

Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnellaufenden Spindellagern

Der Fakultät für Maschinenwesen
der Universität Hannover

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

vorgelegte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Matthias Barz
geboren am 20. Juli 1962 in Oldenburg i.O.

1996

Abstract

BARZ, MATTHIAS

Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnellaufenden Spindellagern

Die Mehrzahl aller Wälzlagерungen im Maschinenbau wird mit Fett geschmiert. Daher besteht ein großes Interesse daran, die mit dieser Schmierungsart verbundenen physikalischen Effekte und technischen Anforderungen zu untersuchen.

Es ist festzustellen, daß die Fettschmierung immer weiter in Leistungsbereiche vordringt, die bisher der Ölschmierung vorbehalten waren. Es wird nicht nur versucht, den zulässigen Temperaturbereich auszudehnen, sondern es ist ein allgemeines Bemühen um eine Steigerung der als beherrschbar geltenden Grenzdrehzahlen für Fett zu beobachten. Der Umfang des bisher vorhandenen Wissens über die Zusammenhänge in fettgeschmierten Tribokontakten entspricht aber nicht dem Maß der Verbreitung dieser Schmierungsart. Bisherige Untersuchungen haben u.a. aufbauend auf den Überlegungen von *Dowson* und *Higginson*, die zur *Elasto-Hydro-Dynamischen-Schmierungstheorie* führten, den Schmierfilmaufbau nur unter wenig praxisnahen Bedingungen bestimmt. Die bisher vorliegenden Erkenntnisse bezüglich der EHD-Schmierung leiten sich aus einem Untersuchungsbereich mit wirksamen Umfangsgeschwindigkeiten von $u \approx 0 \dots 4 \text{ m/s}$ ab, was einem Drehzahlkennwert von $n \cdot d_m \approx 0 \dots 0,16 \cdot 10^6 \text{ 1/min} \cdot \text{mm}$ entspricht.

Zur Erweiterung der Erkenntnisse über die Fettschmierung schnellaufender Lager untersucht die vorliegende Arbeit theoretisch und experimentell den Schmierfilmaufbau in Wälzlagern. Dazu wurde ein neues kapazitives Meßverfahren zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe im Wälzkontakt entwickelt. In Versuchen wurde die Schmierfilmhöhe in fettgeschmierten Spindellagern 7008 unter praxisnahen Bedingungen mit Drehzahlen von $n = 0 \dots 24.000 \text{ 1/min}$ ermittelt. Bei den eingesetzten Prüflagern entspricht das wirksame Umfangsgeschwindigkeiten von $u \approx 0 \dots 33 \text{ m/s}$ und Drehzahlkennwerten $n \cdot d_m \approx 0 \dots 1,3 \cdot 10^6 \text{ 1/min} \cdot \text{mm}$.

Das neue System zur Messung der Lagerkapazität ermöglicht zum einen die genaue Bestimmung der Kapazität über den Wälzkontakten. Zum anderen werden alle metallischen Berührungen der Oberflächenrauheiten im Schmierspalt beim Auftreten von Mischreibung erfaßt und ausgewertet. Ausgehend von bekannten Berechnungsverfahren wurde zusätzlich eine neue Auswertemethode entwickelt. Mit diesem Verfahren ist es möglich, aus gemessenen Lagerkapazitätswerten die entsprechenden Schmierfilmhöhen in den Wälzkontakten zu bestimmen. Mit einem neu entwickelten Prüfstand wurden die sich einstellenden Schmierfilmhöhen bei zwei Versuchsfetten zum einen in Abhängigkeit von der Drehzahl und zum anderen in Abhängigkeit von der Schmierfettgebrauchs-dauer ermittelt.

Die wichtigsten mit dem vorgestellten Verfahren gewonnenen Erkenntnisse werden dargelegt und die sich daraus ableitenden Konsequenzen für Schmierfettentwicklung und -einsatz diskutiert.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen, Einheiten, Begriffe	VII
1 Einleitung und Aufgabenstellung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Fettgeschmierte Wälzlager	3
2.1.1 Allgemeiner Aufbau von Schmierfetten	6
2.1.2 Wissenschaftliche Untersuchungen über fettgeschmierte Wälzkontakte	8
2.1.3 Schmierfettstruktur im Wälzkontakt	11
2.1.4 Schmierstoffnachlauf in den Wälzkontakt	14
2.1.5 Störungen des Schmierfilmaufbaus	18
2.1.6 Druckverteilung im Wälzkontakt	19
2.2 Geometrische und mechanische Zusammenhänge in Schräkgugellagern	20
2.2.1 Krümmungsverhältnisse im Wälzlager	21
2.2.2 Elastische Verformung und Flächenpressung im Wälzkontakt	26
2.2.3 Zusammenhang zwischen Belastung und Druckwinkel	31
3 Theoretische Untersuchungen	42
3.1 Kinematische Verhältnisse in Schräkgugellagern	43
3.1.1 Vereinfachte Betrachtung der Bewegungen im Wälzlager	43
3.1.2 Allgemeine Bewegungsverhältnisse	45
3.1.3 Analyse schnellaufender Schräkgugellager	53
3.1.4 Theorie auf Basis der Laufbahnhöhung	55
3.2 Die elastohydrodynamische Schmierung in Wälzlagern	63
3.2.1 Aufbau des EHD-Schmierfilmes	64
3.2.2 Isotherme Theorie	65
3.2.3 Umrechnung der Schmierfilmhöhe von Linien- auf Punktkontakt	72
3.2.4 Thermische Theorie	74
3.2.5 Berücksichtigung von Teilschmierung	76
3.2.6 Gegenseitige Beeinflussung von Temperatur und Teilschmierung	80
3.2.7 Abhängigkeit der Viskosität von Druck und Temperatur	82
3.2.8 Bestimmung der kinematischen Viskosität	86
3.2.9 Abhängigkeit der Dichte von Druck und Temperatur	87
3.2.10 Wärmeleitkoeffizient eines Schmierstoffs	88
3.2.11 Nichtnewtonsches Fließverhalten	88
3.2.12 Zeitabhängiges Fließverhalten	90
3.3 Bestimmung der Lagerkenngrößen eines Schräkgugellagers 7008	91
3.4 Bestimmung der EHD-Schmierfilmhöhe im Schräkgugellager 7008	98
3.5 Zusammenhang zwischen Schmierfilmhöhe und Lagergesamtkapazität	103

4 Experimentelle Untersuchungen	109
4.1 Prüfstand zur Versuchsdurchführung	109
4.2 Das kapazitive Meßverfahren.....	112
4.3 Ablauf der Versuche	115
5 Untersuchungsergebnisse	116
5.1 Gemessene Kapazitätsverläufe.....	116
5.2 Schmierfilmhöhen in Abhängigkeit von der Drehzahl	118
5.3 Schmierfilmhöhen in Abhängigkeit von der Betriebszeit	128
5.4 Interpretation der Versuchsergebnisse	129
5.4.1 Erfassung des Teilschmierungsgrades	130
5.4.2 Zusammenfassung der Ergebnisse	132
6 Zusammenfassung	135
7 Literaturverzeichnis	137

Formelzeichen, Einheiten, Begriffe

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	mm	die größere Halbachse der elliptischen Kontaktfläche
a^*		dimensionsloser Koeffizient der größeren Halbachse der elliptischen Kontaktfläche
A	mm^2	Fläche
b	mm	kleinere Halbachse der elliptischen Kontaktfläche
b^*		dimensionsloser Koeffizient der kleineren Halbachse der elliptischen Kontaktfläche
B		Geometriekonstante eines Lagers zur Berechnung des Betriebsdruckwinkels
C	$F \text{ [As/V]}$	Kapazität
C_{th}		thermischer Korrekturfaktor
d	mm	Durchmesser
d_m	mm	mittlerer Durchmesser des Lagers
d_w	mm	Durchmesser der Kugel
D	mm	Durchmesser
D	1/s	Schergefälle
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul
E_0	N/mm^2	reduzierter Elastizitätsmodul
f		Krümmungskoeffizient der Lagerringlaufbahn
F	N	Kraft
F_{ax}	N	Axialkraft
$F(\varrho)$		Differenz der Krümmungen
G	N/mm^2	Gleitmodul, Schubmodul
G		Werkstoffparameter der EHD-Theorie
h	mm	Schmierfilmhöhe
h_{mess}	mm	aus der Kapazitätsmessung abgeleitete Schmierfilmhöhe
h_{min}	mm	minimale Schmierfilmhöhe
h_0	mm	zentrale Schmierfilmhöhe
H		Filmhöhenparameter der EHD-Theorie
H_{min}		Parameter für die minimale Schmierfilmhöhe
H_0		Parameter für die zentrale Schmierfilmhöhe
J	kg mm^2	Trägheitsmoment
k		Verhältnis der Halbachsen bei elliptischer Kontaktfläche
k_C		Korrelationsfaktor für die Ermittlung der Kapazität
k_h		Verhältnis der Schmierfilmhöhen von Außen- und Innenring
k_{th}	$\text{N}/(\text{K} \cdot \text{s})$	Wärmeleitkoeffizient
k_Δ		Funktion zur Beschreibung des Fehlers zwischen abgeleiteter und tatsächlicher Schmierfilmhöhe

Symbol	Einheit	Beschreibung
K	N/mm ^{3/2}	Lagerkonstante zur Berücksichtigung der Last-Verformungsverhältnisse in einem Wälzlagern
K_B	N/mm ²	Konstante zur Berücksichtigung der elastischen Verformung und der geometrischen Verhältnisse in einem Wälzlagern
L_{th}		thermischer Belastungsfaktor
m	kg	Masse
m_w	kg	Masse eines Wälzkörpers
m		dimensionsloser Meniskusabstand zur Erfassung des Teilschmierungs-zustandes
m^*		dimensionsloser Meniskusabstand bei Vollschmierung
M	Nmm	Drehmoment
M_g	Nmm	Kreiselmoment
n	1/min	Drehzahl
n		rheologischer Exponent eines Schmierfettes
p	N/mm ²	Flächenpressung
p	Pa	Druck
Q	N	Belastung eines Wälzkörpers normal zur Kontaktfläche
r	mm	Krümmungsradius der Lagerringlaufbahn
R	mm	reduzierter Hauptachsenradius
R_a	mm	arithmetischer Mittenrauhwert
R_q	mm	quadratischer Mittenrauhwert
t	s	Zeit
$t_{Gebrauch}$	h	(Schmierfett-)Gebrauchs dauer
t_{Lauf}	h	Laufzeit der Versuche
T	°C [K]	Temperatur
u	mm/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit
Δu_r	mm	Lagerspiel in radialer Richtung
U		Geschwindigkeitsparameter der EHD-Theorie
v	mm/s	Geschwindigkeit
v	mm/s	Strömungsgeschwindigkeit
W, W'		Belastungsparameter der EHD-Theorie
x	mm	Koordinate in x-Richtung
y	mm	Koordinate in y-Richtung (Bewegungsrichtung beim EHD-Wälzkontakt)
y_b	mm	Abstand des Schmierstoffmeniskus vom Zentrum der elliptischen Hertzschene Kontaktfläche
z	mm	Koordinate in z-Richtung
Z		Anzahl der Wälzkörper pro Lager
\mathcal{F}		vollständiges elliptisches Integral erster Art
\mathcal{E}		vollständiges elliptisches Integral zweiter Art

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	$^{\circ}$ [rad]	Betriebsdruckwinkel
α_p *	mm^2/N	Druckviskositätskoeffizient
α_p	mm^2/N	modifizierter Druckviskositätskoeffizient
α_0	$^{\circ}$ [rad]	Nenndruckwinkel
β_{th}	1/K	Temperaturviskositätskoeffizient
β_{th}^*	1/K	modifizierter Temperaturviskositätskoeffizient
β, β'	$^{\circ}$ [rad]	Winkel zur Beschreibung der relativen räumlichen Winkelabweichung zwischen der Drehachse einer Kugel und der Hauptachse der Lagerrotation
δ	mm	Verformung
ϵ_r		relative Dielektrizitätskonstante
γ		Lagerkennwert
γ'		Lagerkennwert
γ_{th}	1/K	Temperaturkoeffizient der Dichte
γ_{τ}		Druckkoeffizient der Grenzscherspannung
η	Ns/mm^2	dynamische Viskosität
η_{eff}	Ns/mm^2	"scheinbare" Viskosität eines Schmierfettes
Θ	$^{\circ}$ [rad]	Hilfswinkel zur Beschreibung geometrischer Verhältnisse
λ		Kennzahl für die Art der Laufbahnhöhung
Λ		Filmparameter
μ		Gleitreibungszahl, Reibbeiwert
ν	mm^2/s	kinematische Viskosität
ν		Querkontraktionszahl
ϱ	Ns^2/mm^4	Dichte
ϱ	1/mm	Krümmung
$\Sigma \varrho$	1/mm	Summe der Krümmungen
σ	N/mm^2	Normalspannung
σ	mm	Oberflächenrauheitskennwert
τ	N/mm^2	Schubspannung
τ_y	N/mm^2	Fließgrenze eines Schmierfettes
ϕ	Ns^n/mm^2	"plastische" Viskosität eines Schmierfettes
φ	$^{\circ}$ [rad]	Hilfswinkel zur Berechnung des elliptischen Integrals, zur Beschreibung geometrischer Zusammenhänge
φ		Korrekturfaktor der EHD-Schmierfilmhöhe
ψ	$^{\circ}$ [rad]	Hilfswinkel zur Beschreibung der relativen Winkellage einer Kugel innerhalb des Lagers
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_w	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers
ω_m	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Käfigs
ω_{Spin}	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Bohrbewegung (Spin)
ω_{Roll}	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Rollbewegung

Indizes

Indizes	Beschreibung
a	Außenring
Auslauf	EHD-Auslaufzone
ax	in axialer Richtung
c	Zentrifugal-
eff	effektiv
Einlauf	EHD-Einlaufzone
Fett	Fett, Fettschmierung
ges	gesamt, Gesamt-
Gleit	Gleitbewegung
Grundöl	Grundöl, Ölschmierung
Hertz	<i>Hertzsche</i>
i	Innenring
isoth	isothermisch
krit	kritisch
K	Kontakt, Kontaktpartner
L	Linienkontakt
m	mittel
m	Käfig
max	maximal, Grenz-
mess	gemessen, Messung
min	minimal
n	normal, senkrecht
p	Druck
r	in radialer Richtung
red	reduziert
Roll	Rollbewegung
s	Teilschmierung ("Starvation")
Spin	Bohrbewegung
th	thermisch
w	Wälzkörper, Kugel
x	in x-Richtung
y	in y-Richtung (Bewegungsrichtung beim EHD-Wälzkontakt)
z	in z-Richtung
zul	zulässig
0	Bezugsindex
1, 2, ...	Unterscheidungsindex

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Überall dort, wo in der Technik Maschinenelemente rotatorisch oder translatorisch bewegt werden, kommen in der Regel Lagerungen zum Einsatz. Neben der Funktion der Führung sollen sie die Reibungsverluste in den Kontaktflächen minimieren. Reibung in diesen Kontaktzonen bedeutet nicht nur eine Verschlechterung des Wirkungsgrades der jeweiligen Maschine, sondern ist vor allem mit einem erhöhten Verschleiß der eingesetzten Bauteile verbunden. Die mit diesen Leistungsverlusten einhergehende Erwärmung der betroffenen Baugruppen ist oft ebenfalls nicht zulässig. Die mit der Erwärmung verbundene Materialausdehnung z.B. bei Werkzeugmaschinen kann die vorgesehene Funktion einer Maschine in Frage stellen.

In der Technik ist eine einwandfrei ausgelegte und über einen vorgegebenen Zeitraum sicher wirkende Schmierung aller Lagerungen von großer funktioneller und wirtschaftlicher Bedeutung. Daher beschäftigen sich seit langem viele experimentelle und theoretische Untersuchungen in der Industrie und der Forschung mit der Erfassung der Zusammenhänge in tribologischen Systemen. Ein dynamisch belasteter Wälzkontakt ist beispielsweise ein solches System. In der Regel ist das Ziel dieser Forschungen, zu besseren und leistungsfähigeren Schmierstoffen zu kommen und deren Verhalten im praktischen Einsatz sicher vorhersagen zu können.

Die Mehrzahl aller Wälzlagерungen im Maschinenbau wird mit Fett geschmiert. Daher besteht ein großes Interesse daran, die mit dieser Schmierungsart verbundenen physikalischen Effekte und technischen Anforderungen zu untersuchen. Es ist festzustellen, daß die Fettschmierung immer weiter in Leistungsbereiche vordringt, die bisher der Ölschmierung vorbehalten waren. Es wird nicht nur versucht, den zulässigen Temperaturbereich weiter auszudehnen, sondern es ist ein allgemeines Bemühen um eine Steigerung der als beherrschbar geltenden Grenzdrehzahlen für Fett zu beobachten.

Die deutliche Bevorzugung der Fettschmierung ist mit ihren unbestreitbaren Vorteilen gegenüber der Ölschmierung zu erklären. So ist bei dem Einsatz von Fett ein vergleichsweise geringer konstruktiver und wartungstechnischer Aufwand für die Schmierung der Lager erforderlich. Eine Abdichtung gegen Fettverlust sowie eine Unterstützung der Lagerabdichtung ist mit relativ einfachen Mitteln realisierbar. In der Regel ergibt sich ohne besondere Aggregate zum Aufbau und Betrieb eine hohe Fettgebrauchsduer bei wartungsfreier Schmierung. Ferner verbessert eine Fettschmierung bei mäßigen Drehgeschwindigkeiten die Notlaufeigenschaften einer Lagerung.

Der Umfang des bisher vorhandenen Wissens über die Zusammenhänge in fettgeschmierten Tribokontakten entspricht aber nicht dem Maß der Verbreitung dieser Schmierungsart. Beispielsweise gibt es über die Wirkung und gegenseitige Beeinflussung der verschiedenen Schmierfettkomponenten (Verdicker, Grundöl, Additive) und Herstellungsverfahren so gut wie keine wissenschaftlich abgesicherten Erkenntnisse. Noch immer beruht vieles auf in der Praxis gemachter Erfahrungen und der Auswertung bewährter Einsatzfälle. Eine gezielte und erfolgreiche Schmierfettweiterentwicklung ist somit erschwert oder sogar vom Zufall abhängig. Das gleiche Problem stellt sich für den Anwender bei der Auswahl des für seinen, häufig nicht standardmäßigen, Anwendungsfall am besten geeigneten Schmierfettes. Er muß sich in der Regel an Erfahrungswerten orientieren und kann nicht auf sichere Erkenntnisse zurückgreifen. Eine falsche Schmierfettauswahl führt aber schnell zu einem Versagen von wichtigen Maschinengruppen und damit häufig zu erheblichen wirtschaftlichen Verlusten. Es besteht die Notwendigkeit, auf dem Gebiet der

Fettschmierung intensiv weitere Forschung zu betreiben, um zu einem besseren Verständnis der tribologischen Vorgänge in einem hochbelasteten Schmierkontakt zu kommen.

In der Praxis der Schmierfettthersteller und -anwender gibt es verschiedene Thesen zum Wirkmechanismus der Schmierung mit Fett. Ausgehend von diesen Überlegungen werden bestimmte Handlungsrichtlinien zur Auswahl eines Fettes für einen bestimmten Anwendungsfall erarbeitet. Der Verdicker eines Fettes wird beispielsweise als Schwamm aufgefaßt, der das Grundöl dosiert nach und nach in den Schmierspalt abgibt. Dann ist die Annahme, daß die Grundölviskosität oder die Ölabgabefähigkeit für die Auswahl eines Fettes und die Höhe des sich aufbauenden Schmierfilmes maßgeblich ist, schlüssig und folgerichtig. Dabei wird aber übersehen, daß der Betrieb eines Lagers beispielsweise bei sehr niedrigen Temperaturen und geringen Drehzahlen nicht mit dem Betrieb bei sehr hohen Drehzahlen in einem Zusammenhang betrachtet werden darf. Aus derartigen Annahmen ergeben sich Auswahlrichtlinien, die für sich in Anspruch nehmen, auch extreme Anwendungsfälle abzudecken. Die jeweiligen Betriebsbedingungen oder die Fettstruktur werden aber in der Regel nicht detailliert abgefragt.

Aufgabenstellung:

Aus der unvollständigen Wissensbasis im Bereich der Fettschmierung ergibt sich die Notwendigkeit zu weiterer vertiefender Forschung. Seit 1990 laufen im Auftrag der DGMK (Deutsche wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V.) am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS) der Universität Hannover entsprechende Forschungsprojekte. Sie haben zum Ziel, die Wirkungen der einzelnen Fettkomponenten auf das Betriebsverhalten und die Schmierwirkungsdauer beim Einsatz in schnellaufenden Wälzlagern in Dauerversuchen zu ermitteln. Mit der Untersuchung des Schmierfilmaufbaus in durch hohe Umfangsgeschwindigkeiten belasteten, fettgeschmierten Spindellagern leistet die vorliegende Arbeit dazu einen Beitrag.

Aufbauend auf den Überlegungen von *Dowson* und *Higginson*, die zur *Elasto-Hydro-Dynamischen-Schmierungstheorie* führten, haben bisherige Untersuchungen den Schmierfilmaufbau nur unter wenig praxisnahen Bedingungen bestimmt. Die bisher vorliegenden Erkenntnisse bezüglich der EHD-Schmierung leiten sich aus einem Untersuchungsbereich mit wirksamen Umfangsgeschwindigkeiten von $u \approx 0 \dots 4 \text{ m/s}$ ab. Das entspricht einem Drehzahlkennwert von $n \cdot d_m \approx 0 \dots 0,16 \cdot 10^6 \text{ 1/min} \cdot \text{mm}$.

In den im folgenden dargestellten Untersuchungen wird, ausgehend von bekannten Berechnungsverfahren zur Wälzgerkinematik, ein neu entwickeltes Auswerte- und Meßverfahren vorgestellt. Unter praxisnahen Bedingungen wird die Schmierfilmhöhe in fettgeschmierten Spindellagern bei wirksamen Umfangsgeschwindigkeiten von $u \approx 0 \dots 33 \text{ m/s}$ (also mit Drehzahlkennwert $n \cdot d_m \approx 0 \dots 1,3 \cdot 10^6 \text{ 1/min} \cdot \text{mm}$) bestimmt. Anschließend werden die wichtigsten mit dem Verfahren gewonnenen Erkenntnisse dargelegt und die sich daraus ableitenden Konsequenzen für Schmierfettentwicklung und -einsatz diskutiert.

2 Stand der Technik

Schmierfette finden in weiten Gebieten der Technik Anwendung. Im Bereich der Wälzlagerschmierung sind Schmierfette beispielsweise mit 90% Anteil die mit Abstand meistverwendeten Schmierstoffe. In vielen Einsatzbereichen besitzen Schmierfette durch ihre Konsistenz erhebliche Vorteile gegenüber der Ölschmierung. Fette haben die Eigenschaft, in der Schmierstelle zu verharren und als Abdichtung gegen eindringende, verunreinigende Medien zu wirken. Sie müssen in der Regel nur einmal in die Schmierstelle eingebracht (Lebensdauerschmierung) oder in entsprechenden Intervallen ergänzt bzw. erneuert werden [4].

Durch die ausgeprägten Vorteile bei ihrer Anwendung gewinnt die Fettschmierung von Wälzlagern nicht nur weiterhin immer mehr an Bedeutung. Sie dringt vor allem in immer höhere Drehzahlbereiche vor, die bisher von der Ölminimalmengenschmierung beherrscht wurden. Der Umfang an fundiertem Wissen über die Gebrauchseigenschaften, Anwendungsmöglichkeiten und Einsatzgrenzen von Schmierfetten ist dagegen vergleichsweise gering. In der Regel stützen sich die Auswahlkriterien für den Einsatz von Schmierfetten auf praktische Anhalts- und Erfahrungswerte, zum Teil auch auf Abschätzungen oder Extrapolationen bekannter Ergebnisse.

Es besteht ein erheblicher Bedarf, die wissenschaftlichen Erkenntnisse über die Mechanismen, Wirkungsweisen und Zusammenhänge bei Fettschmierung weiter zu vertiefen. Darauf aufbauend könnten die Schmierfette insgesamt gezielter eingesetzt und genutzt werden, aber auch hinsichtlich ihrer Komponenten weiterentwickelt und optimiert werden [13].

2.1 Fettgeschmierte Wälzkontakte

Im folgenden wird der aktuelle Kenntnisstand bei fettgeschmierten Wälzkontakten ausgeführt, weil er für die darauf aufbauende Entwicklung des Auswerteverfahrens von großer Bedeutung ist. Weitere Schwerpunkte werden auf die Beschreibung des Schmierfilmaufbaus und des Fließverhaltens von Schmierfetten gelegt, wobei auch die Unterschiede zu Schmierölen aufgezeigt werden sollen. Ein weiterer Gesichtspunkt ist die Übertragung einer erweiterten EHD-Theorie auf Schmierfette, die ursprünglich zur Anwendung bei Schmierölen entwickelt worden war. Da die EHD-Theorie grundsätzlich auch für Fettschmierung gültig ist, werden die derzeitig vorhandenen Erkenntnisse für die Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhe bei Fetten dargestellt.

Das im Maschinenbau üblicherweise eingesetzte Fett besteht in der Regel aus den drei Komponenten Grundöl, Verdicker und Additivpaket und erfüllt die Anforderungskriterien für die meisten praktischen Anwendungsfälle. Als wesentliche **Vorteile** der Fettschmierung gelten [17]:

- es ist ein vergleichsweise geringer konstruktiver und wartungstechnischer Aufwand für Schmierung und Lagerung erforderlich;
- eine Abdichtung gegen Schmierfettverlust ist mit relativ einfachen Mitteln realisierbar;
- es wird eine gute Unterstützung der Lagerabdichtung durch das Fett erreicht;

- in der Regel ergibt sich eine hohe Fettgebrauchsduer bei wartungsfreier Schmierung ohne besondere Aggregate zum Aufbau und Betrieb;
- bei mäßigen Drehgeschwindigkeiten besteht eine längerfristige Ausfallphase beim Zusammenbruch der Schmierung, also eine Verbesserung der Notlaufeigenschaften.

Folgende **Nachteile** bestehen gegenüber anderen Schmierverfahren:

- es ergeben sich relativ niedrige Grenzdrehzahlen;
- der geringe Schmierstoffdurchsatz beinhaltet eine kaum vorhandene Abfuhr von Wärmeenergie und eine geringe Beseitigung von Verunreinigungen;
- bei hohen Beanspruchungen durch Drehzahl, Temperatur und Belastung ist eine Nachschmierung in angemessenen Zeitintervallen erforderlich.

Um einen störungsfreien Betrieb von Wälzlagern zu gewährleisten, sind neben der richtigen Dimensionierung der Lager auch die auf die Betriebsverhältnisse und die Lagerart abgestimmten Schmierstoffe sowie eine geeignete Schmierstoffversorgung von großer Bedeutung. Für die Schmierung von Wälzlagern kommen Fette und Öle, bei besonderen Anwendungsfällen auch Festenschmierstoffe zum Einsatz. Die Wahl des Schmierverfahrens sollte frühzeitig vor Beginn der Konstruktionsphase festgelegt werden, da die Art der Schmierung die konstruktive Ausbildung von Lagerungen und Dichtungen beeinflußt. Unter anderem sind dabei folgende Gesichtspunkte zu berücksichtigen [41]:

- die Betriebsbedingungen und Umwelteinflüsse für die Wälzlager;
- die Anforderungen bezüglich der Betriebssicherheit, also die Sicherheit gegen vorzeitigen Ausfall durch Verschleiß, Ermüdung, Korrosion, Schäden durch eingedrungene Medien aus der Umgebung usw.;
- die Vorgaben hinsichtlich des Lauf-, Temperatur-, Reibungs- und Geräuschverhaltens der Lager;
- die Kosten für die Installation des Schmiersystems und dessen Wartung während des Betriebes.

Für die Auswahl des richtigen Schmierverfahrens stellen die **Betriebstemperatur** und die auf die Lagerung einwirkenden **Umwelteinflüsse** die Hauptkriterien dar. Maßgebliche Umwelteinflüsse sind beispielsweise die Umgebungstemperatur und Zustände der Atmosphäre (Hochdruck, Vakuum), Wasser und Feuchtigkeit, Schwingungen und Stöße. Zusätzlich muß die angestrebte Betriebsdrehzahl berücksichtigt werden. Sie wird mit dem **Drehzahlkennwert** $n \cdot d_m$, das Produkt aus Lagerdrehzahl n und mittlerem Lagerdurchmesser d_m , charakterisiert.

Eine wichtige Kenngröße für Schmierfette ist die **Konsistenzklasse**. Unter Konsistenz versteht man die Eigenschaft des Schmierfettes, der Verformung durch von außen einwirkende Kräfte einen inneren Widerstand entgegenzusetzen. Die Konsistenz wird durch die Art und Viskosität des

Grundöles, die Art und Menge des Verdickers sowie durch den Herstellungsprozeß bestimmt. Die Einteilung erfolgt in Konsistenzklassen auf der Basis sogenannter *NLGI*-Werte (National Lubricating Grease Institut, USA), wobei für die Wälzlagerschmierung hauptsächlich Werte von 1...4 in Betracht kommen.

Die Lebensdauer von Schmierfetten wird durch mechanische Beanspruchung, chemische Alterung und Umwelteinflüsse begrenzt. Für die Gewährleistung der Gebrauchseigenschaften und der Betriebssicherheit ist die Ergänzung oder ein Wechsel des Fettes erforderlich. Ist die Lebens- oder auch **Schmierfettgebrauchsdauer** gleich oder größer der Wälzlagerebensdauer, so liegt eine Dauerschmierung vor. Der erforderliche Zeitraum für die Ergänzung des Fettes wird als Nachschmierfrist und für die Erneuerung als Schmierfrist (oder auch als Fettwechselfrist) bezeichnet. Die Bestimmung der Nachschmier- und Wechselfristen kann näherungsweise mit empirisch ermittelten Formeln oder Diagrammen erfolgen, die in der einschlägigen Literatur und in den Produktkatalogen der Hersteller zu finden sind. Die Schmierfettgebrauchsdauer hängt im wesentlichen vom Fett (Grundölviskosität und -art, Verdickerart und -anteil, etc.), von der Konstruktion (Fettzuführung und -austritt, Wellenanordnung, Wärmeabfuhr, Abdichtung, etc.) sowie den Betriebsbedingungen (Drehzahl, Temperatur, Belastung, Umwelteinflüsse, etc.) ab [42].

Die Einteilung der Schmierfette und eine Übersicht über verschiedene **Fettarten** (Grundöl, Verdickerart und -seife) sowie deren Eigenschaften (Temperaturbereich, Tropfpunkt, Walkpenetration, Korrosionsschutzwirkung, Wasserbeständigkeit, usw.) wird im allgemeinen in Tabellen, in Übersichtsschaubildern und in Diagrammen wiedergegeben (siehe z.B. [41], [42]). Eine Übersicht über die Einteilung und Anforderungen der konsistenten Schmierfette K ist in DIN 51 825 aufgeführt.

Die Auswahl des richtigen Schmierfettes erfolgt üblicherweise anhand von Richtwerten in Abhängigkeit von einigen Betriebsparametern. In den Produktkatalogen der Hersteller wird den verschiedenen Schmierfettarten und Lagertypen ein Drehzahlgrenzwert und/oder eine Temperatureinsetzungsgrenze zugeordnet. Diese Richtwerte stellen aus Erfahrung bei unkritischen Betriebsbedingungen eine brauchbare Angabe dar. Für besondere konstruktive Merkmale oder schmierungstechnische Vorkehrungen werden allgemein Abwertungsfaktoren angeführt. Für die Wahl der passenden Konsistenzklasse gibt es ebenfalls einige grundlegende Auswahlempfehlungen. Die Nachschmier- und Wechselfristen und die benötigte Menge eines Fettes werden im wesentlichen nach empirisch ermittelten Formeln berechnet.

Man kann aus der angeführten Vorgehensweise erkennen, daß die Konstrukteure oder die Anwender von Wälzlagern in der Praxis einfache Rechenverfahren und Diagramme benutzen und auch schätzen. Weitgehend herrschen empirische Anhaltswerte vor. Um die Drehzahleignung von Schmierfetten zu ermitteln, kann beispielsweise das Diagramm aus dem *GfT*-Arbeitsblatt 3.0 in Abb. 1 verwendet werden. Dieses stellt die Drehzahlkennwerte für Schmierfette in Abhängigkeit der Grundölviskosität innerhalb eines relativ großen Streubereiches dar.

Das Diagramm wurde durch Auswertung jahrelanger Beobachtungen in der Praxis bewährter Einsatzfälle erstellt. Die sich so ergebenden Zusammenhänge basieren überwiegend auf unkritische Betriebszustände bei normalen praktischen Wälzlagieranwendungen. Daher haben die angegebenen Drehzahlkennwerte nur beschränkte Aussagekraft für die konkrete Drehzahlgrenze eines

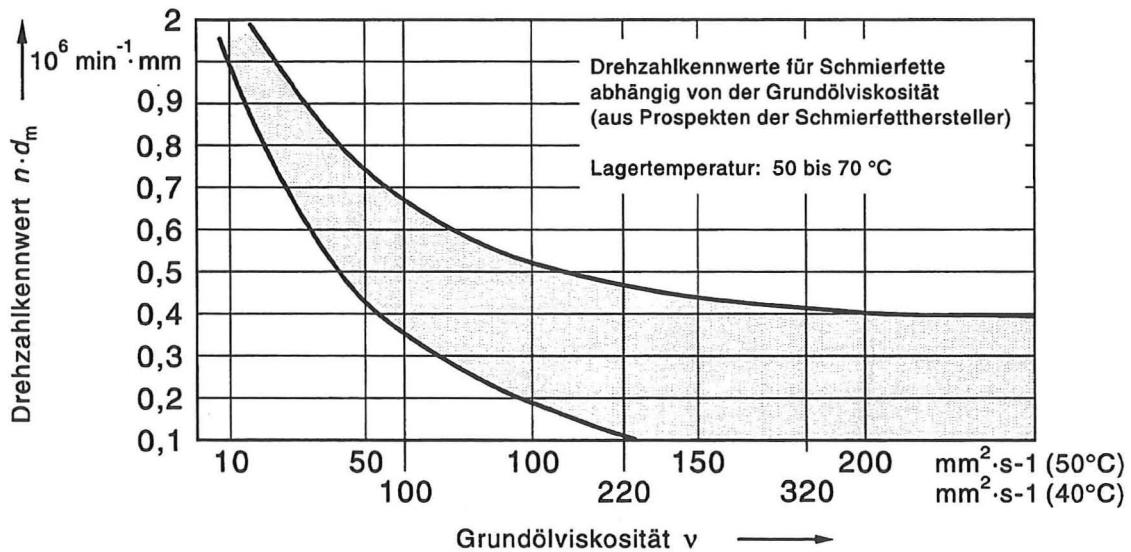


Abb. 1: Zulässiger Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$ für fettgeschmierte Rillenkugellager in Abhängigkeit von der Grundölviskosität v [42]

Schmierfettes. Weiterhin berücksichtigt das Diagramm nicht den Einfluß von Verdickerart und -anteil, die ebenfalls die Drehzahleignung eines Schmierfettes bestimmen. Eine genaue Aufschlüsselung bezüglich wichtiger Randbedingungen und Betriebsparameter, die für den zulässigen Einsatzbereich des Fettes von weiterer Bedeutung ist (wie z.B. der anzusetzenden Lagerbetriebstemperatur), wird ebenso vermißt.

2.1.1 Allgemeiner Aufbau von Schmierfetten

Schmierfette können physikalisch als Suspensionen aus einer festen und flüssigen Phase beschrieben werden. In der Regel bestehen sie aus einem Schmieröl (auch Grundöl genannt), den Verdickern (Anteil 5 ... 30 Gew.-%, verschiedene Verdickerarten) und einem Additivpaket.

Die **Additive** sollen die Eigenschaften des Gemisches verbessern. Das den Fetten beigemischte Additivpaket enthält beispielsweise Korrosions-, Oxidationsinhibitoren und EP-Zusätze (*Extreme Pressure*).

Das **Grundöl** wird durch intermolekulare Anziehung zwischen dem Verdicker und den polaren Ölkomponenten, durch kapillare Effekte oder durch mechanisches "Einsperren" im Fett gehalten. Als Grundöl eines Schmierfettes kommen verschiedene Arten von Schmierölen zum Einsatz, die in naphtenbasiische oder paraffinbasiische Mineralöle, synthetische Öle, PAO, Ester, Silikonöle und weitere Ölsorten eingeteilt werden. Mineralöle nehmen als Grundöl eine dominierende Stellung ein, da sie über einen großen Einsatz- und Betriebsbereich adäquate Schmiereigenschaften bei geringen

Kosten bieten. Für extreme Betriebsbedingungen wie außergewöhnlich tiefe bzw. hohe Temperaturen oder aggressive Umwelteinflüsse müssen spezielle, synthetische Grundöle verwendet werden. Da diese ebenso die Reibung vermindern und das Verschleißverhalten verbessern können, ist ihr höheres Preisgefüge in der Regel bei speziellen Anwendungsfällen gerechtfertigt.

Die Moleküle der **Verdicker** bilden eine dreidimensionale Faserstruktur, wobei das Grundöl durch *Van der Waalsche* Bindungen und Kapillarkräfte in den Freiräumen der netzartigen Struktur gehalten wird. Die Fasern haben die Tendenz sich zu bündeln. Die Häufigkeit und die Stärke der Bindungen ist von der Art der Verdickerseife abhängig. Die Seifenpartikel haben eine durchschnittliche kolloidale Größe von 1 nm ... 1 µm in einer oder zwei ihrer Achsen. Typische Fasern von Lithium-12-Hydroxystearatseife haben einen Durchmesser in der Größenordnung von ungefähr 0,2 µm und eine Länge zwischen 2 ... 20 µm. In der Regel werden 20 ... 80% des enthaltenen Grundöles direkt durch die Seifenfasern gebunden, während der Rest mechanisch gehalten wird. Die Seifen sind ihrerseits leicht in Öl löslich. Eine kleine Menge aufgelöster Seifenstruktur befindet sich in den Freiräumen der Fasernetzstruktur.

Die meist verwendeten Verdickertypen sind Lithium-Seifen, vor allem Verdicker mit Lithium-12-Hydroxystearatseife. Im allgemeinen nehmen die Fasern von Lithium-Seifen die Gestalt langer flacher Bänder an. Die Bindungen zwischen den einzelnen Fasern sind bei Lithium-Fetten und komplexen Kalzium-Blei-Fetten sehr zahlreich und relativ stark, während sie bei Lithium-Kalzium-Fetten seltener und schwächer auftreten. Die Oberfläche der Seifenfasern ist bei Lithium-Fetten glatter, bei Lithium-Kalzium-Fetten rauher und bei komplexen Kalzium-Blei-Fetten leicht gewunden. Für

	Lithium-Kalzium-Schmierfett		Lithium-Schmierfett (Lithium-12-Hydroxystearat-Seife)		Kalzium-Blei-Komplexschmierfett	
	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum	Minimum
Querschnittsform						
Abmaße des Querschnittes in µm	0,8 - 1,0	0,01 - 0,04	Stärke 0,5 Breite 1,5-2,0	Stärke 0,01-0,02 Breite 0,02-0,08	0,5 - 0,1	0,01 - 0,04
Längsschnittform						
Entfernung der Bindungen in µm	6 - 7	0,1 - 0,2	2 - 3	0,3 - 0,5	3 - 5	0,5 - 1,0
Zahl der Bindungen	Verhältnismäßig wenig Bindungen, ungefähr soviel wie Enden		mehr Bindungen als Enden; die Enden treten jedoch auf		viele Bindungen, wenig Enden	
Strukturschema des Verdickungsmittels						

Abb. 2: Die Querschnittsformen der Seifenfasern und die Geometrie der Bindungen des Verdickers einiger Schmierfette [30]

die genannten verschiedenen Seifenverdicker sind die unterschiedlichen Querschnittsformen der Fasern und die Geometrien der Bindungen in Abb. 2 dargestellt. Barium-Komplexfette zeigen ähnliche Eigenschaften wie die Kalzium-Blei-Komplexfette, wobei beide durch ihre kurzen Seifenfasern sehr widerstandsfähig gegen Konsistenzabbau bei Scherbeanspruchungen sind. Um die gleiche Konsistenz wie bei Lithium-Fetten zu erreichen, sind bei diesen Fetten erheblich höhere Verdickeranteile notwendig. Lithium-Fette reagieren in der Regel empfindlicher auf Scherungen, da eine Zerkleinerung der langgestreckten Seifenfasern zu kurzen, körnigen Bruchstücken viel eher auftritt [30].

Schmierfette weisen ein nichtnewtonsches oder viskoelastisches Fließverhalten auf. Bei Fließ- und somit Schmierungsvorgängen ist das Seifenfasergerüst Zerscherungs-, Orientierungs- und Neuordnungsvorgängen unterworfen, so daß die scheinbare Viskosität eines Schmierfettes nicht nur vom Druck und der Temperatur, sondern auch von dem Schergefälle, der Scherzeit und der Vorgeschiede abhängig ist. Da die Seifenfasern der Verdicker in Formationen vorliegen und die gleiche Größenordnung wie die Schmierfilmhöhen in Wälzkontakten ($\approx \mu\text{m}$ -Bereich) erreichen können, nehmen sie einen bedeutenden Einfluß auf die Schmierfilmausbildung. Grundsätzlich können Seifenverdickerfette nicht als homogene Suspensionen angesehen werden. Ihre Seifenfasernformationen gelangen in den Wälzkontakt und verursachen örtliche, zeitabhängige Störungen im Schmierfilmaufbau. Diese lokalen Verringerungen der Fettschmierfilmhöhen sind im Vergleich zur Ölschmierung auch begleitet von Druckabweichungen, Spannungszunahmen in den Kontaktpartnern sowie Schwingungs- und Laufgeräuscherhöhungen. Aufgrund der besonderen Struktur, des Schmierfilmaufbaus und des Fließverhaltens der Fette spielen die genannten zeitabhängigen Vorgänge bei fettgeschmierten Wälzkontakten in der Praxis eine große Rolle [4], [6], [26]. Bei vielen Schmierfettversuchen zeigt sich, daß anfangs bei Frischbefettung Vollschmierung vorliegt und die Schmierfilmhöhe des Fettes ungefähr das 1,1 ... 1,3-fache der Filmhöhe des Grundöles erreicht. Mit zunehmender Laufzeit verringert sich die Fettschmierfilmhöhe durch Teilschmierungseinflüsse und pendelt sich bei Gleichgewichtsfilmhöhen vom 0,7 ... 0,3-fachen der Grundölfilmhöhe ein.

Der zeitliche Verlauf der Schmierfilmhöhe ist ebenfalls von der Betriebsdrehzahl und von der Art der Schmierstoffversorgung abhängig. Neben den rheologischen Eigenschaften des Schmierfettes sind auch die geometrische Form der Kontaktkörper, die Lagerbauart und -geometrie, die geometrische Gestaltung der Lagerumgebung sowie die Ausbildung von Fettreservoiren in der Nähe der EHD-Einlaßzone von Bedeutung. Eine allgemeingültige Übertragung der Ergebnisse zwischen verschiedenen realen Maschinenelementen ist aufgrund der zahlreichen Parameter fragwürdig. Es sind vielmehr stets konkrete Bauteilversuche durchzuführen.

2.1.2 Wissenschaftliche Untersuchungen über fettgeschmierte Wälzkontakte

Da neben der Ölschmierung auch die Verhältnisse bei Fettschmierung von großem technischen Interesse sind, beschäftigten sich schon frühzeitig eine Vielzahl von Autoren mit der Messung der Schmierfilmhöhe in fettgeschmierten Wälzkontakten. Ziel hierbei war es, mit Hilfe einer Theorie die Schmierfilmhöhe vorhersagen zu können.

Ein Meilenstein in der Berechnung der Wälzlagerschmierung stellt die Theorie der *Elasto-Hydro-Dynamischen* Schmierung (EHD-Schmierung bzw. EHD-Theorie) dar [65]. Die Theorie der elastohydrodynamischen Schmierung beschäftigt sich mit dem Aufbau eines Schmierfilmes zwischen zwei elastischen Kontaktpartnern, die mit einer gegebenen Geschwindigkeit und unter Belastung aufeinander abrollen. Sie stellt eine Weiterentwicklung der hydrodynamischen Theorie dar und berücksichtigt die elastische Verformung der Kontaktpartner unter hoher Belastung (*Hertzsche* Pressung) und die Abhängigkeit der Viskosität des Schmierstoffes von Temperatur und Druck. Im Rahmen der EHD-Theorie werden die Abhängigkeiten zwischen der Art und der Größe der Kontaktpartner, der Mikrogeometrie der Berührungsflächen, den Materialeigenschaften, der Viskosität des Schmierstoffes, der Relativgeschwindigkeit, der Belastung, des Druckes, der Temperatur, den Reibungskräften und der Schmierfilmhöhe in Beziehung zueinander gesetzt [28], [47].

Bei der Anwendung der EHD-Theorie zur Berechnung der Schmierfilmdicke trifft man auf zahlreiche Näherungsgleichungen, die im Laufe der Entwicklungsgeschichte auf Basis experimenteller Untersuchungen und theoretischer Überlegungen von verschiedenen Autoren entwickelt worden sind. Dabei weisen diejenigen, die aus dem Anfangsstadium der EHD-Theorie stammen, zum Teil noch erhebliche Abweichungen auf. Erst im Laufe der Zeit wurden genauere Gleichungen, Formeln und Korrekturfaktoren entwickelt, die den ursprünglichen Kern der EHD-Theorie erweiterten. Dadurch können zum Beispiel die Zustände unter nichtisothermen Verhältnissen oder auch die Mikrogeometrie der Berührungsflächen (Summe der maximalen Oberflächenrauheiten) erfaßt werden, die zusätzlich die Schmierfilmausbildung beeinflussen.

Weil der Vorgang des Schmierfilmaufbaus im Wälzlager einer Reihe von Einflußgrößen und Abhängigkeiten unterliegt, ging es bei den Untersuchungen darum, die zahlreichen vielschichtigen Einflußfaktoren zu erfassen, zu analysieren und mit Hilfe von Modellprüfständen nachzubilden. Die daraus gewonnenen Ergebnisse über die Wirkung eines bestimmten Betriebsparameters auf die Ausbildung der Schmierfilmhöhe, wurden mit den Aussagen der EHD-Theorie bei Ölschmierung, die weitgehend abgesichert sind, in Beziehung gesetzt. Neben dem schwer zu lösenden Problem, den Zerstörungszustand der Verdickerstruktur im Versuchsbetrieb des Fettes zu ermitteln, erweisen sich die folgenden Gesichtspunkte als weitere Hindernisse bei der Ermittlung des Schmierzustandes und der Bestimmung der EHD-Schmierfilmhöhe in fettgeschmierten Wälzkontakten [26], [27], [85]:

- Durch Schervorgänge im Wälzkontakt werden die Seifenfasern des Schmierfettverdickers zerkleinert bzw. zerstört, wodurch die geänderte Seifenstruktur zu einer Veränderung im Fließverhalten über der Zeit führt. Die "scheinbare" Viskosität von Schmierfetten zeigt eine Abhängigkeit von Temperatur, Druck, Scherfälle, Scherzeit und Vorgeschiede. Deshalb wird häufig auf die Kenndaten des Grundöles zurückgegriffen, wobei für einen aussagekräftigen Vergleich zwischen Schmierfett und seinem Grundöl alle prüfstandsabhängigen Einflüsse ausgeschaltet werden müssen.
- Durch ein verringertes Schmierstoffangebot in der Kontakteinlaßzone tritt Teilschmierung auf, was zu einer Verringerung der Schmierfilmhöhe im Vergleich zur Vollschmierung führt. Der Grad dieser häufig auftretenden Schmierstoffteilversorgung, ist schwer zu erfassen und zu kontrollieren.

Aus diesen Gründen wurden die ersten zeitabhängigen Untersuchungen nur unter Vollschmierung durchgeführt. Bei gleichen Betriebsbedingungen wurde die gemessene Schmierfilmhöhe des Schmierfettes und die gemessene oder theoretisch berechnete Schmierfilmhöhe des jeweiligen Fettgrundöles in Beziehung zueinander gesetzt. Die meisten Messungen erfolgten dabei vornehmlich in einem Betriebsbereich mit kaum praxisgerechten Betriebsparametern. So lagen in der Regel die höchsten wirksamen Umfangsgeschwindigkeiten im Bereich von $u = 1 \dots 2 \text{ m/s}$ und die maximalen Hertzschen Pressungen bei $p = 500 \dots 700 \text{ N/mm}^2$. Erst in den letzten Jahren konnten realistischere Betriebszustände simuliert werden, wobei auch die Genauigkeit der Messungen durch den Einsatz der optischen Interferometrie verbessert wurde. Im folgenden sollen die wichtigsten Erkenntnisse für die EHD-Fettschmierung zusammengefaßt werden. Ein Schwerpunkt wird dabei auf die jüngsten Untersuchungen im Zeitraum 1988-1994 gelegt. Eine ausführliche Darstellung früherer Versuche und Schmierfilmmessungen bei fettgeschmierten EDH-Wälzkontakten befindet sich in den Ausführungen von *Schrader* [85].

Obwohl die EHD-Theorie in erster Linie für ölgeschmierte Wälzkontakte entwickelt wurde, gelten die Gesetzmäßigkeiten dieser Theorie grundsätzlich auch für Fettschmierung. Als große Schwierigkeit bei der Bestimmung der Schmierfilmhöhe erweist sich, daß der Schmiervorgang bei fettgeschmierten Wälzkontakten mehreren, zeitabhängigen Mechanismen unterliegt [26], [27], [85].

Die exakte Bestimmung der notwendigen Stoffkennwerte eines Schmierfettes ist mit zusätzlichen Schwierigkeiten verbunden, weil die in der Praxis eingesetzten Fette aus mehreren Komponenten bestehen und alle das Fließverhalten und die Kenndaten des Schmierfettes, zum Teil auch gegenseitig, beeinflussen. Teilweise sind die Fettkompositionen über Jahre hinweg mit empirischen Untersuchungen und praktischen Erfahrungswerten entwickelt und optimiert worden. In der Regel stehen dem Schmierstoffanwender nur die temperaturabhängigen Viskositätsdaten des Grundöles zu Verfügung, während der Druckviskositätskoeffizient α_p , der Temperaturviskositätskoeffizient β_{th} , der Wärmeleitkoeffizient k_{th} usw. in der Regel selbst dem Hersteller nicht bekannt sind [85].

Um das komplexe Fließverhalten und die genannten Einflußfaktoren bei Schmierfetten annähernd wiedergeben und in einer Theorie berücksichtigen zu können, müssen einige Annahmen und Vereinfachungen getroffen werden. Dabei können bereits geringe Abweichungen von den realen Verhältnissen einen großen Einfluß auf die errechnete bzw. abgeschätzte Schmierfilmhöhe haben.

Als erste gute Näherung wird bei der Berechnung der EHD-Schmierfilmdicke eines fettgeschmierten Wälzkontakte häufig die Viskosität des Schmierfettgrundöles zugrundegelegt und der Einfluß des Verdickers vernachlässigt. Diese Vernachlässigung ist jedoch mit Ungenauigkeiten verbunden, da das reale Fließverhalten von Schmierfetten nicht berücksichtigt wird.

Der Versuch, das Fließverhalten von Fetten mittels eines Modells zu erfassen und dieses mit den Gleichungen der konventionellen EHD-Theorie zu verbinden, ist eine Verbesserung. Dieser Weg einer erweiterten EHD-Theorie verspricht den größeren Erfolg, um die Schmierfilmbildung von Fetten möglichst exakt wiedergeben zu können. Er wird gerade in jüngerer Zeit in verschiedenen Untersuchungen verfolgt [4] - [8], [14].

Nach VDI-Richtlinie 2202 ist eine umfassende theoretische Berücksichtigung aller Faktoren sehr schwierig, da die Auswirkung bestimmter Fetteigenschaften auf das Schmierverhalten meist nur

durch praktische Erprobung feststellbar ist. Diese These wird unterstützt durch die zusätzliche Abhängigkeit der Viskosität vom Schergefälle, das sich je nach geometrischer Form der Schmierstelle und den Betriebsbedingungen ändert. Ebenso gilt die Tatsache, daß die Nachlieferung von Schmierstoff an die Kontaktzone nicht nur durch die Eigenschaften des Schmierfettes, sondern auch durch die Geometrie der Kontaktkörper, den Käfig und die konstruktive Gestaltung der Lagerumgebung bestimmt wird.

2.1.3 Schmierfettstruktur im Wälzkontakt

Das Fließverhalten von Schmierfetten ist von "thixotropischen" Änderungen gekennzeichnet, die einen großen Einfluß auf die rheologischen Eigenschaften haben. Der Thixotropie-Zustand nichtnewtonscher Fluide (d.h. auch von Schmierfetten) wird durch den isothermen, von der Zeit und vom Schergefälle abhängigen reversiblen Zerfall ihrer Struktur beim Scheren bestimmt. Auf Scheren reagieren Schmierfette mit einer Verringerung der Konsistenz (Erweichen), während sie bei Wegnahme der Scherbeanspruchung unter bestimmten Bedingungen wieder ihre Konsistenz erhöhen können (Erhärten). Der Zustand der Fettstruktur kann zu jedem Zeitpunkt durch die effektive scheinbare Viskosität η_{eff} beschrieben werden [19].

Die Mechanismen der thixotropen Veränderungen können in zwei entgegengesetzte Prozesse unterteilt werden, die sehr stark von Scherzeit und -gefälle abhängig sind [30]:

- einerseits wirkt die angelegte Scherkraft, um die Strukturbindungen zu zerreißen;
- andererseits fördert die Berührung der zerrissenen und verschobenen Strukturelemente neue Bindungen, die zu einem teilweisen Wiederaufbau der Fettstruktur während der Scherung führen.

Unter bestimmten Bedingungen kann ein dynamischer Gleichgewichtszustand erreicht werden, wenn der Zerfall der Bindungen durch die Neubildung ausgeglichen wird. Dieser Zustand ist eine Funktion des Schergefäßes, wobei der Strukturzerfall mit dem Schergefälle ansteigt. Normalerweise ist die Strukturerholung in Ruhe ein quantitativer Prozeß, der vom Charakter des Verdickers und des Grundöles bestimmt wird. Der Zyklus dieses Wiederaufbaus ist im Vergleich zum Strukturzerfall langsamer und nicht vollständig. Je mehr und je stärker das Fett zuvor geschert und die Struktur zerstört wurde, desto kleiner wird auch die Wiederaufbaufähigkeit. Die unterschiedliche Intensität der beiden konkurrierenden Mechanismen führt letztlich zu einem immer größeren Strukturverfall und zu qualitativen Änderungen der Schmiereigenschaften. Gleichzeitig beinhaltet dies, daß die aufzubringende Scherspannung am Anfang ziemlich groß ist. Sie nimmt jedoch mit der Zeit ab. In Ruhe kann sie aber wieder leicht ansteigen. Nach langer Scherzeit wird die Netzstruktur nicht völlig zerstört, sondern es stellt sich ein gewisser Maximalzerstörungs- oder auch Gleichgewichtszustand ein.

Neben den überwiegend theoretischen Betrachtungen von *Czarny*, die ausführlich in [30] dargestellt sind, befaßten sich einige Arbeiten aber auch mit experimentellen Untersuchungen des Schmierfettverhaltens in EHD-Wälzkontakten. Mit Hilfe einer Rollkontakt-Testanlage und der

optischen Interferometrie untersuchten *Cann/Williamson/Coy/Spikes* im Jahre 1992 die EHD-Schmierfilmhöhe für neun verschiedene Fettarten. Die Fettkompositionen wurden speziell bezüglich der Wirkung von Grundölviskosität, Seifenkonzentration und Verdicker auf die EHD-Schmierfilmhöhe zusammengestellt. Parallel dazu wurden Strukturveränderungen der Fette im Eintritt des EHD-Kontaktes unter Anwendung der Reflexions-Absorptions-Interferometrie untersucht. Weitere Untersuchungen von *Cann/Spikes* befaßten sich allgemein mit dem Fließverhalten von Schmierfetten in einem EHD-Kontakt [26], [27]. In den Versuchen wurden die früheren Ergebnisse anderer Wissenschaftler bestätigt, daß die Verringerung der scheinbaren Viskosität durch zwei Mechanismen erklärt werden kann:

- Nach anfänglicher Orientierung der faserartigen Netzstruktur erfolgt ein Aufbrechen der inneren Faserkontakte bei geringen Scherkräften.
- Dann beginnt eine Abnahme der Viskosität in Abhängigkeit von der Scherzeit und des Scherkräfts durch Faseraufbruch und Zerkleinerung sowie unter Umständen eine Zerstörung der Seifenmatrix.

Eine hohe Scherbeanspruchungen verursacht eine bleibende Beschädigung der Fettstruktur und kann die rheologischen Fetteigenschaften deutlich modifizieren. Dementsprechend verändert das Fett seine Struktur, wenn es durch den EHD-Kontakt gelangt. Als Ergebnis der Zerstörung können sich beispielsweise einzelne zerscherte Seifenfasern in der Fettlösung ablagern.

Neue wichtige Beobachtungen waren, daß sich die Verdickerteilchen unter Scherung ausrichten können. Dabei richten sich die Seifenfasern oder Faserfragmente in Scherrichtung aus, während sich die Seifenmoleküle senkrecht zur Scherung orientieren. Diese Effekte treten hauptsächlich bei hohen Scherkräften auf, wobei durch gleichzeitige Verdickerzerstörung die Scherbeanspruchungen insgesamt kumulativ zu sehen sind. Die Ausrichtungen sind teilweise reversibel, wenn eine Entspannung nach Wegnahme der Scherbeanspruchung eintritt. Der größte Teil der Ausrichtungen bleibt jedoch erhalten, vor allem, wenn die Fette anhaltend hoher Scherung ausgesetzt sind und die Fließgrenze des Fettes fortwährend fällt. In diesem Fall kann auch ein Auflösen der Bindungen und ein Zusammenbruch der Faserstruktur beobachtet werden. Bei geringen Scherkräften wird in erster Linie nur ein vereinzelter örtlicher Aufbruch der Faserstruktur wirksam, und es findet keine nennenswerte Ausrichtung der Seifenteilchen statt [26], [27].

Bestimmte Verdicker können durch den Wälzkontakt hindurch gelangen, wenn auch in einer geringeren Konzentration als in der übrigen freien Fettmasse. Unter dieser Bedingung ist der Verdicker bei ausreichend hoher Konzentration durchaus in der Lage, den Zusammenbruch der Seifenstruktur zu verlangsamen, wenn er ihn auch nicht verhindern kann. Des Weiteren kann beobachtet werden, daß die Seifenverdickerstruktur, die durch den Wälzkontakt gelangt, aufbricht und eine feine unregelmäßige Schicht auf den Oberflächen der KontaktPartner ausbilden kann. Läßt die Versorgung mit Schmierfett nach und tritt Teilschmierung auf, können einzelne Ansammlungen von Seifenfasern, die auf den Oberflächen haften bleiben, ungleichmäßige Schmierfilmausbildungen hervorrufen. Dieser Effekt könnte dazu beitragen, daß die Oberflächen der KontaktPartner trotz Teilschmierung getrennt bleiben. Somit wird deutlich, daß bei Schmierfetten auch Verdickerart und -anteil einen Einfluß auf die Schmierfilmhöhe haben.

Cann u.a. faßen ihre Ergebnisse in einem schematisierten Diagramm zusammen, das die wichtigsten Elemente ihres erarbeiteten Fettmodells wiedergibt und in Abb. 3 dargestellt ist. Das Aufbrechen der großvolumigen Fettstruktur in kleinere Gruppen verwickelter Fasern und des verbundenen Grundöles beginnt bereits weit von der Hertzschén Kontaktzone entfernt. Wenn diese die Einlaßzone erreichen, werden sie fortschreitend geschert und brechen in kleinere Einheiten auf, bis schließlich nur noch einzelne Fasern vorhanden sind. Diese können sich frei beweglich im Scherfeld ausrichten. Als Ergebnis dieser Vorgänge verringert sich die scheinbare Viskosität des Schmierfettes, und die rheologischen Eigenschaften nähern sich denjenigen einzelner Teilchen an, die in einer Trägerflüssigkeit dispergiert sind. Geschieht die Zerkleinerung zu schnell, geht ein Teil der Verdickerseife durch seitliches Abfließen um den Wälzkontakt verloren. Wenn das Fett eine größere Stabilität gegen Scherung aufweist (d.h. die Freiräume der netzartigen Struktur sind z.B. vergleichsweise sehr klein), so kann die Verdickernetzstruktur bis in die Kontaktzone erhalten bleiben und eine Erhöhung der Schmierfilmhöhe bewirken.

Die beschriebenen Zusammenhänge können in erster Linie für Vollschmierung herangezogen werden, bei der die Grundölviskosität sowie die Verdickerart und -konzentration die Schmierfilmhöhe entscheidend beeinflussen. Allerdings muß an dieser Stelle hervorgehoben werden, daß thermische

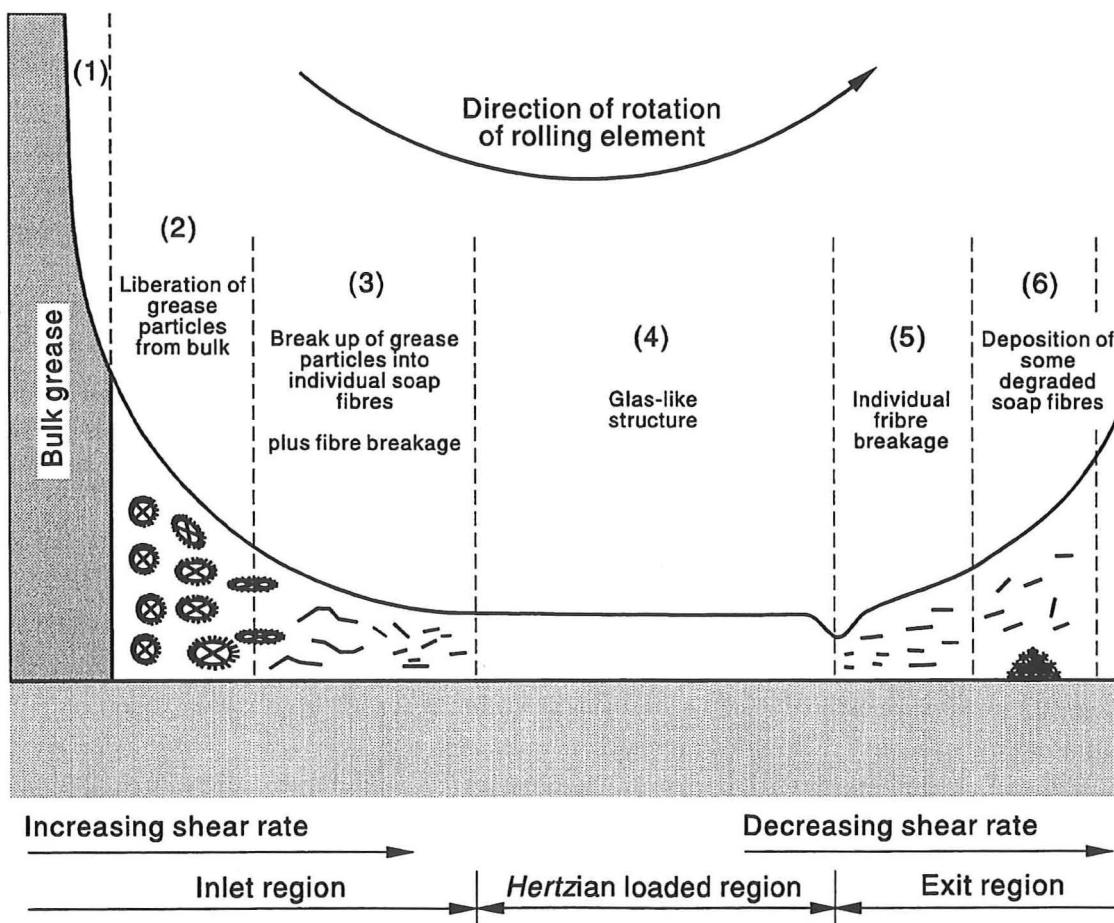


Abb. 3: Schemadiagramm zur Erfassung des Fettverhaltens in einem Wälzkontakt [27]

Einflüsse in der Einlaßzone bei den meisten Betrachtungen und Untersuchungen nicht berücksichtigt werden. Das gleiche gilt für die Tatsache, daß nicht das gesamte Fett gleichmäßig im Wälzkontakt geschert wird, sondern teilweise aus dem Schmierspalt herausgedrängt wird und sich an den Seiten ablagert. Durch ungleichmäßig verteilte kinematische Verhältnisse kann es sogar in der Mitte des Strömungsfeldes und in dem Einlaßbereich Schmierungszonen geben, die keiner Scherung unterliegen [72]. Weniger gescherte Fettansammlungen zeigen eine weniger zerstörte Verdickerstruktur und führen somit zu einer ungleichen Verteilung der Fetteigenschaften im Wälzkontakt.

2.1.4 Schmierstoffnachlauf in den Wälzkontakt

In den Wälzkontakten wird der Schmierstoff in der Regel durch die Flächenpressung der Kontaktpartner aus der Kontaktzone hinausbefördert. Für eine ausreichende Trennung der Oberflächen muß daher ständig Schmierstoff nachgeliefert werden. In Punktkontakten wird dieser durch die Relativbewegung der Kontaktobерflächen in die Einlaßzone befördert. Er verläßt die Kontaktzone durch den Auslaßbereich und an den Seiten. In Wälzlagern wird der Schmierstoff wiederum dem auf der Laufbahn folgenden Wälzkontakt zugeführt. Es findet ein sogenannter Schmierstoffnachlauf statt. Die erneute Schmierstoffnachlieferung wird durch Anziehungskräfte, mechanisch hervorgerufene Fließbewegungen und durch Oberflächenspannungseffekte verursacht. Sie ist für eine ausreichende Schmierstoffversorgung des Wälzkontakte erforderlich und somit für den Schmierfilmaufbau von großer Bedeutung [4], [8].

Solange Vollschmierung vorliegt und genügend Schmierfett für die Einlaßzone des Wälzkontakte zur Verfügung steht, bauen Schmierfette in der Regel eine höhere Schmierfilmhöhe auf als das entsprechende Grundöl. Doch mit zunehmender Laufzeit tritt eine unzureichende Schmierstoffversorgung auf. Die Fettschmierfilmhöhe verringert sich durch die Teilschmierungseinflüsse erheblich. Das Fett wird durch seine hohe Viskosität oder Konsistenz bei geringen Schergefällen aus dem Wälzkontakt herausbefördert und nicht mehr neu zugeführt, so daß die Vollschmierung allmählich durch Teilschmierung abgelöst wird. Dieses charakteristische Fließverhalten ist für die praktische Verwendung von Schmierfetten entscheidend und ist aus diesem Grunde Anlaß für zahlreiche Untersuchungen.

Bei Ölschmierung ist in der Regel bei hoher Schmierstoffviskosität und bei hohen Geschwindigkeiten mit einer Teilschmierung zu rechnen. *Guangteng/Cann/Spikes* befaßten sich in diesem Zusammenhang mit der Schmierfilmausbildung bei fortschreitender Teilschmierung, die auch auf Fettschmierung übertragen werden kann. Sie stellten fest, daß bei geringen Geschwindigkeiten die Schmierfilmhöhe entsprechend der EHD-Theorie für Vollschmierung ansteigt. Bei einer bestimmten Geschwindigkeit hört die Filmhöhe jedoch auf zu steigen und fällt rapide ab, wenn die Geschwindigkeit weiter erhöht wird. In diesem Zustand der Teilschmierung folgt die Schmierfilmhöhe dem sich zurückbildenden Schmierstoffmeniskus. Die Übergangsgeschwindigkeit u_{grenz} von Voll- auf Teilschmierung wird im wesentlichen bestimmt von der Viskosität des Schmierstoffes und von der Schmierfilmhöhe des Fettes außerhalb des Kontaktes, das auf den Oberflächen der Wälzpartner haftet. Der Rückfluß bzw. die Nachlieferung von Schmierstoff in die Kontaktzone nimmt dementsprechend bei höherer Viskosität und dünneren, an den Oberflächen haftenden Schmierstoffmengen ab. Die Schmierfilmhöhe fällt mit zunehmender Geschwindigkeit nicht bis auf $h_{\min} = 0 \mu\text{m}$

ab, sondern pendelt sich bei hohen Drehzahlen auf einen nahezu konstanten Wert ein. Dieser lag bei den Versuchen von *Guangteng / Cann / Spikes* je nach Schmierstoff in der sehr geringen Größenordnung von $h_{\min^*} = 0,01 \dots 0,03 \mu\text{m}$ [45].

In dem unteren Bereich der Mischschmierung, der auch als Trockenschmierung bezeichnet wird, bleibt eine sehr dünne, fast geschwindigkeitsunabhängige Schmierfilmschicht bestehen, die für eine ausreichende Trennung der Oberflächenrauheiten (im Versuch ungefähr $0,05 \mu\text{m}$) der Kontaktflächen ausreicht. Dieses Phänomen deuteten *Guangteng / Cann / Spikes* als wichtigen Ansatzpunkt für die zukünftige Beurteilung von praktischen Wälzkontakten.

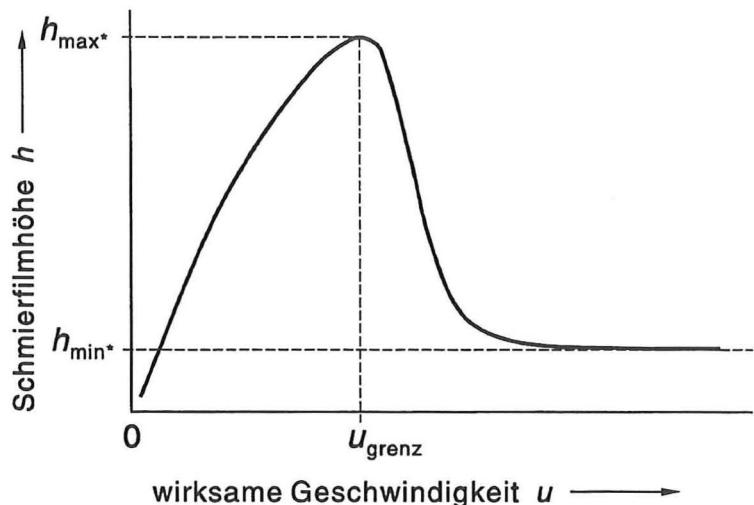


Abb. 4: Vereinfachter Einfluß der Geschwindigkeit auf die Ausbildung der Schmierfilmhöhe gemäß den Versuchen von *Guangteng/Cann/Spikes* [45]

Pemberton / Cameron untersuchten bereits 1976 den Schmierstoffnachlauf eines ölgeschmierten Wälzkontakte. Unter Verwendung eines dicken Schmieröles und Luftblasen konnten sie die Fließbewegungen in der punktförmigen Kontaktzone einer Kugel-Scheiben-Versuchsapparatur sichtbar machen. Sie beobachteten, daß der Schmierstoffnachlauf hauptsächlich in der Kontakt einlaßzone stattfindet und die Länge des Einlaßmeniskus mit zunehmender Viskosität und Geschwindigkeit abnimmt. Als vorherrschender Mechanismus wurde die Ausbildung von Schmierstoffseitenbändern außerhalb des Kontaktes durch Preßbewegungen und Oberflächenspannungen beobachtet [4].

Åström / Östensen / Höglund [8] befaßten sich in ihren Studien mit der Schmierstoffversorgung bei einem fettgeschmierten EHD-Kontakt, in dem sie Molybdänbisulfid-Partikel zur Visualisierung der Strömungsbewegungen benutzten. Sie stellten fest, daß der überwiegende Teil des Schmierfettes zu Beginn aus dem Wälzkontakt verdrängt wird und nicht mehr an der Schmierung beteiligt sein dürfte. Es kann kein volltragender Schmierfilm mehr aufgebaut werden und es tritt Teilschmierung ein. Ein kontinuierlicher Schmierfettenschlaf an die Kontaktstelle ist ab einer bestimmten Geschwindigkeit nicht mehr gewährleistet, weil die Fettnachlieferung in die EHD-Einlaßzone insgesamt zu langsam erfolgt. Mögliche Ursachen sind hierfür neben der hohen scheinbaren Viskosität in der hohen Fließgrenze von Schmierfetten zu suchen, die einen Rückfluß in den Wälzkontakt behindert. Ebenso kann davon ausgegangen werden, daß das Strömungsverhalten einer Dispersion aus Grundöl und Bruchstücken des gescherten Seifengerüsts (mit der bei Schmierfetten mit zunehmender Scherzeit im EHD-Kontakt gerechnet werden muß) ungünstiger für den Schmierfilmaufbau ist, als bei reinem Öl.

Obwohl das Schmieröl in Abb. 5 eine vergleichsweise hohe Viskosität aufweist, ist es bei geringen Geschwindigkeiten in der Lage, den Wälzkontakt ausreichend zu versorgen. Dieser Zusammenhang ist durch die große Ausdehung der EHD-Einlaßzone wiedergegeben. Im Auslaßbereich teilt sich das Öl, das nicht in den EHD-Kontakt gelangt, in zwei Arme. Diese sogenannten Seitenbänder bleiben solange voneinander getrennt, bis sie in der Einlaßzone des nächsten Wälzkontaktees wieder durch Preßbewegungen und Oberflächenspannungen verschmolzen werden und den Schmierstoffnachlauf erneut sicherstellen. Das Schmieröl, das durch die Kontaktzone gelangt und auf der Laufbahn bleibt, reicht in der Regel alleine nicht aus, um den darauffolgenden Wälzkontakt vollständig mit Schmierstoff zu versorgen. Bei hohen Geschwindigkeiten tritt Teilschmierung auf, da das Schmieröl durch die hohe Viskosität aus den Seitenbändern nicht schnell genug in die Kontaktbahn bzw. in die Einlaßzone fließen kann, um den Wälzkontakt ausreichend aufzufüllen.

Bei Fettschmierung bilden sich gemäß Abb. 6 ebenfalls Seitenbänder in der Auslaufzone aus. Allerdings werden sie nicht auf die gleiche Weise wie beim ölgeschmierten Kontakt zusammengeführt. Anstelle zweier Arme entsteht ein kleines Primärband in der Nähe des Wälzkontaktees und ein größeres Sekundärband in weiterer Entfernung vom Kontakt. Der Großteil des Fettes befindet sich im Sekundärband und wirkt als Abdichtung der Kontaktzone gegen Verunreinigungen. Das Primärband bildet in Verbindung mit dem Wälzkontakt ein primäres Fettreservoir, das für den möglichen Nachlauf von Schmierfett in die Kontaktzone verantwortlich ist. Die beiden kleinen Reservoirs beidseitig der Kontaktzone sind vom äußeren Sekundärband getrennt und verursachen ein deutlich sichtbares Muster von Leerräumen im Schmierfett.

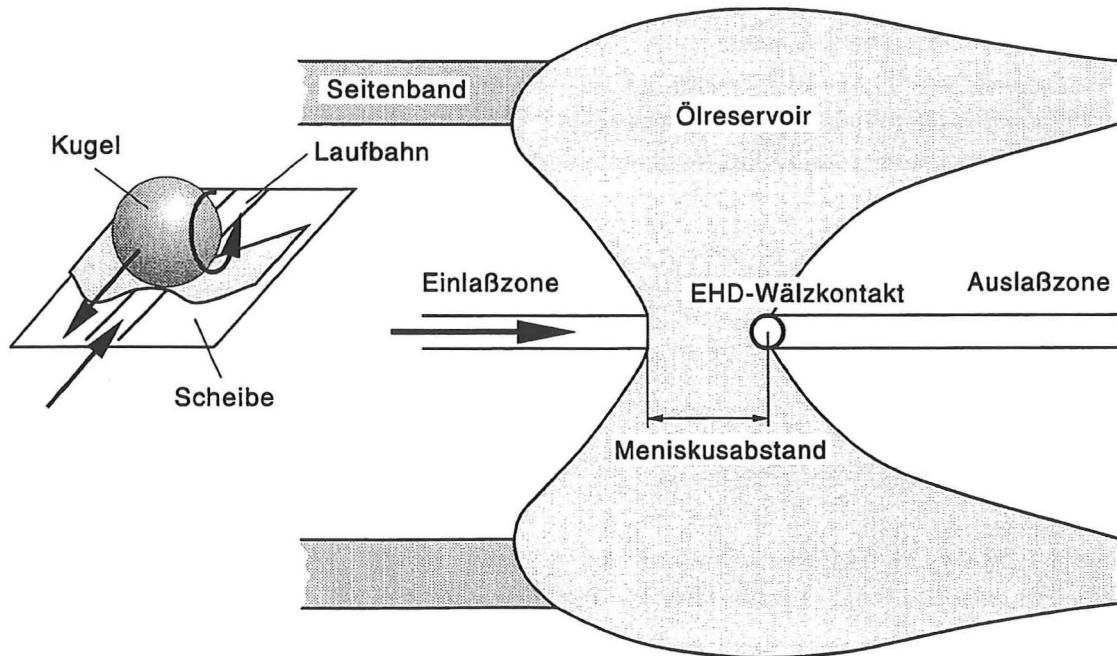


Abb. 5: Ölfluß um die EHD-Kontaktzone in einer Kugel-Scheiben-Versuchsanordnung nach Åström/Östensen/Höglund [4], [8]

Zwischen dem primären und dem sekundären Band befindet sich ein unregelmäßigeres, gröberes Leerraummuster. Kleine Schmierfettmengen können durch die gleichen Mechanismen wie bei Ölschmierung (Preßbewegungen und Kräfte durch Oberflächenspannungen) dem EHD-Kontakt zur Verfügung gestellt werden. Da das Schmierfett in den primären Reservoiren ständig mechanischen Spannungen ausgesetzt ist, wird es fortlaufend beansprucht und gescherzt. Durch Degeneration der Seifenfaserstruktur wird das Fett insgesamt weicher und kann somit leichter in den Wälzkontakt nachfließen als die übrige festere Fettmasse. Insgesamt wird aber zu wenig Schmierfett in die Kontaktzone nachgeliefert, so daß sich im Vergleich zur Ölschmierung weniger Schmierstoff in der Einlaßzone ansammelt. Der Einlaßmeniskus zieht sich sehr stark zurück und es tritt verstärkt Teilschmierung ein.

Die durch Oberflächenspannungen verursachten Effekte können als mögliche Wirkmechanismen für den Schmierfettnachlauf angesehen werden. Åström/Östensen/Höglund entdeckten desweiteren mit ihrer Kugel-Scheiben-Versuchsapparatur, daß die Oberflächenspannungskräfte groß genug sind, um Grundöl oder Fettbruchstücke aus einer nahegelegenen Fettansammlung herauszuziehen. Da die hervorgerufenen Fließgeschwindigkeiten aber sehr niedrig sind, liefert dieser Effekt nur einen geringen Beitrag für den Schmierfettnachlauf. Die Autoren stellten ebenso fest, daß der Nachlauf von Schmierfett in die Kontaktzone durch Spinbewegungen der Kugeln in Schräg- oder Axialkugellagern unterstützt wird. Durch die Bohrbewegung wird von den primären und sekundären Bändern zusätzlich Schmierfett in die Einlaßzone des EHD-Wälzkontakte transportiert, wodurch die Teilschmierung teilweise kompensiert werden kann [4], [8].

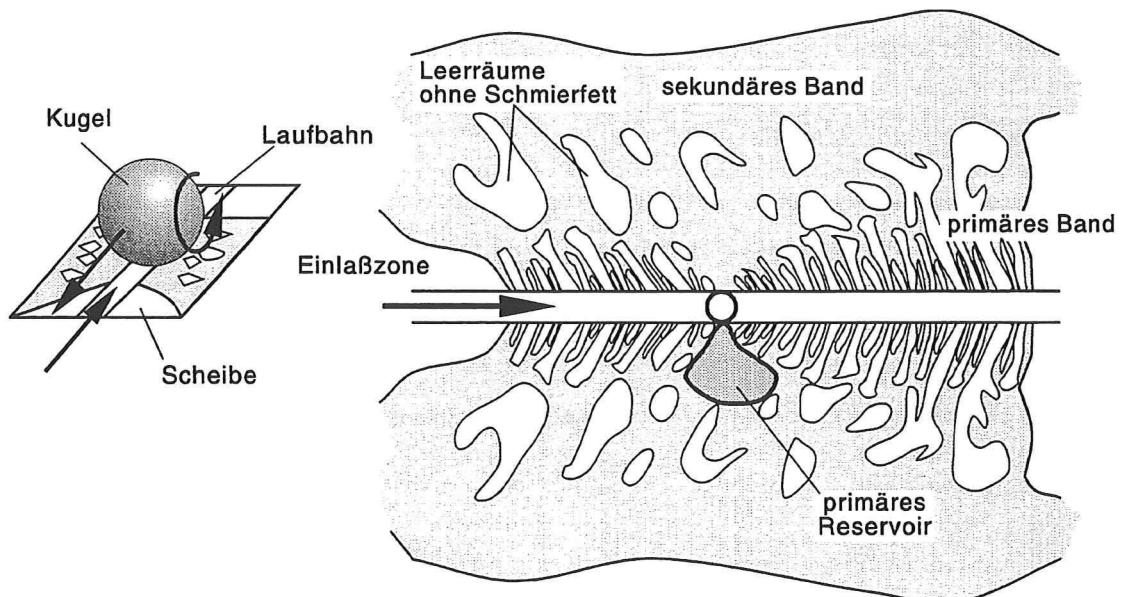


Abb. 6: Fettfluß um die EHD-Kontaktzone in einer Kugel-Scheiben-Versuchsanordnung nach Åström/Östensen/Höglund [8]

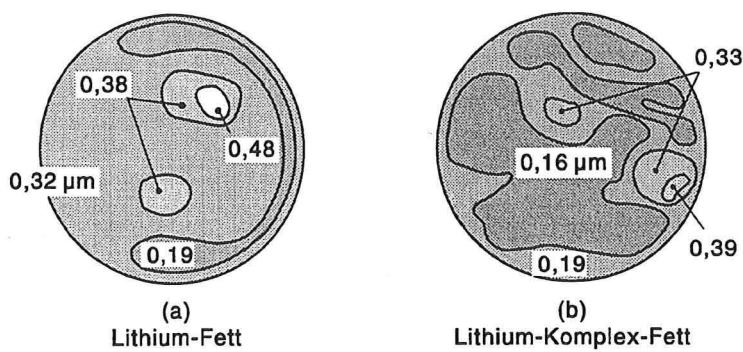
2.1.5 Störungen des Schmierfilmaufbaus

Theoretische Berechnungen der EHD-Schmierfilmhöhe gehen in der Regel von ideal glatten Oberflächen aus. Praktische Wälzkontakte weisen jedoch technische rauhe Oberflächen auf. Selbst polierte Wälzkörper besitzen eine Oberflächentextur, die den Schmierfilmaufbau beeinflussen. Weitere Störgrößen für die Schmierfilmausbildung sind Partikel und Verunreinigungen im Schmierstoff.

Bei Verwendung von Seifenverdickern befinden sich im Schmierfett immer Partikel, die Seifenfasern des Verdickers, die sich in kleineren oder größeren Formationen ansammeln. Zusammen mit anderen unerwünschten Teilchen (Schmutz, Verunreinigungen etc.) und der Oberflächentextur der Kontaktpartner können die Seifenpartikel die stationäre Schmierfilmausbildung stören, die in der Regel bei reiner Ölschmierung über der Kontaktfläche ein hufeisenförmiges Höhenrelief aufweist.

Åström [5] untersuchte im Jahre 1992 den beschriebenen Mechanismus der Beeinflussung bzw. Störung des Schmierfilmaufbaus durch die Verdickerstruktur bei acht verschiedenen Lithium-Fetten mit einer Kugel-Scheiben-Versuchsapparatur. Sechs von den verwendeten Fetten waren gebrauchsübliche Fette. Zu Vergleichszwecken wurden auch zwei Spezialfette eingesetzt, die als sehr geräuscharme Fette bekannt sind und durch spezielle Herstellungsprozesse eine besonders homogene Struktur aufweisen. Fragestellung bei den Versuchen war, ob und auf welche Weise die verschiedenen Fette den Schmierfilmaufbau stören. Um Teilschmierung auszuschließen, wurden die Filmhöhenmessungen gleich zu Versuchsbeginn bei Vollschmierungsverhältnissen durchgeführt. Als Ergebnis der Versuche von Åström zeigte sich, daß alle Fette den kontinuierlichen Schmierfilmaufbau stören. Das Maß der Störungen war aber bei den verschiedenen Fetten unterschiedlich. Åström beobachtete, daß die Seifenverdickerformationen im Wälzkontakt eine lokale Verringerung der Schmierfilmhöhe verursachen und die normalerweise hufeisenförmige Höhenverteilung verzerrten. Dabei hängen die Größe und die Dichte der Seifenverdickerformationen vom Herstellungsprozeß, Verdikkertyp, Seifengehalt und von den Betriebsbedingungen ab. Für die verwendeten Lithium-Fette können die Anzahl der Filmhöhenänderungen in Beziehung zum Anteil des Seifenverdickers gesetzt werden. Fette mit höherer Seifen-konzentration verursachen mehr Filmhöhenstörungen, als Fette mit niedrigerem Seifenanteil [4], [5].

In Abb. 7 sind die schematisierten Filmhöhenprofile für zwei unterschiedliche Versuchsfette dargestellt. Das geräuscharme Fett (a) erzeugt nur wenige Störungen geringeren Ausmaßes,



Geschwindigkeit: 55 m/s
maximale Hertzche Kontaktpressung: 1,2 GPa
Kontaktradius: 0,3 mm

Abb. 7: Gestörte Schmierfilmhöhenprofile zweier verschiedener Fette gemäß den Versuchen von Åström [4], [5]

während das Fett (b) mit höherem Seifenverdickeranteil eine durchweg verzerrte Schmierfilmhöhenverteilung verursacht, deren Profil keine Ähnlichkeit mehr mit der klassischen Hufeisenform aufweist [7].

Die durch die Verdickerstruktur beeinflußten Filmhöhenveränderungen können mit der sich einstellenden Druckverteilung und der Geräuschentwicklung in Verbindung gebracht werden. Prinzipiell kann damit gerechnet werden, daß Schmierfette mehr Vibrationen und Lärm erzeugen als ein vergleichbare Schmieröle. Entsprechend den unterschiedlichen Filmhöhenstörungen können auch innerhalb der verschiedenen Schmierfette große Unterschiede im Schwingungs- und Lärmverhalten auftreten. Diese Erkenntnisse von Åström decken sich mit den Ergebnissen von Wunsch, der ebenfalls 1992 umfangreiche Geräuschuntersuchungen bei verschiedenen Fetten durchführte und sie mit einem reinen Referenzöl verglich [4], [5].

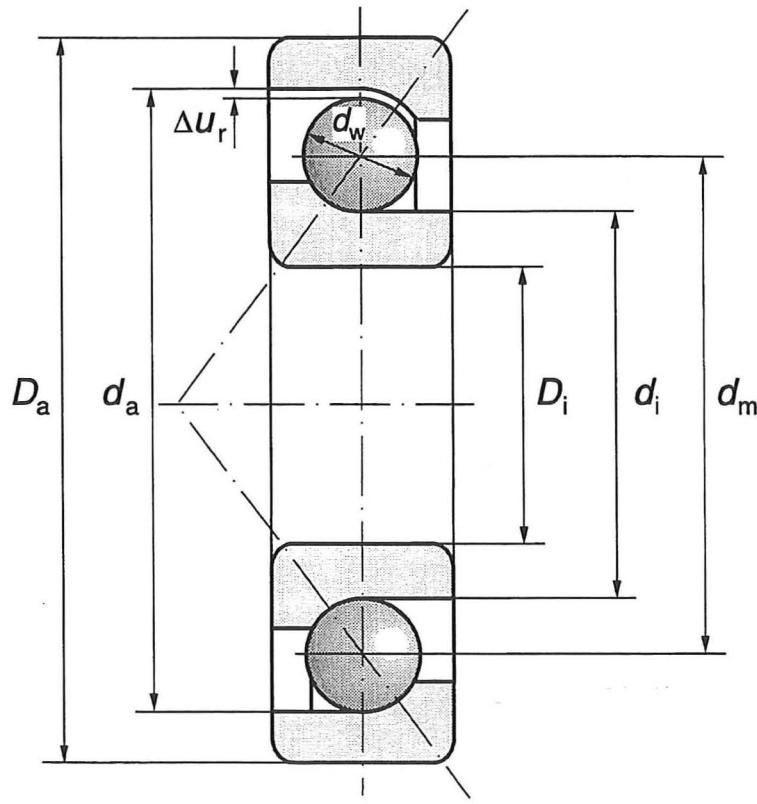
2.1.6 Druckverteilung im Wälzkontakt

Åström/Venner [4], [87] entwickelten eine Methode, mit der die Druckverteilung bei fettgeschmierten Punktkontakten numerisch ermittelt werden kann. Die Methode wurde aus Messungen und Berechnungen der EHD-Schmierfilmhöhe und der Druckverteilung bei ölgeschmierten Wälzkontakten abgeleitet. Durch die erzielten Übereinstimmungen wurde von einer ausreichenden Genauigkeit ausgegangen. Auf diese Weise konnten gleichzeitig die Einflüsse des zweiphasigen Fließcharakters der Schmierfette und der Seifenverdickerformationen, die durch den EHD-Wälzkontakt gelangen, auf den Druckaufbau untersucht werden [4], [87].

Bei Anwendung der beschriebenen, eher experimentellen Methode auf Fettschmierung zeigte sich ein abweichender Druckverlauf im Vergleich zur Ölschmierung, wobei die Unterschiede auf die zuvor erwähnten Verdickerformationen zurückgeführt wurden. Die durch die Seifenfaserformationen hervorgerufenen Abweichungen im Schmierfilm- und Druckverlauf des fettgeschmierten Punktkontaktes sind auffällig, aber nicht alarmierend groß. Die Druckspitze ist um ungefähr 25 % größer als die *Hertz*sche Kontaktpressung an der gleichen Stelle. Nehmen die Schmierfilmstörungen zu, so bildet sich die Druckspitze in der Mitte der Kontaktzone aus und liegt um ungefähr 35 % höher als die entsprechende maximale *Hertz*sche Kontaktpressung [4].

2.2 Geometrische und mechanische Zusammenhänge in Schräkgugellagern

Obwohl Wälzlager vergleichsweise einfach aufgebaute Maschinenelemente zu sein scheinen, sind ihre inneren geometrischen Verhältnisse und kinematischen Abläufe sehr komplex. Zum Beispiel bilden sich zwischen den Kugeln und den Laufbahnen eines Radialkugellagers unter axialem Belastung Kontaktwinkel aus, die von der Geometrie der Kontaktpartner und dem Radialspiel des Lagers abhängig sind. Gleichzeitig aber wird die Übertragung der axialen Belastung im Lager wiederum von den sich einstellenden Druckwinkeln bestimmt [47]. Das radiale Lagerspiel beeinflusst nicht nur die Kontaktwinkel und das resultierende Gesamtspiel des Lagers, sondern auch die inneren Spannungen, Verformungen, Lastverteilungen und somit die Lebensdauer eines Lagers. Da sich auch die Bewegungsverhältnisse in Wälzlagern aus einer Reihe von Größen ergeben, die den inneren Aufbau des Lagers kennzeichnen, werden die inneren geometrischen und mechanischen Verhältnisse in diesem Kapitel ausführlich dargestellt.

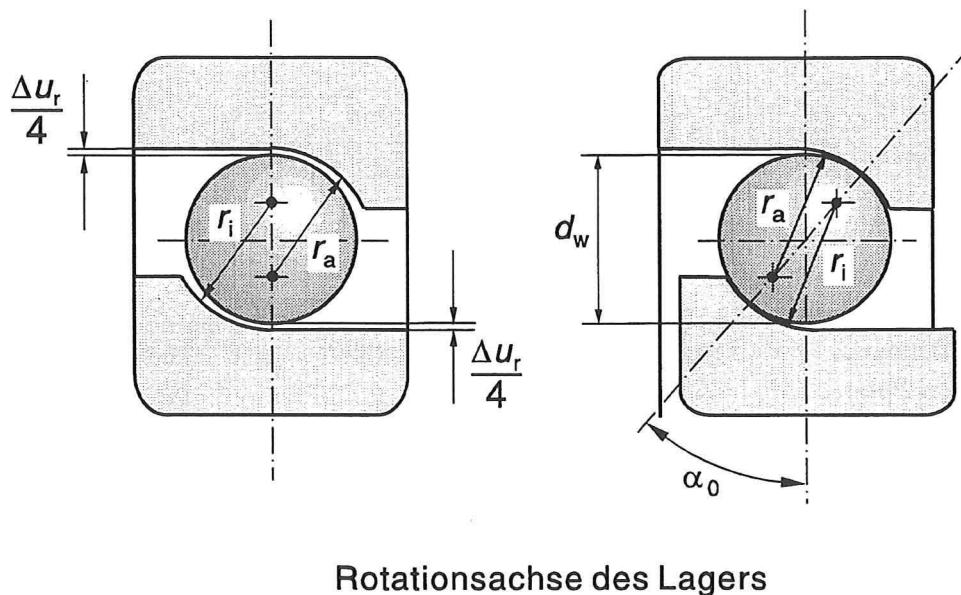


D_i	mm	Bohrungsdurchmesser des Lagers
D_a	mm	Außendurchmesser des Lagers
d_i	mm	Durchmesser des Innenringes
d_a	mm	Durchmesser des Außenringes
d_w	mm	Durchmesser der Kugel
d_m	mm	mittlerer Durchmesser des Lagers

Abb. 8: Abmessungen eines Schräkgugellagers [46], [47]

In Abb. 8 sind die geometrischen Abmaße eines Schräkgugellagers dargestellt. Sie sind im Rahmen dieser Untersuchung von besonderem Interesse, da diese Lager als Prüflager in den experimentellen Versuchen verwendet worden sind. Der mittlere Durchmesser (in der Regel auch Teilkreisdurchmesser) d_m des Lagers, auf dem die Mittelpunkte der Kugeln liegen, wird wie folgt berechnet:

$$d_m = \frac{d_i + d_a}{2} \quad (1)$$



Rotationsachse des Lagers

Δu_r	mm	Lagerspiel in radialer Richtung
α_0	° [rad]	Nenndruckwinkel
r_i	mm	Krümmungsradius der Innenringlaufbahn
r_a	mm	Krümmungsradius der Außenringlaufbahn

Abb. 9: Die Krümmungsradien und Radialluft bei einem Schräkgugellager [46]

Neben den angegebenen Durchmessern ist die bereits erwähnte Radialluft Δu_r eine wichtige Größe, die unter anderem den Nenndruckwinkel α_0 des Lagers bestimmt. Sie gibt den maximalen Abstand wieder, mit dem ein Lagerring relativ zum anderen in radialer Richtung bewegt werden kann. Dabei dürfen keine Kräfte auf das Lager einwirken und die Lagerringe müssen in derselben Ebene liegen. Für theoretische Betrachtungen an unbelasteten Lagern ist es zweckmäßig, die Radialluft gleichmäßig auf alle Kontaktstellen aufzuteilen.

2.2.1 Krümmungsverhältnisse im Wälz lager

Bei Rillenkugellagern sind die Laufbahnradien r_i bzw. r_a des Innen- und Außenringes nach Abb. 9 weitere kennzeichnende Größen der Lagergeometrie. Der Radius der Laufbahn ist grundsätzlich größer als derjenige der Kugel. Damit werden günstige Reibungsverhältnisse im Wälzkontakt erreicht. Allerdings ist dies auch mit einer größeren Flächenpressung im Wälzkontakt verbunden. Unter der Krümmung ϱ versteht man allgemein den Reziprokwert des zugehörigen Laufbahn- bzw.

Krümmungsradius r :

$$\varrho = \frac{1}{r} \quad (2)$$

Die Krümmungskoeffizienten

$$f_i = \frac{r_i}{d_w} \quad \text{bzw.} \quad f_a = \frac{r_a}{d_w} \quad (3)$$

dienen der Beschreibung der Größenverhältnisse zwischen Kugel und Laufbahn, wobei übliche Werte im Bereich zwischen $f = 0,51 \dots 0,52 \dots 0,54$ liegen.

ϱ	1/mm	Krümmung einer Laufbahn
f_i		Krümmungskoeffizient der Innenringlaufbahn
f_a		Krümmungskoeffizient der Außenringlaufbahn
d_w	mm	Durchmesser der Kugel

Nach der Art, wie sich die Kugeln und Lagerringe im unbelasteten Zustand berühren, wird zwischen Punkt- und Linienkontakt unterschieden. Von Punktkontakt spricht man, wenn sich die Kontaktkörper ohne Belastung in einem Punkt berühren. Punktkontakt liegt bei allen Bauformen der Kugellager, d.h. auch bei Schräkgugellagern, vor.

Die Geometrie von zwei Kontaktkörpern gemäß Abb. 10 kann durch zwei Ellipsoiden dargestellt werden. Jeder der beiden Körper "1" und "2" ist durch seine Krümmungen in den beiden senkrecht zueinander stehenden Hauptkrümmungsebenen "X" und "Y" gekennzeichnet, in denen die Krümmung ihren Maximalwert bzw. Minimalwert erreicht. Für alle folgenden Betrachtungen haben konvexe Flächen eine positive Krümmung, d.h. der Krümmungsmittelpunkt liegt innerhalb des Körpers, während konkaven Flächen eine negative Krümmung zugeordnet wird. Deren Mittelpunkt liegt außerhalb des betrachteten Körpers. Die Koordinaten x und y sind so gewählt, daß gilt:

$$\frac{1}{r_{1,y}} + \frac{1}{r_{2,y}} > \frac{1}{r_{1,x}} + \frac{1}{r_{2,x}} \quad (4)$$

Die x-Achse gibt die Richtung der größeren Halbachse a und die y-Achse die Richtung der kleineren Halbachse b wieder, wenn beide Kontaktkörper unter Last gegeneinander gepreßt werden [46].

Gemäß Abb. 11 lassen sich für ein Schräkgugellager mit unterschiedlichen Druckwinkeln an Innen- und Außenring (α_i bzw. α_a) die im folgenden zusammengestellten Krümmungsradien ableiten.

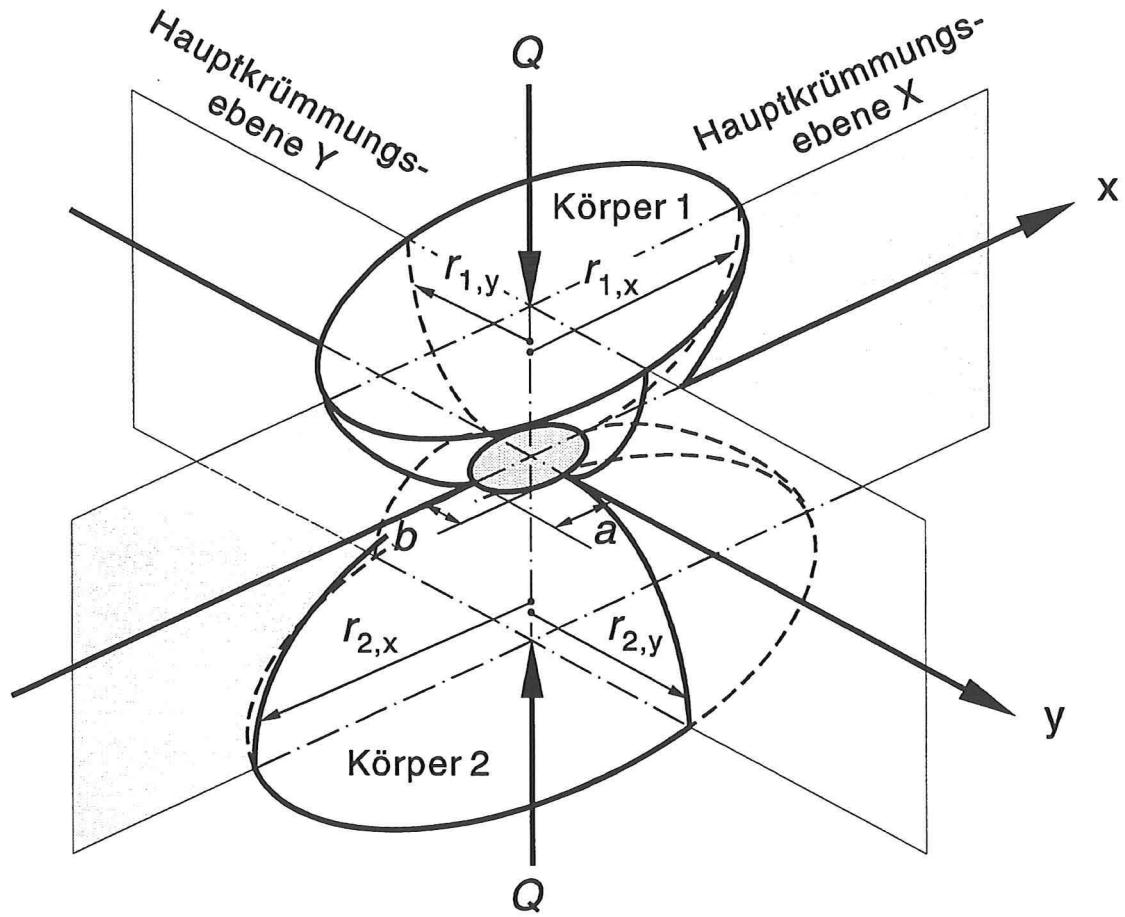


Abb. 10: Kontaktgeometrie zweier allseitig gekrümmter elastischer Körper mit ihren Hauptkrümmungsebenen [40], [46], [47]

- Krümmungsradien für den Kontakt Kugel (1) - Innenring (2):

$$r_{1,x} = r_{1,y} = \frac{d_w}{2} \quad (5)$$

$$r_{2,x} = -f_i \cdot d_w \quad (6)$$

$$r_{2,y} = \frac{d_m - d_w \cdot \cos \alpha_i}{2 \cdot \cos \alpha_i} \quad (7)$$

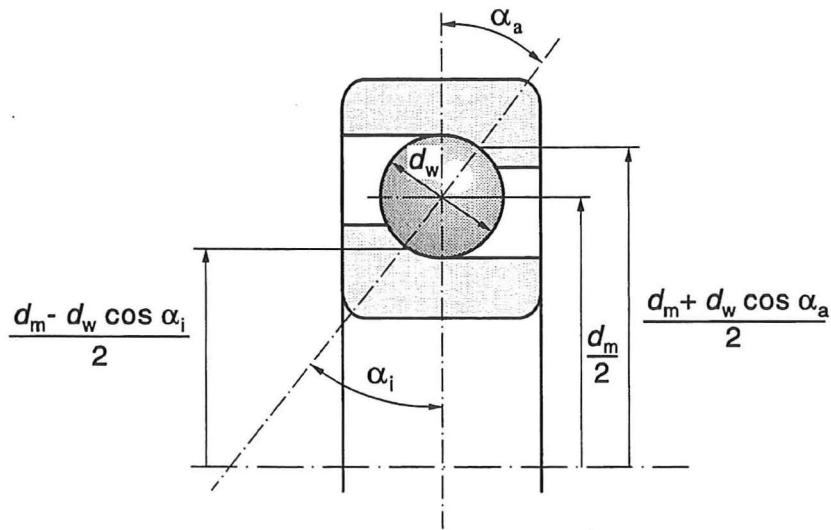


Abb. 11: Geometrische Abmessungen eines Schrägkugellagers zur Bestimmung der Krümmungsradien [28], [46], [47]

- Krümmungsradien für den Kontakt Kugel (1) - Außenring (2):

$$r_{1,x} = r_{1,y} = \frac{d_w}{2} \quad (8)$$

$$r_{2,x} = -f_a \cdot d_w \quad (9)$$

$$r_{2,y} = -\frac{d_m + d_w \cdot \cos \alpha_a}{2 \cdot \cos \alpha_a} \quad (10)$$

Mit diesen Zusammenhängen werden die erwähnte Vorzeichenvereinbarung und die Bedingung nach Gleichung (4) erfüllt [46].

Für den weiteren Berechnungsgang werden die Summe und die Differenz der Krümmungen als Hilfsgrößen benötigt:

$$\Sigma \varrho = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad (11)$$

$$F(\varrho) = R \cdot \left| \frac{1}{R_y} - \frac{1}{R_x} \right| = \frac{\left| (\varrho_{1,x} - \varrho_{1,y}) + (\varrho_{2,x} - \varrho_{2,y}) \right|}{\Sigma \varrho} \quad (12)$$

wobei gilt:

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{1,x}} + \frac{1}{r_{2,x}} \quad (13)$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{1,y}} + \frac{1}{r_{2,y}} \quad (14)$$

Die beiden Terme R_x und R_y vereinfachen die komplizierte Kontaktpaarung auf eine Sichtweise, bei der ein äquivalenter Ellipsoid mit den Hauptachsenradien R_x und R_y auf eine Ebene gedrückt wird. Mit den Gleichungen (5) bis (10) für die Krümmungsradien ergeben sich schließlich folgende Zusammenhänge für ein Schrägkugellager [46], [47]:

- reduzierte Hauptachsenradien am Innenring:

$$R_{y,i} = \frac{d_w}{2} \cdot (1 - \gamma_i) \quad (15)$$

$$R_{x,i} = \frac{f_i \cdot d_w}{2 \cdot f_i - 1} \quad (16)$$

- reduzierte Hauptachsenradien am Außenring:

$$R_{y,a} = \frac{d_w}{2} \cdot (1 + \gamma_a) \quad (17)$$

$$R_{x,a} = \frac{f_a \cdot d_w}{2 \cdot f_a - 1} \quad (18)$$

Zur Vereinfachung und Verringerung der Parameteranzahl werden bei umfangreichen Berechnungen häufig die folgenden Geometriefaktoren verwendet:

$$\gamma_i = \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha_i \quad \text{bzw.} \quad \gamma_a = \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha_a \quad (19)$$

$$\gamma' = \frac{d_w}{d_m} \quad (20)$$

α_i	$^\circ$ [rad]	Betriebsdruckwinkel am Innenring
α_a	$^\circ$ [rad]	Betriebsdruckwinkel am Außenring

d_m	mm	mittlerer Durchmesser des Lagers
d_w	mm	Durchmesser der Kugel
r	mm	Krümmungsradius
$r_{1,x}$	mm	Krümmungsradius des Körpers "1" in x -Richtung (in der Hauptkrümmungs-ebene "X")
R	mm	reduzierter Hauptachsenradius
$R_{x,i}$	mm	reduzierter Hauptachsenradius in x -Richtung am Innenring
$R_{y,i}$	mm	reduzierter Hauptachsenradius in y -Richtung am Innenring
$R_{x,a}$	mm	reduzierter Hauptachsenradius in x -Richtung am Außenring
$R_{y,a}$	mm	reduzierter Hauptachsenradius in y -Richtung am Außenring
f_i		Krümmungskoeffizient für die Innenringlaufbahn
f_a		Krümmungskoeffizient für die Außenringlaufbahn
$\sum \varrho$	1/mm	Summe der Krümmungen
$F(\varrho)$		Differenz der Krümmungen

2.2.2 Elastische Verformung und Flächenpressung im Wälzkontakt

In einem belasteten Wälzlagern treten in den Kontaktstellen der Wälzkörper mit den Laufbahnen elastische Verformungen auf. Es bildet sich eine Druckfläche aus, deren Form und Größe von den elastischen Eigenschaften und Krümmungen der Kontaktpartner sowie von der einwirkenden Kraft abhängig ist. Sie ist in der Regel sehr klein und weist Flächenpressungen in einer Größenordnung von bis zu 4200 N/mm^2 (der festgelegte Grenzwert für die statische Tragzahl) auf. In einem Schräkgugellager bildet sich durch die vorherrschenden Punktkontakte eine elliptische Druckfläche aus, wobei a die größere und b die kleinere Halbachse ist.

Für die Berechnung der Deformation und Flächenpressung lässt sich im elastischen Bereich die *Hertz'sche Theorie* über die Berührung fester elastischer Körper heranziehen. Dabei wird ein nichtumlaufendes Lager ohne Berücksichtigung der Schmierung betrachtet. Für die Entwicklung der allgemeinen Lösung gelten drei Voraussetzungen [40]:

- Die Proportionalitätsgrenze der Werkstoffe der einander berührenden Körper soll nicht überschritten werden, d.h. es dürfen keine plastischen Verformungen auftreten. Dies trifft für Wälzläger zumindest im oberen Belastungsbereich nicht immer zu.
- Die an der Berührungsstelle entstehende Druckfläche muß eben sein. Ihre Achsen sollen im Vergleich zu den Krümmungsradien sehr klein sein. Des Weiteren sollen in der Druckfläche nur Normalspannungen und keine Schubspannungen übertragen werden.
- Die Werkstoffe der Kontaktkörper sollen homogen und isotrop sein.

Die für die elastische Verformung, die Größe der Druckfläche und die Flächenpressung berechneten Werte nach *Hertz* zeigen eine gute Übereinstimmung mit experimentellen Untersuchungen. Unter Berücksichtigung der oben genannten Voraussetzungen ergibt sich folgender Ausdruck für die Druckverteilung in einem elliptischen Kontakt:

$$p = p_{max} \cdot \left[1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (21)$$

Nach Abb. 12 ist die Normalspannung in Form eines Halbellipsoids über der Druckfläche verteilt, wobei die maximale Flächenpressung p_{max} im Kontaktflächenmittelpunkt dem 1,5-fachen der gleichmäßig verteilten Pressung entspricht:

$$p_{max} = \frac{3Q}{2\pi a \cdot b} \quad (22)$$

Das Verhältnis der Halbachsen kann für die elliptische Kontaktfläche mit folgender Beziehung angegeben werden:

$$k = \frac{a}{b} \quad (23)$$

p	N/mm ²	Flächenpressung
p_{max}	N/mm ²	maximale Flächenpressung im Zentrum der <i>Hertz</i> schen Kontaktfläche
Q	N	Belastung pro Wälzkörper
k		Verhältnis der Halbachsen bei elliptischer Kontaktfläche
a	mm	größere Halbachse der elliptischen Kontaktfläche in x-Richtung
b	mm	kleinere Halbachse der elliptischen Kontaktfläche in y-Richtung

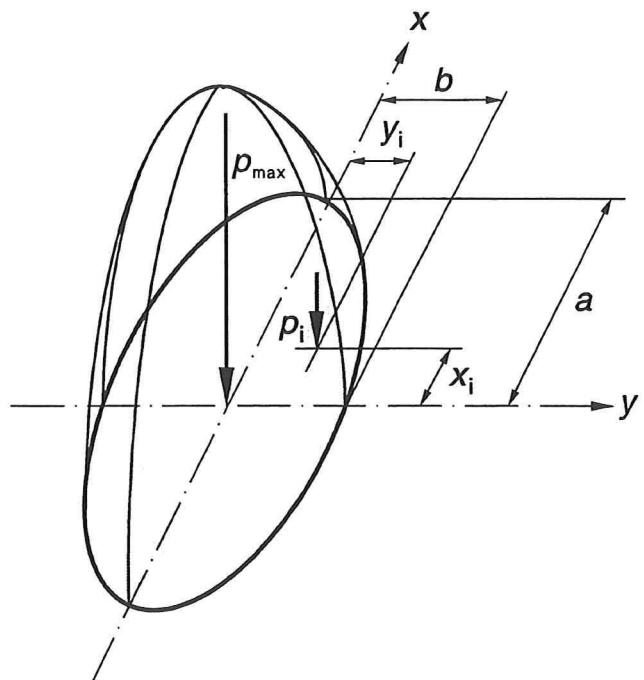


Abb. 12: Druckverteilung in einem elliptischen Kontakt [46], [47]

Untersuchungen von *Harris* zeigten 1966, daß der elliptische Parameter k benutzt werden kann, um die Differenz der Krümmungen nach Formel (12) mit dem vollständigen elliptischen Integral erster Art \mathcal{F} und zweiter Art \mathcal{E} in Verbindung zu bringen [47]:

$$\begin{aligned}
 F(\varrho) &= \frac{(k^2 + 1) \cdot \mathcal{E} - 2\mathcal{F}}{(k^2 - 1) \cdot \mathcal{E}} \\
 \Leftrightarrow k &= \sqrt{\frac{2\mathcal{F} - \mathcal{E} \cdot [1 + F(\varrho)]}{\mathcal{E} \cdot [1 - F(\varrho)]}}
 \end{aligned} \tag{24}$$

Die vollständigen elliptischen Integrale können dabei folgendermaßen berechnet werden:

$$\mathcal{F} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{k^2} \right) \sin^2 \varphi \right]^{-1/2} d\varphi \tag{25}$$

$$\mathcal{E} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{k^2} \right) \sin^2 \varphi \right]^{1/2} d\varphi \tag{26}$$

\mathcal{F}	vollständiges elliptisches Integral erster Art
\mathcal{E}	vollständiges elliptisches Integral zweiter Art
φ ° [rad]	Hilfswinkel zur Integralberechnung

Die aufgeführten Berechnungsgleichungen des vorliegenden *Hertz*schen Kontaktproblems erfordern die geschlossene Lösung des elliptischen Parameters k und der vollständigen elliptischen Integrale erster und zweiter Art \mathcal{F} und \mathcal{E} . Hierbei handelt es sich um ein mathematisch transzendentes Problem, das prinzipiell nur mit iterativen numerischen Verfahren gelöst werden kann. *Jones* (1946), *Hamrock/Anderson* (1973) und andere befaßten sich in diesem Zusammenhang mit der Entwicklung geeigneter iterativer Berechnungsmethoden. Für die Lösung des elliptischen Parameters k wird dabei eine ausreichende Genauigkeit angesetzt, wenn für zwei aufeinanderfolgende Iterationswerte die Bedingung $k_{n+1} - k_n < 10^{-7}$ erfüllt ist. In Abb. 13 sind typische Werte für \mathcal{F} , \mathcal{E} und k in Abhängigkeit des Verhältnisses R_x / R_y aufgeführt, das gewöhnlich zur Beschreibung und Charakterisierung von Punktkontakten herangezogen wird [46].

Zu beachten ist, daß der elliptische Parameter k nur eine Funktion der Krümmungsradien der Kontaktkörper ist:

$$k = f(r_{1,x}, r_{2,x}, r_{1,y}, r_{2,y}) \tag{27}$$

Mit zunehmender Belastung bleibt $k = a / b$ konstant, da die Halbachsen der elliptischen Kontaktfläche in einem proportionalen Zusammenhang stehen [46].

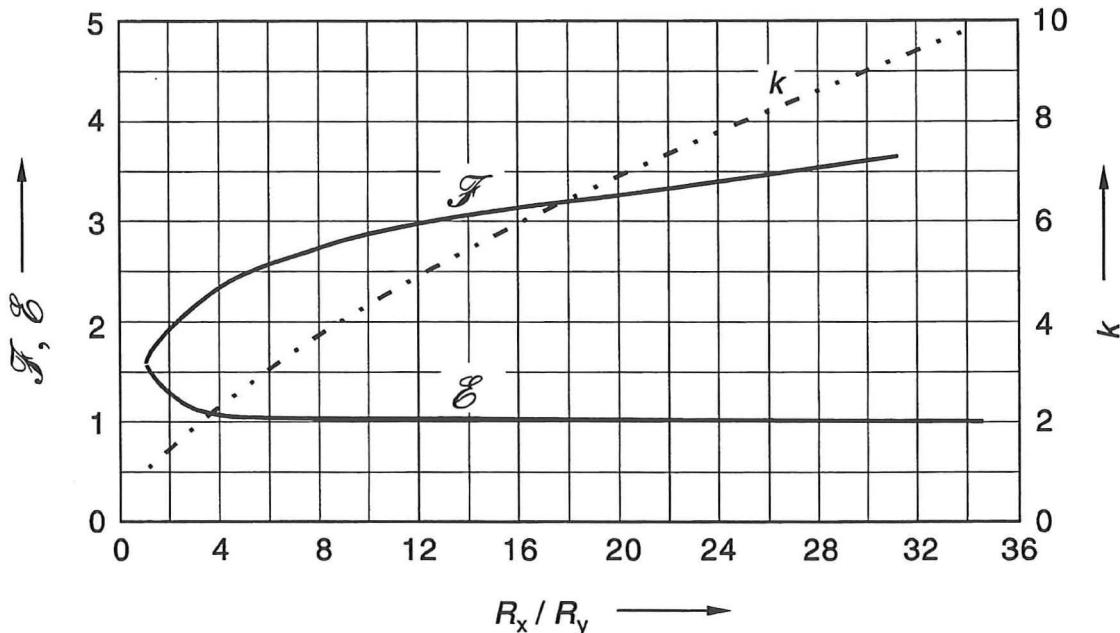


Abb. 13: Abhängigkeit des elliptischen Parameters k und der elliptischen Integrale erster und zweiter Art vom Verhältnis R_x/R_y [46]

Wenn der elliptische Parameter k , die Belastung Q , die Querkontraktionszahl ν und der Elastizitätsmodul E der Kontaktkörper bekannt sind, können die Halbachsen a bzw. b und die Verformung δ in der Mitte der elliptischen Druckfläche nach *Hertz* folgendermaßen berechnet werden [28], [46], [47]:

- größere Halbachse a der elliptischen Kontaktfläche in x-Richtung:

$$a = \left(\frac{2k^2 \cdot \mathcal{E}}{\pi} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{3Q}{E_0 \cdot \Sigma Q} \right)^{1/3} = a^* \cdot \left(\frac{3Q}{E_0 \cdot \Sigma Q} \right)^{1/3} \quad (28)$$

- kleinere Halbachse b der elliptischen Kontaktfläche in y-Richtung:

$$b = \left(\frac{2\mathcal{E}}{\pi k} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{3Q}{E_0 \cdot \Sigma Q} \right)^{1/3} = b^* \cdot \left(\frac{3Q}{E_0 \cdot \Sigma Q} \right)^{1/3} \quad (29)$$

- elastische Verformung δ in der Mitte der Kontaktfläche:

$$\begin{aligned}
 \delta &= \mathcal{F} \cdot \left[\left(\frac{9 \Sigma Q}{2 E} \right) \cdot \left(\frac{Q}{\pi k \cdot E_0} \right)^2 \right]^{1/3} \\
 &= \frac{2 \mathcal{F}}{\pi} \cdot \left(\frac{\pi}{2 k^2 \cdot E} \right)^{1/3} \cdot \left[\frac{3 Q}{E_0 \cdot \Sigma Q} \right]^{2/3} \cdot \frac{\Sigma Q}{2} \\
 &= \delta^* \cdot \left[\frac{3 Q}{E_0 \cdot \Sigma Q} \right]^{2/3} \cdot \frac{\Sigma Q}{2}
 \end{aligned} \tag{30}$$

Q	N	Normalkraft zwischen den Kontaktkörpern
a^*		dimensionsloser Koeffizient der größeren Halbachse der elliptischen Kontaktfläche
b^*		dimensionsloser Koeffizient der kleineren Halbachse der elliptischen Kontaktfläche
δ	mm	Verformung
δ^*		dimensionsloser Koeffizient der Verformung

Mit den angegebenen Gleichungen wird deutlich, daß die Halbachsen a und b proportional zu $Q^{1/3}$ sind, während die Verformung δ proportional zu $Q^{2/3}$ ist. Die dimensionslosen Koeffizienten a^* , b^* und δ^* werden in der einschlägigen Literatur auch als "Hertz'sche Beiwerte" bezeichnet. Sie können als Funktion der Krümmungsdifferenz $F(Q)$ aus Tabellen entnommen werden. Sie beschreiben die Verteilung der Beanspruchung in der Berührungsstelle. Mit ihrer Hilfe können die Halbachsen und die Deformation ohne die aufwendige iterative Berechnung der elliptischen Integrale ermittelt werden.

Für den reduzierten Elastizitätsmodul E_0 der beiden Kontaktkörperwerkstoffe gilt die Beziehung:

$$E_0 = \frac{2}{\frac{1 - v_1^2}{E_1} + \frac{1 - v_2^2}{E_2}} \tag{31}$$

E_0	N/mm ²	reduzierter Elastizitätsmodul für die Kontaktpaarung
E_1, E_2	N/mm ²	Elastizitätsmodul der Kontaktpartner
v_1, v_2		Querkontraktionszahl der Kontaktpartner

Eine Möglichkeit zur Vereinfachung der Berechnung besteht darin, für die Ermittlung der Kennwerte Näherungsgleichungen zu verwenden. Brewe/Hamrock befaßten sich 1977 mit der Entwicklung einer

entsprechenden Berechnungsmethode, die folgende Näherungslösungen liefert [46]:

$$\bar{k} = 1,0339 \cdot \left(\frac{R_x}{R_y} \right)^{0,6360} \quad (32)$$

$$\bar{\mathcal{F}} = 1,5277 + 0,6023 \cdot \ln \left(\frac{R_x}{R_y} \right) \quad (33)$$

$$\bar{\mathcal{E}} = 1,0003 + 0,5968 \cdot \frac{R_y}{R_x} \quad (34)$$

Die elastische Verformung im Zentrum der Kontaktellipse kann wie folgt angenähert werden:

$$\bar{\delta} = \left(\frac{Q}{K} \right)^{2/3} \quad (35)$$

Die Konstante K ist eine Funktion der Kugel- und Laufbahngometrie sowie der Werkstoffeigenschaften und dient zur Beschreibung der Last-Verformungsverhältnisse im Wälzlager:

$$K = \pi \bar{k} \cdot E_0 \cdot \left(\frac{2 \bar{\mathcal{E}}}{9 \Sigma Q \cdot \bar{\mathcal{F}}^3} \right)^{1/2} \quad (36)$$

$K \quad \text{N/mm}^{3/2}$ Lagerkonstante zur Berücksichtigung der Last-Verformungsverhältnisse

Die angegebenen Näherungslösungen weichen für einen Wertebereich von $k = 2 \dots 10$ um weniger als 3% von den entsprechenden numerisch berechneten Lösungen von *Hamrock/Anderson* ab (vergleiche Abb. 13). Sie eignen sich somit gut für eine Vereinfachung des Berechnungsganges und können unter anderem in Berechnungsprogrammen zur Bestimmung der EHD-Schmierfilmhöhe verwendet werden [46].

2.2.3 Zusammenhang zwischen Belastung und Druckwinkel

Um die Verformung in einem Lager entsprechend den vorherigen Ausführungen berechnen zu können, bedarf es der Kenntnis, wie die Lagerbelastung je nach Betriebszustand auf die einzelnen Wälzkörper aufgeteilt wird. Dabei kann zwischen radialer, axialer oder kombinierter Lastverteilung unterschieden werden. Da in den meisten Betriebszuständen der Einfluß von Fliehkräften, Kreiselmomenten und Reibungskräften auf die Lastverteilung nur gering ist, kann dieser in der Regel vernachlässigt werden [47]. Bei der Betrachtung rein statischer Verhältnisse kann gemäß Formel (35) folgender Zusammenhang zwischen Verformung und Belastung bei einem Kugellager angegeben werden:

$$Q = K \cdot \delta^{3/2} = K_n \cdot \delta_n^{3/2} \quad (37)$$

Die gesamte Annäherung der beiden durch die Kugel getrennten Lagerringe ergibt sich unter Normalbelastung aus der Summe der Verformungen zwischen Kugel und Innen- bzw. Außenring:

$$\delta_n = \delta_i + \delta_a \quad (38)$$

Für die Verformungen δ_i und δ_a an Innen- und Außenring gilt entsprechend:

$$\delta_i = \left(\frac{Q}{K_i} \right)^{2/3} \quad \delta_a = \left(\frac{Q}{K_a} \right)^{2/3} \quad (39)$$

Durch Einsetzen der Formeln (38) und (39) in Formel (37) und Auflösen nach K ergibt sich die resultierende Lagerkonstante K_n , welche die Last-Verformungsverhältnisse von Innenring und Außenring unter Normalbelastung für das Lager zusammenfaßt:

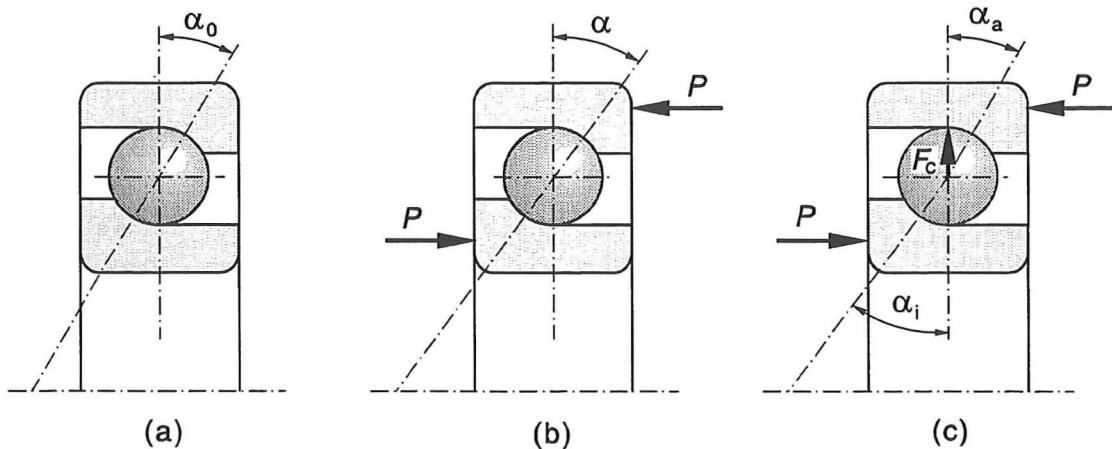
$$K_n = \frac{1}{\left[\left(\frac{1}{K_i} \right)^{2/3} + \left(\frac{1}{K_a} \right)^{2/3} \right]^{3/2}} \quad (40)$$

Die Lagerkonstanten K_i und K_a können jeweils für Innen- und Außenring getrennt nach Formel (36) ermittelt werden [46].

Da die in der vorliegenden Untersuchung verwendeten Schräkgugellager ausschließlich in axialer Richtung belastet werden, beschränken sich die folgenden Betrachtungen auf diesen Fall. Auf die Verhältnisse bei radialer oder kombinierter Belastung, die u.a. von *Harris* in [47] ausführlich untersucht wurden, wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen.

In einem Kugellager wird die äußere Belastung im Lagerinnern von einer Laufbahn über die Wälzkörper auf die andere Laufbahn übertragen. Die Richtung der Druckbelastung wird durch die Verbindungsline zwischen den Berührpunkten am jeweiligen Lagerring und dem Wälzkörpermittelpunkt beschrieben. Diese sogenannte "Drucklinie" schließt mit der Radialebene des Lagers einen Druckwinkel α ein, der von der Geometrie, der Belastung und der Verformung der Lagerteile abhängt. Dieser Druckwinkel α ist eine wichtige Größe für die Auslegung von Wälzlagern. Er hat großen Einfluß auf die Lastverteilung, die Bewegungsverhältnisse und die Lebensdauer eines Lagers.

Je nach Betriebszustand des Lagers unterscheidet man zwischen dem Nenndruckwinkel α_0 und dem Betriebsdruckwinkel α . Der Nenndruckwinkel, der nur von den geometrischen Verhältnissen des Lagers abhängt, liegt nach Abb. 14 (a) im lastfreien Zustand vor. Bei Belastung des Lagers z.B. mit einer äußeren Kraft stellt sich der Betriebsdruckwinkel (b) ein, der in der Regel größer als der



- (a) Lager im unbelasteten Zustand
- (b) Lager nur durch Axialkraft belastet
- (c) Lager durch Axialkraft und Fliehkräfte aufgrund hoher Drehzahlen belastet

Abb. 14: Änderung des Druckwinkels bei einem Schräkgugellager durch Belastung und Geschwindigkeit [28], [47]

Nenndruckwinkel ist. Bei hohen Drehzahlen wirken auf die Wälzkörper zusätzliche Fliehkräfte ein, wodurch an Innen- und Außenring unterschiedliche Belastungen auftreten. In diesem Fall (c) müssen die Druckwinkel α_i bzw. α_a an Innen- und Außenring unterschieden werden.

Je größer der **Nenndruckwinkel** α_0 eines Lagers ist, umso größer ist die axiale Tragfähigkeit. Der Nenndruckwinkel wird auch zur Charakterisierung von Schräkgugellagern in den Katalogen der Lagerhersteller angegeben, wobei er als Lagerkennwert nur von der Lagergeometrie bestimmt wird. Nach Abb. 9 ergibt sich der folgende Zusammenhang für die Berechnung des Nenndruckwinkels [28], [46], [47]:

$$\cos \alpha_0 = \frac{r_a + r_i - d_w - \frac{\Delta u_r}{2}}{r_a + r_i - d_w} = 1 - \frac{\Delta u_r}{2(f_a + f_i - 1) \cdot d_w} \quad (41)$$

α_0	$^{\circ}$ [rad]	Nenndruckwinkel
Δu_r	mm	Lagerspiel in radialer Richtung
f_i		Krümmungskoeffizient für die Innenringlaufbahn
f_a		Krümmungskoeffizient für die Außenringlaufbahn
d_w	mm	Durchmesser der Wälzkörper

Der Term $(f_a + f_i - 1)$, der nur von der Geometrie der Laufbahnen an Innen- und Außenring abhängt, tritt häufig bei der Berechnung von Lagerkennwerten auf, so daß er üblicherweise durch die Lagerkonstante B ersetzt wird:

$$B = f_a + f_i - 1 \quad (42)$$

Bei einem belasteten Lager treten an den Berührungsstellen zwischen Wälzkörpern und den beiden Laufbahnen je nach Betriebszustand und Belastung unterschiedliche elastische Verformungen auf. Daher kann der **Betriebsdruckwinkel** α nicht als konstant angesehen werden, sondern er variiert mit den sich ändernden Betriebsparametern. Bei hohen Drehgeschwindigkeiten wird zwischen einem inneren und einem äußeren Betriebsdruckwinkel unterschieden, da durch Kreiselmomente und Zentrifugalkräfte unterschiedliche Beanspruchungen an Innen- und Außenring auftreten können. Bei üblichen Betriebsdrehzahlen und statischen Verhältnissen können die durch Zentrifugalkräfte und Kreiselmomente auftretenden Effekte jedoch vernachlässigt werden. In diesem Fall werden die Betriebsdruckwinkel an Innen- und Außenring gleichgesetzt.

Bei ausschließlich zentrischer Axialbelastung eines Schräkgugellagers wird die Axialkraft F_{ax} gleichmäßig auf alle Wälzkörper aufgeteilt. Unter statischen Verhältnissen treten an den Berührungsstellen zu Innen- bzw. Außenring jeweils die gleichen Verformungen auf. Es stellt sich überall der gleiche Betriebsdruckwinkel α ein. Auf jede Kugel wirkt die gleiche Belastung:

$$Q = \frac{F_{ax}}{Z \cdot \sin \alpha} \quad (43)$$

Wirkt die Axialkraft auf den Innenring des Lagers (Abb. 15), so wird dadurch eine Verformung δ_{ax} in axialer Richtung verursacht. Diese ist eine Komponente der Verformung δ_n , die normal zur Kontaktfläche auftritt [46], [47]. Gemäß Abb. 15 lässt sich für die Normalverformung δ_n senkrecht zur Kontaktfläche folgender Zusammenhang angeben:

$$\cos \alpha = \left(\frac{B \cdot d_w - \frac{1}{2} \Delta u_r}{B \cdot d_w + \delta_n} \right) \quad (44)$$

Mit Formel (41) kann der Nenndruckwinkel α_0 wie folgt beschrieben werden:

$$\cos \alpha_0 = 1 - \frac{\Delta u_r}{2 B \cdot d_w} \quad (45)$$

Werden beide Gleichungen ineinander eingesetzt und nach δ_n aufgelöst, so ergibt sich:

$$\delta_n = B \cdot d_w \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right) \quad (46)$$

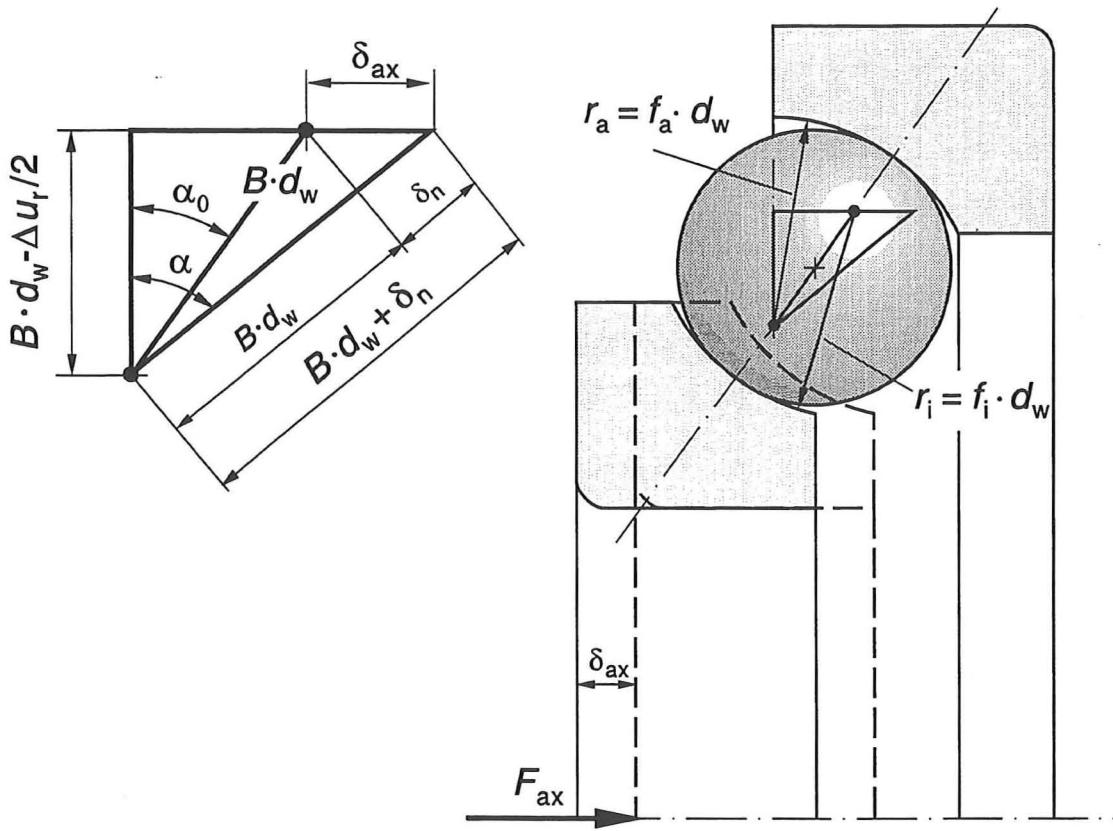


Abb. 15: Geometrische Verhältnisse in einem Schräkgugellager unter axialem Last [46]

Durch Einsetzen in Formel (37) entsteht die Beziehung:

$$Q = K_n \cdot (B \cdot d_w)^{3/2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2} \quad (47)$$

Mit der Formel (43) ergibt sich schließlich die folgende Gleichung:

$$\frac{F_{ax}}{Z \cdot K_n \cdot (B \cdot d_w)^{3/2}} = \sin \alpha \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2} \quad (48)$$

Zusätzlich wird eine neue Lagerkonstante K_B eingeführt:

$$K_B = K_n \cdot \frac{B^{3/2}}{d_w^{1/2}} \quad (49)$$

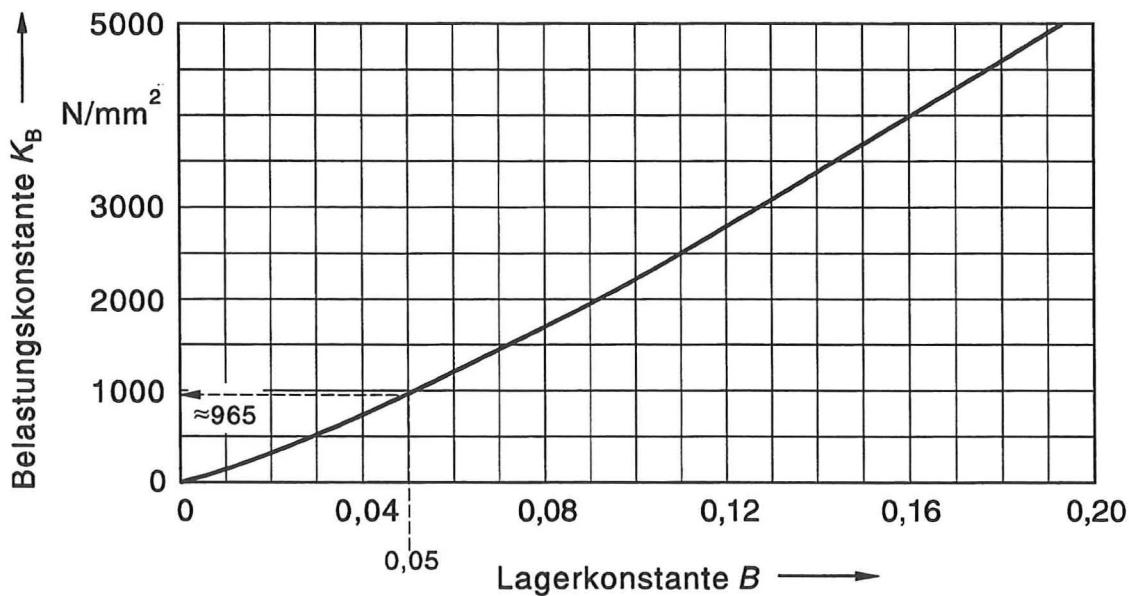


Abb. 16: Diagramm zur Bestimmung der Konstanten K_B für reine Axialbelastung eines Schräkgugellagers [47]

Die Konstante K_B hebt den Einfluß der Lagerringgeometrie durch die Konstante B auf. Durch numerische Lösung mit der *Newton-Raphson*-Methode kann schließlich die folgende Rekursionsformel für die Berechnung des Betriebsdruckwinkels angegeben werden:

$$\alpha' = \alpha + \frac{\frac{F_{ax}}{Z \cdot d_w^2 \cdot K_B} - \sin \alpha \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2}}{\cos \alpha \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{3/2} + \frac{3}{2} \cdot \cos \alpha_0 \cdot \tan^2 \alpha \cdot \left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1/2}} \quad (50)$$

α_0	rad	Nenndruckwinkel
α	rad	Betriebsdruckwinkel
α'	rad	Iterationswert für den Betriebsdruckwinkel
F_{ax}	N	Kraft in axialer Richtung
Z		Anzahl der Wälzkörper
K_B	N/mm ²	Konstante zur Berücksichtigung der elastischen Verformung und der geometrischen Verhältnisse in einem Wälzlagern

Die Iteration für den Betriebsdruckwinkel kann derart erfolgen, daß, ausgehend von einem Startwert

$\alpha \neq \alpha_0$, solange Iterationswerte α' berechnet werden, bis die Bedingung $\alpha' - \alpha \approx 0$ erfüllt ist. Die Lagerkonstante K_B kann entweder mit den Gleichungen (36), (40) und (49) berechnet oder in Abhängigkeit des Parameters $B = f_a + f_i - 1$ aus Abb. 16 entnommen werden. Sind der Nenndruckwinkel nach Beziehung (45) und der Betriebsdruckwinkel nach Formel (50) bekannt, so kann die Verformung des Lagers in axialer Richtung bestimmt werden. Nach Abb. 15 und mit Gleichung (46) gelten folgende Zusammenhänge:

$$\delta_{ax} = (B \cdot d_w + \delta_n) \cdot \sin \alpha - B \cdot d_w \cdot \sin \alpha_0 \quad (51)$$

$$\delta_{ax} = \frac{B \cdot d_w \cdot \sin(\alpha - \alpha_0)}{\cos \alpha} \quad (52)$$

Für die Betrachtung der Belastungszustände und der sich einstellenden **Betriebsdruckwinkel unter dynamischen Verhältnissen** ist es erforderlich, die Bewegungsverhältnisse in einem Schräkgugellager genau zu erfassen. Neben den von der Drehzahl abhängigen Fliehkräften müssen auch die auftretenden Kreiselmomente berücksichtigt werden.

In Wälzlagern stellt die Bewegung der Wälzkörper ein dreidimensionales Problem mit sechs Freiheitsgraden dar. In Abb. 18 ist mit Hilfe eines Koordinatensystems die ständig wechselnde, räumliche Position einer Kugel dargestellt, die in einem Schräkgugellager mit hoher Geschwindigkeit um die x-Achse rotiert.

- | | |
|--------------|---|
| x, y, z | feststehendes Koordinatensystem, wobei die x -Achse mit der Rotationsachse des Lagers zusammenfällt |
| x', y', z' | mit der Winkelgeschwindigkeit ω_m und dem Radius $d_m / 2$ um die Lagerachse rotierendes Koordinatensystem, dessen Ursprung O' sich im Zentrum des Wälzkörpers befindet und dessen x' -Achse parallel zur x -Achse des (x, y, z) -Systems liegt |
| U, V, W | Koordinatensystem, das seinen Ursprung in O' hat und sich wie das (x', y', z') -System bewegt; allerdings ist die U -Achse kollinear zur Rotationsachse der Kugel, die sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_w um ihre eigene Achse dreht, ausgerichtet |

Generell führen die Wälzkörper eine Drehbewegung um ihre eigene Achse mit der Winkelgeschwindigkeit ω_w aus, während sie gleichzeitig im Käfig mit ω_m um die Lagerachse rotieren. Zusätzlich zu diesen Rollbewegungen wird eine Gleitbewegung auf den Laufbahnen der Lagerringe ausgeführt, wenn der Betriebsdruckwinkel $\alpha \neq 0$ ist. Dementsprechend vollführen die Kugeln in Schräkgugellagern eine Rotation senkrecht zu den Kontaktflächen der Laufbahnen, die auch als Bohrbewegung ("Spin") bezeichnet wird. Durch die bei hohen Drehzahlen nicht mehr zu vernachlässigenden Zentrifugalkräfte werden die Kugeln stark nach außen gedrückt, wodurch sich je nach Höhe der Drehzahl unterschiedliche Betriebsdruckwinkel an Innen- und Außenring einstellen. Da sich die Richtung der Rotationsachse, um die sich eine Kugel in einem Schräkgugellager dreht, von außen gesehen ständig ändert, unterliegen die Kugeln zusätzlich Kreiselmomenten. Diese verursachen gemäß Abb. 17 eine Drehung der Kugel um die y' -Achse bzw. um die z' -Achse. Die

Winkel β und β' beschreiben die Richtungsabweichung der Kugel-Rotationsachse U von der x' -Achse. Dabei tritt kein Kreiselmoment auf, wenn die U -Achse parallel zur x -Achse liegt bzw. mit der x' -Achse zusammenfällt. Bei bestimmten Betriebsverhältnissen können die Kreiselmomente eine Vergrößerung der Betriebsdruckwinkel mit steigender Drehzahl hervorrufen [47].

Für die Winkelgeschwindigkeit ω_w der Kugel lassen sich mit Abb. 17 folgende Zusammenhänge ableiten:

$$\omega_w = (\omega_{x'}^2 + \omega_{y'}^2 + \omega_{z'}^2)^{1/2} \quad (53)$$

$$\omega_{x'} = \omega_w \cdot \cos \beta \cdot \cos \beta' \quad (54)$$

$$\omega_{y'} = \omega_w \cdot \cos \beta \cdot \sin \beta' \quad (55)$$

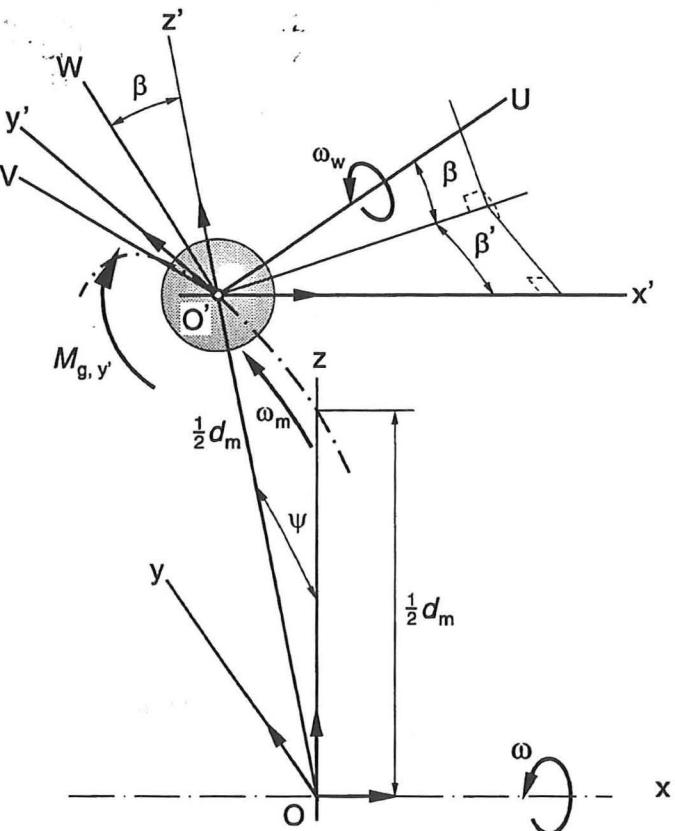
$$\omega_{z'} = \omega_w \cdot \sin \beta \quad (56)$$

Die genaue Untersuchung der geometrischen und mechanischen Zusammenhänge wurden unter anderem von *Changsen* [28] und *Harris* [47] ausführlich durchgeführt.

Für die Zentrifugalkraft $Q_{c,z'}$ in N und die Kreiselmomente $M_{g,y'}$ bzw. $M_{g,y}$ in Nmm ergeben sich folgende Gleichungen:

$$Q_{c,z'} = \frac{1}{2} m_w \cdot d_m \cdot \omega_m^2 \quad (57)$$

$$M_{g,y'} = J_w \cdot \omega_w \cdot \omega_m \cdot \sin \beta \quad (58)$$



ω_m	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Lagerkäfigs
ω_w	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Kugel um ihre eigene Achse
β, β'	[rad]	Winkel zur Beschreibung der Richtungsabweichung zwischen den Rotationsachsen von Lagerkäfig und Kugel
ψ	[rad]	Winkel zwischen x- und x'-Achse, der zur Beschreibung der relativen Lage der Kugeln auf dem Wälzkreis dient

Abb. 17: Räumlich wechselnde Position einer Kugel [28], [46], [47]

$$M_{g,z'} = - J_w \cdot \omega_w \cdot \omega_m \cdot \cos \beta \cdot \sin \beta' \quad (59)$$

Für die Masse m_w in kg und das Trägheitsmoment J_w in $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$ einer Kugel gelten folgende Zusammenhänge:

$$m_w = \frac{1}{6} \pi \cdot \varrho_w \cdot d_w^3 \quad (60)$$

$$J_w = \frac{1}{60} \pi \cdot \varrho_w \cdot d_w^5 \quad (61)$$

ϱ_w	kg/mm ³	Dichte des Wälzlagwerkstoffes
d_m	mm	mittlerer Durchmesser des Lagers
d_w	mm	Durchmesser der Kugel

In erster guter Näherung kann das Kreiselmoment $M_{g,z'}$ nach *Harris* [47] vernachlässigt werden ($\beta' = 0$). Der Einfluß des Kreiselmomentes $M_{g,y'}$ ist wesentlich größer und muß vor allem bei hohen Drehzahlen berücksichtigt werden. Mit der Winkelgeschwindigkeit der Kugeln in 1/s:

$$\omega_w = \frac{2 \pi \cdot n_w}{60} \quad (62)$$

und der Winkelgeschwindigkeit des Käfigs in 1/s:

$$\omega_m = \frac{2 \pi \cdot n_m}{60} \quad (63)$$

kann das Kreiselmoment $M_{g,y'} = M_g$ folgendermaßen angegeben werden:

$$M_g = \frac{1}{54000} \pi^3 \cdot \varrho_w \cdot d_w^5 \cdot n_w \cdot n_m \cdot \sin \beta \quad (64)$$

M_g	Nmm	Kreiselmoment pro Kugel
ϱ_w	kg/mm ³	Dichte des Wälzkörperwerkstoffes
n_w	1/min	Drehzahl der Kugel
n_m	1/min	Drehzahl des Lagerkäfigs

Das Kreiselmoment, dem Reibungskräfte an den Laufbahnen des Schrägkugellagers das Gleichgewicht halten, verursacht zusätzliche Gleitbewegungen im Wälzlag. Diese führen zu einem erhöhten Verschleiß und zu einer geringeren Lebensdauer. Aus diesem Grunde sollten Kreiselmomente auf jeden Fall vermieden oder zumindest verringert werden. Das kann zum Beispiel

durch höhere Vorspannkräfte, größere Lagerbelastung oder verringerte Wälzkörperradien erreicht werden.

Jones stellte dazu fest, daß eine Gleitbewegung infolge Kreiselmomente verhindert oder zumindest vernachlässigt werden kann, wenn der Gleitreibungsbeiwert ausreichend groß ist. Das Reibmoment, das durch die Wälzkörperbelastung Q hervorgerufen wird, hindert die Kugel daran, sich in Richtung des Kreiselmomentes zu drehen. Untersuchungen ergaben, daß sich der Gleitreibungsbeiwert zwischen Kugel und Laufbahn in einem Bereich von $\mu = 0,01 \dots 0,06$ bewegt. Da der Beiwert bei hohen Drehzahlen und Schmierfilmeinflüssen ungefähr $\mu = 0,02$ beträgt, stellte *Palmgren* folgende Bedingung zur Vermeidung von Kreiselmomenten auf [46], [47], [77]:

$$0,02 Q \cdot d_w > M_g \quad (65)$$

Für die Berechnung der Zentrifugalkraft Q_c gilt gemäß den Formeln (57), (60) und (63) die folgende Gleichung:

$$Q_c = \frac{\pi^3 \cdot \varrho_w}{10.800} \cdot d_w^3 \cdot d_m \cdot n_m^2 \quad (66)$$

Q_c N Zentrifugalkraft pro Kugel

Unter Vernachlässigung von Kreiselmomen-ten und der elastischen Verformung an Kugel und Laufbahnen vereinfachen sich die Verhältnisse in schnellaufenden Wälzlagern erheblich. An dieser Stelle wird zunächst eine vereinfachte Berechnung des inneren und äußeren Druckwinkels erläutert, während in Kapitel 3.1 eine verfeinerte Betrachtung für die Lastverteilung in schnellaufenden Schräkgugellagern vorgenommen wird. In Abb. 18 sind die angreifenden Kräfte unter den angenommenen Vereinfachungen für die axiale Belastung einer Kugel dargestellt:

$$Q_i = \frac{Q_{ax,i}}{\sin \alpha_i} = \frac{F_{ax}}{Z \cdot \sin \alpha_i} \quad (67)$$

Mit Kenntnis des inneren Druckwinkels α_i und der Wälzkörperbelastung am Innenring können durch das Aufstellen der Kräfte-gleichgewichte in axialer und radialer Richtung der Druckwinkel und die Belastung am Außenring

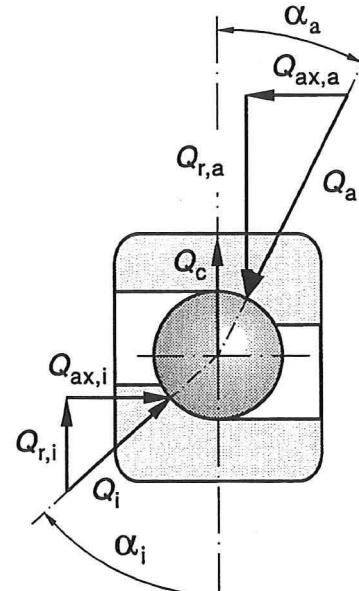


Abb. 18: Angreifende Kräfte und Momente unter Axialbelastung und hoher Drehzahl [47]

bestimmt werden. Es gelten folgende Zusammenhänge [47]:

$$Q_{ax,i} - Q_a \cdot \sin \alpha_a = 0 \quad (68)$$

$$Q_{ax,i} \cdot \cot \alpha_a + Q_c - Q_a \cdot \cos \alpha_a = 0 \quad (69)$$

Gemeinsames Auflösen beider Beziehungen liefert schließlich:

$$\cot \alpha_a = \cot \alpha_i + \frac{Q_c}{Q_{ax,i}} \quad (70)$$

$$Q_a = Q_{ax,i} \cdot \sqrt{1 + \left(\cot \alpha_i + \frac{Q_c}{Q_{ax,i}} \right)^2} \quad (71)$$

α_a	$^{\circ}$ [rad]	Betriebsdruckwinkel am Außenring
α_i	$^{\circ}$ [rad]	Betriebsdruckwinkel am Innenring
Q_c	N	Zentrifugalkraft
$Q_{ax,i}$	N	Axialkraft am Innenring

Bei der Berücksichtigung der Zentrifugalkräfte zeigt sich deutlich, daß mit zunehmender Zentrifugalkraft Q_c bzw. mit steigender Drehzahl der äußere Druckwinkel α_a kleiner als der innere Winkel α_i wird.

3 Theoretische Untersuchungen

Das in diese Arbeit vorgestellte neue Verfahren zur Bestimmung der Betriebs-Schmierfilmhöhe in einem schnellaufenden Spindellager beruht auf allgemein anerkannten Berechnungsverfahren. Ausgangspunkt der Überlegungen ist, daß ein Zusammenhang zwischen der messbaren Gesamtkapazität eines Lagers und der damit verbundenen Schmierfilmhöhe besteht. Diese Beziehung muß in zwei Schritten ermittelt werden:

- Unter Einbeziehung aller aktuellen Erkenntnisse über schnellaufende fettgeschmierte Lager wird zunächst die zu erwartende **Schmierfilmhöhe nach der EHD-Theorie** berechnet. Dieses erfolgt vorzugsweise für Drehzahlbereiche, die durch experimentelle Untersuchungen abgesichert sind. In diese Berechnungen müssen zum einen die geometrischen und kinematischen Verhältnisse der Lager und zum anderen die stofflichen Werte der Schmierfette in Abhängigkeit von Drehzahl, Belastung und Temperatur einfließen. Diese Berechnung ist aufwendig, da sich viele Größen gegenseitig beeinflussen oder voneinander abhängig sind. So sind beispielsweise der Betriebsdruckwinkel, die Kugelbelastung und die Betriebsdrehzahl eng miteinander verknüpft. Ferner lassen sich viele Fettparameter (z.B. Druckviskositätskoeffizient) bzw. Schmierungsvorgänge (z.B. Scherung, Starvation) nur schwer theoretisch erfassen.
- In einem zweiten Ansatz muß die **Schmierfilmhöhe als Funktion der Lagerkapazität** berechnet werden. Dabei werden die jeweiligen Oberflächen im Wälzkontakt von Kugeln und Laufbahnen als Platten eines Kondensators, das dazwischen befindliche Fett als Dielektrikum und die Schmierfilmhöhe als Abstand der Kondensatorplatten aufgefaßt. Die Genaugkeit der Ergebnisse hängt wesentlich von der exakten Bestimmung der Kontaktflächengröße und -form sowie von der Ermittlung der Fettstoffwerte (z.B. Dielektrizitätskonstante als Funktion von Druck und Temperatur) ab. Auch für diese Rechenschritte muß eine genaue Analyse aller Vorgänge im Wälzlager erfolgen. In diesem Zusammenhang ist u.a. die Berechnung der Kontaktflächen und -drücke nach *Hertz* wichtig.

In der Annahme, daß die Berechnungen der EHD-Schmierfilmhöhe für niedrige Drehzahlbereiche (bis zu wirksamen Umfangsgeschwindigkeiten von $u = 4 \text{ m/s}$) gültig ist, erfolgt in einem nächsten Schritt die Abgleichung der Beziehung zwischen der Schmierfilmhöhe und der Kapazität. Die sich aus diesem Verfahren ergebenden Bestimmungsgleichungen können dann dazu eingesetzt werden, die in experimentellen Untersuchungen gewonnenen Kapazitätsmessdaten in Abhängigkeit von bekannten Größen wie Drehzahl, Belastung, Lagertemperatur und Fettart in die Betriebs-schmierfilmhöhe umzurechnen.

Bei allen folgenden Ausführungen ist immer zu beachten, daß es nicht möglich ist, eine wirkliche Kalibrierung der Schmierfilmhöhen als Funktion der gemessenen Schmierspaltkapazität durchzuführen. Es ist zur Zeit ausgeschlossen, die tatsächlichen Abstände zwischen Wälzkörper und Laufbahnen "mechanisch" in Bereichen von $h < 1 \mu\text{m}$ mit ausreichender Genauigkeit im realen Lager zu messen und mit entsprechenden Kapazitätsmesswerten abzugleichen. Außerdem ist die Messung der Schmierspaltkapazität im realen Lager unter praxisnahen Betriebsbedingungen nur als Summenmessung über alle Wälzkontakte möglich. Folglich sind die **absoluten** μm -Werte der vorgestellten ermittelten Schmierfilmhöhen ausschließlich als Abschätzung zu betrachten. Die

relativ zueinander ermittelten Schmierfilmhöhenunterschiede der untersuchten Fette können dagegen als korrekte Werte eingestuft werden.

3.1 Kinematische Verhältnisse in Schräkgugellagern

In den folgenden Abschnitten sollen die für die Anwendung der EHD-Theorie relevanten Bewegungsverhältnisse für die in den experimentellen Untersuchungen verwendeten Schräkgugellager dargestellt werden. Prinzipiell können die gewonnenen Ergebnisse auf jede andere Lagerbauart übertragen werden. In Kapitel 3.1.1 wird auf die vereinfachten Bewegungsverhältnisse in Schräkgugellagern eingegangen, die in der Regel für eine erste Abschätzung der EHD-Schmierfilmhöhe ausreichend sind. Kapitel 3.1.2 befaßt sich mit einer genaueren Beschreibung der inneren Bewegungsgrößen, wobei unterschiedliche Betriebsdruckwinkel an Innen- und Außenring, Bohrbewegungen und auch Gleitbewegungen durch Kreiselmomente berücksichtigt werden.

Wie bereits ausgeführt wurde, vollführen die Kugeln in Schräkgugellagern innerhalb des Käfigs eine Rotation um die Lagerachse, während sie sich gleichzeitig um ihre eigene Achse drehen. Zusätzlich werden die Rollbewegungen in den Kontaktflächen von Gleitbewegungen begleitet. Wenn, wie in Schräkgugellagern, der Betriebsdruckwinkel $\alpha \neq 0$ ist, lässt sich die Bewegung der Kugeln in eine Roll- und Bohrbewegung zerlegen, wobei letztere häufig auch als Spin bezeichnet wird. In öl- oder fettgeschmierten Lagern treten zusätzlich Kreiselmomente auf, die weitere Gleitbewegungen zwischen Wälzkörper und Laufbahn verursachen. Bei Berücksichtigung dieser Gleitbewegungen stellen sich die Bewegungsverhältnisse sehr vielschichtig dar. Allgemein ist festzustellen, daß die Gleitbewegungen mit größerem Lagerspiel und geringerer Belastung zunehmen.

Es sind auch detailliertere Betrachtungen der Bewegungsverhältnisse in Schräkgugellagern möglich. So berücksichtigten *Harris* und *Changsen* beispielsweise die Gleitbewegungen zwischen Kugel und Laufbahn im Zusammenhang mit der elastischen Verformung der *Hertz*schen Kontaktflächen. Mit diesem Verfahren können unterschiedliche Gleitgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der Lage der Berührungsstellen in der Kontaktfläche bestimmt werden. Allerdings ist hierzu eine vollständige Analyse aller auf die Kugel einwirkenden Kräfte und Momente nötig, was nur mit umfangreichen Berechnungen und einer genauen Kenntnis der geometrischen Verhältnisse im Lagerinnern realisierbar ist. Oft wird zur Vereinfachung der Zusammenhänge die von *Jones* aufgestellte Theorie der Laufbahnhührung verwendet, die besagt, daß nur an einer Laufbahn eine Spinbewegung der Kugeln auftreten kann und an der anderen keine. Diese Vereinfachung der realen Verhältnisse wird im Rahmen dieser Arbeit eingesetzt und auch für die Berechnung der Versuchslagerkenngrößen verwendet [28], [46], [47].

3.1.1 Vereinfachte Betrachtung der Bewegungen im Wälzlager

Bei der vereinfachten Beschreibung der dynamischen Verhältnisse in Schräkgugellagern kann der Einfluß der Zentrifugalkräfte und der Kreiselmomente vernachlässigt werden, wenn die Lager im üblichen Drehzahlbereich oder mit hohen Belastungen betrieben werden. Weiterhin sind folgende

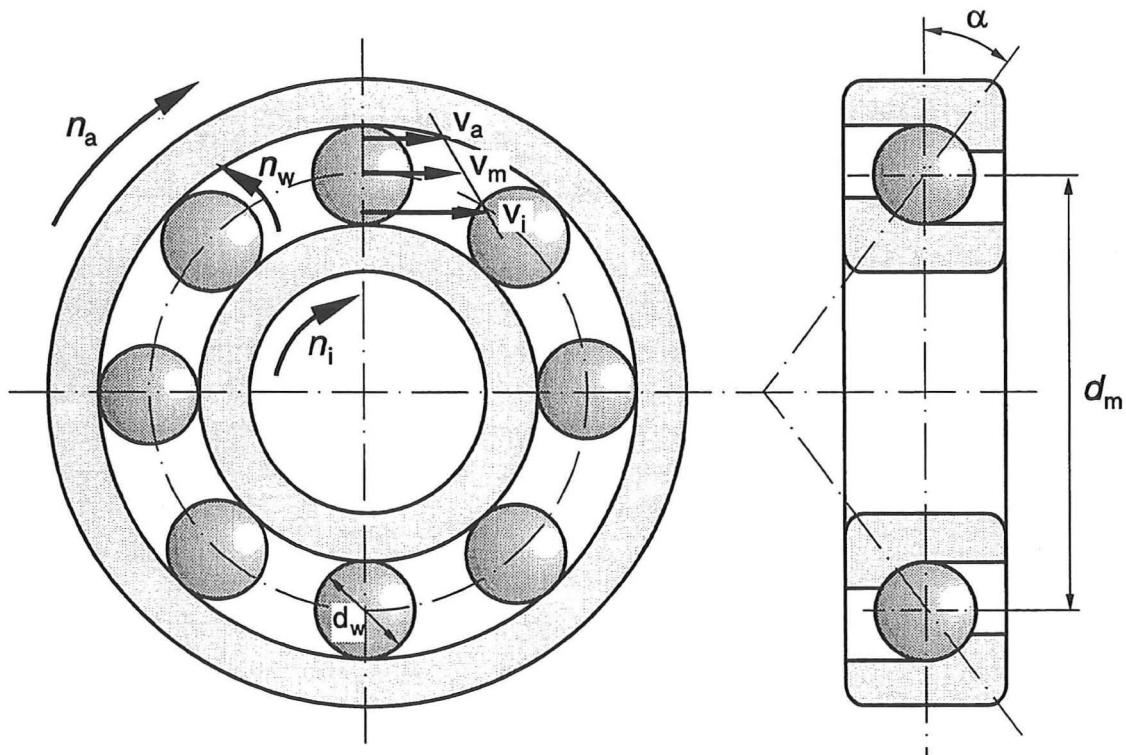


Abb. 19: Geometrie, Drehzahlen und Geschwindigkeiten in einem Schräkgugellager unter vereinfachten Bewegungsverhältnissen [46]

Vereinfachungen erforderlich [28]:

- die elastischen Verformungen der Kontaktflächen werden vernachlässigt;
- bei der Bewegung der Wälzkörper auf den Laufbahnen wird nur reines Rollen betrachtet. In den Punktkontakten ist die Geschwindigkeit der Wälzkörper identisch mit derjenigen der Laufbahnen;
- der Einfluß von Spiel in radialer Richtung wird nicht berücksichtigt;
- Schmierungseffekte durch einen Schmierfilm werden vernachlässigt.

Die in einem Schräkgugellager vorherrschenden Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten sind in Abb. 19 dargestellt. Durch die beschriebenen Vereinfachungen lassen sich die im Lager vorherrschenden Umfangsgeschwindigkeiten und Drehzahlen aus den geometrischen Verhältnissen bestimmen. Eine Drehung im Uhrzeigersinn ist dabei entsprechend der Vorzeichenkonvention mit einem positiven Vorzeichen behaftet. Für die Umfangsgeschwindigkeit v_m und die Drehzahl n_m des Lagerkäfigs um die Lagerachse ergeben sich folgende Zusammenhänge [28], [47]:

$$v_m = \frac{\pi}{120} d_m \cdot \left[n_i \cdot \left(1 - \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha \right) + n_a \cdot \left(1 + \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha \right) \right] \quad (72)$$

$$\begin{aligned} n_m &= \frac{1}{2} \left[n_i \cdot \left(1 - \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha \right) + n_a \cdot \left(1 + \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha \right) \right] \\ &= \frac{1}{2} [n_i \cdot (1 - \gamma) + n_a \cdot (1 + \gamma)] \end{aligned} \quad (73)$$

Für die Drehzahl der Kugeln um ihren Mittelpunkt gilt entsprechend:

$$\begin{aligned} n_w &= \frac{1}{2} \frac{d_m}{d_w} \cdot (n_a - n_i) \cdot \left[1 - \left(\frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha \right)^2 \right] \\ &= \frac{1}{2} \frac{d_m}{d_w} \cdot (n_a - n_i) \cdot [1 - \gamma^2] \end{aligned} \quad (74)$$

Der geometrische Parameter γ dient zur Vereinfachung der Berechnungsgleichungen und kann folgendermaßen berechnet werden:

$$\gamma = \frac{d_w}{d_m} \cdot \cos \alpha \quad (75)$$

v_m	mm/s	Umfangsgeschwindigkeit des Käfigs
n_m	1/min	Drehzahl des Käfigs
n_w	1/min	Drehzahl der Kugel
n_i	1/min	Drehzahl des Innenringes
n_a	1/min	Drehzahl des Außenringes
α	°[rad]	Druckwinkel

3.1.2 Allgemeine Bewegungsverhältnisse

Für ein Schräkgugellager, das bei hohen Drehzahlen betrieben wird, müssen die Einflüsse der Fliehkräfte und Kreiselmomente berücksichtigt werden. Um die vielschichtigen Zusammenhänge zu vereinfachen, kann das Kreiselmoment $M_{g,z'}$ nach Formel (59) vernachlässigt werden, wobei der Winkel $\beta' = 0$ gesetzt wird (nach Abb. 17). Mit dieser Bedingung kann das Lager vollständig in einer Ebene beschrieben werden. Zur einfacheren Beschreibung ist die Kugel in Abb. 20 in der Zeichenebene festgehalten, während sie sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_w um ihre eigene Achse dreht. Der Winkel β beschreibt die Abweichung des Drehvektors ω_w relativ zur x' -Achse.

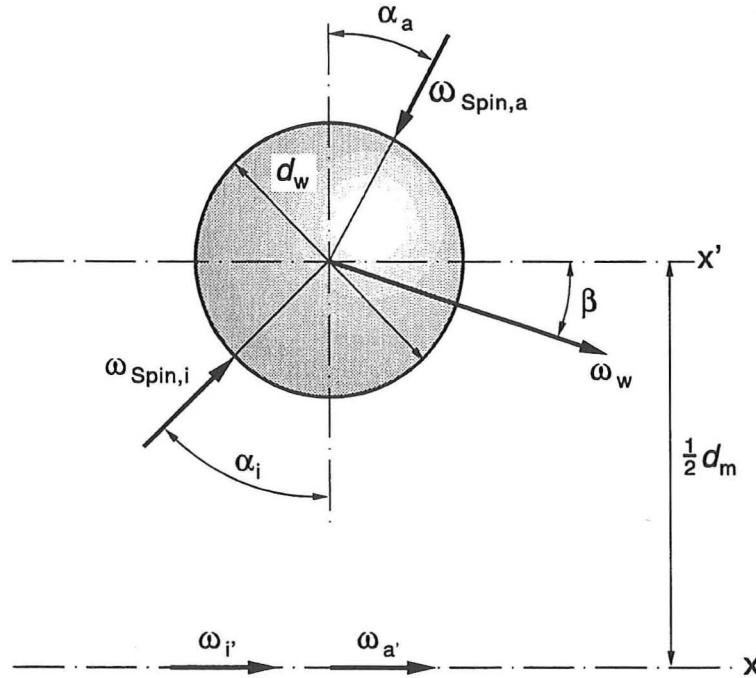


Abb. 20: Winkelgeschwindigkeiten zur Beschreibung der Kugelbewegungen in einem Schräkgugellager [46]

Der innere und äußere Lagerring rotieren mit der Winkelgeschwindigkeit ω_i' bzw. $\omega_{a'}$ relativ zur festgehaltenen Kugel um die Hauptachse des Lagers [46]:

ω_i'	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Innenringes relativ zur festgehaltenen Kugel
$\omega_{a'}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Außenringes relativ zur festgehaltenen Kugel
$\omega_{\text{Spin}, i}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Bohrbewegung am Innenring
$\omega_{\text{Spin}, a}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Bohrbewegung am Außenring

Sind in den Kontaktflächen die Umfangsgeschwindigkeiten der Laufbahnen gleich der Geschwindigkeit der Kugel, so lassen sich gemäß Abb. 21 folgende Bedingungen aufstellen:

$$\frac{1}{2} (d_m - d_w \cdot \cos \alpha_i) \cdot \omega_{i'} = - \frac{1}{2} d_w \cdot \cos(\alpha_i - \beta) \cdot \omega_w \quad (76)$$

$$\frac{1}{2} (d_m + d_w \cdot \cos \alpha_a) \cdot \omega_{a'} = \frac{1}{2} d_w \cdot \cos(\alpha_a - \beta) \cdot \omega_w \quad (77)$$

Das Auflösen nach ω_w ergibt folgende Gleichungen:

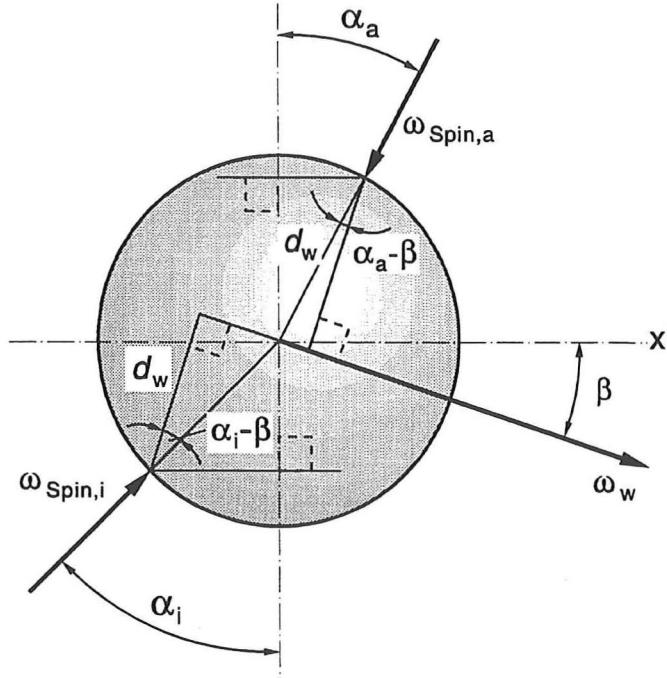


Abb. 21: Betrachtung der Winkelgeschwindigkeitsvektoren für die "festgehaltene" Kugel eines Schräkgugellagers

$$\omega_w = - \frac{1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i}{\gamma' \cdot \cos(\alpha_i - \beta)} \cdot \omega_i \quad (78)$$

$$\omega_w = \frac{1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_a}{\gamma' \cdot \cos(\alpha_a - \beta)} \cdot \omega_a \quad (79)$$

Wenn anstelle des Kugelmittelpunktes der Außenring festgehalten wird, muß für gleiche Bewegungsverhältnisse die Kugel innerhalb des Käfigs mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega_m = -\omega_a$ um die x -Achse des Lagers rotieren. Gleichzeitig muß sich der Innenring mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega_i = \omega_i + \omega_m$ um die Lagerrotationsachse drehen. Für die Winkelgeschwindigkeiten von Kugel und Käfig ergeben sich dann bei angetriebener Welle und stillstehendem Außenring folgende Zusammenhänge:

$$\omega_w = - \frac{\frac{1}{\gamma' \cdot \cos(\alpha_i - \beta)}}{\frac{1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i}{\gamma' \cdot \cos(\alpha_i - \beta)} + \frac{\gamma' \cdot \cos(\alpha_a - \beta)}{1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_a}} \cdot \omega_i \quad (80)$$

$$\omega_m = \frac{1}{1 + \frac{1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_a}{1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i} \cdot \frac{\cos(\alpha_i - \beta)}{\cos(\alpha_a - \beta)}} \cdot \omega_i \quad (81)$$

Soll der Außenring angetrieben werden und die Welle stillstehen, muß der Käfig mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega_m = -\omega_i$ und der Außenring mit $\omega_a = \omega_{a'} + \omega_m$ umlaufen. Mit diesen Voraussetzungen gelten folgende Beziehungen:

$$\omega_w = \frac{1}{\frac{\gamma' \cdot \cos(\alpha_i - \beta)}{1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i} + \frac{\gamma' \cdot \cos(\alpha_a - \beta)}{1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_a}} \cdot \omega_a \quad (82)$$

$$\omega_m = \frac{1}{1 + \frac{1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_a}{1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_i} \cdot \frac{\cos(\alpha_a - \beta)}{\cos(\alpha_i - \beta)}} \cdot \omega_a \quad (83)$$

Der Geometriefaktor γ' ergibt sich dabei aus: $\gamma' = \frac{d_w}{d_m}$ (84)

Bei beliebigem Winkel β vollführen die Kugeln eine Spinbewegung relativ zu den Laufbahnen, wobei ihre Drehachsen senkrecht auf den Kontaktflächen und näherungsweise in deren Mittelpunkten stehen. Das Auftreten von Bohrbewegungen ist in Hinblick auf den Energieverlust und die Wärmeentwicklung in einem Schräkgugellager von großer Bedeutung [46].

Durch die unterschiedlichen Betriebsdruckwinkel an Innen- und Außenring können die Winkelgeschwindigkeiten getrennt je Laufbahn in eine tangentiale Komponente ω_{Roll} für die Rollbewegung und in eine normale Komponente ω_{Spin} für die Bohrbewegung ("Spin") zerlegt werden.

Entsprechend Abb. 22 gelten die folgenden geometrische Zusammenhänge:

$$\omega_{\text{Spin}, i} = \omega_i \cdot \sin \alpha_i - \omega_w \cdot \sin(\alpha_i - \beta) \quad (85)$$

$$\omega_{\text{Spin}, a} = -\omega_a \cdot \sin \alpha_a + \omega_w \cdot \sin(\alpha_a - \beta) \quad (86)$$

In welchem Maß die Kugel auf der Laufbahn abrollt und sich zugleich um die Berührungsnormale dreht, wird durch das sogenannte Bohr-Roll-Verhältnis beschrieben. Ein großer Wert steht für ungünstige Abwälzverhältnisse, ein Wert nahe Null lässt auf reines Rollen schließen.

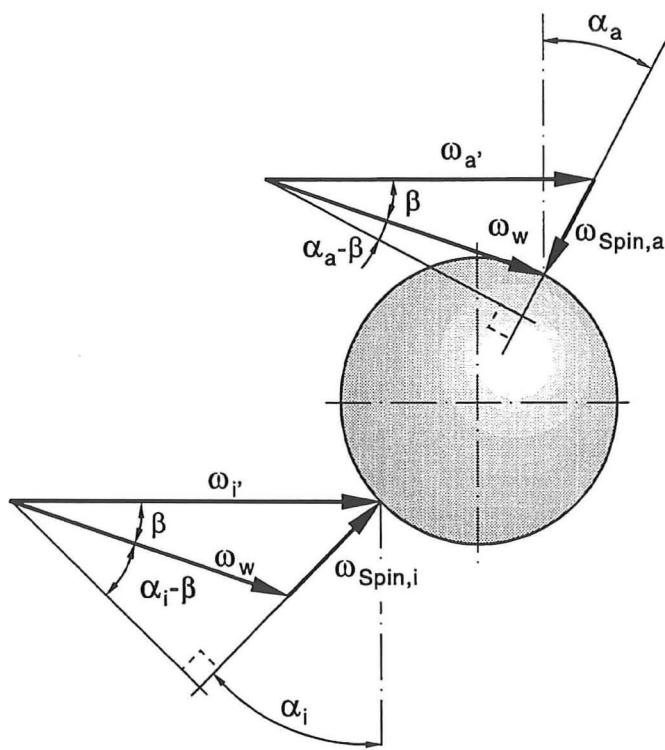


Abb. 22: Zerlegung der Drehvektoren in einem Schräkgugellager für die Bohrbewegung ("Spin")

Für die Winkelgeschwindigkeiten der Rollbewegungen an Innen- und Außenring gelten die folgenden Beziehungen:

$$\omega_{Roll,i} = \frac{d_m}{d_w} \cdot \omega_{i'} = \frac{\omega_{i'}}{\gamma'} \quad (87)$$

$$\omega_{Roll,a} = - \frac{\omega_{a'}}{\gamma'} \quad (88)$$

Durch Division von Formel (85) mit (87) bzw. (86) mit (88) und Einsetzen der Gleichungen (78) bzw. (79) ergeben sich folgende Beziehungen für die Bohr-Roll-Verhältnisse:

- am Innenring:

$$\left(\frac{\omega_{Spin}}{\omega_{Roll}} \right)_i = (1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i) \cdot \tan(\alpha_i - \beta) + \gamma' \cdot \sin \alpha_i \quad (89)$$

- am Außenring:

$$\left(\frac{\omega_{\text{Spin}}}{\omega_{\text{Roll}}} \right)_a = - (1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_a) \cdot \tan(\alpha_a - \beta) + \gamma' \cdot \sin \alpha_a \quad (90)$$

ω_{Spin}	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Bohrbewegung (Spin)
ω_{Roll}	1/s	Winkelgeschwindigkeit der Rollbewegung

Je nach Betriebszustand stellen sich am Innen- und Außenring eines Schräkgugellagers unterschiedliche Werte für das Bohr-Roll-Verhältnis ein. Wichtige Einflußgrößen sind dabei neben den Schmierungsverhältnissen die Belastung und die Drehzahl des Lagers.

In seinen Experimenten mit einem Schräkgugellager unter Trocken- oder Grenzschmierung fand *Jones* 1956 heraus, daß je nach Betriebszustand an einem Laufring fast keine Bohrbewegung und an dem anderen Laufring nahezu die gesamte Bohrbewegung auftritt. Dies ergibt sich daraus, daß in der einen Kontaktzone zwischen Kugel und Laufring ein geringes Moment wirkt und die auftretende Reibung eine Bohrbewegung verhindert. In der anderen Kontaktpaarung sind die Momentenverhältnisse so ungünstig, daß dort überwiegend Spinbewegungen erzeugt werden. Obwohl die Theorie der Laufbahnhörung von *Jones* nur für Trocken- oder Grenzschmierung entwickelt wurde, kann das Konzept als erste gute Näherung auch auf Wälzkontakte mit elastohydrodynamischer Schmierung angewendet werden [28], [46], [47].

Wenn ein tragender Schmierfilm existiert, können durch die vorherrschenden Kräfteverhältnisse Bohrbewegungen gleichzeitig an Innen- und Außenring entstehen. Die Relativbewegungen zwischen Kugeln und Laufbahnen werden durch das viskose Verhalten des Schmiermittels und den daraus resultierenden Gleichgewichtsmomenten bestimmt. *Harris* befaßte sich mit dieser Problematik und berücksichtigte in einer weiterentwickelten Theorie den Einfluß der elastohydrodynamischen Schmierfilmhöhe und der Rheologie des Schmiermittels bei der Ermittlung der kinematischen Lagerkenngrößen [28], [47]. Durch die Anwendung der Laufbahnhörungstheorie werden die recht komplexen Bewegungsverhältnisse sehr gut vereinfacht. Bei bekannten Druckwinkeln α_i und α_a können die Bohr-Roll-Verhältnisse nach Formel (89) und (90) mit dem aus den folgenden Gleichungen berechneten Winkel β bestimmt werden:

- keine Bohrbewegung am Innenring, also $\omega_{\text{Spin},i} = 0$:

$$\tan \beta = \frac{\sin \alpha_i}{\cos \alpha_i - \gamma'} \quad (91)$$

- keine Bohrbewegung am Außenring, also $\omega_{\text{Spin},a} = 0$:

$$\tan \beta = \frac{\sin \alpha_a}{\cos \alpha_a + \gamma'} \quad (92)$$

Auf welcher Laufbahn die Wälzkörper letztlich keine Bohrbewegung ausführen, hängt von den

Berührungs- und Schmierungsverhältnissen im jeweiligen Betriebszustand des Lagers ab. Anschaulich gesehen werden die Kugeln an dem Laufring, bei dem die unter Belastung entstehende Druckfläche größer als am anderen Laufring ist, an einer Bohrbewegung gehindert. Dieser Zusammenhang lässt sich auch auf schnelllaufende Lager anwenden. Durch die hohen Fliehkräfte werden die Kugeln verstärkt gegen den Außenring gedrückt, wodurch eine große Führungsfläche entsteht, die eine Bohrbewegung am Außenring nahezu verhindert. Somit tritt bei Lagern mit hohen Drehzahlen in erster Linie eine Bohrbewegung am Innenring auf [28], [40], [47]. Nach *Poritsky* muß für die Erzeugung einer Spinbewegung folgendes Moment überschritten werden:

$$M_{\text{Spin}} = \frac{3}{8} \mu \cdot Q \cdot a \cdot \mathcal{E} \quad (93)$$

Für die Abschätzung, an welchem Lagerring eine Führung der Kugeln stattfindet, gibt *Jones* die Bedingung an, daß an der Kontaktfläche mit dem größeren aufzubringenden Moment eine Spinbewegung verhindert wird. Ist $M_{\text{Spin},a} > M_{\text{Spin},i}$, so tritt überwiegend eine Führung am Außenring auf, während bei $M_{\text{Spin},a} < M_{\text{Spin},i}$ mit einer Führung am Innenring gerechnet werden muß [46]. Mit den Momentengleichungen können somit folgende Bedingungen abgeleitet werden:

- keine Bohrbewegung am Innenring:

$$Q_i \cdot a_i \cdot \mathcal{E}_i \cdot \cos(\alpha_i - \alpha_a) > Q_a \cdot a_a \cdot \mathcal{E}_a \quad (94)$$

- keine Bohrbewegung am Außenring:

$$Q_a \cdot a_a \cdot \mathcal{E}_a \cdot \cos(\alpha_i - \alpha_a) > Q_i \cdot a_i \cdot \mathcal{E}_i \quad (95)$$

a_i, a_a	mm	größere Halbachse der elliptischen Kontaktfläche an Innen- und Außenring nach Formel (28)
$\mathcal{E}_i, \mathcal{E}_a$		vollständiges elliptisches Integral zweiter Art an Innen- und Außenring nach Formel (26) bzw. (34)

Rotierender Lagerring	Außenring ohne Bohrbewegung	Innenring ohne Bohrbewegung
Innenring	$\frac{\omega_m}{\omega_i} = \frac{1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i}{1 + \cos(\alpha_i - \alpha_a)} \quad (96)$	$\frac{\omega_m}{\omega_i} = \frac{\cos(\alpha_i - \alpha_a) - \gamma' \cdot \cos \alpha_a}{1 + \cos(\alpha_i - \alpha_a)} \quad (97)$
Außenring	$\frac{\omega_m}{\omega_a} = \frac{\cos(\alpha_i - \alpha_a) + \gamma' \cdot \cos \alpha_i}{1 + \cos(\alpha_i - \alpha_a)} \quad (98)$	$\frac{\omega_m}{\omega_a} = \frac{1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_a}{1 + \cos(\alpha_i - \alpha_a)} \quad (99)$

Tabelle 1: Verhältnisse der Winkelgeschwindigkeiten von Käfig und rotierendem Lagerring

Rotierender Lagerring	Außenring ohne Bohrbewegung
Innenring	$\frac{\omega_w}{\omega_i} = \frac{-\sqrt{\gamma'^2 + 2\gamma' \cdot \cos \alpha_a + 1} \cdot (1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i)}{\gamma' \cdot [1 + \cos(\alpha_i - \alpha_a)]} \quad (100)$
Außenring	$\frac{\omega_w}{\omega_a} = \frac{+\sqrt{\gamma'^2 + 2\gamma' \cdot \cos \alpha_a + 1} \cdot (1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i)}{\gamma' \cdot [1 + \cos(\alpha_i - \alpha_a)]} \quad (101)$

Tabelle 2: Verhältnisse der Winkelgeschwindigkeiten von Kugel und rotierendem Lagerring bei Führung der Kugeln am Außenring

Rotierender Lagerring	Innenring ohne Bohrbewegung
Innenring	$\frac{\omega_w}{\omega_i} = \frac{-\sqrt{\gamma'^2 - 2\gamma' \cdot \cos \alpha_i + 1} \cdot (1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_a)}{\gamma' \cdot [1 + \cos(\alpha_i - \alpha_a)]} \quad (102)$
Außenring	$\frac{\omega_w}{\omega_a} = \frac{+\sqrt{\gamma'^2 - 2\gamma' \cdot \cos \alpha_i + 1} \cdot (1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_a)}{\gamma' \cdot [1 + \cos(\alpha_i - \alpha_a)]} \quad (103)$

Tabelle 3: Verhältnisse der Winkelgeschwindigkeiten von Kugel und rotierendem Lagerring bei Führung der Kugeln am Innenring

Unter Anwendung der Vereinfachung nach *Jones*, daß die Bohrbewegung einer Kugel nahezu nur an einer Laufbahn auftritt, können desweiteren die in einem Schräkgugellager auftretenden Winkelgeschwindigkeiten ω_m des Käfigs und ω_w der Kugeln vereinfacht werden. Durch Einsetzen der Gleichungen (91) bzw. (92) in die Formeln (80) bis (83) ist für die Berechnung der genannten, nachfolgend aufgelisteten Größen nur die Kenntnis der geometrischen Abmessung $\gamma' = d_w/d_m$ und der beiden Druckwinkel α_i bzw. α_a an Innen- bzw. Außenring erforderlich. Die sich ergebenden Verhältnisse zwischen den Winkelgeschwindigkeiten von Käfig und jeweilig rotierendem Lagerring sind in Tabelle 1 zusammengefaßt [28], [47]. Die Verhältnisse zwischen den Winkelgeschwindigkeiten von Kugel und jeweils rotierendem Lagerring sind entsprechend in den Tabellen 2 und 3 dargestellt.

Untersuchungen von *Harris* im Jahre 1971 zeigten, daß bei Schräkgugellagern unter Trockenschmierung in der Regel keine Führung der Kugeln am Innenring stattfinden kann. Ausgehend von niedrigen Drehzahlen treten an beiden Laufbahnen Bohrbewegungen auf. Mit zunehmender

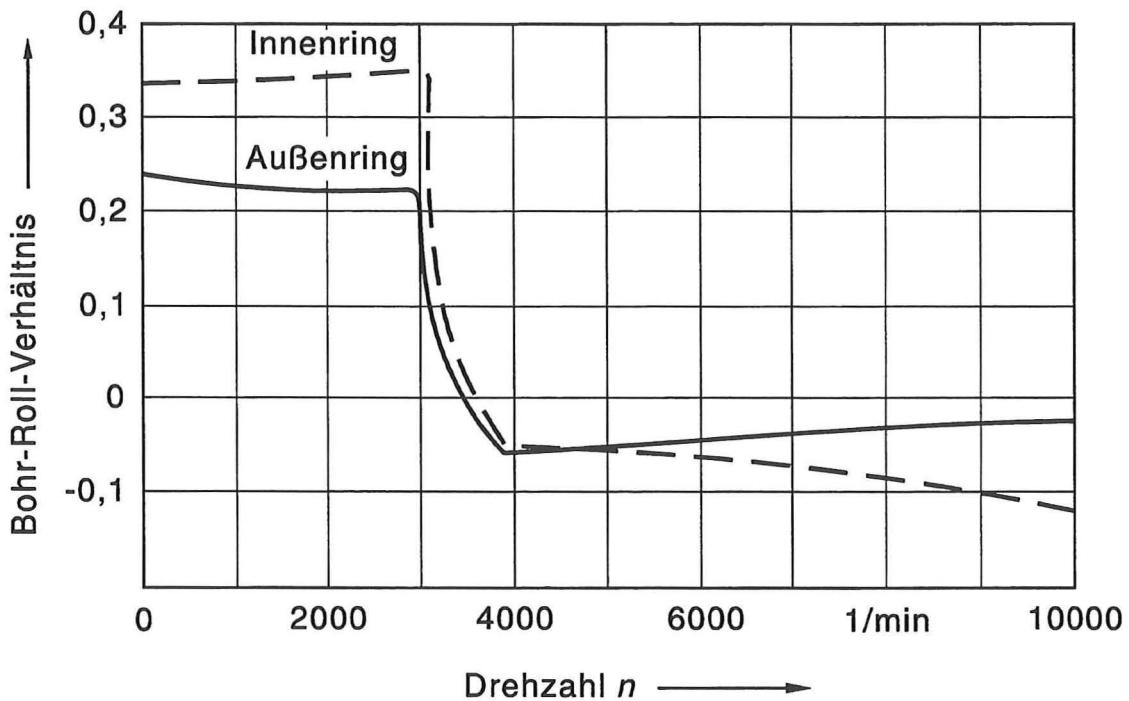


Abb. 23: Bohr-Roll-Verhältnisse eines Schräkgugellagers unter Axialbelastung und Trockenschmierung in Abhängigkeit der Wellendrehzahl [47]

Geschwindigkeit beginnt ab einer bestimmten Drehzahl, die von der Lagerbelastung abhängt, eine Führung der Kugeln am Außenring. Gemäß Abb. 23 ist das Bohr-Roll-Verhältnis am Innenring über dem gesamten Drehzahlbereich immer ungleich Null. Dies steht im Widerspruch zur Theorie von *Jones*, nach der vor allem bei niedrigen Drehzahlen mit einer Führung der Kugeln am Innenring zu rechnen ist und das Bohr-Roll-Verhältnis dementsprechend nahe Null sein muß. Bei hohen Drehzahlen zeigen beide Theorien die gleichen Resultate. Eine Führung tritt nahezu nur am Außenring auf. Für die weiteren Betrachtungen wird aus diesem Grunde davon ausgegangen, daß gemäß *Harris* die Kugeln nur am Außenring geführt werden [47].

3.1.3 Analyse schnellaufender Schräkgugellager

In einem schnellaufenden Schräkgugellager haben Größen wie Zentrifugalkräfte oder Kreiselmomente einen großen Einfluß auf die Bewegungsverhältnisse der Käfige und Kugeln. Um diese Parameter zu erfassen, wird im folgenden Kapitel ein quasistatisches Modell vorgestellt. Auf der Basis von kinetostatischen Kräftegleichgewichten können die inneren geometrischen Beziehungen, die Winkelgeschwindigkeiten der Kugeln, die einwirkenden Belastungen und die Verformungen im Lager analysiert werden. Im Vergleich zu rein statischen Betrachtungen weisen die genannten Kenngrößen erhebliche Unterschiede auf.

Jones veröffentlichte 1959 und 1960 die ersten theoretischen Ansätze des quasistatischen Analysemodells. Als Basis verwendete er die bereits erwähnte Annahme der Laufbahnführung, nach der die Kugeln nur an einer Laufbahn Spinbewegungen ausführen und an der anderen Laufbahn durch deren Führung daran gehindert werden. Die aufgestellten Geometrie- und Kräftegleichungen lassen sich in ein nichtlineares Gleichungssystem überführen, das mit Hilfe der Methode von *Newton/Kantorowitsch* linearisiert und numerisch gelöst werden kann. Das genannte Modell wird seit Anfang der sechziger Jahre bis Ende der siebziger Jahre für die Entwicklung und Optimierung von schnellaufenden Lagern verwendet [28], [46], [47]. Unter Berücksichtigung der elastohydrodynamischen Schmierung und der inneren Reibungsverhältnisse in Wälzlagern stellte *Harris* im Jahre 1971 ein weiterentwickeltes quasistatisches Modell vor und verbesserte es 1973.

Um die gesamten dynamischen Vorgänge in einem Lager zu erfassen, müssen für alle Lagerelemente wie Kugeln oder Käfig spezielle Bewegungsdifferentialgleichungen gelöst werden. Für diese dynamische Analysemethode, die eine realistische Simulation der Bewegungsverhältnisse in einem Lager darstellt, bedarf es umfangreicher mathematischer Operationen [28]. Aus diesen Gründen wird in den folgenden Abschnitten besonders das quasistatische Modell von *Jones* näher ausgeführt. Das Modell von *Jones* kann wegen seiner Einfachheit besonders gut für die Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhe in den Versuchslagern verwendet werden und wird deshalb auch in mathematischer Hinsicht erläutert.

Changsen faßte die verschiedenen Theorien zur computerunterstützten Erfassung und Gestaltungsmöglichkeit von schnellaufenden Wälzlagern in [28] wie folgt zusammen:

- Die **Theorie der Laufbahnführung** bietet eine zuverlässige Grundlage, die Lastverteilung und die lebensdauerbeeinflussenden Kennwerte für ein Wälzlagern vorherzusagen. Wenn die Reibungskräfte bei elastohydrodynamischer Schmierung ausreichend hoch sind, besitzt die Berechnung der inneren Bewegungsverhältnisse mit diesem Modell eine ausreichende Genauigkeit im Vergleich zur EHD-Lagertheorie.
- Die **Theorie auf der Basis der elastohydrodynamischen Schmierung** kann die inneren Gleitgeschwindigkeiten und die Winkelgeschwindigkeiten der einzelnen Lagerelemente besser erfassen. Die Konvergenz der numerischen Berechnung ist allerdings erheblich vom gewählten Reibkraftmodell und von den Startwerten abhängig. Für Untersuchungen der Lagerlebensdauer, die die Beschädigung der Laufbahnen durch die Gleitbewegungen der Kugeln einbeziehen, verspricht diese Theorie eine effektivere Analyse als die Theorie der Laufbahnführung.
- Mit der **dynamischen Theorie** können vor allem die Übergangs- und Randerscheinungen der Bewegungsverhältnisse in einem schnellaufenden Lager simuliert werden. Auf dieser Basis können die Einflüsse verschiedener Faktoren in Abhängigkeit der Zeit analysiert bzw. bewertet werden. Es können geeignete Gegenmaßnahmen untersucht werden, um die inneren Gleitbewegungen und den Verschleiß eines Lagers unter speziellen Betriebsbedingungen zu minimieren.

Die bisherigen Ausführungen lassen erkennen, daß die genannten Theorien und Modelle besonders für die Wälzlagerhersteller interessant sind, um die Lager für erweiterte Einsatzbereiche wie zum Beispiel hohe Drehzahlen auszulegen oder zu optimieren. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Theorie

der Laufbahnhührung nicht für die Auslegung, sondern nur für die Berechnung der in den Versuchslagern vorherrschenden kinematischen Größen verwendet. Die Lagerkenndaten wie Druckwinkel, Winkelgeschwindigkeiten, Belastungen usw. werden für die Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhe benötigt.

3.1.4 Theorie auf Basis der Laufbahnhührung

Wenn ein Schräkgugellager mit hoher Geschwindigkeit umläuft, nimmt der innere Druckwinkel α_i durch die Zentrifugalkräfte zu, während sich der äußere Druckwinkel α_a verringert. Je höher die Geschwindigkeit des Lagers wird, desto größer werden die Unterschiede zwischen den beiden Betriebsdruckwinkeln, wobei auch der Abstand von beiden Druckwinkeln zum Nenndruckwinkel α_0 zunimmt.

Wird das Lager mit einer kombinierten Last, d.h. mit einer radialen und axialen Kraft sowie mit einem Moment belastet, so verändern sich die auf die Kugeln einwirkenden Kräfte mit der relativen Lage im Lager. Beträgt der Teilungswinkel zweier benachbarter Kugeln $\Delta\psi = 2\pi/Z$, so kann die Winkelposition der j -ten Kugel mit dem Winkel ψ_j angegebenen werden (siehe auch Abb. 17):

$$\psi_j = \frac{2\pi \cdot (j - 1)}{Z} \quad (104)$$

Dementsprechend können die für die j -te Kugel maßgebenden Belastungen und geometrischen Größen in Abhängigkeit des Winkels ψ_j beschrieben werden. Bei kombinierter Belastung (Abb. 24) sind für $j = 1 \dots Z$ je Stellung der Kugel die Unbekannten $X_{1,j}$, $X_{2,j}$, $\delta_{i,j}$ und $\delta_{a,j}$ sowie insgesamt die Größen δ_{ax} , δ_r und Θ zu bestimmen. Somit ergeben sich $(4Z + 3)$ Unbekannte, die durch das Aufstellen von $(4Z + 3)$ Gleichungen gelöst werden können. Die Koordinaten $A_{1,j}$ und $A_{2,j}$ sind geometrische Hilfsgrößen zur Beschreibung der relativen Abstandsänderung zwischen den Krümmungsmittelpunkten von Innen- und Außenring in axialer und radialer Richtung des Lagers, die nicht explizit berechnet werden müssen. Die benötigte Geometriekonstante C_i kann mit der Beziehung $C_i = \frac{1}{2}d_m + (f_i - 0,5) \cdot d_w \cdot \cos \alpha_0$ bestimmt werden.

Da die zu untersuchenden Versuchslager nur mit einer Axialkraft F_{ax} belastet werden, werden die Einflüsse der radialen Last und der Momentenbelastung nicht berücksichtigt. Unter diesen Bedingungen sind die geometrischen Parameter, Kräfte und Verformungen nicht von der Position der Kugel ψ_j abhängig, sondern in guter Näherung für jede Kugel gleich. Dadurch vereinfachen sich die komplexen Verhältnisse erheblich und die Anzahl der Unbekannten verringert sich mit X_1 , X_2 , δ_i , δ_a und δ_{ax} auf fünf Variablen (vgl. Abb. 25).

Für die Bestimmung der fünf Unbekannten müssen fünf Hauptgleichungen und weitere Hilfsgleichungen, die sich aus den geometrischen Zusammenhängen und der Betrachtung der Kräfteverhältnisse ergeben, aufgestellt werden.

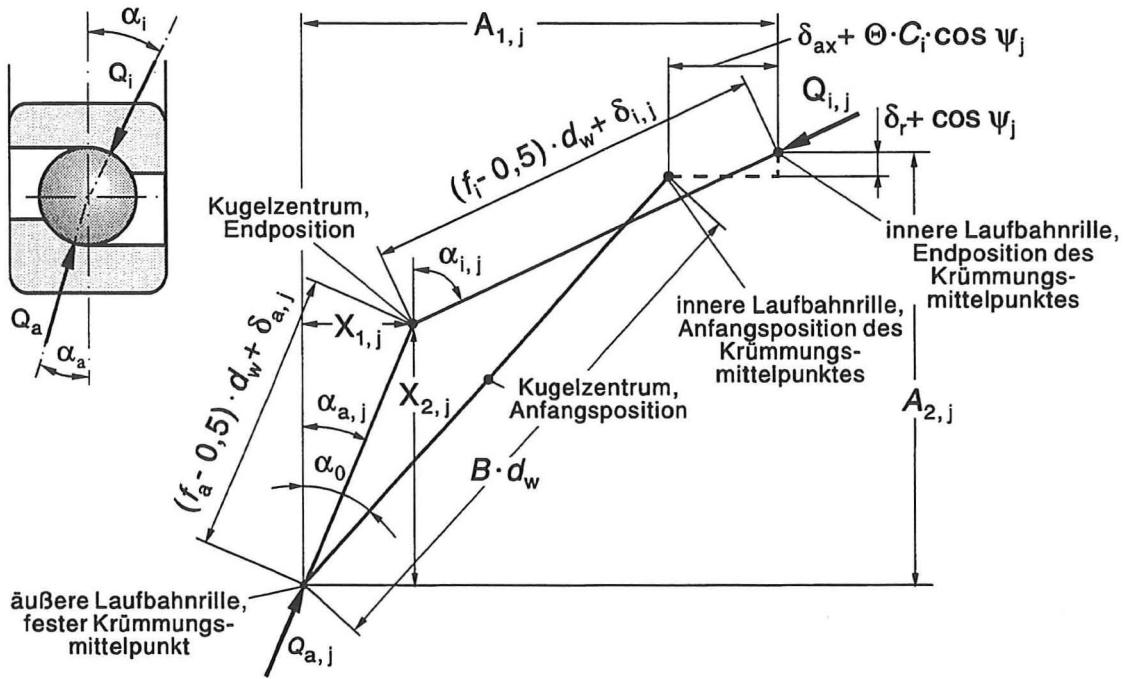


Abb. 24: Lage des Wälzmittelpunktes und der Krümmungsmittelpunkte der Laufbahnen in einem schnellaufenden Schräkgugellager **unter kombinierten Lastverhältnissen** [47]

Die geometrischen Hilfsgrößen A_1 und A_2 können entsprechend Abb. 25 folgendermaßen bestimmt werden:

$$A_1 = B \cdot d_w \cdot \sin \alpha_0 + \delta_{ax} \quad (105)$$

$$A_2 = B \cdot d_w \cdot \cos \alpha_0 \quad (106)$$

Für die Lageänderungen des Kugelmittelpunktes ergeben sich mit dem Satz von Pythagoras die beiden ersten **Hauptgleichungen (I) und (II)**:

$$(I) \quad (A_1 - X_1)^2 + (A_2 - X_2)^2 - [(f_i - 0,5) \cdot d_w + \delta_i]^2 = 0 \quad (107)$$

$$(II) \quad X_1^2 + X_2^2 - [(f_a - 0,5) \cdot d_w + \delta_a]^2 = 0 \quad (108)$$

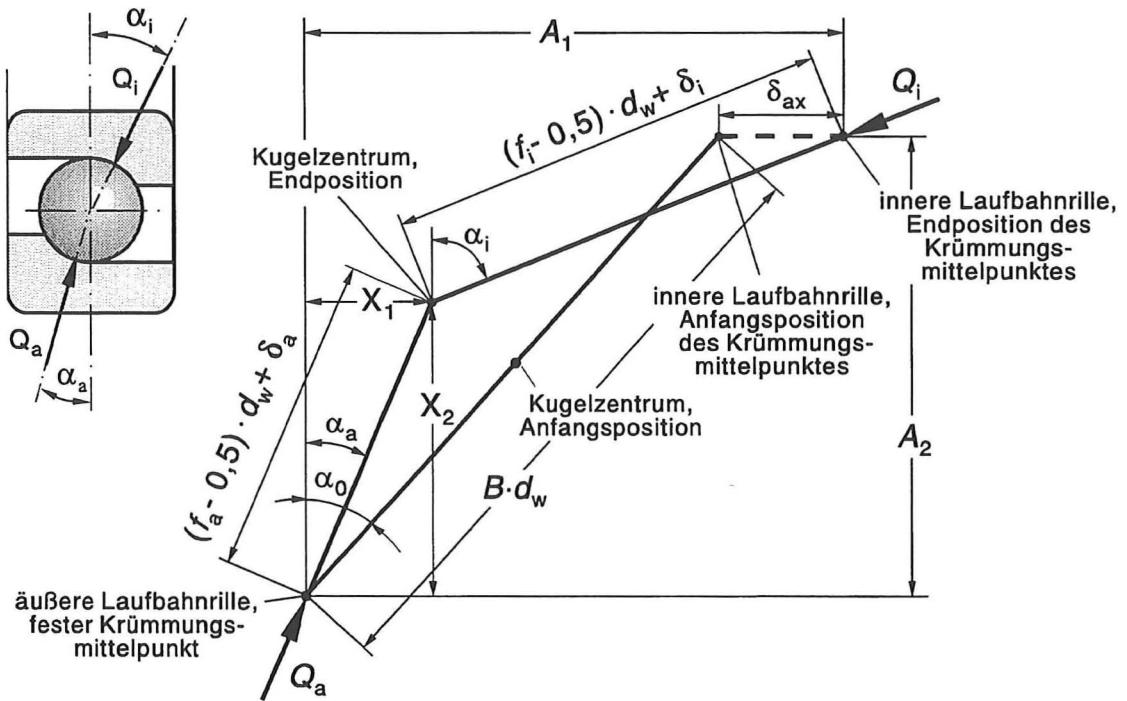


Abb. 25: Lage des Kugelmittelpunktes und der Krümmungsmittelpunkte der Laufbahnen in einem schnellaufendem Schräkgugellager **unter Axiallast** [47]

Neben den beiden Hauptkoordinaten X_1 und X_2 können die Betriebsdruckwinkel an Innen- und Außenring mit folgenden Hilfsgleichungen bestimmt werden:

$$\cos \alpha_a = \frac{X_2}{(f_a - 0,5) \cdot d_w + \delta_a} \quad (109)$$

$$\sin \alpha_a = \frac{X_1}{(f_a - 0,5) \cdot d_w + \delta_a} \quad (110)$$

$$\cos \alpha_i = \frac{A_2 - X_2}{(f_i - 0,5) \cdot d_w + \delta_i} \quad (111)$$

$$\sin \alpha_i = \frac{A_1 - X_1}{(f_i - 0,5) \cdot d_w + \delta_i} \quad (112)$$

Bei der Betrachtung der Kräfteverhältnisse (siehe Abb. 26) ist zu beachten, daß die Zentrifugalkraft Q_c so groß werden kann, daß sie im gleichen Maße wie die äußeren Lagerbelastungen die sich einstellenden Druckwinkel und die Verformungen der Kontaktflächen beeinflussen kann. Des Weiteren wird durch die ständige Lageänderung der Drehachse, um welche die Kugel rotiert, das Kreiselmoment M_g erzeugt, dem je nach Betriebszustand Reibungskräfte an Innen- und/oder Außenring das Gleichgewicht halten. Nach Harris kann für ausreichend hohe Drehzahlen eine Führung der Kugeln am Außenring angenommen werden, wobei dem Kreiselmoment nur eine Reibkraft am Außenring das Gleichgewicht hält ($\lambda = 1$). Ist dies zum Beispiel bei geringeren Drehzahlen nicht der Fall, so wirken an der inneren und äußeren Laufbahn die gleichen Rückstellkräfte ($\lambda = 0,5$). Dies steht im Gegensatz zu den Ansätzen von Jones, nach denen bei einer Laufbahnführung am Innenring $\lambda = 0$ und bei einer Führung am Außenring $\lambda = 1$ angesetzt werden soll [28], [46], [47].

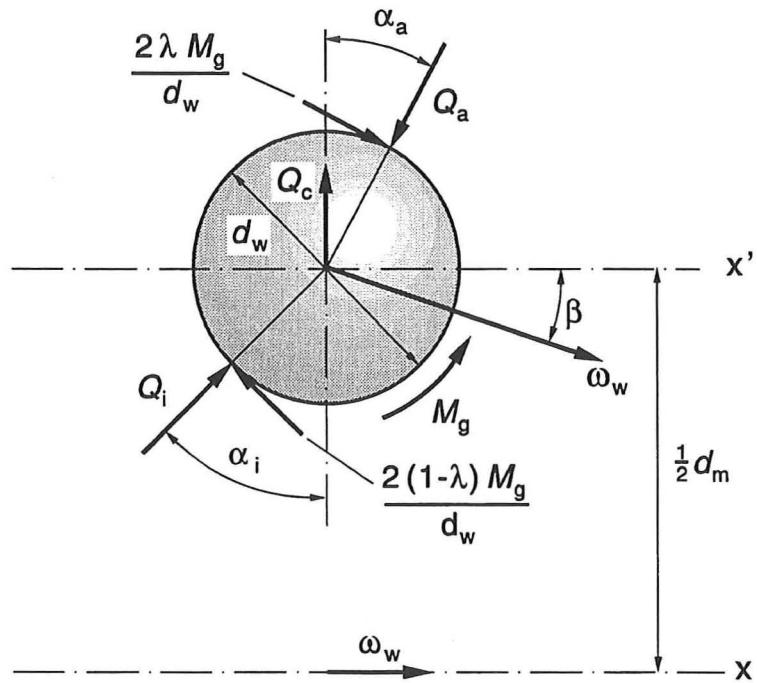


Abb. 26: Auf eine Kugel einwirkende Kräfte und Momente unter hohen Drehzahlen [46]

Die Belastungen und elastischen Verformungen normal zur Kontaktfläche können entsprechend Formel (39) folgendermaßen angegeben werden:

$$Q_i = K_i \cdot \delta_i^{3/2} \quad \text{und} \quad Q_a = K_a \cdot \delta_a^{3/2} \quad (113)$$

Aufgrund der einwirkenden Zentrifugalkräfte und der entstehenden Verformungen verlagert sich der Mittelpunkt der Kugel. Dadurch ist der mittlere Lagerdurchmesser d_m nicht konstant, sondern muß mit folgender Beziehung in Abhängigkeit der Variablen X_2 berechnet werden:

$$d_m = \frac{d_i + d_a}{2} + 2 X_2 - 2 d_w \cdot (f_a - 0,5) \cdot \cos \alpha_0 \quad (114)$$

Nach Abb. 26 ergeben sich folgende innere Kräftegleichgewichte in horizontaler und vertikaler Richtung:

$$Q_i \cdot \sin \alpha_i - Q_a \cdot \sin \alpha_a - \frac{2 M_g}{d_w} \cdot [(1 - \lambda) \cdot \cos \alpha_i - \lambda \cdot \cos \alpha_a] = 0 \quad (115)$$

$$Q_i \cdot \cos \alpha_i - Q_a \cdot \cos \alpha_a + \frac{2 M_g}{d_w} \cdot [(1 - \lambda) \cdot \sin \alpha_i - \lambda \cdot \sin \alpha_a] + Q_c = 0 \quad (116)$$

Durch Einsetzen der Formeln (109) bis (112) und (113) ergeben sich die beiden weiteren **Hauptgleichungen (III)** bzw. **(IV)**:

$$(III) \quad \frac{-K_a \cdot \delta_a^{3/2} \cdot X_1 + \frac{2\lambda \cdot M_g \cdot X_2}{d_w}}{(f_a - 0,5) \cdot d_w + \delta_a} + \frac{K_i \cdot \delta_i^{3/2} \cdot (A_1 - X_1) - \frac{2(1-\lambda) \cdot M_g \cdot (A_2 - X_2)}{d_w}}{(f_i - 0,5) \cdot d_w + \delta_i} = 0 \quad (117)$$

$$(IV) \quad \frac{\frac{2\lambda \cdot M_g \cdot X_1}{d_w} + K_a \cdot \delta_a^{3/2} \cdot X_2}{(f_a - 0,5) \cdot d_w + \delta_a} - \frac{\frac{2(1-\lambda) \cdot M_g \cdot (A_1 - X_1)}{d_w} + K_i \cdot \delta_i^{3/2} \cdot (A_2 - X_2)}{(f_i - 0,5) \cdot d_w + \delta_i} - Q_c = 0 \quad (118)$$

Betrachtet man das gesamte Lager und stellt das äußere Kräftegleichgewicht für den Innenring auf, so gilt folgende Beziehung:

$$F_{ax} - Z \cdot \left[Q_i \cdot \sin \alpha_i - \frac{2(1-\lambda) \cdot M_g}{d_w} \cdot \cos \alpha_i \right] = 0 \quad (119)$$

Durch erneutes Einsetzen lässt sich die fünfte **Hauptgleichung (V)** herleiten:

$$(V) \quad F_{ax} - Z \cdot \left[\frac{K_i \cdot \delta_i^{3/2} \cdot (A_1 - X_1) - \frac{2(1-\lambda) \cdot M_g \cdot (A_2 - X_2)}{d_w}}{(f_i - 0,5) \cdot d_w + \delta_i} \right] = 0 \quad (120)$$

Das bis hierhin beschriebene Modell zur Erfassung der Verhältnisse in einem schnelllaufenden Wälzlager ist zuerst von *Jones* entwickelt worden. Seine veröffentlichten theoretischen Ansätze sind für eine kombinierte Lagerbelastung vorgesehen. Die in dieser Arbeit dargestellten Zusammenhänge sind für reine Axialbelastung vereinfacht, da die Versuchslager nur axial belastet

werden. Für die numerische Lösung der fünf Hauptgleichungen, die für die Berechnung der Versuchslager angewendet werden, sind in den folgenden Ausführungen die notwendigen mathematischen Ansätze dargestellt [28], [46], [47].

Die fünf Hauptgleichungen (I)-(V) bilden für die fünf Unbekannten $X_1, X_2, \delta_i, \delta_a$ und δ_{ax} ein nichtlineares Gleichungssystem, das auch in der folgenden Schreibweise wiedergegeben werden kann:

$$F(\vec{x}) = \begin{bmatrix} f_1(\vec{x}) \\ f_2(\vec{x}) \\ f_3(\vec{x}) \\ f_4(\vec{x}) \\ f_5(\vec{x}) \end{bmatrix} = \vec{0} , \quad \vec{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \delta_i \\ \delta_a \\ \delta_{ax} \end{pmatrix} \quad (121)$$

Dieses Gleichungssystem mit $n = 5$ Gleichungen kann nicht analytisch gelöst werden, sondern es muß ein numerisches Lösungsverfahren angewendet werden, bei dem iterativ eine Näherungslösung $\vec{x}^{(i)}$ bestimmt wird. Das ist beispielsweise mit dem Verfahren von *Newton/Kantorowitsch* möglich, das eine Linearisierung des Systems durch eine abgebrochene *Taylorreihenentwicklung* vorsieht. Das entstehende lineare Gleichungssystem hat dementsprechend die Form:

$$L(\vec{x}) = A(\vec{x}^{(i)}) \cdot [\vec{x} - \vec{x}^{(i)}] + F(\vec{x}^{(i)}) = \vec{0} \quad (122)$$

Dabei ist $A(\vec{x}^{(i)})$ eine (5,5)-Matrix, die auch als *Jacobische Matrix* bezeichnet wird und nach der folgenden Vorschrift gebildet werden kann:

$$A(\vec{x}^{(i)}) = \left. \frac{\partial(f_1, f_2, \dots, f_5)}{\partial(x_1, x_2, \dots, x_5)} \right|_{\vec{x} = \vec{x}^{(i)}} \quad (123)$$

Die Matrix wird erzeugt, indem man die partiellen Ableitungen der fünf Hauptgleichungen bezüglich der fünf Unbekannten bildet, die derzeitig vorliegende Näherungslösung einsetzt und die entstehenden 25 Terme entsprechend dem Index von f_n zeilenweise in der Matrix anordnet. Die Näherungslösungen $\vec{x}^{(i)}$ bzw. $\vec{x}^{(i+1)}$ können für jeden Iterationsschritt $i = 1, 2, \dots$ mit den folgenden Beziehungen ermittelt werden:

$$\vec{x}^{(i+1)} = \vec{x}^{(i)} - [A(\vec{x}^{(i)})]^{-1} \cdot F(\vec{x}^{(i)}) \quad (124)$$

Wenn man die Berechnung der inversen Matrix A^{-1} in jedem Schritt vermeiden möchte, kann auch die folgende Bildungsvorschrift verwendet werden:

$$\vec{x}^{(i+1)} = \vec{x}^{(i)} + \vec{z}^{(i)}$$

$$A(\vec{x}^{(i)}) \cdot \vec{z}^{(i)} + F(\vec{x}^{(i)}) = \vec{0} \quad (125)$$

Die letztgenannte Gleichung stellt ein lineares Gleichungssystem dar, mit dem der Hilfsvektor $\vec{z}^{(i)}$ für jeden Iterationsschritt berechnet werden muß.

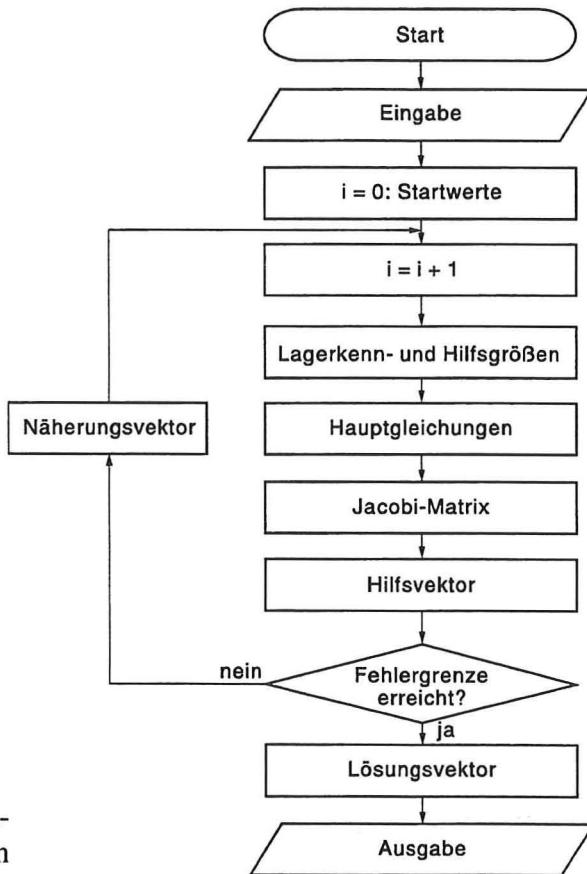
Insgesamt kann das beschriebene Verfahren nach folgendem Schema ablaufen [23], [47]:

1. Auswahl einer Näherungslösung $\vec{x}^{(0)}$ als Startvektor
2. Berechnung der Hauptgleichungen $F(\vec{x}^{(0)})$ und der Matrix $A(\vec{x}^{(0)})$
3. Bestimmung des Hilfsvektors $\vec{z}^{(0)}$ und einer neuen Näherungslösung $\vec{x}^{(1)}$ mit Formel (125)
4. Solange die Punkte 2.) und 3.) für die jeweils neu berechnete Näherung wiederholen, bis sich der Hilfsvektor $\vec{z}^{(i)}$ innerhalb der Fehlergrenzen nicht mehr ändert.

Die Wahl eines geeigneten Startvektors $\vec{x}^{(0)}$ ist mit einigen Schwierigkeiten verbunden und sollte mit ausreichender Sorgfalt erfolgen, da er das Konvergenzverhalten des Verfahrens von *Newton / Kantorowitsch* erheblich beeinflußt. Im allgemeinen müssen für die Konvergenz des Verfahrens Lösungen existieren, die einzelnen Funktionsterme müssen differenzierbar und die Gesamtfunktion muß stetig sein. Prinzipiell können auch andere Verfahren zur Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems verwendet werden. Bei der hier beschriebenen Methode sind im Vergleich zu anderen Verfahren für die Lösungsbestimmung normalerweise weniger Iterationsschritte erforderlich, während der Rechenaufwand je Schritt höher ist [23].

Für die vollständige Beschreibung der Hauptgleichungen und die Ermittlung der fünf Unbekannten müssen in jedem Iterationsschritt verschiedene Hilfsgrößen neu bestimmt werden, da sie einerseits die gesuchten Größen beeinflussen und andererseits auch von ihnen abhängig sind. Dazu sind zahlreiche Berechnungsgleichungen erforderlich, die schon im Laufe dieser Arbeit vorgestellt worden sind. Zusammenfassend müssen folgende Lagerkenngrößen ermittelt werden, wobei die aufgeführte Reihenfolge durch die bestehenden Abhängigkeiten einzuhalten ist:

1. Ermittlung der Hilfskoordinaten A_1 und A_2 mit den Beziehungen (105) und (106) bzw. Einsetzen der Formeln in die Hauptgleichungen (I)-(V).
2. Kennzahl λ zur Beschreibung der Art der Laufbahnhührung:
 - Überprüfung der Kugelführung am Außenring mit Formel (95)
 - nach *Harris*: $\lambda = 1$ bei Führung am Außenring, ansonsten $\lambda = 0,5$
 - nach *Jones*: $\lambda = 1$ bei Führung am Außenring, ansonsten $\lambda = 0$.

**Abb. 27:**

Schematischer Ablaufplan zur iterativen Bestimmung der Kenngrößen in schnellaufenden Schräkgugellagern [28]

3. Bestimmung der Druckwinkel α_i und α_a mit den Gleichungen (109) bis (112) und der reduzierten Hauptachsenradien R_x und R_y an Innen- und Außenring nach den Formeln (15) bis (18).
4. Bestimmung der Belastungsparameter K_i und K_a nach Beziehung (36) und den Formeln (32) bis (34).
5. Berechnung des Winkels β nach Gleichung (91) bzw. (92) in Abhängigkeit des Parameters λ entsprechend der Laufbahnhührung.
6. Bestimmung der Winkelgeschwindigkeiten ω_m und ω_w mit den Formeln (80) und (81).
7. Berechnung des Kreiselmomentes M_g nach Gleichung (64) und der Zentrifugallast Q_c nach Formel (66).

Der gesamte Iterationsablauf zur numerischen Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems und die wichtigsten mathematischen Operationen des Verfahrens von *Newton / Kantorowitsch* sind in Abb. 27 zusammengefaßt.

3.2 Die elastohydrodynamische Schmierung in Wälzlagern

Die Einsatzdauer eines Wälzlagers wird im wesentlichen durch Ermüdungs- und Verschleißvorgänge (Gleitverschleiß, Mischreibung) begrenzt. Beide Schadensmechanismen werden ebenso wie die Reibungsverluste von der Schmierung im Wälzlagern beeinflußt. Für einen reibungsfreien, verschleißfreien Lauf und somit für eine hohe Lebensdauer des Wälzlagers ist ein tragender Schmierfilm erforderlich, der die Trennung der Berührungsflächen im Wälzkontakt gewährleistet.

Für die Ermittlung der Lebensdauer wird eine von der Schmierstoffart und vom Schmierverfahren abhängige, ausreichende Schmierfilmausbildung im Wälzkontakt vorausgesetzt. Die Ausbildung eines tragenden Schmierfilmes hängt im wesentlichen von der Lagerbelastung, der Drehzahl, der Betriebsviskosität des Schmierstoffs und der Lagergröße ab. Auch die Makro- und Mikrogeometrie, also die Summe der maximalen Oberflächenrauheiten, spielen für die Schmierfilmausbildung eine wichtige Rolle [41], [42], [65].

Zu beachten ist, daß mit der EHD-Theorie nur der Schmierungszustand in Wälzkontakte erfaßt und beschrieben wird, nicht aber die Schmierverhältnisse in den anderen Kontaktzonen. Im allgemeinen ist das Tribosystem "Wälzlagere" neben den hochbelasteten Wälzkontakte auch durch die im Normalfall nur gering belasteten Gleitkontakte Wälzkörper/Käfig, Wälzkörpertirnfläche/Bordfläche, Wälzkörper/Wälzkörper sowie Käfig/Käfigführungsflächen gekennzeichnet. Deren Schmierungszustand wird zumeist nach praktischen Erfahrungen bewertet. Des Weiteren werden betriebsbedingte, zeitabhängige Veränderungen des Schmierstoffs sowie außergewöhnliche Betriebszustände und Umweltbedingungen (Medien, Vakuum, etc.) nicht durch die EHD-Theorie erfaßt.

Im allgemeinen findet die EHD-Theorie Anwendung, wenn die elastischen Verformungen der KontaktPartner im Vergleich zur Schmierfilmhöhe eine wesentliche Größe erreichen. Um einen Zusammenhang zwischen der Schmierfilmhöhe und der Oberflächengeometrie herzustellen, wird der Filmparameter Λ eingeführt [46]:

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sigma} \quad (126)$$

Λ		Filmparameter
h_{\min}	mm	minimale Schmierfilmhöhe
σ	mm	Oberflächenrauheitskennwert

Für den Oberflächenrauheitskennwert können folgende Zusammenhänge angegeben werden [13]:

$$\begin{aligned}
 \sigma &= \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \\
 &= \sqrt{R_{q,1}^2 + R_{q,2}^2} \\
 &= \sqrt{(1,25 R_{a,1})^2 + (1,25 R_{a,2})^2} \\
 &= 1,77 \cdot R_{a,mittel}
 \end{aligned} \tag{127}$$

In der Regel treten bei Wälzlagern bereits nach kurzer Laufzeit Oberflächenglättungen. Die Werte für den arithmetischen Mittenaufwert pendeln sich im Bereich von $R_a = 0,03 \dots 0,1 \cdot 10^{-3}$ mm ein. Für den Oberflächenrauheitskennwert kann in Abhängigkeit der Lagergröße folgender Richtwert verwendet werden [13]:

$$\sigma = 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot d_m^{0,55} \tag{128}$$

3.2.1 Der Aufbau des EHD-Schmierfilms

Bei einem EHD-Kontakt verformen sich Wälzkörper und Laufbahnen unter Last. Es bildet sich zwischen den beiden Kontaktpartnern ein Schmierspalt aus, in den durch eine Scherströmung ständig Schmierstoff nachgeliefert wird. Dabei kann sich bei bestimmter hydrodynamisch wirksamer Geschwindigkeit ein tragfähiger Schmierfilm aufbauen, weil die Viskosität des Schmierstoffes unter hohem Druck stark zunimmt. Die Filmdicke bleibt fast über der gesamten Kontaktfläche konstant, nur an der Auslaufseite verengt sich der Schmierspalt [39], [40]. In Abb. 28 sind schematisch die Ausbildung des Schmierfilms und die Druckverteilung dargestellt, die sich zwischen einem Rollkörper und einer Laufbahn mit Linienberührungsunter elastohydrodynamischen Verhältnissen einstellen. Die Verhältnisse bei einem EHD-Punktkontakt sind komplizierter, da das seitliche Abfließen des Schmierstoffes aus dem Spalt berücksichtigt werden muß [44], [70]. In einem EHD-Wälzkontakt können je nach Belastung Drücke von $p = 2 \dots 3,5$ GPa erreicht werden. Schon in der Einlaufzone betragen sie bis zu $p = 0,7$ GPa [42], [44].

Zwischen der EHD-Schmierfilmhöhe im Kontaktzentrum h_0 und der minimalen Schmierfilmhöhe h_{min} besteht ein proportionaler Zusammenhang, der für einen großen Betriebsbereich wie folgt festgelegt ist [85]:

$$h_{min} \approx (0,72 \dots 0,75 \dots 0,81) \cdot h_0 \tag{129}$$

Zur vereinfachten Umrechnung werden in vielen Untersuchungen die konstanten Faktoren $h_0 / h_{min} = 4/3$ bzw. $h_{min} / h_0 = 3/4$ verwendet [47].

Wie bereits ausgeführt wurde, wird der Schmierfilmaufbau in realen EHD-Wälzkontakten neben weiteren Betriebsparametern wesentlich von der Oberflächenfeinstruktur der Berührungsflächen bestimmt. Daher entwickelt Schmidt (1985) einen Rauheitskorrekturfaktor für die Schmierfilmhöhenberechnung, der eine sichere Bestimmung des Betriebszustandes der ersten Oberflächentrennung erlaubt [84]. Dieser Korrekturfaktor wird aus den geometrischen Abmessungen der Materialanteilkurve (Abbott-Kurve) ermittelt. Mit der Thematik, wie sich vorhandene Oberflächenrauheiten und -geometrien auf die Ausbildung der EHD-Schmierfilmhöhe auswirken, befaßten sich zahlreiche weitere wissenschaftliche Arbeiten, wie beispielsweise [25], [63] und [68].

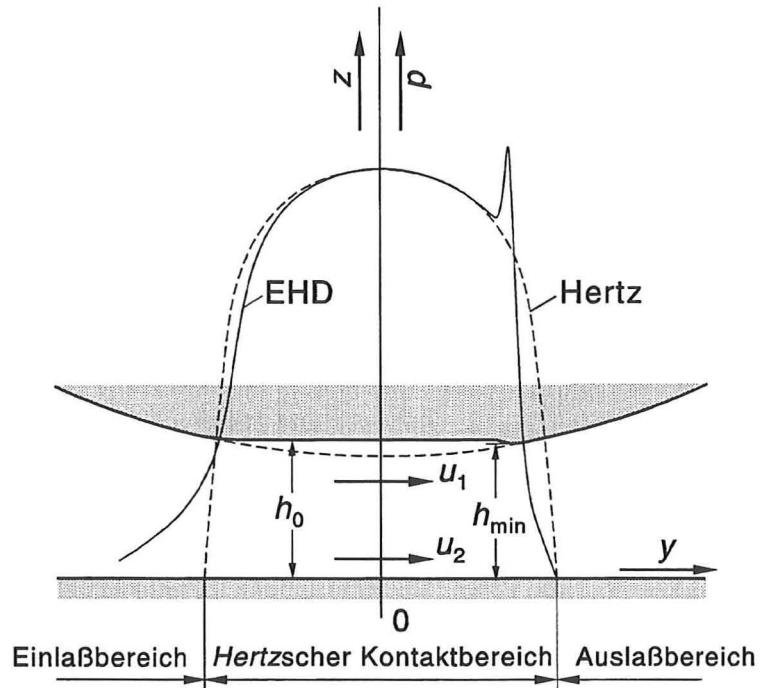


Abb. 28: Ausbildung und Druckverteilung bei einem elastohydrodynamischen Schmierfilm [39]

3.2.2 Isotherme Theorie

Bereits 1886 leitete Reynolds mit einigen Vereinfachungen aus den Navier-Stokeschen Gleichungen die ersten Berechnungsgrundlagen für Newtonsches Strömungsverhalten und laminare Strömung in einem Schmierspalt ab. Aber erst die Untersuchungen von Dowson und Higginson verhalfen der EHD-Theorie 1961 zum Durchbruch, wobei eine verfeinerte Beschreibung eines EHD-Wälzkontakte durch numerische Verfahren erreicht wurde. Im Jahre 1967 stellte Dowson eine Gleichung zur Berechnung der theoretischen minimalen Schmierfilmhöhe bei **Linienkontakt** auf, die Gültigkeit für ideale glatte Oberflächen (Vernachlässigung der Oberflächenfeinstruktur) und isotherme Bedingungen hat:

$$H_{min, isoth, L} = 2,65 \cdot \frac{U^{0,7} \cdot G^{0,54}}{W_L^{0,13}} \quad (130)$$

$$W_L = \frac{Q}{l \cdot E_0 \cdot R_y} \quad (131)$$

$H_{\min, \text{isoth}, 1}$	Filmhöhenparameter zur Bestimmung der minimalen EHD-Schmierfilmhöhe bei Linienkontakt nach isothermer Theorie
U	Geschwindigkeitsparameter für einen EHD-Linienkontakt
G	Werkstoffparameter für einen EHD-Linienkontakt
W_L	Belastungsparameter für einen EHD-Linienkontakt
Q	Belastung je Wälzkörper
l	mm Länge eines rechteckförmigen Linienkontaktees in x-Richtung
E_0	N/mm ² reduzierter Elastizitätsmodul der Kontaktpartner
R_y	mm reduzierter Hauptachsenradius in y-Richtung

Im Jahre 1977 entwickelten *Hamrock* und *Dowson* eine Beziehung zur Bestimmung der minimalen Schmierfilmhöhe in einen isothermen **elliptischen EHD-Punktkontakt**. Diese wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit weiter ausgeführt, da sie auch bei den im Prüfstand verwendeten Spindellagern anzuwenden ist.

Für die theoretische Analyse von EHD-Wälzkontakten muß prinzipiell ein System von gekoppelten Gleichungen simultan gelöst werden, das alle relevanten Zustände im vorliegenden Kontakt erfaßt. Neben den hydrodynamischen Zusammenhängen müssen auch die elastischen Verformungen der Kontaktpartner, das Verhalten des Schmierstoffes und die thermodynamischen Einflüsse berücksichtigt werden. Somit kann ein allgemeines elastohydrodynamisches Problem durch folgende vier Gleichungen beschrieben werden [33], [39], [55], [70]:

- die Gleichung für die Hydrodynamik (*Reynoldsgleichung*);
- die Elastizitätsgleichung für die elastischen Verformungen der Kontaktkörper;
- die Gleichung für den Schmierstoffzustand (Abhängigkeit der Schmiermitteleigenschaften Viskosität und Dichte von Druck, Temperatur, usw.);
- die Energiegleichung für die Wärmeerzeugung und -abfuhr im Schmierspalt.

Dowson/Higginson beschäftigten sich in den sechziger Jahren mit der numerischen Lösung dieses Problems. Es gelang ihnen, für bestimmte Randbedingungen, die Schmierfilmhöhe eines EHD-Linienkontaktees in Übereinstimmung mit experimentellen Ergebnissen zu berechnen. Dieser erste Meilenstein in der Geschichte der EHD-Theorie wird auch als isotherme Theorie bezeichnet, weil man von der Annahme ausgeht, daß die Viskosität des Schmierstoffes über der Schmierfilmhöhe konstant ist. Betrachtet man den EHD-Wälzkontakt als isothermes System, so kann die Temperatur des Schmierstoffes der Oberflächentemperatur der Kontaktpartner gleichgesetzt werden. Diese Temperatur bestimmt die Eigenschaften des Schmierstoffes und die Ausbildung der entsprechenden Schmierfilmhöhe. Weiterhin werden für die Lösung des Gleichungssystems zahlreiche Vereinfachungen getroffen, die als Voraussetzungen für die Anwendung der isothermen Theorie anzusehen sind [39], [54]:

- alle Zustandsgrößen sind von der Zeit unabhängig (stationärer Fall);

- die Strömung im Schmierspalt ist laminar;
- der Schmierstoff zeigt *Newtonsches Fließverhalten* und ist inkompressibel, sauber sowie in ausreichender Menge vorhanden;
- beide Kontaktflächen weisen ideal glatte Oberflächen auf;
- an den Grenzflächen liegt für den Schmierstoff Haftreibung vor;
- Trägheits- und Feldkräfte werden vernachlässigt;
- der Druck ändert sich nicht über der Schmierfilmhöhe;
- die Eigenschaften des Schmiermittels (Viskosität und Dichte) sind über der Schmierfilmhöhe konstant, d.h. im Schmierspaltbereich liegt isothermes Verhalten vor;

Im Laufe der Zeit wurden diese Vereinfachungen als ursprüngliche Voraussetzungen für die Anwendung der EHD-Theorie teilweise aufgehoben, da die Betrachtungen und Untersuchungen mit fortschreitendem Kenntnisstand auf nichtisotherme Verhältnisse oder Teilschmierung erweitert wurden. Im Jahre 1977 veröffentlichten *Hamrock/Dowson* eine erste vollständige numerische Lösung für die Bestimmung der Schmierfilmhöhe eines elliptischen EHD-Punktkontaktes unter Vollschmierung. In theoretischen und experimentellen Untersuchungen stellten sie einen Zusammenhang zwischen der EHD-Schmierfilmhöhe und dem Einfluß der Kontaktgeometrie, ausgedrückt durch das Halbachsenverhältnis der elliptischen Kontaktfläche, sowie den dimensionslosen Geschwindigkeits-, Belastungs- und Werkstoffparametern her.

Nach der Theorie von *Hamrock/Dowson* ergeben sich die folgenden Beziehungen für die vollständige, parametrisierte Erfassung eines **elliptischen EHD-Wälzkontakte** unter **isothermen Bedingungen und Vollschmierung** [46], [47]:

- Parametergleichung für die minimale Schmierfilmhöhe:

$$H_{min, isoth} = 3,63 \cdot \frac{U^{0,68} \cdot G^{0,49}}{W^{0,073}} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot k}) \quad (132)$$

- Parametergleichung für die zentrale Schmierfilmhöhe:

$$H_{0, isoth} = 2,69 \cdot \frac{U^{0,67} \cdot G^{0,53}}{W^{0,067}} \cdot (1 - 0,61 \cdot e^{-0,73 \cdot k}) \quad (133)$$

- Filmhöhenparameter:

$$H_{min, isoth} = \frac{h_{min, isoth}}{R_y}, \quad H_{0, isoth} = \frac{h_{0, isoth}}{R_y} \quad (134)$$

- Geschwindigkeitsparameter:

$$U = \frac{\eta_{0,K} \cdot u}{E_0 \cdot R_y} \quad (135)$$

- Werkstoffparameter:

$$G = \alpha_p \cdot E_0 \quad (136)$$

- Belastungsparameter:

$$W = \frac{Q}{E_0 \cdot R_y^2} \quad (137)$$

- Verhältnis der Halbachsen bei elliptischer Kontaktfläche (siehe auch Kapitel 2.2.2):

$$k = \frac{a}{b} \approx 1,0339 \cdot \left(\frac{R_x}{R_y} \right)^{0,636} \quad (138)$$

Durch Einsetzen erhält man folgende Gleichung für die Berechnung der theoretischen **minimalen EHD-Schmierfilmhöhe** in einem **elliptischen Punktkontakt**:

$$h_{min, isoth} = 3,63 \cdot \alpha_p^{0,49} \cdot \eta_{0,K}^{0,68} \cdot E_0^{-0,117} \cdot R_y^{0,466} \cdot u^{0,68} \cdot Q^{-0,073} \cdot (1 - e^{-0,68 \cdot k}) \quad (139)$$

$h_{min, isoth}$	mm	minimale EHD-Schmierfilmhöhe nach isothermer Theorie
$h_{0, isoth}$	mm	zentrale EHD-Schmierfilmhöhe nach isothermer Theorie
$\eta_{0,K}$	Ns/mm ²	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Atmosphärendruck und Oberflächentemperatur T_K der Kontaktpartner in der Einlaßzone
α_p	mm ² /N	Druckviskositätskoeffizient bei Betriebstemperatur
E_0	N/mm ²	reduzierter Elastizitätsmodul der Kontaktpartner
R_x	mm	reduzierter Hauptachsenradius in x-Richtung
R_y	mm	reduzierter Hauptachsenradius in y-Richtung
u	mm/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit
Q	N	Belastung pro Kugel

Die Gleichungen (132) bis (139) stellen eine gute Möglichkeit dar, die Schmierfilmhöhen in einem isothermen EHD-Punktkontakt unter Vollschmierung zu bestimmen. Sie sind in zahlreichen

Experimenten und Vergleichen mit zufriedenstellender Übereinstimmung bestätigt worden.

Für die Berechnung der Parametergleichungen werden weitere Größen benötigt, die sich aus den folgenden Beziehungen ergeben:

- **Dynamische Viskosität des Schmierstoffes:**

Nach isothermer Theorie muß von einem *newtonschen* Fließverhalten des Schmierstoffes ausgegangen werden. Dann gilt die folgende Beziehung:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dh} \quad (140)$$

Unter dieser Annahme ist die Viskosität unabhängig vom Schergefälle, das auch als Geschwindigkeitsgefälle (siehe Abb. 29) bezeichnet wird:

$$D = \frac{dv}{dh} \quad (141)$$

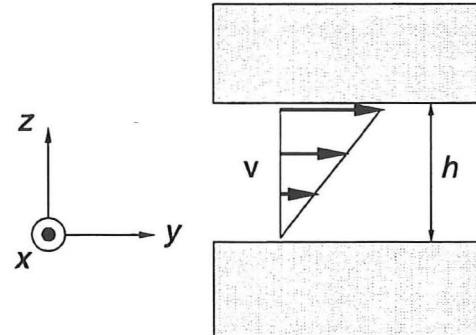


Abb. 29: Definition des Scher- oder Geschwindigkeitsgefälles

τ	N/mm^2	Schubspannung
v	mm/s	Geschwindigkeit
D	$1/\text{s}$	Schergefälle

- **hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit:**

Für die Bestimmung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit u eines Schräkgugellagers gelten folgenden Zusammenhänge:

$$u = \frac{u_1 + u_2}{2} \quad (142)$$

Entsprechend den Ausführungen in Kapitel 3.1.2 ergeben sich mit Abb. 21 und Abb. 29 die folgenden Zusammenhänge:

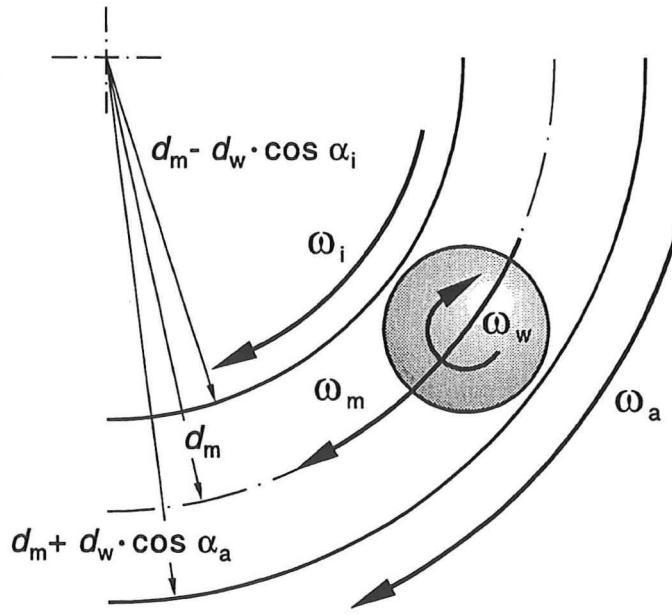


Abb. 30: Verhältnisse zur Bestimmung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit in einem Schräkgugellager

$$\begin{aligned}
 u_i &= \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} (d_m - d_w \cdot \cos \alpha_i) \cdot (\omega_i - \omega_m) - \frac{1}{2} d_w \cdot \cos(\alpha_i - \beta) \cdot \omega_w \right] \\
 &= \frac{1}{4} d_m \cdot \left[(1 - \gamma' \cdot \cos \alpha_i) \cdot (\omega_i - \omega_m) - \gamma' \cdot \cos(\alpha_i - \beta) \cdot \omega_w \right] \\
 &= \frac{\pi}{120} \cdot d_m \cdot \left[(1 - \gamma_i) \cdot (n_i - n_m) - \gamma' \cdot \cos(\alpha_i - \beta) \cdot n_w \right]
 \end{aligned} \tag{143}$$

$$\begin{aligned}
 u_a &= \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} (d_m + d_w \cdot \cos \alpha_a) \cdot (\omega_a - \omega_m) + \frac{1}{2} d_w \cdot \cos(\alpha_a - \beta) \cdot \omega_w \right] \\
 &= \frac{1}{4} d_m \cdot \left[(1 + \gamma' \cdot \cos \alpha_a) \cdot (\omega_a - \omega_m) + \gamma' \cdot \cos(\alpha_a - \beta) \cdot \omega_w \right] \\
 &= \frac{\pi}{120} \cdot d_m \cdot \left[(1 + \gamma_a) \cdot (n_a - n_m) + \gamma' \cdot \cos(\alpha_a - \beta) \cdot n_w \right]
 \end{aligned} \tag{144}$$

Bei angetriebener Welle ($n_a = 0$ 1/min) und unter Vernachlässigung des Winkels β nach Abb. 17 können folgende Vereinfachungen abgeleitet werden [47]:

$$u_i = \frac{\pi}{120} \cdot d_m \cdot [(1 - \gamma_i) \cdot (n_i - n_m) - \gamma_i \cdot n_w] \quad (145)$$

$$\begin{aligned} u_a &= \left| \frac{\pi}{120} \cdot d_m \cdot [- (1 + \gamma_a) \cdot n_m + \gamma_a \cdot n_w] \right| \\ &= \frac{\pi}{120} \cdot d_m \cdot [(1 + \gamma_a) \cdot n_m - \gamma_a \cdot n_w] \end{aligned} \quad (146)$$

u_i	mm/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit am Innenring
u_a	mm/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit am Außenring

Für die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit u_a am Außenring muß der Betrag gebildet werden, weil andernfalls mit $n_w < 0$ bzw. $\omega_w < 0$ gemäß Gleichung (80) und $n_m > 0$ bzw. $\omega_m > 0$ gemäß Beziehung (81) ein negativer Wert nach Formel (141) entstehen würde.

- reduzierter Elastizitätsmodul:

$$E_0 = \frac{2}{\frac{1 - v_1^2}{E_1} + \frac{1 - v_2^2}{E_2}} \quad (31)$$

v_1, v_2		Querkontraktionszahlen der KontaktPartner
E_1, E_2	N/mm ²	Elastizitätsmodul der KontaktPartner

- Druckviskositätskoeffizient:

Gemäß den Annahmen der isothermen Theorie ist der Druckviskositätskoeffizient α_p nur von der Temperatur und nicht vom Druck abhängig. Dementsprechend gilt bei konstanter Temperatur die *Barus-Gleichung*:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{\alpha_p \cdot p} \quad (147)$$

η_0	Ns/mm ²	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur
α_p	mm ² /N	Druckviskositätskoeffizient
p	N/mm ²	Betriebsdruck

Betrachtet man die Parametergleichungen (130) bis (135) und faßt die vorangegangenen

Ausführungen zusammen, so ergeben sich folgende Aussagen aus der isothermen EHD-Schmiertheorie, die prinzipiell für alle EHD-Wälzkontakte Gültigkeit besitzen:

- Die Schmierfilmhöhe wird im wesentlichen von der elastischen Verformung der Kontaktpartner bestimmt.
- Der Schmierfilm ist auf dem größten Teil der verformten Oberflächen nahezu gleich dick, was durch die zentrale Schmierfilmhöhe h_0 wiedergegeben wird. Lediglich auf der Auslaufseite verengt er sich auf eine minimale Schmierfilmdicke h_{\min} . Dies steht im Einklang mit der Ausbildung einer ausgeprägten Spitze in der Druckverteilung.
- Die Änderungen von Viskosität und Geschwindigkeit wirken sich stark auf die Schmierfilmhöhe und die Druckverteilung aus.
- Die Belastung der Kontaktkörper hat nur einen geringen Einfluß auf die Schmierfilmhöhe im EHD-Kontakt [17].

3.2.3 Umrechnung der Schmierfilmhöhe von Linien- auf Punktkontakt

Die Berechnung von EHD-Punktkontakten wurde von *Hamrock/Dowson* erst ziemlich spät im Jahre 1977 entwickelt. Zu diesem Zeitpunkt lagen schon zahlreiche Untersuchungen und Erkenntnisse für EHD-Linienkontakte vor. Da die weiteren Untersuchungen von Punktkontakten nicht so ausführlich wie bei Linienkontakten betrieben wurden, ist oftmals eine Umrechnung nötigt, um die bereits ermittelten Ergebnisse auf einen EHD-Punktkontakt übertragen zu können. Dies trifft zum Beispiel für die Berechnung von $h_{0,\text{th}}$ mit dem Korrekturfaktor C_{th} nach thermischer Theorie oder für die Berechnung bei Berücksichtigung gegenseitiger Temperatur- und Teilschmierungseinflüsse zu, die in den folgenden Kapiteln noch vorgestellt werden.

Dowson stellte auf Basis analytischer Studien und experimenteller Ergebnisse im Jahre 1968 eine genauere Bestimmungsgleichung für die minimale isotherme Schmierfilmhöhe bei Linienkontakt vor (vgl. Formel (130)). Die Berechnungsformel von *Dowson* findet bis heute für die Berechnung eines isothermen EHD-Linienkontakte Anwendung. Die zentrale Schmierfilmhöhe kann in der Regel mit der Beziehung $h_0 \approx 4/3 h_{\min}$ ausreichend genau abgeschätzt werden. Im Vergleich zu Formel (132) für die Berechnung eines EHD-Punktkontaktes nach *Hamrock/Dowson* weist Formel (130) außer dem Belastungsparameter W_L und der unterschiedlichen Kontaktgeometrie nur geringfügige Abweichungen in den Exponenten der Gleichungsparameter auf [33], [46], [47].

In einem *Hertzschen* Punktkontakt ändert sich die Flächenpressung entlang der Hauptachsen, während sie für einen Linienkontakt entlang der Zylinderachse quer zur Bewegungsrichtung als konstant angenommen werden kann. Als Ansatz für die Umrechnung dient die angenäherte Bestimmung einer effektiven Länge l , welche die gleiche maximale Flächenpressung in einem elliptischen und einem rechteckförmigen *Hertzschen* Kontakt gewährleistet [46]. Nach *Harris* [47] gelten folgende Zusammenhänge für einen Linienkontakt (Index L):

$$p_{\max, L} = \frac{2 Q}{\pi \cdot l \cdot b_L} \quad (148)$$

$$b_L = \left(\frac{8 Q}{\pi \cdot l \cdot E_0 \cdot \Sigma \varrho} \right)^{1/2} \quad (149)$$

$p_{\max, L}$	N/mm ²	maximale Flächenpressung in einem Hertzschens Linienkontakt
b_L	mm	Länge eines rechteckförmigen Linienkontakte in y-Richtung
Q	N	Belastung eines Wälzkörpers normal zur Kontaktfläche
E_0	N/mm ²	reduzierter Elastizitätsmodul
ϱ	1/mm	Krümmung

Durch das Gleichsetzen der maximalen Flächenpressungen $p_{\max} = p_{\max, L}$ entsprechend den Formeln (22) und (148) ergibt sich die Beziehung

$$l = \frac{4 a}{3} \cdot \left(\frac{b}{b_L} \right) \quad (150)$$

Durch Einsetzen der Halbachsen b nach Formel (29) und b_L folgt für die effektive Zylinderlänge l mit Formel (34) die Gleichung

$$l = \frac{4}{3} a \cdot \mathcal{E} \approx \frac{4}{3} a \cdot \left(1,0003 + 0,5968 \cdot \frac{R_y}{R_x} \right) \quad (151)$$

Damit ergibt sich der äquivalente Belastungsparameter $W' = W_L$ für die Umrechnung der Ergebnisse von Linien- auf Punktkontakt zu

$$W' = \frac{3 Q}{4 E_0 \cdot R_y \cdot a \cdot \left(1,0003 + 0,5968 \cdot \frac{R_y}{R_x} \right)} \quad (152)$$

W' Belastungsparameter der EHD-Theorie zur Umrechnung von Linien- auf Punktkontakt [28]

Für lange, dünne elliptische Kontaktflächen gilt $R_x \gg R_y$ und nach *Harris* [47] kann näherungsweise der folgende äquivalente Belastungsparameter verwendet werden:

$$W' = \frac{3 Q}{4 E_0 \cdot R_y \cdot a} \quad (153)$$

Dieser Parameter setzt nur die Kenntnis der größeren Halbachse a der elliptischen Druckfläche voraus, die zum Beispiel nach Formel (28) berechnet werden kann.

3.2.4 Thermische Theorie

Die Untersuchungen von *Cheng* und *Grennwood/Kauzlarich* zeigten schon Ende der 60er Jahre, daß aufgrund der Einlaufbedingungen im Wälzspalt die Schmierfilmhöhenberechnung nach *Dowson* für glatte Oberflächen und isotherme Verhältnisse nicht ausreichend ist. Zusätzlich ist eine thermische Korrektur der EHD-Schmierfilmhöhe erforderlich, da die Kompressionswärme und die viskose Aufheizung in der Kontakteinlaßzone sowie die Wärmeübertragung im Schmierfilm und an den Laufflächen berücksichtigt werden müssen [44], [47], [84], [85].

Während sich bei kleinen Geschwindigkeiten und bei niedrigen Viskositäten noch die nach isothermer EHD-Theorie ermittelte Schmierfilmhöhe einstellt, ergeben sich bei größeren Geschwindigkeiten und höheren Viskositäten deutlich geringere Werte für die Filmhöhe. Ursache hierfür ist, daß die isotherme Theorie von einer über der Schmierfilmhöhe konstanten Viskosität ausgeht. Die Rückströmung und Scherung des Schmierstoffes in der Einlaßzone des EHD-Kontaktes wird nicht berücksichtigt. Damit verbunden kommt es durch die viskose Reibung zu einer Temperaturerhöhung im Schmierspalt. Dies führt wiederum zu einer Verringerung der Schmierstoffviskosität und schließlich zu einer im Vergleich zur isothermen Betrachtungsweise geringeren Schmierfilmhöhe. Vor allem bei hochbelasteten Wälzkontakten und bei hohen Betriebsdrehzahlen wird die Schmierfilmhöhe durch die isotherme Theorie überschätzt [84], [85].

Murch und *Wilson* faßten diese Zusammenhänge im Jahr 1975 in einer erweiterten, nichtisothermen EHD-Theorie zusammen, indem sie die *Reynolds*- und Energiegleichung mit dem folgenden Ausdruck für das Viskositätsverhalten lösen:

$$\eta(p, T) = \eta_0 \cdot e^{\alpha_p \cdot p - \beta_{th} \cdot (T - T_0)} \quad (154)$$

η_0	Ns/mm ²	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur
β_{th}	1/K	Temperaturviskositätskoeffizient
T	K	Temperatur
T_0	K	Bezugstemperatur

Als Ergebnis entwickelten sie einen thermischen Korrekturfaktor C_{th} , der die Schmierfilmhöhen der isothermen und der nichtisothermen Theorie miteinander verknüpft. Je nach Anwendungsfall und Betriebsbedingungen ergeben sich unterschiedliche thermische Korrekturfaktoren. Obwohl die Faktoren in erster Linie nur für die zentrale Filmhöhe eines Linienkontakte entwickelt worden sind und für Punktkontakte keine vorliegen, können sie nach *Gohar* prinzipiell zur ersten Abschätzung der Schmierfilmhöhe eines beliebigen EHD-Kontaktes unter Vollschmierung verwendet werden. Des Weiteren können sowohl die zentrale als auch die minimale Schmierfilmhöhe korrigiert werden, da in der Regel ein fester, proportionaler Zusammenhang zwischen zentraler und minimaler Filmhöhe besteht [44].

Für die zentrale bzw. minimale Schmierfilmhöhe unter thermischen Bedingungen und Vollschmierung ergeben sich somit folgende Beziehungen:

$$h_{0,th} = C_{th} \cdot h_{0,isoth} \quad \text{bzw.} \quad h_{min,th} = C_{th} \cdot h_{min,isoth} \quad (155)$$

Für die unterschiedlichen thermischen Korrekturfaktoren gelten entsprechend den vorliegenden Quellen folgende Zusammenhänge:

- Nach *Wilson* (1979) für die zentrale Schmierfilmhöhe bei Linienkontakt [47]:

$$C_{th,1} = \frac{1}{1 + 0,39 \cdot L_{th}^{0,548}} \quad (156)$$

- Nach *Murch/Wilson* für einen Linienkontakt:

$$C_{th,2} = \frac{1}{1 + 0,182 \cdot L_{th}^{0,548}} \quad (157)$$

Dieser Faktor ist nach *Gohar* prinzipiell zur Abschätzung der thermischen Schmierfilmhöhe eines beliebigen EHD-Kontaktes unter Vollschmierung geeignet.

- Nach *Murch/Wilson* (1975) für einen beliebigen Linienkontakt [28], [84], [85]:

$$C_{th,3} = \frac{3,94}{3,94 + L_{th}^{0,62}} = \frac{1}{1 + 0,254 \cdot L_{th}^{0,62}} \quad (158)$$

$C_{th,1\dots 3}$	thermische Korrekturfaktoren
L_{th}	thermischer Belastungsfaktor

Für alle Korrekturfaktoren gilt derselbe thermische Belastungsfaktor L_{th} :

$$L_{th} = \eta_{0,K} \cdot \frac{\beta_{th} \cdot u^2}{k_{th}} \quad (159)$$

$\eta_{0,K}$	Ns/mm ²	dynamische Viskosität des Schmierstoffes bei Atmosphärendruck und Oberflächentemperatur T_K der Kontaktpartner in der Einlaßzone
k_{th}	N/(K·s)	Wärmeleitkoeffizient

Anschaulich gedeutet nimmt bei Anwendung der isothermen Theorie die Schmierfilmhöhe fast proportional mit steigender hydrodynamisch wirksamer Geschwindigkeit zu. Legt man dagegen die nichtisotherme Theorie zugrunde, so nähert sich die Schmierfilmhöhe asymptotisch einem Grenzwert an oder kann sich sogar bei entsprechender Viskosität und höheren Drehzahlen wieder verringern.

3.2.5 Berücksichtigung von Teilschmierung

Bei unzureichender Versorgung eines Wälzkontakte gelangt nur eine relativ geringe Menge des Schmierstoffes in den Kontaktbereich der Wälzpartner und wird durch die Wälzbewegungen in die Auslaßzone befördert. Der übrige Schmierstoff sammelt sich als Überschuß in der Einlaßzone. Er wird durch sich im Strömungsfeld bildende Wirbel aus dem Einlaßbereich zurückgedrängt. Es bildet sich dabei ein Schmierstoffmeniskus aus, dessen Abstand y_b vom Kontaktzentrum eine entscheidende Größe für die Verringerung der Schmierfilmhöhe ist. Sobald der Abstand des Schmierstoffmeniskus einen bestimmten Wert unterschreitet und er zu dicht am Kontaktbereich liegt, beginnt sich die Schmierfilmhöhe zu verringern [44], [47]. Wedeven wies den Schmierstoffmeniskus 1970 durch die in seinen Versuchen ermittelten

Interferenzbilder nach. Dabei veränderte sich mit abnehmendem Meniskusabstand das Bild der Interferenzringe soweit, daß gemäß einer fortlaufenden Schmierfilmhöhenverringerung schließlich nur noch der elastostatische Abdruck der Kontaktpartner zu sehen war. Liegt der Schmierstoffmeniskus sehr dicht am *Hertz*schen Kontaktbereich, so liegt verstärkte Teilschmierung vor, die auch der Misch- oder Trockenschmierung zugeordnet werden kann. Auch Hamrock/Dowson befaßten sich mit dieser Problematik und stellten theoretische Untersuchungen an, um den Einfluß der Teilschmierung auf die Ausbildung der Schmierfilmhöhe und der Druckverteilung in einem elliptischen EHD-Wälzkontakt zu erfassen. Entsprechend ihren Ergebnissen definierten sie im Jahre 1977 einen einfachen, dimensionslosen Parameter m , der den Abstand zwischen dem Schmierstoffmeniskus in der Einlaßzone und dem *Hertz*schen Kontaktzentrum beschreibt [56]:

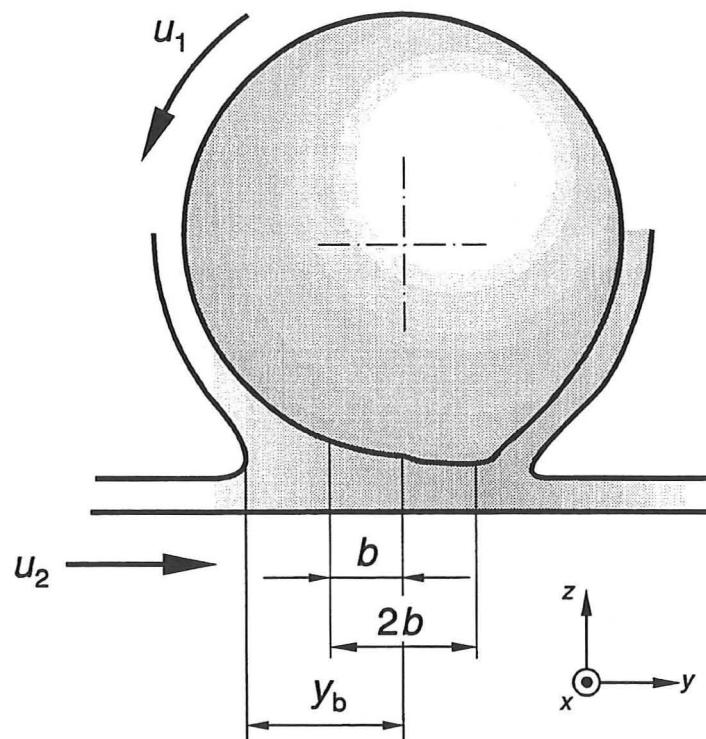


Abb. 31: Meniskus-Abstand y_b in einem EHD-Wälzkontakt [47]

$$m = \frac{y_b}{b} \quad (160)$$

y_b	mm	Abstand des Schmierstoffmeniskus vom Zentrum der elliptischen <i>Hertz</i> schen Kontaktfläche
m		dimensionsloser Meniskusabstand zur Erfassung des Teilschmierungs-zustandes

Mit Hilfe dieses dimensionslosen Meniskusabstandes kann entschieden werden, ob Vollschmierung vorliegt oder die Schmierfilmhöhe durch Teilschmierungseinflüsse verringert wird. Zu diesem Zweck entwickelten *Hamrock/Dowson* im Jahre 1977 dimensionslose Korrekturfaktoren, mit denen die Reduzierung der zentralen und minimalen Schmierfilmhöhe für isotherme EHD-Punktkontakte berechnet werden kann. Die Korrekturfaktoren sind als Verhältnisse aufgebaut, wobei die Abnahme des Schmierfilmes als Funktion der dimensionslosen Entfernung m und eines Abstandspараметers m^* beschrieben wird, der den Zustand der Vollschmierung erfaßt. Es gelten folgende Zusammenhänge für den isothermen EHD-Punktkontakt [28], [46]:

- zentrale Schmierfilmhöhe:

$$h_{0, \text{isoth}, s} = \varphi_{0, \text{isoth}, s} \cdot h_{0, \text{isoth}} \quad (161)$$

$$\varphi_{0, \text{isoth}, s} = \left(\frac{m - 1}{m^* - 1} \right)^{0,29} \quad (162)$$

- minimale Schmierfilmhöhe:

$$h_{\min, \text{isoth}, s} = \varphi_{\min, \text{isoth}, s} \cdot h_{\min, \text{isoth}} \quad (163)$$

$$\varphi_{\min, \text{isoth}, s} = \left(\frac{m - 1}{m^* - 1} \right)^{0,25} \quad (164)$$

$h_{0, \text{isoth}, s}$	mm	zentrale Schmierfilmhöhe eines isothermen EHD-Punktkontaktes unter Teilschmierung ("Starvation")
$h_{\min, \text{isoth}, s}$	mm	minimale Schmierfilmhöhe eines isothermen EHD-Punktkontaktes unter Teilschmierung
$\varphi_{0, \text{isoth}, s}$		Korrekturfaktor für die zentrale Schmierfilmhöhe eines isothermen EHD-Punktkontaktes unter Teilschmierung
$\varphi_{\min, \text{isoth}, s}$		Korrekturfaktor für die minimale Schmierfilmhöhe eines isothermen EHD-Punktkontaktes unter Teilschmierung

Der Wert m^* gibt den dimensionslosen Meniskusabstand wieder, bei dem noch Vollschmierung vorliegt. Für seine Berechnung ergeben sich folgende Beziehungen:

- zentrale Schmierfilmhöhe:

$$m^* = 1 + 3,06 \cdot \left[\left(\frac{R_y}{b} \right)^2 \cdot H_{0, \text{isoth}} \right]^{0,58} \quad (165)$$

- minimale Schmierfilmhöhe:

$$m^* = 1 + 3,34 \cdot \left[\left(\frac{R_y}{b} \right)^2 \cdot H_{min, isoth} \right]^{0,56} \quad (166)$$

m^*

dimensionsloser Meniskusabstand bei Vollschmierung

Dabei ist b die kleinere Halbachse der elliptischen *Hertz*schen Kontaktfläche in y -Richtung (Bewegungsrichtung im EHD-Kontakt), die mit Formel (29) berechnet werden kann.

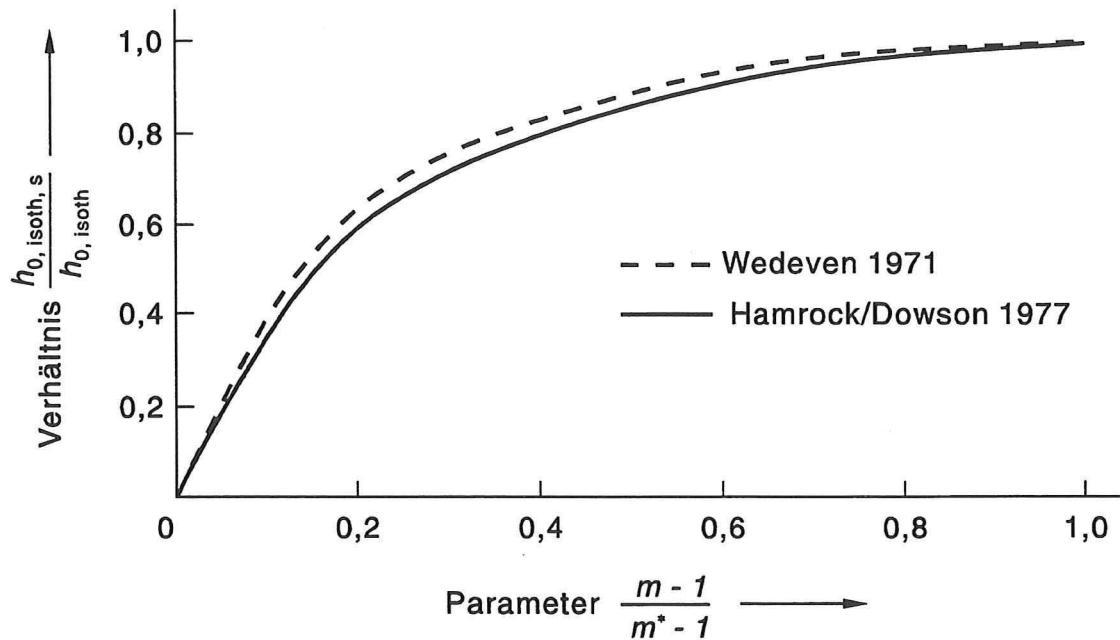


Abb. 32: Verminderung der zentralen Schmierfilmhöhe bei den Experimenten von *Wedeven* (1971) und von *Hamrock/Dowson* (1977) [46]

Sobald der Abstand m den für jeden Wälzkontakt typischen Wert m^* unterschreitet, liegt Teilschmierung vor und die Schmierfilmhöhe beginnt sich zu verringern. Bei $m = 1$ bildet sich kein Schmierfilm aus, weil der Meniskus direkt am Rand des *Hertz*schen Kontaktes liegt. Für $m > m^*$ liegt Vollschmierung vor. Der genaue Zusammenhang für die Verringerung der Schmierfilmhöhe nach *Wedeven* und nach *Hamrock/Dowson* ist in Abb. 33 dargestellt. In der Abbildung ist deutlich zu erkennen, daß sich die Schmierfilmhöhenverringerung durch Teilschmierung bei beiden Untersuchungen in derselben Größenordnung bewegt. Die Verringerung gemäß *Wedeven* fällt insgesamt nicht ganz so stark aus wie nach *Hamrock/Dowson*.

Die größte Schwierigkeit bei der dargestellten Erfassung der Teilschmierung ist die Ermittlung des

gerade vorliegenden dimensionslosen Meniskusabstandes m im Wälzkontakt. In erster Linie ist dieser von der Schmierfilmdicke im Einlaßmeniskus und von der geometrischen Form der Wälzpartner im elastischen Kontakt abhängig. Da noch keine konkreten, präzisen Berechnungsgleichungen vorliegen und die Bestimmung für praktische Anwendungsfälle in Wälzlagern nicht ohne weiteres möglich ist, kann der Abstand grundsätzlich nur unter Laborbedingungen mit Hilfe von transparenten Wälzkontakte und der Interferometrie experimentell ermittelt werden.

Eine weitere Möglichkeit zur Bestimmung des Meniskusabstandes untersuchte *Dowson* im Jahre 1979. Anhand von theoretischen Überlegungen kann der dimensionslose Meniskusabstand m zumindest abgeschätzt werden. Dabei geht man von der Annahme aus, daß für eine ganz bestimmte, im Wälzkontakt vorliegende Schmierstoffmenge der Meniskus in der Einlaßzone eine stationäre Position einnimmt, an der keine Rückströmung von Schmierstoff aus dem Kontaktbereich stattfindet. Unter dieser Bedingung muß der Punkt, der den Meniskusabstand y_b vom Kontaktzentrum beschreibt, eine minimale Strömungsgeschwindigkeit von Null aufweisen [44], [47].

In Abb. 33 ist das Strömungsfeld in der Einlaßzone eines Schmierspaltes dargestellt. Im Punkt C ist entsprechend der vorangegangenen Definition die Strömungsgeschwindigkeit Null und grenzt somit den Bereich der Rückströmung ab. Rechts vom Punkt C wird dem Kontaktbereich Schmierstoff zugeführt, es findet kein zur Bewegungsrichtung entgegengesetzter Fluß statt. Auf der linken Seite von C befindet sich der Bereich der Rückströmung mit negativer Strömungsgeschwindigkeit. In diesem Teil der Einlaßzone besteht der bereits erwähnte Überschuß an Schmierstoff, der in Form von Wirbeln zurückgetrieben wird.

Aufgrund der Beschreibung des Meniskusabstandes durch den Punkt C kann ein bestimmter Zusammenhang für den Parameter m abgeleitet werden, mit dem ein allgemeiner Korrekturfaktor für Teilschmierung bestimmt werden kann. Auf dieser Basis gab *Dowson* für einen EHD-Wälzkontakt unter reinen Rollbewegungen einen Wert von $\varphi_{\min, \text{isoth}, s, \text{Roll}} = 0,71$ an, für reine Gleitbewegungen einen Faktor von $\varphi_{\min, \text{isoth}, s, \text{Gleit}} = 0,46$. Gemäß den Ausführungen von *Gohar* ist für einen EHD-Punktkontakt unter isothermen Bedingungen und reiner Rollbewegung mit einem Wert von $\varphi_{0, \text{isoth}, s, \text{Roll}} = 0,818$ zu rechnen. *Harris* betont, daß zur genauen Bestimmung des Teilschmierungskorrekturfaktors der tatsächlich vorhandene Meniskusabstand ermittelt werden muß. Für den Fall, daß der Abstand für einen Wälzkontakt nicht bekannt ist, kann mit der beschriebenen theoretischen Betrachtung der Rückströmungsverhältnisse eine sinnvolle Annäherung für die Praxis erreicht werden. Dann kann ein allgemeiner Korrekturfaktor von ungefähr $\varphi_{\text{isoth}, s} \approx 0,70$ verwendet werden. Für Unterversorgung bei Fettschmierung geben *Harris* und *Gohar* einen Wertebereich zwischen $\varphi_{\min, \text{isoth}, s, \text{Roll}} = 0,71$ für reines Abrollen und $\varphi_{\min, \text{isoth}, s, \text{Gleit}} = 0,46$ für reines Gleiten an [44], [47].

Der Umstand, daß unter Berücksichtigung von Teilschmierungseinflüssen die Verringerung der Schmierfilmhöhe bei auftretenden Gleitbewegungen größer ausfällt als bei reinen Rollbewegungen, läßt sich auf thermische Effekte zurückführen. Dieser Einfluß wird im nächsten Kapitel noch näher untersucht.

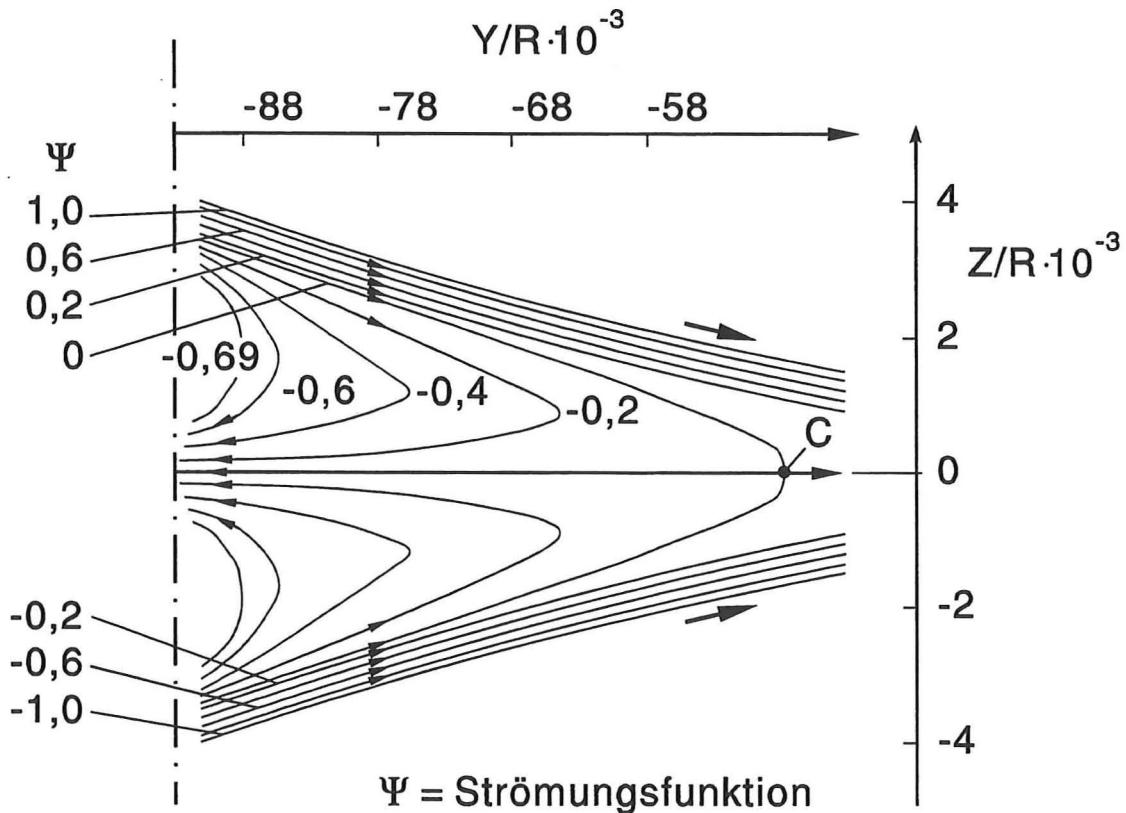


Abb. 33: Strömungslinien in der Einlaßzone eines teilgeschmierten EHD-Wälzkontakte nach Dowson [44]

3.2.6 Gegenseitige Beeinflussung von Temperatur und Teilschmierung

Die Teilschmierung bei einem EHD-Wälzkontakt steht im direkten Zusammenhang mit dem Einfluß der Temperatur auf das Fließverhalten des Schmierstoffes und auf die Ausbildung der Schmierfilmhöhe. Bei Teilschmierung fehlt in der Regel Schmierstoff, um die im Wälzkontakt anfallende Reibungswärme abzuführen, so daß die Temperatur im Vergleich zu den Verhältnissen bei Vollschmierung ansteigt. Deshalb dürfen bei genauer Betrachtung die Korrekturfaktoren für die thermischen Einflüsse und für Teilschmierung nicht durch Multiplikation verbunden werden, sondern es wird ein kombinierter Faktor erforderlich.

Entsprechend den Untersuchungen von Goksem/Hargreaves kann die zentrale Schmierfilmhöhe eines EHD-Linienkontakte unter gegenseitigen Temperatur- und Teilschmierungseinflüssen mit folgender Gleichung korrigiert werden [44]:

$$h_{0,th,s} = \varphi_{0,th,s} \cdot h_{0,isoth} \quad (167)$$

$\varphi_{0,th,s}$ Korrekturfaktor für die zentrale Schmierfilmhöhe unter Berücksichtigung gegenseitiger Temperatur- und Teilschmierungseinflüsse

Für den Korrekturfaktor $\varphi_{0,th,s} = \varphi_{th,s}$ gilt die Beziehung

$$\varphi_{th,s} = C_{th} \cdot \left(1 - \frac{1}{a^{(\psi_{th,s})^b}} \right) \quad . \quad (168)$$

Zur Berechnung des Korrekturfaktors werden folgende Hilfsgrößen eingeführt:

$$a = 4,6 + 1,15 \cdot L_{th}^{0,6}, \quad b = \frac{0,78}{1 + 0,001 \cdot L_{th}} \quad (169)$$

$$\psi_{th,s} = \psi_{isoth,s} \cdot \left(\frac{1}{C_{th}} \right)^{2/3} \quad (170)$$

$$\psi_{isoth,s} = \left[- \frac{1}{1,526} \cdot \ln(1 - \varphi_{isoth,s}) \right]^{50/39} \quad (171)$$

a, b Hilfsgrößen zur Berechnung des Korrekturfaktors $\varphi_{0,th,s}$
 $\psi_{isoth,s}, \psi_{th,s}$ dimensionslose Größen zur Beschreibung des Korrekturfaktors $\varphi_{0,th,s}$

Neben dem schon eingeführten thermischen Korrekturfaktor C_{th} und dem Belastungsfaktor L_{th} wird auch der Korrekturfaktor $\varphi_{isoth,s}$ für den Einfluß der Teilschmierung unter isothermen Verhältnissen benötigt. Seine Bestimmung ist mit einigen Schwierigkeiten verbunden. Aus diesem Grunde wird häufig ein konstanter Wert verwendet, der auf vereinfachten theoretischen Betrachtungen beruht und die tatsächlichen Verhältnisse in guter Näherung wiedergibt. Durch Einsetzen des abgeschätzten Wertes für $\varphi_{isoth,s}$ und der weiteren Hilfsgrößen kann ein angenäherter Wert für den Korrekturfaktor $\varphi_{th,s}$ bei gegenseitigen Temperatur- und Teilschmierungseinflüssen ermittelt werden.

Harris geht in seinen Betrachtungen [47] für Linienkontakt von einem konstanten Korrekturfaktor von $\varphi_{0,isoth,s} \approx 0,70$ bei isothermen Verhältnissen und Teilschmierung aus, wodurch sich folgender Korrekturfaktor $\varphi_{0,th,s,1}$ für gegenseitige Temperatur- und Teilschmierungseinflüsse angeben läßt:

$$\varphi_{0,th,s,1} = C_{th,1} \cdot \left(1 - \frac{1}{(4,6 + 1,15 \cdot L_{th}^{0,6})^{m_1}} \right) \quad (172)$$

$$m_1 = \left[\frac{0,6345}{C_{th,1}} \right]^{\frac{0,52}{1 + 0,001 \cdot L_{th}}} \quad (173)$$

In erster Linie ist dieser Faktor nur für die Korrektur der zentralen Schmierfilmhöhe bei Linienkontakt entwickelt worden. Mit einer Umrechnung ist er aber auch auf Punktkontakt übertragbar. Nach *Harris* ist dieser Korrekturfaktor vor allem für schnellaufende Lager und bei Fettschmierung anzuwenden.

3.2.7 Abhängigkeit der Viskosität von Druck und Temperatur

Die Viskosität ist eine der wichtigen Eigenschaften eines Schmierstoffes für den Aufbau eines tragenden Schmierfilmes und somit auch für die Anwendung der EHD-Theorie. Im physikalischen Sinne kann die Viskosität mit dem Fließwiderstand gleichgesetzt werden, den benachbarte Schichten einer Schmierflüssigkeit ihrer gegenseitigen Verschiebung entgegensetzen. Sie entsteht durch die intermolekularen Kräfte und durch die inneren Reibungsvorgänge bei der Bewegung der Moleküle. Die Viskosität des Schmierstoffes ist in einem in der Praxis eingesetzten Wälzlagern nicht als konstant anzusehen, sondern sie ist unter anderem eine Funktion des vorherrschenden Druckes und der Betriebstemperatur. Sie nimmt in der Regel mit steigendem Druck und mit fallender Temperatur zu. Diese Einflußgrößen ändern sich stark über dem Verlauf des Schmierfilmes. Deshalb ist auch die Änderung der Viskosität für die Betriebsverhältnisse in einem Wälzlagern von Bedeutung.

Für die Viskosität eines Schmierstoffes bestehen die zwei unterschiedlichen Definitionen der "dynamischen" und "kinematischen" Viskosität, die durch die Dichte miteinander verknüpft werden:

$$\eta = v \cdot \rho \quad (174)$$

In der ursprünglichen EHD-Theorie wird von einem *Newtonischen* Fließverhalten des Schmierstoffes ausgegangen, wobei die dynamische Viskosität unabhängig vom Schergefälle D ist:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dh} = \eta \cdot D \quad (175)$$

η	Ns/mm ²	dynamische Viskosität
v	mm ² /s	kinematische Viskosität
ρ	Ns ² /mm ⁴	Dichte
τ	N/mm ²	Schubspannung
D	1/s	Schergefälle

Für die Beschreibung des Druck-Viskositäts-Verhaltens eines Schmierstoffes wird im Rahmen der isothermen EHD-Theorie die *Barus-Gleichung*

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot e^{\alpha_p \cdot p} \quad (176)$$

zugrunde gelegt. Dementsprechend hängt der Druckviskositätskoeffizient α_p nur von der Temperatur und nicht vom Druck ab. Dieser Ansatz gibt allerdings nur näherungsweise das tatsächliche Druck-Viskositäts-Verhalten eines Schmierstoffes wieder. Beispielsweise können durch den Zusatz von Additiven bei Mineralolen - vor allem bei hohen Additivkonzentrationen - das Druck-Viskositäts-Verhalten und der Druckviskositätskoeffizient abweichende Eigenschaften aufweisen. Abb. 34 zeigt in logarithmischer Darstellung, dass der nichtlineare Druck-Viskositäts-Verlauf realer Schmierstoffe praktisch nur für geringe Drücke durch den linearen Charakter der *Barus-Gleichung* beschrieben wird.

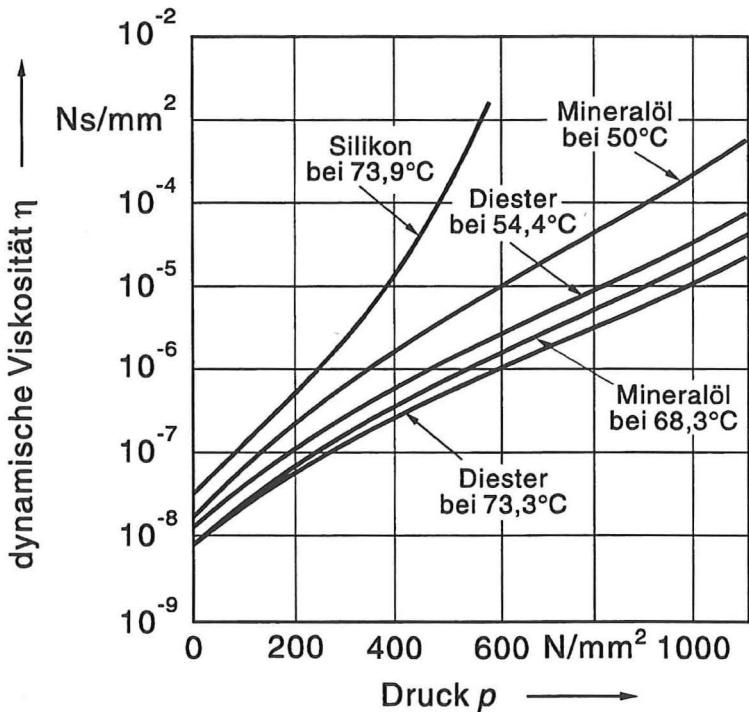


Abb. 34: Druck-Viskositätsverlauf verschiedener Schmiermittel (ASME) [47]

Obwohl die *Barus-Gleichung* wegen ihrer einfachen mathematischen Form in vielen EHD-Verentlichungen Anwendung findet, kann sie prinzipiell nur bis zu relativ geringen Drücken von $p < 0,1 \text{ GPa} = 100 \text{ N/mm}^2$ für eine angenahrte Bestimmung der Viskosität in einem isothermen EHD-Wälzkontakt herangezogen werden [44], [70].

Für die Beschreibung der Viskosität unter realen EHD-Verhältnissen müssen die Einflusse von Druck und Temperatur gleichzeitig berücksichtigt werden. Als möglicher Ansatz wurde hierfür bereits die Beziehung

$$\eta(p, T) = \eta_0 \cdot e^{\alpha_p \cdot p - \beta_{th} \cdot (T - T_0)} \quad (177)$$

angegeben. Dabei können die Koeffizienten α_p und β_{th} als Konstanten aufgefaßt werden, die für die Bezugstemperatur im EHD-Wälzkontakt und bei Atmosphärendruck ermittelt werden. Für eine genauere Wiedergabe des tatsächlichen Viskositatsverhaltens müssen weitere Parameter, wie zum Beispiel der Betriebsdruck p , berücksichtigt und die Koeffizienten entsprechend modifiziert werden. Auf dieser Basis entwickelte Roelands 1966 die folgenden Gleichungen, die den Druck-

viskositätskoeffizienten als Funktion von Druck und Temperatur beschreiben [44]:

$$\eta(p, T) = \eta_0 \cdot e^{\alpha_p^* \cdot p - \beta_{th}^* \cdot (T - T_0)} \quad (178)$$

$$\alpha_p^* \cdot p = [\ln(\eta_0 \cdot 10^6) + 9,67] \cdot \left[\left(\frac{T + 135}{T_0 + 135} \right)^{-S} \cdot \left(1 + \frac{p}{196,1} \right)^Z - 1 \right] \quad (179)$$

Der modifizierte Druckviskositätskoeffizient α_p^* fällt gemäß Formel (179) mit Erhöhung von Druck und Temperatur. Für den Temperaturviskositätskoeffizienten kann nach *Houpert* die folgende Gleichung herangezogen werden [44]:

$$\beta_{th}^* = [\ln(\eta_0 \cdot 10^6) + 9,67] \cdot \left(\frac{S}{T_0 + 135} \right) \cdot \left(1 + \frac{p}{196,1} \right)^Z \quad (180)$$

α_p^*	mm^2/N	modifizierter Druckviskositätskoeffizient
β_{th}^*	$1/\text{K}$	modifizierter Temperaturviskositätskoeffizient
p	N/mm^2	Betriebsdruck
η_0	Ns/mm^2	Viskosität bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur
T	$^\circ\text{C}$	Betriebstemperatur
T_0	$^\circ\text{C}$	Bezugstemperatur

Die Parameter S und Z sind Konstanten, die von der Art des Schmierstoffes und nicht von Druck und Temperatur abhängig sind. Für ihre Bestimmung gibt *Gohar* folgende Beziehungen an, wobei die Werte für α_p und β_{th} bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur ermittelt werden können:

$$Z = \frac{196,1 \cdot \alpha_p}{\ln(\eta_0 \cdot 10^6) + 9,67} \quad (181)$$

$$S = \frac{\beta_{th} \cdot (T_0 + 135)}{\ln(\eta_0 \cdot 10^6) + 9,67} \quad (182)$$

Betrachtet man isotherme Verhältnisse ($T = T_0$), so ergibt sich aus Formel (178) die vereinfachte *Roelands*-Gleichung

$$\alpha_p^* \cdot p = [\ln(\eta_0 \cdot 10^6) + 9,67] \cdot \left[\left(1 + \frac{p}{196,1} \right)^Z - 1 \right]. \quad (183)$$

Die vereinfachte *Roelands*-Gleichung besitzt bis zu einem Druck von $p \leq 1 \text{ GPa}$ Gültigkeit und gibt in diesem Bereich das reale Druck-Viskositäts-Verhalten eines Schmierstoffes besser wieder als

die Barus-Gleichung [44], [55], [70].

Die modifizierten, genaueren Koeffizienten α_p^* bzw. β_{th}^* können in die ursprünglichen Koeffizienten α_p bzw. β_{th} überführt werden. Mit $T = T_0$ und $p \rightarrow 0$ ergibt sich durch Reihenentwicklung von Formel (179) folgender Zusammenhang für α_p^* [44]:

$$\alpha_p^* = \left[\ln(\eta_0 \cdot 10^6) + 9,67 \right] \cdot \left(\frac{Z}{196,1} \right) = \alpha_p \quad (184)$$

Die Reihenentwicklung von Formel (180) führt zu

$$\beta_{th}^* = \left[\ln(\eta_0 \cdot 10^6) + 9,67 \right] \cdot \left(\frac{S}{T_0 + 135} \right) \cdot \left(1 + \frac{p \cdot Z}{196,1} \right). \quad (185)$$

Für $p = 0$ ergibt sich durch Einsetzen von S und Z wiederum die Identität $\beta_{th}^* = \beta_{th}$.

Liegen gemessene Werte für α_p bzw. β_{th} nicht vor, so müssen die benötigten Koeffizienten bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur ermittelt oder mit praktischen Anhaltsformeln abgeschätzt werden. Beispielsweise können für die Bestimmung des Druckviskositätskoeffizienten eines Mineraloels mit hinreichender Genauigkeit folgende Formeln verwendet werden:

- gemäß [54] bei Kenntnis der Betriebstemperatur T und der kinematischen Viskosität v_{40} des Schmierstoffes bei 40°C:

$$\alpha_{p,1} = \left[2,08 + 1,375 \cdot \lg \lg v_{40} - 0,015 \cdot T + 5 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 \right] \cdot 10^{-2} \quad (186)$$

- nach den Untersuchungen der ASME unter Berücksichtigung der kinematischen Viskosität $v = v(T)$ bei Betriebstemperatur T [47]:

$$\alpha_{p,2} = 0,1122 \cdot \left(\frac{v}{10^6} \right)^{0,163} = 0,0118 \cdot v^{0,163} \quad (187)$$

- entsprechend der ermittelten Regressionsgeraden für FVA-Mineraloile [85]:

$$\alpha_{p,3} = 0,01178 \cdot v^{0,11118} \quad (188)$$

- gemäß den Untersuchungen von Cameron/Wooster unter Kenntnis der dynamischen Viskosität $\eta = \eta(T)$ bei Betriebstemperatur T [85]:

$$\alpha_{p,4} = [0,6 + 0,965 \cdot \lg(\eta \cdot 10^9)] \cdot 10^{-2} \quad (189)$$

α_p	mm^2/N	Druckviskositätskoeffizient
v	mm^2/s	kinematische Viskosität
η	Ns/mm^2	dynamische Viskosität bei Betriebstemperatur
T	°C	Betriebstemperatur

Die praktische Bestimmung des Temperaturviskositätskoeffizienten kann unter anderem nach DIN 53017 durchgeführt werden, wobei für die Berechnung von β_{th} die empirischen Formeln von *Vogel*, von *Ubbelohde/Walther* oder von *Sturm* vorgesehen sind. Für die Verwendung dieser Formeln ist die Kenntnis von mindestens zwei Betriebszuständen erforderlich, bei denen die Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur bekannt sein muß. Die dargestellten Gleichungen geben mit ausreichender Genauigkeit das reale Temperatur-Viskositäts-Verhalten wieder, das erfahrungsgemäß über einen großen Temperaturbereich nicht mehr linear ist. Für die Formel von *Vogel*, die näherungsweise für alle Schmierflüssigkeiten verwendet werden kann, gelten folgende Zusammenhänge:

$$\beta_{th} = 2,303 \frac{(T_2 + A_2) \cdot (T_1 + A_2)}{(T_2 - T_1) \cdot (T + A_2)^2} \cdot \ln\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right) \quad (190)$$

Die Hilfsgröße A_2 kann durch drei Wertepaare (T, η) beschrieben werden, wobei die beiden am weitesten auseinanderliegenden Temperaturen die Bedingung $T_1 < T < T_2$ erfüllen müssen:

$$A_2 = \frac{A_3 \cdot T_1 - T_3}{1 - A_3} \quad \text{und} \quad A_3 = \frac{T_3 - T_2}{T_2 - T_1} \cdot \frac{\ln\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right)}{\ln\left(\frac{\eta_2}{\eta_3}\right)} \quad (191)$$

Sind nur zwei Betriebszustände T_1, η_1 und T_2, η_2 bekannt, so kann der Temperaturviskositätskoeffizient β_{th} unter der Annahme von $A_2 \approx 273,2$ folgendermaßen abgeschätzt werden [47]:

$$\beta_{th} = \frac{(T_2 + 273,2) \cdot (T_1 + 273,2)}{(T_2 - T_1) \cdot (T + 273,2)^2} \cdot \ln\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}\right) \quad (192)$$

Die angegebene Formel (192) basiert auf den Ausführungen von *Harris* und benötigt nur zwei gemessene Stützstellen im Vergleich zur Formel von *Vogel* in DIN 53017, die drei bekannte Betriebszustände benötigt.

3.2.8 Bestimmung der kinematischen Viskosität

Die kinematische Viskosität v kann durch Umstellung von Formel (174) mit der folgenden Gleichung bestimmt werden:

$$v = \frac{\eta}{\varrho} \quad (193)$$

ν	mm^2/s	kinematische Viskosität
η	Ns/mm^2	dynamische Viskosität bei Betriebstemperatur
ϱ	Ns^2/mm^4	Dichte des Schmierstoffes

Die kinematische Viskosität kann somit als auf die Dichte bezogene dynamische Viskosität angesehen werden. Sie ist wie die dynamische Viskosität stark temperaturabhängig, so daß sie in Abhängigkeit von der zugrundeliegenden Temperatur angegeben werden muß. Zum Beispiel wird der Nennviskositat ν_{40} eine Bezugstemperatur von 40°C zugeordnet. In Handel und Industrie wird für Schmierstoffe überwiegend die kinematische Viskosität verwendet. Da für die Lagerberechnung hauptsächlich aber die dynamische Viskosität benötigt wird, ist häufig eine Umrechnung gemäß Formel (173) erforderlich. Für die Bestimmung der dynamischen Viskosität müssen somit für jeden betrachteten Betriebszustand die kinematische Viskosität und die Dichte bekannt sein, die größtenteils mit Näherungsformeln auf Betriebsbedingungen umgerechnet werden können.

Ist die kinematische Viskosität bei Betriebstemperatur nicht bekannt, so kann sie nach DIN 51563 aus zwei vorliegenden Wertepaaren T_1 , ν_1 und T_2 , ν_2 abgeleitet werden:

$$\nu = 10^l - 0,8 \quad \text{mit} \quad \begin{cases} l = 10^{[m \cdot (\lg(T_1 + 273,15) - \lg(T_2 + 273,15)) + \lg \lg(\nu_1 + 0,8)]} \\ m = \frac{\lg \lg(\nu_1 + 0,8) - \lg \lg(\nu_2 + 0,8)}{\lg(T_2 + 273,15) - \lg(T_1 + 273,15)} \end{cases} \quad (194)$$

Diese Interpolation beruht auf der empirischen Viskositäts-Temperatur-Gleichung (VT) von *Ubbelohde/Walther*, wobei der Wert m die Steigung der VT-Geraden im *Ubbelohde*-Diagramm wiedergibt. Sie besitzt für *Newton*sche Flüssigkeiten, wie beispielsweise für Mineralole oder artverwandte Schmierstoffe, Gültigkeit.

3.2.9 Abhängigkeit der Dichte von Druck und Temperatur

Die Dichte eines Schmierstoffes ist in der Regel vom Druck und von der Temperatur abhängig. Das hat Auswirkung auf die Berechnung der dynamischen Betriebsviskosität nach Formel (174), bei der die Dichte in Abhängigkeit des vorliegenden Druckes und der betreffenden Temperatur bekannt sein muß. Die in diesem Zusammenhang gegebenenfalls notwendige Umrechnung der Dichte kann u.a. nach DIN 51 757 durchgeführt werden. Im allgemeinen fällt die Änderung der Dichte geringer aus als die zuvor beschriebene Änderung der Viskosität.

Die ursprüngliche EHD-Theorie geht von der Annahme aus, daß der Schmierstoff inkompressibel ist. Dieser Ansatz besitzt nur für geringe Drücke ausreichende Genauigkeit. Für die hohen Drücke in einem realen EHD-Wälzkontakt muß die Druckabhängigkeit der Dichte berücksichtigt werden, da sie einen nicht zu vernachlässigenden Einfluß auf die Bestimmung der Schmierfilmhöhe hat. Das gleiche gilt für den Einfluß der Temperatur, der allerdings wesentlich geringer ausfällt. Für ein Mineralol kann die von *Dowson/Higginson* im Jahre 1966 entwickelte und auf gleichzeitige Temperatureinflusse erweiterte Beziehung verwendet werden [33]:

$$\varrho(p, T) = \varrho_0 \cdot \left(1 + \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot p}{1 + 1,7 \cdot 10^{-3} \cdot p} \right) \cdot [1 - \gamma_{th} \cdot (T - T_0)] \quad (195)$$

ϱ_0	Ns^2/mm^4	Dichte bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur
p	N/mm^2	Betriebsdruck
γ_{th}	1/K	Temperaturkoeffizient der Dichte

Da die Dichte eines Schmierstoffes in der Praxis bei $T = 15^\circ\text{C}$ und Atmosphärendruck angegeben wird, kann sie für Atmosphärendruck mit der folgenden Gleichung auf Betriebstemperatur umgerechnet werden:

$$\varrho_0(T) = \varrho_{0,15^\circ\text{C}} - 6,05 \cdot 10^{-13} \cdot (T - 15) \quad (196)$$

$\varrho_{0,15^\circ\text{C}}$ Ns^2/mm^4 Dichte bei Atmosphärendruck und $T = 15^\circ\text{C}$

Diese Beziehung ist aus DIN 51 757 abgeleitet und gibt die Dichteverläufe für Mineralöle sowie ähnliche Schmierstoffe wieder, die auch mit Diagrammen gemäß Richtlinie VDI 2202 und *GfT*-Arbeitsblatt 3.0 [42] ermittelt werden können.

3.2.10 Wärmeleitkoeffizient

Der Wärmeleitkoeffizient k_{th} eines Schmierstoffes wird benötigt, wenn im Rahmen der thermischen Theorie der Temperaturanstieg in der EHD-Einlaßzone durch Schervorgänge berücksichtigt werden soll. Bei Atmosphärendruck kann er mit der folgenden Beziehung bestimmt werden [44]:

$$k_{th} = \frac{0,1173 - 6,33 \cdot 10^{-5} \cdot (T + 273,15)}{10^9 \cdot \varrho_0} \quad (197)$$

Experimente von *Richmond* u.a. (1984) zeigten die Druckabhängigkeit des Wärmeleitkoeffizienten. Beispielsweise kann er bei einem synthetischen Schmiermittel von $k_{th} = 0,1 \text{ N/(K}\cdot\text{s)}$ bei Atmosphärendruck auf $k_{th} = 0,2 \text{ N/(K}\cdot\text{s)}$ bei $p = 1 \text{ GPa}$ ansteigen. Als Konsequenz ergibt sich somit, daß bei hohen Drücken die Temperatur im EHD-Kontakt geringer ausfällt als bei Verwendung des Wertes von k_{th} nach Formel (197). Für Mineralöle liegen typische Werte des Wärmeleitkoeffizienten im Bereich von $k_{th} = 0,13 \dots 0,14 \text{ N/(K}\cdot\text{s)}$ [47], [84], [85].

3.2.11 Nichtnewtonsches Fließverhalten

In der EHD-Theorie wird davon ausgegangen, daß der Schmierstoff *Newtonsches Fließverhalten* aufweist, wobei die dynamische Viskosität eine Funktion von Druck und Temperatur und unabhängig vom Schergefälle ist. In der Praxis gibt es aber auch einige Flüssigkeiten, die *nichtnewtonsches*

Fließverhalten aufweisen und deren dynamische Viskosität außerdem vom Schergradienztal beeinflußt wird. Man spricht in diesem Zusammenhang auch von einer "scheinbaren" Viskosität

$$\eta_{eff} = \eta(p, T, D) \quad (198)$$

Allgemein ist das Schergradienztal definiert als Änderung der Strömungsgeschwindigkeit v je Einheit der Schmierspaltbreite h in z -Richtung:

$$D = \frac{dv}{dz} = \frac{dv}{dh} \quad (199)$$

Da hierbei die Struktur bzw. die Zusammensetzung der Schmierstoffe eine Rolle spielt, werden nichtnewtonische Substanzen häufig auch als "strukturviskose" Fluide bezeichnet. Als Beispiele können additivierte Mineralöle und Schmierfette genannt werden (siehe Abb. 35). Wegen der zusätzlichen Abhängigkeit der Viskosität vom Schergradienztal, das sich je nach geometrischer Form der Schmierstelle und den Betriebsbedingungen ändert, ist eine genaue theoretische Berücksichtigung sehr schwierig [44].

Das nichtnewtonische Fließverhalten von Schmierstoffen wird nicht in den Ansätzen der EHD-Theorie berücksichtigt. Daher muß bei den strukturviskosen Fluiden mit einer Abweichung zwischen tatsächlicher und berechneter Schmierfilmhöhe gerechnet werden. Ursache hierfür ist, daß im Rahmen der EHD-Theorie normalerweise ein Viskositätswert zugrunde gelegt wird, der mit üblichen Meßverfahren bei einem sehr geringen Schergradienztal von $D \approx 10^3$ 1/s und einem Druck von $p \approx 1$ GPa bestimmt worden ist. Dies widerspricht den realen Verhältnissen in einem EHD-Wälzkontakt, bei denen Schergradienztale von $D \approx 10^2 \dots 10^6$ 1/s und Drücke von $p \approx 1,0 \dots 3,5$ GPa erreicht werden. Durch diese Kombination aus höherem Schergradienztal und hohem Druck kann bei den nichtnewtonischen Fluiden eine deutliche Viskositätsverringerung in Erscheinung treten, die eine Verringerung der Schmierfilmhöhe mit sich führt. Da die EHD-Theorie eine höhere Viskosität annimmt und die zugrundeliegenden Gleichungen die beschriebene Viskositätsverringerung nicht erfassen, ergibt sich bei einem strukturviskosen Fluid eine weitaus höhere, theoretisch berechnete EHD-Schmierfilmhöhe als real existierend [85].

Gohar stellt fest, daß die Annahme eines Newtonschen Fließverhaltens für die Bestimmung der EHD-Schmierfilmhöhe bei Mineralölen und artverwandten Schmierstoffen weitgehend akzeptabel ist. Für die

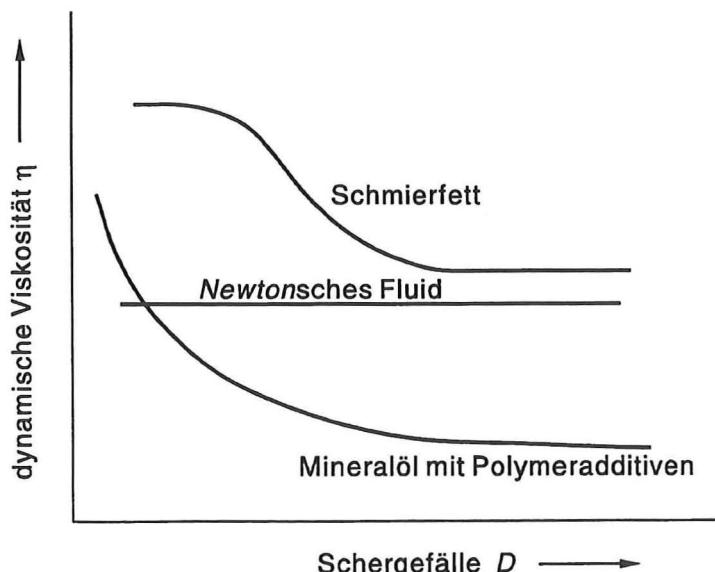


Abb. 35: Viskosität verschiedener Schmiermittel als Funktion des Schergradienztals [44]

Untersuchung nichtnewtonscher Fluide müssen vor allem bei höheren Schergräßen von $D > 10^5 \text{ 1/s}$ experimentell ermittelte Stoffkennwerte verwendet werden, welche die tatsächlichen Betriebsbedingungen im EHD-Wälzkontakt so exakt wie möglich wiedergeben [44].

3.2.12 Zeitabhängiges Fließverhalten

In der EHD-Theorie werden nur stationäre Verhältnisse berücksichtigt, da in der Regel davon ausgegangen werden kann, daß das Fließverhalten eines Schmierstoffes über ein längeres Laufzeitintervall konstant bleibt. Es gibt aber auch einige Schmiermittel, die beispielsweise durch chemische Reaktionen ihre Eigenschaften während des Betriebes ändern können. Bei additivierten Ölen mit Polymerzusätzen kann sich während des Schmiervorganges die innere Struktur ändern, indem durch Scherbeanspruchung deren Moleküle zerkleinert werden, wodurch das Fließverhalten von der Zeit abhängig wird. Ähnliche Beobachtungen können bei Schmierfetten gemacht werden, bei denen die Wirkung des Verdickers durch Schervorgänge im EHD-Wälzkontakt beeinflußt wird. Die scheinbare Viskosität wird sehr stark vom auftretenden Schergräßen, von der Scherzeit und von der Vorgeschichte eines Schmierfettes bestimmt. Dies führt im allgemeinen zu einer Teilschmierung der Einlaßzone und zu einer Verringerung der Schmierfilmhöhe über der Laufzeit.

Wegen der komplexen Einflußgrößen auf die scheinbare Viskosität von Schmierfetten wird zur Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhe häufig auf die Viskosität des Grundöles zurückgegriffen, obwohl dadurch entsprechend Abb. 36 die Filmhöhe deutlich überschätzt wird. Stattdessen sollten nach Zhu/Neng für die genaue Bestimmung der EHD-Schmierfilmhöhe die aktuellen rheologischen Kennwerte des gescherten Fettes, wie sie im EHD-Kontakt vorliegen, verwendet werden [92].

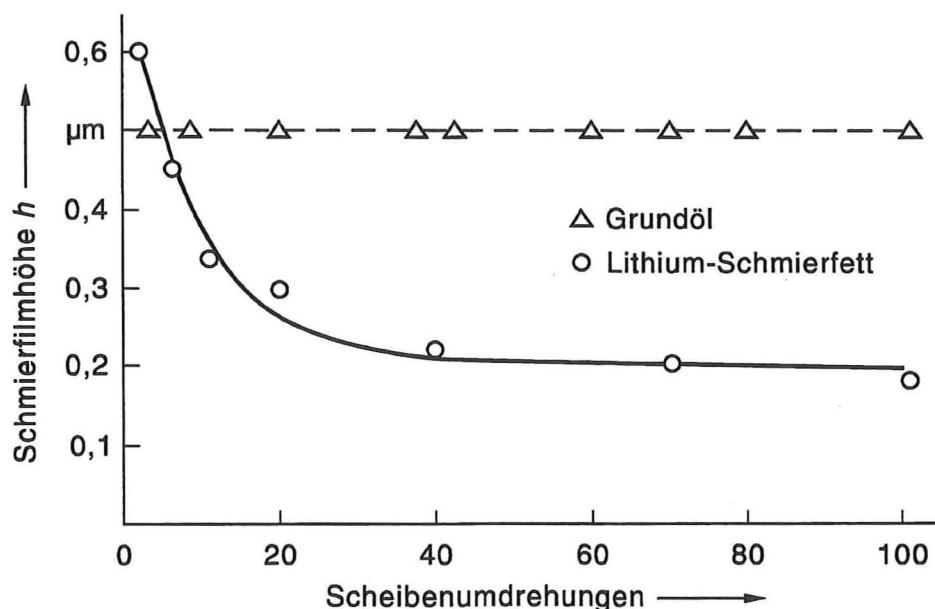


Abb. 36: Abhängigkeit der Schmierfilmhöhe eines Lithium-Schmierfettes von der Laufzeit (eine Scheibenumdrehung $\triangleq 4 \text{ sec}$)

3.3 Bestimmung der Lagerkenngrößen eines Schräkgugellagers 7008

Zunächst werden in einer iterativen Berechnung die Lagerkenndaten ermittelt, wobei entsprechend der Theorie der Laufbahnhührung nach *Jones* und deren Modifikation nach *Harris* vorgegangen wird. Wie im Abschnitt 3.1.4 ausgeführt, bilden die fünf Hauptgleichungen (107), (108), (117), (118) und (120) ein nichtlineares Gleichungssystem, das mit Hilfe des Verfahrens von *Newton/Kantorowitsch* iterativ gelöst werden kann. Die fünf Unbekannten sind in diesem Fall die Variablen X_1 , X_2 , δ_i , δ_a und δ_{ax} , die in Abb. 25 näher erläutert sind. Für die Bestimmung der Lösungen muß ein Startvektor gewählt werden, der als Näherungslösung schon im Bereich der eigentlichen Lösung liegen sollte. Auf diese Weise ist in der Regel die Konvergenz des Verfahrens gewährleistet. Dabei wird vorausgesetzt, daß eine Lösung existiert, was aber für alle hier betrachteten Betriebszustände zutrifft.

Die gesamte Bestimmung aller erforderlichen Größen erfolgt mittels eines im Rahmen der Arbeit erstellten Berechnungsprogrammes.

n in 1/min	5.000	10.000	15.000	20.000	25.000	Startvektor
X_1 in mm	0,0585	0,0498	0,0375	0,0262	0,0185	0,06
X_2 in mm	0,206	0,208	0,211	0,213	0,214	0,2
δ_i in μm	1,09	0,995	0,910	0,864	0,841	1
δ_a in μm	1,23	1,29	1,49	1,82	2,25	2
δ_{ax} in μm	8,53	6,56	1,05	-5,72	-10,9	-100

Tabelle 5: Vergleich des Startvektors mit einigen berechneten Lösungsvektoren

Bei der Festlegung eines geeigneten Startvektors ist zu beachten, daß dieser für die Auswertung von Drehzahlvariationsversuchen über einen großen Drehzahlbereich von $n = 0 \dots 25.000$ 1/min gültig sein muß. Streng mathematisch müßte für jede Drehzahlstufe ein eigener Startvektor verwendet werden, der die Konvergenz für die jeweilige Drehzahl sicherstellt. Um die einzelne Bestimmung zu vermeiden und den Berechnungsablauf zu vereinfachen, wird ein anderer Weg gewählt, der nur einen einzigen Startvektor für den gesamten Bereich vorsieht. Dieser Vektor muß empirisch ermittelt werden. Dabei werden verschiedene Startvektoren unter Beobachtung des Konvergenzverhaltens und der erhaltenen Lösung für jede Drehzahlstufe untersucht und fortlaufend verbessert. Ausgehend von niedrigen Drehzahlen kann stufenweise und schließlich über den gesamten Drehzahlbereich ein Referenzstartvektor ermittelt werden, der die Konvergenz des Rechenverfahrens vollständig gewährleistet. Dieser Startvektor liegt mit Ausnahme von X_1 und δ_{ax} im Bereich der Lösung für die höchste Drehzahl $n = 25.000$ 1/min. Zur Verdeutlichung der Zusammenhänge sind in Tabelle 5 der bis zu einer Drehzahl von $n = 30.000$ 1/min ermittelte Referenzstartvektor und die berechneten

Lösungen der fünf Hauptvariablen für einige ausgewählte Drehzahlstufen dargestellt.

Der aufgeführte Startvektor besitzt nur für das Versuchslager 7008 und für einen eng eingegrenzten Bereich der Betriebsparameter wie z.B. der axialen Lagerbelastung F_{ax} Gültigkeit. Für andere Lagergrößen und Betriebszustände muß in der Regel ein neuer Startvektor ermittelt werden.

Die folgenden Ausführungen fassen die Ermittlung der Lagerkenntnisse für die Versuchslager 7008 zusammen. Da die Theorie der Laufbahnhöherung nach *Jones* nicht den Einfluß des Schmierstoffes berücksichtigt, sind die erhaltenen Ergebnisse für alle Schmierfette gültig. Daher muß die Berechnung der Lagerkenndaten nur einmal zu Beginn für ein Lager durchgeführt werden. Die Ergebnisse können direkt ohne erneute iterative Berechnung für jedes Prüffett genutzt werden. Innerhalb der verwendeten Theorie werden desweiteren auch die Unterschiede dargestellt, die sich durch die Ansätze von *Jones* und *Harris* ergeben. Es sei noch einmal erwähnt, daß beide jeweils unterschiedliche Ansätze für die Art der Laufbahnhöherung im unteren Drehzahlbereich verwenden: Beim Ansatz gemäß *Jones* wird davon ausgegangen, daß für geringe Drehzahlen unter bestimmten Bedingungen eine Führung der Kugeln am Innenring stattfindet (siehe Abb. 25: Laufbahnhöherungsparameter $\lambda = 0$). *Harris* nimmt dagegen aufgrund neuerer Untersuchungen an,

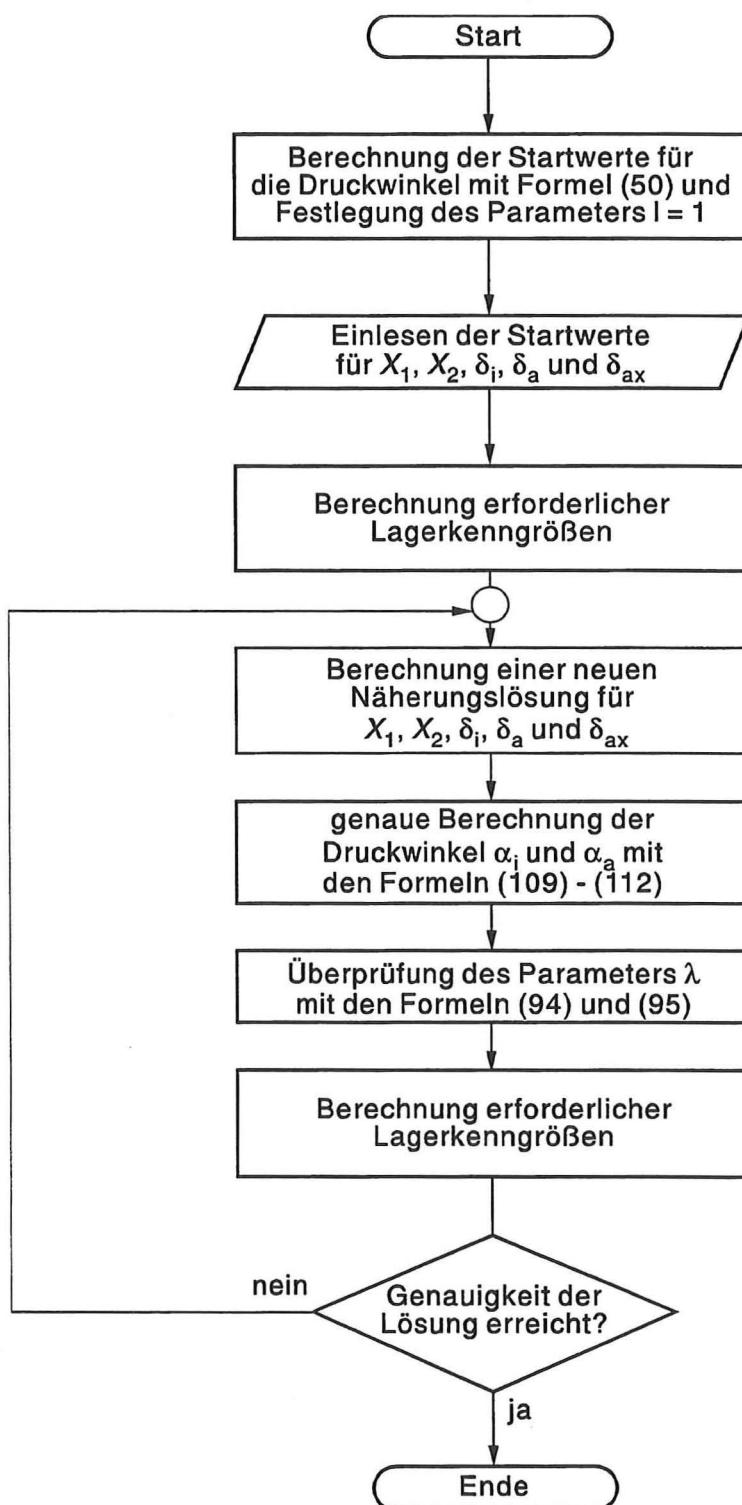


Abb. 37: Schematisierter Ablauf zur iterativen Berechnung der Lagerkenndaten

daß bei geringen Drehzahlen mit einer gleichmäßigen Aufteilung der gleichgewichtserzeugenden Kräfte an Innen- und Außenring gerechnet werden muß ($\lambda = 0,5$). In den oberen Drehzahlbereichen gehen beide Modelle von dem gleichen Ansatz aus, daß durch die einwirkenen Fliehkräfte eine Führung der Kugeln am Außenring stattfindet ($\lambda = 1$).

In Kapitel 3.1.4 sind bereits die mathematischen Grundlagen und die notwendigen Berechnungen für die iterative Bestimmung der Lagerkenngrößen vorgestellt worden. Zur Verdeutlichung und Zusammenfassung ist in Abb. 37 die Umsetzung der Iteration vereinfacht dargestellt. Neben den grundsätzlich notwendigen Berechnungen zur iterativen Bestimmung der Lagerkenngrößen müssen eine Vielzahl von Kenndaten auch für die Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhe ermittelt werden. Aus diesem Grunde ist die ständig zu wiederholende Berechnung wichtiger Kenngrößen in einem eigenen Abschnitt zusammengefaßt, der die in Tabelle 6 dargestellten Rechenschritte beinhaltet.

Rechenschritt	Hinweis auf die Berechnungsgleichung
• Berechnung der Lagerkennwerte γ_i , γ_a und γ' zur Reduzierung der geometrischen Abmessungen	(19), (20)
• Berechnung des Winkels β zur Beschreibung der räumlichen Orientierung der Kugeldrehachse	(91), (92)
• Bestimmung der Bohr-Roll-Verhältnisse an Innen- und Außenring	(89), (90)
• Berechnung der Drehzahlen n_m und n_w von Käfig und Kugel	(96)-(103)
• Bestimmung der reduzierten Hauptachsenradien $R_{x,i}$, $R_{y,i}$, $R_{x,a}$ und $R_{y,a}$	(15)-(18)
• Bestimmung der Kenngrößen K_i und K_a zur Berücksichtigung der Last-Verformungs-Verhältnisse	(32)-(34), (36)
• Berechnung der Kugelbelastungen Q_i und Q_a	(37)
• Berechnung der Fliehkräftebelastung Q_c und des Kreiselmomentes M_g	(64)
• Ermittlung der hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeiten u_i und u_a	(143), (144)

Tabelle 6: Berechnung wichtiger Lagerkennwerte

Dieser Berechnungsabschnitt wird jeweils vor der Bestimmung einer neuen Näherungslösung für die fünf Unbekannten und vor der abschließenden Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhen durchgeführt. Zur Berechnung der expliziten Lagerkenndaten werden die in Tabelle 7 aufgeführten geometrischen und stofflichen Werte für das Versuchslager B 7008 (FAG) zugrunde gelegt.

	Lagerkenngröße	Zahlenwert
Elastizitätsmodul	E_1, E_2 in N/mm ²	207.000
Querkontraktionszahl	ν_1, ν_2	0,3
Nenndruckwinkel	α_0 in °	15
Bohrungsdurchmesser	d_i in mm	40
Außendurchmesser	d_a in mm	68
Durchmesser der Kugel	d_w in mm	7,1
Krümmungskoeffizient	f_i	0,52
Krümmungskoeffizient	f_a	0,53
Dichte	ϱ_w in Ns ² /mm ⁴	$7,85 \cdot 10^{-9}$
Anzahl der Kugeln	Z	18
Konstante zur Berücksichtigung der elastischen Verformung und der geometrischen Verhältnisse	K_B in N/mm ²	965
dynamische Tragzahl	C in kN	17,5
statische Tragzahl	C_0 in kN	12,2
axiale Prüfkraft	F_{ax} in N	160

Tabelle 7: Für die Berechnung des Versuchslagers 7008 zugrundegelegte Lagerkenngrößen

Als Werkstoff der Wälzpartner wird konventioneller Wälzlagerstahl angenommen, wodurch sich ein reduzierter Elastizitätsmodul von $E_0 = 227.400$ N/mm² ergibt. Für die Krümmungskoeffizienten der Lagerringrillen werden entsprechend DIN ISO 76 die Anhaltswerte $f_i = 0,52$ und $f_a = 0,53$ verwendet. Der Wert K_B berücksichtigt den Einfluß der elastischen Verformung und der Lagergeometrie für die Bestimmung des statischen Druckwinkels α , der als Startwert für die iterative Berechnung benötigt wird. Die übrigen Kenndaten werden durch Messungen ermittelt oder den Unterlagen der Wälzlagerhersteller entnommen.

Die folgenden Abbildungen stellen die wichtigsten iterativ bestimmten Lagerkenngrößen in

Abhängigkeit von der Drehzahl dar. Die Verläufe sind für das Versuchslager 7008 unabhängig vom Schmierstoff allgemeingültig und können prinzipiell auf alle anderen Schrägkugellager mit reiner Axialbelastung übertragen werden. Den Berechnungen liegt die in den Versuchen aufgebrachte axiale Prüfkraft von $F_{ax} = 160 \text{ N}$ zugrunde.

In Abb. 38 ist gut zu erkennen, auf welche Weise die sich einstellenden Druckwinkel α_i und α_a über der Drehzahl ändern. Dieser Effekt wird bei konstanter Axialbelastung F_{ax} durch die mit zunehmender Drehzahl wachsenden Fliehkräfte, die auf die Kugeln einwirken, verursacht. Sie bewirken eine Zunahme des inneren Druckwinkels durch Entlastung und eine Abnahme des äußeren Druckwinkels durch Belastung. Bei einer Drehzahl von $n = 20.000 \text{ 1/min}$ betragen die Druckwinkel beispielsweise $\alpha_i \approx 25^\circ$ und $\alpha_a \approx 7^\circ$. Die Unterschiede zwischen innerem und äußerem Druckwinkel verringern sich in der Regel bei Erhöhung der axialen Lagerbelastung F_{ax} . Im Übergangsbereich zwischen $n = 8.000 \dots 9.000 \text{ 1/min}$ ist eine relativ plötzliche Änderung der kinematischen Verhältnisse zu beobachten, bei der sich die Laufbahnhörung der Kugeln am Außenring durchsetzt. Vergleicht man die unterschiedlichen Ansätze von Jones und Harris, so stellt man fest, daß es durch die unterschiedlichen Laufbahnhörungsparameter im unteren Drehzahlbereich (Jones: $\lambda = 0$ bzw. Harris: $\lambda = 0,5$) zu größeren Abweichungen kommt. In höheren Drehzahlbereichen sind die Verläufe beider Modelle durch den gleichen Ansatz ($\lambda = 1$) identisch. Legt man mit $n = 0 \text{ 1/min}$ statische Verhältnisse zugrunde, so stellt sich entsprechend Formel (50) der gleiche Betriebsdruckwinkel an Innen- und

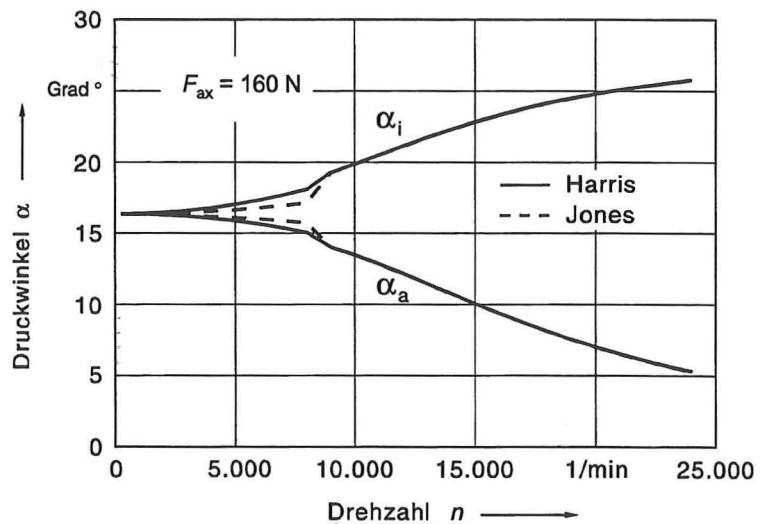


Abb. 38: Berechnete Druckwinkel in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl (nach Jones und Harris)

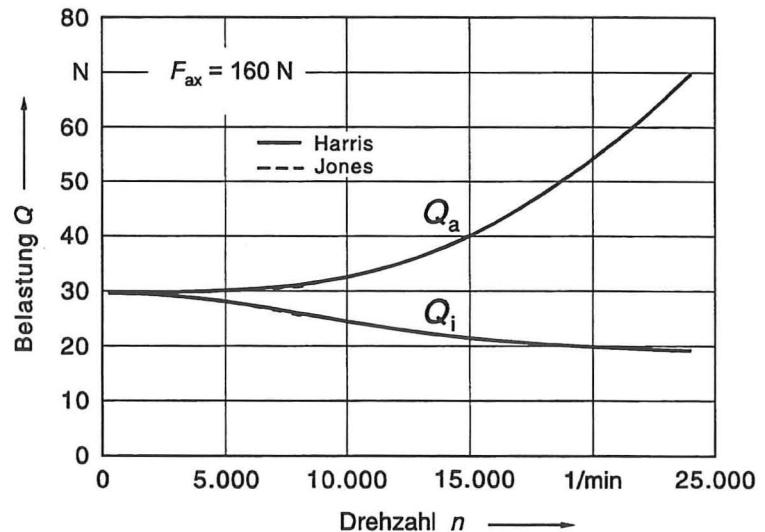


Abb. 39: Berechnete Kugelbelastung in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl (nach Jones und Harris)

sätzen von Jones und Harris, so stellt man fest, daß es durch die unterschiedlichen Laufbahnhörungsparameter im unteren Drehzahlbereich (Jones: $\lambda = 0$ bzw. Harris: $\lambda = 0,5$) zu größeren Abweichungen kommt. In höheren Drehzahlbereichen sind die Verläufe beider Modelle durch den gleichen Ansatz ($\lambda = 1$) identisch. Legt man mit $n = 0 \text{ 1/min}$ statische Verhältnisse zugrunde, so stellt sich entsprechend Formel (50) der gleiche Betriebsdruckwinkel an Innen- und

Außenring ein. Deswegen wird dieser Wert auch bei der iterativen Berechnung der Lagerkenngrößen als Startwert für die Druckwinkel verwendet.

In Analogie zu den Verläufen der Druckwinkel gelten die gleichen Zusammenhänge auch für die Belastungen der Kugeln Q_i und Q_a an Innen- und Außenring (Abb. 39). Ausgehend von statischen Verhältnissen, bei denen keine Unterschiede zwischen den beiden Größen bestehen, kommt es mit steigender Drehzahl durch die Wirkung der Fliehkräfte zu einer Abnahme der inneren bzw. zu einer Zunahme der äußeren Belastung pro Kugel. Dabei steigt die äußere Belastung stärker an als die innere Belastung abnimmt. Die Unterschiede zwischen den Modellen von *Jones* und *Harris* sind in diesem Fall nicht so deutlich wie bei den Druckwinkeln. Prinzipiell bestehen wiederum im unteren Drehzahlbereich leichte Abweichungen, die ab ungefähr $n = 9.000$ 1/min vollständig verschwinden. In der Regel verringern sich die Unterschiede zwischen innerer und äußerer Kugelbelastung, wenn die Axialkraft F_{ax} erhöht wird.

Bei Betrachtung des Quotienten von Käfig- zu Wellendrehzahl fallen auf den ersten Blick im unteren Drehzahlbereich größere

Abweichungen zwischen den Ansätzen von *Jones* und *Harris* auf (Abb. 40). Allerdings sind die Unterschiede durch die Skalierung der Ordinate stark überzeichnet. Beim Verlauf gemäß *Jones* tritt im Übergangsbereich zwischen $n = 8.000 \dots 9.000$ 1/min eine leichte Unstetigkeit auf, der durch den Wechsel der Laufbahnhöhe vom Innen- auf den Außenring und durch den Sprung des Parameters von $\lambda = 0$ auf $\lambda = 1$ zustande kommt. Als grundsätzliche Aussage läßt sich ableiten, daß das

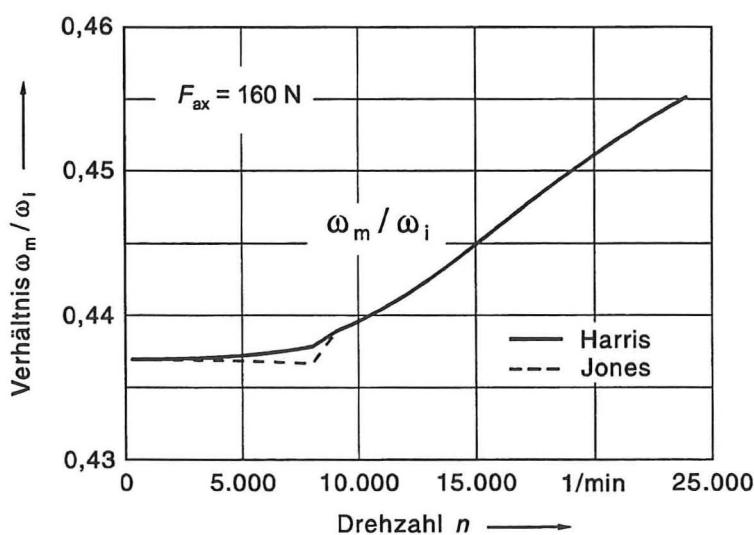


Abb. 40: Berechnete Verhältnisse zwischen Käfig- und Wellenwinkelgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl (nach *Jones* und *Harris*)

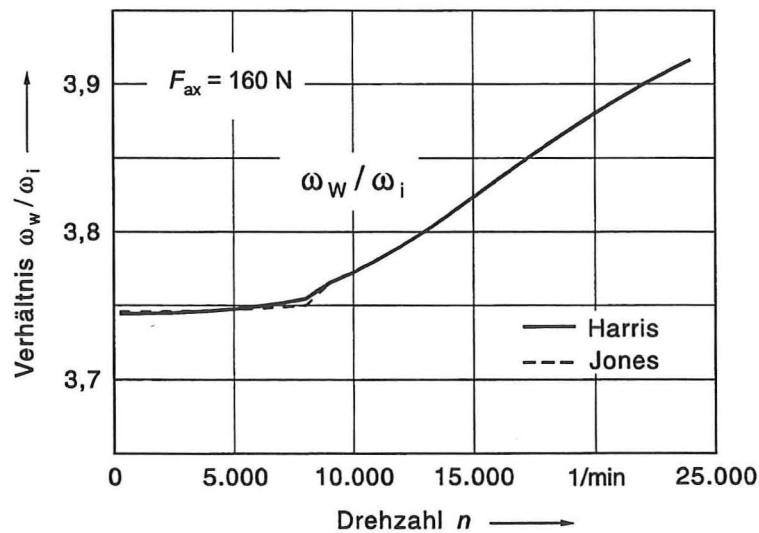


Abb. 41: Berechnete Verhältnisse zwischen Kugel- und Wellenwinkelgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl (nach *Jones* und *Harris*)

Verhältnis von Käfig- zu Wellendrehzahl mit zunehmender Drehzahl leicht ansteigt.

Das Verhältnis von Kugel- zu Wellenwinkelgeschwindigkeit bzw. -drehzahl steigt bei konstanter Axialkraft mit zunehmender Drehzahl leicht an (Abb. 41). Der Verlauf nach *Jones* weist wiederum durch den angenommenen Wechsel der Laufbahnnführung einen leichten Sprung im Übergangsbereich zwischen $n = 8.000 \dots 9.000 \text{ 1/min}$ auf, der durch der Maßstab der y -Ordinate aber überzeichnet ist. Wenn man den Einfluß des Schmiermittels, wie bei der erweiterten quasistatischen Lagerberechnung nach *Harris*, berücksichtigen würde, wären die festzustellenden Unstetigkeiten größer [47].

Zur Lageroptimierung wird das Bohr-Roll-Verhältnis häufig als aussagekräftiger Parameter herangezogen (Abb. 42). Es beschreibt die Bohrbewegungen der Kugeln relativ zur Laufbahn und kann als ein Maß für die lebensdauervermindernden Gleitbewegungen im Lager angesehen werden. In der Regel soll das Verhältnis möglichst gering ausfallen, um den Verschleiß des Lagers zu minimieren. Dies kann zum Beispiel durch eine Erhöhung der axialen Belastung F_{ax} erfolgen. Betrachtet man das

Bohr-Roll-Verhältnis nach Abb. 42 für die Versuchslager bei einer relativ geringen konstanten Axialkraft $F_{ax} = 160 \text{ N}$, so stellt man eine ständige und starke Zunahme über der Drehzahl fest. Bei einer Drehzahl von $n = 20.000 \text{ 1/min}$ erreicht das Verhältnis beispielsweise einen relativ hohen Wert von ungefähr 35 %. Im unteren Drehzahlbereich existieren wie gewohnt durch die unterschiedlichen Ansätze von *Jones* ($\lambda = 0$) und *Harris* ($\lambda = 0,5$) größere Abweichungen. In höheren Drehzahlbereichen sind beide Verläufe durch den gleichen Ansatz ($\lambda = 1$) identisch. Beim Verlauf nach *Jones*

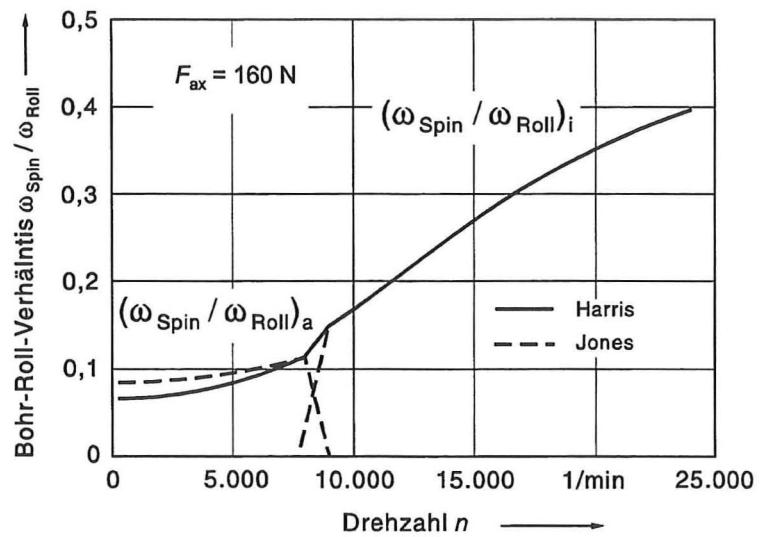


Abb. 42: Berechnete Bohr-Roll-Verhältnisse in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl (nach *Jones* und *Harris*)

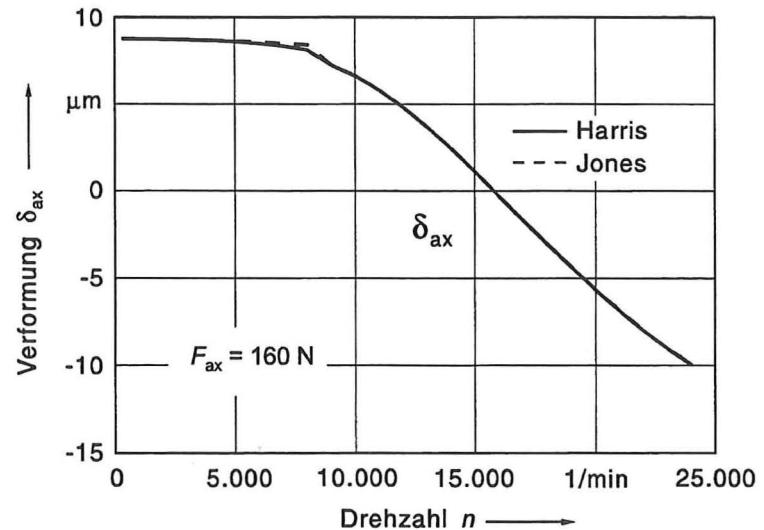


Abb. 43: Berechnete axiale Verformung in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl (nach *Jones* und *Harris*)

kann im Bereich $n = 8.000 \dots 9.000$ 1/min gut der Wechsel der Laufbahnhöhung vom Innen- auf den Außenring beobachtet werden. Das Bohr-Roll-Verhältnis steigt am Innenring von Null auf einen Wert von ungefähr 15 % an, während es am Außenring auf Null abfällt. Durch den anderen Ansatz weist der Verlauf nach *Harris* durchgehend eine Laufbahnhöhung am Außenring auf.

Abb. 43 zeigt die Abhängigkeit der axialen Verformung δ_{ax} von der Drehzahl n . Sie gibt die relative axiale Lageänderung zwischen Innen- und Außenring oder auch die relative Gesamtverformung des Lagers in axialer Richtung wieder. Entsprechend den Ausführungen bezüglich der Startwerte fällt δ_{ax} mit zunehmender Drehzahl ab und kann ab einer bestimmten Drehzahl, in diesem Fall $n \approx 16.000$ 1/min, auch negativ werden. Durch den Einfluß der Fliehkräfte kann es gewissermaßen zu einer "Aufweitung" des Lagers in axialer Richtung kommen. Dieser Effekt kann in der Praxis zum Beispiel durch eine Erhöhung der äußeren Axialbelastung F_{ax} verhindert werden.

In Abb. 44 ist abschließend der Verlauf des Kreiselmomentes M_g über der Drehzahl dargestellt. Das Moment kann sich bei Drehzahlerhöhung von 5.000 1/min auf 20.000 1/min etwa auf den sechsfachen Wert erhöhen. Bei der Drehzahl $n = 20.000$ 1/min erreicht es einen Betrag von ungefähr $M_g = 6,2$ Nmm, der für die einzelne Kugel schon in einer erheblichen Größenordnung liegt. Vergleicht man die Verläufe von *Jones* und *Harris*, so stellt man neben den Abweichungen im unteren Drehzahlbereich einen großen Sprung beim Wechsel der Laufbahnhöhung nach *Jones* fest. Erhöht man die auf das Lager wirkende Axialbelastung F_{ax} , so lässt sich eine Zunahme des Kreiselmomentes feststellen.

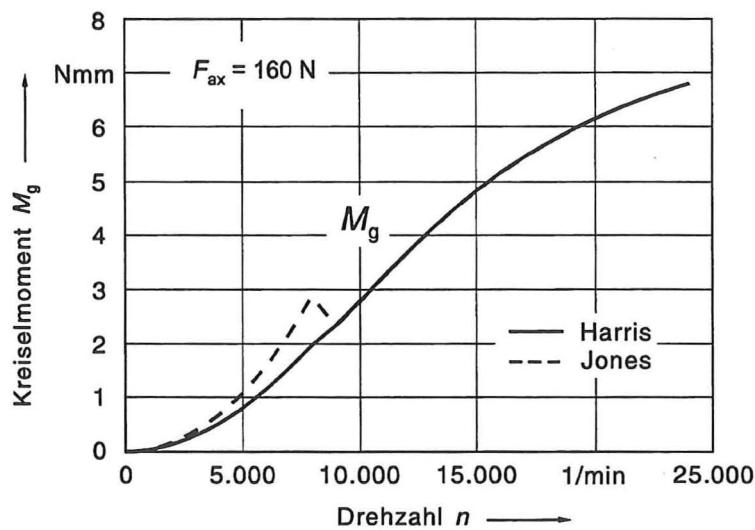


Abb. 44: Berechnete Kreiselmomente in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl (nach *Jones* und *Harris*)

3.4 Bestimmung der EHD-Schmierfilmhöhe im Schräkgugellager 7008

Für die Auswertung und Einordnung der durchgeführten Versuche müssen in einem zweiten Schritt die nach EHD-Theorie zu erwartenden Schmierfilmhöhen berechnet werden. Als Eingangsgrößen werden dabei neben den berechneten Lagerkenngrößen die Schmierstoffkenndaten in Abhängigkeit von Druck und Temperatur benötigt.

	NBU 15	FEP 502
Verdickungsmittel	Barium-Komplexseife	Lithium-12-Hydroxystearatseife
Verdickerkonzentration in %	35	13
Grundölzusammensetzung	Esteröl, Mineralöl	Brightstock
Grundölviskosität ν_{40} in mm ² /s	23	470
Grundölviskosität ν_{100} in mm ² /s	4,7	31,5
Schmierfettdichte $\varrho_0, 20^\circ\text{C}$ in Ns ² /mm ⁴	$0,99 \cdot 10^{-9}$	(keine Angabe)

Tabelle 8: Zusammensetzungen und bekannte Kenndaten der Versuchsfette NBU 15 und FEP 502

Aufgrund der vielschichtigen und zeitabhängigen Eigenschaften ist es nicht einfach, das Fließverhalten der Schmierfette mit den in der Praxis vorliegenden Schmierfettkenndaten zu beschreiben. In der Regel liegen dem Anwender für Schmierfette nur die kinematischen Viskositäten ν_{40} und ν_{100} des Grundöles bei den Temperaturen 40°C und 100°C vor, während die scheinbare Viskosität η_{eff} , die Schmierfettdichte ϱ_{Fett} , der Druckviskositätskoeffizient α_p usw. nur teilweise oder gar nicht bekannt sind. Eine weitere Schwierigkeit ist, daß die letztgenannten Größen mit speziellen - meist statischen - Meßverfahren unter bestimmten Betriebsbedingungen ermittelt werden. Dabei liegen die Meßbedingungen entweder weit von den realen Verhältnissen im EHD-Wälzkontakt entfernt [67] oder sie sind durch die unterschiedlichen Prüfverfahren und -bedingungen (Art des Rotationsviskosimeters, Druck, Temperatur, Schergefälle) nicht vergleichbar [44]. Zudem werden die für das Schmierfettfließverhalten wichtigen Parameter Vorbeanspruchung, Scherzeit, Zerstörung der Verdickerstruktur usw. bei den Messungen kaum oder gar nicht erfaßt [85].

Für die verwendeten Prüffette liegen keine genauen, vollständigen oder reproduzierbaren Kenndaten vor. Da keine adäquaten Meßverfahren zur Verfügung stehen, werden für die folgenden Betrachtungen und Berechnungen der EHD-Schmierfilmhöhen hauptsächlich die Kennwerte des Grundöles zugrunde gelegt. Soweit genaue Werte für die Schmierfette vorliegen, werden diese in die Berechnung eingeführt. Damit weisen die Berechnungen zwar einige Ungenauigkeiten auf, diese sind aber für qualitative Betrachtungen und Vergleiche zwischen den Prüffetten tolerierbar. Andererseits werden auf diese Weise die für den Schmierstoffanwender vorliegenden Verhältnisse wiedergegeben, dem in der Praxis kaum genauere Werte zur Verfügung stehen.

	NBU 15	FEP 502
Schmierfettdichte $\varrho_0, 20^\circ\text{C}$ in Ns^2/mm^4	–	$0,99 \cdot 10^{-9}$
Wärmeleitkoeffizient k_{th} in $\text{N}/(\text{s K})$	0,1385	0,14
Anfangsscher-spannung τ_y in N/mm^2	$699 \cdot 10^{-6}$	$487 \cdot 10^{-6}$
rheologischer Exponent n	0,38	0,66

Tabelle 9: Abgeschätzte Kenndaten für die Versuchsfette NBU 15 und FEP 502

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei Schmierfette, NBU 15 und FEP 502, näher untersucht. Bei dem Hochleistungsfett NBU 15 kann mit einer guten Eignung für die im Rahmen der Versuche realisierbaren, hohen Drehzahlbereiche gerechnet werden. Es wird den Barium-Komplexseifenfetten zugeordnet und besitzt ein aus Ester- und Mineralölen bestehendes Grundöl. Das Prüffett FEP 502 ist ein Lithium-Seifenfett mit Zusätzen zum Korrosionsschutz und zur Verbesserung des Schmiervermögens im Mischreibungsgebiet. Da dieses Fett durch seine hohe Grundölviskosität eher für Lager mit hohen Druckbelastungen oder niedrigen Gleitgeschwindigkeiten geeignet ist, kann unter diesen Umständen von einer relativ geringen Eignung für hohe Drehzahlbereiche ausgegangen werden [13].

Für die Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhe werden die in Tabelle 8 zusammengestellten bekannten, von den Herstellern der Prüffette angegebene Schmierstoffkenndaten verwendet. Bisher nicht aufgeführte Schmierstoffkennwerte können bei bestimmten Betriebsbedingungen auch aus schon vorliegenden Werten abgeleitet bzw. interpoliert werden. Diese nichtbekannten Schmierfett-kenngrößen, die u.a. für die Berechnung der thermischen EHD-Schmierfilmhöhe und für das Fettmodell von *Palacios/Palacios* benötigt werden, sind anhand der Kennwerte der Grundöle oder vorliegender Kennwerte artverwandter Schmierfette abgeleitet oder abgeschätzt worden. Sie sind in Tabelle 9 dargestellt. Die dort aufgeführten rheologischen Parameter des Fettmodells von *Palacios/Palacios* sind für die Prüffette von Schmierfetten abgeleitet, die ähnliche Viskositäten, aber andere Verdickerarten und -konzentrationen aufweisen [73]. Die Werte des NBU 15-ähnlichen Schmierfettes sind bei $T = 30^\circ\text{C}$, diejenigen des FEP 502-ähnlichen Fettes bei $T = 65^\circ\text{C}$ ermittelt worden. Da die rheologischen Parameter jedoch sehr stark vom Verdicker und von der Temperatur abhängen, werden die realen Verhältnisse für die Prüffette nur unzureichend wiedergegeben. Des Weiteren können mit dem Modell nur die isothermen Verhältnisse bei Vollschmierung ausreichend genau beschrieben werden, mit denen bei den Versuchslagern im Betrieb kaum gerechnet werden kann. Aus diesen Gründen ist die Bestimmung der Fettschmierfilmhöhe $h_{\min, \text{isoth, Fett}}$ und $h_{0, \text{isoth, Fett}}$ nach *Palacios/Palacios* nur in der Hinsicht für die Prüffette aussagekräftig, in welcher Größenordnung die Schmierfilmhöhen nach dem Erkenntnisstand der erweiterten EHD-Theorie

Rechenschritt	Hinweis auf die Berechnungsgleichung
• Berechnung des Druckviskositätskoeffizienten α_p in Abhängigkeit vom Betriebszustand	(179), (181), (182) oder (186) und (187)
• Berechnung der Schmierstoffdichte ϱ_{Fett} bzw. $\varrho_{\text{Grundöl}}$ bei Atmosphärendruck in Abhängigkeit von der Temperatur	(195) oder (196)
• Bestimmung der kinematischen Viskosität ν bei Atmosphärendruck in Abhängigkeit von der Temperatur	(194)
• Berechnung der dynamischen Viskosität $\eta_{0, K}$ aus ermittelter Dichte ϱ und Viskosität ν	(174) und evt. (195)
• Bestimmung des Temperaturviskositätskoeffizienten β_{th} in Abhängigkeit vom Betriebszustand	(180)-(190) oder (190), (191) oder (192)
• Berechnung der Parameter für die Ermittlung der EHD-Schmierfilmhöhe	(135)-(138)
• Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhen $h_{min, isoth}$ und $h_{0, isoth}$ nach isothermer Theorie	(132)-(134)
• Umrechnung von EHD-Linien- auf Punktkontakt nach isothermer Theorie	(129), (134) bzw. (139), (130), (153)
• Berechnung des thermischen Belastungsfaktors L_{th} und des Korrekturfaktors C_{th}	(159) (156)-(158)
• Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhen $h_{min, th}$ und $h_{0, th}$ nach thermischer Theorie	(155)
• Ermittlung des Korrekturfaktors $\varphi_{th, s}$ zur Berücksichtigung gegenseitiger Temperatur- und Teilschmierungseinflüsse	(168)-(173) (174)-(182)
• Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhen $h_{min, th, s}$ und $h_{0, th, s}$ unter Berücksichtigung gegenseitiger Temperatur- und Teilschmierungseinflüsse	(167)

Tabelle 10: Berechnung der Schmierstoffkenngrößen und der EHD-Schmierfilmhöhen

liegen könnten. Für die Auswertung der Versuche werden deswegen die Schmierfilmhöhen $h_{\min, \text{isoth, Fett}}$ und $h_{0, \text{isoth, Fett}}$ nur zur Demonstration, nicht aber zur Ableitung wichtiger Erkenntnisse aufgenommen.

Mit den Beziehungen zur Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhen nach Kapitel 3.2 sind alle notwendigen Rechenschritte in Tabelle 10 zusammengefaßt. In dieser Tabelle sind die wichtigsten Schritte dieses Berechnungsabschnittes zur näheren Erläuterung aufgeführt. Abweichend von den theoretischen Untersuchungen in Kapitel 3.2 werden in diesen Berechnungsschritten aufgrund eingeschränkter Umsetzbarkeit nicht alle Erkenntnisse angewendet. Die Berechnung der Schmierfilmhöhen $h_{\min, \text{isoth, s}}$ bzw. $h_{0, \text{isoth, s}}$ scheitert beispielsweise an der praktischen Bestimmung des dimensionslosen Meniskusabstandes m . Die Umrechnung der Schmierfilmhöhen $h_{\min, \text{th}}$, $h_{0, \text{th}}$, $h_{\min, \text{th, s}}$ und $h_{0, \text{th, s}}$ von Linien- auf Punktkontakt fließt nur für die prinzipielle Untersuchung der Unterschiede zur klassischen Punktkontakteberechnung nach *Hamrock/Dowson* in die Berechnungen ein.

Für die Bestimmung des Druckviskositätskoeffizienten α_p wird überwiegend Formel (186) verwendet, die zumindest für die betrachteten Grundöle zufriedenstellende Ergebnisse liefert. Der gleiche Sachverhalt gilt für die Ermittlung des Temperaturviskositätskoeffizienten β_{th} nach Formel (190). Die genauere Ermittlung dieser Koeffizienten nach *Roelands* und *Houpt* stellt sich in erster Linie durch die ungenaue Erfassung der Stützwerte, Parameter Z bzw. S und der Bezugsviskosität η_0 als wenig sinnvoll heraus und wird deswegen nicht weiter verfolgt.

Auf Basis der beschriebenen Berechnungsschritte können aus den Versuchsdaten die Schmierfilmhöhen berechnet werden, die sich aufgrund der Betriebsbedingungen nach der EHD-Theorie ergeben. Entsprechend den vorherigen Ausführungen liegt die größte Ungenauigkeit hierbei in der Berechnung der korrekten Schmierfettkennwerte. Die ermittelte Viskosität hat gemäß den EHD-Parametergleichungen den größten Einfluß, gefolgt vom Druckviskositätskoeffizienten. Die Fehlerquellen durch die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit und die Lagergeometrie sind durch die vergleichsweise genaue Theorie der Laufbahnführung nach *Jones* weitaus geringer zu bewerten. Letztendlich könnte die Genauigkeit der Berechnung durch eine korrekte Bestimmung der Kenngrößen für die einzelnen Versuchsfette weiter verbessert werden. *Baskin* führte in diesem Zusammenhang die Bestimmung des Druckviskositätskoeffizienten α_p für verschiedene Fette durch [14]. Seine Untersuchungen zeigen, daß die Koeffizienten in Abhängigkeit von der Temperatur keinen allgemeinen Gesetzmäßigkeiten folgen, sondern für jedes Fett empirisch mit hohem Aufwand ermittelt werden müssen.

3.5 Zusammenhang zwischen Schmierfilmhöhe und Lagergesamtkapazität

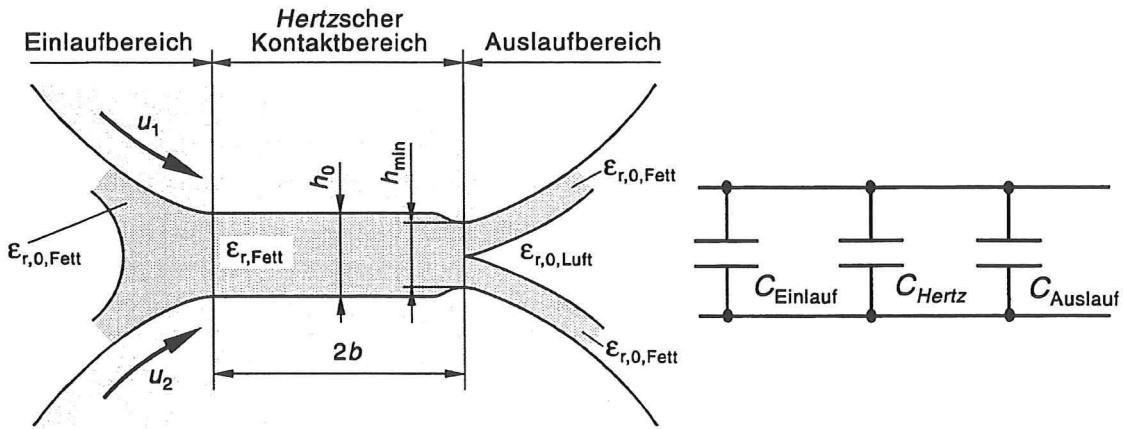


Abb. 45: Modell zur Erfassung der Kapazität in einem EHD-Wälzkontakt nach Brüser in Anlehnung an [13], [19]

Allgemein kann ein EHD-Wälzkontakt in die drei Zonen Einlaufbereich, Hertzche Kontaktzone und Auslaufbereich unterteilt werden (Abb. 45). Die Gesamtkapazität der Kontaktpaarung Innenring/Wälzkörper bzw. Wälzkörper/Außenring wird durch die Kapazität dieser Bereiche bestimmt. Für die Ermittlung der Kontaktkapazität C_K können in der Regel folgende Vereinfachungen oder Annahmen getroffen werden:

- Der Einlaufbereich der Kontaktzone ist ständig mit Schmierstoff gefüllt.
- Dem Hertzischen Kontaktbereich, der durch seine Halbachsen a und b zu beschreiben ist, wird eine konstante Schmierfilmhöhe h_0 zugeordnet. Die Schmierspalteinschnürung aufgrund von h_{\min} wird vernachlässigt.
- Im Auslaufbereich teilt sich der Schmierstoff in zwei Teilströme auf, die den beiden Kontaktpartnern anhaften und deren Schmierfilmhöhe einen Wert von $h_{\min}/2$ oder $h_0/2$ aufweisen.
- Die Schmierspaltkapazität kann als Parallelschaltung unendlich vieler Plattenkondensatoren aufgefaßt werden, wobei die Ausbildung inhomogener Felder vernachlässigt wird.

Dann gilt folgender Zusammenhang:

$$C_K = C_{\text{Einlauf}} + C_{\text{Hertz}} + C_{\text{Auslauf}} \quad (199)$$

C_K	F [As/V]	Kapazität des EHD-Wälzkontakte
C_{Einlauf}	F	Kapazität der EHD-Einlaufzone

C_{Hertz}	F	Kapazität des <i>Hertz</i> schen Kontaktbereiches
C_{Auslauf}	F	Kapazität der EHD-Auslaufzone

Für diese Bedingungen erstellte *Böhmer* [19] im Jahre 1989 ein Modell und Rechenprogramm zur Ermittlung der Gesamtkapazität in einem ölgeschmierten Zylinderrollenlager bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Trotz des vereinfachten und schematisierten Modells lässt sich mit dem Programm die Lagerkapazität recht gut aus der Schmierfilmhöhe vorhersagen. Vergleichsmessungen ergeben, daß die berechnete Kapazität um etwa 20% unter der gemessenen Kapazität liegt. Die Schmierfilmhöhe wird durch das Modell aber überschätzt.

Die oben angenommenen Bedingungen treffen für einen fettgeschmierten EHD-Wälzkontakt nur bedingt zu:

- Durch die bei Fettschmierung auftretenden Teilschmierungsvorgänge kann nicht davon ausgegangen werden, daß die EHD-Einlaßzone vollständig mit Schmierstoff gefüllt ist.
- Die Haftung von Schmierfett an den Kontaktkörpern und der Nachlauf in die Kontaktzonen unterliegt anderen Mechanismen als bei Ölschmierung. Es ist mit einer sehr inhomogenen Schmierstoffverteilung außerhalb des Wälzkontakte zu rechnen, die stark zeitabhängig ist und teilweise auch stochastischen Einflüssen unterliegt.

Während die Kontaktgeometrie und die umliegende Lagergeometrie z.B. durch die *Finite Elemente Methode* (FEM) relativ genau erfaßt werden, kann zum derzeitigen Zeitpunkt kein Modell zur exakten Beschreibung des Schmierfettverhaltens in einem Wälzlager angegeben werden. Aus diesen Gründen wird für die Auswertung der durchgeföhrten Versuche die folgende Abschätzung der Schmierfilmhöhe aus der gemessenen Gesamtkapazität vorgenommen.

Die Kapazität C_{Hertz} ist die im Kontaktbereich entscheidende Kapazität. Sie kann in guter Näherung als Plattenkondensator aufgefaßt werden, dessen Kapazität durch folgende Gleichung beschrieben wird [19]:

$$C_{\text{Hertz}} = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{A_{\text{Hertz}}}{h} \quad (200)$$

ϵ_0	F/(V · mm)	elektrische Feldkonstante: $\epsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-15}$ F/(V · mm)
ϵ_r		relative Dielektrizitätskonstante
A_{Hertz}	mm ²	Größe der <i>Hertz</i> schen Kontaktfläche
h	mm	Schmierfilmhöhe

Die *Hertz*sche Kontaktfläche A_{Hertz} ergibt sich bei einem elliptischen EHD-Wälzkontakt aus folgender Beziehung:

$$A_{\text{Hertz}} = \pi \cdot a \cdot b \quad (201)$$

Bei den eingesetzten Versuchslagern 7008 ändert sich die Größe der Kontaktflächen an Innen- und Außenring über der Drehzahl, da mit wachsender Drehzahl die Fliehkräfte im Lager zunehmen. Dadurch sind die Kontaktbelastungen, die Druckwinkel und die beiden Halbachsen a und b eine Funktion der Drehzahl. Durchgeführte Berechnungen ergaben die in Abb. 46 dargestellten Änderungen der Hertzischen Kontaktfläche A_{Hertz} in Abhängigkeit von der Wellendrehzahl. Wie deutlich zu erkennen ist, nimmt mit zunehmender Drehzahl die Kontaktfläche am Innenring durch Entlastung leicht ab. Im Vergleich dazu nimmt die Kontaktfläche am Außenring durch die Fliehkraftbelastung stärker zu.

Vereinfachend wird angenommen, daß die Kontaktkapazität C_K eine Funktion der Kapazität in den Hertzischen Kontaktflächen ist, die sich mit ausreichender Genauigkeit für die Versuchslager ermitteln lassen:

$$C_K = f(C_{Hertz}) = k_C \cdot C_{Hertz} \quad (202)$$

k_C

Korrelationsfaktor bzw. -funktion zwischen den Kapazitäten C_K des EHD-Wälzkontaktes und C_{Hertz} der Hertzischen Kontaktfläche

Der Umrechnungsfaktor k_C verknüpft C_{Hertz} und C_K . Er ist eine Funktion von Betriebsbedingungen, Lagerbauart, Schmierstoff, Laufzeit und weiteren schwer erfaßbaren Einflußgrößen. Rechnet man die von Böhmer in [19] angegebenen Werte nach, so liegt dieser Faktor für die dort betrachteten Zylinderrollenlager in einem Bereich von $k_C \approx 3 \dots 4$. Für die Auswertung der Versuche soll davon ausgegangen werden, daß der Umrechnungsfaktor für die Versuchslager in der gleichen Größenordnung liegt. Durch Vergleich der daraus abgeleiteten Schmierfilmhöhen mit denjenigen der EHD-Theorie soll für den gesamten Drehzahlbereich die Annahme überprüft und gegebenenfalls ein genauerer Umrechnungsfaktor ermittelt werden. Ausgehend von diesen Vereinfachungen wird die Kapazität des EHD-Wälzkontaktes C_K auf einen Plattenkondensator reduziert, dessen Gesamtfläche nachstehender Beziehung folgt:

$$C_K = C_{red, K} = \epsilon_0 \cdot \epsilon_r \cdot \frac{A_{red, K}}{h} \quad (203)$$

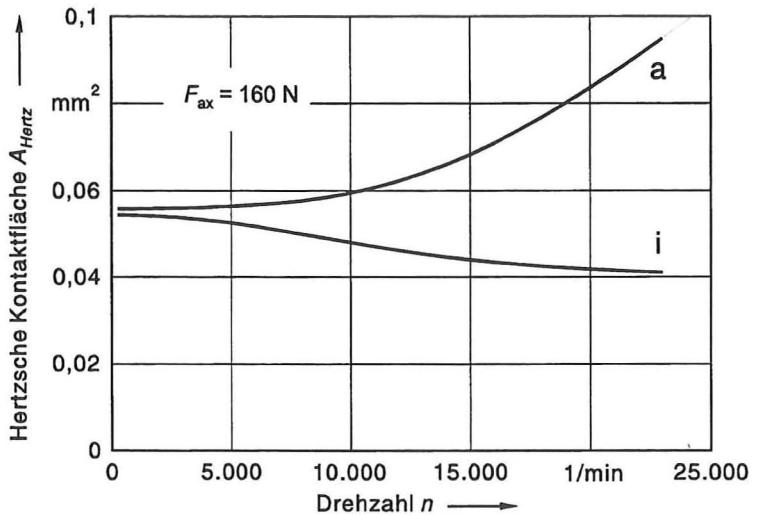


Abb. 46: Änderung der elliptischen Kontaktfläche A_{Hertz} in Abhängigkeit der Wellendrehzahl

$$A_{red,K} = k_C \cdot A_{Hertz} \quad (204)$$

Bei der vorliegenden Versuchsanordnung wird die Kapazität über die beiden Versuchslager in Parallelschaltung gemessen. Die Versuchslager ihrerseits bestehen wiederum aus einer Parallelschaltung von Z Reihenschaltungen der Kontaktkapazitäten $C_{K,i}$ und $C_{K,a}$ an Innen- und Außenring. Es gilt folgender Zusammenhang:

$$C_{ges} = 2 \cdot C_{Lager} = 2 \cdot \sum_0^Z \frac{C_{K,i} \cdot C_{K,a}}{C_{K,i} + C_{K,a}} = 2 \cdot Z \cdot \epsilon_0 \cdot \frac{\left(\epsilon_{r,i} \cdot \frac{A_{red,K,i}}{h_i} \right) \cdot \left(\epsilon_{r,a} \cdot \frac{A_{red,K,a}}{h_a} \right)}{\left(\epsilon_{r,i} \cdot \frac{A_{red,K,i}}{h_i} \right) + \left(\epsilon_{r,a} \cdot \frac{A_{red,K,a}}{h_a} \right)} \quad (205)$$

Z Anzahl der Kugeln je Lager

Durch die gleichmäßige axiale Belastung der Schräkgugellager kann davon ausgegangen werden, daß die Kontaktkapazitäten $C_{K,i}$ am Innenring bzw. $C_{K,a}$ am Außenring jeweils für sich gleich sind. Führt man einen weiteren Faktor k_h ein, der das Verhältnis der abgeleiteten Schmierfilmhöhen an Innen- und Außenring mit Hilfe der EHD-Schmierfilmhöhe $h_{min,th}$ beschreibt, so kann folgende Beziehung angegeben werden:

$$k_h = \frac{h_a}{h_i} = \frac{h_{mess,a}}{h_{mess,i}} \approx \frac{h_{min,th,a}}{h_{min,th,i}} \quad (206)$$

Aus der gemessenen Gesamtkapazität C_{ges} können schließlich mit der Hilfsgröße k_h die Schmierfilmhöhen $h_{mess,i}$ und $h_{mess,a}$ abgeschätzt werden:

$$h_{mess,i} = 2 \cdot Z \cdot k_C \cdot \epsilon_0 \cdot \frac{\left(\epsilon_{r,i} \cdot A_{Hertz,i} \right) \cdot \left(\epsilon_{r,a} \cdot \frac{A_{Hertz,a}}{k_h} \right)}{\left(\epsilon_{r,i} \cdot A_{Hertz,i} \right) + \left(\epsilon_{r,a} \cdot \frac{A_{Hertz,a}}{k_h} \right)} \cdot \frac{1}{C_{ges}} \quad (207)$$

$$h_{mess,a} = k_h \cdot h_{mess,i} = 2 \cdot Z \cdot k_C \cdot \epsilon_0 \cdot \frac{\left(\epsilon_{r,i} \cdot A_{Hertz,i} \right) \cdot \left(\epsilon_{r,a} \cdot A_{Hertz,a} \right)}{\left(\epsilon_{r,i} \cdot A_{Hertz,i} \right) + \left(\epsilon_{r,a} \cdot \frac{A_{Hertz,a}}{k_h} \right)} \cdot \frac{1}{C_{ges}} \quad (208)$$

Da durch die Annäherung von k_C ein gewisser Restfehler zwischen aus der Kapazitätsmessung abgeschätzter und tatsächlicher Schmierfilmhöhe bleibt, soll dieser für weitere Betrachtungen durch folgende Formel berücksichtigt werden:

$$h_{min} = k_\Delta \cdot h_{mess} \quad (209)$$

$k_\Delta = f(n, T, \text{Lager, Schmierfett, ...})$

h_{min}	mm	reale minimale Schmierfilmhöhe
h_{mess}	mm	minimale Schmierfilmhöhe aufgrund der Abschätzung aus der gemessenen Gesamtkapazität C_{ges} unter Erfassung der Kontaktflächenänderung
k_Δ		Faktor zur Berücksichtigung des Abschätzungsfehlers

Im allgemeinen hängt die Dielektrizitätskonstante eines Schmierstoffes vom Druck und von der Temperatur ab und kann in Abhängigkeit von der Dichteänderung mit folgender Beziehung berechnet werden [19], [85]:

$$\epsilon_r = \frac{(\epsilon_{r,0} + 2) + 2 \cdot (\epsilon_{r,0} - 1) \cdot \frac{\varrho}{\varrho_0}}{(\epsilon_{r,0} + 2) - (\epsilon_{r,0} - 1) \cdot \frac{\varrho}{\varrho_0}} \quad (210)$$

ϵ_r	relative Dielektrizitätskonstante des Schmierstoffes bei Betriebsdruck und -temperatur
$\epsilon_{r,0}$	relative Dielektrizitätskonstante bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur
ϱ	Schmierstoffdichte bei Betriebsdruck und -temperatur
ϱ_0	Schmierstoffdichte bei Atmosphärendruck und Bezugstemperatur

Der Einfluß der Temperatur auf die Dielektrizitätskonstante kann in der Regel gegenüber dem Einfluß des Druckes vernachlässigt werden. Bei einer Temperaturerhöhung von 20°C auf 80°C bewegt sich die Änderung der Dielektrizitätskonstanten für Mineralöle nur im Bereich von 2,5 ... 5,3 %. Übliche Mineralöle können für 20°C und Atmosphärendruck Werte von $\epsilon_r \approx 2,2 \dots 2,4$ erreichen [46]. Die relative Dichteänderung ϱ / ϱ_0 zur Berücksichtigung der Betriebszustände im EHD-Wälzkontakt kann beispielsweise mit den Formeln (194), (195) bestimmt werden.

Aufgrund allgemeiner Erfahrungen kann für Lithium-Seifenfette davon ausgegangen werden, daß die Dielektrizitätskonstante bei Frischbefettung deutlich über dem Wert des Grundöles liegt. Mit zunehmender Zerstörung der Seifenfasern verringert sie sich und gelangt in den Bereich des Grundölwertes. Dieses Verhalten kann in der Regel in Zusammenhang mit einer Stabilisierung der Fettkonsistenz gesehen werden. Schrader untersuchte in [85] die Dielektrizitätskonstanten einiger Schmierfette in Abhängigkeit der Beanspruchungsdauer und bestätigte, daß sich der Wert mit fortschreitender Beanspruchung verringert und allmählich stabilisiert. Für ein Lithium-Fett mit hoher Grundölviskosität, das dem Versuchsfett FEP 502 gleichgesetzt werden kann, wurde ein Wert von

$\epsilon_{r,0} \approx 2,8$ ermittelt. Bei einem Barium-Komplexfett, das ungefähr dem Prüffett NBU 15 entspricht, zeigte sich, daß dessen Dielektrizitätskonstante auch im unbeanspruchten Zustand nur wenig über dem Wert des Grundöles liegt und sich auch bei Beanspruchung nur sehr wenig ändert. In diesem Fall lag die Dielektrizitätskonstante bei $\epsilon_{r,0} \approx 2,3$. Ebenso stellte Schrader fest, daß die Temperaturabhängigkeit der Dielektrizitätskonstanten bei den Schmierfetten noch geringer als bei den Grundölen ausfällt. Übliche Werte liegen im Bereich von $\epsilon_r \approx 2,3 \dots 2,8$ für vorbeanspruchte Fette. Für die Abschätzung der Schmierfilmhöhe h_{mess} aus der gemessenen Gesamtkapazität können diese Erkenntnisse auf die Versuchsfette übertragen werden und die genannten $\epsilon_{r,0}$ -Werte als Anhaltswerte für die beiden Prüffette verwendet werden.

Durch den Fehlerfaktor k_Δ , der als Funktion der vorliegenden Betriebszustände aufzufassen ist, besteht ein Zusammenhang zur tatsächlich vorhandenen Schmierfilmhöhe. Ist dieser Faktor, der die Einflüsse schwer erfassbarer Betriebsparameter auf die ermittelbare Hertzsche Kontaktkapazität C_{Hertz} reduziert, zum Beispiel durch weitere Untersuchungen oder Berechnungen bestimmbar, so ließe sich die reale Schmierfilmhöhe mit ausreichender Genauigkeit ermitteln. Ziel der Versuchsauswertung und zukünftiger Arbeiten muß es deshalb auch sein, Erkenntnisse über die Größe von k_C in Abhängigkeit der Betriebszustände zu sammeln und möglichst konkrete Zusammenhänge (z.B. für die Laufzeit) zu entwickeln.

4 Experimentelle Untersuchungen

In den vorhergehenden Abschnitten wurden die theoretischen Grundlagen zum Schmierfilmaufbau und dessen Berechnung ausführlich erläutert. Ferner wurde ein Verfahren vorgestellt, mit dem sich gemessene Werte der Lagergesamtkapazität in tatsächliche Schmierfilmhöhen umrechnen lassen. Unter hinreichend genauer Berücksichtigung der im schnellaufenden Wälzlager vorherrschenden Geometrien, Bewegungen, Belastungen und Temperaturen sowie Schmierstoffe kann jeder Betriebs-Schmierfilmhöhe ein entsprechender Kapazitätswert zugeordnet werden.

Ziel der experimentellen Untersuchungen war zum einen die Überprüfung und Absicherung der theoretischen Vorgaben bzw. Annahmen. In der Hauptsache sollten dann aber die sich bei hohen Betriebsdrehzahlen tatsächlich einstellenden Schmierfilmhöhen in fettgeschmierten Wälzkontakten ermittelt werden. Die in wissenschaftlichen Arbeiten bisher untersuchten Drehzahlen überdecken Bereiche – übertragen auf den hier eingesetzten Prüfstand – von $n = 0 \dots 3.000 \text{ 1/min}$. Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit gefahrenen Versuche überdecken dagegen einen **Drehzahlbereich von $n = 0 \dots 24.000 \text{ 1/min}$** . Das entspricht hydrodynamisch wirksamen **Umfangsgeschwindigkeiten von $u = 0 \dots 33 \text{ m/s}$** .

Um genaueren Aufschluß über den Schmierungszustand in den fettgeschmierten Versuchslagern zu erhalten, wurden im Rahmen dieser Arbeit überwiegend sogenannte **Haltezeitversuche** durchgeführt. In Abhängigkeit von der Drehzahl und weiteren Betriebsparametern wurden dabei über einen bestimmten Zeitraum, die Haltezeit, die Gesamtkapazität beider Versuchslager je Drehzahlstufe aufgenommen. Durch steigende oder fallende Drehzahländerung im Bereich zwischen $n = 0 \text{ 1/min}$ und $n = 25.000 \text{ 1/min}$ wurden auf diese Weise verschiedene Kapazitäts-Drehzahl-Temperatur-Verläufe für die Versuchsfette NBU 15 und FEP 502 ermittelt. Typische Ergebnisse sind in den im folgenden erläuterten Versuchsreihen A bis F zusammengefaßt. Da die gemessenen Kapazitätsverläufe nur beschränkt aussagekräftig sind, wurde entsprechend Kapitel 3.5 eine Umrechnung der Gesamtkapazität auf die zu erwartende Schmierfilmhöhe durchgeführt. Für die Umrechnung und die Versuchsauswertung wurden die in Abschnitt 3 vorgestellten Erkenntnisse der EHD-Fettschmierung berücksichtigt und als Randbedingungen eingebaut. Die so erhaltenen Schmierfilmhöhenverläufe zeigen auch über der Laufzeit realistische qualitative Ergebnisse, die als Basis für den relativen Vergleich der Schmierfette bezüglich ihrer Schmierfilmausbildung und ihrer Drehzahleignung herangezogen werden können.

Zusätzlich wurden mit den Prüffetten **Dauerversuche** mit festgelegten Drehzahlen (z.B. $n = 20.000 \text{ 1/min}$ oder $n = 24.000 \text{ 1/min}$) durchgeführt. Dabei wurden die Prüfspindeln bis zum Versagen der Schmierung bzw. der Schmierfette im automatisch überwachten kontinuierlichen Dauerlauf betrieben. Über den gesamten Versuchszeitraum wurden die Lagertemperaturen und die Lagergesamtkapazität gemessen.

4.1 Prüfstand zur Versuchsdurchführung

Die Anforderungen an den Prüfstand ergaben sich aus der Art der durchzuführenden Versuche:

- Drehzahlkennwert im Dauerversuch bis $n_{\text{Nenn}} \cdot d_m = 1,3 \cdot 10^6 \text{ 1/min} \cdot \text{mm}$;
- variable Einstellung von genau definierten Versuchsbedingungen, wie Prüfdrehzahl, Belastung und gegebenenfalls Prüftemperatur;
- Messung von Reibmoment, Temperatur, Drehzahl, Lagergesamtkapazität und Betriebszeit;
- Stabiler Dauerbetrieb aller Komponenten während Versuchsdauern von 500 bis 5.000 Std.

Ausgehend von diesen Anforderungen wurde am Institut für Maschinenelemente, Konstruktions-technik und Sicherheitstechnik (IMKS) der Universität Hannover im Rahmen eines Forschungsvorhabens [13] ein Schmierfettprüfsystem für Dauerversuche in hohen Drehzahlbereichen bis $n_{\text{Nenn}} \cdot d_m = 1,5 \cdot 10^6 \text{ 1/min} \cdot \text{mm}$ zunächst ohne Schmierfilmhöhenmessung entwickelt. Es wurde ein Konzept mit Antriebsmotor, Vorgelegespindele und pendelnd gelagerter Prüfspindele umgesetzt. Diese erfolgreiche Konstruktion wurde dann in den Folgejahren weiterentwickelt und für die Schmierfilmhöhenmessung modifiziert.

Der Antrieb der Prüfspindele erfolgt durch einen geregelten Drehstromasynchronmotor, dessen Abtriebsdrehzahl stufenlos eingestellt werden kann. Die Leistungsübertragung und die Übersetzung für einen Prüfdrehzahlbereich von $n = 0 \dots 28.000 \text{ 1/min}$ übernimmt ein Flachriementrieb, der die vor der eigentlichen Prüfspindele vorgeschaltete Vorgelegespindele antreibt. Durch dieses Antriebskonzept wird das Prinzip der Funktionstrennung realisiert. Die Vorgelegespindele nimmt die vom Antrieb herrührenden Kräfte auf bzw. überträgt ausschließlich Drehmoment und ist dafür

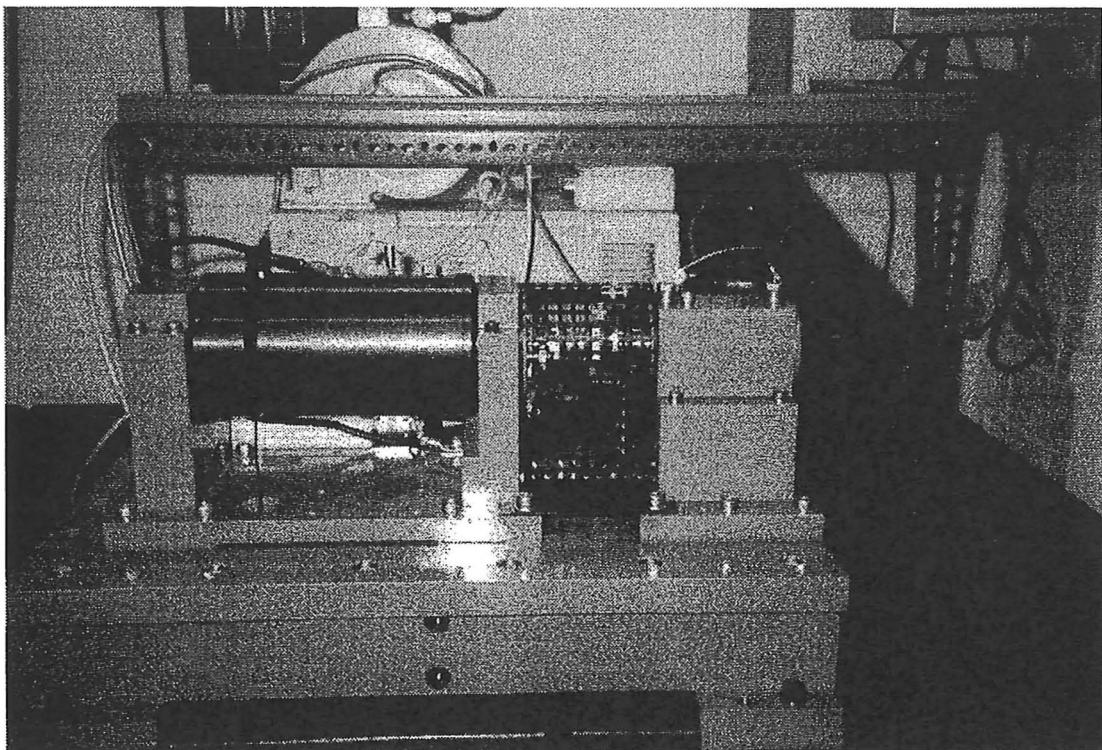


Abb. 47: Prüfstand zur Bestimmung der Schmierfilmhöhen in fettgeschmierten Wälzkontakten unter praxisnahen Betriebsbedingungen

optimal ausgelegt. Die Prüfspindel ist weitgehend von Antriebseinflüssen entkoppelt und kann somit optimal für die Prüfaufgaben ausgelegt werden. Da die beiden Spindeln durch eine Lamellenkupplung querkraft- und dehnungsfrei miteinander gekoppelt sind, werden durch den Gesamtaufbau genau definierte und reproduzierbare Versuchsbedingungen geschaffen.

Die Prüfspindel besteht aus einem mittels zweier Rillenkugellager pendelnd gelagerten Gehäuse, wobei die Prüflager über Hülsen im Gehäuse aufgenommen werden. Durch diesen Aufbau werden u.a. eine leichte Austauschbarkeit der Versuchslager, eine leichte Demontage der Spindel bei Fettwechsel sowie eine einfache Fest-Los-Lagerung für die axiale Belastung der Prüflager erreicht [13]. Ferner kann durch die pendelnde Lagerung des Prüfspindelgehäuses eine Reibmomentmessung realisiert werden. Neben der genauen Erfassung der Reibmomentänderung über der Laufzeit wird damit auch das Ende der Schmierwirkungsdauer überwacht. Steigt durch Verringerung der Schmierwirkung das Reibmoment in den Prüflagern deutlich um den Faktor 3 bis 4 über den stationären Wert an, wird automatisch die Motorabschaltung betätigt. Als Versuchslager kommen Schräkgugellager der Baugröße 7008 zum Einsatz, die aufgrund ihrer guten Drehzahleignung infolge eines geringen Nenndruckwinkels $\alpha_0 = 15^\circ$ und wegen ihres bevorzugten Anwendungsbereiches auch als Spindellager bezeichnet werden. Die Belastung der Prüflager erfolgt rein axial mit Hilfe einer einstellbaren Druckfeder, wodurch gleichmäßige Beanspruchungsverhältnisse für das Lager und das Prüffett erreicht werden. An den Lageraußenringen erfolgt die Aufnahme der Betriebstemperatur durch entsprechende Thermoelemente.

Die Vorgelegespindel ist mit kleineren Spindellagern ausgeführt, deren Katalog-Drehzahlgrenze für Fettschmierung über der Prüfdrehzahl liegt. Die Lager sind direkt im Gehäuse gelagert und durch

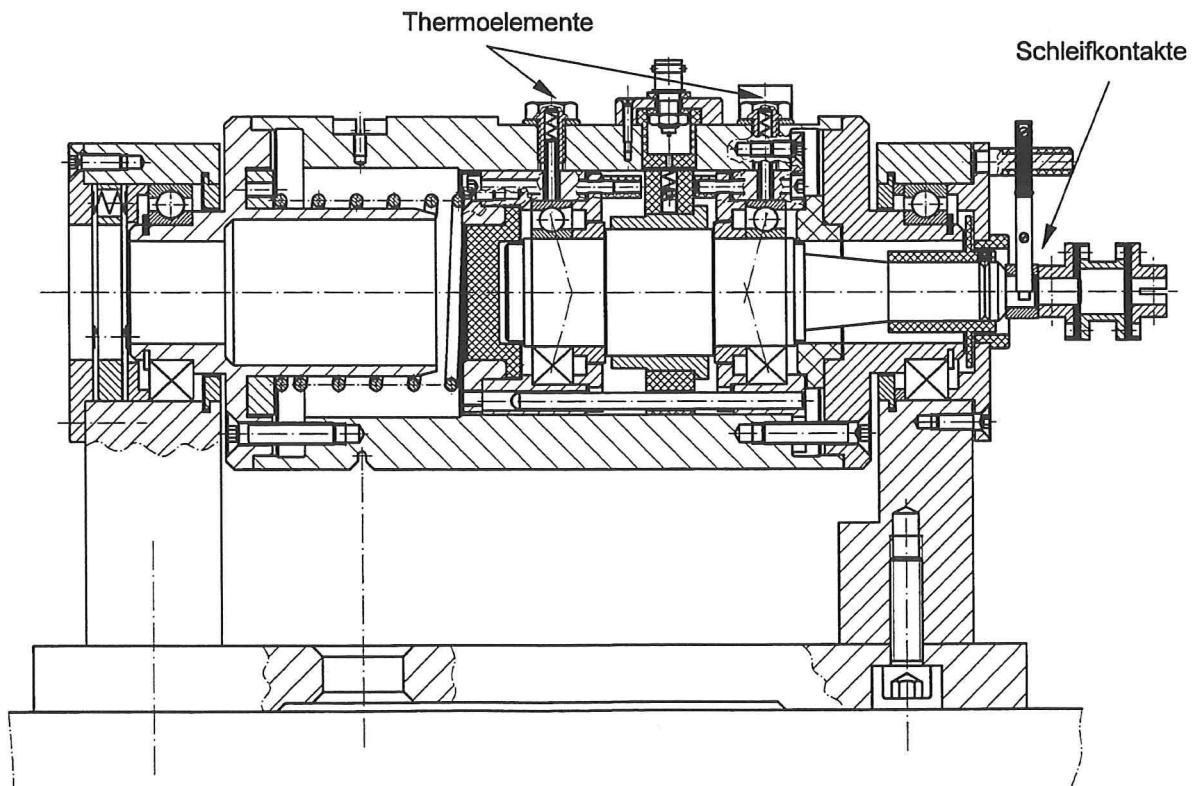


Abb. 48 Schnittzeichnung der Prüfspindel

eine Druckfeder vorgespannt. Weitere konstruktive Maßnahmen setzen die Auslegung für hohe Drehzahlen, lange Lebensdauer, leichte Demontage und problemlosen Dauerbetrieb um. Die Temperatur der Vorgelegespindellager wird ebenfalls an den Außenringen über Thermoelemente überwacht. An der Spindelwelle ist im Übergangsbeich zur Lamellenkupplung zusätzlich eine Zahnscheibe angebracht, über die mit einer Hall-Sonde die Prüfdrehzahl erfaßt wird.

Der Abgriff der Kapazitätsmeßwerte erfolgt über berührende Wellenkontakte. Zwei Spezial-Kohlebürsten schleifen auf einem polierten Kupferring, der zur besseren Signalübertragung auf die Prüfwelle aufgeschrumpft ist. Dadurch wird die Verbindung zu den Lagerinnenringen hergestellt. Über das Gehäuse werden die Meßsignale von den Außenringen abgenommen. Zur Verringerung des Übergangswiderstandes können die beiden Schleifbürsten in Parallelschaltung betrieben werden. Für die Signalübertragung mit den eingesetzten Bürsten ergibt sich eine maximal zulässige Drehzahl von $n \approx 43.000$ 1/min. Zusätzliche konstruktive Maßnahmen stellen die elektrische Isolierung der Prüfwelle sicher und minimieren das Auftreten von Stör- und Überlagerungskapazitäten durch Umbauteile. Obwohl durch den direkten Kontakt zur rotierenden Welle viele Störeinflüsse wirksam werden können, zeigt sich ein sehr gutes Übertragungsverhalten der Schleifbürsten bis zur maximalen Prüfdrehzahl von $n = 24.000$ 1/min. Meßungsgenauigkeiten treten auch bei hohen Drehzahlen durch ein Abheben der Bürsten infolge Schwingungen oder Ausbildung eines Luftpolsters nicht auf.

4.2 Das kapazitive Meßverfahren

Das bei den Untersuchungen eingesetzte Meßverfahren nutzt das Prinzip der Konstantstromladung zur Bestimmung der Gesamtkapazität C_{ges} über beide Versuchslager. Ein zuvor entladener Kondensator wird mit einem konstanten Strom I_0 aufgeladen. Bleibt die Kapazität während der Ladephase konstant, steigt auch die Spannung über dem Kondensator linear mit der Zeit an. Dreht man diesen Zusammenhang um und mißt die Zeit, die der Kondensator zum Erreichen einer vorgegebenen Spannung U_{max} bei Konstantstromladung benötigt, so ist die gesuchte Kapazität direkt proportional zur Ladezeit t_{Laden} [48]:

$$C_{ges} = \frac{I_0}{U_{max}} \cdot t_{Laden} \quad (211)$$

Durch das Verfahren der Konstantstromladung kann eine Zeitverschlüsselung der zu messenden Kapazität vorgenommen werden. Die Information über die Größe der Kapazität wird in die Länge eines Impulses, in diesem Fall die Ladezeit, transformiert. Als Vorteil dieses Verfahrens ergibt sich, daß die Ermittlung der Impulsdauer mit hoher Genauigkeit und relativ einfachen Mitteln erreicht werden kann. Des Weiteren ist in dem Verfahren durch die Umwandlung von Kapazität in Ladezeit bereits eine Analog-Digital-Wandlung der Meßwerte integriert. Dadurch muß eine Schnittstelle zur Rechnerverarbeitung nicht zusätzlich ausgeführt werden [48].

Um möglichen Fehlern bei der Bestimmung der Ladezeit vorzubeugen, ist in das Meßsystem ein Durchschlagdetektor implementiert worden. Aufgrund von Teilschmierungsvorgängen muß bei den Versuchsfetten davon ausgegangen werden, daß sich unter bestimmten Betriebsbedingungen nur sehr dünne Schmierfilmhöhen ausbilden. Unter diesen Umständen kann es im Wälzkontakt zu

metallischen Berührungen der Oberflächenrauheiten kommen, wobei die elektrischen Ladungen über die Kontaktpartner abfließen. Diese Kurzzeitentladungen haben einen Abfall der Spannung zur Folge, so daß der Referenzwert U_{\max} nicht ohne einen erneuten Ladevorgang erreicht wird. Werden die unplanmäßigen Zwischenentladungen meßtechnisch nicht erfaßt, kommt es zu Fehlern bei der Bestimmung der Ladezeit, weil dem Meßsystem ein längerer Zeitraum bis zum Erreichen der Referenzspannung U_{\max} vorgetäuscht wird. Da auch die Anzahl der Durchschläge ein Maß für die Bewertung des Schmierfilmaufbaus bei den verschiedenen Versuchsfetten ist, können die Durchschläge über einen entsprechenden Ausgang überwacht werden. Desweiteren ist das Meßsystem mit einer Einrichtung zur Kalibrierung der Meßkette versehen, mit der ein Offsetabgleich von unerwünschten Leitungs- und Meßgerätkapazitäten vorgenommen werden kann [48], [49].

Abb. 49 zeigt vereinfacht das Prinzip der Meßdatengewinnung bzw. -auswertung. Ferner ist die Funktionsweise der Durchschlagerkennung dargestellt. Der Ausgangsimpuls U_{aus} wird durch UND-Verknüpfung der Komparatorsignale T_{on} und T_{off} gebildet, welche selbst durch den Vergleich der Meßspannung U_{RAMPE} mit den Spannungspegneln U_{\min} und U_{\max} entstehen. Die Dauer des Ausgangsimpulses U_{aus} ergibt sich also aus der Zeitspanne, die das Signal U_{RAMPE} benötigt, um vom Spannungspegel U_{\min} zum Spannungspegel U_{\max} anzusteigen. Um ein korrektes Meßergebnis zu erhalten, ist es nötig, daß das Signal U_{RAMPE} im Bereich der Vergleichsspannungen linear ansteigt. In diesem Fall besteht dann der proportionale Zusammenhang zwischen der Lagerkapazität und der Dauer des Ausgabeimpulses U_{aus} .

In Abb. 50 ist das Gesamtblöckschaltbild des am Prüfstand montierten Meßaufnehmermoduls dargestellt. Die negative Flanke des U_{START} -Signals startet den Meßzyklus. Daraufhin wird U_{MESSEN} aktiv und öffnet den Schalter S , wodurch sich die kapazitive Wälzlagieranordnung über

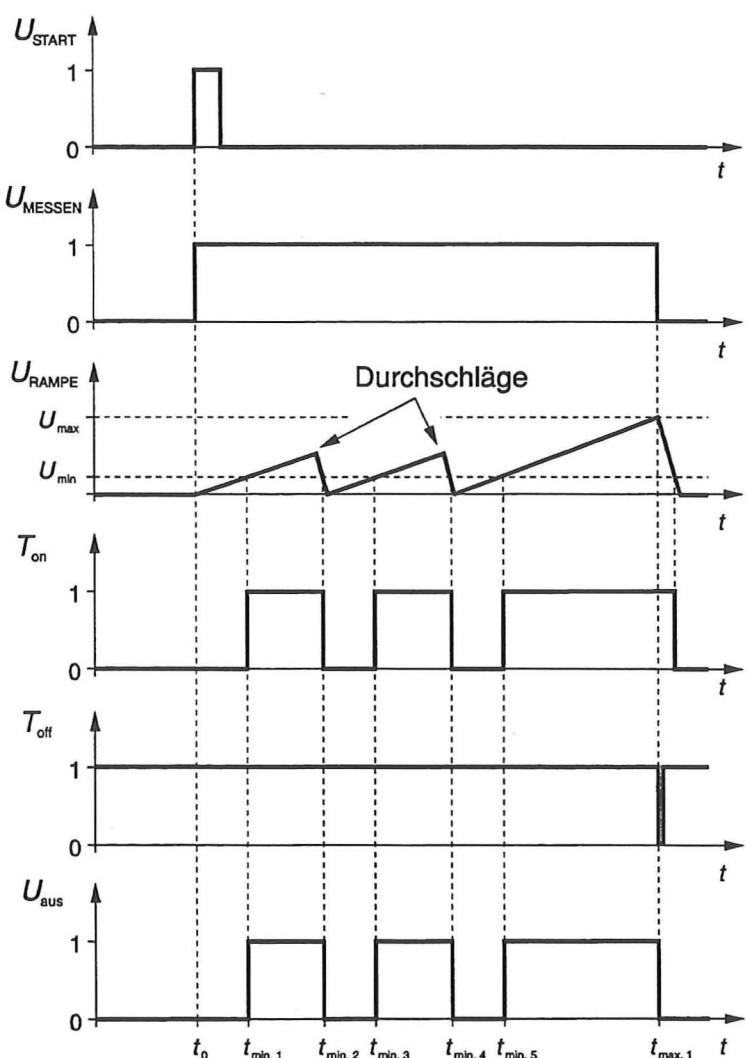


Abb. 49: Schematisierter Ablauf der Kapazitätsmessung und Durchschlagerkennung

den konstanten Meßstrom I_0 aufzuladen beginnt. Der Differenzverstärker misst die Kondensatorspannung U_C und verstärkt diese mit dem Faktor V . Aus der verstärkten Kondensatorspannung U_{RAMPE} wird durch den Vergleich der beiden Referenzspannungen U_{\min} und U_{\max} der kapazitätsabhängige Ausgangsimpuls U_{aus} , der wiederum durch seine fallende Flanke die Meßablaufsteuerung dazu veranlaßt über das Signal U_{MESSEN} den Schalter zu schließen. Ein Meßzyklus ist damit beendet.

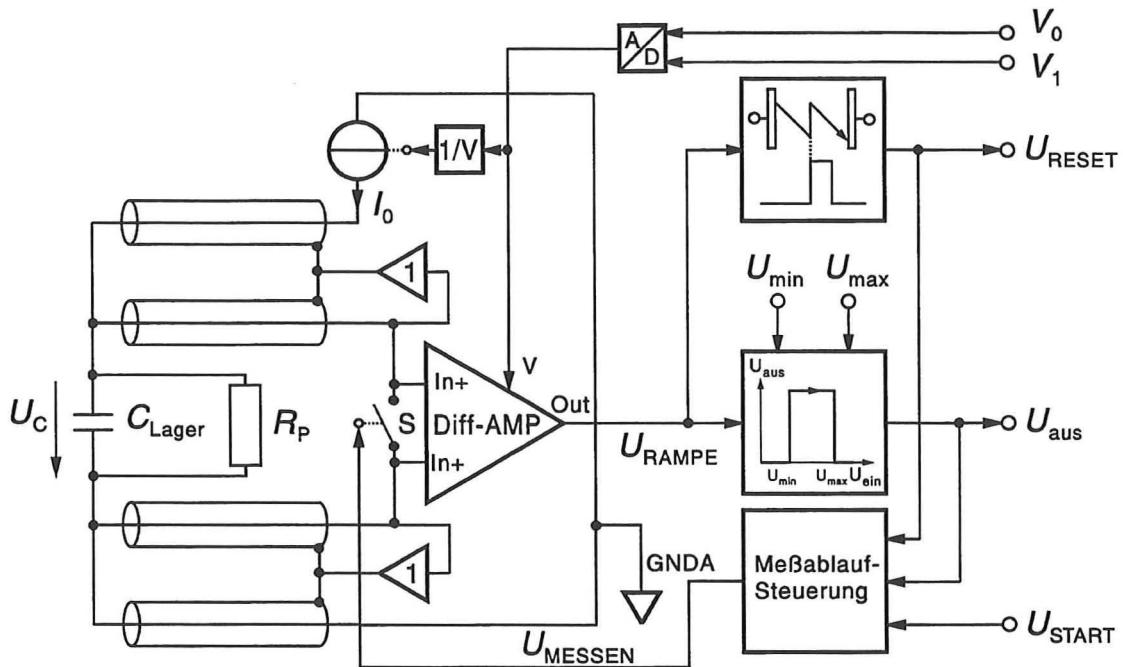


Abb. 50: Gesamtblockschaltbild des Sensors zur Gewinnung kapazitätsabhängiger Meßsignale

Zusätzlich überwacht der Durchschlagdetektor während der Aufladephase das Signal U_{RAMPE} auf Spannungsüberschläge und erzeugt bei Erkennung eines Durchschlages einen U_{RESET} -Impuls, der ebenfalls die Meßablaufsteuerung dazu veranlaßt, den Meßvorgang abzubrechen. Mit Hilfe der digitalen Eingangssignale V_0 und V_1 wird die maximale Schmierspaltspannung $U_{C_{\max}}$ eingestellt. Diese Signale steuern den DA-Wandler an, der daraus vier verschiedene Schmierspaltspannungseinstellungen durch die Verstärkung V generiert, indem V gleichzeitig den Meßstrom I_0 und die Verstärkung des Differenzverstärkers ändert. Der kehrwertbildende Block $1/V$ sorgt dafür, daß das Verhältnis von Meßstrom I_0 zu Kondensatorspannungsdifferenz ΔU_C , der sogenannte Skalierungsfaktor S , gleich bleibt. Ferner sind noch die zwei Einfachverstärker zu nennen, die als Guarddriver¹ dienen, um die Kabelkapazität der Wälzlageranschlußkabel zu mindern.

Die Auswertung der kapazitätsabhängigen Meßwerte, vor allem die Messung der kapazitätspropor-

¹ Die als Spannungsfolger geschalteten Operationverstärker dienen dazu, die Potentiale der Meßkabel auf die Abschirmung zu legen, um die Betriebskapazität der Kabel zu senken. Diese Maßnahme wird Guarding genannt.

tionalen Dauer t_{Laden} des Impulses U_{aus} und die Umrechnung in entsprechende Kapazitätswerte erfolgt über ein weiteres Meßgerätemodul. Dieses Modul besitzt zusätzliche Ausgänge und Schnittstellen für die Weiterverarbeitung der Meßdaten und Steuerung der Messung. Die Einstellung wichtiger Meßparameter wie Meßspannung, -bereich, -takt, Offsetwert und zulässiger Grenzwerte kann über entsprechende Bedienungselemente vorgenommen werden. Die aktuellen Kapazitätswerte, Meßrate und Durchschläge können über eine Digitalanzeige und Leuchtdioden kontrolliert werden [49]. Alle weiteren wichtigen Versuchspараметer wie Drehzahl, Lagertemperaturen, Reibmoment und Kapazität werden mittels einer Datenerfassungskarte und eines Rechners während der Versuchslaufzeit erfaßt, gespeichert und angezeigt. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeföhrten Haltezeitversuche wurde ein Programm zur Überwachung und Steuerung des Prüfstandes sowie zur Erfassung der Meßwerte während des Betriebes entwickelt.

4.3 Ablauf der Versuche

Die durchgeföhrten Versuche dienten dazu, grundlegende Aussagen über Kapazität, Schmierfilmhöhen gemäß Messung und EHD-Theorie sowie weiteren Einflußparametern zu erhalten. Ein weiteres Ziel war es, den Korrelationsfaktor k_C zwischen Gesamtkapazität C_{ges} und zu erwartender Schmierfilmhöhe h_{mess} für die Versuchsfette unter Berücksichtigung der Betriebsparameter abzuleiten. Desweiteren wurden Kontroll- und Dauerversuche durchgeföhr, um die gewonnenen Erkenntnisse auf die Untersuchung der Drehzahltauglichkeit der Fette anzuwenden.

Für jedes Versuchsfett wurden die **Halteversuche**, also die stufenweise Untersuchung der verschiedenen Betriebsdrehzahlen, in zwei Prüfdrehzahlbereiche aufgeteilt. Der erste Teilbereich umfaßte Versuche mit Drehzahlen von $n = 0$ 1/min bis $n = 5.000$ 1/min, wobei für die Variation der Drehzahl eine Schrittweite von $\Delta n = 250$ 1/min gewählt wurde. Durch die feine Stufung bei niedrigen Drehzahlen sollte der Anfangsbereich, für den nach dem Stand der Technik bei Fettschmierung zahlreiche Erkenntnisse vorliegen, wichtige Anhaltspunkte für die Umrechnung der Kapazität liefern. Der zweite Teilbereich deckte die Drehzahlen von $n = 6.000$ 1/min bis $n = 25.000$ 1/min ab, wobei eine größere Schrittweite von $\Delta n = 1.000$ 1/min für die Erfassung der Betriebszustände ausreichend war. Die Messung der Kapazität und der übrigen Betriebsparameter erfolgte jeweils zu Anfang und Ende der Drehzahlstufe, um mögliche Veränderungen der Betriebszustände über der Haltezeit festhalten zu können.

Zusätzlich wurde für einige ausgewählte Drehzahlbereiche der Schmierfilmaufbau der Fette NBU 15 und FEP 502 im Verlauf der gesamten Schmierwirkungsdauer im **Dauerversuch** untersucht. Dazu wurden die Prüflager mit dem zu untersuchenden Fett gefüllt. Die Füllmenge betrug 30 % des freien Lagervolumens. Die Lager wurden dann bei konstanter Drehzahl mit $n = 20.000$ 1/min bzw. $n = 24.000$ 1/min bis zum Erreichen der Schmierfettgebrauchsdauer betrieben. In festgelegten zeitlichen Abständen wurden die Kapazitätswerte zur Ermittlung der Betriebsschmierfilmhöhe aufgenommen.

5 Untersuchungsergebnisse

Für die Versuchsreihe wurden verschiedene Kapazitätsverläufe in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Temperatur aufgenommen. Allerdings sind die im Laufe der Haltezeitversuche gewonnenen Kapazitätsverläufe zunächst nur beschränkt aussagekräftig und nicht direkt vergleichbar. Die Temperatur ist ein wichtiger Einflußparameter und kann nicht direkt auf die Kapazität bezogen werden. Aus diesem Grunde besteht die Notwendigkeit, die Kapazität mit Hilfe der Rechnung nach Kapitel 3.5 auf die zu erwartende Schmierfilmhöhe umzurechnen. Die so ermittelte Schmierfilmhöhe muß dann mit der bei vorliegender Drehzahl und Temperatur berechneten Schmierfilmhöhe nach EHD-Theorie verglichen werden. Auf diese Weise kann der unbekannte Einfluß der Temperatur auf die Gesamtkapazität in die Abhängigkeit zwischen Temperatur und Schmierfilmhöhe umgerechnet werden. Für diese Abhängigkeit bestehen nach EHD-Theorie feste und allgemeingültige Zusammenhänge.

5.1 Gemessene Kapazitätsverläufe

In Abb. 51 ist beispielhaft ein mit dem Schmierfett NBU 15 ermittelter Kapazitäts- und Temperaturverlauf dargestellt. Der prinzipielle Verlauf von Kapazität und Temperatur bei Erhöhung der Drehzahl ist gut zu erkennen. Ausgehend von niedrigen Drehzahlen sinkt die mittlere Kapazität von einem hohen Wert (hier $C_{\text{ges}} \approx 750 \text{ pF}$) relativ schnell ab und stabilisiert sich bei einem

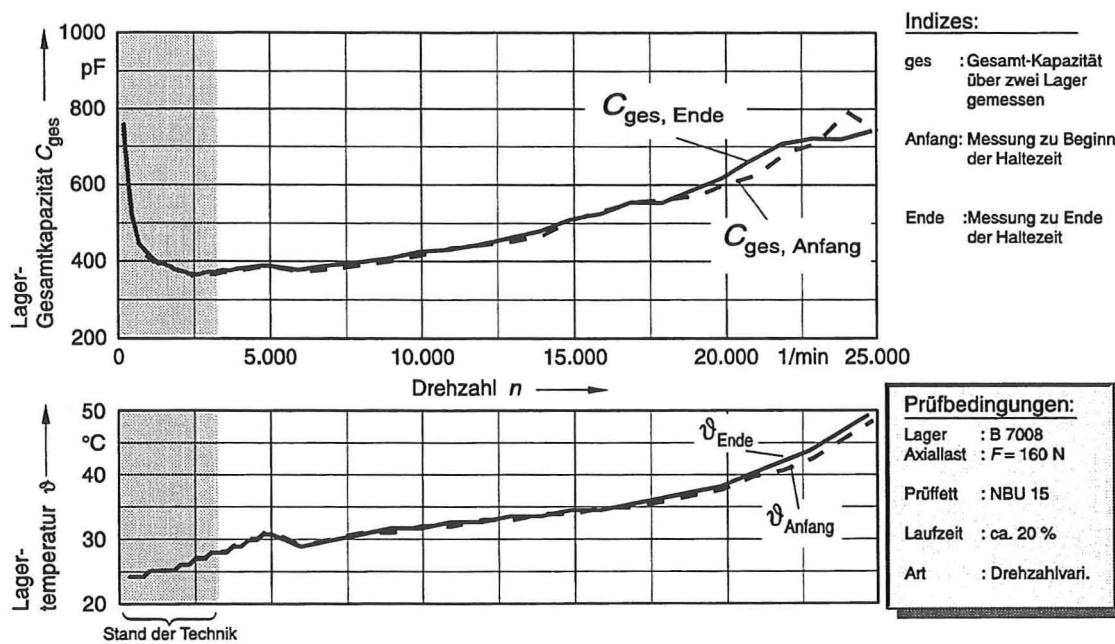


Abb. 51: Versuchsreihe "A": Gemessener Kapazitäts- und Temperaturverlauf über der Drehzahl - NBU 15 nach 10% Laufzeit

Drehzahlbereich von $n = 2.500 \dots 5.000$ 1/min auf einen nahezu konstanten Kapazitätswert ($C_{\text{ges}} \approx 400$ pF). Dieser Wert hängt aber sehr stark von den vorhandenen Betriebszuständen ab. Bei weiterer Erhöhung der Drehzahl steigt die Kapazität wieder kontinuierlich bis auf einen maximalen Wert ($C_{\text{ges}} \approx 740$ pF) an. Es sei noch einmal darauf hingewiesen, daß eine Erhöhung des Kapazitätsmeßwertes eine Verringerung der tatsächlichen Schmierfilmhöhe bedeutet.

Die Betriebstemperatur steigt mit zunehmender Spindeldrehzahl ebenfalls ständig an (von 25°C auf 52°C), wobei die Zunahme im oberen Drehzahlbereich stärker ausfällt als im unteren Bereich. Vergleicht man die Meßunterschiede am Anfang und Ende der Drehzahlstufe, so stellt man im unteren Drehzahlbereich relativ geringe Abweichungen fest, die aber in höheren Drehzahlregionen und vor allem bei längeren Haltezeiten (länger als 5 min) stärker ausfallen. Unebenheiten im Verlauf der Kapazitätskurven sind auf versuchsbedingte Temperaturschwankungen zurückzuführen. In Abb. 51 tritt beispielsweise nach dem Übergang von $n = 5.000$ 1/min auf $n = 6.000$ 1/min eine kurzzeitige Abnahme von Kapazität und Temperatur auf. Durch die umgekehrte Proportionalität von Kapazität und Schmierfilmhöhe lässt sich ableiten, daß durch die geringere Temperatur die Schmierstoffviskosität bzw. die Schmierfilmhöhe steigt und dementsprechend die Gesamtkapazität leicht abfällt.

Bei weiteren Versuchen mit Kapazitätswerten von $C_{\text{ges}} > 1.000 \dots 1.200$ pF nehmen die Meßwertschwankungen deutlich zu. In diesem Fall werden die Minimal- und Maximalwerte von C_{ges} aufgenommen und ein gewichteter Mittelwert bestimmt. Die Ursache für diese Beobachtungen ist darin zu sehen, daß Werte von $C_{\text{ges}} > 1.000 \dots 1.200$ pF den Übergang von Teil- auf Misch- bzw. Grenzschrägung beschreiben. Geht man beispielsweise von einem Schmierfilmparameeter von ungefähr $\Lambda = 1$ aus, so ist in diesem Fall mit Formel (128) und $d_m = 54$ mm eine Schmierfilmhöhe von $h \approx 0,1$ µm zu erwarten. Unter der Voraussetzung, daß die Meßwertschwankungen auf Unregelmäßigkeiten beim Schmierfilmaufbau beruhen, ist dieser Zusammenhang durchaus ein wichtiges Kriterium für die Bewertung der Schmierfilmhöhe.

Es ist festzustellen, daß mit der Zunahme von Kapazitätsschwankungen die Wahrscheinlichkeit steigt, daß auf Dauer ein ausreichender Schmierfilmaufbau nicht mehr gewährleistet wird. Die Untersuchungen beim Versuchsfett FEP 502, bei denen sich der Schmierfilm mit zunehmender Laufzeit vor allem bei hohen Drehzahlen verringert, bestätigen diese Annahme. Betrachtet man in Tabelle 11 die Drehzahl $n = 16.000$ 1/min, bei der für das Fett FEP 502 noch zuverlässige Kapazitätswerte aufgenommen werden konn-

FEP 502 Haltezeit 10 min, Drehzahl $n = 16.000$ 1/min			
$t_{\text{Lauf, rel}}$	10% (16 Std.)	50% (137 Std.)	95% (233 Std.)
$C_{\text{ges, mittel}}$	410 pF	491 pF	633 pF
T_{Loslager}	42 °C	48 °C	52 °C
$T_{\text{Festlager}}$	43 °C	51 °C	54 °C

Tabelle 11: Zunahme von Kapazität und Temperatur über der Laufzeit beim Versuchsfett FEP 502

ten, so findet durchgehend eine Zunahme von Temperatur und Kapazität unter annähernd vergleichbaren Versuchsbedingungen statt.

Im gleichen Versuchsansatz nach $t_{\text{Lauf, rel}} \approx 95\% (= 234 \text{ Std.})$ stellte sich bei einer Drehzahl von $n = 20.000 \text{ 1/min}$ und einer Temperatur von $T = 67^\circ\text{C}$ ein maximaler Kapazitätswert von $C_{\text{ges}} \approx 1.050 \text{ pF}$ ein. Kurze Zeit später ($n = 23.000 \text{ 1/min}$, $T = 78^\circ\text{C}$) wurde der Versuch durch Überschreiten des zulässigen Reibmomentes abgebrochen, wobei ein zuverlässiger Kapazitätswert durch große Schwankungen und viele Durchschläge nicht mehr ermittelt werden konnte.

Beim Versuchsfett NBU 15 wurden mit zunehmender Laufzeit ähnliche Beobachtungen gemacht. Beispielsweise wurden in einem Versuch nach $t_{\text{Lauf, rel}} \approx 90\%$ bei einer Haltezeit von 30 min je Drehzahlstufe bei Drehzahlerhöhung auf $n = 20.000 \text{ 1/min}$ erstmalig stark schwankende Kapazitätswerte festgestellt. Betrachtet man die Kapazitäten der vorherigen Meßpunkte, so wäre wieder mit einem Wert von $C_{\text{ges}} \approx 1.000 \text{ pF}$ zu rechnen gewesen. Probeweise wurde daraufhin für den Bereich über $n = 20.000 \text{ 1/min}$ der Prüfstand von der relativ hohen Betriebstemperatur $T = 52^\circ\text{C}$ heruntergekühlt. Daraufhin stabilisierten sich die Kapazitätsmeßwerte wieder. Ein sicher tragender Schmierfilm baute sich wieder auf, da die Fettviskosität mit sinkender Temperatur zunimmt.

Die bisherigen Kapazitätsbetrachtungen zeigen, daß ein Grenzwert von $C_{\text{ges}} \approx 1.000 \dots 1.200 \text{ pF}$ für einen gerade noch ausreichenden Schmierfilmaufbau angenommen werden kann. Dieser Wert wird mit dem Schmierfett FEP 502 bei einer Drehzahl von $n = 20.000 \text{ 1/min}$ nach einer relativen Laufzeit von $t_{\text{Lauf, rel}} \approx 90 \dots 95\% (t_{\text{Lauf}} \approx 230 \dots 250 \text{ h})$ erreicht. Beim Fett NBU 15 ergibt sich derselbe Grenzwert bei der gleichen Drehzahl erst nach einer deutlich längeren Laufzeit. Diese Aussagen müssen aber generell immer im Zusammenhang mit den vorliegenden Lagertemperaturen gesehen werden. Mit zunehmender Laufzeit kann bei gleicher Drehzahl eine Temperaturerhöhung beobachtet werden, die allerdings durch die unterschiedlichen Abläufe der Haltezeitversuche nicht quantitativ erfaßt werden kann. Eine Temperaturerhöhung ist immer mit einer Kapazitätszunahme verbunden.

5.2 Schmierfilmhöhen in Abhängigkeit von der Drehzahl

Die bisherigen Ausführungen zeigen, daß durch ausschließliche Betrachtung einzelner Kapazitäts- und Temperaturmeßpunkte keine zusammenhängenden Erkenntnisse gewonnen oder direkte Vergleiche zwischen den Versuchen bzw. den Versuchsfetten durchgeführt werden können. Der Einfluß der Temperatur ist zu groß und kann nur schwer in eine genaue Beziehung zur Kapazität gesetzt werden. Aus diesem Grunde soll für die Haltezeitversuche die zu erwartende Schmierfilmhöhe mit Hilfe der Umrechnung gemäß Kapitel 3.5 aus der gemessenen Gesamtkapazität bestimmt werden. Durch einen Vergleich zwischen abgeleiteter und nach EHD-Theorie berechneter Schmierfilmhöhe kann der Einfluß der Temperatur besser erfaßt werden, da in der EHD-Theorie feste Zusammenhänge zwischen Temperatur-, Viskositäts- und Schmierfilmhöhenänderung bestehen. Außerdem ist von großem Interesse, in welcher Größenordnung sich die Schmierfilmhöhen der Versuchsfette über der Laufzeit verändern.

Entsprechend Kapitel 3.5 ist der entscheidende Parameter für die Kapazitätsumrechnung der Korrelationsfaktor k_C , der eine Funktion von Schmierstoff, Lager, Betriebsverhältnissen, Laufzeit

usw. sein kann. Obwohl er über der Drehzahl stark schwanken kann, soll angenommen werden, daß er konstant ist und im Bereich von 3 bis 4 liegt. Um die Größe des Faktors näher einzugrenzen, sollen folgende Gesichtspunkte nach dem Erkenntnisstand der EHD-Schmierung berücksichtigt werden:

- Ausgehend von den Versuchen im Bereich von $u = 0 \dots 4 \text{ m/s}$ ist bei Schmierfetten im Anfangsstadium mit Vollschmierung zu rechnen, wobei die Filmhöhe je nach Fettart das 1,1 ... 1,3-fache der Grundölschmierfilmhöhe erreicht.
- Mit zunehmender Laufzeit und bei höheren Geschwindigkeiten (hier: $u \approx 3 \dots 4 \text{ m/s}$) tritt zunehmend Teilschmierung auf. Dabei kann die Schmierfilmhöhe je nach Fett auf das 0,7 ... 0,3-fache der Grundölschmierfilmhöhe absinken.
- Bei Simulation extremer Teilschmierung zeigt sich bei Mineralölen für eine konstante Versuchstemperatur, daß die Schmierfilmhöhe beginnend bei geringen Geschwindigkeiten, entsprechend der EHD-Theorie ansteigt. Wird eine für die Ölart bestimmte Geschwindigkeitsgrenze überschritten, fällt die Schmierfilmhöhe plötzlich rapide ab und stabilisiert sich trotz weiterer Drehzahlerhöhung für einen großen Geschwindigkeitsbereich auf einem nahezu konstanten Wert ([45], siehe Abb. 52).

Für die durchgeführten Kapazitätsmessungen können weitere Gesichtspunkte für die Bestimmung von k_C angegeben werden:

- Mit dem eingesetzten Meßverfahren lassen sich zuverlässige tragende Schmierfilmhöhen bis zu einem Kapazitätswert von $C_{\text{ges}} \approx 1.000 \dots 1.200 \text{ pF}$ bestimmen. Dieser Wert kann als untere Grenze für die Ermittlung kleiner Schmierfilmhöhen bei geringen und hohen Drehzahlen angesehen werden.
- Beim Versuchsfett FEP 502 tritt dieser Grenzwert $C_{\text{ges}} \approx 1.000 \dots 1.200 \text{ pF}$ kurz vor Ende der Schmierfettgebrauchsduer bei einer Drehzahl von $n = 20.000 \text{ 1/min}$ auf, wobei dieser Wert bei den Versuchen vorher (d.h. bei geringerer Laufzeit) auch bei höheren Drehzahlen nicht erreicht wird.
- Beim Prüffett NBU 15 wird der Grenzwert erst nach deutlich längerer Laufzeit zum ersten Mal erreicht, obwohl durch die relativ geringe Grundölviskosität nach EHD-Theorie viel eher damit gerechnet werden müßte. Ebenso liegt das im Versuch vorliegende Temperaturniveau im Vergleich zum FEP 502 wesentlich niedriger.

Die ermittelten Kapazitätsverläufe wurden mit verschiedenen k_C - Werten umgerechnet und die erhaltenen Schmierfilmhöhenverläufe mit den theoretischen bzw. praktischen Ergebnissen verglichen. Dabei ist zu beachten, daß eine Prüfdrehzahl von $n = 1.000 \text{ 1/min}$ einer hydrodynamisch wirksamen Geschwindigkeit von $u \approx 1,4 \text{ m/s}$ entspricht. Dies bedeutet, daß bei der maximalen Prüfdrehzahl von $n = 24.000 \text{ 1/min}$ eine Geschwindigkeit von $u \approx 33 \text{ m/s}$ realisiert wird, die bis jetzt bei anderen Untersuchungen üblicherweise nicht erreicht worden ist. Daraus läßt sich ebenso ableiten, daß die Erkenntnisse der EHD-Fettschmierung aus dem Bereich von $u = 0 \dots 4 \text{ m/s}$ auf den Prüfdrehzahlbereich von $n = 0 \dots 3.000 \text{ 1/min}$ bezogen werden müssen. In diesem Bereich dürfen

durch die Kapazitätsumrechnung keine großen Abweichungen zu bisherigen Ergebnissen auftreten. Unter Einbeziehung aller Haltezeitversuche ergab sich letztendlich ein Korrelationsfaktor von $k_C \approx 3,5$, wobei die Dielektrizitätskonstanten gemäß den Untersuchungen von Schrader [85] für NBU 15 auf $\epsilon_{r,0} \approx 2,3$ und für FEP 502 auf $\epsilon_{r,0} \approx 2,8$ festgesetzt wurden.

Zur Verdeutlichung der richtigen Größenordnung der Kapazitätsumrechnung sollen die bereits erwähnten Untersuchungen von *Guangteng/Cann/Spikes* herangezogen werden [45]. Durch Dosierung der Schmierstoffmenge im Schmierspalt simulierten sie die fortgeschrittene Teilschmierung ("Trockenschmierung") bei zwei Schmierölen. Dabei lag das Versuchsöl A mit seiner Viskosität im Bereich der Grundölviskosität von NBU 15, während die Viskosität des Schmieröles B ungefähr die Grundölviskosität von FEP 502 erreichte. Um die Messungen für das Fett FEP 502 durch Vergleich abzusichern, wurden zusätzliche Kontrollmessungen durchgeführt. Diese mußten für $T \approx 27^\circ\text{C}$ und im sehr niedrigen Drehzahlbereich von $n = 25 \dots 500 \text{ 1/min}$ ($u \approx 0,02 \dots 0,7 \text{ m/s}$) erfolgen, da auch bei *Guangteng/Cann/Spikes* diese Versuchsbedingungen vorlagen.

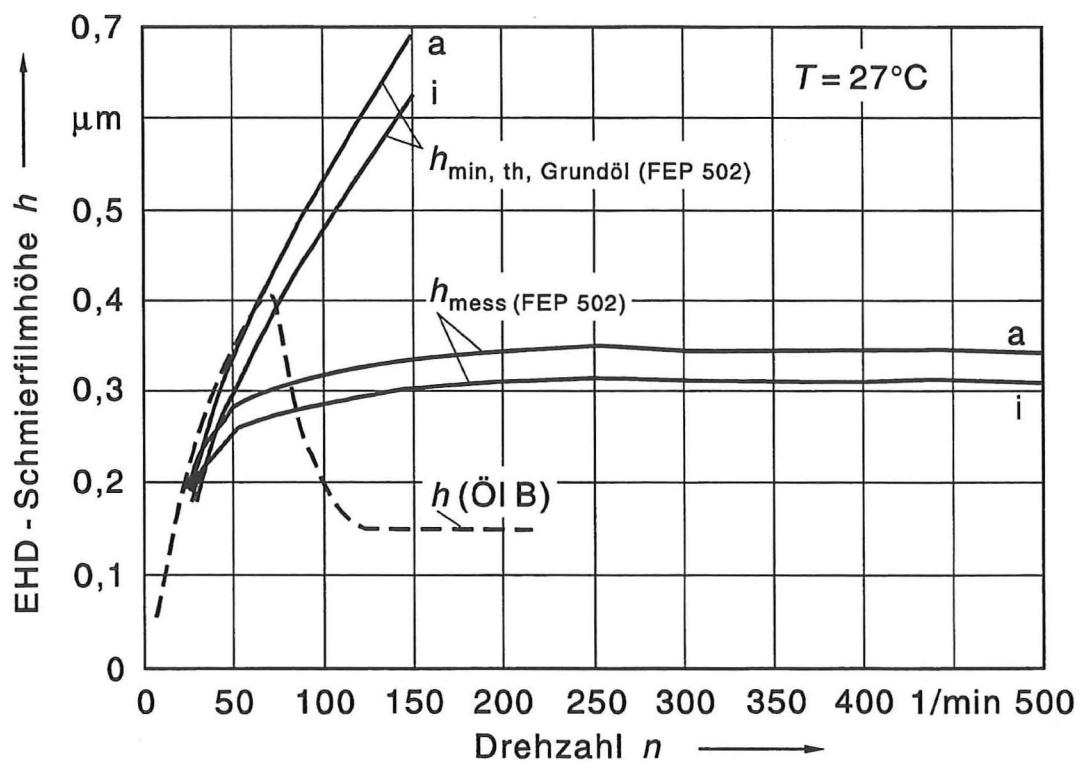


Abb. 52: Vergleich der Kontrollmessungen für das Fett FEP 502 mit den Teilschmierungsversuchen von *Guangteng / Spikes* für das Schmieröl B

Abb. 52 zeigt, daß für geringe Drehzahlen bis $n = 30 \text{ 1/min}$ die nach EHD-Theorie berechnete Grundölfilmhöhe $h_{\min, \text{th}, \text{Grundöl}}$, die aus der gemessenen Lager-Gesamtkapazität abgeleitete Schmierfilmhöhe h_{mess} für das Fett FEP 502 und die von *Guangteng/Cann/Spikes* gemessene Filmhöhe $h_{\text{Öl B}}$ für ein vergleichbares Schmieröl ungefähr übereinstimmen. In diesem Fall liegt Vollschmierung vor. Mit zunehmender Drehzahl tritt für das Versuchsfett FEP 502 leichte Teilschmierung ein, wobei die Schmierfilmhöhe h_{mess} langsamer ansteigt als nach EHD-Theorie zu erwarten wäre. Bei

$n = 200 \text{ 1/min}$ liegt die Schmierfilmhöhe $h_{\text{mess}} = 0,31 \dots 0,35 \mu\text{m}$ wesentlich über der Filmhöhe $h \approx 0,15 \mu\text{m}$ des Versuchsöles B, bei dem die verstärkte Teilschmierung bereits ab $u = 0,1 \text{ m/s}$ (umgerechnet auf die Prüfdrehzahl $n \approx 72 \text{ 1/min}$) in Erscheinung tritt. Erwartungsgemäß ist der Grad der Teilschmierung beim Fett FEP 502 durch die höhere scheinbare Viskosität nicht so hoch wie bei Simulation der Trockenschmierung beim vergleichbaren Versuchsol B.

Aufgrund weiterer Ergebnisse, die im folgenden näher erläutert werden, wird davon ausgegangen, daß die Abschätzung von $k_C \approx 3,5$ in der richtigen Größenordnung liegt. Die Umrechnung der gemessenen Gesamtkapazität wird mit diesem konstanten Korrelationsfaktor unter Berücksichtigung des Restfehlers durch den Funktionsparameter k_Δ für alle Haltezeitversuche durchgeführt. Die auf diese Weise erhaltenen Schmierfilmhöhenverläufe sind in den Abb. 53 ff dargestellt. Dabei werden jeweils die zu Ende jeder Drehzahlstufe gemessenen Daten zugrunde gelegt, um einen gewissen stationären Zustand nach Ablauf der Haltezeit wiederzugeben. Als Kapazitätswerte werden desweiteren die Mittelwerte bzw. die gewichteten Mittelwerte verwendet, die sich aufgrund der Meßwertschwankung am Ende jeder Drehzahlstufe ergeben. Durch die abgeschätzte Umrechnung der Gesamtkapazität auf die zu erwartende Fettschmierfilmhöhe kann der Einfluß der Betriebstemperatur besser erfaßt werden, da die abgeleitete Schmierfilmhöhe h_{mess} direkt auf die nach EHD-Theorie berechneten Grundölfilmhöhen $h_{\text{min, th, Öl}}$ bzw. $h_{\text{min, th, s, Öl}}$ bezogen werden kann.

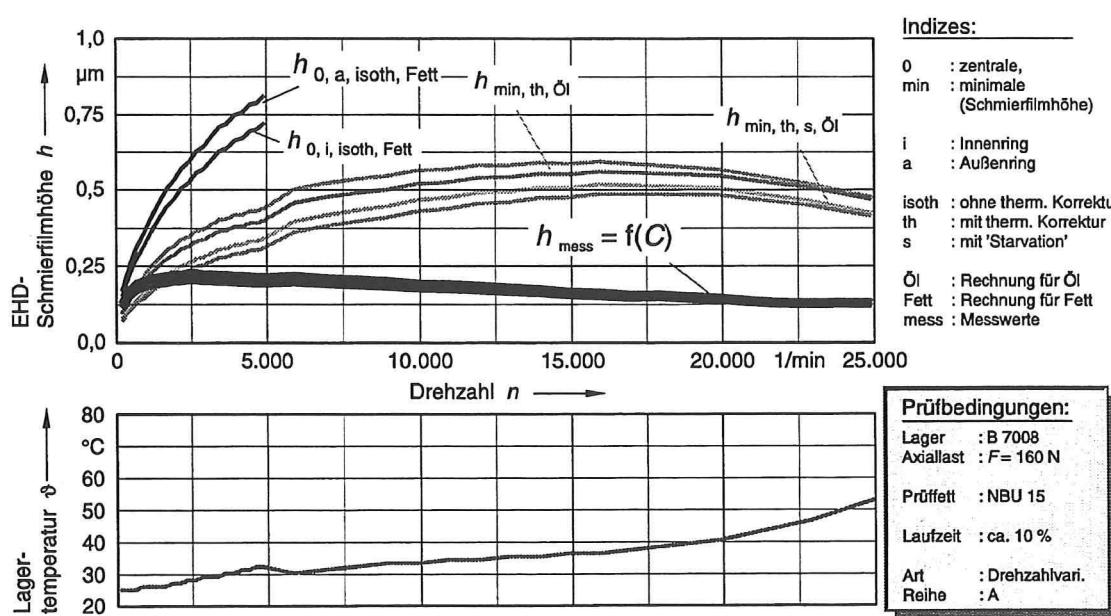


Abb. 53: Versuchsreihe A: gemessene und nach EHD-Theorie berechnete Schmierfilmhöhen sowie Temperaturverläufe der Haltezeitversuche - NBU 15 nach 10% Laufzeit

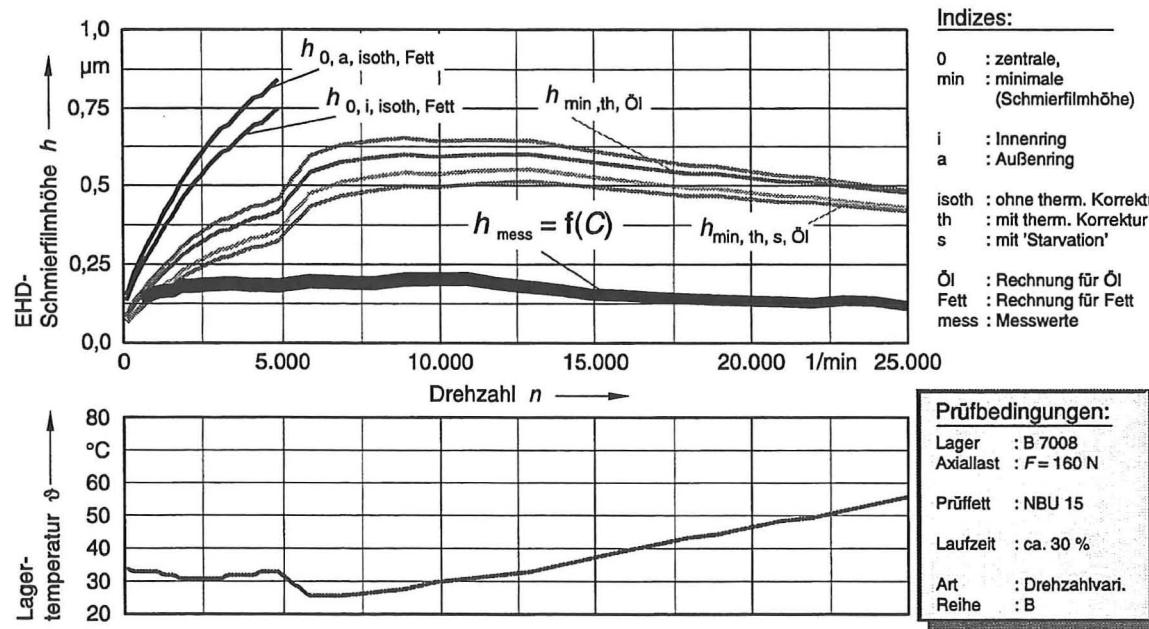


Abb. 54: Versuchsreihe B: gemessene und nach EHD-Theorie berechnete Schmierfilmhöhen sowie Temperaturverläufe der Haltezeitversuche - NBU 15 nach 30 % Laufzeit

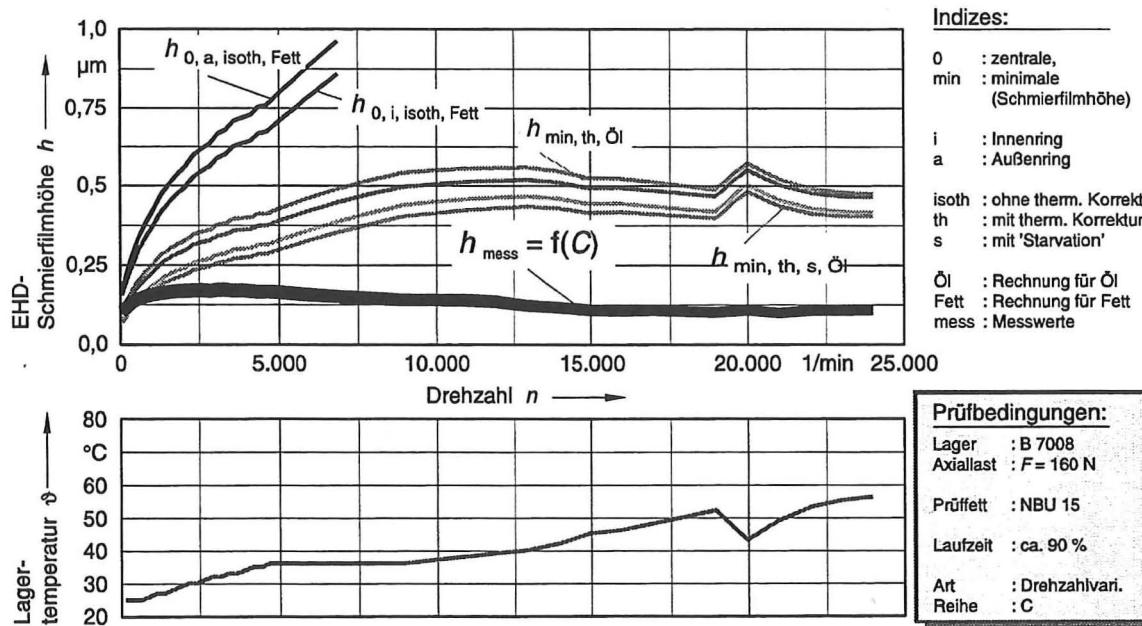


Abb. 55: Versuchsreihe C: gemessene und nach EHD-Theorie berechnete Schmierfilmhöhen sowie Temperaturverläufe der Haltezeitversuche - NBU 15 nach 90 % Laufzeit

In Abb. 53 ist nach etwa 10% der insgesamt erreichten Schmierfettgebrauchsduer zu erkennen, daß für das Versuchsfett NBU 15 im unteren Drehzahlbereich bis $n = 1.000 \text{ 1/min}$ annähernd Vollschmierung vorliegt und die Fettschmierfilmhöhe h_{mess} ungefähr dem Verlauf von $h_{\min, \text{th}, \text{Grundöl}}$ entspricht. Entsprechend den bisherigen Erkenntnissen der EHD-Fettschmierung liegt die abgeleitete Filmhöhe h_{mess} zuerst über $h_{\min, \text{th}, \text{Grundöl}}$ und mit zunehmender Drehzahl und größeren Teilschmierungseinflüssen sinkt sie deutlich unter die berechneten EHD-Filmhöhen des Grundöles. Bei $n \approx 2.000 \text{ 1/min}$ und geringer Laufzeit für NBU 15 fällt die Schmierfilmhöhe h_{mess} unter den Verlauf von $h_{\min, \text{th}, \text{s}, \text{Grundöl}}$. Das bedeutet, daß bei diesem Betriebszustand ein Teilschmierungsfaktor von ungefähr $\varphi_{\text{isoth}, \text{s}} = 0,7$ vorliegt, der allen bisherigen Erfahrungen entspricht. Prinzipiell gelten diese Zusammenhänge für alle Versuche mit dem Fett NBU 15, wobei sich mit steigender Laufzeit die Schnittpunkte der Kurven zu niedrigen Drehzahlen verlagern.

Die Versuche nach etwa 90 % der insgesamt erreichten Laufzeit zeigen, daß mit zunehmender Laufzeit für NBU 15 die Teilschmierungseinflüsse stärker werden. Abb. 55 zeigt, daß die Kurven für h_{mess} bereits bei sehr geringen Drehzahlen $n < 1.000 \text{ 1/min}$ unter die Kurven von $h_{\min, \text{th}, \text{Grundöl}}$ und $h_{\min, \text{th}, \text{s}, \text{Grundöl}}$ fallen. Dies kann nicht auf alleinige Temperatureinflüsse zurückgeführt werden, weil die Betriebstemperaturen ungefähr im gleichen Bereich der vorherigen Versuche liegen.

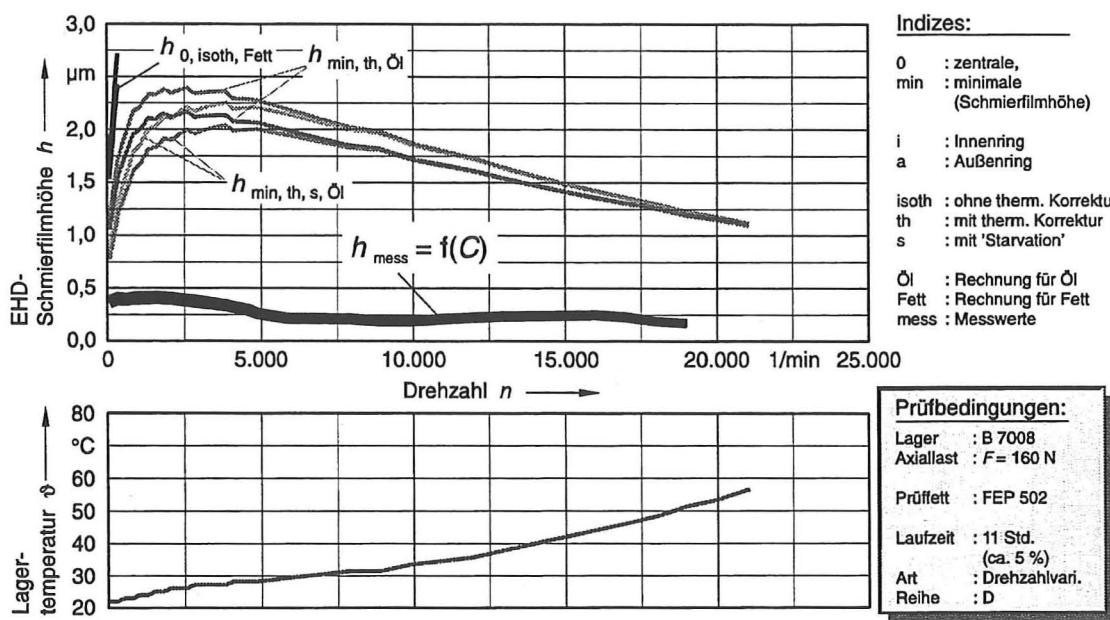


Abb. 56: Versuchsreihe D: gemessene und nach EHD-Theorie berechnete Schmierfilmhöhen sowie Temperaturverläufe der Haltezeitversuche - FEP 502 nach 5 % Laufzeit

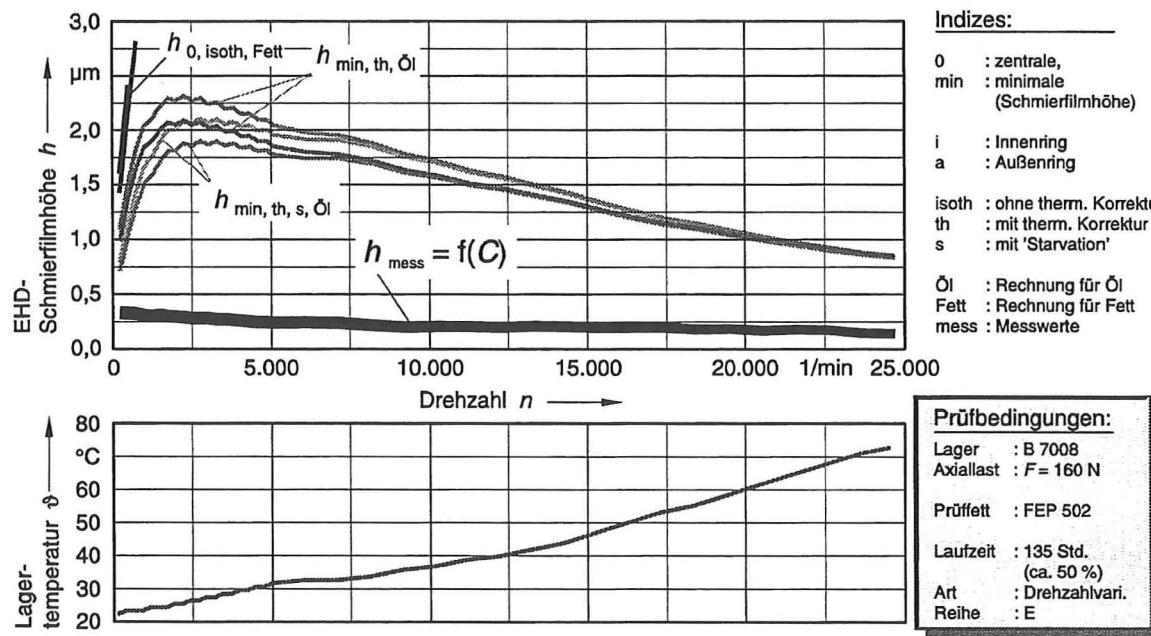


Abb. 57: Versuchsreihe E: gemessene und nach EHD-Theorie berechnete Schmierfilmhöhen sowie Temperaturverläufe der Haltezeitversuche - FEP 502 nach 50 % Laufzeit

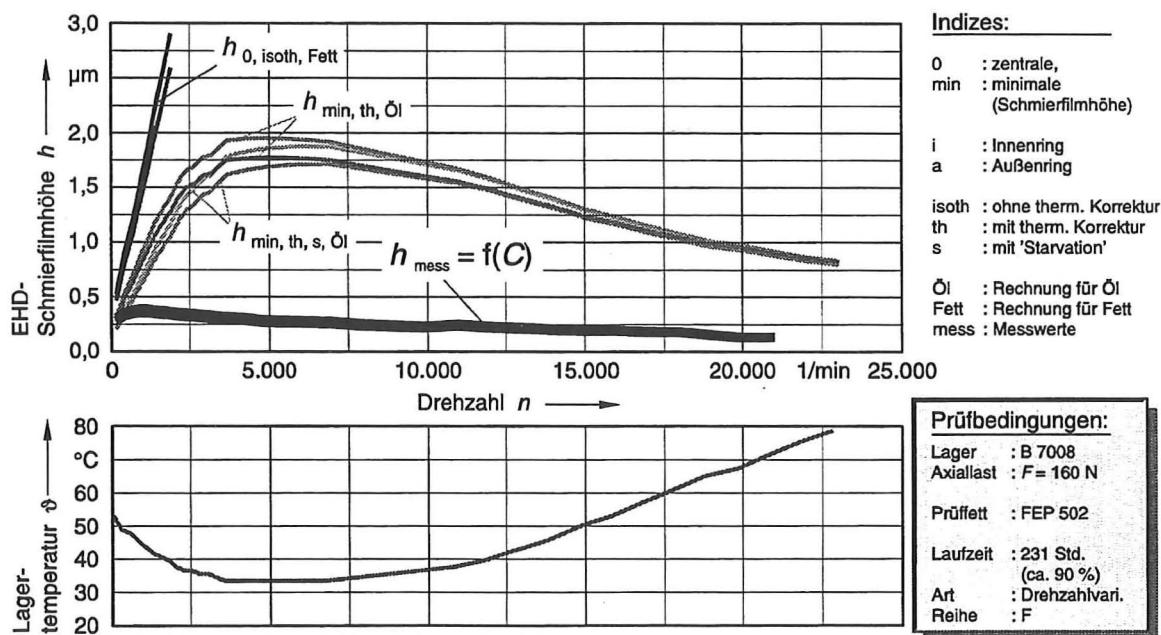


Abb. 58: Versuchsreihe F: gemessene und nach EHD-Theorie berechnete Schmierfilmhöhen sowie Temperaturverläufe der Haltezeitversuche - FEP 502 nach 90 % Laufzeit

Mit dem Versuchsfett **FEP 502** wurden die gleichen Versuchsreihen durchgeführt, wie mit dem Fett NBU 15. In den Abb. 56, 57 und 58 sind typische Ergebnisse einer Versuchsreihe dargestellt. Es zeigt sich, daß sich prinzipiell vergleichbare Schmierfilmhöhenverläufe über der Drehzahl wie mit NBU 15 einstellen. Die ermittelten Schmierfilmhöhen lagen in der Höhe ca. 40 % bis 60 % über denen des dünneren Hochleistungsfettes. Nach einem Anstieg der Schmierfilmhöhe auf einen Maximalwert fällt sie bereits ab einer Prüfdrehzahl von $n < 1.000$ 1/min kontinuierlich mit weiter ansteigender Prüfdrehzahl ab. Abb. 56 zeigt, daß im Drehzahlbereich von $n \approx 4.000 \dots 13.000$ 1/min ein deutlich verstärkter Abfall der Schmierfilmhöhe h_{mess} auftritt. In diesem Bereich wurden vergleichsweise große Schwankungen bei den Messungen der Kapazitätswerte beobachtet. Der damit verbundene Schmierfilmeinbruch war bei den weiteren Versuchen ebenfalls zu beobachten, allerdings fiel er mit zunehmender Laufzeit immer geringer aus. Als Ursache hierfür kommt in erster Linie ein ungleichmäßiger Nachlauf des Fettes FEP 502 in die Kontaktzone in Frage, wobei dieser Mechanismus stark von der Laufzeit bzw. vom Zerstörungszustand des Verdickers abhängig ist. Auffällig ist, daß im betrachteten Drehzahlbereich zusätzlich eine Änderung der kinematischen Verhältnisse (z.B. durch einen Wechsel der Laufbahnführung) stattfindet. In diesem Zusammenhang beobachteten *Dowson/Taylor/Xu*, daß bei bestimmten Schmierstoffen durch vermehrte Spinbewegungen eine Verringerung der minimalen Schmierfilmhöhe festgestellt werden kann [34].

Die in Abb. 57 dargestellten Versuche weisen über der Drehzahl einen fast kontinuierlichen Abfall der Schmierfilmhöhe h_{mess} aus, wobei das Temperaturniveau im oberen Drehzahlbereich im Vergleich zu vorher deutlich angestiegen ist. Bei fortgeschrittener Laufzeit (Abb. 58) findet nochmals ein merklicher Temperaturanstieg statt. Dementsprechend kommt es beim FEP 502 insgesamt zu einer spürbaren Schmierfilmhöhenverringerung über der Laufzeit. Auffällig ist bei den Versuchen zum Ende der Schmierfettgebrauchsduauer, daß im untersten Drehzahlbereich trotz hoher Laufzeit geringere Teilschmierungsverhältnisse als bei den vorhergehenden Versuchen zu beobachten sind. Allerdings liegt auch eine weitaus höhere Anfangstemperatur als bei den vorherigen Versuchen vor. Anscheinend ist das FEP 502 durch die vergleichsweise hohe Temperatur in seiner Struktur "weicher" und somit besser in der Lage, in den EHD-Wälzkontakt nachzulaufen. Ein ähnlicher Zusammenhang des Temperatureinflusses bei geringen Drehzahlen kann beim Prüffett NBU 15 festgestellt werden.

Bei den Messungen mit FEP 502 war weiterhin zu beobachten, daß aussagekräftige Kapazitätswerte in der Regel nur bis $n \approx 20.000$ 1/min aufgenommen werden können. Bei höheren Drehzahlen gab es zu viele Durchschläge und zu große Kapazitätsschwankungen, so daß eine exakte Bestimmung nicht mehr möglich war. Nur bei Versuchen bei der Hälfte der Schmierfettgebrauchsduauer konnten eindeutige Meßwerte bis zu einer Drehzahl von $n \approx 24.000$ 1/min aufgenommen werden, obwohl die Betriebstemperatur ein recht hohes Niveau erreichte. Bei dem in Abb. 57 dargestellten Versuch bei einer Laufzeit von $t_{\text{Lauf}} = 135$ h ($t_{\text{Lauf, Rel}} \approx 50\%$), kann angenommen werden, daß zu diesem Zeitpunkt das Prüffett FEP 502 durch Schervorgänge eine besonders günstige Struktur für hohe Drehzahlen annimmt. Für diese Vermutung spricht auch, daß bei gleicher Laufzeit im unteren Drehzahlbereich bis $n = 5.000$ 1/min eine relativ schlechte Schmierfilmbildung festgestellt wird.

Zum besseren Vergleich der Schmierfilmhöhen sind in den Tabellen 12 bis 14 für beide Versuchsfette die abgeschätzten Werte angegeben, die bei den zu erwartenden Drehzahlgrenzen erreicht werden. Die Dauerversuche zeigen, daß für das Versuchsfett FEP 502 eine sinnvolle Drehzahlgrenze von $n_{\text{max}} = 16.000$ 1/min angenommen werden kann. Zusätzlich werden für einen besseren Vergleich

die bei der Drehzahl $n = 19.000 \text{ 1/min}$ zum Teil gerade noch bestimmbar Schmierfilmhöhen h_{mess} angegeben. Für das Versuchsfett NBU 15 kann entsprechend den Ergebnissen der Dauerversuche eine maximal zulässige Einsatzdrehzahl von $n_{\text{max}} = 24.000 \text{ 1/min}$ angesetzt werden.

Es sei nochmals darauf hingewiesen, daß die Angabe der Absolutwerte von h_{mess} nur zur Einordnung der Größenverhältnisse für die zu erwartenden Schmierfilmhöhen dienen soll. Aufgrund möglicher Meß- und Umrechnungsfehler können deutliche Abweichungen von den tatsächlichen Werten vorliegen, so daß die angegebenen Werte in erster Linie nur für Vergleiche zwischen einzelnen Betriebszuständen und zwischen den Versuchsfetten geeignet sind.

Die vorgestellten Versuchsergebnisse zeigen, daß beide Versuchsfette bei hohen Drehzahlen Schmierfilmhöhen in vergleichbarer Größenordnung aufbauen. Dieses Ergebnis ist überraschend, da gemäß EHD-Theorie für das Prüffett FEP 502 aufgrund der wesentlich höheren Viskosität mit einer deutlich höheren Schmierfilmhöhe gerechnet werden muß. Eine Erklärung für diese Beobachtung ist, daß aufgrund der Fett- und Verdickerstruktur von FEP 502 verstärkt Teilschmierungseffekte (z.B. durch einen langsameren Nachlauf in die EHD-Kontaktzone) wirksam werden.

Es zeigte sich, daß das Schmierfett FEP 502 sehr empfindlich auf hohe Schergefälle reagiert und daß eine starke Viskositätsverringerung durch Scherbeanspruchung bei hohen Prüfdrehzahlen zu verzeichnen ist. Beispielsweise stellte *Schrader* bei einem vergleichbaren Schmierfett fest, daß durchaus ein prägnanter Einfluß des Schergefälles auf scheinbare Viskosität und Schmierfilmhöhe vorhanden sein kann [85]. *Åström/Östensen/Höglund* beobachteten ebenso, daß ein Schmierfett mit hoher Viskosität und Fließgrenze schon bei geringen Geschwindigkeiten nicht mehr in ausreichender Menge in die Einlaßzone des EHD-Wälzkontakte nachfließen kann [8]. Generell lag beim Prüffett FEP 502 auch ein höheres Temperaturniveau vor, das zusätzliche Einflüsse auf die Zerstörung der Verdickerstruktur haben kann. Dadurch läßt sich beim Prüffett FEP 502 insgesamt die schon bei geringen Drehzahlen vorliegende, verstärkte Teilschmierung erklären. Gerade wegen dieser Effekte ist es erstaunlich, daß über der Laufzeit bis zu einer Drehzahl von $n = 19.000 \text{ 1/min}$ ausreichende Schmierfilmhöhen festgestellt werden konnten. Hiermit bestätigte sich der Trend aus den Dauerversuchen, daß entgegen den ursprünglichen Erwartungen das Prüffett FEP 502 auch für höhere Drehzahlbereiche einsetzbar ist.

Das Versuchsfett NBU 15 baute Schmierfilmhöhen in ähnlicher Größenordnung auf, obwohl es eine wesentlich geringere Viskosität als FEP 502 aufweist. Außerdem zeigte es im Schmierfilmverhalten bei hohen Drehzahlen eine deutlich geringere Abhängigkeit von der Laufzeit (siehe Tabelle 12), obwohl bei den Haltezeitversuchen teilweise sehr unterschiedliche Temperaturen vorlagen. Allerdings lag das Temperaturniveau bei NBU 15 durchschnittlich um ungefähr $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ niedriger als bei FEP 502. Durch die Gesamtstruktur des Barium-Komplexfettes ergibt sich insgesamt eine gute Eignung für hohe Drehzahlbereiche, die durch die geringe Empfindlichkeit gegen hohe Schergefälle und gegen anhaltende Scherbeanspruchung entsprechend allgemeiner Erkenntnisse unterstützt wird. Geht man von einer Drehzahlgrenze $n_{\text{max}} = 24.000 \text{ 1/min}$ aus, so kann ein sehr hoher Drehzahlgrenzwert von ungefähr $1,3 \cdot 10^6 \text{ mm/min}$ als Einsatzgrenze für das Versuchsfett NBU 15 angegeben werden.

$n = 24.000 \text{ 1/min}$	Versuchsreihe A	Versuchsreihe B	Versuchsreihe C
$h_{\text{mess, i}}$ $h_{\text{mess, a}}$	0,160 µm 0,163 µm	0,117 µm 0,121 µm	0,100 µm 0,103 µm
T_{mittel}	33 °C	52 °C	41 °C
$t_{\text{Lauf, Rel}}$	$\approx 0,1 \cdot t_{\text{Gebrauch}}$	$\approx 0,5 \cdot t_{\text{Gebrauch}}$	$\approx 0,8 \cdot t_{\text{Gebrauch}}$

Tabelle 12: Abgeschätzte Schmierfilmhöhen h_{mess} für NBU 15 bei der Versuchsdrehzahl $n = 24.000 \text{ 1/min}$

$n = 16.000 \text{ 1/min}$	Versuchsreihe D	Versuchsreihe E	Versuchsreihe F
$h_{\text{mess, i}}$ $h_{\text{mess, a}}$	0,25 µm 0,26 µm	0,21 µm 0,22 µm	0,16 µm 0,17 µm
T_{mittel}	43 °C	49 °C	53 °C
t_{Lauf}	14 h	135 h	231 h

Tabelle 13: Abgeschätzte Schmierfilmhöhen h_{mess} für FEP 502 bei der Versuchsdrehzahl $n = 16.000 \text{ 1/min}$

$n = 19.000 \text{ 1/min}$	Versuchreihe D	Versuchsreihe E	Versuchsreihe F
$h_{\text{mess, i}}$ $h_{\text{mess, a}}$	0,18 µm 0,18 µm	0,20 µm 0,21 µm	0,12 µm 0,13 µm
T_{mittel}	50 °C	58 °C	65 °C
t_{Lauf}	14 h	135 h	231 h

Tabelle 14: Abgeschätzte Schmierfilmhöhen h_{mess} für FEP 502 bei der Versuchsdrehzahl $n = 19.000 \text{ 1/min}$

5.3 Schmierfilmhöhen in Abhängigkeit von der Betriebszeit

Ergänzend zu den Untersuchungen über die Schmierfilmbildung in Abhängigkeit von der Drehzahl wurden die Schmierfilmhöhen in Abhängigkeit von der Betriebszeit ermittelt. Dazu wurden die Prüffette NBU 15 und FEP 502 in Dauerversuchen bis zum Erreichen der Schmierfettgebrauchsdaue mit konstanter Drehzahl betrieben. Das Ende der Schmierwirkung war erreicht, wenn das Lagerreibmoment einen festgelegten Grenzwert dauerhaft überschritt. Neben der Erfassung der Lagertemperaturen und der Überwachung des Lagerreibmomentes wurde die Schmierspaltkapazität während der gesamten Versuchslaufzeit ermittelt.

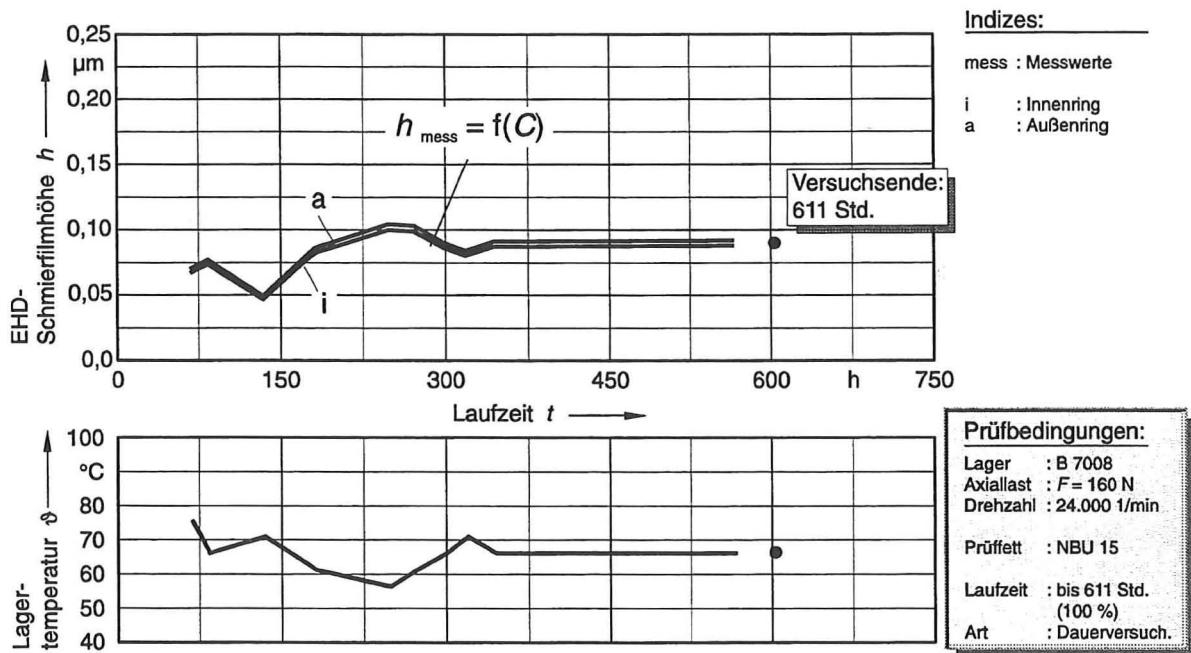


Abb. 59: Schmierfilmhöhenverlauf in Abhängigkeit von der Schmierfettgebrauchsdaue - NBU 15

Die Ergebnisse der durchgeföhrten Dauerversuche sind in den Abb. 59 und 60 dargestellt. Auch hier wird deutlich, daß die sich einstellenden Schmierfilmhöhen in vergleichbaren Größenordnungen liegen. Die Schmierfilmhöhen von des Fettes **NBU 15** stabilisierten sich über weite Bereiche bei $h \approx 0,9 \mu\text{m}$. Bis zum Versuchsende war keine signifikante Veränderung der Schmierfilmhöhe festzustellen. Vergleichbare Werte lieferte – wie auch im vorhergehenden Forschungsvorhaben [9] – die Reibmomentüberwachung. Bei diesem Versuch ist es nicht möglich, beispielsweise aufgrund von feststellbaren Veränderungen der Schmierfilmhöhen eine Schmierfettgebrauchsdaue vorherzusagen. Deutlich zu erkennen ist allerdings der Zusammenhang zwischen der sich einstellenden Schmierfilmhöhe und der jeweils aktuellen Lagertemperatur. Der Schmierfilmhöhenverlauf mit dem Schmierfett **FEP 502** stellte sich dagegen anders dar. Bei diesem Fett ist über der Laufzeit bei allmählich zunehmender Lagertemperatur ein kontinuierlich abnehmender Schmierfilm festzustellen. Vermutlich ist das auf eine im Vergleich zum NBU 15 qualitativ stärkere Zerstörung der Verdickerstruktur zurückzuföhren. Das heißt, daß das Fett im Laufe der Versuchszeit “weicher” wird.

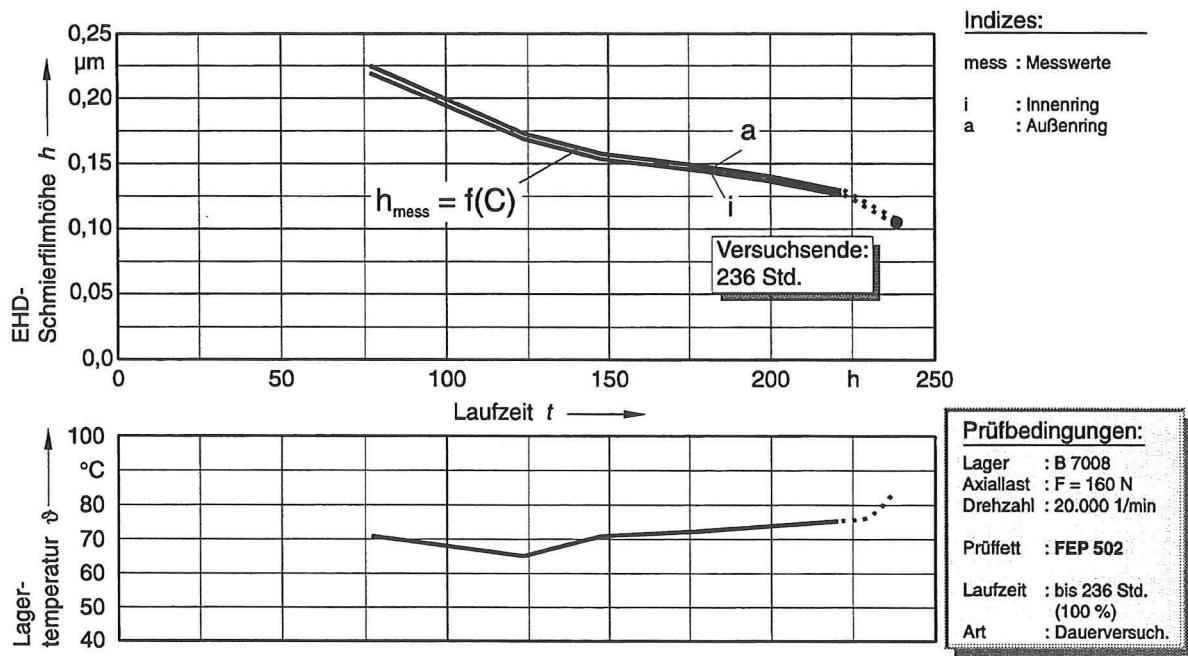


Abb. 60: Schmierfilmhöhenverlauf in Abhängigkeit von der Schmierfettgebrauchsduer - FEP 502

5.4 Interpretation der Versuchsergebnisse

Um die abgeleiteten Schmierfilmhöhenverläufe besser einordnen und deuten zu können, sollen in den folgenden Ausführungen weitere Erkenntnisse durch Vergleiche und Verhältnisbildungen abgeleitet werden. Um beispielsweise den Grad der Teilschmierung besser zu erfassen, hat sich in vielen vorangegangenen Untersuchungen bewährt, die gemessene bzw. abgeleitete Schmierfilmhöhe des Schmierfettes und die jeweilige EHD-Schmierfilmhöhe des Grundöles in Beziehung zueinander zu setzen. Für die Haltezeitversuche werden deshalb die Verhältnisse $h_{\text{mess}} / h_{\min, \text{th}, \text{Grundöl}}$ über der Drehzahl gebildet und mögliche Gesetzmäßigkeiten untersucht. Als weiterer Parameter soll dabei soweit wie möglich auch die Laufzeit miteinbezogen werden.

Ziel der Betrachtungen ist es nicht, absolute oder quantitative Größen zu ermitteln, da bei der Abschätzung der Schmierfilmhöhe h_{mess} noch zu viele Unsicherheiten bestehen. Die weitere Interpretation der Haltezeitversuchsergebnisse soll vielmehr weitere Ansatzpunkte für die Bestimmung der Schmierfettgebrauchsduer in den übergeordneten Dauerversuchen liefern.

5.4.1 Erfassung des Teilschmierungsgrades

Da bei Schmierfetten durch den Einfluß des Verdickers mit einer Störung des Schmierfilmaufbaus und einer geringeren Schmierfilmhöhe als bei reiner Ölschmierung gerechnet werden muß, liegt es nahe, für die Erfassung der Teilschmierung das Verhältnis von abgeschätzter und theoretisch minimaler Schmierfilmhöhe zu verwenden. Entsprechend der Durchführung der Haltezeitversuche soll dabei das Verhältnis $h_{\text{mess}} / h_{\text{min, th, Grundöl}}$ über der Drehzahl n gebildet werden, während die Laufzeit t_{Lauf} als weiterer Parameter qualitativ berücksichtigt werden soll.

Abb. 61 zeigt für das Versuchsfett NBU 15 den drehzahlabhängigen Verlauf der Teilschmierungsverhältnisse. In dieser Abbildung ist gut zu erkennen, daß mit zunehmender Drehzahl das Schmierfilmhöhenverhältnis exponentiell fällt bzw. die Teilschmierung stark zunimmt. Im untersten Drehzahlbereich liegt noch Vollschmierung vor, wobei das Verhältnis maximal einen Wert von ungefähr 1,3 erreicht. Dieser Wert liegt in dem Bereich anderer Untersuchungen, die für ähnliche Barium-Komplexfette unter Vollschmierung einen Wertebereich von 1,3 ... 1,9 ermittelten [46]. Der hier ermittelte Maximalwert liegt im unteren Bereich, weil die Anfangsdrehzahl mit $n = 250 \text{ 1/min}$ schon vergleichsweise hoch liegt und weil bei den Schräkgugellagern früh mit Teilschmierung gerechnet werden muß. Mit zunehmender Drehzahl fällt das Schmierfilmhöhenverhältnis, so daß ab $n = 10.000 \text{ 1/min}$ bereits verstärkte Teilschmierung ($h_{\text{mess}} / h_{\text{min, th}} \approx 0,3$) vorliegt. Bei weiterer Drehzahlerhöhung fällt das Verhältnis nur noch wenig, als Endwert wird ein Verhältnis von $h_{\text{mess}} / h_{\text{min, th}} \approx 0,2$ erreicht. Ebenso kann aus Abb. 61 entnommen werden, daß trotz unterschiedlicher

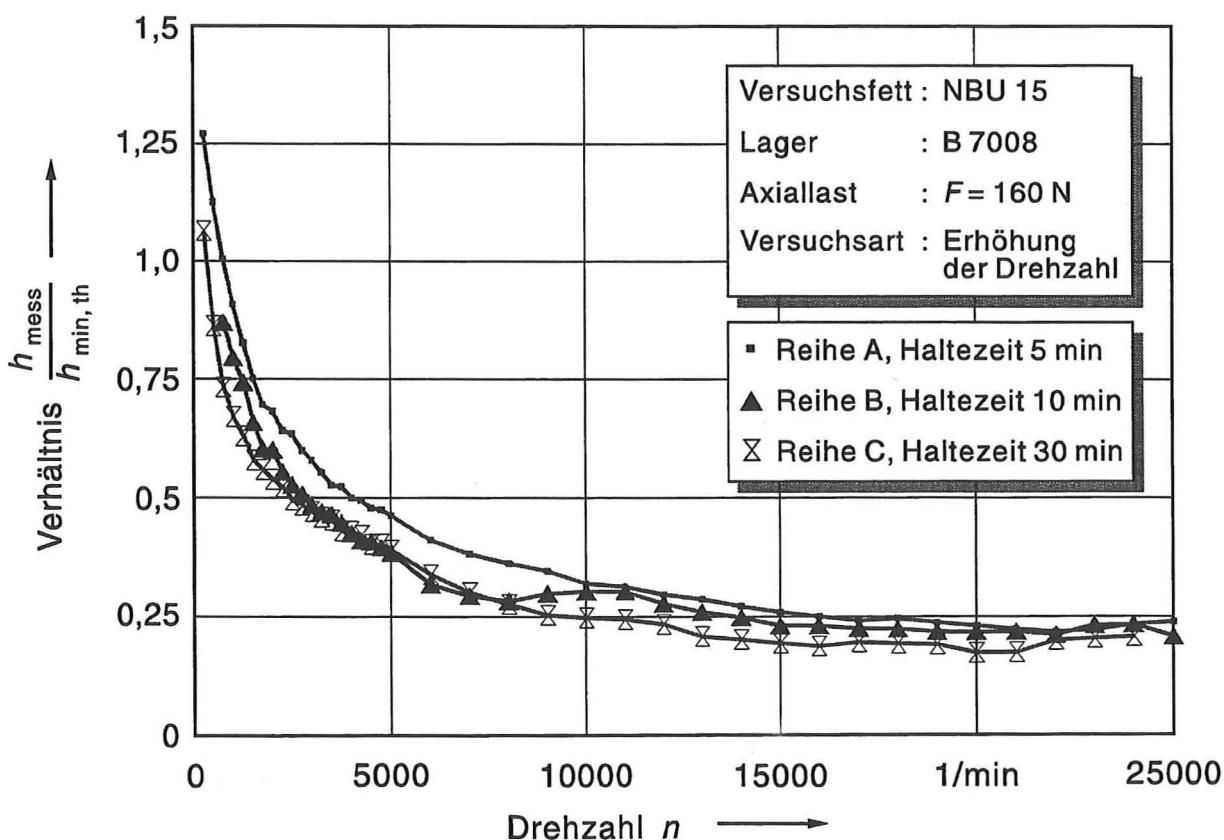


Abb. 61: Versuchsreihen A, B, C: Darstellung der Schmierfilmhöhenquotienten $h_{\text{mess}} / h_{\text{min, th}}$ für Versuche mit NBU 15

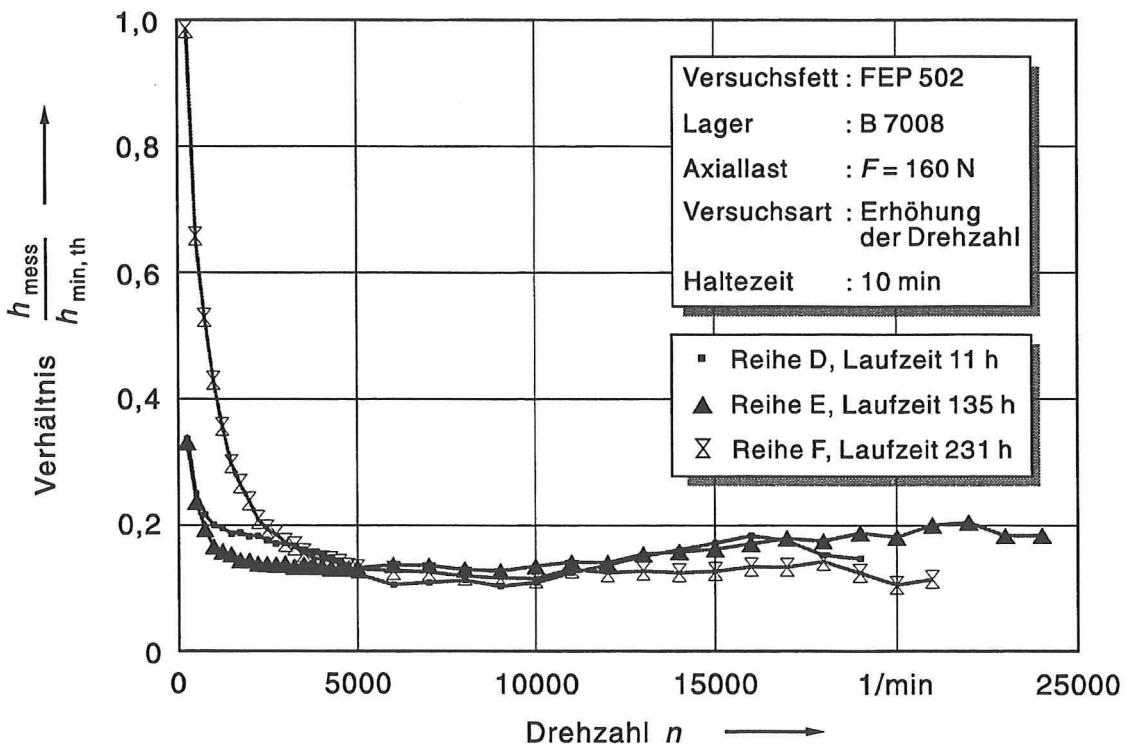


Abb. 62: Darstellung der Schmierfilmhöhenquotienten $h_{\text{mess}} / h_{\text{min, th}}$ für Versuche mit FEP 502

Temperaturniveaus der Versuche die Verhältnisse über der Drehzahl ungefähr im gleichen Bereich bleiben. Ab $n = 10.000 \text{ 1/min}$ tritt zudem deutlich hervor, daß mit zunehmender Laufzeit auch mit einer etwas geringeren Schmierfilmhöhe gerechnet werden muß.

Das Versuchsfett FEP 502 weist gemäß Abb. 62 über der Drehzahl einen ähnlichen exponentiell abnehmenden Verlauf von $h_{\text{mess}} / h_{\text{min, th}}$ auf. Allerdings liegen der maximale Anfangswert bei geringen Drehzahlen mit $h_{\text{mess}} / h_{\text{min, th}} \approx 1,0$ und der gesamte Verlauf zahlenmäßig wesentlich niedriger als bei NBU 15. Bereits bei $n = 5.000 \text{ 1/min}$ wird ein minimaler Wert von $h_{\text{mess}} / h_{\text{min, th}} \approx 0,13$ erreicht, der bei fortgeschrittener Laufzeit und $n = 20.000 \text{ 1/min}$ bis auf 0,09 absinken kann. Anscheinend ist das Fett FEP 502 trotz höherer Viskosität als NBU 15 mit zunehmender Drehzahl im Vergleich zum reinen Grundöl immer weniger in der Lage, eine ausreichende Schmierfilmhöhe aufzubauen. Erfahrungsgemäß wird dieses Verhalten durch die Tatsache bestätigt, daß Lithium-Seifenfette mit sehr hoher Grundölviskosität eine größere Empfindlichkeit gegenüber höheren Scherbeanspruchungen und Schergefährten aufweisen [4], [85].

Der Einfluß der Laufzeit läßt sich bei den Verläufen für das Prüffett FEP 502 in Abb. 62 nur schwer ableiten. Zumindest für den Drehzahlbereich mit $n > 15.000 \text{ 1/min}$ scheint sich das Schmierfilmhöhenverhältnis $h_{\text{mess}} / h_{\text{min, th}}$ über der Laufzeit zu verringern. Daß bei der Versuchsreihe F trotz höherer Laufzeit im unteren Drehzahlbereich bei $n < 15.000 \text{ 1/min}$ größere Verhältnisse zustande kommen, läßt sich auf das zugrundeliegende hohe Versuchstemperaturniveau zurückführen. Auch

FEP 502 ist wie NBU 15 bei höherer Temperatur und niedriger Drehzahl anscheinend weicher und somit besser in der Lage, in den EHD-Wälzkontakt nachzufließen und eine ausreichende Schmierstoffversorgung sicherzustellen.

Eine weitere Ursache für diese Beobachtungen liegt in der Veränderung der kinematischen Verhältnisse über der Drehzahl. Betrachtet man beispielsweise den Einfluß von Spinbewegungen, so können diese unter bestimmten Bedingungen einerseits die Schmierfilmhöhe verringern [34], andererseits aber auch erhöhen [4], [8]. Eine andere Möglichkeit ist, daß im genannten Drehzahlbereich verstärkt Nachfließvorgänge auftreten, bei denen laufzeitabhängig zum Teil weniger gescherte Seifenfasern aus weiter entfernt liegenden Fettreservoirn in den EHD-Wälzkontakt gelangen können. Dadurch könnte es beispielsweise zu den in Kapitel 3.2 beschriebenen Störungen im Schmierfilmaufbau und zu einer zeitlich begrenzten Verringerung der Schmierfilmhöhe kommen [4].

5.4.2 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die ausgeführten Zusammenhänge und gewonnenen Ergebnisse der Haltezeitversuche lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Das Fließverhalten und die Schmierfilmbildung von Fetten, die durch ihre Bestandteile Grundöl, Verdicker und Additive bestimmt werden, unterliegen vielen zeitabhängigen, komplexen und in ihrer Gesamtheit nur schwer erfaßbaren Parametern.
- Bereits bei geringen Drehzahlen kann bei Schmierfetten in EHD-Wälzkontakten nach kurzer Laufzeit eine Teilschmierung festgestellt werden, deren Grad mit wachsender Drehzahl und Laufzeit unterschiedlich stark zunimmt.
- Die Versuchsfette zeigen in ihrem Verhalten über der Drehzahl, der Haltezeit und der Temperatur prinzipiell die gleichen Gesetzmäßigkeiten, allerdings kann es durch die unterschiedlichen Fettstrukturen zu deutlichen Unterschieden im Schmierfilmaufbau kommen.
- In Abhängigkeit von der Drehzahl kommt es je nach Versuchsfett und Betriebszustand zu einer erheblichen Unterschreitung der nach EHD-Theorie zu erwartenden Schmierfilmhöhen des Grundöles.
- Die Grundölviskosität und die für das Grundöl berechneten EHD-Schmierfilmhöhen sind ohne Berücksichtigung der fortschreitenden Teilschmierung nur beschränkt geeignete Parameter, um die Schmierfilmbildung bei Schmierfetten in Abhängigkeit der Betriebsparameter zu beschreiben. Dementsprechend läßt sich die Schmierfettgebrauchsduer nicht alleine aus der Grundölviskosität ableiten, sondern es muß die gesamte Fettstruktur in die Betrachtungen für die Schmierwirkungsdauer mit einbezogen werden. In diesem Sinne sind die Vorschläge laut GfT-Arbeitsblatt (siehe Abb. 1) deutlich unzureichend.
- Das Prüffett NBU 15 besitzt bis zu einer Drehzahl von $n = 24.000$ 1/min eine gute Tauglichkeit,

was durch die Messung der Kapazität bzw. die Abschätzung der vorliegenden Schmierfilmhöhe bestätigt wird. Der Vergleich zur EHD-Grundölschmierfilmhöhe zeigt, daß die Verringerung der Schmierfilmhöhe in Abhängigkeit von Drehzahl, Laufzeit und Temperatur insgesamt geringer als beim Fett FEP 502 ausfällt.

- Das Versuchsfett FEP 502 zeigt bis zu einer Drehzahl von $n = 16.000 \text{ 1/min}$ entgegen allgemeinen Erfahrungen ein relativ problemloses Betriebsverhalten. Allerdings beträgt die abgeschätzte Schmierfilmhöhe in diesem Betriebszustand nur ein Bruchteil des Wertes, der nach EHD-Theorie für das Grundöl zu erwarten wäre. Der Einfluß der Laufzeit ist bei hohen Drehzahlen feststellbar, läßt sich aufgrund geringer Datenbasis aber nur schwer verallgemeinern.
- Bei den Kapazitätsmessungen stellte sich heraus, daß aussagekräftige Werte nur bis $C_{\text{ges}} \approx 1.000 \dots 1.200 \text{ pF}$ bestimmt werden können. Bei höheren Werten nahmen die Meßwertschwankungen und die Durchschläge stark zu. Führt man diese Erscheinung auf verstärkte Teilschmierungseffekte zurück, so kann man für den Grenzwert von $C_{\text{ges}} \approx 1.000 \text{ pF}$ folgende Schmierfilmhöhen für die Versuchsfette ansetzen:
 - NBU 15 für $n = 24.000 \text{ 1/min}$: $h_{\min} \approx 0,09 \mu\text{m}$
 - FEP 502 für $n = 16.000 \text{ 1/min}$: $h_{\min} \approx 0,1 \mu\text{m}$
- Die Schmierfilmhöhen **beider** Fette liegen relativ konstant über fast den gesamten Drehzahlbereich ab $n > 5.000 \text{ 1/min}$ bei $h_{\text{NBU}} \approx 0,25 \dots 0,1 \mu\text{m}$ und $h_{\text{FEP}} \approx 0,5 \dots 0,15 \mu\text{m}$ (und somit deutlich unterhalb der nach EHD-Theorie incl. Starvation berechneten Werte). Es gilt also:

$$h = f(n > 5.000) \approx \text{const.}$$

- Der Ausfall der Schmierung tritt bei beiden Fetten dann ein, wenn ein Grenzwert von ca. $h \approx 0,15 \dots 0,1 \mu\text{m}$ unterschritten wird. Die Fette unterscheiden sich möglicherweise nur durch die unterschiedliche (negative) Steigung der Funktion $h = f(t)$. Für eine gesicherte These ist die Datenbasis aber noch zu klein.
- Die Unterschiede der Fette bezüglich der Betriebs-Grundölviskosität oder der Ölabgabefähigkeit spiegeln sich vergleichsweise wenig in den Schmierfilmhöhen wieder. Daraus läßt sich ableiten, daß das Grundöl nicht allein für den Schmierfilmaufbau im Wälzkontakt verantwortlich ist.
- Aufgrund der geringen Schmierfilmhöhen ist davon auszugehen, daß auch im stabilen Betriebszustand schon kurz nach Abschluß der Fetteinlaufphase extreme Mangelschmierung vorherrscht. Daher ist vermutlich die chemische Grenzschichtbildung ein zusätzlicher wesentlicher Schmierungsfaktor.

Neben der Erkenntnis, daß die Konstruktion und die Umgebung einer Maschine erheblichen Einfluß auf das Betriebsverhalten haben, lassen sich folgende Anregungen ableiten:

Integration in eine auf Fettschmierung erweiterte EHD-Theorie. Abgesicherte EHD-Berechnungs-gleichungen liegen bei Fettschmierung nur für Linienkontakte bei Vollschmierung vor. Da diese die tatsächlichen Betriebsbedingungen nicht wiedergeben, ist für die Berechnung der EHD-Schmierfilmhöhen ein anderer Weg eingeschlagen worden. Unter Berücksichtigung aller bekannten Faktoren werden die nach EHD-Theorie berechneten Schmierfilmhöhen des Fettgrundöles zu den gemessenen Kapazitätswerten in Beziehung gesetzt. So ergibt sich ein Zusammenhang zwischen der Gesamtkapazität und der berechneten Schmierfilmhöhe. Neben dem Vergleich zwischen EHD-Grundölschmierfilmhöhe und Gesamtkapazität ist eine Abschätzung der zu erwartenden Fettschmierfilmhöhe aus einer theoretischen Betrachtung der Wälzkontaktkapazität vorgenommen worden. Ferner sind alle wesentlichen bisher bekannten Effekte und Erkenntnisse über das Fließverhalten und die Schmierfilmbildung von Schmierfetten in die Betrachtungen mit einbezogen worden. Ein direkter Abgleich der unterschiedlichen Ansätze miteinander, führt schließlich zu einem Auswerteverfahren, daß eine Bestimmung der realen Schmierfilmhöhe im Wälzkontakt ermöglicht.

Übergeordnete Aufgabenstellung der Dauerversuche im Rahmen der IMKS-Forschungsvorhaben war es, erweiterte Erkenntnisse für den praktischen Einsatz von Schmierfetten sowie über die Wirkung verschiedener Fettkomponenten zu gewinnen und sie dem Anwender zur Verfügung zu stellen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden zunächst Versuche mit dem Ziel durchgeführt, die Schmierfilmhöhenbildung in Abhängigkeit von der Betriebsdrehzahl zu ermitteln. Die Bestimmung der Gesamtkapazität im Zusammenhang mit Betriebsgrößen wie Drehzahl, Laufzeit, Temperatur usw. erfolgte mit dem neuen kapazitiven Meßsystem. In weiteren Versuchen wurde die Fähigkeit der Fette zur Filmbildung in Abhängigkeit von der Betriebszeit untersucht. Die Auswertung der Versuche mit NBU 15 und FEP 502 ergab, daß die Schmierfilmbildung der beiden Fette in Abhängigkeit von Drehzahl, Temperatur und Betriebszeit prinzipiell den gleichen Gesetzmäßigkeiten folgt. Allerdings unterliegen die Versuchsfette unterschiedlich starken Teilschmierungseinflüssen. Die durchgeföhrten Untersuchungen zeigten, daß für das Versuchsfett NBU 15 während einer langen Betriebszeit mit einem ausreichenden Schmierfilmaufbau bis zu einer Drehzahl von $n = 24.000$ 1/min gerechnet werden kann. Hierbei konnten die Ergebnisse der Dauerversuche aus den anderen Forschungsvorhaben bestätigt werden. Ferner zeigte sich, wie auch schon in den Dauerversuchen, daß das Prüffett FEP 502 trotz seiner hohen Grundölviskosität bis zu einer Drehzahl von $n = 16.000$ 1/min einen tragenden und auf Dauer ausreichenden Schmierfilm aufbaut.

Der Vergleich der ermittelten Schmierfilmhöhen mit den theoretischen Ergebnissen aus der EHD-Theorie zeigt, daß die Höhe der sich mit Fett ausbildenden Schmierfilme durch die EHD-Theorie deutlich überschätzt wird. Der in der EHD-Theorie angenommene erhebliche Einfluß der Viskosität und der Betriebsdrehzahl auf die Ausbildung des Schmierfilmes konnte bei fettgeschmierten Lagern nicht bestätigt werden. Ferner hat sich gezeigt, daß die Schmierfilmhöhe im Wälzkontakt nach Abschluß der Fettverteilung kaum noch von der Laufzeit des Lagers abhängig ist. Bis kurz vor Erreichen der Schmierfettgebrauchsduer war ein stabiler Schmierfilm festzustellen.

7 Literaturverzeichnis

- [1] Abraham, G.; Franek, F
Schmierspaltüberwachung mittels Hochfrequenzoszillators. Schmierungstechnik, Berlin 20 (1989) 3, S. 75-80.
- [2] Albers, A.
Ein Verfahren zur Bestimmung zulässiger Drehzahlen in Wälzlagern. Dissertation Universität Hannover (1987).
- [3] Albert, W.
Drehzahlsteigerung bei Werkzeugmaschinen-Hauptspindeln durch neue Hochgeschwindigkeits-Spindellager HS. Schmierungstechnik 22 (1991) 6, S. 174-177.
- [4] Åström, H.
Grease in Elastohydrodynamic Lubrication
ISSN 0348-8373
Doctoral Thesis 1993: 132D, Luleå University of Technology
- [5] Åström, H.
Irregular Film Thickness Fluctuations in Elastohydrodynamic Lubrication of a Point Contact Lubricated with Lubricating Grease
Tribologia, Band 11 (1992), Heft 4, Seite 115-122
- [6] Åström, H.; Höglund, E.
Rheological Properties of Lithium, Lithium Complex und Sodium Greases
Journal of Synthetic Lubrication, Band 10 (1993), Heft 3, Seite 225-236
- [7] Åström, H.; Isaksson, O.; Höglund, E.
Video Recordings of an EHD Point Contact Lubricated with Grease
Tribology International, Band 24 (1991), Heft 3, Seite 179-184
- [8] Åström, O.; Östensen, J. O.; Höglund, E.
Lubricating Grease Replenishment in an Elastohydrodynamic Point Contact
Journal of Tribology, Band 115 (1993), Heft 3, Seite 501-506
- [9] Attia, F.S.; Whomes, T.L.
A magnetic transducer for the measurement of grease film thickness in elastohydrodynamic contacts. University of Salford, Department of Mechanical Engineering, USME/T/37/75.
- [10] Attia, F.S.; Whomes, T.L.
Further Developments in the Inductive Measurement of EHL Film Thickness. Tribologie International, Oct. 1979, S 215-217.

- [11] Bankmann, G.
Schmierung von Wälzlagern in der Luft- und Raumfahrt
Tribologie + Schmierungstechnik, 42. Jahrgang, 4/1995, Seite 205-215
- [12] Bartz, W.J.
Langzeit- und Lebensdauerschmierung. Tribologie+Schmierungstechnik 39 (1992) 2, S. 78-85.
- [13] Barz, M.; Paland, E.-G.
Ermittlung von Schmierfettkennwerten zum Reibungsverhalten und zur Schmierwirkungsdauer in schnellaufenden Wälzlagern
DGMK-Projekt 379, Abschlußbericht 1992
Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik
Universität Hannover
- [14] Baskin, E. M.
Determination of Pressure-Viscosity Coefficient in Greases
Soviet Journal of Friction and Wear, Band 14 (1993), Heft 6, Seite 28-32
- [15] Baskin, E. M.
Durability Equations for Instrument Rolling Bearings in Various Lubrication Regimes
Soviet Journal of Friction and Wear, Band 12 (1991), Heft 5, Seite 37-43
- [16] Baskin, E. M.
On Evaluating the Reliability and Service Life of Rolling Element Bearings
Soviet Journal of Friction and Wear, Band 10 (1989), Heft 2, Seite 36-42
- [17] Beitz, W.; Küttner, K.-H.
Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau
17. Auflage 1990, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo
- [18] Bethke, J.; Haberland, R.
Schmierfilmdickenmessung an einer Präzisionsschleifspindel. Werkstattstechnik 79 (1989), S. 361-364.
- [19] Böhmer, A.
Erstellung eines Programmes zur Berechnung der Gesamtkapazität in Wälzlagern bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen
Unveröffentlichte Studienarbeit 1989, Bericht Nr. 573
Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik
Universität Hannover
- [20] Bordenet, L.; Dalmaz, G.; Chaomleffel, J.-P.
A Study of Grease Film Thickness in Elastohydrodynamic Rolling Point Contacts
Lubrication Science, Band 2 (1990), Heft 4, Seite 273-284

- [21] Brändlein, J.; Klühspies, N.
Die Lastverhältnisse in schnellaufenden Kugellagern. Werkstatt und Betrieb 105 (1972) 9, S. 671-678.
- [22] Bretthauer, K.
Elektrotechnik. Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. 16. Auflg. Berlin 1987: Springer Verlag.
- [23] Bronstein, I. N. ; Semendjajew, K. A.
Taschenbuch der Mathematik
24. Auflage 1989, Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt am Main
- [24] Brüser, P.
Untersuchungen über die elastohydrodynamische Schmierfilmdicke bei elliptischen Hertzschen Kontaktflächen. Dissertation Technische Universität Braunschweig (1972).
- [25] Chang,L. ; Farnum, C.
A thermal model for elastohydrodynamic lubrication of rough surfaces
Tribology Transactions, Band 35 (1992), Heft 2, Seite 281-286
- [26] Cann, P. M.; Spikes, H. A.
Fourier-Transform Infrared Study of the Behaviour of Grease in Lubricated Contacts
Lubrication Engineering, Band 48 (1992), Heft 3, Seite 335-343
- [27] Cann, P. M. ; Williamson, B. P.; Coy, R. C.; Spikes, H. A.
The Behaviour of Greases in Elastohydrodynamic Contacts
Journal of Physics D: Applied Physics, Band 25 (1992), Heft 1A, Seite 124-132
- [28] Changsen, W.
Analysis of Rolling Element Bearings
1991, Mechanical Engineering Publications LTD, London
- [29] Cheng, H. S.
Elastohydrodynamics and Failure Prediction
Lubrication Science, Band 2 (1990), Heft 2, Seite 133-156
- [30] Czarny, R.
Einfluß der Thixotropie auf die rheologischen Eigenschaften der Schmierfette
Tribologie + Schmierungstechnik, Band 36 (1989), Heft 3, Seite 134-140
- [31] Dalmaz, G.; Nantua, R.
An Evaluation of Greases Behaviour in Rolling Bearing Contacts. ASLE techn. preprints;
ASME/ASLE Trib. Conf. Pittsburg, PA, USA, 20.-22.11.1986, 86-TC-3E-2 (1986) Oct.,
S. 1-10.

- [32] Dornhöfer, G.
Hochleistungsschmierstoffe für Bosch-Erzeugnisse. Bosch Technische Berichte (1991) Heft 53, S. 12-21.
- [33] Dowson, D. ; Higginson, G. R.
Elasto-Hydrodynamic Lubrication
2. Auflage 1977, Pergamon Press LTD, Oxford
- [34] Dowson, D.; Taylor, C. M.; Xhu, H.
Elastohydrodynamic Lubrication of Elliptical Contacts with Spin and Rolling
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C, Band 205 (1991), Seite 165-174
- [35] Dowson, Dukan D.; Higginson, G.R.
New roller-bearing lubrication formula. Engineering Bd. 192 (1961), Nr. 4972, S. 158-160.
- [36] Dowson, Dukan D.
Elastohydrodynamics. Proc. Inst. Mech. Engrs., Bd. 182, Pt. 3A, (1967), S. 151-167.
- [37] Dresel, W.H.
Moderne Schmierstoffe mit verlängerter Lebensdauer. Tribologie+Schmierungstechnik 36 (1989) 6, S. 305-311.
- [38] Dyson, A.; Wilson, A.R.
Film thickness in EHL of rollers by greases. Proc. Inst. Mech. Engrs., 1969-70, 184, Part 3F, 1.
- [39] Eller, G.
Ein Beitrag zur Berechnung des stationären, nichtisothermen elastohydrodynamischen Schmierfilms
Dissertation 1987, Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau
- [40] Eschmann, Hasbargen, Weigand
Die Wälzlagerpraxis
2. Auflage 1978, R. Oldenbourg Verlag, München Wien
- [41] FAG Kugelfischer Georg Schäfer KGaA
Schmierung von Wälzlagern
Publ.-Nr. 81115 DA, Schweinfurt
- [42] Gesellschaft für Tribologie GfT
GfT-Arbeitsblatt 3.0: Wälzlagerschmierung
Mai 1993

- [43] Glöckner, H.J.
Neues Verfahren zur Funktionsbeurteilung von Schmierstoffen im Wälzkontakt. SKF-Kugellager-Zeitschrift 206, 1982, S. 1-7.
- [44] Gohar, R.
Elastohydrodynamics
1988, Ellis Horwood LTD, John Wiley & Sons Inc., New York
- [45] Guangteng, G.; Cann, P. M.; Spikes, H. A.
A Study of Parched Lubrication
Wear, Band 153 (1992), Heft 1, Seite 91-105
- [46] Hamrock, B. ; Dowson, D.
Ball Bearing Lubrication
1981, John Wiley & Sons Inc., New York
- [47] Harris, T. A.
Rolling Bearing Analysis
3. Auflage 1991, John Wiley & Sons Inc., New York
- [48] Heidrich, F.
Entwicklung eines Gerätemoduls zur Gewinnung kapazitätsabhängiger Meßsignale
Unveröffentlichte Studienarbeit 1994, Bericht Nr. 801
Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik
Universität Hannover
- [49] Hermann, A.
Entwicklung eines Gerätemoduls zur Auswertung kapazitätsabhängiger Meßsignale
Unveröffentlichte Studienarbeit 1994, Bericht Nr. 802
Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik
Universität Hannover
- [50] Hillmann, R.
Ein Verfahren zur Ermittlung von Bezugsdrehzahlen für Wälzlagern. Dissertation
Universität Hannover (1984).
- [51] Höglund, E.
Elastohydrodynamic Lubrication
ISSN 0348-8373
Doctoral Thesis 1984, Luleå University of Technology
- [52] Hollatz, J.
Start- und Reibungsverhalten von ölgeschmierten Wälzlagern bei Umgebungstemperaturen von -40°C. Dissertation Universität Hannover (1984).

- [53] Holweger, W.; Nägele, B.; Wätzig, M.; Jauch, U.
Stabilität und chaotisches Verhalten bei Schmierfetten. *Tribologie+Schmierungstechnik* 37 (1990) 2, S. 71-75.
- [54] INA Wälzlager Schaeffler KG
Elastohydrodynamische Schmierung und Lebensdauereinfluß bei Wälzlagern
Interner Berechnungsbericht B 251, Forschung und Entwicklung, 1987
- [55] Jacobsen, B. O.
Rheology and Elastohydrodynamic Lubrication
ISBN 0-444-88146-8
1991, Elsevier Science Publishing Company Inc., New York
- [56] Jianhai, L.; Shizhu, W.
Fully Flooded, Starved and Parched Lubrication at a Point Contact System
Wear, Band 159 (1992), Heft 1, Seite 135-140
- [57] Janßen, H.
Die Erprobung eines kapazitiv wirkenden Meßsystems zur Schmierfilmhöhenmessung in Wälzlagern. Unveröffentl. Diplomarbeit, Bericht Nr. 507, (1987), IMKS, Universität Hannover.
- [58] Kleinlein, E.; Schemmel, H.
Gebrauchswertprüfung von Schmierfetten für hochbeanspruchte Wälzlager. *Schmiertechnik Tribologie* 23 (1976) 2, S. 36-41.
- [59] Kleinlein, E.
Ermittlung der Schmierfett-Gebrauchsduer in Wälzlagern. *Antriebstechnik* 19 (1980) 3, S. 84-89.
- [60] Kleinlein, E.
Prüfung von Schmierfetten für Wälzlager Tribologie in Theorie und Praxis. *Schmierstoffe und ihre Anwendung*. Tagung der Ges. für Tribologie und der DGMK, Essen (1981) Okt., S. 7.1/7.4.
- [61] Kleinlein, E.
Schmierstoffe bei Mischreibung. *Antriebstechnik* 30 (1991) 9, S. 66-71.
- [62] Kleinlein, E.
Wälzlagerschmierung, Schmierstoffe bei Mischreibung. *Tribologie+Schmierungstechnik* 39 (1992) 2, S. 65-71.
- [63] M. Kaneta
Effects of surface roughness in elastohydrodynamic lubrication
JSME International Journal, Series 3 (Vibration, Control Engineering, and Engineering for Industry), Band 35 (1992), Heft 4, Seite 535-546

- [64] Kingsbury, E.; Schritz, B.; Prahl, J.
Parched Elasto Hydrodynamic Lubrication Film Thickness Measurement in an Instrumental Ball Bearing
Tribology Transactions, Band 33 (1990), Heft 1, Seite 11-14
- [65] Köttritsch, H.
Wälzlagerschmierung - Erkenntnisse aus Theorie und Praxis
Tribologie + Schmierungstechnik, Band 36 (1989), Heft 3, Seite 110-115
- [66] Kuhn, E.
Einfluß rheologischer Eigenschaften von Schmierfetten auf den tribologischen Prozeß.
Schmierungstechnik, Berlin 21 (1990) 4, S. 114-116.
- [67] Kuss, E.
Messung der Dichte und der Kompressibilität von Schmierstoffen für eine Zustandsgleichung zur Anwendung in der Elasto-Hydrodynamischen Theorie der Schmierung
BfFT, Verbundvorhaben EHD, Teilvorhaben 03T0003 B9
Institut für Verfahrenstechnik der Universität Hannover
- [68] Kweh, C. C. ; Patching, M. J.; Evans, H. P.; Suidle, R. W.
Simulation of elastohydrodynamic contacts between rough surfaces
Transactions of the ASME, Journal of Tribology
Band 114 (1992), Heft 3, Seite 412-419
- [69] Lindekamp, H.
Das Kälteverhalten von Schmierfetten unter statischen und dynamischen Bedingungen.
Dissertation TU Clausthal (1981).
- [70] Lubrecht, A. A.
The Numerical Solution of the Elastohydrodynamically Lubricated Line- and Point Contact Problems Using Multigrid Techniques
ISBN 90-9001583-3
Dissertation 1987, Universität of Twente, Enschede
- [71] Münnich, H.C.; Glöckner, H.J.R.
Elastohydrodynamic Lubrication of GreaseLubricated Rolling Bearings. ASLE-Reprint No. 78-LC-4A-1 ASLE/ASME Lubrication Conference in Minneapolis, Oct. 24-26, 1978.
- [72] Mutuli, S. ; Bonneau, D.; Frène, J.
Velocity Fields in Grease Lubricated Contacts
Lubrication Science, Band 2 (1989), Heft 1, Seite 24-44
- [73] Palacios, J. M. ; Palacios, M. P.
Rheological Properties of Greases in EHD-Contacts
Tribology International, Band 17 (1984), Heft 3, Seite 167-171

- [74] Palacios, J.M.; Cameron, A.; Arizmendi, L.
Film thickness of grease in rolling contacts. ASLE Trans. Bd. 24 (1981) Nr. 4, S. 474/78.
- [75] Palacios, J.M.
Elastohydrodynamic Films of Lithium Greases. NLGI Spokesman (March 1981), S. 410-415.
- [76] Palacios, J.M.; Palacios, M.P.
Rheological properties of greases in EHD contacts. Tribology International 17 (1984) 3, S. 167-171.
- [77] Palmgren, A.
Grundlagen der Wälzlagertechnik
3. Auflage 1964, Frankh'sche Verlagshandlung, Stuttgart
- [78] Palmgren, A.
Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. VDI-Berichte Bd. 20 (1957), S. 117-121, VDI-Verlag, Düsseldorf.
- [79] Plank, M.; Lechner, G.
Kleinstmengenschmierung schnelllaufender Wälzlagerungen. Tribologie + Schmierungs-technik 37 (1990) 4, S. 222-229.
- [80] Potrykus, J.
Energetische Aspekte der Minimalmengenschmierung hochtouriger Spindellager. Tribologie + Schmierungstechnik 42. Jahrgang 5/1995, S. 255-259.
- [81] Pradeep, K.G.
Some Dynamic Effects in High-Speed Solid-Lubricated Ball Bearings. ASLE techn. preprints; ASME/ASLE Lubrication. Conf. New Orleans, Louisiana, 5.-7.10.1981, 81-LC-4C-1 (1981) Oct., S. 1-6.
- [82] Richter, W.
Grundlagen der elektrischen Meßtechnik. 2. Auflg. Berlin 1988: VEB Verlag Technik.
- [83] Ricon, A.; Palacios, J.M.; Arizmendi, L.
On the action mechanism of mineral Lubricating greases. NLGI Spokesman 43 (1980) 386.
- [84] Schmidt, U.
Die Schmierfilmbildung in elastohydrodynamisch beanspruchten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit
Dissertation 1985, Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen
- [85] Schrader, R.
Zur Schmierfilmbildung von Schmierölen und Schmierfetten in elastohydrodynamischen Wälzkontakten
Dissertation 1988, Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen

- [86] Shieh, J. ; Hamrock, B. J.
Film Collapse in EHL and Micro-EHL
Journal of Tribology, Band 113 (1991), Heft 4, Seite 373-377
- [87] Venner, C. H.
Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems
ISBN 90-9003974-0
Dissertation 1991, Universität of Twente, Enschede
- [88] Verstappen, R.
Elastohydrodynamic Lubrication: A Dynamic Variation Method
ISBN 90-9003079-4
Dissertation 1989, Universität of Twente, Enschede
- [89] Wilson, A.R.
The relative thickness of grease and oil films in rolling bearings. Proc. Inst. Mech. Engrs.
Vol. 193 (1979).
- [90] Wunsch, F.
Leistungsfähigkeit von Schmierfetten auf Syntheseölbasis. Tribologie + Schmierungstechnik
37 (1990) 2, S. 66-70.
- [91] Yousif, A.E.
The tribological characteristics of lubricating grease in heavily loaded contacts. Wear 85
(1983) 3, S. 273-291.
- [92] Zhu, W. S. ; Neng, Y. T.
A Theoretical and Experimental Study of EHL Lubricated with Grease
Journal of Tribology, Band 110 (1988), Heft 1, Seite 38-43

Zitierte Normen und Richtlinien

DIN ISO 76	Rolling Bearing - Static Load Ratings
DIN ISO 281	Rolling Bearing - Dynamic Load Ratings and Rating Life
DIN 51563	Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens
DIN 51757	Bestimmung der Dichte
DIN 51825	Schmierfette K - Einteilung und Anforderungen
DIN 53017	Bestimmung des Temperaturkoeffizienten der Viskosität von Flüssigkeiten
VDI-Richtlinie 2202	Schmierstoffe und Schmiereinrichtungen

3

4

5

6

7

8

9

10

11

12

Lebenslauf

Matthias Barz, geboren am 20. 07. 1962 in Oldenburg i.O.
seit 1983 verheiratet mit Ana Maria geb. Ballester-Sanchis
zwei Kinder: Michael, geb. 1991; Myriam, geb. 1993

Schulbildung

1968 - 1972	Grundschule Ahlhorn
1972 - 1977	Gymnasium in Ahlhorn
1977 - 1981	Gymnasium II in Cloppenburg

Wehrdienst

1981	ausgemustert, nicht geleistet
------	-------------------------------

Studium

WS 81/82 - WS 88/89	Universität Hannover, Fachrichtung: Allgemeiner Maschinenbau
11/83	Diplom-Vorprüfung
01/89 - 03/89	Diplomarbeit (Ing.-Büro Dr. Schmidt, Hannover)
03/89	Diplom-Hauptprüfung

Praktika

03/81 - 04/81 und	Ing.-Büro Gemmel, Cloppenburg
07/81 - 09/81	
09/86 - 10/86 und	kabelmetal electro GmbH, Hannover
02/87 - 03/87	
05/88	Ing.-Büro Dr. Schmidt, Hannover

Erwerbstätigkeit im Studium

11/83 - 09/88	Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS)
02/87 - 03/87	kabelmetal electro GmbH, Hannover
05/88 - 12/88	Ing.-Büro Dr. Schmidt, Hannover

Berufstätigkeit

seit 01.07. 1989	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS) der Universität Hannover
------------------	---

