-Fortschritt-Bericht Nr.295 (1997) |
| 24 | Peeken, H.
Widyanata, J.
Knoll, G. | Rechnerunterstützte Konstruktion von Maschinengehäusen zur Optimierung von Steifigkeit, Festigkeit und Betriebssicherheit hydrodynamischer Lager dargestellt am Beispiel des Getriebekastens | Konstruktion 34 (1982) H.6, S.229-238 |
| 25 | Mattheck, C.
Teschner, M. | Struktur- und Formoptimierung mechanischer Bauteile durch Simulation biologischer Designfindung | Werkstoffe im Automobilbau 97/98 S.68-74 |
| 26 | Schuhmacher, A. | Topologieoptimierung von Bauteilstrukturen unter Verwendung von Lochposition | Universität – GH Siegen TIM-Forschungsbericht Nr. T09-06.96 (1996) |
| 27 | Eschenauer, H.A.
Kobelev, V.V.
Schuhmacher, A. | Bubble method for topology and shape optimization of structures | Structural Optimization 8, S.42-51 Springer- Verlag 1994 |
| 28 | Eschenauer, H.A.,
Schuhmacher, A. | Simultaneous SHAPE an TOPOLOGY OPIMIZATION of Structures | Structural and Multidisciplinary Optimization Science Pergamon 1995 |
| 29 | Bendsoe, M.P. | Optimization of structural topology, shape and material | Springer-Verlag ISBN 3-540-59057-9 (1995) |
| 30 | Diverse Autoren | Erstes NAFEMS Seminar zur Topologieoptimierung | NAFEMS FH-Aalen 23. September 1997 |
| 31 | Schnack, E.
Spörl, U.
Iancu, G. | Gradientless Shape Optimization with FEM | VDI Verlag Forschungsheft 647(1988) |
| 32 | Kasper, K.
Sauter, J.
Friedrich, M.
Albers, A. | Parameterfreie Formoptimierung von Bauteilen | Infografik, 2/1994, März. |

- | | | | |
|----|---|---|--|
| 33 | Kasper, K.
Sauter, J.
Friedrich, M. | Industrieller Einsatz von
Optimalitätskriterien zur
parameterfreien
Formoptimierung von
Tragwerken | ANSYS-USERS-MEETING,
Tagungsband (16 Seiten), Bamberg,
Oktober 1993. |
| 34 | INA-Katalog 236 | Gelenklager, Gleitbuchsen,
Gelenkköpfe | Helmut ELGES GmbH November 1999
3. Auflage |
| 35 | DIN ISO | 12240 -1 | |
| 36 | Wisniewski, M. | Elastohydrodynamische
Schmierung | expert-Verlag ISBN 3-8169-1745-3
(2000) |
| 37 | Schmidt, U. | Die Schmierfilmbildung in
elastohydrodynamisch
beanspruchten Wälzkontakten
unter Berücksichtigung der
Oberflächenrauheit | Dissertation Universität Hannover 1985 |
| 38 | Dowson, D. | Die elastohydrodynamische
Schmierung von Wälzlager | Maschinenbautechnik
(Schmierungstechnik) 18 (1969) Heft 2 |
| 39 | Dowson, D.
Higginson, G.R. | Elasto-hydrodynamic
lubrication | SI Edition Pergamon Press 1977 |
| 40 | Poll, G. | Korelation mikrotribologischer
Eigenschaften mit dem
markoskopischen
Reibungsverhalten am Beispiel
von Synchronisierungen | Tribologie + Schmierungstechnik 47
Jahrgang 2/2000 |
| 41 | Bartz, W. J. | Schäden an geschmierten
Bauteilen | expert-Verlag ISBN 3-8169-1656-2
(2000) |
| 42 | Schlar, M. | Tribologische Untersuchungen
an wartungspflichtigen
Gelenklagern der Gleitpaarung
Stahl/Stahl | Sonderdruck des Forschungsberichtes
aus Tribologie, Band 11 Springer-Verlag
1986 |
| 43 | Bartz, W. J.
Möller, U. J. | Expert Praxislexikon Tribologie
Plus | expert-Verlag ISBN 3-8169-0691-5
(2000) |
| 44 | Schweigert, A.,
Schlar, M. | Hochbelastbare wartungsfreie
Gleitlager mit PTFE Gewebe-
Gleitschicht | Vortrag Tribologie Tagung Esslingen
(1998) |
| 45 | DIN ISO | 281 | |
| 46 | INA-Katalog 517 | Kugellager, Gehäuseeinheiten | INA Wälzlager Schaeffler oHG April 1999
2. überarbeiteter Nachdruck |
| 47 | Riedling, O.
Khosrawi, M. A. | konstruktive Optimierung an
Gelenklagern und
Gelenkköpfen bezügl. der
Verschleißminderung | Artur Seyfert GmbH u, Co KG
Kugellagerfabrik Korntal Förderzeichen
01 ZT 058S |
| 48 | Memmel, M. | Untersuchung über die
Tragfähigkeit und
Gebrauchsdauer von
Gelenklagern | Dissertation Fakultät für
Maschinenwesen und Elektrotechnik
Technische Hochschule München 1965 |
| 49 | Pahl, G.
Beitz, W. | Konstruktionslehre | Springer-Verlag ISBN 3-540-61974-7
(1997) |
| 50 | Claussen, U. | Konstruieren mit Rechnern | Springer-Verlag Konstruktionsbücher
(1971) ISBN 3-540-05173-2 |
| 51 | Benda, T. | Strukturoptimierung eines
Schaltgehäuses | ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 99
(1997) 7/8 |

- | | | | |
|----|--|---|---|
| 52 | Berliner Kreis,
Wissenschaftliches
Forum für die
Produktentwicklung | Neue Wege zur
Produktentwicklung | (Kurzbericht) 2. Auflage, März 1998 |
| 53 | Bär, T. | Einsatz der Feature-
Technologie für die Integration
von Berechnungen in die
frühen Phasen des
Konstruktionsprozesses | Universität des Saarlandes Schriftreihe
Produktionstechnik Band 15 (1998) |
| 54 | Bär, T. | Application of shape
optimization tool based on FEM
in the early phases of the
design process | Universität des Saarlandes Department
of Engineering Design/CAD (1998) |
| 55 | Burman, A.
Anker J. C. | Konzepte für ein Finite
Elemente basiertes
Konstruktionssystem | Konstruktion 47 (1995) |
| 56 | Klein, B. | Integration von Grafik FEM und
Optimierung zu "perfektem"
CAD | CAD-CAM Report Nr.10 1986 |
| 57 | Löffel, C.
Goldbach, H. | Auf dem Weg zum virtuellen
Produkt durch integrierte
Berechnungsmethoden | INA-Sonderdruck aus "VDI Berichte
1487" Tagung "Verkürzte
Entwicklungsprozesse durch Integration
von Gestaltung und Berechnung",
Stuttgart, 8./9. Juni 1999 VDI-Verlag
GmbH Düsseldorf |
| 58 | Mertens, H.
Heiden Th. K. | Ein wissensbasierter Ansatz
zur Unterstützung des
Konstruktionsprozesses | Konstruktion 44 (1992) 139-144
Springer-Verlag |
| 59 | Mueller P. M., | Industrial Reality und design
optimization | 1994 European MECHANICA Users
Conference Venice, Italy |
| 60 | Dresig, H. | Schwingungen mechanischer
Antriebssysteme | Springer-Verlag ISBN 3-41674-9 (2001) |
| 61 | Grudzinski , J.
Kissing, W.
Zaplata, L. | Untersuchung selbsterregter
Reibungsschwingungen mit
Hilfe eines numerischen
Simulationsverfahrens | Technische Mechanik 13 (1992) Heft 1 |
| 62 | Grudzinski ,J.
Kissing, W.
Zaplata, L. | Numerische Untersuchungen
von Parametereinflüssen des
dynamischen Systems auf
selbsterregte
Reibungsschwingungen | Technische Mechanik Band 19 Heft 1
(1999) |
| 63 | Olbrich, M.
Langkamp, T. | Definitionskriterien für
Gehäuseoptimierung:
Laufverhalten von
Gelenklagern | Konstruktion 11/12 2000 und 1/2 2001 |
| 64 | Eschenauer, H.A.
Geilen, J.
Wahl, H. | SAPOP an optimization
procedure for multicriteria
structural design | Hörnlein, H.R.E.M., Schnittkowski, K.
(Eds.): Software Systems for Structural
Optimization, International Series of
Numerical mathematics ISNM 110,
Birkhäuser Verlag |
| 65 | Eschenauer, H.A.
Koski J.,
Osyczka A., | Multicriteria Design
Optimization | Springer-Verlag ISBN 3-540-50604-7
(1990) |

- | | | | |
|----|--|---|---|
| 66 | Eschenauer, H.A.
Neuser, P. | modeling of a controlled service platform- proposal for an optimal layout | ASME Design Engineering Technical Conferences and Computers in Engineering Conference August 18-22, 1996 Irvine, California |
| 67 | Schul, C. | Einfluß der Baugröße auf die Lebensdauer feststoffgeschmierter Kugellager | VDI-Fortschritt-Bericht Nr.283 (1997) |
| 68 | Bordàs, K.
Heinrich, J.
Timàr, I. | Optimierung von Entlastungskernen an Sicherungsnuten | Konstruktion 37 (1985) 11.2 S. 61-65 Springer-Verlag |
| 69 | Pahl, G.
Heinrich, J. | Optimierung von Sicherungsringverbindungen- Formzahlen, Dauerfestigkeit und Ringverhalten | Konstruktion 39 (1987) Springer-Verlag S. 1-6 |
| 70 | Gross, D.
Hauger, W.
Schnell, W.
Wriggers, P. | Technische Mechanik 4 | Springer Lehrbuch ISBN 3-540-59418-3 (1995) |
| 71 | Mundt, R. | Über die Berührung fester elastischer Körper | überarbeitete Auflage der SKF Schweinfurt: Erstveröffentlichung von Heinrich Hertz : Gesammelte Werk, Band 1 Leipzig 1895 |
| 72 | Brendel, H. | Wissensspeicher Tribologie Schmierstoffe Gleitpaarungen Schmiereinrichtungen | VEB Fachbuchverlag Leipzig (1978) |
| 73 | Stojek, M.
Stommel, M.
Korte, W. | FEM zur mechanischen Auslegung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen | Springer-Verlag (Sonderpublikation) ISBN 3-9806285-2-0 Ingenieur Werkstoffe (1998) |
| 74 | Tippler, P. A. | Physik | Spektrum Lehrbuch ISBN 3-86025-122-8 (1995) |
| 75 | Wallaschek, J. | Maschinendynamik, Vorlesungsskript | Universität-GH Paderborn Oktober 94 |
| 76 | Pittroff, H. | Geräuscharm durch schwingstabiles konstruieren rotierender Bauteile | VDI Bericht Nr. 278, 1977 |
| 77 | Lang, O.R.
Steinhilper, W. | Gleitlager | Springer-Verlag Konstruktionsbücher Band 31 (1978) |
| 78 | Zechel, R.
Lonsky, P.
Trautmann, H.
Ebenslunder, H.
Holinski, R.
Läpple, W.
Mebner, R. | Molykote | firmeneigene Ausgabe 1991 |
| 79 | DIN | 1342 | |
| 80 | Forschungsver-
einigung
Antriebstechnik e.V. | Feststoffschmierung (Forschungsvorhaben Nr. 77/II Abschlußbericht) | Forschungsheft Nr.300 1989 |
| 81 | Vanherck, P. | Dimensioning of liquid film dampers | Centre de recherches scientifiques et techniques de l'industrie des fabrication métalliques Bruxelles 1968 |

- | | | | |
|-----|--|---|---|
| 82 | Hund, M. | Untersuchung des Dämpfungsverhaltens von Dämpfungselementen bei verschiedenen Frequenzen | Diplomarbeit Berufsakademie Mannheim 1990 |
| 83 | Klumpers, K.J. | Theoretische und experimentelle Bestimmung der Dämpfung spielfreier Radialwälzlager | VDI-Verlag Nr. 74 (1980) |
| 84 | Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. | Gelenklager (Forschungsvorhaben Nr. 77/III Abschlußbericht) | Forschungsheft Nr.455 1995 (Abschlußbericht) |
| 85 | Knoll, G.
Rienäcker, A. | EHD-Berechnungsverfahren als Grundlage tribologischer Systemoptimierung | Konstruktion 43 (1991) S.95-102 |
| 86 | Schäfer, C. | Numerische und analytische Berechnung zum Dämpfungsverhalten eines wegerregten Squeeze-Film-Dämpfers | Diplomarbeit Georg-Simon-OHM Fachhochschule Nürnberg 1994 |
| 87 | Wieghardt K. | Ein Konzept zur interaktiven Formoptimierung kontinuierlicher Strukturen | Technisch-wissenschaftliche Mitteilung Nr. 95-3 Ruhr-Universität Bochum 1995 |
| 88 | Kimmich, S. | Strukturoptimierung und Sensibilitätsanalyse mit finiten Elementen | Institut für Baustatik der Universität Stuttgart 1990 Bericht Nr. 12 |
| 89 | DIN | 53513 | |
| 90 | diverse Autoren | Dämpfung und Nichtlinearität | VDI Berichte 1082 - Düsseldorf: VDI - Verlag, 1993 |
| 91 | Bronstein I.N.,
Semendjajew K.A., | Taschenbuch der Mathematik | Verlag Harri Deutsch, Thun (1987) |
| 92 | Kolsch, H. | Schwingungsdämpfung durch statische Hysterese | VDI Bericht Nr. 190, 1993 |
| 93 | Schwarzl R. | Polymermechanik | Springer-Verlag ISBN 3-540-5195-3 (1990) |
| 94 | Beitz, W.
Küttner, K.-H. | Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau | 18. Auflage, Kapitel 9.1.2 S. 153 |
| 95 | Eickhoff, M. | GENESYS Entwicklung und Anwendung eines Moduls zur kinetostatischen Analyse reibungsbehafteter Gelenktriebe | VDI-Verlag Nr. 259 |
| 96 | Klein, B. | Ein Beitrag zur rechnerunterstützten Analyse und Synthese ebener Gelenktriebe unter besonderer Berücksichtigung mathematischer Optimierungsstrategien | ARK Schriftreihe Nr.: 1-1977 Ruhr-Universität Bochum Institut für Konstruktionstechnik (1977) |
| 97 | Klein, B. | FEM | Vieweg Verlag ISBN 3-528-15125-0 (1997) |
| 98 | I-DEAS | Student Guide | SDRC ISBN 1-56690-200-2 (1996) |
| 99 | I-DEAS | Simulation V1 | SDRC (1996) |
| 100 | I-DEAS | Simulation V2 | SDRC (1996) |

- | | | | |
|-----|--|---|---|
| 101 | Bathe, K.J. | Finite-Elemente-Methoden | Springer-Verlag ISBN 3-540-15602-X
(1986 und 1990) |
| 102 | Goller, O. | Untersuchung des nichtlinearen
Finite Elemente Systems
ABAQUS bezügl. seiner
Eignung zur Berechnung von
Kontaktproblemen,
Diplomarbeit | Diplomarbeit Georg-Simon-Ohm
Fachhochschule Nürnberg 1995 |
| 103 | Bartz, W. J. | Gleitlager als moderne
Maschinenelemente | expert-Verlag ISBN 3-8169-0802-0
(1993) |
| 104 | Vietor, T. | Optimale Auslegung von
Strukturen aus spröden
Werkstoffen | Universität-GH-Siegen TIM -
Forschungsbericht Nr. T04-02.94 (1994) |
| 105 | Föllinger, O. | Regelungstechnik | Hüthig Buch Verlag ISBN 3-7785-2336-8
(1994) |
| 106 | Sauter, J. | FE-Design Gestaltoptimierung
mit CAOSS | FE-Design Karlsruhe |
| 107 | Wilms, V. | Finopt, ein Verfahren zur
spannungsoptimalen
Auslegung von Bauteilen | VDI-Z 124 (1982) Nr. 4 - Februar (II) |
| 108 | Kirsch, U. | Structural optimization | Springer-Verlag ISBN 3-540-55919-1
(1993) |
| 109 | Krabs W. | Einführungen in die nichtlineare
Optimierung für Ingenieure | BSB B. G. Teubner Verlagsgesellschaft,
Leipzig, 1983 |
| 110 | Beitz W.
Zhao B.j. | Das Prinzip der Krafteinleitung:
direkt, kurz, gleichmäßig | Konstruktion 47 (1995) Springer-Verlag |
| 111 | Mattheck, C. | Design in der Natur | Rombach Verlag (1997) ISBN 3-7930-9-
150-3 |
| 112 | Kullmer, G. | Biomechanische Analysen des
menschlichen
Bewegungsapparates mit Hilfe
der Finiten-Elemente-Methode | VDI-Fortschritt-Bericht Nr. 196 (2000) |
| 113 | Killan, S.
Jäckle, M.
Lechner, G. | Strukturoptimierte Konstruktion
von Gehäuse-
Dichtungssystemen | Konstruktion 5 (2000) S.44-50 |
| 114 | Seibel, M. | Optimale Auslegung versteifter
Flächentragwerke unter Beul-
und Eigenfrequenzrestriktionen | Universität-GH Siegen TIM-
Forschungsbericht Nr. T10-06.96 (1996) |
| 115 | Bestle, D. | Analyse und Optimierung von
Mehrkörpersystemen | Springer-Verlag ISBN 3-540-57735-1
(1994) |
| 116 | Betten, J. | Finite Elemente
für Ingenieure 2 | Springer-Verlag ISBN 3-540-63240-9
(1998) |
| 117 | Eschenauer, H.A.,
Ochoff, N.
Schnell, W. | Applied structural mechanics | Springer-Verlag ISBN 3-540-61232-7
(1997) |
| 118 | Radaj, D. | Ermüdungsfestigkeit | Springer-Verlag ISBN 3-540-58348-3
(1995) |

- | | | | |
|-----|---------------------------------|---|---|
| 119 | Radaj, D. | Berechnung der Dauerfestigkeit von Schweißverbindungen ausgehend von der Kerbspannung | VDI Bericht Nr.661, 1988 |
| 120 | Radaj, D. | Zur Vereinfachten Darstellung der mehrparametrischen Formzahlabhängigkeit | Konstruktion 38, (1986) H.5, S.193-197 |
| 121 | Radaj, D.
Schilberth, G. | Kerbspannung an Ausschnitten und Einschlüssen | Deutscher Verlag für Schweißtechnik Fachbuchreihe Schweißtechnik 69 ISBN 3 87155 077 9 (1977) |
| 122 | Radaj, D.
Zhang, S. | Strukturoptimierung mittels Näherungsformel für Spannungskonzentrationen | VDI Bericht Nr. 816, 1990 |
| 123 | Naubereit, H.
Weihert, J. | Einführung in die Ermüdungsfestigkeit | Carl Hanser Verlag ISBN 3-446-21028-8 (1999) |
| 124 | Dietz, P. | Tragfähigkeitssteigerungen von Maschinenelementen durch teilplastische Verformungen | Konstruktion Oktober 10 (1999) |
| 125 | Rothe, F. | Spielbehaftete Laschenverbindungen bei quasistatischer Belastung unter Berücksichtigung nichtlinearer Randbedingungen | Dissertation Technische Universität Clausthal 1994 |
| 126 | Rottler, A.
Eschenauer, H.A. | Optimal layout of bogie frames considering fatigue strength | Proceeding of DETC '98 1998 ASME Design Engineering Technical Conference September 13-16, 1998, Atlanta, GA |
| 127 | Rottler, A. | Optimale Auslegung von Bauteilkomponenten unter Berücksichtigung der Betriebsfestigkeit | Universität-GH Siegen TIM-Forschungsbericht Nr. T17-12.00 (2000) |
| 128 | Dragos, R.
Eschenauer, H.A. | Simulation and optimization of the dynamical behavior of rail vehicle systems | Proceeding of DETC '98 1998 ASME Design Engineering Technical Conference September 13-16, 1998, Atlanta, GA |
| 129 | Adler,
Löffel, C. | Rapid Product development for robust and sophisticated design by integrated supplier engineering | International Conference on Engineering Design ICED 99 Munich, August 24-26, 1999 |
| 130 | Asbeck J., | Automatischer Entwurf mechanisch optimaler Bauteilstrukturen | WZL Abschlußbericht Automatischer Entwurf mechanisch optimaler Bauteilstrukturen DFG-Vorhaben We 550/128-1 RWTH Aachen 1995 |
| 131 | Frötsch F., | Entwicklung und Anwendung von Methoden zur Optimierung des mechanischen Verhaltens von Bauteilen | VDI-Verlag Fortschritt-Bericht Nr.166 (1988) |
| 132 | Sauter, J. | CAOSS oder die Suche nach der optimalen Bauteilform durch eine effiziente Gestaltoptimierung | XX Internationaler Finite Elemente Kongress Tagungsband 18-19, November 1991 Baden-Baden S. 159-187 |

- | | | | |
|-----|---|--|---|
| 133 | Sauter, J.
Mulfinger, F.
Müller, O. | Neue Entwicklungen im Bereich der Gestalt- und Topologieoptimierung | ANSYS-USERS-MEETING, Tagungsband (23 Seiten), Arolsen, Oktober 1992 |
| 134 | Sauter, J.
Mulfinger, F. | Integration der numerischen Simulation und Optimierung in die virtuelle Produktentstehung | XXV. FEM-Kongreß in Baden-Baden am 16./17.Nov. 1998 |
| 135 | FE-Design | General Manual CAOSS-Dokumentation | FE-Design Karlsruhe, Juli 1996 |
| 136 | Asbeck, J.
Weck, M. | Optimieren von Bauteilen aus Gußeisen mit Lamellengraphit für den Werkzeugmaschinenbau | Konstruieren + gießen 18 (1993) Nr.4 |
| 137 | Guan, J. | Entwicklung eines 3D-FEM Programmmoduls zur Simulation thermischer Eigenspannungen sowie seiner Anwendung für die Optimierung von Gußbauteilen | Verlag Mainz ISBN 3-930085-84-4 (1994) |
| 138 | Weck, M.,
Förtsch, F. | Gußteiloptimierung: Methoden zur Steifigkeits- und Gewichtsoptimierung | VDI Bericht Nr. 604, 1986 |
| 139 | Weck, M.
Nottebaum, Th. | Rechnergestützte Strukturoptimierung des thermischen Verhaltens faserverstärkter Kunststoffe | Konstruktion 46 (1994) S. 275-281
Springer-Verlag |
| 140 | Bobach, L.
Bartel, D.
Deters, L. | Instationär belastete Radialgleitlager unter Mischreibungsbedingungen | Maschinenelemente und Antriebstechnik 42/1 |

11 Lebenslauf

von Martin Olbrich aus Bielefeld. geboren am 17.09.1963, ledig;

1970 -1974	Frölenbergschule Brackwede,	Grundschule
1974-1983	Friedrich von Bodelschwingh	Gymnasium
1983	Abschluss: Abitur	
1983-1986	Ausbildung zum Technischen Zeichner	Helmut ELGES GmbH Steinhagen
1986-1988	Zivildienst (Bodelschwinghschen Anstalten Bethel)	

1988 Universität-Dortmund Maschinenbaustudium Fertigungstechnik

parallel zum Studium tätig als

Werksstudent bei der Firma ELGES (u.a. Mitaufbau eines PPS -Systems)

1990 Fachhochschule-Dortmund

Studentische Hilfskraft bei Herrn Prof. Krüger (Gestaltung einer Software zur Überprüfung von Werkzeugmaschinen)

Zusatzqualifikationen: REFA Grundschein
Vertriebsingenieur
Schweißfachingenieur (1.Teil)

1994 Abschluß: Dipl.-Ing. FH

Seit 1993 Zweithörer an der Universität-Paderborn

1994 - 1996 Ergänzungsstudiengang Maschinenbau Universität-Paderborn

parallel zum Ergänzungsstudiengang berufstätig als Berechnungsingenieur bei der Firma Helmut ELGES GmbH (20 h)

Abschluss 1996 Dipl.-Ing. (Thema der Diplomarbeit: Untersuchung zur statischen Festigkeit von Gelenkkopfgehäusen mit Hilfe der Finiten Elemente Methode (FEM))

1998 – 2002 Vollzeit beschäftigt als Entwicklungs- und Berechnungsingenieur bei der Firma Helmut ELGES GmbH

ab 2002 Berechnungsingenieur der Firma Thyssen Krupp Rothe Erde GmbH

Mitarbeit bzw. Teilnahme

Arbeitskreis Strukturoptimierung
Optimization in industry III (Italien Barga)
GAMM (Schweiz Zürich)

