

FAU Studien aus dem Maschinenbau 461

**Andreas Winkler**

Numerische Verschleißmodellierung  
von trocken-, misch- und  
grenzreibungsbehafteten  
Wälzkontakten



Andreas Winkler

Numerische Verschleißmodellierung von trocken-, misch- und grenzreibungsbehafteten Wälzkontakten

# **FAU Studien aus dem Maschinenbau**

## **Band 461**

Herausgeber der Reihe:

Prof. Dr.-Ing. Jörg Franke

Prof. Dr.-Ing. Nico Hanenkamp

Prof. Dr.-Ing. habil. Tino Hausotte

Prof. Dr.-Ing. habil. Marion Merklein

Prof. Dr.-Ing. Sebastian Müller

Prof. Dr.-Ing. Michael Schmidt

Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Andreas Winkler

**Numerische Verschleißmodellierung  
von trocken-, misch- und  
grenzreibungsbehafteten Wälzkontakten**

Dissertation aus dem Lehrstuhl für Konstruktionstechnik  
(KTmfk)

Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack

Erlangen

FAU University Press

2025

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

Kontakt: Andreas Winkler, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, ([ror https://ror.org/oof7hpc57](https://ror.org/oof7hpc57)), [andreas.winkler@fau.de](mailto:andreas.winkler@fau.de),  
ORCID: [0000-0002-8346-3566](https://orcid.org/0000-0002-8346-3566)

Bitte zitieren als

Winkler, Andreas. 2025. *Numerische Verschleißmodellierung von trocken-, misch- und grenzreibungsbehafteten Wälzkontakten*. FAU Studien aus dem Maschinenbau Band 461. Erlangen: FAU University Press. DOI: [10.25593/978-3-96147-817-0](https://doi.org/10.25593/978-3-96147-817-0)

Das Werk, einschließlich seiner Teile, ist urheberrechtlich geschützt.  
Die Rechte an allen Inhalten liegen bei ihren jeweiligen Autoren.  
Sie sind nutzbar unter der Creative-Commons-Lizenz BY-NC.

Der vollständige Inhalt des Buchs ist als PDF über den OPUS-Server der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg abrufbar:  
<https://open.fau.de/home>

Verlag und Auslieferung:  
FAU University Press, Universitätsstraße 4, 91054 Erlangen

Druck: docupoint GmbH

ISBN: 978-3-96147-816-3 (Druckausgabe)  
eISBN: 978-3-96147-817-0 (Online-Ausgabe)  
ISSN: 2625-9974  
DOI: [10.25593/978-3-96147-817-0](https://doi.org/10.25593/978-3-96147-817-0)

**Numerische Verschleißmodellierung von  
trocken-, misch- und grenzreibungsbehafteten  
Wälzkontakten**

Der Technischen Fakultät  
der Friedrich-Alexander-Universität  
Erlangen-Nürnberg

zur  
Erlangung des Doktorgrades Dr.-Ing.

vorgelegt von

Andreas Winkler, M.Sc.

aus Nürnberg

Als Dissertation genehmigt  
von der Technischen Fakultät  
der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der mündlichen  
Prüfung: 10.03.2025

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartzack  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Carsten Gachot

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik (KTmfk) der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (FAU). Ich möchte mich daher bei allen bedanken, die auf vielfältigste Art und Weise zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Sandro Wartack für die Betreuung dieser Arbeit und die große Freiheit bei der Bearbeitung. Sein stets in mich gesetztes Vertrauen ermöglichte es mir, mein Forschungsthema in umfassender Eigenverantwortung voranzubringen.

Bei Univ.-Prof. Dr.-Ing. Carsten Gachot möchte ich mich für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Zweitgutachtens bedanken. Meinem fachfremden Prüfer apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Stefan M. Rosiwal danke ich ebenso für das Interesse an meiner Arbeit. Weiterer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. habil. Dipl.-Wirtsch.-Ing. Michael Lechner für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinem ehemaligen Gruppenleiter Prof. Dr.-Ing. Stephan Tremmel, welcher erst mein Interesse an einer wissenschaftlichen Karriere weckte und mich im Rahmen meiner Projekt- und später meiner Doktorarbeit am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik begleitete. Auch Dr.-Ing. Marcel Bartz gilt mein Dank für sein stetiges Feedback und die wissenschaftlichen Diskussionen.

Außerdem möchte ich mich bei meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen für die sehr lustige und in Erinnerung bleibende Zeit am sowie außerhalb des Lehrstuhls bedanken. Im Besonderen gilt dieser Dank den Mitgliedern der Abteilung Maschinenelemente und Tribologie für den fachlichen Austausch und das freundschaftliche Miteinander: Klara Feile, Fabian Halmos, Dr.-Ing. Katrin Heider, Dr.-Ing. David Hochrein, Julia Jagosz, Dr.-Ing. Michael Jüttner, Julia Kröner, Dr.-Ing. Max Marian, Dr.-Ing. Andreas Meinel, Dr.-Ing. Matthias Müller, Felix Pfister, Markus Polzer, Dr.-Ing. Benedict Rothhammer, Sebastian Schwarz, Armin Seynstahl, Thorsten Summ, Dr.-Ing. Sven Wirsching und Dr.-Ing. Rong Zhao.

Auch die technischen und administrativen Kolleginnen und Kollegen des Lehrstuhls sowie der zentralen Mechanik- und Elektronikwerkstatt der technischen Fakultät seien an dieser Stelle hervorgehoben, die die Arbeit

durch Ihre Unterstützung in Verwaltung, IT, Prüfstandinstandhaltung und Probenherstellung wesentlich erleichtert haben.

Zudem möchte ich den vielen Studierenden danken, die in meiner Lehrstuhlzeit durch ihre Arbeit als Hilfwissenschaftler oder durch die Bearbeitung ihrer Abschlussarbeiten unter meiner Betreuung ihren Anteil am Gelingen dieser Arbeit hatten. Namentlich seien Stefan Gieger, Benjamin Möhrle, Christoph Münchow, Sven Nagler, Marco Pedata und Christopher Platis genannt.

Der größte Dank gilt meiner Familie und insbesondere meinen Eltern, Anni und Norbert. Danke für alles, was ihr für mich gemacht habt und die stetige Unterstützung auf meinem Weg von der Schule über das Studium bis hin zur Promotion. Ohne euch wäre das alles nicht möglich gewesen!

Nürnberg, 10. März 2025

Andreas Winkler

# Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis .....	ix
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation und Problemstellung .....	1
1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit .....	3
<b>2 Theoretische Grundlagen .....</b>	<b>5</b>
2.1 Grundlagen der Tribologie .....	5
2.1.1 Das tribologische System .....	6
2.1.2 Dimensionsbereiche tribologischer Systeme .....	7
2.1.3 Kontakt- und Bewegungsarten .....	8
2.1.4 Schmierung.....	11
2.1.5 Reibung .....	15
2.1.6 Verschleiß .....	18
2.1.7 Tribometrie.....	22
2.2 HERTZsche Theorie .....	23
2.3 Kontakt rauer Oberflächen .....	29
2.3.1 Charakterisierung rauer Oberflächen .....	30
2.3.2 Stochastische Kontaktmodelle .....	37
2.3.3 Deterministische Kontaktmodelle .....	47
2.4 Elastohydrodynamische Schmierung.....	49
2.4.1 REYNOLDSSche Differentialgleichung .....	50
2.4.2 Schmierfilmhöhengleichung.....	56
2.4.3 Kräftegleichgewicht .....	57
2.4.4 Schmierstoffeigenschaften .....	57
2.4.5 Kavitation.....	61
2.4.6 Elastische Deformation .....	62
2.4.7 Berücksichtigung der Oberflächenrauheit und des Festkörperkontakts .....	64
2.4.8 Dimensionslose Gleichungen .....	66
2.4.9 Numerische Lösung .....	67
2.5 Verschleißmodelle .....	69
2.5.1 Verschleißmodelle auf makroskopischer Ebene.....	69
2.5.2 Verschleißmodelle auf mikroskopischer Ebene .....	76
<b>3 Stand der Forschung .....</b>	<b>79</b>
3.1 Einführung .....	79

3.2	Verschleißmodellierung im Grenz- und Trockenreibungsgebiet .....	82
3.3	Verschleißmodellierung im Mischreibungsgebiet .....	85
3.4	Fazit .....	89
<b>4</b>	<b>Handlungsbedarf und Vorgehensweise .....</b>	<b>91</b>
<b>5</b>	<b>Entwicklung eines Vorgehensmodells zur numerischen Verschleißmodellierung .....</b>	<b>93</b>
5.1	Lösungsansatz .....	93
5.2	Verschleißmodellierung im Mischreibungsgebiet .....	94
5.2.1	Simulationsablauf .....	95
5.2.2	EHD-Modell .....	96
5.2.3	Kontaktmodell .....	97
5.2.4	Oberflächentopographiemodell .....	101
5.2.5	Verschleißmodell .....	103
5.3	Verschleißmodellierung im Grenz- und Trockenreibungsgebiet .....	106
5.3.1	Simulationsablauf .....	106
5.3.2	Kontaktmodell .....	107
5.3.3	Verschleißmodell .....	110
5.4	Stetiger Übergang zwischen dem Misch- und Grenzreibungsgebiet in der Verschleißsimulation .....	111
5.5	Verschleißmodellierung beschichteter Kontakte .....	114
5.6	Kopplung der Berechnungsmodelle .....	119
<b>6</b>	<b>Bestimmung der Eingangsgrößen für die Verschleißsimulation .....</b>	<b>125</b>
6.1	Oberflächenkennwerte .....	125
6.2	Verschleißkoeffizient .....	134
6.2.1	Versuche mit unadditiviertem Polyalphaolefin PAO 6 .....	134
6.2.2	Versuche mit additiviertem Polyalphaolefin PAO 6 .....	144
6.2.3	Beschleunigung der experimentellen Modellversuche .....	148
<b>7</b>	<b>Simulation und Modellvalidierung .....</b>	<b>149</b>
7.1	Numerische Verschleißsimulationen ausgewählter Anwendungsbeispiele .....	149
7.1.1	Axial-Zylinderrollenlager (Mischreibungsgebiet) .....	150
7.1.2	Axial-Zylinderrollenlager (Grenzreibungsgebiet) .....	161
7.1.3	Radial-Rillenkugellager (Mischreibungsgebiet) .....	166
7.1.4	Radial-Rillenkugellager (ungeschmiert, beschichtet) .....	185
7.1.5	Ausblick: Transiente Kontaktberechnung .....	191
7.2	Vergleich zwischen Simulation und Experiment .....	192

7.2.1	Simulation der Versuche am 2-Scheiben-Tribometer im Grenzreibungsgebiet.....	192
7.2.2	Axial-Zylinderrollenlager im Mischreibungsgebiet.....	194
7.2.3	Axial-Zylinderrollenlager im Grenzreibungsgebiet.....	196
7.3	Diskussion.....	199
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>203</b>
<b>9</b>	<b>Summary and Outlook.....</b>	<b>207</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>211</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>219</b>



# Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

## Allgemeine Hinweise

- Skalare Größen werden durch dünn gedruckte Formelzeichen gekennzeichnet.
- Vektoren und Matrizen werden durch fett gedruckte Formelzeichen gekennzeichnet.
- Einige Formelzeichen werden mehrfach verwendet. Hierbei ist jeweils auf den Kontext zu achten.

## Formelzeichen

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$a_0$	m	HERTZscher Kontaktradius
$a_{\text{Hertz}}$	m	Große HERTZsche Halbachse
$a_x$	m	HERTZsche Halbachse in x-Richtung
$a_y$	m	HERTZsche Halbachse in y-Richtung
$a_\chi$	m	Durchmesser der Fläche, die mit einem adsorbierten Schmierstoff-Molekül assoziiert ist
$A$	m <sup>2</sup>	Fläche
$A$	m	Abstand der Mittelpunkte der Laufbahnkrümmungen von Radial-Kugellagern bei lastfreier axialer Anstellung
$A_n$	m <sup>2</sup>	Nominelle Kontaktfläche
$A_r$	m <sup>2</sup>	Reale Kontaktfläche
$A_w$	m <sup>2</sup>	Verschleißquerschnittsfläche
$b_{\text{Hertz}}$	m	Kleine HERTZsche Halbachse
$c_p$	N/m <sup>1,5</sup>	Federzahl eines Wälzkörpers bei Punktberührung nach DIN 26281
$d$	m	Durchmesser
$d$	m	Abstand basierend auf der Asperitenhöhe
$d_{\text{disk}}$	m	Durchmesser einer Scheibe am 2-Scheiben-Tribometer

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$d_k$	m	Durchmesser einer Berührungsstelle
$d_{pw}$	m	Teilkreisdurchmesser eines Wälzlagers
$d_W$	m	Durchmesser eines Wälzkörpers
$D$	-	Fraktale Dimension
$\bar{e}_B$	J/m <sup>3</sup>	Mittlere Bruchenergiedichte
$e_R^*$	J/m <sup>3</sup>	Scheinbare Reibungsenergiedichte
$E$	N/m <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$E'$	N/m <sup>2</sup>	Äquivalenter Elastizitätsmodul nach GREENWOOD/WILLIAMSON
$E_a$	J/mol	Adsorptionswärme des Schmierstoffs an der Oberfläche
$E_c$	N/m <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul der Schicht
$E_{eq}$	N/m <sup>2</sup>	Äquivalenter Elastizitätsmodul für Strukturmechanik nach HABCHI
$E_{red}$	N/m <sup>2</sup>	Reduzierter Elastizitätsmodul nach HERTZ
$E_s$	N/m <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul des Substrats
$f$	m <sup>-1</sup>	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Verschleißpartikelgrößen
$f_V$	N/m <sup>3</sup>	Volumenkraft
$f_w$	m <sup>-1</sup>	Randverteilung der Verschleißpartikelgrößen
<b><math>F</math></b>		Belastungsmatrix
$F$	N	Kraft
$F_a$	N	Axialkraft
$F_N$	N	Normalkraft
$F_r$	N	Radialkraft
$F_R$	N	Reibungskraft
$F_{R,Fest}$	N	Festkörperreibungskraft
$F_{R,Fluid}$	N	Fluidreibungskraft
$F_{R,Gesamt}$	N	Gesamtreibungskraft
$g_n$	m	Abstand zwischen Oberflächen (FEM)

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$G$	m	Fraktaler Rauheitsparameter
$G$	-	Dimensionslose Kontaktgeometrie
$h$	m	Schmierfilmhöhe
$h_0$	m	Schmierfilmhöhenkonstante
$h_{\text{Geometrie}}$	m	Äquivalente Geometrie von Grund- und Gegenkörper
$h_{\text{min}}$	m	Minimale Schmierfilmhöhe
$h_{\text{max}}$	m	Maximale Höhe des Rauheitsprofils
$h_{\text{wear}}$	m	Verschleißtiefe
$H$	N/m <sup>2</sup>	Härte
$H$	-	Dimensionslose Schmierfilmhöhe
$H$	-	Dimensionslose Schichtdicke nach LIU
$H_0$	-	Dimensionslose Schmierfilmhöhenkonstante
$H_{\text{Geometrie}}$	-	Dimensionslose äquivalente Geometrie von Grund- und Gegenkörper
$H_V$	N/m <sup>2</sup>	VICKERS-Härte
$H_{\text{wear}}$	-	Dimensionslose Verschleißtiefe
$He$	-	HERSEY-Zahl
$G$	-	Dimensionsloser Abstand zwischen Grund- und Gegenkörper
$G_{\text{Geometrie}}$	-	Dimensionslose äquivalente Geometrie von Grund- und Gegenkörper
$I_h$	-	Verschleißintensität
$k$	m <sup>3</sup> /(Nm)	Verschleißkoeffizient bzw. Verschleißrate
$k$	-	Elliptizitätsparameter nach HAMROCK
$k_{\text{bl}}$	m <sup>3</sup> /(Nm)	Verschleißkoeffizient für das Grenzreibungsgebiet
$k_{\text{dry}}$	m <sup>3</sup> /(Nm)	Verschleißkoeffizient für Festkörperreibung
$k_{\text{ml}}$	m <sup>3</sup> /(Nm)	Verschleißkoeffizient für das Mischreibungsgebiet

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$K$		Gesamtsteifigkeitsmatrix
$K$	-	Kontaktdruck-Faktor für den Beginn plastischer Verformung
$K$	-	Einheitenloser Verschleißkoeffizient
$L$	m	Länge
$L_{\text{eff}}$	m	Effektive Länge eines profilierten Wälzkörpers (Rolle)
$L_W$	m	Gesamte Länge eines Wälzkörpers (Rolle)
$m_{\text{end}}$	kg	Masse der Scheiben am 2-Scheiben-Tribometer nach Versuch
$m_{\text{start}}$	kg	Masse der Scheiben am 2-Scheiben-Tribometer vor Versuch
$m_k$	$m^k$	Stochastisches Moment k-ter Ordnung
$m_{\text{wear}}$	kg	Verschleißmasse
$M$	$N \cdot m$	Moment
$M_k$	$m^{2-k}$	Spektrales Moment k-ter Ordnung
$M_R$	$N \cdot m$	Reibungsmoment
$n_a$	$\text{min}^{-1}$	Absolute Drehzahl des Außenrings
$n_i$	$\text{min}^{-1}$	Absolute Drehzahl des Innenrings
$n_k$	-	Kritische Anzahl an Kontaktierungen
$N, M$	-	Elliptische Integrale 1. & 2. Art nach HERTZ
$p$	Pa	Druck (allgemein)
$p$	Pa	Hydrodynamischer Kontaktdruck
$p_a$	Pa	Festkörperkontaktdruck
$p_c$	Pa	Kontaktdruck (im Grenzreibungsgebiet bzw. bei trockenen Kontakten)
$p_{\text{cav}}$	Pa	Kavitationsdruck
$p_{\text{Hertz}}$	Pa	HERTZscher Kontaktdruck
$p_n$	Pa	Nomineller Kontaktdruck
$p_r$	Pa	Realer Kontaktdruck
$P$	-	Dimensionsloser Druck

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$P(\omega)$	$\text{m}^2/(\text{m} \cdot \text{s})$	Spektrale Leistungsdichte
$Q$	N	Wälzkörperlast nach DIN 26281
$r$	m	Radius
$r_a$	m	Rillenradius des Außenrings eines Wälzlagers
$r'_a$	m	Rollradius am Außenring, bei welchem kein Gleiten auftritt
$r_{\text{disk}}$	m	Radius der Balligkeit einer Scheibe am 2-Scheiben-Tribometer
$r_i$	m	Rillenradius des Innenrings eines Wälzlagers
$r'_i$	m	Rollradius am Innenring, bei welchem kein Gleiten auftritt
$R_a$	m	Radius der verformten Kontaktfläche am Außenring
$R_i$	m	Radius der verformten Kontaktfläche am Innenring
$R'_i$	m	Abstand vom Mittelpunkt der Laufbahnkrümmung der inneren Laufbahnrinne zur Lagermitte
$s_B$	m	Radiales Betriebsspiel eines Wälzlagers
$R(\tau)$	$\text{m}^2$	Autokovarianzfunktion
$R_a, S_a$	m	Arithmetischer Mittenrauwert
$R_g$	$\text{J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$	Gas-Konstante
$R_{\text{ku}}, S_{\text{ku}}$	-	Kurtosis
$R_q, S_q$	m	Quadratischer Mittenrauwert
$R_{\text{sk}}, S_{\text{sk}}$	-	Schiefe
$R_z, S_z$	m	Rautiefe
$s$	m	Gleitweg
$S(\tau)$	$\text{m}^2$	Strukturfunktion
$S_{\text{ku,eq}}$	-	Äquivalente Kurtosis
$S_{\text{q,eq}}$	-	Äquivalenter quadratischer Mittenrauwert

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$S_{sk,eq}$	-	Äquivalente Schiefe
$SRR$	-	Schlupf (Slide-to-Roll Ratio)
$t$	s	Zeit
$t_0$	s	Grundschwingungszeit eines adsorbierten Schmierstoff-Moleküls
$t_c$	m	Schichtdicke
$T_s$	K	Absolute Temperatur der Oberfläche
$u, v, w$	m/s	Geschwindigkeiten in x-/ y-/ z-Richtung
$u, v, w$	m	Verschiebungen in x-/ y-/ z-Richtung
$u, v, w$	m	Größe eines quaderförmigen Verschleißpartikels
$u_m, v_m$	m/s	Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten in x- bzw. y-Richtung
$U, G, W$	-	Dimensionslose Schmierfilmhöhenparameter
$\mathbf{U}$		Verschiebungsmatrix
$v$	m/s	Geschwindigkeit (Allgemein)
$v_r$	m/s	Relativgeschwindigkeit
$v_s$	m/s	Summengeschwindigkeit
$V_{wear}$	m <sup>3</sup>	Verschleißvolumen in der numerischen Verschleißsimulation
$\bar{w}$	m	Mittlerer verschleißbedingter Höhenverlust
$W_R$	J	Reibungsarbeit
$W_V$	m <sup>3</sup>	Verschleißvolumen (Verschleißmodelle)
$x_0$	m	Rolllinienabstand
$x, y, z$	m	Kartesische Raumkoordinaten
$X, Y, Z$	-	Dimensionslose kartesische Raumkoordinaten
$y_s$	m	Abstand zwischen mittlerer Oberflächen- und Asperitenhöhe

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$z_0$	m	Ordinate der Mittelebene einer rauen Oberfläche
$\Delta z_0$	m	Verschiebung der Ordinate $z_0$
$z_h$	m	Höchster Punkt einer rauen Oberfläche
$\Delta z_h$	m	Verschiebung des Punktes $z_h$
$Z$	-	Wälzkörperanzahl
$\alpha$	-	Bandbreitenparameter
$\alpha$	-	Hilfsfunktion für die Berechnung eines äquivalenten E-Moduls beschichteter Körper nach LIU
$\alpha$	rad	Betriebs-Berührungswinkel eines Wälzkörpers nach DIN 26281
$\alpha_0$	rad	Ausgangs-Berührungswinkel nach DIN 26281
$\alpha_{1/2}$	-	Verschleißaufteilungsfaktoren nach FLEISCHER
$\alpha_a$	rad	Berührungswinkel am Außenring
$\alpha_i$	rad	Berührungswinkel am Innenring
$\alpha_p$	Pa <sup>-1</sup>	Druck-Viskositäts-Koeffizient
$\beta$	m	Asperitenkrümmungsradius
$\beta$	rad	Nick-Winkel in einem Radial-Kugellager
$\beta'$	rad	Gier-Winkel in einem Radial-Kugellager
$\beta_{eq}$	m	Äquivalenter Asperitenkrümmungsradius
$\gamma$	-	Fraktaler Skalierungsparameter
$\gamma, \delta, \lambda, \xi$	-, -, m, m	Parameter der JOHNSON-Verteilung
$\gamma$	-	Verzerrung
$\gamma$	-	Geometrischer Hilfswert für die HERTZ-sche Berechnung von Radial-Kugellagern
$\dot{\gamma}$	s <sup>-1</sup>	Scherrate
$\delta$	m	Elastische Verformung

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$\delta$	m	Einfederung eines Wälzkörpers nach DIN 26281
$\bar{\delta}$	-	Dimensionslose elastische Verformung
$\delta_a$	m	relative axiale Verlagerung der beiden Lagerringe
$\delta_{\text{Hertz}}$	m	HERTZsche Einfederung
$\delta_r$	m	relative radiale Verlagerung der beiden Lagerringe
$\varepsilon$	-	Dehnung
$\varepsilon$	-	Relative Eindringtiefe
$\varepsilon$	N/m	Penalty-Parameter
$\eta$	Pa·s	Dynamische Viskosität
$\eta$	m <sup>-2</sup>	Asperitendichte
$\bar{\eta}$	-	Dimensionslose dynamische Viskosität
$\eta_0$	Pa·s	Referenzviskosität bei Umgebungsdruck
$\eta_{\text{eq}}$	m <sup>-2</sup>	Äquivalente Asperitendichte
$\eta_{\text{mix}}$	Pa·s	Mischviskosität
$\theta$	-	Spaltfüllungsgrad
$\theta$	rad	Konus-Winkel eines abrasiven Partikels im Verschleißmodell von RABINOWICZ
$\theta$	-	Stauchungsfaktor der y-Achse in der EHD- und Kontakt-Simulation
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\kappa, \lambda, \mu$	-	Parameter für die Berechnung eines äquivalenten E-Moduls beschichteter Körper nach LIU
$\lambda$	-	Schmierfilmhöhenparameter
$\lambda$	-	Normierungsfaktor (REYNOLDS-Gleichung)
$\lambda_c$	m	Grenzwellenlänge nach DIN EN ISO 3274
$\lambda_L$	m	Cut-Off-Wellenlänge der Hochpass-Filterung nach DIN EN ISO 25178

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$\lambda_s$	m	Kurzwelliger Profilfilter nach DIN EN ISO 3274
$\lambda_S$	m	Cut-Off-Wellenlänge der Tiefpass-Filterung nach DIN EN ISO 25178
$\mu$	-	Kinematische Reibungszahl
$\mu_0$	-	Statische Reibungszahl
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	Kinematische Viskosität
$\nu$	-	Querkontraktionszahl
$\nu$	-	Rauheitsparameter nach KRAGELSKY
$\nu_c$	-	Querkontraktionszahl der Schicht
$\nu_{eq}$	-	Äquivalente Querkontraktionszahl für Strukturmechanik nach HABCHI
$\nu_V$	-	Verschleißzahl
$\nu_s$	-	Querkontraktionszahl des Substrats
$\xi_R$	-	Energieakkumulationszahl
$\xi, \eta, \zeta$	-	HERTZsche Beiwerte
$\Pi$	J	Potentielle Energie
$\rho$	m <sup>-1</sup>	Krümmung
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\bar{\rho}$	-	Dimensionslose Dichte
$\rho_0$	kg/m <sup>3</sup>	Referenzdichte bei Umgebungsdruck
$\rho_{mix}$	kg/m <sup>3</sup>	Mischdichte
$\rho(\tau)$	-	Autokorrelationsfunktion
$\sigma$		Spannungsmatrix
$\sigma$	N/m <sup>2</sup>	Normalspannung
$\sigma$	m	Quadratischer Mittenrauwert
$\sigma_{eq}$	m	Äquivalenter quadratischer Mittenrauwert
$\sigma_s$	m	Standardabweichung der Asperitenhöhen
$\sigma_y$	N/m <sup>2</sup>	Streckgrenze
$\tau$	N/m <sup>2</sup>	Schubspannung
$\tau_E$	N/m <sup>2</sup>	Eyring-Spannung

Zeichen	SI-Einheit	Beschreibung
$\tau_L$	N/m <sup>2</sup>	Grenzs Schubspannung
$\varphi$	rad	Umfangswinkel
$\varphi_{\text{Last}}$	rad	Lastwinkel
$\phi$	m <sup>-1</sup>	Dichtefunktion der Oberflächenhöhen
$\phi_s$	m <sup>-1</sup>	Dichtefunktion der Asperitenhöhen
$\Phi$	-	Kumulierte Verteilungsfunktion
$\chi$	-	Achsenverhältnis nach HERTZ
$\psi$	-	Plastizitätsindex
$\psi$	m <sup>-1</sup>	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des verschleißbedingten Höhenverlustes
$\psi$	-	Fractional Film Defect Parameter
$\psi$	rad	Verkipfungswinkel zwischen Innenring und Außenring
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit
$\omega$	m	Stauchung
$\omega_1$	m	Kritische Stauchung für elasto-plastische Verformung
$\omega_2$	m	Kritische Stauchung für plastische Verformung
$\omega_a$	s <sup>-1</sup>	Relative Winkelgeschwindigkeit des Außenrings (bezogen auf Käfig)
$\omega_i$	s <sup>-1</sup>	Relative Winkelgeschwindigkeit des Innenrings (bezogen auf Käfig)
$\omega_m$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit des Käfigs
$\omega_r$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit der Wälzkörper um ihre eigene Achse
$\Omega$	-	Kontrollvolumen, Rechengebiet
$\Omega_c$	-	Kontaktgebiet

## Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
BEM	Randelementmethode (engl.: Boundary Element Method)
CC-FT	kontinuierliche Faltung und FOURIER-Transformation (engl.: Continuous Convolution and FOURIER Transform)
CEB	CHANG/ETSION/BOGY-Modell
CEL	gekoppelte EULER-LAGRANGE Methode (engl.: Coupled EULERIAN-LAGRANGE)
CFD	Numerische Strömungsmechanik (engl.: Computational Fluid Dynamics)
CG	Verfahren der konjugierten Gradienten (engl.: Conjugate Gradient Method)
DC-FFT	diskrete Faltung und schnelle FOURIER-Transformation (engl.: Discrete Convolution and FFT)
DGL	Differentialgleichung
DLC	Diamond-like Carbon
EHD	Elastohydrodynamik
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFT	Schnelle FOURIER-Transformation (engl.: Fast FOURIER Transform)
FRF	Frequenzgangfunktion (engl.: Frequency Response Function)
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
FVM	Finite-Volumen-Methode
GLS	GALERKIN-Least-Squares Verfahren
GT	GREENWOOD/TRIPP-Modell
GW	GREENWOOD/WILLIAMSON-Modell
HD	Hydrodynamik
IC	Einflusskoeffizienten (engl.: Influence Coefficient)

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
ID	Isotrope Diffusion
JG	JACKSON/GREEN-Modell
KE	KOGUT/ETSION-Modell
KKT / HSM	KARUSH-KUHN-TUCKER-Bedingung / HERTZ-SIGNORINI-MOREAU-Bedingung
MB	MAJUMDAR/BHUSHAN-Modell
MG	Mehrgitterverfahren (engl.: Multi-Grid Method)
MGM	Moving-Grid-Methode
MKS	Mehrkörpersimulation
MLMI	Multi-Level Multi-Integrations-Methode
PAO	Polyalphaolefin
PDF	(Wahrscheinlichkeits-)Dichtefunktion (engl.: Probability Density Function)
QP	Quadratische Programmierung
RMS	Root-Mean-Square
SRR	Slide-to-Roll Ratio
TEHD	Thermische Elastohydrodynamik
ZMC	ZHAO/MAIETTA/ZHANG-Modell

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation und Problemstellung

Moderne Gesellschaften weisen einen enormen Bedarf an Energie auf, welcher weltweit weiterhin stetig zunimmt. Bild 1 illustriert diesen Sachverhalt anhand der Entwicklung des globalen Energiebedarfs in Millionen Tonnen Öleinheiten von 1990 bis 2022 aufgeteilt in die verschiedenen Regionen der Welt. Während Europa und die Gemeinschaft unabhängiger Staaten (GUS) einen stagnierenden bzw. rückläufigen Energiebedarf aufweisen, steigt dieser insbesondere im Nahen Osten, Asien-Pazifik und Afrika signifikant an.

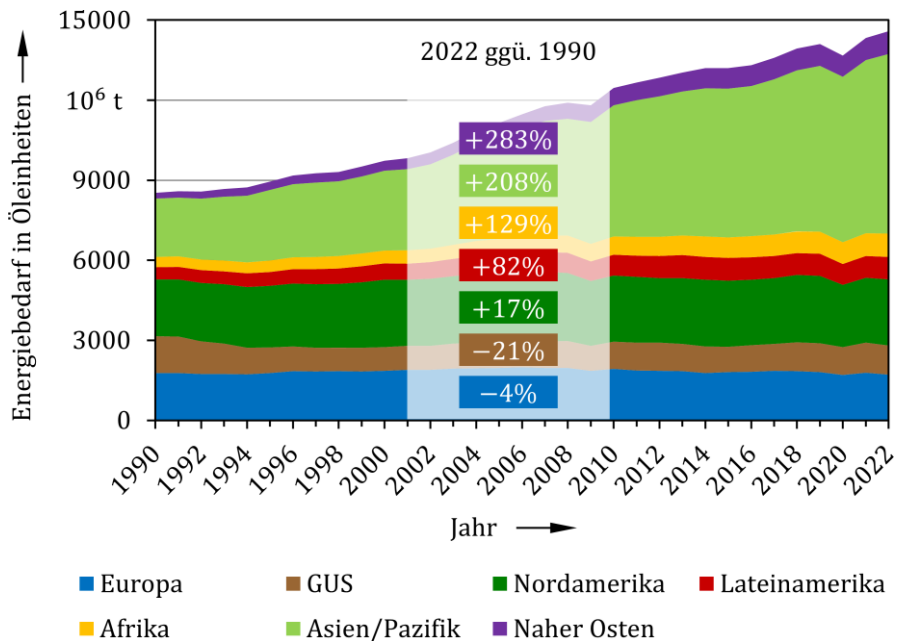


Bild 1: Entwicklung des globalen Energiebedarfs in Millionen Tonnen Öleinheiten von 1990 bis 2022, nach [1].

Etwa 20 % des weltweiten Energieverbrauchs lassen sich nach Untersuchungen von HOLMBERG et al. [2 – 7] auf die Überwindung von Reibung zurückführen. Weitere 3 % werden durch den Austausch oder die Instandsetzung von Verschleißteilen verursacht. Die vier größten energieverbrauchenden Sektoren stellen in diesem Zusammenhang der Verkehr, die Fertigungsindustrie, die Stromerzeugung sowie Haushalte dar. Vor dem Hintergrund beschränkter Ressourcen lässt sich exemplarisch im Maschi-

nenbau – als Teil der Fertigungsindustrie – durch den Einsatz von Schmierstoffen mit geringer Viskosität die Reibung in Maschinenelementen reduzieren. Der Einsatz niedrigviskoser Schmierstoffe führt jedoch zu geringeren Schmierfilmdicken und damit zu einem vermehrten Betrieb von Maschinenelementen im Misch- oder Grenzreibungsgebiet. Daraus resultiert wiederum eine Zunahme des Verschleißes in tribologisch hoch beanspruchten Systemen.

Da Verschleiß zu katastrophalen Ausfällen und Betriebsstörungen führen kann, die sich sowohl negativ auf die Produktivität als auch die Kosten auswirken, bietet die zuverlässige Vorhersage und Berechnung von Verschleiß ein großes Potenzial hinsichtlich der Auslegung von Maschinenelementen: Zum einen lassen sich mit ihrer Hilfe Betriebsbedingungen mit einer unerwünscht hohen Verschleißrate gezielt vermeiden und zum anderen ermöglicht sie die Abschätzung von Lebensdauern sowie die Optimierung des Einlaufprozesses.

Bisher veröffentlichte Ansätze zur numerischen Verschleißsimulation basieren zum einen auf deterministischen Kontaktberechnungen unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit (siehe z. B. [8]). Damit lassen sich sowohl geschmierte als auch trockene Tribosysteme analysieren. Allerdings ist dieser Ansatz aufgrund der notwendigen feinen Diskretisierung des Kontaktgebiets und des damit verbundenen hohen rechnerischen Aufwands nicht auf gesamte tribologische Systeme, sondern nur kleine repräsentative Oberflächenausschnitte in einer akzeptablen Rechenzeit anwendbar. Zum anderen wurden Modelle zur Verschleißsimulation publiziert, welche von nominell glatten Oberflächen in der Kontaktberechnung ausgehen. Im Falle trockener Kontakte bedarf es dadurch keiner weiteren Berücksichtigung der Oberflächenrauheit in der Verschleißberechnung (siehe z. B. [9]) während bei geschmierten Tribosystemen der Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Schmierungszustand stochastisch einzubeziehen ist, um den Festkörpertraganteil zu bestimmen (siehe z. B. [10]). Diese Modelle erlauben eine wesentlich zeiteffizientere Kontaktberechnung, wenngleich ein geringerer Detaillierungsgrad der Ergebnisse zu tolerieren ist. Trotz einer Vielzahl bisher entwickelter Simulationsmodelle zur Verschleißberechnung mangelt es bisher jedoch an einem umfassenden Vorgehensmodell, welches es ermöglicht Verschleiß in allen Schmierungsständen, das heißt im Bereich der Misch-, Grenz- sowie Trockenreibung in kürzerer Zeit zu berechnen, als es deterministische Modelle erlauben.

## 1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

Aufgrund der im vorangegangenen Abschnitt erwähnten Forschungslücke setzt sich die vorliegende Arbeit zum Ziel, ein Vorgehensmodell zur numerischen Verschleißmodellierung auszuarbeiten, welches den Verschleiß von tribologischen Kontakten im Misch-, Grenz- und Trockenreibungsgebiet berechnen kann. Da Beschichtungen im Rahmen einer Reibungs- und Verschleißminimierung verstärkt eingesetzt werden, sollen neben unbeschichteten damit auch beschichtete Wälzkontakte berechnet werden können. Zur Erzielung einer geringen Rechenzeit wird die Kontaktberechnung im Falle mischreibungsbehafteter Kontakte mithilfe einer auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) basierenden elasto-hydrodynamischen (EHD) Simulation mit stochastischer Berücksichtigung der Oberflächenrauheit realisiert. In analoger Weise wird für den Fall grenz- und trockenreibungsbehafteter Kontakte ein FEM-basiertes Kontaktmodell mit nominell glatten Oberflächen entwickelt, dessen Aufbau der EHD-Simulation entspricht. Dies bietet den Vorteil, dass sich beide Kontaktmodelle aufgrund des übereinstimmenden Modellaufbaus je nach Schmierungszustand gegeneinander austauschen lassen. Weiterhin erfordern Verschleißmodelle für deren Anwendung Verschleißkoeffizienten als Eingangsparameter, welche im Rahmen der vorliegenden Arbeit aufgrund der einfachen Umsetzbarkeit experimentell am Modellprüfstand ermittelt werden.

Um das Forschungsziel zu erreichen, werden in Abschnitt 2 zunächst die theoretischen Berechnungsgrundlagen, welche zum Aufbau einer Verschleißsimulation benötigt werden, zusammengetragen. Anschließend werden in Abschnitt 3 bereits veröffentlichte Modelle zur Verschleißsimulation aufgezeigt. Basierend auf dem Stand der Forschung werden Forschungslücken abgeleitet und diskutiert. Darauf aufbauend wird in Abschnitt 4 der Handlungsbedarf abgeleitet und ein Vorgehensmodell zur Verschleißsimulation trockener und geschmierter sowie unbeschichteter und beschichteter Wälzkontakte präsentiert. Abschnitt 5 geht schließlich auf die jeweiligen implementierten Berechnungsmodelle der Verschleißsimulation im Detail ein und erläutert deren Verknüpfung im Rahmen der numerischen Simulation. Abschnitt 6 widmet sich der Bestimmung der für die Verschleißsimulation erforderlichen Eingangsgrößen, wie etwa Oberflächenkennwerte oder Verschleißkoeffizienten. Die Ergebnisse der Verschleißsimulation werden in Abschnitt 7 exemplarisch anhand eines im Misch- und Grenzreibungsgebiet betriebenen Axial-Zylinderrollenlagers sowie eines im Mischreibungsgebiet betriebenen Radial-Rillenkugellagers dargelegt und diskutiert. Weiterhin werden anhand eines beschichteten

Radial-Rillenkugellagers insbesondere Unterschiede bezüglich der Kontaktmodellierung im Vergleich zu unbeschichteten Wälzkontakten adressiert. Darüber hinaus wird ein Vergleich mit experimentellen Versuchen am 2-Scheiben-Tribometer und am Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 vorgestellt. In diesem Zusammenhang sollen auch die Grenzen des entwickelten Vorgehensmodells diskutiert und zukünftige Forschungsfelder abgeleitet werden. In den darauffolgenden Abschnitten 8 und 9 schließt die Arbeit mit einer Zusammenfassung sowie einem Ausblick ab.

Der oben beschriebene Aufbau der vorliegenden Arbeit kann Bild 2 entnommen werden.

**Kapitel 1:** Einleitung

Motivation & Problemstellung

Zielsetzung & Aufbau

**Kapitel 2:** Theoretische Grundlagen

Tribologisches System

Kontaktmechanik

EHD

Verschleißmodelle

**Kapitel 3:** Stand der Forschung

Verschleißsimulationen



geschmierte Kontakte

trockene Kontakte

**Kapitel 4:** Handlungsbedarf und Lösungsansatz

**Kapitel 5:** Entwicklung eines Vorgehensmodells zur Verschleißmodellierung

Mischreibung

Trocken-/Grenzreibung

Beschichtete Kontakte

**Kapitel 6:** Bestimmung der Eingangsgrößen für die Verschleißsimulation

Oberflächenkennwerte

Verschleißkoeffizient

**Kapitel 7:** Simulation und Modellvalidierung

Verschleiß-Simulation



Verschleiß-Experiment

Vergleich & Diskussion

**Kapitel 8:** Zusammenfassung und Ausblick

**Kapitel 9:** Summary and Outlook

Bild 2: Aufbau der Arbeit.

## 2 Theoretische Grundlagen

Im vorliegenden Kapitel werden die für den Aufbau einer Verschleißsimulation erforderlichen Grundlagen der Tribologie, der Kontaktmechanik und der Verschleißmodellierung behandelt.

### 2.1 Grundlagen der Tribologie

Der Begriff „Tribologie“ leitet sich vom altgriechischen τριβειν (= Reiben) sowie λόγος (= Lehre) ab und wurde erstmals 1966 durch den britischen Ingenieur PETER JOST [11] im Rahmen einer Studie zur volkswirtschaftlichen Bedeutung von Reibung und Verschleiß eingeführt.

Die Gesellschaft für Tribologie (GfT) trifft folgende Definition:

„Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.“ [12]

Damit wird unter Tribologie ein interdisziplinäres Fachgebiet aus Physik, Chemie, Werkstoffwissenschaften und Ingenieurdisziplinen verstanden, welches jegliche Art von Wechselwirkungen zwischen Wirkflächen umfasst und ein breites Spektrum an zugehörigen Technologien, Verfahren und Anwendungen einschließt [13].

Obwohl der Begriff „Tribologie“ relativ neu ist, reichen die Ursprünge dieses Fachgebiets mit dem Einsatz von Rädern zur Reduzierung von Reibung bis auf das 4. Jahrtausend v. Chr. zurück [14, 15]. Ebenso wurden bereits zur Zeit der Sumerer und Ägypter (3500 – 30 v. Chr.) Schmierstoffe wie Öle, Fette oder Wasser eingesetzt [14, 15]. Erste tribologische Untersuchungen zur Reibung folgten durch LEONARDO DA VINCI (1492 - 1519), GUILLAUME AMONTONS (1663 - 1705) sowie CHARLES-AUGUSTIN COULOMB (1736 - 1806) [13, 16].

Grundlegende Untersuchungen zur Abhängigkeit der Scherspannung von Viskosität und Schergeschwindigkeit in Fluiden wurden bereits 1668 von SIR ISAAC NEWTON durchgeführt. Dennoch wurde das wissenschaftliche Verständnis für die Funktionsweise der Schmierung von Maschinenelementen erst Ende des 19. Jahrhunderts entwickelt [14, 16]. Der Beginn unseres Verständnisses für das Prinzip der hydrodynamischen Schmierung wurde durch die experimentellen Studien von BEAUCHAMP TOWER [17, 18]

und die theoretischen Interpretationen von OSBORNE REYNOLDS [19] sowie die damit verbundenen Arbeiten von NIKOLAI PAVLOVICH PETROV [20] begründet [21, 16].

Die Analyse von Verschleiß wurde zunächst auf einer weitgehend empirischen Grundlage begonnen. Wissenschaftliche Studien zur Berechnung von Verschleiß wurden erst Mitte des 20. Jahrhunderts entwickelt. RAGNAR HOLM [22] und JOHN FREDERICK ARCHARD [23] leisteten hierzu die ersten wesentlichen Beiträge [14, 16].

### 2.1.1 Das tribologische System

Bei tribologischen Kenngrößen, wie Reibung und Verschleiß, handelt es sich nicht um Materialeigenschaften, sondern um Systemeigenschaften, welche stets eine ganzheitliche Analyse des tribologischen Systems erfordern. Aus diesem Grund wird in dem vorliegenden Abschnitt die systemtechnische Betrachtung tribologischer Systeme erläutert.

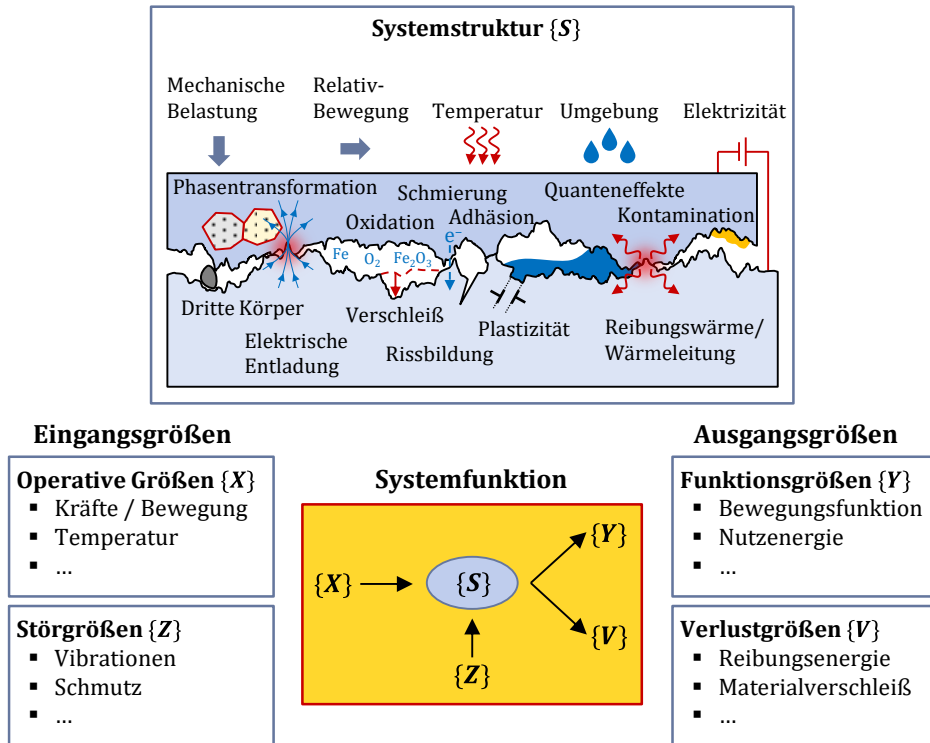


Bild 3: Allgemeine systemanalytische Darstellung eines tribologischen Systems sowie der möglichen Interaktionen; Eigene Darstellung nach [13, 24].

Die in Bild 3 veranschaulichte systemanalytische Darstellung verdeutlicht den Aufbau und die Funktion tribologischer Systeme anhand ihrer Systemstruktur. Diese umfasst ein Wirkflächenpaar bestehend aus Grund- und Gegenkörper, einen Zwischenstoff (z. B. Schmierstoff) sowie ein Umgebungsmedium (z. B. Luft) [25]. Die lokalen Stellen der Wirkflächen, an denen Grund- und Gegenkörper in physikalische und chemische Wechselwirkung treten, werden als Wirkorte bezeichnet [26]. Bei der Struktur von tribologischen Systemen kann weiterhin zwischen *geschlossenen* und *offenen* Systemen differenziert werden: Während in geschlossenen Systemen kein Austausch von Zwischenstoff und Umgebungsmedium stattfindet, erfolgt bei offenen Systemen ein Stofffluss in das System hinein und aus ihm heraus [13, 25].

Die Funktion eines tribologischen Systems besteht in der Umsetzung von Eingangsgrößen in Ausgangsgrößen anhand der Systemstruktur. Eingangsgrößen umfassen auf der einen Seite operative Größen in Form eines Beanspruchungskollektivs, andererseits können Störgrößen die Systemstruktur ungewünscht beeinflussen. Durch die physikalischen und chemischen Wechselwirkungen an den Wirkorten von Grund- und Gegenkörper werden letztendlich die Eingangs- in die Ausgangsgrößen des tribologischen Systems umgesetzt. Letztere lassen sich wiederum in dissipative Verlustgrößen, wie Reibung und Verschleiß, sowie die erwünschten Funktionsgrößen unterteilen. Im Rahmen des Maschinenbaus besteht die Funktion tribologischer Systeme typischerweise in einer Bewegungsübertragung (z. B. Führungen, Gelenke, Lager), einer Bewegungshemmung (z. B. Bremsen), einer Kraftübertragung (z. B. Kupplungen) oder einer Energieübertragung (z. B. Getriebe) [13].

### 2.1.2 Dimensionsbereiche tribologischer Systeme

Die in Bild 4 veranschaulichten charakteristischen Dimensionsbereiche tribologischer Systeme erstrecken sich über eine große Bandbreite an Längen- und Zeitskalen. Sie reichen von der atomaren Beschreibung von Reibung und Verschleiß (Nanotribologie) über die Untersuchung der Werkstoffmikrostruktur technischer Oberflächen im sub-Millimeterbereich (Mikrotribologie) bis hin zur Analyse ganzer Maschinenelemente sowie Baugruppen im Mikrometer- bis Meterbereich (Makrotribologie). [13, 27]

Während die Nano- und Mikrotribologie Dissipationseffekte im mikroskopischen Maßstab analysiert und vorwiegend im Bereich der Materialwissenschaften, Physik und Chemie ihren Einsatz findet, kommt der Makrotri-

bologie insbesondere in den Ingenieurwissenschaften die Aufgabe zu, benötigte Funktionen der Kraft- und Energieübertragung durch die in dem vorangegangenen Abschnitt erwähnten Wirkflächen zu realisieren. Weiterhin soll ein reibungs- und verschleißbedingter Energie- und Materialverlust gezielt vermieden werden. [13]

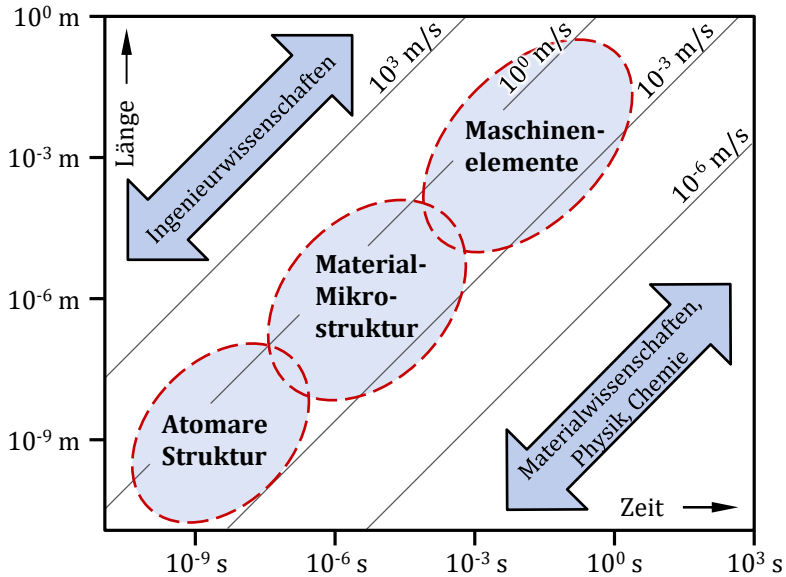


Bild 4: Charakteristische Dimensionsbereiche tribologischer Systeme nach [13].

Die Ursache des im Rahmen der vorliegenden Arbeit thematisierten Verschleißes liegt in unterschiedlichsten Mechanismen und Dimensionsbereichen. Eine detaillierte Verschleißberechnung auf makroskopischer Ebene erfordert deshalb auch stets eine Berücksichtigung nano- und mikroskaliger Verschleißphänomene.

### 2.1.3 Kontakt- und Bewegungsarten

Für die Analyse tribologischer Wechselwirkungen ist zunächst die Kenntnis der Kontaktzustände auf makroskopischer Ebene von Bedeutung. Es werden *konforme* und *kontraforme* Kontakte unterschieden.

Konforme Kontakte zeichnen sich durch einen hohen Grad an geometrischer Konformität mit eng aneinander geschmiegtten Oberflächen aus. Dadurch wird die äußere Last von einer verhältnismäßig großen nominellen Kontaktfläche getragen. Technische Beispiele hierfür sind Axial- und Radialgleitlager. Kontraforme Kontakte hingegen besitzen typischerweise

eine um zwei bis drei Größenordnungen geringere nominelle Kontaktfläche und würden sich unter Vernachlässigung elastischer Verformungen lediglich auf einer Linie bzw. einem Punkt berühren. Als technische Beispiele sind Wälzlagerungen und Getriebe anzuführen. [28, 25]

Bild 5 verdeutlicht exemplarische Ausprägungen der elementaren Kontaktarten anhand einiger Modell-Geometrien.

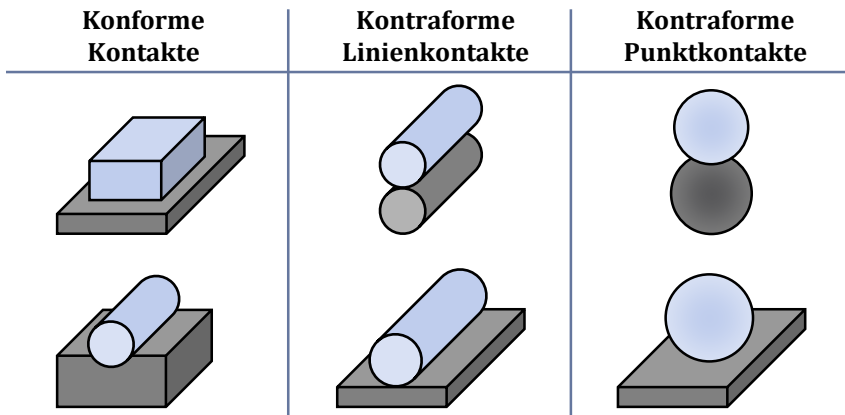


Bild 5: Elementare Kontaktarten nach [25].

Neben den elementaren Kontaktarten ist für die Untersuchung tribologischer Wechselwirkungen auch die Kinematik des Grund- und Gegenkörpers zu berücksichtigen. Es sind in diesem Zusammenhang die in Bild 6 aufgeführten elementaren Bewegungsarten zu unterscheiden.

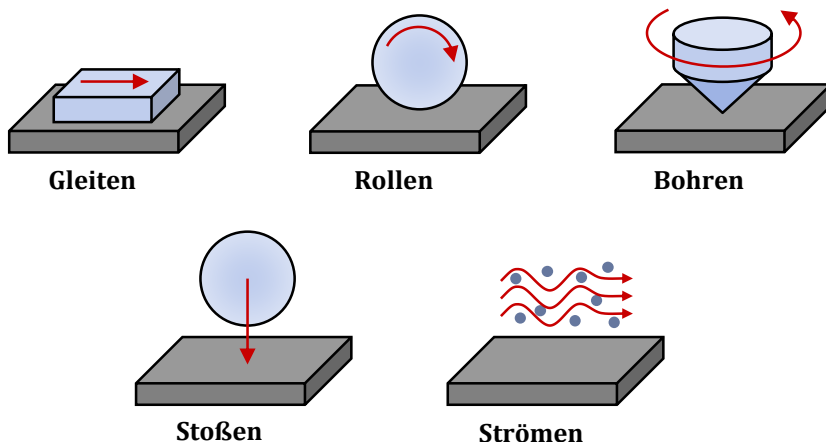


Bild 6: Elementare Bewegungsarten nach [13, 25].

Die makroskopischen elementaren Bewegungsarten zwischen zwei festen Körpern sind das *Gleiten*, *Rollen*, *Bohren* und *Stoßen*. Zusätzlich tritt bei der Bewegung von Fluiden an einem Festkörper das sogenannte *Strömen* auf. Mit Ausnahme des Stoßens kann der zeitliche Ablauf aller genannten Bewegungsarten kontinuierlich oder intermittierend erfolgend, wohingegen die Bewegungsrichtung gleichsinnig oder reversierend stattfinden kann [13]. Darüber hinaus existieren auch Mischformen der genannten elementaren Bewegungsarten, welche in Bild 7 zusammengefasst sind.

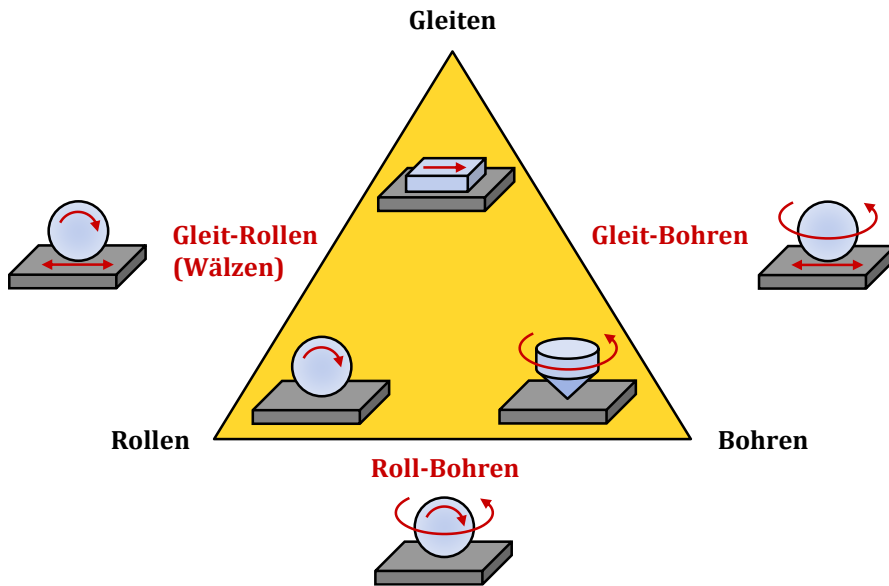


Bild 7: Bewegungsartendreieck nach [13, 25].

Im Gegensatz zum reinen Gleiten, kann eine reine Rollbewegung aufgrund vorhandener Reibung und elastischer Verformung nicht über dem gesamten Kontaktgebiet existieren. Es kommt daher stets zu einer Überlagerung mit Gleitanteilen, was als *Gleit-Rollen* oder auch *Wälzen* bezeichnet wird. Auch eine reine Bohrbewegung ist in der Praxis aufgrund der beanspruchungsbedingten Verformung im Punktkontakt nicht möglich, sodass auch hier eine Überlagerung mit Gleitanteilen erfolgt, was als *Gleit-Bohren* bezeichnet wird. Zuletzt kann eine weitere Überlagerung auch aus der reinen Bohr- und Rollbewegung heraus erfolgen, was in der Literatur als *Roll-Bohren* definiert ist. Da strenggenommen weder das reine Bohren noch das reine Rollen existieren, kommt es in der Praxis folglich auch beim Roll-Bohren zu Gleitanteilen. Ein Beispiel für das Vorkommen dieser kombinierten Bewegungsart sind die Wälzkörper/Laufbahn-Kontakte in Schrägkugellagern. [25]

In tribologischen Kontakten, bei welchen eine Bewegung beider Kontaktpartner auftritt, ist es zweckmäßig eine Unterscheidung in die Relativgeschwindigkeit

$$v_r = |u_1 - u_2| \quad (2.1)$$

sowie die Summengeschwindigkeit

$$v_s = u_1 + u_2 \quad (2.2)$$

vorzunehmen. Daraus ergibt sich der Schlupf bzw. das Slide-to-Roll Ratio (SRR):

$$SRR = 2 \cdot \frac{u_1 - u_2}{u_1 + u_2} \quad (2.3)$$

Nach obiger Definition liegt bei reinem Rollen ein Wert von  $SRR = 0$  vor, wohingegen bei reinem Gleiten ein Wert von  $|SRR| = 2$  resultiert. Entgegengesetzte Gleitgeschwindigkeiten führen zu  $2 < |SRR| < \infty$ , gleichsinnige Gleitgeschwindigkeiten in Wälzkontakten ergeben  $0 < |SRR| < 2$ .

#### 2.1.4 Schmierung

Feste, flüssige oder gasförmige Schmierstoffe nehmen in der Tribologie eine überaus wichtige Rolle ein, denn mit ihnen lässt sich das Reibungs- und Verschleißverhalten tribologischer Systeme gezielt beeinflussen. Zu ihren Aufgaben zählen [25, 29]:

- Kraftübertragung,
- Verschleißminimierung durch eine vollständige oder teilweise Trennung von Grund- und Gegenkörper,
- Reibungsreduzierung,
- Wärmeableitung,
- Verhinderung der Korrosion und Oxidation von Metalloberflächen.

Je nach Ausprägung der Schmierfilmdicke lassen sich unterschiedliche Schmierungszustände unterscheiden, welche anhand der in Bild 8 dargestellten STRIBECK-Kurve [30] graphisch veranschaulicht werden.

In der STRIBECK-Kurve wird die Reibungszahl

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (2.4)$$

als Quotient von der Reibungskraft zur Normalkraft über dem Schmierfilmhöhenparameter [31]

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{\sigma_{\text{eq}}} = \frac{h_{\min}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \quad (2.5)$$

aufgetragen. Letzterer beschreibt das Verhältnis der minimalen Schmierfilmdicke  $h_{\min}$  zum äquivalenten Mittenrauwert  $\sigma_{\text{eq}}$ , welcher dem Root-Mean-Square (RMS)-Wert der Oberflächenordinaten entspricht. Eine alternative Darstellung, welche insbesondere im Bereich der Gleitlagerungen Verwendung findet, ist die Auftragung der STRIBECK-Kurve über der HERSEY-Zahl [32]:

$$He = \frac{\eta \cdot \omega}{p} \quad (2.6)$$

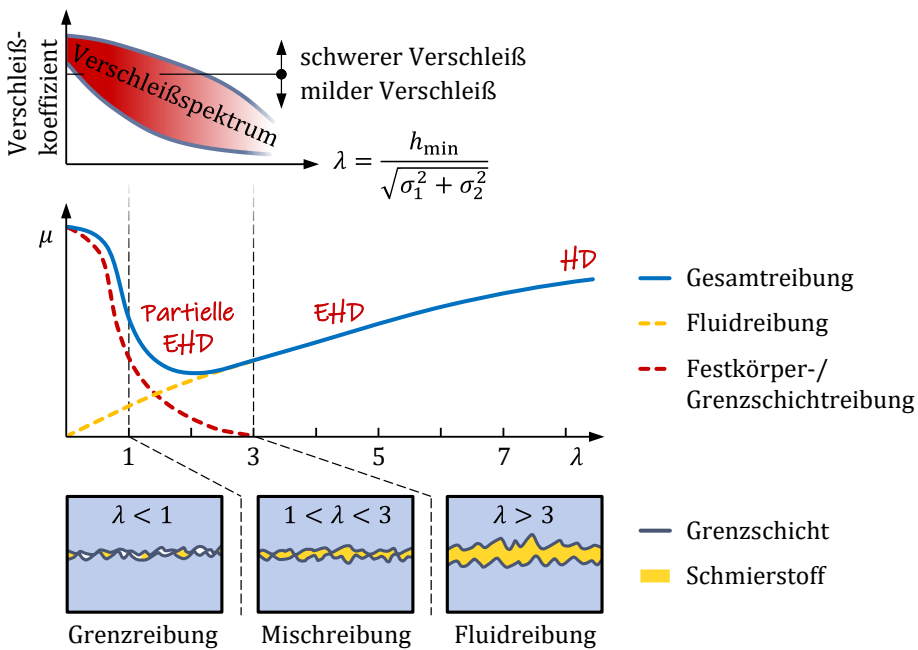


Bild 8: STRIBECK-Kurve mit Schmierzuständen in Abhängigkeit des Schmierfilmhöhenparameters  $\lambda$  sowie Reibungsanteilen und Verschleißspektrum nach [13, 31, 33].

Beim trockenen direkten Kontakt von Grund- und Gegenkörper ohne Zwischenmedium und ohne Reaktions- oder Oxidationsschichten liegt reine *Festkörperreibung* vor. Haben sich hingegen Reaktionschichten an der Werkstoffoberfläche gebildet, tritt *Grenzschichtreibung* auf. Bei Vorliegen eines Schmierfilms in einem Bereich von  $\lambda < 1$  kann sich nach [13] noch

kein hydrodynamisch wirksamer Druck aufbauen und es tritt *Grenzreibung* auf. Mit zunehmender Schmierfilmhöhe liegt in dem Bereich  $1 < \lambda < 3$  *Mischreibung*, das heißt eine Überlagerung aus Grenz- und Fluidreibung vor. In diesem Bereich wird ein Teil der externen Last durch den hydrodynamischen Druckaufbau im Schmierfilm und ein Teil durch Festkörperkontakt getragen. Übersteigt der Schmierfilmhöhenparameter einen Wert von  $\lambda > 3$  liegt reine *Fluidreibung* vor und es kommt zu einer vollständigen Trennung von Grund- und Gegenkörper. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass sich die Übergänge der einzelnen Schmierzustände nach aktuellen Studien in Abhängigkeit der Oberflächentopographie mitunter bei geringeren Schmierfilmhöhenparametern befinden können als es in Bild 8 angedeutet ist. Für weitergehende Ausführungen sei auf die experimentellen Arbeiten von HANSEN [34 – 37] sowie die simulativen Untersuchungen von ZHU [38] verwiesen. [13, 25]

Bei geringen Kontaktdrücken, wie sie insbesondere bei konformen geschmierten Kontakten auftreten, kann oftmals die elastische Verformung der Materialoberflächen vernachlässigt werden. Kontakte dieser Art werden als hydrodynamisch (HD) geschmierte Kontakte bezeichnet. Ein typisches Beispiel hierfür sind Gleitlagerungen. Bei weichen Kontaktpartnern oder hohen Pressungen bis hin zu mehreren Gigapascal, wie sie beispielsweise in Wälzlagerungen oder Getrieben aufzufinden sind, ist diese Vereinfachung hingegen nicht mehr zulässig und es liegen elasto-hydrodynamisch (EHD) geschmierte Kontakte vor, siehe Abschnitt 2.4.

Liegt ein vollständiger oder teilweiser Festkörper- bzw. Grenzschnittkontakt vor, so kann dies zu Verschleiß an den Wirkflächen von Grund- und Gegenkörper führen. Um den Verschleiß zu minimieren, können dem Schmierstoff Additive zugesetzt werden. Additive haben im Allgemeinen die Aufgabe, positive Eigenschaften des Grundschnmierstoffs zu verbessern, negative Eigenschaften abzuschwächen sowie Eigenschaften zu erzeugen, welche der Grundschnmierstoff gar nicht besitzt. Additive können in folgende Typen eingeteilt werden [29, 39]:

- Schauminhibitoren,
- Korrosions- und Oxidationsinhibitoren,
- Detergent- und Dispersantwirkstoffe,
- Demulgatoren und Emulgatoren,
- Viskositätsindexverbesserer,
- Reibungsmodifizierer,
- Fressschutzadditive,
- Verschleißschutzadditive.

Daneben können bei speziellen Anwendungen auch weitere Additive, wie Pourpoint-Erniedriger, Bakterizide, Haftverbesserer sowie Geruchs- und Farbveränderer, eingesetzt werden [29].

Während sich einige Additive auf die Eigenschaften des Grundschmierstoffs auswirken, wechselwirken andere mit der Metalloberfläche. Die Wechselwirkung mit Metalloberflächen bei oberflächenaktiven Additiven kann über die drei Mechanismen *Physisorption*, *Chemisorption* und *Tribochemische Reaktion* erfolgen [13]:

Bei der Physisorption werden jene Bereiche der Metalloberfläche durch Additivmoleküle adsorbiert, welche die höchste freie Oberflächenenergie aufweisen. Die Bindung der polaren Gruppen von Additiven an die Metalloberfläche erfolgt über Van-der-Waals-Kräfte, wobei höhere Kontaktdrücke zu einer stärkeren Adsorption und höhere Temperaturen zu einer schwächeren Adsorption führen. Aufgrund der hohen Bindungsenergie polarer Verbindungen zu Metall, wird eine chemische Bindung zwischen Additivmolekül und Metalloberfläche erleichtert. Daraus resultiert der Übergang zur Chemisorption mit der Entstehung von Schichten, welche im Vergleich zur Physisorption wesentlich stabiler sind, da chemische Bindungen mit größeren Bindungskräften gebildet werden. Die Schmelzpunkte solcher Schichten liegen in der Größenordnung von 150 °C. Bei darüberhinausgehenden Temperaturen verlieren die Schichten ihre reibungsmindernde Wirkung. Liegen höhere Kontaktdrücke oder Temperaturen vor, erfolgt eine tribochemische Reaktion zwischen den Additivmolekülen, wodurch höher belastbare Reaktionsschichten entstehen. Hierfür werden den Schmierstoffen u. a. Stickstoff-, Chlor-, Schwefel- oder Phosphorverbindungen als Additiv zugesetzt. Beispiele für solche Schmierstoffzusätze sind Fress- und Verschleißschutzadditive. [29, 13]

Bild 9 zeigt schematisch einen mit additiviertem Schmierstoff geschmierten Kontakt im Mischreibungsgebiet. Dabei koexistieren sowohl Bereiche mit Fluidreibung (F) als auch Bereiche mit einer Randschicht aus oberflächenaktiven Schmierstoffadditiven (AS), welche einen direkten Kontakt von Grund- und Gegenkörper verhindern, sowie Bereiche, in denen es zu einem Zusammenbruch des Additivfilms gekommen ist und folglich Festkörper- bzw. Grenzschichtkontakt vorliegt (G). Für ausführlichere Informationen zu den Hintergründen und Wirkungsweisen von Schmierstoffadditiven sowie deren Wechselwirkungen mit Metalloberflächen sei auf [40] sowie [41 – 43] verwiesen.

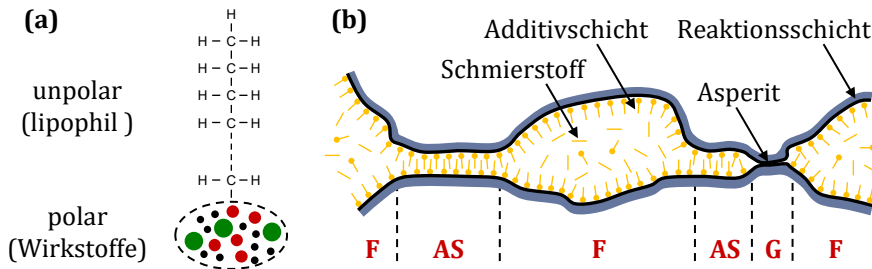


Bild 9: (a) Schematischer Aufbau eines oberflächenaktiven Additivs nach [29];  
 (b) Darstellung eines geschmierten Kontakts mit additiviertem Schmierstoff im Bereich der Mischreibung nach [39].

### 2.1.5 Reibung

Die Reibung, welche auch als Bewegungswiderstand interpretiert werden kann, lässt sich unterteilen in *äußere Reibung*, die durch die Interaktion der Wirkflächen von Grund- und Gegenkörper hervorgerufen wird, und *innere Reibung*, die innerhalb eines Mediums (Gas, Flüssigkeit oder Festkörper) auftritt und dem Fachgebiet der Rheologie zuzuordnen ist [13].

AMONTONS postulierte in seinen Reibungsgesetzen [44, 45]:

1. Die Proportionalität von Reibungs- und Normalkraft.
2. Die Unabhängigkeit der Reibungskraft von der nominellen Kontaktfläche.

Erweitert wurden die Reibungsgesetze von AMONTONS durch COULOMB um das dritte Reibungsgesetz [44, 45]:

3. Die Geschwindigkeitsunabhängigkeit der Reibungszahl.

Aus heutiger Sicht stellen diese Gesetze aufgrund der Komplexität der tribologischen Wechselwirkungen zwischen Grund- und Gegenkörper jedoch höchstens eine gute Näherung der Realität dar [46, 47]. Tatsächlich sind Reibungsmessgrößen, wie die Reibungskraft oder die Reibungszahl, also keine Materialeigenschaft, sondern abhängig von der Systemstruktur und dem Belastungskollektiv [13]. Auf COULOMB geht auch die Unterscheidung hinsichtlich des Bewegungszustands in eine statische Reibungszahl  $\mu_0$  und eine kinematische Reibungszahl  $\mu$  zurück [45]. Bei Festkörpern ist die der Haftreibung zugeordnete statische Reibungszahl aufgrund von sich ausbildenden adhäsiven Bindungen typischerweise größer als die der Bewegungsreibung zugeordnete kinematische Reibungszahl [48]:

$$\mu_0 > \mu \quad (2.7)$$

Die Energieumsetzung bei der Reibung wird durch Reibungsmechanismen verursacht, welche von den im Kontaktbereich stochastisch verteilten Mikrokontakten ausgehen [13]. Im Allgemeinen lassen sich, wie in Bild 10 dargestellt, bei der äußeren Reibung von Festkörpern *adhäsive* und *deformative* Reibungsmechanismen unterscheiden. Somit ergibt sich die Gesamtreibungskraft [45]:

$$F_{R,Fest} = F_{adh} + \underbrace{F_{plast} + F_{Furch} + F_{Hyst}}_{F_{def}} \quad (2.8)$$

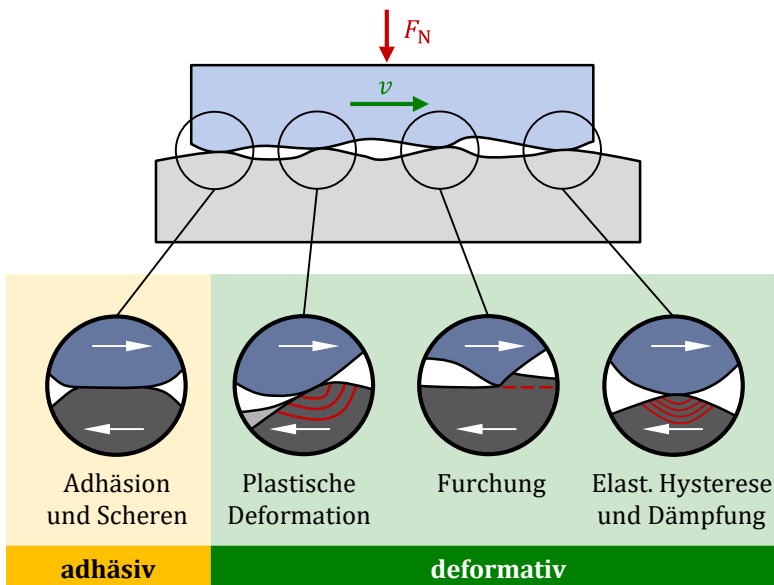


Bild 10: Reibungsmechanismen nach [13].

Die Ursache des adhäsiven Reibungsanteils geht auf die Bildung und Zerstörung von Adhäsionsbindungen durch Wechselwirkungskräfte, wie Ionen-, Elektronenpaar-, Metallische- oder Van-der-Waals-Bindungen zurück [49]. Der deformative Reibungsanteil setzt sich wiederum aus den drei Komponenten *plastische Deformation*, *Furchung* und *Elastische Hysterese* zusammen. Während es bei der plastischen Deformation zu einer irreversiblen Verformung der in Kontakt stehenden Rauheitshügel und einer damit verbundenen Vergrößerung der Kontaktfläche („junction growth“ [27]) kommt, erfolgt bei der elastischen Hysterese eine reversible Deformation mit einer Energiedissipation durch Schwingungen im Atomgitter. Eine Furchung wird entweder durch den Kontakt der Rauheitshügel zweier Körper mit unterschiedlicher Härte oder durch eingebettete Verschleißpartikel hervorgerufen. [13, 25]

Neben der reinen Festkörper- bzw. Grenzschichtreibung kommt es bei geschmierten technischen Systemen zu einer Überlagerung mit der Fluidreibung [50]:

$$F_{R,Fluid} = A \cdot \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \quad (2.9)$$

Daraus resultieren die aus Abschnitt 2.1.4 abgeleiteten Reibungszustände der Grenz- und Mischreibung. Während es bei der Grenzreibung – bedingt durch hohe Last, geringe Relativgeschwindigkeit oder geringe Schmierstoffviskosität – zu keinem tragfähigen Schmierfilmaufbau kommen kann, tritt im Bereich der Mischreibung ein hydrdynamischer Druck auf, welcher zu einer partiellen Trennung von Grund- und Gegenkörper führt. In diesen Reibungszuständen ergibt sich die Gesamtreibung aus:

$$F_{R,Gesamt} = F_{R,Fest} + F_{R,Fluid} \quad (2.10)$$

Mit zunehmender Schmierfilmhöhe nimmt analog zu Bild 8 der Anteil der Festkörper- bzw. Grenzschichtreibung ab, bis es schließlich zur reinen Fluidreibung kommt.

Entsprechend den in Abschnitt 2.1.3 aufgeführten Bewegungsarten, werden auch bei der Reibung die elementaren Reibungsarten *Gleitreibung*, *Rollreibung* und *Bohrreibung* mit ihren jeweiligen Überlagerungen nach dem in Bild 7 dargestellten Bewegungsartendreieck unterschieden. Während sich die Gleitreibung insbesondere aus einer Adhäsions-, einer Deformations- und einer Furchungs-Komponente zusammensetzt, resultiert die technisch ebenso relevante Rollreibung vorrangig aus einer Adhäsion-, einer Deformations- sowie einer Hysterese-Komponente [13]. Zudem kommt es beim Abrollen gekrümmter Oberflächen zu Überlagerungen von Normal- und Tangentialkräften und in der Folge zu einer Aufteilung des Berührungsbereiches in Haft- und Schlupfzonen [51]. Ist die Rollreibung mit einer Schlupf-Komponente überlagert, wird diese Überlagerung als Roll- und Gleitreibung als Wälzreibung bezeichnet.

In Wälzlagern kann neben dem in den Schlupfzonen auftretenden Mikroschlupf (Differentialschlupf) zusätzlich eine Bohrbewegung der Wälzkörper (z. B. in Schrägkugellagern) und damit Bohrschlupf sowie ein aus der Dynamik des Lagers resultierender Makroschlupf auftreten. Eine graphische Darstellung dieser drei Schlupf-Arten zeigt Bild 11.

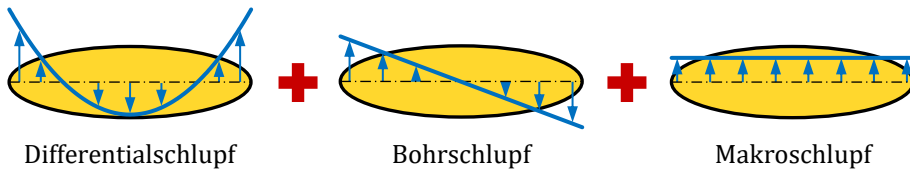


Bild 11: Allgemeine Schlupfverteilung aus Differential-, Bohr- und Makroschlupf; Eigene Darstellung nach [52, 53].

### 2.1.6 Verschleiß

Verschleiß bezeichnet den fortschreitenden Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, das heißt Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers [12, 54]. Zur Quantifizierung des Verschleißes kann die Angabe der direkten Verschleißmessgrößen *Verschleißlänge*, *-fläche*, bzw. *-volumen* herangezogen werden [13]. Als indirekte Verschleißreferenzgröße hat sich international die Verschleißrate bzw. der Verschleißkoeffizient

$$k = \frac{W_V}{F_N \cdot s} \quad (2.11)$$

etabliert, welcher das Verschleißvolumen in Relation zur Normalkraft  $F_N$  und dem Gleitweg  $s$  setzt [55]. Verschleißmessgrößen stellen – wie auch Reibungsmessgrößen – keine Materialkonstanten dar und sind ebenso abhängig von der Systemstruktur und dem Belastungskollektiv [13]. Als ursächlich für den Verschleiß von Festkörpern werden die in Bild 12 veranschaulichten Mechanismen *Oberflächenzerrüttung*, *Abrasion*, *Adhäsion* sowie *Tribochemische Reaktion* angesehen [56]. Die einzelnen Verschleißmechanismen treten in der Regel nicht isoliert, sondern überlagert auf [57].

*Oberflächenzerrüttung* bzw. *Ermüdungverschleiß* resultiert aus der Ermüdung und Rissbildung in Oberflächenbereichen durch tribologische Wechselbeanspruchungen. Diese führen zu Materialtrennungen und -abtragungen. *Abrasionsverschleiß* tritt auf, wenn Rauheitsspitzen harter Festkörper oder abgetrennte Verschleißpartikel unter Last in weichere Festkörper eindringen und Materialabtrag durch eine furchende und ritzende Beanspruchung auslösen. *Adhäsionsverschleiß* wird durch die Ausbildung von Haftverbindungen in Form von Kaltverschweißungen ausgelöst. In deren Folge kommt es zur Trennung der Haftverbindung außerhalb der Grenzflächen, im angrenzenden Material eines der beiden Kontaktpartner. *Tribochemi-*

sche Reaktionen bzw. *Tribooxidationsverschleiß* entstehen durch chemische Reaktionen zwischen Grundkörper, Gegenkörper und angrenzenden Medien, welche durch die tribologische Beanspruchung ausgelöst werden. Sie führen zur Entstehung von Reaktionsschichten und -partikeln, die bei einer Relativbewegung stetig erzeugt und abgerieben werden. [25, 57, 58]

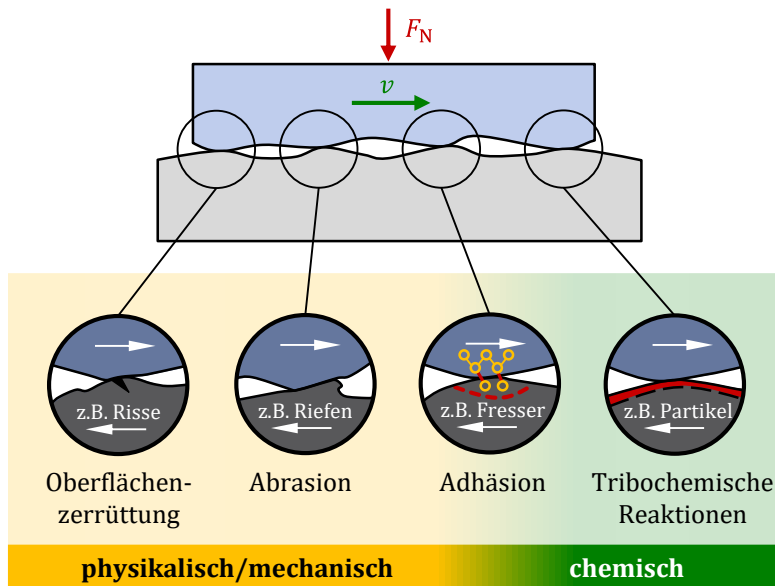


Bild 12: Verschleißmechanismen nach [13].

Wie bei der Reibung, kann auch beim Verschleiß eine Klassifizierung von Verschleißarten in Anlehnung an die in Abschnitt 2.1.3 diskutierten Bewegungsarten erfolgen. Zudem können Verschleißarten hinsichtlich der beteiligten Elemente und der Wechselwirkungen bzw. Mechanismen unterteilt werden [12]. Etabliert hat sich folgende Einteilung nach CZICHOS [13].

Verschleißarten, welche primär in *geschlossenen* Tribosystemen auftreten:



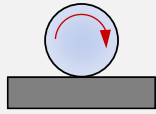
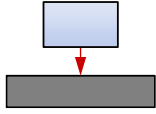
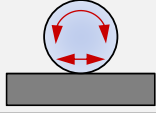

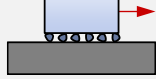
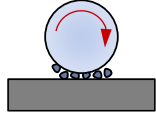
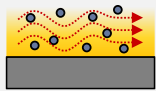
- Gleitverschleiß,
- Wälzverschleiß,
- Stoßverschleiß,
- Schwingungverschleiß,
- Furchungverschleiß (Gegenkörperfurchung).

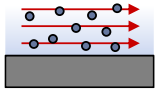
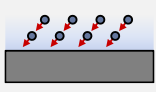
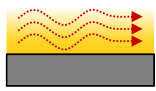
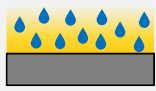
Verschleißarten, welche primär in *offenen* Tribosystemen auftreten:

- Furchungverschleiß (Teilchenfurchung),
- Strahlverschleiß,
- Erosionsverschleiß (Strömungverschleiß).

Eine detaillierte Übersicht der in technischen Systemen möglichen Verschleißarten in Abhängigkeit der beteiligten Elemente sowie der wirkenden Verschleißmechanismen kann Tabelle 1 in Anlehnung an GfT Arbeitsblatt 7 entnommen werden.

Tabelle 1: Gliederung des Verschleißgebietes in Abhängigkeit der tribologischen Beanspruchung nach [12].

Elemente der Systemstruktur	Tribologische Beanspruchung	Verschleißart	Mechanismen			
			Oberflächen-zerrüttung	Abrasion	Adhäsion	Tribochem. Reaktion
Festkörper Zwischenstoff Festkörper		Gleitverschleiß Wälzverschleiß	●	○	○	●
Festkörper Festkörper		Gleitverschleiß	●	●	●	●
		Rollverschleiß Wälzverschleiß	●	●	●	●
		Prallverschleiß Stoßverschleiß	●	●	●	●
		Schwingungsverschleiß	●	●	●	●
Festkörper (Festkörper) Partikel		Furchungsver- schleiß, Erosion	○	●	○	●
		Korngleitverschleiß	●	●	○	●
		Kornwälzverschleiß, Mahlverschleiß	●	●	○	●
Festkörper Fluid + Partikel		Spülverschleiß	●	●	○	●

Elemente der Systemstruktur	Tribologische Beanspruchung	Verschleißart	Mechanismen			
			Oberflächen-zerrüttung	Abrasion	Adhäsion	Tribochem. Reaktion
Festkörper Gas + Partikel		Gleitstrahlverschleiß	●	●	○	●
		Prallstrahl-/Schrägstrahlverschleiß	●	●	○	●
Festkörper Fluid oder Gas		Werkstoffkavitation	●	○	○	●
		Tropfenschlag	●	○	○	●

In geschmierten tribologischen Systemen, welche – wie Wälzlager, Getriebe oder Ventiltriebe – im Misch- oder Grenzreibungsgebiet betrieben werden, kann es durch den lokalen Festkörperkontakt zu einer Überlagerung aller vier Verschleißmechanismen kommen. Allerdings dominiert oftmals ein Mechanismus. LIM und ASHBY haben in diesem Zusammenhang die dominierenden Verschleißmechanismen für den trockenen Kontakt einer Stahl/Stahl-Paarung an einem Stift-Scheibe-Tribometer untersucht und in Form einer Verschleißmechanismen-Karte (engl.: wear-mechanism map) veröffentlicht [59].

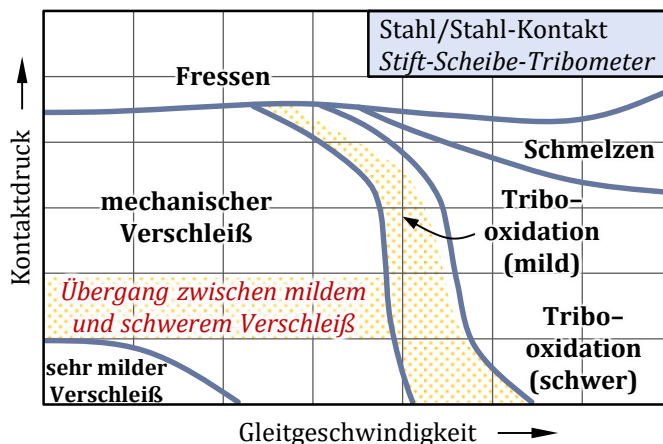


Bild 13: Verschleißmechanismen-Karte nach [60, 61].

Bild 13 zeigt qualitativ die von LIM und ASHBY publizierte Verschleißmechanismen-Karte, welche den dominierenden Verschleißmechanismus in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit sowie des Kontaktdrucks verdeutlicht. Aufgrund der Komplexität des Verschleißes und der weitergehenden Abhängigkeit der Verschleißmechanismen von der Systemstruktur kann diese jedoch nicht zur präzisen Abgrenzung unterschiedlicher Mechanismen herangezogen werden.

### 2.1.7 Tribometrie

Tribometrie bezeichnet die tribologische Mess- und Prüftechnik, welche sich von der Makrotribologie bis hin zur Nanotribologie erstreckt, siehe Abschnitt 2.1.2. Die Aufgaben der Tribometrie wurden in der ehemaligen DIN 50322 [62] definiert und umfassen:


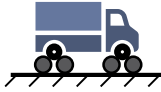
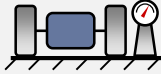
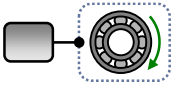
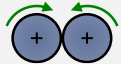
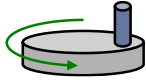
- Optimieren von Bauteilen bzw. tribotechnischen Systemen zum Erreichen einer vorgegebenen, verschleißbedingten Gebrauchsdauer,
- Bestimmung verschleißbedingter Einflüsse auf die Gesamtfunktion von Maschinen bzw. Optimieren von Bauteilen und tribotechnischen Systemen zur Erreichung einer vorgegebenen Funktion,
- Überwachung der verschleißabhängigen Funktionsfähigkeit von Maschinen,
- Vorauswahl von Werkstoffen und Schmierstoffen für praktische Anwendungsfälle,
- Qualitätskontrolle von Werkstoffen und Schmierstoffen,
- Verschleißforschung, mechanismenorientierte Verschleißprüfung,
- Schadensanalyse,
- Diagnose von Betriebszuständen,
- Sammlung von Daten für die Instandhaltung.

Die diversen Prüfaufgaben können mithilfe unterschiedlicher Prüfmethoden und Prüfsysteme umgesetzt werden. Sie reichen von Betriebsversuchen an technischen Systemen unter realen Betriebsbedingungen bis zu Modellprüfungen mit vereinfachten Probekörpern und Beanspruchungen.

Es lassen sich sechs Kategorien der tribologischen Prüftechnik unterscheiden, siehe Tabelle 2. Mit zunehmendem Kategorie-Wert nimmt der Abstraktionsgrad der Prüfmethodik zu, das heißt sowohl das Beanspruchungskollektiv als auch die Struktur des Systems wird gegenüber der vorhergehenden Kategorie vereinfacht [13]. Die Prüfkategorien I bis IV umfassen Betriebs- und betriebsähnlichen Versuche, wohingegen die Prüfkategorien V und VI Simulations- und Modellversuche an Ersatzsystemen beinhalten.

Allgemein gilt: Ein hoher Abstraktionsgrad führt zu einer realitätsferneren Prüfung, andererseits können Störgrößen besser eliminiert, Parameter besser eingestellt und Messgrößen besser aufgenommen werden [25]. Durch die in Probekörper- und Modellversuchen verwendeten vereinfachten Körper werden die tribologischen Verhältnisse gegenüber Bauteilversuchen modifiziert, was zu veränderten Reibungs- und Verschleißmechanismen führen kann. Die ermittelten Kenngrößen können aus diesem Grund große Abweichungen zur Realität aufweisen. Typische Probekörper von Prüfständen der Kategorien V und VI sind Kugeln, Zylinder, Scheiben und Ringe.

Tabelle 2: Kategorien der tribologischen Prüftechnik nach [13].

Kategorie	Mess- und Prüftechnik	System, Bau- gruppe, Modell
I	Betriebsversuche und betriebsähnliche Versuche:	Betriebsversuch 
II		Prüfstandsversuch 
III	Original-Systemstruktur und vereinfachte Beanspruchung	Aggregatsversuch 
IV		Bauteilversuch 
V	Simulations- und Modellversuche:	Probekörperversuch 
VI	Modellstruktur und vereinfachte Beanspruchung	Modellversuch 

Weitere Informationen zu experimentellen Prüfsystemen, -methoden und der Messtechnik können [63] sowie [64] entnommen werden.

## 2.2 HERTZsche Theorie

Der deutsche Physiker HEINRICH HERTZ leitete in [65, 66] die theoretischen Grundlagen für die Berechnung des elastischen Kontakts gekrümmter Körper her. Nach [67] resultieren aus den theoretischen Annahmen folgende Bedingungen, welche näherungsweise zur Anwendung der HERTZschen Formeln erfüllt sein müssen:

1. Das Material beider Kontaktpartner ist isotrop, homogen und verhält sich rein elastisch.
2. Bei dem zu berechnenden Kontakt handelt es sich um einen trockenen Normalkontakt.
3. Die Oberflächen der Kontaktpartner sind ideal glatt und reibungsfrei.
4. Beide Kontaktpartner sind frei von Eigenspannungen.
5. Die Kontaktfläche soll möglichst eben und in ihren Dimensionen klein gegenüber den Krümmungsradien der Kontaktkörper sein.

Obwohl die genannten Voraussetzungen in Wälzkontakten, wie beispielsweise den Wälzkörper/Laufbahn-Kontakten von Wälzlagern, nie alle gleichzeitig erfüllt sind, konnte in zahlreichen Untersuchungen nachgewiesen werden, dass die HERTZsche Theorie in der Praxis dennoch eine sehr gute Übereinstimmung mit experimentell ermittelten Werten für den Kontaktdruck, die Kontaktfläche sowie die Annäherung von Grund- und Gegenkörper aufweist [68].

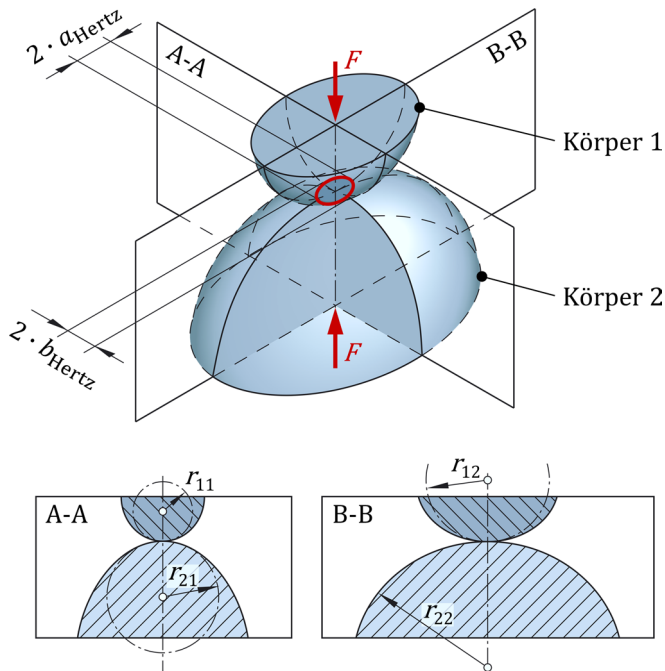


Bild 14: Berührung gekrümmter Oberflächen unter Last nach [69].

Bild 14 verdeutlicht einen Punktkontakt allseitig gekrümmter Oberflächen. Die Krümmungen in den Hauptkrümmungsebenen beider Körper ergeben sich aus dem Kehrwert der jeweiligen Radien nach Gl. (2.12).

$$\rho_{ij} = \frac{1}{r_{ij}} \quad (2.12)$$

Darin definiert der Index  $i$  den Körper und der Index  $j$  die Hauptkrümmungsebene. Für die Anwendung der Gleichungen nach HERTZ wird eine verkürzte Schreibweise für die Summe der Krümmungen eingeführt:

$$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \quad (2.13)$$

Zur Beschreibung der Kontaktgeometrie wird der Geometriebeiwert

$$\cos(\tau) = \frac{\sqrt{(\rho_{11} - \rho_{12})^2 + (\rho_{21} - \rho_{22})^2 + 2 \cdot (\rho_{11} - \rho_{12}) \cdot (\rho_{21} - \rho_{22}) \cdot \cos(2\varphi)}}{\sum \rho} \quad (2.14)$$

definiert [70]. Der Winkel  $\varphi$  bezeichnet die Winkelabweichung der Hauptkrümmungsebenen von Grund- und Gegenkörper. Fallen diese zusammen, gilt  $\varphi = 0^\circ$  und Gl. (2.14) vereinfacht sich zu:

$$\cos(\tau) = \frac{|\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}|}{\sum \rho} \quad (2.15)$$

Die elastischen Eigenschaften beider Körper werden im reduzierten Elastizitätsmodul zusammengefasst:

$$E_{\text{red}} = \left[ \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{-1} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(1 - \nu_1^2) E_2 + (1 - \nu_2^2) E_1} \quad (2.16)$$

Weiterhin werden zur Berechnung der Halbachsen der elliptischen Kontaktfläche sowie des Kontaktdrucks und der elastischen Verformung, die folgenden HERTZschen Beiwerte benötigt [71]:

$$\begin{aligned} \xi &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \chi^2 \cdot M}{\pi}} \\ \eta &= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M}{\pi \cdot \chi}} \\ \zeta &= \frac{2 \cdot N}{\pi \cdot \xi} \end{aligned} \quad (2.17)$$

Darin bezeichnet  $\chi$  das Verhältnis der großen zur kleinen Halbachse:

$$\chi = \frac{a_{\text{Hertz}}}{b_{\text{Hertz}}} = \frac{\xi}{\eta} \quad (2.18)$$

Die Bestimmung der HERTZschen Beiwerte  $\xi$ ,  $\eta$  und  $\zeta$  erfordert die Bestimmung der unbekanntenen Größen  $\chi$ ,  $N$  sowie  $M$  und somit drei voneinander unabhängige Gleichungen. Die Abhängigkeit des Geometriebeiwerts stellt die erste Gleichung dar:

$$\cos(\tau) = \frac{M \cdot (\chi^2 + 1) - 2 \cdot N}{M \cdot (\chi^2 - 1)} \quad (2.19)$$

Die Größen  $N$  sowie  $M$  resultieren aus dem vollständigen elliptischen Integral 1. Art

$$N(\chi) = \int_0^{\pi/2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\chi^2} \right) \cdot (\sin(\phi))^2 \right]^{-1/2} d\phi \quad (2.20)$$

und dem vollständigen elliptischen Integral 2. Art

$$M(\chi) = \int_0^{\pi/2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{1}{\chi^2} \right) \cdot (\sin(\phi))^2 \right]^{1/2} d\phi \quad (2.21)$$

Somit liegt mit den Gleichungen (2.19) – (2.21) ein unabhängiges Gleichungssystem vor, mit dessen Hilfe die HERTZschen Beiwerte aus Gleichung (2.17) numerisch ausgewertet werden können [71].

Die Hauptachsen der elliptischen Kontaktfläche resultieren aus

$$a_{\text{Hertz}} = \xi \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F}{E_{\text{red}} \cdot \sum \rho}} \quad (2.22)$$

$$b_{\text{Hertz}} = \eta \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot F}{E_{\text{red}} \cdot \sum \rho}}$$

und die maximale HERTZsche Pressung lässt sich anhand

$$p_{\text{Hertz}} = \frac{3 \cdot F}{2\pi \cdot a_{\text{Hertz}} \cdot b_{\text{Hertz}}} = \frac{1}{2\pi \cdot \xi \cdot \eta} \cdot \sqrt[3]{3 \cdot F \cdot \left( \sum \rho \right)^2 \cdot E_{\text{red}}^2} \quad (2.23)$$

berechnen. Damit stellt sich eine ellipsoidförmige Druckverteilung nach Gleichung (2.24) ein.

$$p(x, y) = p_{\text{Hertz}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_{\text{Hertz}}}\right)^2 - \left(\frac{y}{b_{\text{Hertz}}}\right)^2} \quad (2.24)$$

Die durch obige Gleichung beschriebene Druckverteilung ist in Bild 15 dargestellt. Dabei entspricht die maximale HERTZsche Pressung dem 1,5-fachen des mittleren Kontaktdrucks:

$$p_{\text{Hertz}} = \frac{3}{2} \cdot \bar{p} \quad (2.25)$$

Ferner kann die Annäherung beider Körper durch elastische Verformung bestimmt werden:

$$\delta_{\text{Hertz}} = \zeta \cdot \sqrt[3]{\frac{9 \cdot F^2 \cdot \sum \rho}{8 \cdot E_{\text{red}}^2}} \quad (2.26)$$

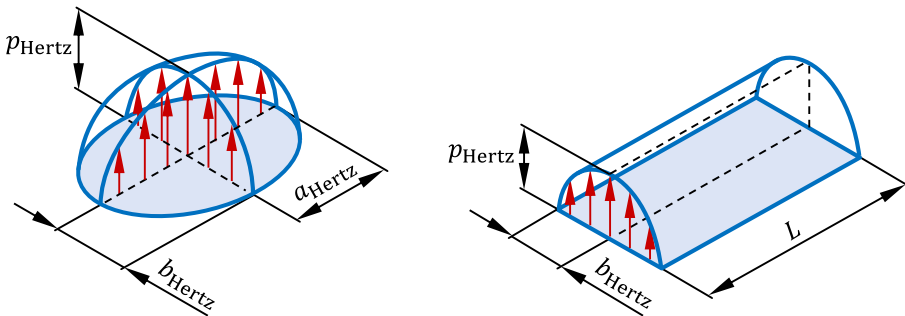


Bild 15: Spannungsverteilung bei Punkt- und Linienkontakten nach [68].

Neben Punktkontakten lassen sich auch Pressungen und Kontaktflächen in Linienkontakten nach der HERTZschen Theorie berechnen. Hierbei ergeben sich folgende Abmessungen der Kontaktfläche nach Bild 15:

$$a_{\text{Hertz}} = L$$

$$b_{\text{Hertz}} = \sqrt{\frac{8 \cdot F}{\pi \cdot E_{\text{red}} \cdot L \cdot \sum \rho}} \quad (2.27)$$

Die maximale HERTZsche Pressung beträgt in diesem Fall:

$$p_{\text{Hertz}} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot L \cdot b_{\text{Hertz}}} = \sqrt{\frac{F \cdot E_{\text{red}}}{2 \cdot \pi \cdot L} \cdot \sum \rho} \quad (2.28)$$

Analog zur Druckverteilung in Punktkontakten stellt sich auch bei Linienkontakten in Breitenrichtung eine ellipsenförmige Druckverteilung ein:

$$p(y) = p_{\text{Hertz}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b_{\text{Hertz}}}\right)^2} \quad (2.29)$$

Die maximale HERTZsche Pressung entspricht bei Linienkontakten dem  $4/\pi$ -fachen des mittleren Kontaktdrucks:

$$p_{\text{Hertz}} = \frac{4}{\pi} \cdot \bar{p} \quad (2.30)$$

Im Gegensatz zu Punktkontakten lässt sich bei Linienkontakten jedoch mithilfe der HERTZschen Theorie keine Verformungen berechnen. Aus diesem Grund wird in der Literatur die nachstehende empirische Formel zur Berechnung des Kontakts zweier paralleler Zylinder angegeben [72]:

$$\delta_{\text{Hertz}} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot L} \cdot \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \cdot \left( \ln \left( \frac{d_1}{b_{\text{Hertz}}} \right) + 0,407 \right) + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \cdot \left( \ln \left( \frac{d_2}{b_{\text{Hertz}}} \right) + 0,407 \right) \right] \quad (2.31)$$

Für den allgemeinen Zylinder/Ebene-Kontakt einer Stahl/Stahl-Paarung haben u. a. LUNDBERG [73] und KUNERT [74] empirische Potenzgesetze für die Berechnung der elastischen Verformung entwickelt. Weit verbreitet ist die nachfolgende Beziehung nach [74]:

$$\delta_{\text{Hertz}} = \frac{4,05}{10^5} \cdot \frac{\text{mm}^{1,85}}{\text{N}^{0,925}} \cdot \frac{F^{0,925}}{L^{0,85}} \quad (2.32)$$

Anhand von Gleichung (2.32) lässt sich erkennen, dass die elastische Verformung des Zylinder/Ebene-Kontakts in guter Näherung unabhängig vom Radius des Zylinders ist.

## 2.3 Kontakt rauer Oberflächen

Für die Betrachtung tribologischer Vorgänge sind insbesondere die Eigenschaften technischer Oberflächen von herausragender Bedeutung. Dazu zählen unter anderem die Elastizität, Härte, Wärmeleitfähigkeit, elektrische Leitfähigkeit, Reaktionsfähigkeit sowie die Rauheit [25]. Insbesondere die Oberflächenrauheit hat einen entscheidenden Einfluss auf die Wechselwirkungen zwischen Kontakt, Schmierung, Reibung und Verschleiß.

Technische Oberflächen stellen die geometrische Begrenzung von Bauteilen dar und haben im Falle metallischer Oberflächen im Allgemeinen den in Bild 16 dargestellten Aufbau. Es lässt sich eine *innere Grenzschicht* sowie eine *äußere Grenzschicht* unterscheiden. Die innere Grenzschicht umfasst eine an den Grundwerkstoff anschließende Verformungs- oder Verfestigungszone, welche durch unterschiedliche Fertigungsverfahren beeinflusst wird. Die äußere Grenzschicht besitzt hingegen meist eine vom Grundwerkstoff abweichende Zusammensetzung. Sie kann aus Oxid- und Reaktionsschichten, Adsorptions- und Additivschichten sowie Verunreinigungen gebildet werden. [13, 57]

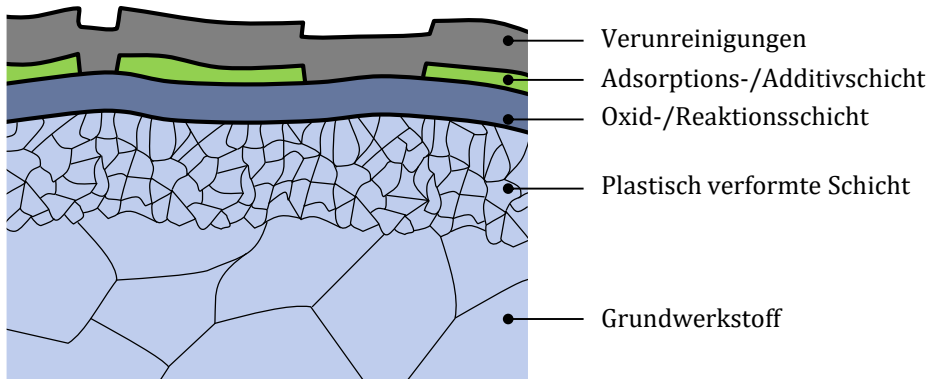







Bild 16: Aufbau technischer Oberflächen nach [13].

In dem vorliegenden Abschnitt wird zunächst auf die Charakterisierung rauer Oberflächen anhand von Kenngrößen zur stochastischen und räumlichen Beschreibung sowie anhand einer fraktalen Beschreibung der Oberflächentopographie eingegangen. Abschließend werden ausgewählte Modelle zur Berechnung des Kontaktdrucks und der realen Kontaktoberfläche rauer Oberflächen erläutert.

### 2.3.1 Charakterisierung rauher Oberflächen

Gestaltabweichungen können auf unterschiedlichen Längenskalen auftreten und reichen von langwelligigen Formabweichungen bis hin zu Störungen im Gitteraufbau in der Werkstoffoberfläche. Tabelle 3 fasst die unterschiedlichen Ordnungen von Gestaltabweichungen nach Din 4760 zusammen.

Tabelle 3: Gestaltabweichungen nach DIN 4760 [75].

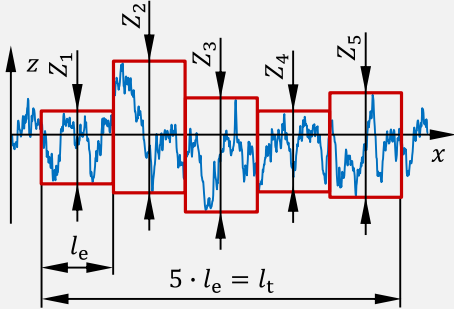
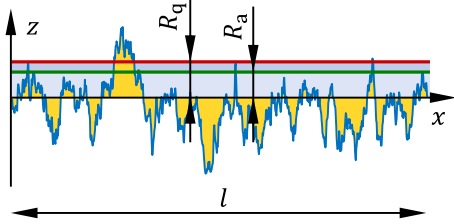
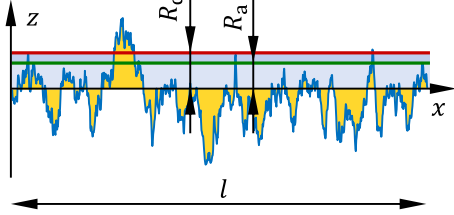
Gestaltabweichung	Art der Abweichung
<b>1. Ordnung: Formabweichungen</b> 	Geradheits-, Ebenheits-, Rundheitsabweichung
<b>2. Ordnung: Welligkeit</b> 	Wellen
<b>3. Ordnung: Rauheit</b> 	Rillen
<b>4. Ordnung: Rauheit</b> 	Riefen, Schuppen, Kuppen
<b>5. Ordnung: Rauheit</b> <i>(nicht in einfacher Weise bildlich darstellbar)</i>	Gefügestruktur
<b>6. Ordnung:</b> <i>(nicht in einfacher Weise bildlich darstellbar)</i>	Gitteraufbau
<b>Überlagerung der Gestaltabweichungen 1. bis 4. Ordnung:</b> 	

Unter Gestaltabweichungen 1. Ordnung werden Formabweichungen verstanden, die nur bei der Betrachtung der gesamten Ist-Oberfläche eines Formelementes feststellbar sind. Gestaltabweichungen 2. Ordnung bezeichnen periodisch auftretende Abweichungen, die an einem Flächenausschnitt der Ist-Oberfläche eines Formelementes auftreten. Sie weisen ein Verhältnis des Abstands zur Tiefe von 1000:1 bis 100:1 auf. Gestaltabweichungen 3. bis 5. Ordnung bezeichnen die Oberflächenrauheit. Dies sind regelmäßig oder unregelmäßig wiederkehrende Abweichungen, welche ein Verhältnis des Abstands zur Tiefe von 100:1 bis 5:1 aufweisen. Die Oberflächenrauheit kann dabei als dreidimensionale stochastische Verteilung von „Rauheitsbergen“ und „Rauheitstälern“ aufgefasst werden [13]. Zuletzt sind

Gestaltabweichungen 6. Ordnung durch den Aufbau der Materie bedingte Abweichungen, welche mit üblichen Oberflächenmessverfahren nicht mehr erfasst werden können. [75]

Es haben sich vielfältige Kenngrößen zur Charakterisierung der Oberflächenrauheit etabliert. Sie lassen sich zum einen in *Amplitudenparameter* und zum andern in *Strukturparameter* einteilen [76]. Amplitudenparameter beschreiben mittels stochastischer Methoden die Höheninformationen eines Oberflächenprofils. Eine kleine Auswahl an gebräuchlichen Amplitudenparametern zeigt Tabelle 4. Eine vollständige Übersicht weiterer Kenngrößen kann DIN EN ISO 4287 entnommen werden.

Tabelle 4: Ausgewählte Kenngrößen der Oberflächenbeschreibung nach [77].

Kenngröße	Darstellung
<p>Gemittelte Rautiefe (DIN 4768) [78]</p> $R_z = \frac{1}{5} \cdot \sum_{i=1}^5 Z_i$	
<p>Arithmetischer Mittenrauwert (DIN EN ISO 4287) [79]</p> $R_a = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l  z(x)  dx$	
<p>Quadratischer Mittenrauwert (DIN EN ISO 4287) [79]</p> $R_q = \sqrt{\frac{1}{l} \cdot \int_0^l [z(x)]^2 dx}$	

Der gemittelten Rautiefe werden Extremwerte des Oberflächenprofils zugrunde gelegt, wohingegen der arithmetische und der quadratische Mittenrauwert Durchschnittskenngrößen darstellen, welche das gesamte Oberflächenprofil einbeziehen. Für Oberflächen mit einer GAUßschen Höhenverteilung gilt nach [80] der in Gl. (2.33) festgehaltene Zusammenhang.

$$R_q = \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot R_a \approx 1,25 \cdot R_a \quad (2.33)$$

Neben den zweidimensionalen profilbezogenen Rauheitskenngrößen aus DIN EN ISO 4287 sind in DIN EN ISO 25178-2 [81] dreidimensionale flächenbezogene Rauheitskenngrößen definiert, welche in analoger Weise berechnet werden. So ergibt sich exemplarisch für den arithmetischen und den quadratischen Mittenrauwert:

$$S_a = \frac{1}{A} \cdot \iint_A |z(x, y)| \, dx \, dy$$

$$S_q = \sqrt{\frac{1}{A} \cdot \iint_A [z(x, y)]^2 \, dx \, dy} \quad (2.34)$$

Zur Vereinfachung beziehen sich die nachfolgenden Betrachtungen auf zweidimensionale Rauheitsprofile, können jedoch uneingeschränkt in analoger Weise auf dreidimensionale Oberflächen erweitert werden.

Detailliertere Informationen über die Höhenverteilung rauer Oberflächen erlaubt die Analyse der Dichtefunktion (PDF) sowie der kumulierten Verteilungsfunktion nach Bild 17. Die kumulierte Verteilungsfunktion wird nach [82] auch als ABBOTT-FIRESTONE-Kurve bzw. als Profiltraganteilskurve oder Lagerflächenkurve (engl.: bearing area curve) bezeichnet [83].

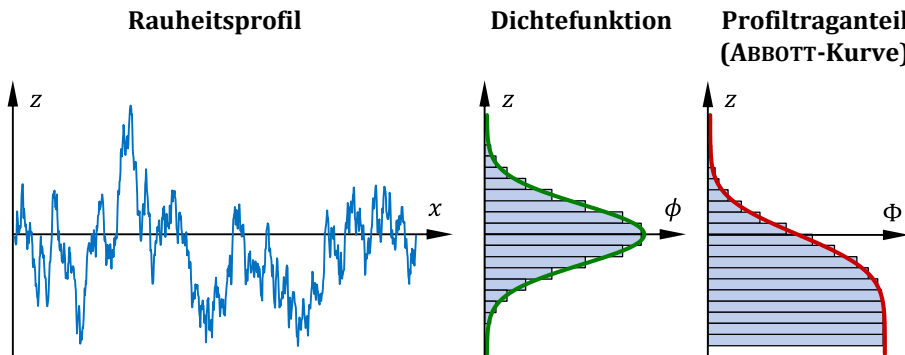


Bild 17: Verteilungsdichte und kumulierte Verteilungsfunktion der Profilhöhen nach [76].

Sie lässt sich durch Integration aus der Dichtefunktion ermitteln:

$$\Phi(z) = \int_{-\infty}^z \phi(z) \, dz \quad (2.35)$$

Anhand der Dichtefunktion lassen sich die stochastischen Momente  $k$ -ter Ordnung ableiten:

$$m_k = E(z^k) = \int_{-\infty}^{\infty} z^k \cdot \phi(z) dz \quad (2.36)$$

Alternativ können die stochastischen Momente aus dem kontinuierlichen Verlauf des Oberflächenprofils:

$$m_k = E(z^k) = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l [z(x)]^k dx \quad (2.37)$$

oder aus einer diskreten Messung berechnet werden:

$$m_k = E(z^k) = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N z^k \quad (2.38)$$

Wichtige Kenngrößen, welche sich aus den stochastischen Momenten ableiten, sind der Mittelwert

$$\mu = m_1 = E(z^1) \quad (2.39)$$

die mittlere absolute Abweichung

$$R_a = E(|z - \mu|) \quad (2.40)$$

die Standardabweichung

$$R_q = \sqrt{E((z - \mu)^2)} = \sigma \quad (2.41)$$

die Schiefe

$$R_{sk} = E\left(\left(\frac{z - \mu}{\sigma}\right)^3\right) \quad (2.42)$$

sowie die Wölbung bzw. Kurtosis

$$R_{ku} = E\left(\left(\frac{z - \mu}{\sigma}\right)^4\right) \quad (2.43)$$

Die vorhandenen Werte von Standardabweichung, Schiefe und Wölbung technischer Oberflächen sind abhängig vom Fertigungsverfahren. Die Auswirkungen unterschiedlicher Werte für Schiefe und Wölbung auf die Form der Oberfläche sind anschaulich in Bild 18 dargestellt.

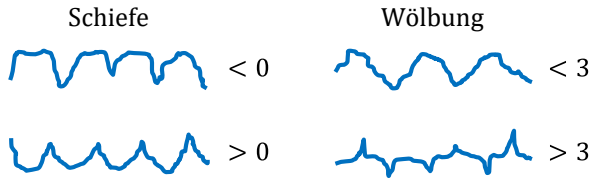


Bild 18: Schematische Darstellung für Rauheitsprofile mit verschiedenen Werten für Schiefe und Wölbung nach [80].

Die bisher besprochenen Amplitudenparameter erlauben noch keine vollständige Beschreibung rauher Oberflächen, denn es fehlt die Information über die Wellenlänge periodischer Strukturen. Aus diesem Grund wird die Autokovarianzfunktion eingeführt [76]:

$$R(\tau) = \frac{1}{L - \tau} \cdot \int_0^{L-\tau} z(x) \cdot z(x + \tau) dx \quad (2.44)$$

Eine Normierung der Autokovarianzfunktion führt zur Autokorrelationsfunktion:

$$\rho(\tau) = \frac{R(\tau)}{R(0)} \quad \text{mit: } R(0) = \sigma^2 \quad (2.45)$$

Periodische Profilverläufe resultieren in einer periodischen Autokorrelationsfunktion, regellose Profilverläufe führen hingegen zu einer gegen Null abfallenden Autokorrelationsfunktion [13]. Die Korrelationslänge, bei welcher die Autokorrelationsfunktion auf einen definierten Anteil ihres Anfangswerts abgefallen ist (meist als 10% definiert), ist ein Maß für die Wellenlänge der Rauheitsstrukturen eines Oberflächenprofils, siehe Bild 19.

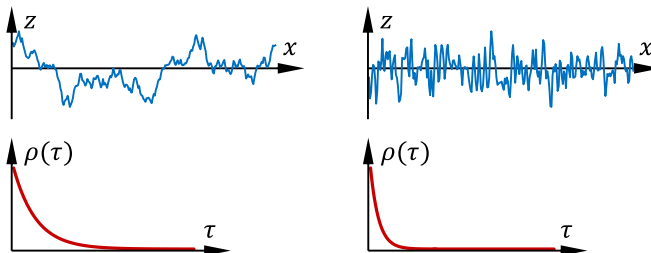


Bild 19: Autokorrelationsfunktionen für unterschiedliche Oberflächen mit vergleichbaren Amplitudenparametern nach [76].

Eine alternative Möglichkeit zur Angabe der räumlichen Verteilung einer Oberfläche ist die in Gl. (2.46) dargestellte Strukturfunktion [84].

$$S(\tau) = \frac{1}{L - \tau} \cdot \int_0^{L-\tau} \{z(x) - z(x + \tau)\}^2 dx \quad (2.46)$$

Es besteht folgende Beziehung zur Autokorrelationsfunktion:

$$S(\tau) = 2 \cdot \sigma^2 \cdot (1 - \rho(\tau)) \quad (2.47)$$

Die beiden Hauptvorteile der Strukturfunktion gegenüber der Autokorrelationsfunktion sind, dass ihre Berechnung robuster ist und keiner vorhergehenden Hochpass-Filterung bedarf. Zudem ist sie unabhängig von der Mittelebene des Oberflächenprofils [76, 80].

Eine Überführung der Autokovarianzfunktion in die Frequenzdomäne ist nach dem WIENER-CHINTSCHIN-Theorem über die FOURIER-Transformation der Autokovarianzfunktion möglich und führt zur spektralen Leistungsdichte [80]:

$$P(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) \cdot \cos(\omega \cdot \tau) d\tau \quad (2.48)$$

Hierin bezeichnet  $\omega = 2\pi/\lambda$  eine Winkelfrequenz, welche sich aus der Wellenlänge  $\lambda$  ergibt. Analog zur Dichtefunktion des Höhenprofils hat auch die spektrale Leistungsdichte Momente (*spektrale Momente*), welche wie folgt definiert sind [85]:

$$M_k = \int_{-\infty}^{\infty} \omega^k \cdot P(\omega) d\omega \quad (2.49)$$

Für die in Abschnitt 2.3.2 erläuterten Berechnungsgrundlagen des Kontakts rauer Oberflächen werden insbesondere die spektralen Momente  $M_0$ ,  $M_2$  und  $M_4$  benötigt. Diese ergeben sich nach [86, 87] für  $\mu = 0$  aus den untenstehenden Gleichungen:

$$\begin{aligned} M_0 &= E(z^2) = \sigma^2 \\ M_2 &= E\left(\left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right) \\ M_4 &= E\left(\left(\frac{d^2z}{dx^2}\right)^2\right) \end{aligned} \quad (2.50)$$

Das nullte spektrale Moment kann damit als Varianz der Höhenverteilung, das zweite spektrale Moment als Varianz der Steigungen des Oberflächenprofils und das vierte spektrale Moment als Varianz der Krümmungen des Oberflächenprofils interpretiert werden.

Eine besondere Rolle in der Charakterisierung rauher Oberflächen nehmen sogenannte *fraktale Oberflächen* ein. Sie gehen zurück auf die Arbeiten des Mathematikers BENOÎT MANDELBROT [88]. Fraktale Oberflächen zeichnen sich durch ihren hohen Grad an Selbstähnlichkeit aus, das heißt mit zunehmender Vergrößerung werden Strukturen der Oberflächenrauheit sichtbar, welche dem originalen Profil ähnlich sind [89, 90]. Dieses Verhalten ist exemplarisch in Bild 20 dargestellt.

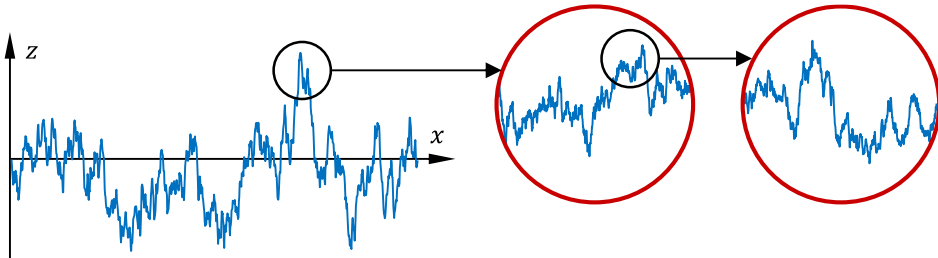


Bild 20: Selbstähnlichkeit eines fraktalen Oberflächenprofils nach [91].

Repräsentiert werden fraktale Oberflächen typischerweise anhand der WEIERSTRASS-MANDELBROT-Funktion [92]:

$$z(x) = G^{D-1} \cdot \sum_{n=n_1}^{\infty} \frac{\cos(2\pi \cdot \gamma^n \cdot x)}{\gamma^{(2-D) \cdot n}} \quad \text{mit: } 1 < D < 2; \gamma > 1 \quad (2.51)$$

Hierin stellt die fraktale Dimension  $D$  ein Maß für die Rauheit dar. Eine geringe fraktale Dimension führt zu einem geradlinigen Profilverlauf, wohingegen mit einer steigenden fraktalen Dimension zunehmend mehr Raum durch das Rauheitsprofil beansprucht wird. Für dreidimensionale raue Oberflächen gilt die fraktale Dimension  $D_s = D + 1$  [90]. Weiterhin bezeichnen  $G$  eine charakteristische Längenskala,  $\gamma$  einen Skalierungsfaktor der WEIERSTRASS-MANDELBROT-Funktion,  $n_1$  die untere Cut-Off Frequenz des Oberflächenprofils und  $\gamma^n$  entspricht dem Kehrwert der Wellenlängen der Rauheit. Nach [93] kann eine Oberflächenrauheit durch die fraktale Dimension  $D$  sowie den Rauheitsparameter  $G$  beschrieben werden und sie besitzt die spektrale Leistungsdichte

$$P(\omega) = \frac{G^{2(D-1)}}{2 \cdot \ln(\gamma)} \cdot \frac{1}{\omega^{(5-2D)}} \quad (2.52)$$

Weitergehende Informationen zu fraktalen Oberflächen können [89] entnommen werden.

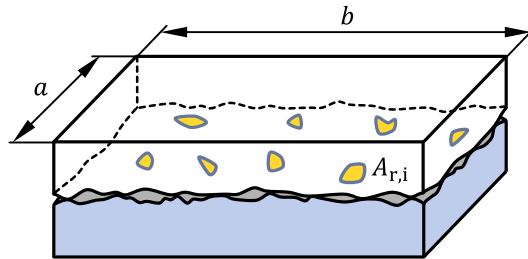
In der Literatur wurden zahlreiche Kontaktmodelle für die Berechnung des Kontaktdrucks und der realen Kontaktfläche für stochastisch beschriebene und für fraktale Oberflächen veröffentlicht. Diese werden im folgenden Abschnitt thematisiert.

### 2.3.2 Stochastische Kontaktmodelle

FRANK PHILIP BOWDEN und DAVID TABOR waren die Pioniere in der Erforschung des Kontakts rauer Oberflächen. Sie fanden heraus, dass die reale Kontaktoberfläche nur einen Bruchteil der nominellen Kontaktfläche darstellt, siehe Bild 21. Verformen sich die Rauheitsberge rein plastisch gilt nach BOWDEN und TABOR [94, 95]:

$$A_r = \frac{F_N}{H} \quad (2.53)$$

Damit ist die reale Kontaktfläche in einem plastischen Kontakt direkt proportional zur Normalkraft und indirekt proportional zur Härte des weicheren Kontaktpartners.



$$A_n = a \cdot b \gg A_r = \sum_{i=1}^N A_{r,i}$$

Bild 21: Geometrische und reale Kontaktfläche nach [13].

Insbesondere ARCHARD [96], WHITEHOUSE [97] sowie GREENWOOD & WILLIAMSON [98, 99] untersuchten als Erste den elastischen Kontakt rauer Oberflächen unter der Annahme, dass die einzelnen Rauheitsberge bzw. Asperiten nahe ihres Gipfels eine sphärische Form aufweisen [100]. Unter dieser Annahme kann die HERTZsche Theorie angewendet werden (siehe Abschnitt 2.2). Für den Kontaktradius, die Kontaktfläche und die Reaktionskraft eines sphärischen Asperiten mit einer starren Ebene folgt [98]:

$$a = \beta^{0,5} \cdot \omega^{0,5}; \quad A = \pi \cdot \beta \cdot \omega; \quad F = \frac{4}{3} \cdot E' \cdot \beta^{0,5} \cdot \omega^{1,5} \quad (2.54)$$

Darin bezeichnen  $\beta$  den Krümmungsradius eines Asperiten und  $\omega$  die elastische Stauchung infolge der Kraft  $F$ . In Übereinstimmung mit der Definition in der Literatur, wird der äquivalente Elastizitätsmodul an dieser Stelle wie folgt definiert:

$$E' = \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (2.55)$$

Im Vergleich zur Definition des reduzierten Elastizitätsmoduls aus Abschnitt 2.2 gilt die Beziehung  $E_{\text{red}} = 2 \cdot E'$ .

GREENWOOD und WILLIAMSON (**GW-Modell**) legten ihrem Kontaktmodell fünf Annahmen zugrunde. Diese sind im Einzelnen [98]:

1. Die Oberflächenrauheit ist isotrop.
2. Die Asperiten sind nahe ihrem Gipfel sphärisch.
3. Alle Asperiten haben denselben Radius  $\beta$ , aber ihre Höhenverteilung variiert.
4. Die Asperiten sind weit voneinander entfernt und es gibt keine Wechselwirkungen zwischen ihnen.
5. Es gibt keine Verformung des Grundmaterials; nur die Asperiten verformen sich elastisch.

Damit ergeben sich die folgenden Gleichungen zur Berechnung der realen Kontaktfläche und des Kontaktdrucks:

$$\frac{A_r}{A_n} = \pi \cdot \eta \cdot \beta \cdot \int_d^\infty (z_s - d) \cdot \phi_s(z_s) dz_s \quad (2.56)$$

$$\frac{F}{A_n} = p_a = \frac{4}{3} \cdot \eta \cdot E' \cdot \beta^{0,5} \cdot \int_d^\infty (z_s - d)^{1,5} \cdot \phi_s(z_s) dz_s \quad (2.57)$$

Hier bezeichnet  $\eta$  die Asperitendichte, der Parameter  $d$  steht für den Abstand der Mittelebene der Asperitenhöhen zur Referenzebene und der Abstand der Mittelebene der Oberflächenhöhen zur Referenzebene wird mit  $h$  bezeichnet. Zwischen  $d$  und  $h$  besteht folgende in Bild 22 illustrierte Beziehung:

$$h = d + y_s \quad (2.58)$$

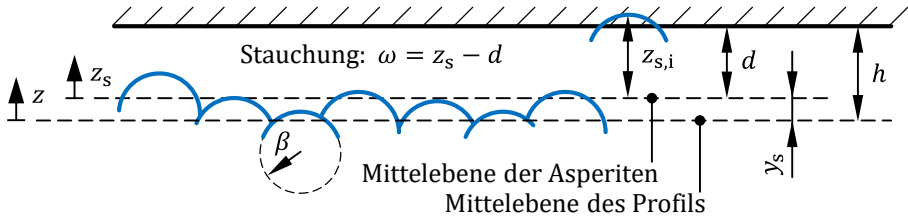


Bild 22: Modell einer stochastischen Oberfläche mit sphärischen Asperiten nach [51, 101].

Nach BUSH [102] gilt für den Abstand beider Mittlebenen:

$$y_s = 4 \cdot \left( \frac{M_0}{\pi \cdot \alpha} \right)^{0,5} \quad (2.59)$$

Dabei bezeichnet  $\alpha$  den Bandbreitenparameter

$$\alpha = \frac{M_0 \cdot M_4}{M_2^2} \quad (2.60)$$

Weiterhin besteht nach Bush [102] eine Beziehung zwischen der Standardabweichung des Oberflächenhöhen  $\sigma$  und der Standardabweichung der Asperitenhöhen  $\sigma_s$ :

$$\sigma_s^2 = \left( 1 - \frac{0.8968}{\alpha} \right) \cdot \sigma^2 \quad (2.61)$$

Da in den meisten Fällen anstelle der Höhenverteilung der Asperiten  $\phi_s$ , die Höhenverteilung der gesamten Oberfläche  $\phi$  bekannt ist, kann eine näherungsweise Umrechnung nach YU [103] erfolgen:

$$\phi_s(z_s) = \frac{1}{\sigma_s} \cdot \phi'_s \left( \frac{1}{\sigma_s} \cdot z_s \right) \approx \frac{1}{\sigma_s} \cdot \phi^* \left( \frac{1}{\sigma_s} \cdot z_s \right) = \frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot \phi \left( \frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot z_s \right) \quad (2.62)$$

Die Dichtefunktionen mit hochgestelltem ' werden mit  $\sigma_s$  normiert, wohingegen Dichtefunktionen mit hochgestelltem \* mit  $\sigma$  normiert werden. Weiterhin kann die in Gl. (2.56) und Gl. (2.57) benötigte Asperitendichte anhand der spektralen Momente abgeschätzt werden [104 – 106]:

$$\eta = \frac{M_4/M_2}{6 \cdot \pi \cdot \sqrt{3}} \quad (2.63)$$

Gleiches gilt für den Krümmungsradius der Asperiten  $\beta$ , siehe Gl. (2.64).

$$\beta = 0,375 \cdot \sqrt{\frac{\pi}{M_4}} \quad (2.64)$$

Zur Berechnung des Kontaktes zweier rauer Oberflächen, sind die Kenngrößen beider Oberflächen in äquivalente Parameter umzurechnen. Für die spektralen Momente gilt [106]:

$$\begin{aligned} M_{0,\text{eq}} &= M_{0,1} + M_{0,2} \\ M_{2,\text{eq}} &= M_{2,1} + M_{2,2} \\ M_{4,\text{eq}} &= M_{4,1} + M_{4,2} \end{aligned} \quad (2.65)$$

Aus Gl. (2.63)-(2.65) folgt für die äquivalente Standardabweichung [107]:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (2.66)$$

und für den äquivalenten Krümmungsradius der Asperiten:

$$\frac{1}{\beta_{\text{eq}}} = \sqrt{\frac{1}{\beta_1^2} + \frac{1}{\beta_2^2}} \quad (2.67)$$

sowie für die äquivalente Asperitendichte:

$$\frac{1}{\eta_{\text{eq}}} = \frac{1}{\eta_1} \left( \frac{\beta_{\text{eq}}}{\beta_1} \right)^2 + \frac{1}{\eta_2} \left( \frac{\beta_{\text{eq}}}{\beta_2} \right)^2 \quad (2.68)$$

Nach TOMOTA [108] berechnet sich die Schiefe der äquivalenten rauen Oberfläche zu:

$$S_{\text{sk,eq}} = \frac{\sigma_1^3 \cdot S_{\text{sk},1} + \sigma_2^3 \cdot S_{\text{sk},2}}{\sigma_{\text{eq}}^3} \quad (2.69)$$

Die äquivalente Wölbung ergibt sich zu:

$$S_{\text{ku,eq}} = \frac{\sigma_1^4 \cdot S_{\text{ku},1} + \sigma_2^4 \cdot S_{\text{ku},2} + 6 \cdot \sigma_1^2 \cdot \sigma_2^2}{\sigma_{\text{eq}}^4} \quad (2.70)$$

Anhand der äquivalenten Werte für die Standardabweichung  $\sigma$ , Schiefe  $S_{\text{sk}}$  und Kurtosis  $S_{\text{ku}}$  kann mithilfe des Verteilungssystems von JOHNSON [109] oder PEARSON [110] eine Dichtefunktion der Oberflächenhöhen berechnet

werden. Mithilfe von Gl. (2.62) lässt sich die Höhenverteilung der gesamten Oberfläche  $\phi$  schließlich in die Höhenverteilung der Asperiten  $\phi_s$  überführen.

GREENWOOD und TRIPP (**GT-Modell**) [111] arbeiteten das in Gl. (2.71) festgehaltene Kontaktmodell für den Kontakt zweier rauer Oberflächen mit nicht-ausgerichteten Asperiten aus. In diesem Fall ist für  $\beta$  der Asperitenradius lediglich einer Oberfläche einzusetzen, wohingegen die Asperitendichte  $\eta$  und die Dichtefunktion  $\phi_s$  äquivalente Größen darstellen:

$$p_a = \frac{16 \cdot \sqrt{2}}{15} \cdot \pi \cdot \eta^2 \cdot E' \cdot \beta^{1,5} \cdot \int_d^{\infty} \omega^{2,5} \cdot \phi_s(z_s) dz_s \quad (2.71)$$

Da im GT-Modell davon ausgegangen wird, dass beide Oberflächen ähnliche Asperitenradien aufweisen, ist dieses Modell für den Kontakt zweier Oberflächen mit stark voneinander abweichenden Asperitenradien nur eingeschränkt anwendbar.

Um eine Aussage darüber treffen zu können, ob ein rein elastischer Kontakt vorliegt oder auch mit plastischem Materialverhalten zu rechnen ist, führten GREENWOOD und WILLIAMSON [98] den Plastizitätsindex ein:

$$\psi = \frac{E'}{H} \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \quad (2.72)$$

Bei  $\psi < 0,6$  liegt in den meisten Fällen ein überwiegend elastischer Kontakt vor. Bei sehr hohen Kontaktdrücken kann es dennoch auch zu einem plastischen Fließen der Asperiten kommen. Gilt  $\psi > 1$ , liegt bereits bei sehr geringen Kontaktdrücken ein plastischer Kontakt vor. Die meisten technischen Oberflächen weisen einen Plastizitätsindex von  $\psi > 1$  auf. Da die Kontaktmodelle von GREENWOOD und WILLIAMSON sowie von GREENWOOD und TRIPP jedoch ein rein elastisches Materialverhalten voraussetzen, wurden zahlreiche Weiterentwicklungen veröffentlicht, unter anderem von CHANG, ETSION und BOGY (**CEB-Modell**) [101]. Das CEB-Modell ist das erste Kontaktmodell, welches ein elasto-plastisches Materialverhalten berücksichtigt. Hierfür wird die kritische Stauchung  $\omega_1$  eingeführt:

$$\omega_1 = \left( \frac{\pi \cdot K \cdot H}{2 \cdot E'} \right)^2 \cdot \beta \quad (2.73)$$

Überschreitet die Stauchung  $\omega$  den kritischen Wert  $\omega_1$ , so liegt ein teils plastischer Kontakt vor. Für diesen Fall führten CHANG, ETSION und BOGY

ein volumenerhaltendes plastisches Kontaktmodell ein und erweiterten das GW-Modell entsprechend:

$$p_a = \frac{4}{3} \cdot \eta \cdot E' \cdot \beta^{0,5} \cdot \int_d^{d+\omega_1} \omega^{1,5} \cdot \phi_s(z_s) dz_s + \pi \cdot \eta \cdot \beta \cdot K \cdot H \cdot \int_{d+\omega_1}^{\infty} [2 \cdot \omega - \omega_1] \cdot \phi_s(z_s) dz_s \quad (2.74)$$

Der Faktor  $K$  in Gl. (2.73) und Gl. (2.74) beschreibt – multipliziert mit der Härte  $H$  des weicheren Kontaktpartners – den maximalen Kontaktdruck in einem Punktkontakt, welcher den Beginn des plastischen Fließens darstellt. Nach TABOR [95] tritt bei einem mittleren Kontaktdruck  $\bar{p} = 1,1 \cdot \sigma_y$  erstmals eine plastische Verformung auf. Im Falle eines vollplastischen Kontakts ist nach [112] der mittlere Kontaktdruck über folgende Beziehung mit der Streckgrenze verknüpft:

$$\bar{p} = 3 \cdot \sigma_y \quad (2.75)$$

Für die VICKERS-Härte gilt damit nach [113, 114]:

$$H_V = 0,9272 \cdot \bar{p} \approx 2,8 \cdot \sigma_y \quad (2.76)$$

Somit beginnt plastisches Fließen in einem Punktkontakt bei einem mittleren Kontaktdruck von  $\bar{p} = 1,1 \cdot \sigma_y = 0,4 \cdot H_V$  bzw. einem maximalen Kontaktdruck von  $p_{\max} = 0,6 \cdot H_V$ , sodass  $K = 0,6$  gesetzt werden kann. Alternativ kann zur Bestimmung des Faktors  $K$  auch die untenstehende Gleichung nach CHANG, ETSION und BOGY [115] herangezogen werden.

$$K = 0,454 + 0,41 \cdot \nu \quad (2.77)$$

Darin bezeichnet  $\nu$  die Querkontraktionszahl des weicheren Kontaktpartners.

ZHAO, MAIETTA und CHANG (**ZMC-Modell**) [116] erweiterten das GW-Modell sowohl um einen plastischen Bereich als auch einen elasto-plastischen Übergangsbereich. Folglich tritt bei einer Stauchung von  $\omega_1$  nach Gl. (2.73) erstes plastisches Fließen auf, wohingegen bei einer Stauchung von  $\omega_2$  ein rein plastischer Kontakt vorliegt. Nach experimentellen Untersuchungen ergibt sich  $\omega_2$  zu:

$$\omega_2 \geq 54 \cdot \omega_1 \quad (2.78)$$

Der Festkörperkontaktdruck nach dem ZMC-Modell lässt sich damit anhand von Gl. (2.79) bestimmen:

$$\begin{aligned}
 p_a = & \frac{4}{3} \cdot \eta \cdot E' \cdot \beta^{0,5} \cdot \int_d^{d+\omega_1} \omega^{1,5} \cdot \phi_s(z_s) dz_s \\
 & + 2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot \beta \cdot H \cdot \int_{d+\omega_2}^{\infty} \omega \cdot \phi_s(z_s) dz_s \\
 & + \pi \cdot \eta \cdot \beta \cdot \int_{d+\omega_1}^{d+\omega_2} \left[ H - H \cdot (1 - k) \cdot \frac{\ln \omega_2 - \ln \omega}{\ln \omega_2 - \ln \omega_1} \right] \\
 & \cdot \left[ 1 - 2 \cdot \left( \frac{\omega - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1} \right)^3 + 3 \cdot \left( \frac{\omega - \omega_1}{\omega_2 - \omega_1} \right)^2 \right] \cdot \omega \cdot \phi_s(z_s) dz_s
 \end{aligned} \tag{2.79}$$

Neben den bisher erwähnten analytischen Modellen, existieren auch Ansätze zur Kontaktdruckberechnung rauer Oberflächen, welche auf einer FEM-Simulation des Kontaktes eines einzelnen sphärischen Asperiten mit einer starren Ebene basieren. Weit verbreitet ist das Kontaktmodell von KOGUT und ETSION (**KE-Modell**) [117 – 119]. KOGUT und ETSION unterscheiden vier Bereiche: einen elastischen, zwei elastisch-plastische Bereiche mit einem Übergang bei  $6 \cdot \omega_1$  sowie einen vollplastischen Kontaktbereich. Der Kontaktdruck ist somit gegeben als:

$$p_a = \frac{2}{3} \pi \cdot \eta \cdot \beta \cdot K \cdot \omega_1 \cdot H \cdot \left( \begin{array}{c} \int_d^{d+\omega_1} I^{1,5} + 1,03 \cdot \int_{d+\omega_1}^{d+6 \cdot \omega_1} I^{1,425} \\ + 1,4 \cdot \int_{d+6 \cdot \omega_1}^{d+110 \cdot \omega_1} I^{1,263} + \frac{3}{K} \cdot \int_{d+110 \cdot \omega_1}^{\infty} I^1 \end{array} \right) \tag{2.80}$$

mit dem Integralterm:

$$I^b = \left( \frac{\omega}{\omega_1} \right)^b \cdot \phi_s(z_s) dz_s \tag{2.81}$$

Die kritische Stauchung  $\omega_1$  ergibt sich wiederum aus Gl. (2.73).

JACKSON und GREEN veröffentlichten ein weiteres FEM-basiertes Kontaktmodell (**JG-Modell**) [120 – 122] auf Grundlage der elasto-plastischen FEM-

Simulation eines einzelnen Asperiten. Hierbei setzt sich der Kontaktdruck aus einem elastischen sowie einem plastischen Anteil zusammen:

$$p_a = \int_d^{d+1,9 \cdot \omega_c} \eta \cdot P_{el} \cdot \phi_s(z_s) dz_s + \int_{d+1,9 \cdot \omega_c}^{\infty} \eta \cdot P_{pl} \cdot \phi_s(z_s) dz_s \quad (2.82)$$

Der elastische Anteil entspricht dem auf der HERTZschen Theorie basierenden Kontaktmodell von GREENWOOD und WILLIAMSON:

$$P_{el} = \frac{4}{3} \cdot E' \cdot \beta^{0,5} \cdot \omega^{1,5} \quad (2.83)$$

Der plastische Anteil des Kontaktdrucks resultiert analog zum KE-Modell aus der empirischen Ableitung einer Berechnungsformel aus FEM-Simulationen:

$$P_{pl} = \bar{P}_c \cdot \left\{ \left[ \exp \left( -\frac{1}{4} \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_1} \right)^{\frac{5}{12}} \right) \right] \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_1} \right)^{\frac{3}{2}} + \frac{4 \cdot H_G}{C \cdot \sigma_y} \cdot \left[ 1 - \exp \left( -\frac{1}{25} \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_1} \right)^{\frac{5}{9}} \right) \right] \cdot \frac{\omega}{\omega_1} \right\} \quad (2.84)$$

Die unbekannt Parameter aus Gl. (2.84) ergeben sich zu:

$$\begin{aligned} \bar{P}_c &= \frac{4}{3} \cdot \left( \frac{\beta}{E'} \right)^2 \cdot \left( \frac{C}{2} \cdot \pi \cdot \sigma_y \right)^3 \\ B &= 0,14 \cdot \exp(23 \cdot e_y) \\ C &= 1,295 \cdot \exp(0,736 \cdot \nu) \\ e_y &= \frac{\sigma_y}{E'} \\ \frac{H_G}{\sigma_y} &= 2,84 \cdot \left[ 1 - \exp \left( -0,82 \cdot \left( \sqrt{\frac{\omega}{\beta}} \cdot \left( \frac{\omega}{1,9 \cdot \omega_1} \right)^{\frac{B}{2}} \right)^{-0,7} \right) \right] \end{aligned} \quad (2.85)$$

Im Gegensatz zu den vorangegangenen Modellen ist im vorliegenden Fall die kritische Stauchung  $\omega_1$  nicht abhängig von der Härte des weicheren Kontaktpartners und wird anhand der VON MISES-Fließbedingung [123] nach Gl. (2.86) berechnet.

$$\omega_1 = \left( \frac{\pi \cdot C \cdot \sigma_y}{2 \cdot E'} \right)^2 \cdot \beta \quad (2.86)$$

Andere Kontaktmodelle, welche auf der FEM-Simulation eines einzelnen Asperiten beruhen, stammen von KUCHARSKI [124], QUICKSALL [125], WADWALKAR [126] sowie WANG [127, 128]. Tabelle 5 kann zudem eine Übersicht weiterer stochastischer Kontaktmodelle entnommen werden.

Tabelle 5: Auswahl weiterer stochastischer Kontaktmodelle.

Autor	Besonderheiten	Quelle
PULLEN et al.	Ideal plastisches Kontaktmodell	[129]
WHITEHOUSE et al.	Variabler Asperitenradius	[97]
HISAKADO	Variabler Asperitenradius	[130]
BUSH et al.	Elliptische Asperiten	[131]
BUSH et al.	Anisotrope Oberflächen	[132]
HALLING et al.	Elliptische Asperiten, mit Verfestigung, elasto-plastisch	[133]
HORNG	Erweiterung des CEB-Modells um elliptische Asperiten	[134]
JENG et al.	Erweiterung des ZMC-Modells um elliptische Asperiten	[135]
JAMARI et al.	Modell mit elliptischen Asperiten basierend auf experimentellen Daten	[136]
GREENWOOD	Vereinfachung des Modells von Bush [131] mit elliptischen Asperiten	[137]
CIAVARELLA et al.	Berücksichtigung der Interaktion zwischen Asperiten	[138]
ZHAO et al.	Berücksichtigung der Interaktion zwischen Asperiten und der Verfestigung	[139]
YU et al.	Nicht-GAUßsche Oberflächen mittels WEIBULL-Verteilung	[103, 140]
TAYEBI et al.	Nicht-GAUßsche Oberflächen mittels PEARSON-System	[141]
TOMOTA et al.	Nicht-GAUßsche Oberflächen mittels JOHNSON-System	[108, 142]
YUAN et al.	Einfluss Oberflächenspannung	[143]
WANG et al.	Tangentialer Kontakt	[144]

Auch für fraktale Oberflächen wurden Kontaktmodelle entwickelt, so unter anderem von MAJUMDAR und BHUSHAN (**MB-Modell**) [91]. Bei dem fraktalen Kontaktmodell von MAJUMDAR und BHUSHAN kommt es zunächst bei

großen Abständen der rauen Oberflächen zu einem plastischen Materialverhalten, welches mit zunehmender Annäherung und damit zunehmender Vergrößerung der Kontaktfläche in ein teils elastisches Materialverhalten übergeht. Dies steht im Kontrast zu den zuvor erläuterten Kontaktmodellen, welche auf einer stochastischen Höhenverteilung von sphärischen bzw. elliptischen Asperiten basieren, deren Radius skalenunabhängig ist. Diese Kontaktmodelle gehen erst ab einer kritischen Stauchung in ein plastisches Materialverhalten über, sodass mit zunehmender Annäherung der rauen Oberflächen der Anteil des plastischen Materialverhaltens zunimmt.

Der Zusammenhang zwischen der realen Kontaktfläche und dem Abstand zweier rauer Oberflächen ergibt sich nach [91] zu:

$$\frac{A_r}{A_n} = \int_h^\infty \phi(z) dz \quad (2.87)$$

Die kritische Mikrokontaktgröße, welche den Übergang eines plastischen zu einem elastischen Kontakt darstellt, folgt aus Gl. (2.88)

$$a_c = \frac{G^2}{\left(\frac{H}{2 \cdot E}\right)^{\frac{2}{D-1}}} \quad (2.88)$$

und die maximale Mikrokontaktgröße bei gegebener realer Kontaktgröße ergibt sich aus Gl. (2.89)

$$a_L = A_r \cdot \frac{2-D}{D} \quad (2.89)$$

Mithilfe des MB-Modells lässt sich der Kontaktdruck von fraktalen Oberflächen berechnen. Für den Fall, dass  $a_L > a_c$  liegen sowohl plastische als auch elastische Bereiche vor und es folgt für  $D \neq 1,5$ :

$$\begin{aligned} p_a = & \frac{4\sqrt{\pi}}{3} \cdot E \cdot \left(\frac{G}{\sqrt{A_n}}\right)^{D-1} \cdot g_1(D) \cdot \left(\frac{A_r}{A_n}\right)^{\frac{D}{2}} \\ & \cdot \left[ \left(\frac{(2-D)}{D} \cdot \frac{A_r}{A_n}\right)^{\frac{3-2D}{2}} - \left(\frac{a_c}{A_n}\right)^{\frac{3-2D}{2}} \right] \\ & + H \cdot g_2(D) \cdot \left(\frac{A_r}{A_n}\right)^{\frac{D}{2}} \cdot \left(\frac{a_c}{A_n}\right)^{\frac{2-D}{2}} \end{aligned} \quad (2.90)$$

Mit den Parametern  $g_1$  und  $g_2$ :

$$g_1(D) = \frac{D}{3 - 2 \cdot D} \cdot \left( \frac{2 - D}{D} \right)^{\frac{D}{2}}$$

$$g_2(D) = \left( \frac{D}{2 - D} \right)^{\frac{2-D}{2}}$$
(2.91)

Für  $D = 1,5$  gilt:

$$p_a = \sqrt{\pi} \cdot E \cdot \left( \frac{G}{\sqrt{A_n}} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot \frac{A_r}{A_n} \right)^{\frac{3}{4}} \cdot \ln \left( \frac{1}{3} \cdot \frac{A_r}{a_c} \right)$$

$$+ \frac{3}{4} \cdot H \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot \frac{A_r}{A_n} \right)^{\frac{3}{4}} \cdot \left( \frac{a_c}{A_n} \right)^{\frac{1}{4}}$$
(2.92)

Für den Fall, dass  $a_L \leq a_c$  liegen ausschließlich plastische Kontaktbereiche vor und der Kontaktdruck ergibt sich zu:

$$p_a = H \cdot \frac{A_r}{A_n}$$
(2.93)

MAJUMDAR und BHUSHAN [145] entwickelten darüber hinaus ein weiteres Kontaktmodell für bifraktale Oberflächen, welche eine abschnittsweise unterschiedlich definierte Strukturfunktion besitzen. Neben MAJUMDAR und BHUSHAN entwickelte insbesondere auch PERSSON [146 – 150] elastische und elasto-plastische Kontaktmodelle für fraktale Oberflächen, welche unter anderem von Emami [151] weiterentwickelt wurden.

### 2.3.3 Deterministische Kontaktmodelle

Neben stochastischen Ansätzen zur Berechnung des Kontaktdrucks rauer Oberflächen, wurden zahlreiche Methoden einer deterministischen Kontaktdruckberechnung entwickelt. Dazu zählen zum einen Halbraum-basierte Modelle, zum anderen Modelle basierend auf der Randelementmethode (BEM) sowie der Finite-Elemente-Methode (FEM).

Halbraumbasierte deterministische Kontaktmodelle verwenden den Ansatz der Einflusskoeffizienten (engl.: influence coefficient; kurz: IC), um die BOUSSINESQ-CERRUTI-Gleichung [152 – 154] für Punktkontakte anhand von

Gl. (2.94) bzw. die FLAMANT-Gleichung [155] für Linienkontakte entsprechend Gl. (2.95) zu lösen und den Kontaktdruck sowie die elastische Verformung zu ermitteln.

$$\delta = \frac{2}{\pi \cdot E_{\text{red}}} \cdot \iint_{\Omega} \frac{p(x', y')}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} dx' dy' \quad (2.94)$$

$$\delta = -\frac{2}{\pi \cdot E_{\text{red}}} \cdot \int_{\Omega} p(x') \cdot \ln(x - x')^2 dx' + C \quad (2.95)$$

FRANCIS [156] war einer der ersten, der diesen iterativen Ansatz auf den Kontakt von rauen Oberflächen anwandte. Später führten REN und LEE [157, 158] eine Moving-Grid-Methode (MGM) ein, die den erforderlichen Computerspeicherplatz reduziert. Mit dieser Methode berechneten sie den Kontaktdruck und die reale Kontaktfläche im elastisch-plastischen Kontakt rauer Oberflächen. Darüber hinaus schlugen BRANDT et al. [159] und LUBRECHT et al. [160] die Multi-Level-Multi-Integrations-Methode (MLMI) vor, die die Komplexität im Vergleich zum ursprünglichen Einflusskoeffizienten-Matrix-Verfahren reduziert. Eine weitere numerische Methode zur Simulation rauer Oberflächenkontakte, die quadratische Programmierung (QP), basiert auf der Minimierung der komplementären potentiellen Energie durch ein Variationsprinzip [39]. Eingesetzt wurde sie unter anderen von TIAN et al. [161] und später durch STANLEY et al. [162] durch FFT-Techniken weiterentwickelt, um die Berechnung der Druck-Verschiebungs-Beziehung zu beschleunigen. Das weit verbreitete Lösungsverfahren der konjugierten Gradienten (CG), welches auf quadratischer Programmierung beruht, wurde insbesondere von NOGI et al. [163], HU et al. [164] und POLONSKY et al. [165] etabliert. Da FFT-Techniken nur auf periodische Funktionen anwendbar sind, schlugen LIU et al. [166] den Ansatz der diskreten Faltung und schnellen Fourier-Transformation (DC-FFT) mit zweifacher Domänenenerweiterung in jeder Dimension vor, um Periodizitätsfehler zu eliminieren. Später wandten CHEN et al. [167, 168] den Algorithmus der kontinuierlichen Faltung und Fourier-Transformation (CC-FT) an, um den elastisch-plastischen Kontakt zweier rauer Oberflächen zu untersuchen. Zur Berechnung von Kontaktfläche, Kontaktdruck, Spannungen und plastischen Dehnungen wurden analytische Frequenzgangfunktionen (FRFs) verwendet.

Neben den vorgenannten halbraumbasierten Ansätzen wurden mehrere Studien zur Kontaktdruckberechnung rauer Oberflächen mit Hilfe der Randelementmethode (BEM) durchgeführt. Die BEM wurde zuerst von

ANDERSSON et al. [169] auf den Kontakt von glatten Körpern angewandt und dann von BEMPORAD et al. [170], XU et al. [171] und JACKSON et al. [172] auf den Kontakt von rauen Oberflächen übertragen. Außerdem wurden mehrschichtige raue Oberflächen von BHUSHAN et al. [173] und PENG et al. [174] untersucht. Darüber hinaus untersuchten GHANBARZADEH et al. [175] den adhäsiven Kontakt rauer Oberflächen ebenfalls mit Hilfe der Randelementmethode.

Im Vergleich zur Randelementmethode führen die auf der Finite-Elemente-Methode (FEM) basierenden Ansätze zu einem höheren Rechenaufwand, da nicht nur die Ränder, sondern die gesamte Domäne diskretisiert werden muss. Die FEM bietet jedoch Vorteile in Bezug auf die Genauigkeit und den Einsatz kommerzieller FEM-Solver. Wie bereits erläutert, haben KUCHARSKI et al. [124], KOGUT et al. [117 – 119], JACKSON et al. [120, 121] oder QUICKSALL et al. [125] FEM-Modelle eines einzelnen Asperiten im Kontakt mit einer starren Ebene implementiert und stochastische Gleichungen für den Kontaktdruck und die reale Kontaktfläche abgeleitet. Mit zunehmender Computerleistung wurden jedoch auch vollständig deterministische FEM-Simulationen für den Kontakt zweier rauer Oberflächen mit elastischem Materialverhalten [176 – 179] sowie elastisch-plastischem Materialverhalten [180 – 185] entwickelt.

Eine Übersicht über weitere deterministische Berechnungsmethoden für den Kontakt von rauen Oberflächen ist in [186] und [187] zu finden.

## 2.4 **Elastohydrodynamische Schmierung**

In dem vorliegenden Abschnitt werden die physikalischen und numerischen Grundlagen der Berechnung elastohydrodynamisch geschmierter Kontakte erläutert, welche zur numerischen Lösung des EHD-Problems erforderlich sind. Bild 23 zeigt einen typischen Verlauf von Druck und Schmierfilmhöhe in einem kontraformen geschmierten Kontakt. Charakteristisch für den hydrodynamischen Druckaufbau ist die sogenannte PETRUSEVICH-Spitze [188] am Auslass des Kontakts.

Darüber hinaus existieren zahlreiche empirische Formeln zur Bestimmung der Schmierfilmhöhe in EHD-Kontakten, welche an dieser Stelle nicht weitergehend behandelt werden. Eine Übersicht bisher veröffentlichter Schmierfilmhöhen Gleichungen kann [189] entnommen werden.

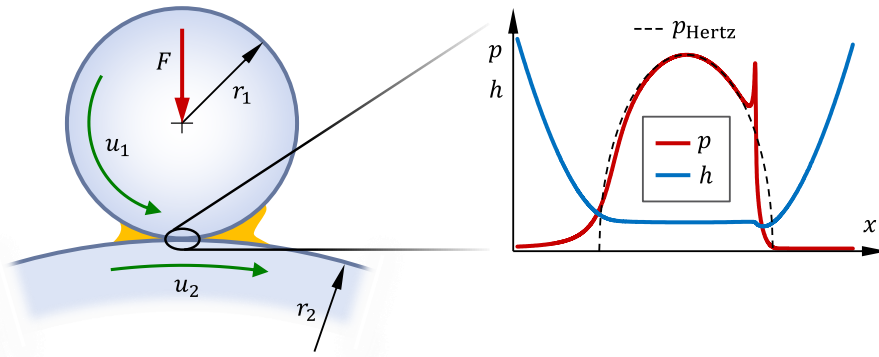


Bild 23: Druckverlauf und Schmierfilmhöhe in einem EHD-Kontakt.

### 2.4.1 REYNOLDSSche Differentialgleichung

REYNOLDS [19] leitete im Jahr 1886 die nach ihm benannte Differentialgleichung (DGL) zur Bestimmung der Druckverteilung im Schmierpalt für inkompressible Strömungen, NEWTONSche Fluide und über der Schmierpalthöhe konstante Schmierstoffeigenschaften her. Später wurden verallgemeinerte REYNOLDSSche DGLs mit über der Schmierpalthöhe veränderlichen Schmierstoffeigenschaften von DOWSON [190] für ein NEWTONSches Fluidverhalten sowie von YANG und WEN [191, 192] für ein nicht-NEWTONSches Fluidverhalten veröffentlicht, welche insbesondere bei thermischen EHD-Simulationen (TEHD) eingesetzt werden [193].

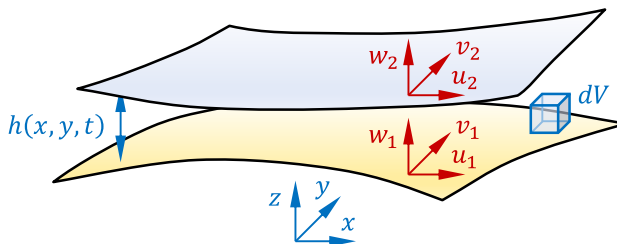


Bild 24: Koordinaten und Geschwindigkeiten zur Beschreibung der Fluidströmung in geschmierten Kontakten nach [39].

Ausgangspunkt der Herleitung einer verallgemeinerten REYNOLDSSchen DGL stellen die kompressiblen NAVIER-STOKES-Gleichungen dar [194 – 196]. Diesen werden die in Bild 24 dargestellten kartesischen Koordinaten und Geschwindigkeiten zugrunde gelegt.

Entlang der x-Koordinate lauten die Impulsgleichungen wie folgt:

$$\begin{aligned}
 \overbrace{\rho \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial u}{\partial z} \right)}^{\text{Trägheitsterm}} &= \overbrace{\widetilde{f_{V,x}}}^{\text{Volumenkraft}} - \overbrace{\frac{\partial \widetilde{p}}{\partial x}}^{\text{Druckterm}} \\
 + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \eta \cdot \left[ 2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} & \\
 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial y} \left[ \eta \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \eta \cdot \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right]}_{\text{Reibungsterm}} & \quad (2.96)
 \end{aligned}$$

Analog folgt für die y-Koordinate:

$$\begin{aligned}
 \overbrace{\rho \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial v}{\partial z} \right)}^{\text{Trägheitsterm}} &= \overbrace{\widetilde{f_{V,y}}}^{\text{Volumenkraft}} - \overbrace{\frac{\partial \widetilde{p}}{\partial y}}^{\text{Druckterm}} \\
 + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \eta \cdot \left[ 2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} & \\
 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[ \eta \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \eta \cdot \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right]}_{\text{Reibungsterm}} & \quad (2.97)
 \end{aligned}$$

und die z-Koordinate:

$$\begin{aligned}
 \overbrace{\rho \cdot \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial w}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial w}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial w}{\partial z} \right)}^{\text{Trägheitsterm}} &= \overbrace{\widetilde{f_{V,z}}}^{\text{Volumenkraft}} - \overbrace{\frac{\partial \widetilde{p}}{\partial z}}^{\text{Druckterm}} \\
 + \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \eta \cdot \left[ 2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \right\} & \\
 + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left[ \eta \cdot \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \eta \cdot \left( \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right]}_{\text{Reibungsterm}} & \quad (2.98)
 \end{aligned}$$

Eine vollständige numerische Lösung der NAVIER-STOKES-Gleichungen ist im Rahmen der numerischen Strömungsmechanik (CFD) möglich, übersteigt aber oftmals insbesondere bei instationären Betriebsbedingungen sowie unter Berücksichtigung eines elastischen Materialverhaltens der Wirkflächen von Grund- und Gegenkörper durch eine Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) den akzeptablen Rechenaufwand. Aus diesem Grund ist

es praktikabel, die vollständigen NAVIER-STOKES-Gleichungen auf die dominierenden Terme zu reduzieren. Dimensionslose Ähnlichkeitskennzahlen, wie die REYNOLDS-Zahl, welche das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften angibt, können hierfür behilflich sein:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\eta} \quad (2.99)$$

Befindet sie sich unterhalb einer anwendungsabhängigen kritischen REYNOLDS-Zahl, liegt eine laminare Strömung vor, andernfalls eine turbulente Strömung. Bei geschmierten tribologischen Kontakten ist mit  $L = h$  aufgrund der im Vergleich zur Ausdehnung des Kontaktgebiets geringen Schmierfilmhöhe von einer laminaren Strömung mit  $Re \ll 1$  auszugehen und die Reibungskräfte dominieren damit über die Trägheitskräfte. Darüber hinaus können aufgrund der geringen räumlichen Ausdehnung des Schmierpalts in z-Richtung, Volumenkräfte, Geschwindigkeitsgradienten in x- und y-Richtung sowie die Geschwindigkeitsänderung  $\partial w / \partial z$  und eine Druckänderung in Spalthöhenrichtung  $\partial p / \partial z$  vernachlässigt werden [193].

Zusammenfassend gelten zur Herleitung der verallgemeinerten REYNOLDS-schen DGL bei laminarer Strömung damit folgende Annahmen:

- Die Trägheits-, Schwer- und Oberflächenspannungskräfte sind vernachlässigbar.
- Der Druck  $p$  und die Geschwindigkeit  $w$  sind konstant über der Schmierfilmhöhe.
- Es treten nur in Schmierpalthöhenrichtung signifikante Scherspannungen und Geschwindigkeitsgradienten auf.
- Die Schmierstoffgrenzflächen sind unter flachem Winkel oder parallel zueinander angeordnet und es gibt an diesen keinen Schlupf.

Damit ergibt sich der in Bild 25 dargestellte Spannungszustand an einem infinitesimalen Volumenelement des Fluids und aus den vollständigen NAVIER-STOKES-Gleichungen verbleiben die folgenden Terme:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left[ \eta \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (2.100)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left[ \eta \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \quad (2.101)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (2.102)$$

In Übereinstimmung mit Bild 25 entspricht eine Schubspannung des Fluids dem Produkt aus dynamischer Viskosität  $\eta$  und Scherrate  $\dot{\gamma}$ :

$$\tau_x = \eta \cdot \dot{\gamma}_x = \eta \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (2.103)$$

$$\tau_y = \eta \cdot \dot{\gamma}_y = \eta \cdot \left( \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (2.104)$$

Es sei angemerkt, dass bei nicht-NEWTONSchem Fluidverhalten, die dynamische Viskosität  $\eta$  keine Konstante darstellt, sondern von der Scherrate  $\dot{\gamma}$  abhängt. Für weitergehende Ausführungen zur Scherratenabhängigkeit der Viskosität nicht-NEWTONScher Fluide sei auf Abschnitt 2.4.4 verwiesen.

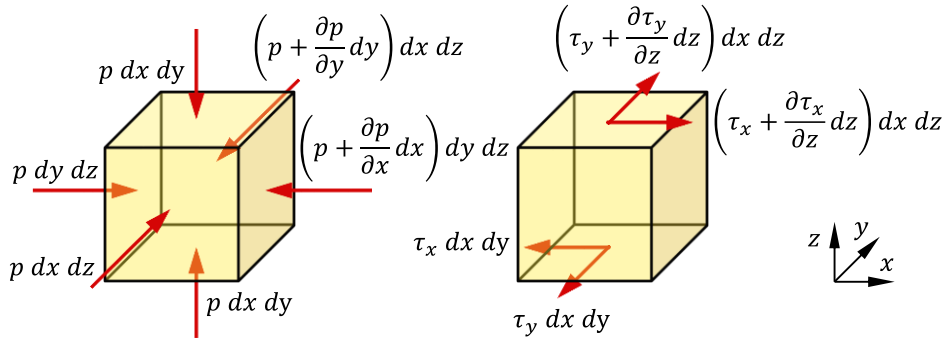


Bild 25: Spannungen am infinitesimalen Volumenelement des Fluids nach [197].

Werden die Gl. (2.100) und Gl. (2.101) zweifach nach  $z$  integriert und die folgenden Haftbedingungen zugrunde gelegt:

$$\begin{cases} z = 0: & u = u_1; & v = v_1 \\ z = h: & u = u_2; & v = v_2 \end{cases} \quad (2.105)$$

resultieren die Geschwindigkeitsgradienten in  $x$ - und  $y$ -Richtung:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\eta} \left( z - \frac{\int_0^h \frac{z}{\eta} dz}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} \right) \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{u_2 - u_1}{\eta \cdot \int_0^h \frac{dz}{\eta}} \quad (2.106)$$

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\eta} \left( z - \frac{\int_0^h \frac{z}{\eta} dz}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} \right) \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{v_2 - v_1}{\eta \cdot \int_0^h \frac{dz}{\eta}} \quad (2.107)$$

und die Geschwindigkeitskomponenten:

$$u = u_1 + \frac{\partial p}{\partial x} \int_0^z \frac{z}{\eta} dz + \left( \frac{u_2 - u_1}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{\int_0^h \frac{z dz}{\eta}}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} \right) \int_0^z \frac{1}{\eta} dz \quad (2.108)$$

$$v = v_1 + \frac{\partial p}{\partial y} \int_0^z \frac{z}{\eta} dz + \left( \frac{v_2 - v_1}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} - \frac{\partial p}{\partial y} \frac{\int_0^h \frac{z dz}{\eta}}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} \right) \int_0^z \frac{1}{\eta} dz \quad (2.109)$$

Damit die Massenbilanz des in den Schmier-spalt hinein- und hinausströmenden Fluids erhalten bleibt, muss die sich aus Bild 26 ergebende Kontinuitätsgleichung erfüllt sein.

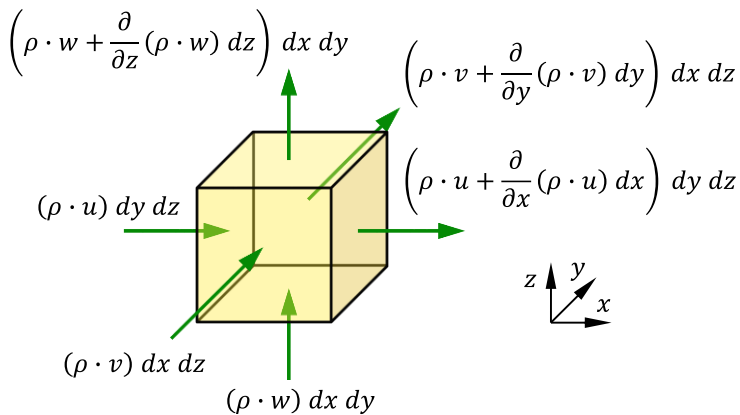


Bild 26: Massenströme am infinitesimalen Volumenelement des Fluids nach [198].

Diese lautet:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0 \quad (2.110)$$

Eine Integration der Kontinuitätsgleichung in Spalthöhenrichtung liefert:

$$\int_0^h \frac{\partial \rho}{\partial t} dz + \int_0^h \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} dz + \int_0^h \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} dz + (\rho \cdot w)_0^h = 0 \quad (2.111)$$

Nach einigen mathematischen Umformungen und dem Einsetzen der zuvor berechneten Geschwindigkeitskomponenten folgt daraus die verallgemeinerte REYNOLDSsche DGL nach Gl. (2.112).

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\int_0^h \frac{z}{\eta} dz \cdot \int_0^h \rho \int_0^z \frac{d\xi}{\eta} dz}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} - \int_0^h \rho \int_0^z \frac{\xi}{\eta} d\xi dz \right) \frac{\partial p}{\partial x} \right] \\
& + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\int_0^h \frac{z}{\eta} dz \cdot \int_0^h \rho \int_0^z \frac{d\xi}{\eta} dz}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} - \int_0^h \rho \int_0^z \frac{\xi}{\eta} d\xi dz \right) \frac{\partial p}{\partial y} \right] \\
& - \frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{\int_0^h \rho \int_0^z \frac{d\xi}{\eta} dz}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} \cdot (u_2 - u_1) + \int_0^h \rho dz \cdot u_1 \right] \\
& - \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{\int_0^h \rho \int_0^z \frac{d\xi}{\eta} dz}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} \cdot (v_2 - v_1) + \int_0^h \rho dz \cdot v_1 \right] \\
& - \frac{\partial}{\partial t} \left[ \int_0^h \rho dz \right] = 0
\end{aligned} \tag{2.112}$$

Wenn – im isothermen Fall – eine Änderung der Dichte und Viskosität des Schmierstoffs über der Schmierfilmhöhe vernachlässigt werden kann, vereinfacht sich Gl. (2.112) zu:

$$\begin{aligned}
& \overbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12 \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{12 \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right)}^{\text{POISEUILLE-/Druckterm}} \\
& = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left( \rho h \cdot \frac{u_1 + u_2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \rho h \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} \right)}_{\text{COUETTE-/Geschwindigkeitsterm}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho h)}_{\text{Quetschterm}}
\end{aligned} \tag{2.113}$$

Durch die Einführung der mittleren Strömungsgeschwindigkeiten in x- und y-Richtung

$$\begin{aligned}
u_m &= \frac{u_1 + u_2}{2} \\
v_m &= \frac{v_1 + v_2}{2}
\end{aligned} \tag{2.114}$$

lässt sich Gl. (2.113) in kompakterer Form schreiben.

Das durch die Druck- und Geschwindigkeitsterme hervorgerufene Geschwindigkeitsprofil einer hydrodynamischen Strömung ist in Bild 27 veranschaulicht. Zusätzlich beeinflusst der Quetschterm in Form transienter Effekte den Druck- und Schmierfilmaufbau.

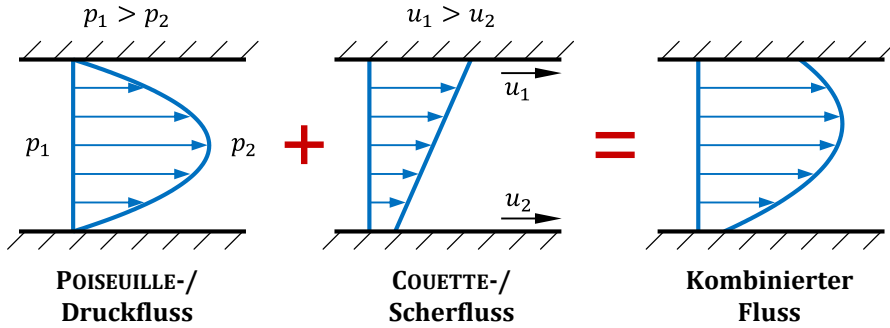


Bild 27: Strömungsanteile der REYNOLDSSchen Differentialgleichung nach [31].

### 2.4.2 Schmierfilmhöhengleichung

Mithilfe der Schmierfilmhöhengleichung wird der Abstand beider Wirkflächen eines geschmierten Kontakts berechnet. Die Schmierfilmhöhe setzt sich aus einem Nullabstand  $h_0$ , welcher ohne Berücksichtigung elastischer Verformungen im Kontaktzentrum vorliegen würde, der Geometrie von Grund- und Gegenkörper  $h_{\text{Geometrie}}$  sowie der elastischen Verformung  $\delta$  zusammen:

$$h(x, y, t) = h_0(t) + h_{\text{Geometrie}}(x, y, t) + \delta(x, y, t) \quad (2.115)$$

Für den Fall ellipsoider Körper ergibt sich die Geometriebeschreibung nach Gl. (2.116).

$$h_{\text{Geometrie}}(x, y, t) = r_x \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{x^2}{r_x(t)^2}} \right) + r_y \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{y^2}{r_y(t)^2}} \right) \quad (2.116)$$

Durch die Entwicklung einer TAYLOR-Reihe um  $x = 0$  und  $y = 0$  bis zum dritten Reihenelement resultiert die nachfolgende Geometriefunktion, welche im Rahmen der EHD-Simulation bei beliebig gekrümmten Oberflächen verwendet wird [198]:

$$h_{\text{Geometrie}}(x, y, t) \approx \frac{x^2}{2 \cdot r_x(t)} + \frac{y^2}{2 \cdot r_y(t)} \quad (2.117)$$

Sind, wie in Bild 23 dargestellt, sowohl Grund- als auch Gegenkörper gekrümmt, ergibt sich der äquivalente Krümmungsradius in x- bzw. y-Richtung nach Gl. (2.118).

$$r_x = \left( \frac{1}{r_{1x}} + \frac{1}{r_{2x}} \right)^{-1} ; r_y = \left( \frac{1}{r_{1y}} + \frac{1}{r_{2y}} \right)^{-1} \quad (2.118)$$

Die elastische Verformung  $\delta$  resultiert aus dem Kontaktdruck, welcher iterativ zu bestimmen ist. Auch der Nullabstand  $h_0$  ist während der numerischen EHD-Simulation iterativ anzupassen, sodass das Kräftegleichgewicht erfüllt ist.

### 2.4.3 Kräftegleichgewicht

Die extern auf den Kontakt einwirkende Kraft  $F$  wird im Falle eines vollständig trennenden Schmierfilms allein durch den hydrodynamischen Kontaktdruck aufgenommen:

$$F = \iint_{\Omega_c} p \, dx \, dy \quad (2.119)$$

Im Bereich der Mischreibung wird die externe Kraft  $F$  sowohl vom Schmierstoff, als auch lokalen Festkörperkontakten aufgenommen, siehe hierzu Abschnitt 2.4.7.

### 2.4.4 Schmierstoffeigenschaften

Die Dichte und die Viskosität eines Schmierstoffs sind keine Konstanten, sondern weisen unter anderem eine Abhängigkeit von der Temperatur, dem Druck und der Scherrate auf. Im Falle einer isothermen EHD-Simulation ist es deshalb notwendig, die Druckabhängigkeit von Dichte und Viskosität sowie bei nicht-NEWTONschen Fluiden die Scherratenabhängigkeit der Viskosität zu berücksichtigen.

Die Druckabhängigkeit der Dichte wurde von DOWSON und HIGGINSON [199] experimentell untersucht. Die daraus abgeleitete Berechnungsformel ist im Bereich der EHD-Simulation weit verbreitet:

$$\rho(p) = \rho_0 \cdot \left( 1 + \frac{0,6 \text{ GPa}^{-1} \cdot p}{1 + 1,7 \text{ GPa}^{-1} \cdot p} \right) \quad (2.120)$$

Hierin bezeichnet  $\rho_0$  die Referenzdichte bei Umgebungsdruck.

Weitere Formeln für die Druckabhängigkeit der Schmierstoffdichte stammen von BODE [200], MURNAGHAN [201] oder TAIT [202].

Neben der Dichte weist auch die Viskosität eine starke Abhängigkeit vom Druck auf. Zu unterscheiden ist in diesem Zusammenhang zwischen der dynamischen und der kinematischen Viskosität [203]. Während die dynamische Viskosität

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (2.121)$$

als Quotient von Schubspannung und Scherrate definiert ist, bezeichnet die kinematische Viskosität eine abgeleitete Größe

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (2.122)$$

und ist als Verhältnis von dynamischer Viskosität zur Dichte definiert.

Die Druckabhängigkeit der Viskosität wurde zuerst durch BARUS [204] untersucht. BARUS leitete aus seinen experimentellen Untersuchungen die nach ihm benannte Gleichung ab:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot \exp(\alpha_p \cdot p) \quad (2.123)$$

Darin bezeichnen  $\eta_0$  die Referenzviskosität bei Umgebungsdruck und  $\alpha_p$  den vom Schmierstoff abhängigen Druck-Viskositäts-Koeffizienten, welcher ein Maß für die Druckabhängigkeit der Schmierstoffviskosität darstellt [193]:

$$\alpha_p = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial p} \quad (2.124)$$

Insbesondere bei hohen Kontaktdrücken weicht das Modell von BARUS jedoch von experimentellen Daten ab [205, 193]. Aus diesem Grund wurde von ROELANDS [206] eine Modifikation der BARUS-Gleichung veröffentlicht, welche weite Verbreitung in der Simulation elastohydrodynamischer Kontakte gefunden hat:

$$\eta(p) = \eta_0 \cdot \exp \left\{ [\ln(\eta_0) + 9,67] \cdot \left[ -1 + \left( 1 + \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\alpha_p \cdot p_0}{\ln(\eta_0) + 9,67}} \right] \right\} \quad (2.125)$$

Nach ROELANDS [206] ist in Gl. (2.125) der Parameter  $p_0 = 1,96 \cdot 10^8$  Pa zu setzen.

Ein weiteres Modell zur Berücksichtigung der Druckabhängigkeit der Viskosität stammt von DOOLITTLE [207], welches auf dem Prinzip der freien Volumen basiert. WILLIAM, LANDEL und FERRY [208, 209] haben damit die Druckabhängigkeit der Viskosität von Polymerschmelzen untersucht. YASUTOMI et al. [210] und BAIR et al. [211] haben dieses Modell schließlich um auf Schmierstoffe angepasste Formulierungen erweitert.

Im Falle NEWTONscher Fluide stellt die dynamische Viskosität nach Gl. (2.121) bei definiertem Druck  $p$  und Temperatur  $\vartheta$  eine Proportionalitätskonstante dar. Viele reale Schmieröle und Schmierfette weisen jedoch zusätzlich eine ausgeprägte Abhängigkeit der Viskosität von der Scherrate auf:

$$\tau = \eta(\dot{\gamma}, p, \vartheta) \cdot \dot{\gamma} \quad (2.126)$$

Unterschieden werden in diesem Zusammenhang strukturviskose, dilatante und BINGHAM-Fluide, siehe Bild 28.

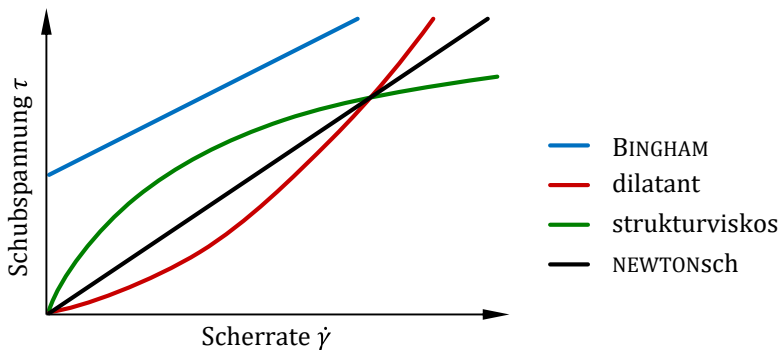


Bild 28: Fließkurven NEWTONscher und nicht-NEWTONscher Fluide.

Während die Viskosität beim dilatanten Fluidverhalten mit steigender Scherrate zunimmt, weisen strukturviskose Fluide eine Abnahme der Viskosität mit zunehmender Scherrate auf. Letzteres Verhalten ist bei Schmierstoffen zu beobachten. Bei BINGHAM-Fluiden kommt es erst ab der Überschreitung einer kritischen Schubspannung – der Fließgrenze – zum Fließen. [203]

Um die Scherratenabhängigkeit der Viskosität von Schmierstoffen zu beschreiben, wurde eine Vielzahl rheologischer Modelle entwickelt. Neben den rein strukturviskosen Rheologiemodellen existieren in der Literatur ebenso Modelle mit zwei ausgeprägten NEWTONschen Bereichen sowie viskoelastische Rheologiemodelle, welche auf einem MAXWELL-Fluid mit

elastischen und viskosen Eigenschaften basiert. Tabelle 6 kann eine Übersicht ausgewählter strukturviskoser Rheologiemodelle entnommen werden.

Tabelle 6: Ausgewählte rheologische Modelle für strukturviskose Schmierstoffe nach [193].

Typ	Modelle
strukturviskos	DE WAELE und OSTWALD [212] PRANDTL [213] EYRING [214] BAIR und WINER [215] GECIM und WINER [216] HAMROCK et al. [217 – 220]
strukturviskos mit zwei NEWTONSchen Bereichen	CROSS [221] CARREAU [222] YASUDA et al. [223]
strukturviskos und viskoelastisch	JOHNSON und TEVAARWERK [224] BAIR und WINER [225]

In der Simulation elasto-hydrodynamischer Kontakte weit verbreitet hat sich das Modell von EYRING [214]:

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_E}{\eta(p, \vartheta)} \cdot \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_E}\right) = \frac{\tau}{\eta(\dot{\gamma}, p, \vartheta)} \quad (2.127)$$

Nach der Überschreitung der EYRING-Spannung  $\tau_E$  geht das Fluidverhalten von dem zunächst NEWTONSchen in den nicht-NEWTONSchen Bereich über und der Anstieg der Schubspannung wird mit zunehmender Scherrate verringert. Andere strukturviskose Modelle, wie die Modelle von BAIR und WINER [215], GECIM und WINER [216] oder HAMROCK et al. [217 – 220] definieren hingegen eine Grenzs Schubspannung  $\tau_{lim}$ , welche nicht überschritten werden darf. Nach [31] gilt folgender Zusammenhang zwischen der EYRING-Spannung und der Grenzs Schubspannung:

$$\tau_E = \frac{\tau_L}{3} \quad (2.128)$$

Aufgrund der guten numerischen Umsetzbarkeit und der weiten Verbreitung in der EHD-Simulation wird im Rahmen dieser Arbeit das EYRING-Modell zur Berücksichtigung der Strukturviskosität eingesetzt.

### 2.4.5 Kavitation

Die Lösung der in Abschnitt 2.4.1 hergeleiteten REYNOLDSSchen DGL würde, wie von SOMMERFELD [226] veröffentlicht, zu einem punktsymmetrischen Druckverlauf mit negativen und positiven Drücken in derselben Größenordnung führen. Da Schmierstoffe lediglich Zugspannungen in der Größenordnung der Oberflächenspannungen übertragen können und es daher zu Kavitationseffekten kommt, sind in der numerischen Berechnung elastohydrodynamischer Kontakte geeignete Kavitationsmodelle zu berücksichtigen.

Zu unterscheiden ist in diesem Zusammenhang in nicht-masseerhaltende und masseerhaltende Modelle. Während letztgenannte Kavitationsmodelle sowohl den Übergang zwischen Druck- und Kavitationsgebiet als auch die Aufteilung in Druck- und Kavitationsgebiet unter Einhaltung der Kontinuitätsgleichung ermitteln, wird die Kontinuitätsbedingung bei nicht-masseerhaltenden Kavitationsmodellen verletzt [193]. Tabelle 7 kann eine Übersicht verbreiteter Kavitationsmodelle entnommen werden.

Tabelle 7: Übersicht ausgewählter Kavitationsmodelle nach [227].

Typ	Modelle
nicht-masseerhaltend	GÜMBEL [228] SWIFT & STIEBER [229, 230]
masseerhaltend	Bläschendynamische Modelle [231 – 235] JFO-Algorithmus [236 – 238] ELROD-Algorithmus [239] KUMAR & BOOKER [240, 241] Variable-Dichte-Modelle [242, 243]

Im Bereich der FEM-basierten EHD-Simulation hat sich das Kavitationsmodell von SWIFT und STIEBER [229, 230] etabliert. Hierbei werden negative Drücke durch einen der REYNOLDSSchen DGL hinzugefügten Penalty-Term und Multiplikation mit einem ausreichend großen Penalty-Faktor kompensiert. Hinweise zur numerischen Umsetzung können WU [244] entnommen werden.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein masseerhaltendes Variable-Dichte-Modell implementiert, in welchem nach Gl. (2.129) Mischdichte und -viskosität als eine druckabhängige Funktion in die REYNOLDSSche DGL einfließen.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3}{12 \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3}{12 \eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \theta \cdot \rho h \cdot \frac{u_1 + u_2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \theta \cdot \rho h \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\theta \cdot \rho h) \end{aligned} \quad (2.129)$$

Darin bezeichnet  $\theta$  den Spaltfüllungsgrad, welcher als Anteil des Fluidvolumens am gesamten Mischvolumen aus Fluid- und Gasphase interpretiert werden kann. Nach [243] eignet sich folgende Exponentialfunktion für den Spaltfüllungsgrad:

$$\theta(p) = \frac{\eta_{\text{mix}}}{\eta} = \frac{\rho_{\text{mix}}}{\rho} = \exp(-\gamma(p) \cdot p^2) \quad (2.130)$$

Die Funktion  $\gamma(p)$  stellt eine Sprungfunktion dar, welche für Drücke größer dem Kavitationsdruck  $p_{\text{cav}}$  den Wert Null und für kleinere Drücke den Wert einer hinreichend großen Zahl annimmt, was zu einer sowohl im Druck- als auch im Kavitationsgebiet gültigen Mischdichte führt.

#### 2.4.6 Elastische Deformation

Die ersten Berechnungen elasto-hydrodynamischer Kontakte, welche auf GRUBIN [245] und ERTEL [246] zurückgehen, setzten die HERTZsche Theorie zur Berechnung der elastischen Verformung ein. Aufgrund von Wechselwirkungen mit der Hydrodynamik und zur Berücksichtigung beliebig geformter Kontaktgeometrien bedarf es zur exakten Berechnung der elastischen Verformung jedoch numerischer Methoden. Etabliert hat sich zum einen die Halbraummethode und zum anderen die Finite-Elemente-Methode. Erstgenannte basiert auf der Potentialtheorie und löst die elastische Verformung auf einem lediglich in der Kontaktfläche vernetzten Gebiet anhand der BOUSSINESQ-CERRUTI-Gleichung [152 - 154] für Punktkontakte bzw. anhand der FLAMANT-Gleichung [155] für Linienkontakte. Im Gegensatz dazu erfordert die Finite-Elemente-Methode eine Vernetzung in Tiefenrichtung, was den Nachteil eines höheren Rechenaufwandes jedoch auch den Vorteil einer breiten Verfügbarkeit kommerzieller Solver mit sich bringt. Aufgrund des letztgenannten Vorteils wird die elastische Verformung im Rahmen der vorliegenden Arbeit mittels eines FEM-Ansatzes berechnet.

Grundlage für die Berechnung elastischer Verformungen stellt in der linearen Statik folgende Beziehung zwischen Belastungsmatrix  $F$ , Gesamtsteifigkeitsmatrix  $K$  und Verschiebungsmatrix  $U$  dar [247, 248]:

$$F = K \cdot U \quad (2.131)$$

Unter Vernachlässigung von Volumenkräften folgt durch das Aufstellen des Kräftegleichgewichts am infinitesimalen Volumenelement nach Bild 29 in x- und analog dazu in y- und z-Richtung:

$$\nabla \sigma = 0 \text{ mit: } \sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (2.132)$$

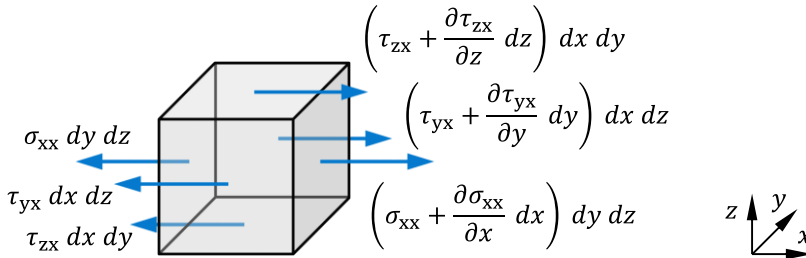


Bild 29: Kräftegleichgewicht am infinitesimalen Volumenelement in x-Richtung nach [249].

Unter Annahme des HOOKEschen Gesetzes [250] und eines homogenen, isotropen Materialverhaltens, lässt sich in VOIGTscher Notation der Zusammenhang zwischen Normalspannungen  $\sigma$  bzw. Schubspannungen  $\tau$  und Dehnungen  $\varepsilon$  bzw. Verzerrungen  $\gamma$  darstellen:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{bmatrix} \quad (2.133)$$

Mit Gl. (2.132) und Gl. (2.133) lassen sich die Dehnungen und Verzerrungen und damit letztendlich die Verschiebungen in allen Raumrichtungen berechnen. Die Dehnungen und Verzerrungen sind über Gl. (2.134) mit den Verschiebungen verknüpft.

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x}, & \varepsilon_{yy} &= \frac{\partial v}{\partial y}, & \varepsilon_{zz} &= \frac{\partial w}{\partial z}, \\ \gamma_{xy} &= 2 \cdot \varepsilon_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, & \gamma_{yz} &= 2 \cdot \varepsilon_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \\ \gamma_{zx} &= 2 \cdot \varepsilon_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{aligned} \quad (2.134)$$

Da es im Rahmen der EHD-Simulation üblich ist, einen Ersatzkörper mit äquivalenten mechanischen Eigenschaften anstelle zweier Körper zu modellieren, können die Elastizitätsgleichungen auch für einen Körper mit äquivalentem Elastizitätsmodul

$$E_{\text{eq}} = \frac{E_1^2 \cdot E_2 \cdot (1 + \nu_2)^2 + E_2^2 \cdot E_1 \cdot (1 + \nu_1)^2}{[E_1 \cdot (1 + \nu_2) + E_2 \cdot (1 + \nu_1)]^2} \quad (2.135)$$

und äquivalenter Querkontraktionszahl

$$\nu_{\text{eq}} = \frac{E_1 \cdot \nu_2 \cdot (1 + \nu_2) + E_2 \cdot \nu_1 \cdot (1 + \nu_1)}{E_1 \cdot (1 + \nu_2) + E_2 \cdot (1 + \nu_1)} \quad (2.136)$$

gelöst werden [197].

### 2.4.7 Berücksichtigung der Oberflächenrauheit und des Festkörperkontakts

Bedingt durch die Rauheit technischer Oberflächen kommt es in geschmierten Tribosystemen zu einer Wechselwirkung zwischen der Mikro- und der Makrohydrodynamik. Zum einen kann eine fertigungsbedingte Ausrichtung von Rauheitsstrukturen – charakterisiert durch den PEKLENIK-Faktor [251] – den Schmierstofffluss beeinflussen. Zum anderen kommt es im Bereich der Mischreibung zu Festkörperkontakten an den jeweiligen Rauheitsspitzen.

Wird die Schmierspaltgeometrie bis in die mikroskopische Ebene hinein deterministisch beschrieben, wird dies als *direkte Kopplung* der Makro- und Mikrohydrodynamik bezeichnet [193]. Beispiele hierfür können etwa [252 – 263] entnommen werden. Durch die geringe Netzgröße zur Beschreibung der Oberflächenrauheit kommt es jedoch zu einem vergleichsweise hohen Rechenaufwand [193].

Wird der Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Schmierstofffluss lediglich global durch Korrekturfaktoren in der REYNOLDSschen DGL berücksichtigt, wird dies als *indirekte Kopplung* von Makro- und Mikrohydrodynamik verstanden. Etabliert haben sich die Flussfaktormethode nach PATIR und CHENG [264 – 266], welche durch ELROD [267], TRIPP [268], RIENÄCKER [269], LAGEMANN [270], MORALES-ESPEJEL [271, 272] und KIM et al. [273] unter anderem um die Berücksichtigung elastischer und elasto-plastischer Deformationen oder nicht-GAUßscher Oberflächen erweitert wurde. Neben der Flussfaktormethode wurde durch ALMQVIST et al. [274 – 276] und SAHLIN et al. [277 – 279] eine Homogenisierung der REYNOLDSschen DGL entwickelt, welche ebenfalls den Einfluss der Oberflächenrauheit auf den Schmierstofffluss berücksichtigt. Die Unterschiede beider Methoden wurden ausführlich in [280] herausgestellt.

Befindet sich der zu untersuchende Kontakt im Mischreibungsbereich kann im Falle deterministischer Simulationen (direkte Kopplung), der Festkörperkontaktdruck orts aufgelöst berechnet werden, indem entweder analog zu JIANG et al. [258] zwei unterschiedlichen Domänen für den geschmierten Kontakt und den Festkörperkontakt separat berechnet werden oder indem nach HU et al. [259] eine modifizierte REYNOLDS-Gleichung im gesamten Kontaktgebiet für alle Schmierfilmdicken gelöst und beim Unterschreiten einer kritischen Schmierfilmdicke Festkörperkontakt angenommen wird.

Im Falle der indirekten Kopplung von Makro- und Mikrohydrodynamik kann der Festkörperkontaktdruck  $p_a$  durch die stochastische oder deterministische Berechnung einer integralen Festkörperkontaktdruckkurve nach Bild 30 anhand der in Abschnitt 2.3.2 und Abschnitt 2.3.3 erläuterten Methoden berücksichtigt werden.

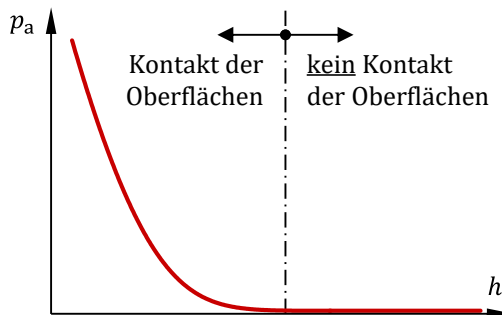


Bild 30: Prinzipieller Verlauf des integralen Festkörperkontaktdrucks nach [193].

Hierbei ist das Kräftegleichgewicht aus Gl. (2.119) nach dem *Load-Sharing*-Konzept von JOHNSON [281] entsprechend Gl. (2.137) zu erweitern.

$$F = \iint_{\Omega_c} (p + p_a) \, dx \, dy \quad (2.137)$$

### 2.4.8 Dimensionslose Gleichungen

Da sich die Lösungsvariablen elasto-hydrodynamischer Kontakte, wie die Schmierfilmhöhe oder der hydrodynamische Druck – ausgedrückt in SI-Einheiten – um mehrere Größenordnungen voneinander unterscheiden, ist es im Rahmen der numerischen EHD-Simulation üblich, alle Lösungsvariablen mithilfe von Parametern der HERTZschen Theorie (siehe Abschnitt 2.2) zu äquilibrieren. Die Normierung der Lösungsvariablen führt zu einer Reduzierung von Rundungsfehlern und einer verbesserten Konditionierung der Lösungsmatrix [282]. VENNER und LUBRECHT [283 – 285] führen dazu folgende dimensionslose Größen ein:

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{a_x} & Y &= \frac{y}{a_x} & Z &= \frac{z}{a_x} \\ P &= \frac{p}{p_{\text{Hertz}}} & H &= \frac{h \cdot r_x}{a_x^2} & \bar{\delta} &= \frac{\delta \cdot r_x}{a_x^2} \\ \bar{\eta} &= \frac{\eta}{\eta_0} & \bar{\rho} &= \frac{\rho}{\rho_0} \end{aligned} \quad (2.138)$$

Hierbei bezeichnet  $a_x$  die HERTZsche Halbachse in Richtung der  $x$ -Koordinate. Eingesetzt in Gl. (2.113) resultiert die REYNOLDSSche DGL in dimensionsloser Form und unter Vernachlässigung transienter Effekte:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left( \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta} \lambda} \cdot \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta} \lambda} \cdot \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = u_m \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial X} + v_m \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial Y} \quad (2.139)$$

mit dem Normierungsfaktor:

$$\lambda = \frac{12 \cdot \eta_0 \cdot r_x^2}{a_x^3 \cdot p_{\text{Hertz}}} \quad (2.140)$$

Analog wird mit der Schmierfilmhöhengleichung

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2} + \frac{Y^2}{2} \cdot \frac{r_x}{r_y} + \bar{\delta} \quad (2.141)$$

und dem Kräftegleichgewicht für einen Linienkontakt sowie einen elliptischen Punktkontakt verfahren:

$$\int_{\Omega_c} P(X) dX = \frac{\pi}{2} \quad (\text{Linienkontakt})$$

$$\int_{\Omega_c} P(X, Y) dX dY = \frac{2\pi}{3} \cdot \frac{a_y}{a_x} \quad (\text{Punktkontakt})$$
(2.142)

Für die ausführliche Darstellung und Herleitung der dimensionslosen Elastizitätsgleichungen sei auf HABCHI [197] verwiesen.

### 2.4.9 Numerische Lösung

Die numerischen Lösungsverfahren zur Kopplung der Hydrodynamik mit der elastischen Deformation können nach [249] unterteilt werden in *schwach gekoppelte* Ansätze, bei denen die REYNOLDSSche DGL, die Schmierfilmhöhengleichung und das Kräftegleichgewicht sequentiell und iterativ gelöst werden, und *stark gekoppelte* Ansätze, welche die zuvor genannten Grundgleichungen gleichzeitig lösen.

Schwach gekoppelte Lösungen des EHD-Problems können wiederum unterteilt werden in *inverse Methoden*, bei welchen die REYNOLDSSche DGL für einen gegebenen Druck nach der Schmierfilmhöhe gelöst werden [246, 286, 287] und *direkte Methoden*, welche die REYNOLDSSche DGL für eine gegebene Schmierfilmhöhe nach dem Druck lösen [288 – 291]. Die Erweiterung des direkten Ansatz um Mehrgitter-Verfahren (MG) [284] zur Lösung der Hydrodynamik mittels der Finite-Differenzen-Methode (FDM) und um die Multi-Level Multi-Integrations-Methode (MLMI) [159, 160] in Kombination mit der GAUß-SEIDEL-Relaxation [283] zur effizienten Berechnung der elastischen Verformung mittels eines Halbraummodells, stellt den heute am meisten verbreiteten Ansatz zur numerischen Lösung des EHD-Problems dar [39].

Die starke Kopplung von Hydrodynamik und elastischer Deformation wurde zuerst durch ROHDE und OH [292, 293] sowie OKAMURA [294] basierend auf einem NEWTON-RAPHSON-Verfahren umgesetzt. Das eingesetzte Halbraummodell zur Berechnung der elastischen Verformungen führt jedoch zu einer voll-besetzten JACOBI-Matrix und damit einem hohen Speicherbedarf sowie Rechenaufwand bei deren Invertierung. Aus diesem Grund entwickelte HABCHI [295 – 298] eine FEM-Formulierung der elastischen Deformation und der Hydrodynamik, was zu einer dünnbesetzten

JACOBI-Matrix führt. Ein weiterer Vorteil dieses Ansatzes ist darin begründet, dass im Vergleich zur schwachen Kopplung kein Informationsverlust durch eine sequentielle Berechnung auftritt und die Konvergenz der Lösung damit verbessert wird. Zudem kann bei der Implementierung auf kommerzielle FEM-Software und Solver zurückgegriffen werden.

Hierfür ist die REYNOLDSSche DGL in ihre Integralform (schwache Formulierung) zu überführen. Dazu wird Gl. (2.139) mit einer Testfunktion  $T$  multipliziert, über dem Kontaktgebiet  $\Omega_c$  integriert und mittels GAUßschem Divergenztheorem umformuliert [299]. Die dadurch entstehenden Randintegrale am Rand des Kontaktgebiets  $\partial\Omega_c$  verschwinden, sodass nachstehende schwache Formulierung resultiert:

$$\int_{\Omega_c} \left[ \left( \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\eta}\lambda} \cdot \nabla P \cdot \nabla T \right) - \left( u_m \cdot \bar{\rho}H \cdot \frac{\partial T}{\partial X} + v_m \cdot \bar{\rho}H \cdot \frac{\partial T}{\partial Y} \right) \right] d\Omega_c = 0 \quad (2.143)$$

Weiterhin gilt an den Rändern des Kontaktgebiets die DIRICHLET-Randbedingung

$$p = 0 \quad \text{auf } \partial\Omega_c \quad (2.144)$$

Die REYNOLDSSche DGL entspricht einer Konvektions-Diffusionsgleichung. Wird diese Art von Gleichung mittels einer GALERKIN-Finite-Elemente-Methode diskretisiert kommt es zu lokalen Oszillationen der Lösungsvariablen – insbesondere, wenn der Anteil der Konvektion überwiegt. Dem kann teilweise durch eine Reduzierung der Netzgröße und eine Erhöhung des Grads der Ansatzfunktionen entgegengewirkt werden. Außerdem wird im Rahmen dieser Arbeit Gl. (2.143) um zwei Stabilisierungsterme erweitert. Dabei handelt es sich um das konsistente – also die Lösung nicht beeinflussende – *Galerkin-Least-Squares* Verfahren (GLS) nach [300] sowie die inkonsistente Methode der *isotropen Diffusion* (ID) nach [301]. Weitere Ausführungen zu deren Implementierung können [249] und [282] entnommen werden.

Bild 31 illustriert abschließend das in der Software COMSOL Multiphysics® umgesetzte Lösungsschema des EHD-Modells mit starker Kopplung. Zunächst werden die benötigten Eingangsgrößen, wie Belastung, Geschwindigkeitskomponenten, Schmierstoff- und Werkstoffeigenschaften übergeben und auf Basis der HERTZschen Theorie ein Initialwert für die Pressung und damit für die elastische Deformation sowie die Schmierfilmhöhe berechnet. Im darauffolgenden Schritt wird das stark gekoppelte isotherme EHD-Problem gelöst und der dimensionslose Nullabstand  $H_0$  aus Gl. (2.141)

variiert bis ein definiertes Konvergenzkriterium erfüllt ist. Bild 31 zeigt zudem exemplarisch das FEM-Modell eines Punktkontakts nach [249] mit Tetraeder-Netz und einer Netzverfeinerung zum Kontaktgebiet hin.

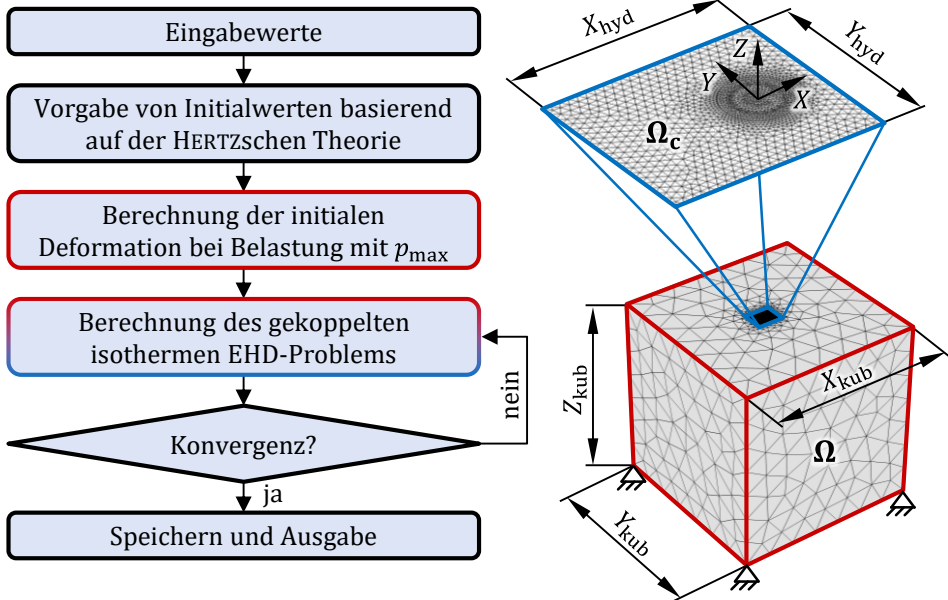


Bild 31: Numerisches Lösungsschema (links) und exemplarische Darstellung des FEM-Modells für einen EHD-Punktkontakt (rechts).

## 2.5 Verschleißmodelle

Zur Berechnung des Verschleißes in tribologischen Systemen stehen eine Vielzahl an theoretischen und empirischen Modellen zu Verfügung. Im Folgenden werden zunächst makroskopische Verschleißgesetze zur Berechnung des Verschleißvolumens erläutert. Im anschließenden Abschnitt werden ausgewählte Verschleißmodelle dargelegt, mit deren Hilfe auf mikroskopischer Ebene die Änderung der Oberflächentopographie berechnet werden kann.

### 2.5.1 Verschleißmodelle auf makroskopischer Ebene

Aufgrund der in Abschnitt 2.1.6 erläuterten unterschiedlichen Verschleißmechanismen und -arten und der Vielzahl an technischen Anwendungen, wurden in der Vergangenheit zahlreiche Verschleißmodelle entwickelt, um den Verschleiß in tribologischen Systemen zu berechnen [302]. MENG und LUEDEMA [303, 304] führten hierzu umfassende Literaturrecherchen durch

und zählte 182 unterschiedliche Verschleißgleichungen alleine in der Zeitschrift „Wear“ in den Jahren von 1957 und 1992 sowie in den Tagungsbänden der Konferenz „Wear of Materials“ der Jahrgänge 1977 bis 1991. Dies verdeutlicht die Komplexität von Verschleißprozessen und die Vielzahl an Einflussfaktoren und Störgrößen, welche sich auf den Verschleiß eines tribologischen Systems auswirken.

Nach HSU [305] und BAYER [306] lässt sich ein Großteil dieser Gleichungen in der Form

$$\frac{dW_V}{dt} = K \cdot \frac{F_N^\alpha \cdot v^\beta}{H^\gamma} \quad (2.145)$$

darstellen. Darin bezeichnen  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\gamma$  Exponenten der Normalkraft, der Gleitgeschwindigkeit bzw. der Härte. Tabelle 8 kann eine Auswahl etablierter empirischer Verschleißmodelle für unterschiedliche Anwendungsfälle entnommen werden.

Tabelle 8: Auswahl etablierter empirischer Verschleißgesetze nach [307 – 309].

Autor	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	Weitere Terme	Anwendung
QUEENER et al. [310]	1	1	0	Exponentialfunktion des Laufwegs	Verschleiß von Wälzkontakten
LEWIS [311]	1	1	0		Adhäsion von Verbund-PTFE
KHRUSHCHOV und BABICHEV [312]	1	1	1		Mikroschneiden von Metall
RHEE [313]	$\alpha$	$\beta$	0	Exponentialfunktion der Zeit	Adhäsion mit thermischen Effekten
LANCASTER [314]	1	1	0	Korrekturfaktoren für Verschleißrate	Kunststoff-Verbunde
LARSEN-BASSE [315]	1	1	0	Schlagfrequenz beim Bohren	Ermüdung/Verschleiß von Hartmetallbohrern
MOORE et al. [316]	1	1,8	0	Schnittgeschwindigkeit	Verschleiß von Diamantbohrern
LUO et al. [317]	1	1	1	Diffusionsverschleiß	Verschleiß von Schneidwerkzeugflanken
CAYER-BARRIOZ et al. [318]	2	1	0	Molekulargewicht	Abrasion von Polymerfasern
MARTÍNEZ et al. [319]	3,5	1	0	Elastizitätsmodul	Verschleiß von Polymeren
MORTAZAVI und KHONSARI [320]	1	1	1	Oberflächenrauheit	Verschleiß von Metallen

Tabelle 9 gibt eine Übersicht der in der Wissenschaft meist angewendeten theoretischen Verschleißmodelle.

Tabelle 9: Auswahl etablierter theoretischer Verschleißgesetze nach [307 – 309].

Autor	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	Weitere Terme	Anwendung
HOLM und ARCHARD [22, 23, 321]	1	1	1		Adhäsion
RABINOWICZ [113, 322]	1	1	1		Abrasion
FLEISCHER [323, 324]	1	1	0	Reibungszahl	Adhäsion und Abrasion
KRAGELSKY [325 – 328]	> 1	1	0		Ermüdung
HURRICKS [329]	1	1	0		Fressen
LIJESH und KHONSARI [330]	1	1	0	Reibungszahl und Temperatur	Adhäsion

Daneben existieren auch weitaus komplexere Verschleißmodelle, welche sich nicht in der in Gl. (2.145) dargestellten Form angeben lassen. Exemplarisch hierfür sollen das Verschleißmodell von EL-THALJI et al. [331 – 333] für die zeitliche Entwicklung des Verschleißes in Wälzlagern sowie das umfangreiche Verschleißmodell von MAC GREGOR [334], welches auf Tabellenwerken und Differentialgleichungen basiert, erwähnt werden [335]. Auch die Autoren der bereits in Abschnitt 2.1.6 erwähnten und in Bild 13 dargestellten Verschleißmechanismen-Karte für einen Stahl/Stahl-Kontakt, LIM und ASHBY, geben für die am Stift-Scheibe-Tribometer aufgetretenen Verschleißmechanismen in [60] jeweils unterschiedliche Verschleißgleichungen an, welche neben der Normalkraft und der Gleitgeschwindigkeit noch eine Vielzahl weiterer physikalischer Größen berücksichtigen.

Aufgrund ihrer weiten Verbreitung werden im Folgenden die Verschleißmodelle von ARCHARD, RABINOWICZ, FLEISCHER sowie KRAGELSKY erläutert und ihre Unterschiede herausgearbeitet.

### Verschleißmodell von ARCHARD

Die Modellvorstellung der Verschleißgleichung von ARCHARD geht nach Bild 32 von sich berührenden Rauheitshügeln bzw. Asperiten aus. Lokal können die Pressungen im Kontakt der Asperiten die Fließgrenze des weicheren Werkstoffs erreichen und es können sich adhäsive Mikroverschweißungen bilden, welche eine höhere Scherfestigkeit als das umgebende Material aufweisen. Dies führt in der Folge zu Materialabtrennungen

außerhalb des Kontaktbereichs, was entweder in einem Materialübertrag oder in einer Loslösung von Verschleißpartikeln resultiert.

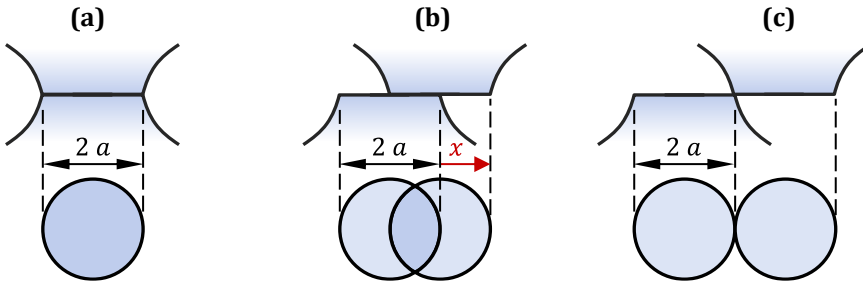


Bild 32: Idealisierte Darstellung des Einzelkontakts von Asperiten bei gleitenden Oberflächen nach [321]. (a) Maximale Kontaktfläche; (b) Zustand nach Gleiten über die Strecke  $x$ ; (c) Zustand nach Gleiten über die Strecke  $2a$ .

Bei vollständig überlappenden sphärischen Asperiten (Bild 32 a) ergibt sich in der als kreisförmig angenommenen Kontaktfläche die Reaktionskraft

$$\delta F_N = \bar{p} \cdot \pi \cdot a^2 \quad (2.146)$$

Das Volumen eines Verschleißteilchens besitzt nach ARCHARD eine halbkugelförmige Gestalt mit dem Volumen

$$\delta W_V = \frac{2}{3} \pi \cdot a^3 \quad (2.147)$$

Damit resultiert für das auf den Gleitweg von  $\delta s = 2a$  bezogene Verschleißvolumen unter der Annahme, dass der mittlere Kontaktdruck der Härte des weicheren Kontaktpartners entspricht:

$$\frac{\delta W_V}{\delta s} = \frac{\delta W_V}{2a} = \frac{\pi a^2}{3} = \frac{\delta F_N \bar{p} \approx H}{3\bar{p}} = \frac{\delta F_N}{3H} \quad (2.148)$$

Das gesamte Verschleißvolumen des tribologischen Systems wird durch Aufsummierung über alle Einzelkontakte und die Einführung des Verschleißkoeffizienten  $K$  erhalten:

$$W_V = K^* \cdot \frac{F_N \cdot s}{3 \cdot H} = K \cdot \frac{F_N \cdot s}{H} \quad (2.149)$$

Der Verschleißkoeffizient  $K^*$  kann als Wahrscheinlichkeit für die Loslösung eines Verschleißpartikels verstanden werden. Weiterhin ist der Verschleißkoeffizient keine reine Materialeigenschaft, sondern von einer Vielzahl an Systemgrößen abhängig. Die Bestimmung des Verschleißkoeffizienten erfolgt typischerweise experimentell anhand von Probekörper-

oder Modellversuchen (siehe hierzu Abschnitt 2.1.7). Auch eine Berechnung auf Basis schädigungsmechanischer Gesetze [336 – 338, 8, 339 – 343] und erste Ansätze einer molekulardynamischen Simulation von Verschleißprozessen wurden publiziert [344, 345].

Abschließend sei erwähnt, dass neben ARCHARD auch HOLM [22] und BURWELL [346] ein Verschleißmodell entsprechend Gl. (2.149) für Kontakte mit dominierendem adhäsiven Verschleißmechanismus veröffentlichten.

### Verschleißmodell von RABINOWICZ

Das Verschleißmodell von RABINOWICZ [113, 322] geht von abrasivem Verschleiß aus, welcher durch konische Asperiten des härteren Gegenkörpers hervorgerufen wird. Bild 33 veranschaulicht die zugrundeliegende Modellvorstellung.

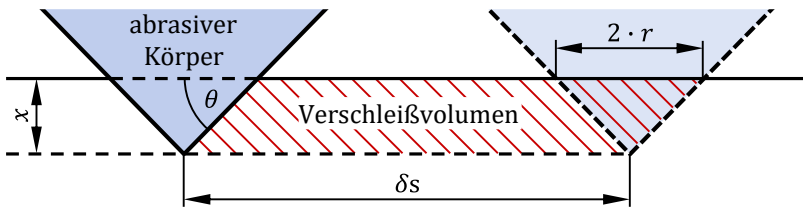


Bild 33: Modell-Vorstellung des abrasiven Verschleißes nach [322].

Hierbei dringen die konischen Asperiten des härteren Gegenkörpers in den weicheren Grundkörper ein. Die Kraft, welche im Kontakt eines einzelnen Asperiten wirkt, ergibt sich zu

$$\delta F_N = \bar{p} \cdot \pi \cdot r^2 \quad (2.150)$$

Bewegt sich der konische Asperit des Gegenkörpers nun um die Strecke  $\delta s$  fort, resultiert das inkrementelle Verschleißvolumen

$$\delta W_V = r \cdot x \cdot \delta s = r^2 \cdot \tan(\theta) \cdot \delta s = \frac{\delta F_N \cdot \tan(\theta) \cdot \delta s}{\bar{p} \cdot \pi} \quad (2.151)$$

Unter der Annahme, dass der Kontaktdruck die Fließgrenze erreicht, berechnet sich das auf den inkrementellen Gleitweg  $\delta s$  bezogene Verschleißvolumen

$$\frac{\delta W_V}{\delta s} = \frac{\delta F_N \cdot \tan(\theta)}{\bar{p} \cdot \pi} \stackrel{\bar{p} \approx H}{=} \frac{\delta F_N \cdot \tan(\theta)}{H \cdot \pi} \quad (2.152)$$

Schließlich resultiert durch die Mittelung des Konus-Winkels  $\theta$  über alle Asperiten die Verschleißgleichung nach RABINOWICZ:

$$W_V = \frac{F_N \cdot \overline{\tan(\theta)}}{H \cdot \pi} \cdot s = K \cdot \frac{F_N \cdot s}{H} \quad (2.153)$$

Werden die Konstanten, wie in Gl. (2.153), zu einem Verschleißkoeffizienten zusammengefasst, weist das abrasive Verschleißmodell nach RABINOWICZ dieselben Abhängigkeiten auf, wie jenes zuvor erläuterte adhäsive Verschleißmodell nach ARCHARD.

### Verschleißmodell von FLEISCHER

Das energetische Verschleißmodell von FLEISCHER [323, 324] ist in der Annahme begründet, dass das Erreichen einer kritischen akkumulierten Reibungsenergie zur Bildung von Verschleißpartikeln aus der Oberfläche eines Festkörpers führt. Als Maß für die Beanspruchbarkeit der reibungsbeanspruchten Oberflächen führt FLEISCHER die scheinbare Reibungsenergiedichte  $e_R^*$  ein. Das Verschleißvolumen ergibt sich aus dem Quotienten der Reibungsenergie und der scheinbaren Reibungsenergiedichte:

$$W_V = \frac{W_R}{e_R^*} \quad (2.154)$$

Die Reibungsenergie ergibt sich aus dem Produkt von Reibungskraft und Gleitweg:

$$W_R = \mu \cdot F_N \cdot s \quad (2.155)$$

Die scheinbare Reibungsenergiedichte ist eine systemspezifische Größe und wurde von FLEISCHER auf Grundlage schädigungsmechanischer Überlegungen theoretisch hergeleitet:

$$e_R^* = \frac{n_k}{\nu_V} \cdot \frac{\bar{e}_B}{1 + \xi_R \cdot (n_k - 1)} \quad (2.156)$$

Darin bezeichnet  $n_k$  eine kritische Anzahl an Kontaktierungen, welche zur Bildung eines Verschleißpartikels führen. Näherungsweise kann diese anhand eines WÖHLER-Versuchs berechnet werden. Die Verschleißzahl  $\nu_V$  ist als das Verhältnis des Verschleißvolumens zum Reibungsvolumen definiert und die Energieakkumulationszahl  $\xi_R$  ist ein Maß für die irreversibel akkumulierte Reibungsenergie. Zuletzt beschreibt  $\bar{e}_B$  die mittlere Bruchenergiedichte, welche näherungsweise anhand des Spannungs-Dehnungs-Diagramms eines uniaxialen Zugversuchs ermittelt werden kann.

Die Bestimmung der scheinbaren Reibungsenergiedichte ist insbesondere bedingt durch die Verschleiß- und die Energieakkumulationszahl auf rein theoretischer Basis bisher nicht möglich. Stattdessen ist sie experimentell zu ermitteln oder Literaturwerten zu entnehmen. Weiterhin lässt sich das gesamte Verschleißvolumen anhand von Gl. (2.157) und Gl. (2.158) auf Grund- und Gegenkörper durch die Einführung der Aufteilungsfaktoren  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  verteilen:

$$W_R = \alpha_1 \cdot W_R + \alpha_2 \cdot W_R \quad (2.157)$$

$$\frac{1}{e_R^*} = \frac{\alpha_1}{e_{R,1}^*} + \frac{\alpha_2}{e_{R,2}^*} \quad (2.158)$$

Die Summe der Aufteilungsfaktoren ergibt  $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$ . Für weitere Ausführungen zum Verschleißmodell von FLEISCHER sei auf [324] verwiesen.

### Verschleißmodell von KRAGELSKY

KRAGELSKY unterteilt die Wechselwirkung von Grund- und Gegenkörper in eine adhäsiv-molekulare und eine mechanisch-geometrische Komponente. Die molekular-mechanische Ermüdungstheorie nach KRAGELSKY [325 – 328] geht – ähnlich wie FLEISCHER – davon aus, dass wiederholte Kontaktierungen und die damit einhergehende Schadensakkumulation zu einem Loslösen von Verschleißpartikeln führen, gilt aber streng genommen nur für die Modellvorstellung, dass ein harter, unebener Gegenkörper in einen weichen, ebenen Grundkörper eindringt [335]. Die Berechnung des Verschleißvolumens basiert auf der Verschleißintensität  $I_h$ :

$$W_V = I_h \cdot s \cdot A_n \quad (2.159)$$

Die Verschleißintensität ergibt sich aus Parametern der Oberflächenrauheit sowie schädigungsmechanischen Kenngrößen:

$$I_h = \frac{\varepsilon \cdot h_{\max}}{(\nu + 1) \cdot d_k \cdot n_k} \cdot \frac{A_r}{A_n} = \frac{\varepsilon \cdot h_{\max}}{(\nu + 1) \cdot d_k \cdot n_k} \cdot \frac{p_n}{p_r} \quad (2.160)$$

Die maximale Höhe des Rauheitsprofils  $h_{\max}$ , welche dem Rauheitskennwert  $R_t$  nach DIN EN ISO 4287 [79] entspricht, und der Rauheitsparameter  $\nu$  können anhand der Profiltraganteilkurve nach ABBOTT und FIRESTONE [82] bestimmt werden. Weiterhin bezeichnet  $d_k$  den mittleren Durchmesser einer Berührungsstelle und  $\varepsilon$  die auf  $h_{\max}$  bezogene relative Eindringtiefe des rauen Gegenkörpers. Da letztere nicht ohne weiteres bekannt ist, leitet KRAGELSKY für die drei Fälle eines *elastischen* Kontakts,

eines *plastischen* Kontakts und für den Fall des *Mikroschneidens* Berechnungsgleichungen ab, welche [325] entnommen werden können.

### 2.5.2 Verschleißmodelle auf mikroskopischer Ebene

Der Verschleiß auf mikroskopischer Ebene ist eng verknüpft mit dem Begriff des Einlaufens (engl.: running-in) technischer Oberflächen. Der Einlaufvorgang ist nach DIN ISO 4378-2 definiert als

„Prozess der Veränderung sowohl der Geometrie der in relativer Gleitbewegung befindlichen Oberflächen als auch der physikalischen und mechanischen Eigenschaften des Oberflächenmaterials in der Anfangsphase der Reibung, der sich bei gleichbleibenden äußeren Bedingungen üblicherweise am Abfall von Reibungskraft, Temperatur und Verschleißintensität ablesen lässt.“ [347]

Ausführliche Untersuchungen zum zeitlichen Verlauf von Reibung und Verschleiß beim Einlaufvorgang wurden von BLAU [348, 349] durchgeführt. Im Rahmen dieses Abschnitts soll die Berücksichtigung des Einlaufvorgangs durch die zeitliche Änderung der Oberflächenrauheit erfolgen.

Das hierzu verwendete Modell von SUGIMURA und KIMURA [350 – 352] geht von einer zunächst GAUß-verteilten Oberflächenrauheit aus. Der obere Anteil der Wahrscheinlichkeitsverteilung  $S_1$  wird, wie in Bild 34 schematisch dargestellt, in Abhängigkeit vom Verschleißvolumen  $W_V$ , der Gleitfläche  $A$  und dem mittleren verschleißbedingten Höhenverlust  $\bar{w}$  entfernt:

$$\Delta\phi(t) = S_1 = S_2 = \int_{z_h + \Delta z_h}^{z_h} \phi(z, t) dz = \frac{W_V(t)}{A \cdot \bar{w}(t)} \quad (2.161)$$

Es gilt:

$$\bar{w}(t) = \int_0^{\infty} w \cdot \psi(w, t) dw \quad (2.162)$$

Dabei bezeichnet  $\psi$  die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des verschleißbedingten Höhenverlustes (Bild 34 b). Diese lässt sich aus der Verschleißpartikelgrößenverteilung  $f(u, v, w)$  ableiten:

$$\psi(w) = \frac{\int_0^{\infty} \int_0^{\infty} u \cdot v \cdot f(u, v, w) du dv}{\int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} u \cdot v \cdot f(u, v, w) du dv dw} \quad (2.163)$$

wobei  $u$ ,  $v$  und  $w$  die Dimensionen eines quaderförmigen Verschleißpartikels darstellen. Unter Annahme einer Proportionalität von  $u$  und  $v$  zu  $w$  lässt sich Gl. (2.163) vereinfachen:

$$\psi(w) = \frac{w^2 \cdot f_w(w)}{\int_0^\infty w^2 \cdot f_w(w) dw} \quad (2.164)$$

Darin bezeichnet  $f_w$  die Randverteilung

$$f_w(w) = \int_0^\infty \int_0^\infty f(u, v, w) du dv \quad (2.165)$$

In Anlehnung an SUGIMURA und KIMURA [351] kann eine Exponentialverteilung für die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Verschleißpartikelgrößen angenommen werden (Bild 34 b).

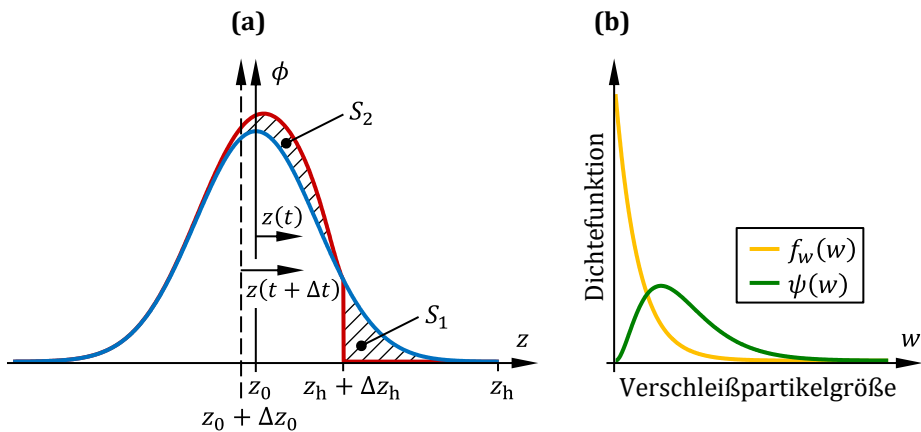


Bild 34: Oberflächen-topographiemodell von SUGIMURA und KIMURA nach [351]

(a) Zeitliche Änderung der Dichtefunktion der Oberflächenhöhen;

(b) Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Verschleißpartikelgröße bzw. Verschleißtiefe.

Schließlich wird der Anteil der entfernten Dichtefunktion  $S_1$  auf die verbleibende Dichtefunktion über die Fläche  $S_2$  umverteilt (Bild 34 a). Die Dichtefunktion der Oberflächenhöhen zum Zeitpunkt  $t + \Delta t$  kann unter Berücksichtigung der Verschiebung der mittleren Höhe  $\Delta z_0$  wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned} \phi(z, t + \Delta t) &= \\ &= \begin{cases} \phi(z + \Delta z_0, t) + \psi(z_h + \Delta z_h - z) \cdot \Delta \phi(t), & z \leq z_h + \Delta z_h \\ 0, & z > z_h + \Delta z_h \end{cases} \quad (2.166) \end{aligned}$$

Die Verschiebung der mittleren Höhe erfüllt folgende Bedingung:

$$-\Delta z_0 = \bar{w}(t) \cdot \Delta \phi(t) \quad (2.167)$$

JENG et al. [353 – 355] erweiterten das Modell von SUGIMURA und KIMURA um die Möglichkeit, initiale nicht-GAUßsche Oberflächen auf Basis des Verteilungssystems von JOHNSON [109] einzubeziehen.

Alternative stochastische Verschleißmodelle auf Rauheitsebene zur Abbildung des Einlaufprozesses wurden unter anderem von STOUT et al. [356 – 358] veröffentlicht. Das von STOUT et al. entwickelte Modell basiert auf einem simplen Abschneiden der Dichtefunktion an einer definierten Höhenkoordinate in Abhängigkeit von der Verschleißtiefe.

SPEEDING et al. [359] erweiterten dieses Modell um die Berücksichtigung nicht-GAUßscher Oberflächen. Hierfür wird das Verteilungssystem von PEARSON [110] verwendet.

KING et al. [360] und NONOGAKI et al. [361] nutzen eine Dreiecks- bzw. GAUß-Verteilung als „Abschneidefunktion“ (engl.: truncation function), um die Dichtefunktion der eingelaufenen Oberfläche zu berechnen. Allerdings gibt es keine theoretische Basis für die Wahl der Parameter der Abschneidefunktion [362].

GOLDEN [363] betrachtete einen Verschleißprozess auf Asperitenebene basierend auf dem Kontaktmodell von GREENWOOD und WILLIAMSON. Die Geschwindigkeit der Höhenabnahme eines Asperiten mit der Zeit ist hierbei als eine Funktion der Verschleißtiefe definiert und die Dichtefunktion der Asperitenhöhen lässt sich anhand einer von GOLDEN hergeleiteten partiellen Differenzialgleichung berechnen.

LIN und CHENG [364] sowie HU [365] entwickelten ein zeitabhängiges Verschleißmodell, welches es erlaubt, die Änderung der Standardabweichung der Oberflächenrauheit  $\sigma$  in Abhängigkeit der Verschleißrate zu berechnen.

KAPOOR und JOHNSON [366] veröffentlichten ein Verschleißmodell, welches die verschleißbedingte Änderung der Dichtefunktion der Oberflächenhöhen auf eine plastische Deformation der Asperiten zurückführt. Die betrachteten Rauheiten besitzen zylindrische Asperiten mit gleichem Radius und GAUßscher Höhenverteilung.

### 3 Stand der Forschung

Zur Ableitung des Forschungsbedarfs wird in dem vorliegenden Abschnitt eine Übersicht zu den bereits veröffentlichten numerischen Modellen der Verschleißsimulation und deren Anwendungsgrenzen gegeben.

#### 3.1 Einführung

Die numerische Simulation von Verschleißprozessen ist Bestandteil zahlreicher Veröffentlichungen. In einem Teil der publizierten Modelle wird Verschleiß in trockenen Kontakten behandelt, während andere Ansätze den Einfluss eines vorhandenen Schmiermediums mit hydrodynamischem Druckaufbau anhand der EHD-Theorie in die numerische Simulation integrierten. Bild 35 veranschaulicht die im Rahmen dieser Arbeit vorgenommene Kategorisierung numerischer Verschleißsimulationen.

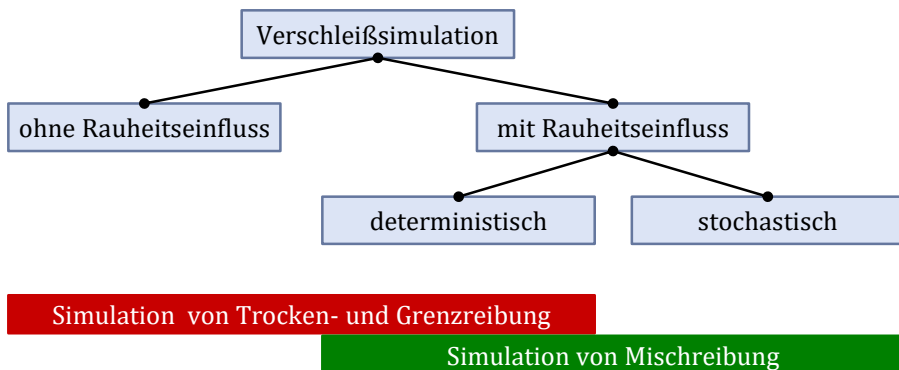


Bild 35: Einteilung der in der Literatur veröffentlichten Simulationsmodelle zur Verschleißberechnung.

Im Falle nicht-geschmierter oder grenzreibungsbehafteter tribologischer Kontakte ohne hydrodynamischen Druckaufbau kann grundsätzlich darauf verzichtet werden, den Einfluss der Oberflächenrauheit in der Kontaktberechnung zu berücksichtigen. Durch die Modellierung glatter Oberflächen wird, bedingt durch eine gröbere Diskretisierung des Kontaktgebiets, Rechenzeit gegenüber einer deterministischen Kontaktsimulation eingespart. Mit diesem Simulations-Ansatz lässt sich die verschleißbedingte zeitliche Änderung der makroskopischen Kontaktgeometrie bestimmen. Ist darüber hinaus auch die verschleißbedingte zeitliche Änderung der Oberflächenrauheit von Interesse, so ist eine deterministische Kontaktberechnung mit

einer Modellierung der Oberflächenrauheit auf mikroskopischer Ebene erforderlich. Dieser Ansatz bedingt eine erheblich feinere Diskretisierung und führt damit zu höheren Rechenzeiten. Die Berechnung des Kontaktdrucks sowie der elastischen Verformungen kann sowohl bei der Annahme ideal glatter Oberflächen als auch bei der deterministischen Berücksichtigung der Oberflächenrauheit durch die in Abschnitt 2.3.3 vorgestellten Halbraummodelle sowie BEM- oder FEM-Ansätze erfolgen.

Bei der Verschleißsimulation mischreibungsbehafteter Kontakte ist anstelle des gesamten Kontaktdrucks lediglich der Festkörperkontaktdruck in der Verschleißberechnung ausschlaggebend. Dieser kann – analog zu Abschnitt 2.4.7 – über eine deterministische EHD-Simulation mit direkter Kopplung von Makro- und Mikrohydrodynamik ermittelt werden oder stochastisch über eine indirekte Kopplung von Makro- und Mikrohydrodynamik mittels integralen Festkörperkontaktdruckkurven berücksichtigt werden. Während bei der direkten Kopplung wiederum eine feine Diskretisierung zur Auflösung der Rauheiten erforderlich ist, werden bei der indirekten Kopplung ideal glatte Oberflächen modelliert, sodass die Diskretisierung bedeutend gröber ausfallen kann, was sich folglich günstig auf die benötigte Rechenzeit der Kontaktsimulationen auswirkt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die deterministische Kontaktberechnung sowohl für trockene und grenzreibungsbehaftete als auch elastohydrodynamische Kontakte im Mischreibungsgebiet eingesetzt werden kann und detaillierte Ergebnisse unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit liefert, welche mit dem Nachteil eines hohen rechnerischen Aufwands verbunden sind. Demgegenüber erweist sich die Kontaktberechnung mit ideal glatten Oberflächen bei trockenen Kontakten sowie die indirekte Kopplung von Makro- und Mikrohydrodynamik (*Load-Sharing*-Konzept nach JOHNSON [281]) bei mischreibungsbehafteten Kontakten als zeitlich effizienter, wenngleich ein geringerer Detaillierungsgrad der Ergebnisse zu tolerieren ist.

Der allgemeine Ablauf einer numerischen Verschleißsimulation orientiert sich stets an dem in Bild 36 dargestellten Schema: Nachdem die zur Berechnung erforderlichen Eingangsgrößen, wie etwa die externe auf den Kontakt einwirkende Last, die Kinematik, die Geometrie von Grund- und Gegenkörper, die Werkstoff- und Schmierstoffeigenschaften, der Verschleißkoeffizient und ggf. weitere zur Verschleißberechnung benötigte Parameter definiert wurden, wird eine numerische Berechnung des Kontaktdrucks durchgeführt. Zudem sind weitere für das gewählte Verschleißmodell er-

forderliche Größen – etwa das Profil der Gleitgeschwindigkeiten – im Kontaktbereich zu berechnen. Im darauffolgenden Schritt wird das Verschleißmodell angewendet, sodass die Kontaktgeometrie entsprechend der berechneten Verschleißtiefe für den nächsten Simulationsdurchlauf angepasst werden kann. Die Berechnungsschleife wird solange durchlaufen, bis ein definiertes Abbruchkriterium erreicht ist. Dies kann beispielsweise eine vorgegebene Betriebszeit oder ein bestimmter Gleitweg sein.

Eine vollständig zeitabhängige (transiente) Verschleißsimulation ist mit einem enormen Rechenaufwand verbunden [308]. Aus diesem Grund ist es zweckmäßig, die Berechnung durch sogenannte Extrapolationstechniken zu beschleunigen [367]. Bei der Extrapolation der Verschleißberechnung wird davon ausgegangen, dass der Kontaktdruck für eine bestimmte Zeit oder Anzahl von Zyklen konstant bleibt. Der innerhalb dieses Zeitfensters zurückgelegte Gleitweg dient zusammen mit der als konstant angenommenen Pressung als Grundlage der Verschleißberechnung. Je geringer die Schrittweite  $\Delta t$  der Extrapolation gewählt wird, desto exakter ist das Ergebnis der Verschleißsimulation und desto höher ist ebenso der rechnerische Aufwand. Grundsätzlich kann über eine konstante Schrittweite extrapoliert werden. Alternativ kann die Schrittweite, wie in [367], [368] und [369] beschrieben, adaptiv an die Änderungsrate des Kontaktdrucks angepasst werden, um weiter Rechenzeit einzusparen.

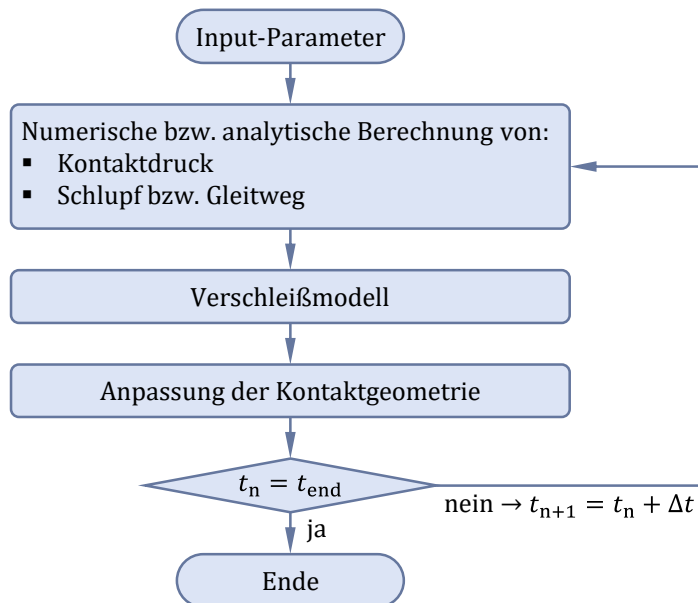


Bild 36: Ablaufdiagramm numerischer Verschleißsimulationen nach [370].

### 3.2 Verschleißmodellierung im Grenz- und Trockenreibungsgebiet

Einige publizierte Verschleißmodelle gehen von nicht-geschmierten tribologischen Systemen aus und verzichten zugunsten der Rechenzeit auf eine Berücksichtigung der Oberflächenrauheit im Rahmen der Kontaktberechnung. PÖDRA et al. [371] entwickelten in diesem Zusammenhang eines der frühesten numerischen Simulationsmodelle zur Berechnung von Verschleiß in trockenen Zylinder/Ebene- und Kugel/Ebene-Kontakten auf Grundlage des Verschleißmodells nach ARCHARD [23]. Die Berechnung des Kontaktdrucks basiert auf der Theorie der WINKLERSchen Bettung [372] unter Vernachlässigung der Oberflächenrauheit. Weiterhin veröffentlichten PÖDRA et al. [9, 373] ein Simulationsmodell zur Verschleißberechnung auf Grundlage einer FEM-basierten Kontaktberechnung am Beispiel eines Stift/Scheibe-Tribometers.

HEGADEKATTE et al. [374 – 376] publizierten eine FEM-basierte Verschleißsimulation sowohl für einen trockenen Stift/Scheibe-Kontakt als auch einen 2-Scheiben-Kontakt. Zur Berücksichtigung der Verschleißtiefe in der Kontaktberechnung wird die in der FEM-Software ABAQUS® implementierte Subroutine UMESHMOTION eingesetzt. Als Verschleißmodell wird einerseits das klassische Modell nach ARCHARD sowie eine modifizierte Form der ARCHARD-Gleichung nach SARKAR [377, 378] verwendet, welche zusätzlich die Reibungszahl  $\mu$  einbezieht.

SFANTOS et al. [379] schlugen eine Simulation auf Grundlage der Randelementmethode (BEM) für trockenen Gleitverschleiß basierend auf dem Verschleißmodell von ARCHARD vor, die sowohl auf einen Stift/Scheibe-Kontakt als auch auf ein Verschleißproblem aus der Hüftendoprothetik angewendet wurde.

ANDERSSON et al. [380] stellten eine numerische Verschleißsimulation für einen Kugel/Ebene-Kontakt auf und setzen zur Kontaktberechnung auf einen Halbraumansatz nach LIU [166], welcher auf diskreter Faltung und schneller Fourier-Transformation (DC-FFT) beruht. Die Verschleißmodellierung folgt dem Modell von ARCHARD.

MORALES-ESPEJEL et al. [381, 382] veröffentlichten zuletzt ein Simulationsmodell für das Beispiel eines Axial-Zylinderrollenlagers, welches es ermöglicht, die lokale Verschleißtiefe nach ARCHARD auf Grundlage einer Halbraum-basierten FFT-Kontaktsimulation und zudem die Ermüdungslebensdauer durch Schadensakkumulation nach PALMGREN und MINER [383, 384] zu berechnen.

Die bisher genannten Modelle gehen jeweils von ideal-glaten Oberflächen aus. Darüber hinaus wurden deterministische Verschleißsimulationen nicht-geschmierter oder im Grenzreibungsgebiet befindlicher Tribosysteme erarbeitet, welche den Einfluss der Oberflächenrauheit in der Kontaktberechnung berücksichtigen.

ELEÖD [385] entwickelten diesbezüglich eine deterministische Verschleißsimulation mit einer FEM-basierten Kontaktberechnung auf Basis eines Kugel/Ebene-Kontakts mit gemessenen Oberflächenrauheiten. Die Verschleißberechnung beruht nicht auf einem klassischen Verschleißmodell, sondern auf einer Deaktivierung von Elementen, welche die Bruchgrenze erreichen.

BOSMAN et al. [386 – 388] trafen in Abhängigkeit der Kontakttemperatur eine Unterteilung in einen Bereich milden und schweren Verschleißes. Während im Regime des schweren Verschleißes Material entsprechend der VON MISES-Fließbedingung [123] entfernt wird, gilt im Bereich des milden Verschleißes das Verschleißmodell nach ARCHARD. Simuliert wurde damit der Verschleiß an einem rauen Stift/Scheibe-Kontakt mittels des in Abschnitt 2.3.3 erwähnten Verfahrens der konjugierten Gradienten (CG).

PRAJAPATI et al. [389] entwickelten ein deterministisches Mikro-Modell für den Einlaufverschleiß eines rauen Stift/Scheibe-Kontakts und untersuchten mithilfe des in Abschnitt 2.3.2 erläuterten Kontaktmodells von CHANG, ETSION und BOGY [101] in deterministischer Form die zeitliche Änderung der Oberflächentopographie anhand des Verschleißmodells von ARCHARD.

RUDNYTSKYJ et al. [390] veröffentlichten ein in der FEM-Software COMSOL Multiphysics® umgesetztes Modell zur Verschleißberechnung an einem oszillierenden rauen Block/Ebene-Kontakt basierend auf dem Verschleißmodell von ARCHARD. Die Verschleißberechnung sowie die Anpassung der Oberflächengeometrie und die Steuerung der Kontaktsimulation wurde in der Software MathWorks MATLAB® mithilfe der in COMSOL Multiphysics® integrierten LiveLink™-Schnittstelle umgesetzt.

SKLENAK et al. [391] publizierten eine numerische Simulation zur Verschleißberechnung an feststoffgeschmierten Tribokontakten auf Grundlage des für Festschmierstoffsysteme entwickelten reibungsenergiebasierten Verschleißmodells von BIRKHOFER et al. [392]. Die Pressungsverteilung wird mithilfe der Methode kombinierter Lösungen nach [393] berechnet. Angewendet wurde die Berechnung auf einen 2-Scheiben-Kontakt.

Ein Überblick zu weiteren publizierten Simulationsmodellen für die Verschleißberechnung im Trocken- und Grenzreibungsgebiet kann Tabelle 10 entnommen werden.

Tabelle 10: Weitere ausgewählte numerische Modelle zur Verschleißsimulation im Trocken- und Grenzreibungsgebiet.

<b>Autoren</b>	<b>Kontaktmodell, Verschleißmodell</b>	<b>Anwendung</b>
<b>Simulationen mit glatten Oberflächen</b>		
ÖQVIST [394, 395]	FEM (NIKE2D), ARCHARD-Modell	Oszillierende Stahlrolle gegen Stahlplatte
TELLISKIVI [396]	WINKLERSche Bettung, ARCHARD-Modell	2-Scheiben-Kontakt
MUKRAS et al. [367, 397]	FEM (Ansys®), ARCHARD-Modell	Oszillierendes Gelenk, Mehrkörpersysteme
DAUBNER [398]	FEM (MSC.Marc®), FLEISCHER-Modell	Wellendichtringe
HECK [399]	FEM (ABAQUS®), FLEISCHER-Modell	Rad/Schiene-Kontakt
BINDER [400]	FEM (Deform 3D®), modifizierte Verschleißmodelle nach USUI et al. [401] & TAKEYAMA et al. [402]	Zerspanungswerkzeuge
ZHAN et al. [403]	Halbraum (nach [404]), ARCHARD-Modell	Ring/Scheibe-Kontakt
BOSE et al. [369]	FEM (ABAQUS®), ARCHARD-Modell	Stift/Scheibe-Kontakt
BASTOLA et al. [405]	FEM (ABAQUS®), ARCHARD-Modell	Kugel/Scheibe-Kontakt
<b>Simulationen mit rauen Oberflächen (deterministisch)</b>		
LORENTZ [406] REICHERT et al. [8, 407]	FEM (ABAQUS®), ARCHARD-Modell (Verschleißkoeffizient über JOHNSON/COOK-Modell [408])	Mikro-Modell (Oberflächenausschnitt)
GHANBARZADEH et al. [409 - 411]	Halbraum (QP) [161], ARCHARD-Modell + Tribofilm-Wachstumsmodell	Kugel/Scheibe-Kontakt
LI et al. [412]	MB-Modell [91] (lokal), ARCHARD-Modell	Evolventenverzahnung

Es sei erwähnt, dass die Verschleißsimulation von BINDER in Tabelle 10 stellvertretend für eine Vielzahl weiterer Simulationsmodelle für Werkzeugverschleiß aufgeführt wird. Aufgrund der Besonderheiten in der Verschleißmodellierung durch die Notwendigkeit der Berücksichtigung des

plastischen Spanabhebens und der sich daraus ableitenden speziellen Verschleißmodelle, soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter auf die Simulation von Werkzeugverschleiß eingegangen werden. Tiefergehende Informationen können stattdessen [413] entnommen werden.

### 3.3 Verschleißmodellierung im Mischreibungsgebiet

Numerische Verschleißsimulationen, welche auf mischreibungsbehaftete Kontakte abzielen, lassen sich unterteilen in jene Modelle, welche die Oberflächenrauheit deterministisch berücksichtigen und Modelle, welche die Oberflächenrauheit anhand stochastischer Größen einbeziehen. Eine der ersten deterministischen Verschleißsimulationen geht auf die Autoren ZHU et al. [308] zurück. Die Autoren entwickelten einen Ansatz für die numerische Verschleißberechnung eines Kugel/Ebene-Kontakts, der auf einem elastohydrodynamischen Mischreibungsmodell nach [259 – 261] basiert. Die REYNOLDSSche DGL wird mittels eines Finite-Differenzen-Verfahrens gelöst und die elastische Verformung wird anhand eines DC-FFT-basierten Halbraumansatzes bestimmt. Die Oberflächentopographie kann direkt in die Schmierfilmhöhengleichung einbezogen und das Verschleißvolumen nach ARCHARD berechnet werden.

MORALES-ESPEJEL et al. [272, 414, 415] veröffentlichten ein numerisches Berechnungsmodell für mischreibungsbehaftete Kontakte auf Grundlage der FDM zur Lösung der REYNOLDSSchen DGL und einem FFT-basierten Halbraummodell für die Bestimmung elastischer Verformungen und Spannungen. Neben einer Verschleißberechnung nach ARCHARD wurde auch eine Berücksichtigung von Ermüdung nach dem Ermüdungskriterium von DANG VAN [416] und linearer Schadensakkumulation nach PALMGREN und MINER [383, 384] implementiert.

LORENTZ et al. [417, 406] entwickelten ein FEM-basiertes elasto-plastisches Mikro-Kontaktmodell in ABAQUS® bestehend aus einem rauen Grund- und einem ebenfalls rauen Gegenkörper sowie einem Fluid als Zwischenmedium. Die Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) erfolgt anhand der gekoppelten EULER-LAGRANGE Methode (engl.: coupled EULERIAN-LAGRANGE; kurz: CEL). ALBERS et al. [418 – 420] und REICHERT et al. [338, 8, 407] erweiterten schließlich das Kontaktmodell um eine Verschleißberechnung nach ARCHARD, wobei der Verschleißkoeffizient anhand des JOHNSON/COOK-Modells [408, 421] berechnet wird.

AKCHURIN et al. [422 – 427] veröffentlichte ein umfassendes deterministisches Simulationsmodell für geschmierte Kontakte, welches die REYNOLDSsche DGL mit der FDM und den Kontaktdruck sowie die elastische Deformation der Oberflächen anhand eines BEM-Modells löst. Weiterhin erlaubt das Simulationsmodell die Verschleißberechnung nach ARCHARD und eine Berechnung der Verschleißpartikelgröße auf Basis der Vergleichsspannung nach VON MISES.

TERWEY et al. [340 – 342] implementierten ein auf der Halbraumtheorie basierendes Kontakt- und Verschleißmodell für grenz- und mischreibungsbefahene Wälzkontakte unter deterministischer Berücksichtigung der Oberflächenrauheit. Der Kontaktdruck wird durch die Kopplung eines elastischen Halbraummodells mit den empirischen Schmierfilmhöhengleichungen nach HAMROCK [31] bestimmt. Der ARCHARDsche Verschleißkoeffizient wird auf Basis schädigungsmechanischer Berechnungen basierend auf Arbeiten von BHATTACHARYA et al. [428] ermittelt.

Der Verschleiß mischreibungsbefahener Kontakte kann neben deterministischen Verschleißsimulationen auch mittels Simulationen berechnet werden, welche eine indirekte Kopplung der Makro- und Mikrohydrodynamik aufweisen. BARTEL et al. [429] entwickelten in diesem Zusammenhang ein Halbraum-Modell zur Verschleißsimulation von im Mischreibungsgebiet betriebenen Gleitlagern auf Grundlage des Load-Sharing-Konzepts. Hierbei wird die Finite-Differenzen-basierte Lösung der um Flussfaktoren erweiterten REYNOLDSschen DGL mit einer integralen Festkörperkontakt-druckkurve gekoppelt, sodass der gesamte Kontaktdruck in einen hydrodynamischen Anteil und den Festkörperkontakt-druck aufgeteilt und damit die Verschleißtiefe nach FLEISCHER berechnet werden kann. Sowohl Flussfaktoren als auch integrale Festkörperkontakt-druckkurven werden jeweils für den neuen und eingelaufenen Zustand durch ein ebenfalls halbraumbasiertes elasto-plastisches Mikro-Kontaktmodell für repräsentative Oberflächenausschnitte berechnet. Während des Einlaufvorgangs werden Flussfaktoren und Festkörperkontakt-druckkurven mithilfe von elliptischen Funktionen interpoliert.

BEHESHTI et al. [430] publizierten einen numerisch weniger aufwändigen Ansatz basierend auf der Kopplung empirischer Schmierfilmhöhengleichungen nach HAMROCK [31] mit dem stochastischen Kontaktmodell von KOGUT und ETSION [117 – 119]. Hiermit kann – erneut auf Grundlage des Load-Sharing-Konzepts – das Verschleißvolumen in Linienkontakten nach ARCHARD berechnet werden. Der Verschleißkoeffizient wird anhand eines

schädigungsmechanischen Modells von BHATTACHARYA et al. [428] bestimmt.

ZHANG et al. [10, 431] untersuchten die Verschleiß- und Rauheitsentwicklung in einem mischreibungsbehafteten Linienkontakt und koppeln zur Berechnung des Festkörperkontaktdrucks das stochastische Kontaktmodell nach KOGUT und ETSION mit einem Finite-Differenzen-basierten EHD-Modell. Die elastische Deformation der Oberflächen wird auf Basis eines Halbraum-Ansatzes gelöst. Weiterhin wird die verschleißbedingte zeitliche Änderung der Dichtefunktion der Oberflächenhöhen anhand des Verschleißmodells nach SUGIMURA und KIMURA [350 – 352] berechnet. Der lokale Verschleiß auf makroskopischer Ebene wird ebenfalls nach dem Verschleißgesetz von ARCHARD bestimmt.

KÖNIG et al. [432, 433, 309] verwendeten die Mehrkörper-Simulationssoftware AVL Excite™ für die Vorhersage des Verschleißverhaltens ölgeschmierter Gleitlager. Innerhalb der Software wird die um Flussfaktoren nach PATIR und CHENG [264 – 266] erweiterte REYNOLDSSche DGL mit integralen Festkörperkontaktdruckkurven gekoppelt. Letztere werden einerseits mit dem stochastischen Kontaktmodell von GREENWOOD und TRIPP [111] abgeleitet und zum anderen anhand eines deterministischen Halbraummodells nach HERBST [434] berechnet. Die verschleißbedingte Änderung der Oberflächenrauheit, welche als Eingangsgröße für die Berechnung der integralen Festkörperkontaktdruckkurve und der Flussfaktoren benötigt wird, kann in Abhängigkeit der Verschleißtiefe durch eine schrittweise Überlagerung der als nicht-verschleißend angenommenen Oberfläche der Lagerwelle mit der weicheren Lagerschale bestimmt werden. Als Verschleißmodelle werden jene von ARCHARD und FLEISCHER eingesetzt.

PRÖLß [435] analysierte den Verschleiß in mischreibungsbehafteten Gleitlagern von Planetengetrieben und nutzte hierfür die Software COMBROS. Die Berechnung von Flussfaktoren und integralen Festkörperkontaktdruckkurven erfolgt analog zum Vorgehen von BARTEL et al. [429] anhand einer Interpolation zwischen den deterministisch berechneten Größen für den neuen und eingelaufenen Zustand der Oberflächen. Zur Verschleißberechnung werden die Modelle von ARCHARD und FLEISCHER implementiert.

BERGMANN et al. [436 – 438] verwendeten COMSOL Multiphysics®, um den Verschleiß in hydrodynamischen Gleitlagern zu berechnen. Hierfür koppeln sie das *Thin-Film*-Modul zur Beschreibung der Hydrodynamik mit dem *Solid-Mechanics*-Modul zur Berechnung der elastischen Deformation im Kontaktgebiet. Integrale Festkörperkontaktdruckkurven werden mittels des stochastischen Kontaktmodells von GREENWOOD und WILLIAMSON [98]

bestimmt und der Verschleiß nach ARCHARD berechnet. Später wurde der Ansatz von MAIER et al. [439 – 441] um eine deterministische Berechnung von integralen Festkörperkontaktdruckkurven mithilfe der FEM-Software ABAQUS® erweitert.

CAO et al. [442] untersuchten den Verschleiß in mischreibungsbehafteten Kegelrollenlagern anhand einer FDM-basierten EHD-Simulation in Kombination mit einem Halbraummodell zur Berechnung elastischer Verformungen und Pressungen sowie dem stochastischen Kontaktmodell von KOGUT und ETSION [117 – 119]. Mithilfe der entwickelten Verschleißsimulation wurden unterschiedliche Wälzkörperprofilierungen untersucht und hinsichtlich entstehender Spannungsspitzen im Kontakt bewertet.

Ein Überblick zu weiteren publizierten Simulationsmodellen für die Verschleißberechnung im Mischreibungsgebiet mit stochastischer oder deterministischer Berücksichtigung der Oberflächenrauheit in der Kontaktberechnung kann Tabelle 11 entnommen werden.

Tabelle 11: Weitere ausgewählte numerische Modelle zur Verschleißsimulation im Mischreibungsgebiet.

<b>Autoren</b>	<b>Kontaktmodell, Verschleißmodell</b>	<b>Anwendung</b>
<b>Simulationen mit stochastischem Rauheitseinfluss</b>		
SHARIF et al. [443]	EHD (FDM & Halbraum: IC), ARCHARD-Modell (erweitert um Schmierfilmhöhen-Term)	Schneckengetriebe
SCHMIDT [444]	FEM (ABAQUS®) mit FSI + Festkörperkontaktdruck nach ÖNGÜN et al. [445], ARCHARD- & FLEISCHER-Modell	Hydraulikdichtsysteme
FURUSTIG [446]	EHD (Schmierfilmhöhengl. nach DOWSON et al. [199] & Halbraum: DC-FFT), ARCHARD-Modell + Tribofilm-Wachstumsmodell	Hydraulischer Orbitalmotor
WOLF [447]	EHD-MKS-Tool FIRST + GT-Modell [111], ARCHARD- & FLEISCHER-Modell	Pleuellager
HAO et al. [448]	CFD (Ansys® CFX) + CEB-Modell [101], ARCHARD-Modell	Zylinder/Ring-Kontakt

GAO et al. [449, 450]	EHD (FDM & Federmodell von JALALI-VAHID et al. [451]), Verschleißmodell nach SHARIF et al. [443]	Knieprothesen, Hüftprothesen
LIU et al. [452]	TEHD (FDM & Halbraum: IC) + GW-Modell, ARCHARD-Modell	Wellendichtringe
RAN et al. [453]	EHD (FVM & Halbraum: IC) + GW-Modell, ARCHARD-Modell	Strukturierte Hubkolbendichtungen
RUGGIERO et al. [454]	EHD (FDM & Federmodell von JALALI-VAHID et al. [451]), Verschleißmodell nach SHARIF et al. [443]	Hüftprothesen
XIANG et al. [455]	EHD (FDM & Halbraum: IC) + Festkörperkontaktdruck nach LEE und REN [157, 158], ARCHARD-Modell	Strukturierte wassergeschmierte Gleitlager
<b>Simulationen mit deterministischem Rauheitseinfluss</b>		
AKBARZADEH et al. [456]	Schmierfilmhöhengleichung nach MOES [457] + ZMC-Modell (deterministisch), Verschleiß ist definiert als plastische Deformation	Linienkontakte
AZAM et al. [458]	EHD (FDM & Halbraum: DC-FFT), ARCHARD-Modell (Verschleißkoeffizient abhängig von Tribofilmhöhe) + Tribofilm-Wachstumsmodell nach GHANBARZADEH et al. [409]	Kugel/Scheibe-Kontakt
PEI et al. [459 - 461]	EHD (FDM & Halbraum: IC), ARCHARD-Modell & ARRHENIUS-Modell nach [462]	Kugel/Scheibe-Kontakt
ZHAO et al. [463, 464]	EHD (FDM & Halbraum: DC-FFT), ARCHARD-Modell	Finiter Linienkontakt

### 3.4 Fazit

In dem vorliegenden Kapitel wurde eine Unterteilung publizierter Vorgehensmodellen zur Verschleißsimulation hinsichtlich der Berücksichtigung des Schmierungs Zustands sowie der Oberflächenrauheit vorgenommen. Grundsätzlich können mithilfe deterministischer Simulationen sowohl für

trockene als auch geschmierte Kontakte detailliertere Ergebnisse erreicht werden. Aufgrund der erforderlichen feineren Diskretisierung des Kontaktgebiets ist jedoch auch eine hohe Berechnungszeit zu tolerieren. Aus diesem Grund eignet sich die deterministische Verschleißsimulation insbesondere zur Berechnung der verschleißbedingten Änderung der Oberflächentopographie eines repräsentativen Oberflächenausschnitts auf mikroskopischer Ebene. Ist hingegen die verschleißbedingte Änderung der Oberflächenhöhen oder das erzeugte Verschleißvolumen von Interesse, muss der gesamte tribologische Kontakt berechnet werden. In diesem Fall erweist sich die stochastische Berücksichtigung der Oberflächenrauheit bei mischreibungsbehafteten Kontakten bzw. die Vernachlässigung der Oberflächenrauheit bei trockenen oder grenzreibungsbehafteten Kontakten hinsichtlich der Rechenzeit als praktikabler.

Abschließend lässt sich festhalten, dass bereits einige individuelle Ansätze zur Verschleißsimulation sowohl für trockene als auch geschmierte Tribosysteme entwickelt wurden. Die in dem vorliegenden Kapitel erläuterten Modelle wurden vor dem Hintergrund ausgewählt, die Bandbreite unterschiedlicher Vorgehensmodelle aufzuzeigen. Eine umfassende Übersicht mit einer Vielzahl weiterer numerischer Simulationsmodelle zur Verschleißberechnung wurde von MUKRAS in [370] veröffentlicht.

## 4 Handlungsbedarf und Vorgehensweise

Anhand des in Kapitel 3 aufgeführten Stands der Forschung kann festgehalten werden, dass bisher lediglich Insellösungen zur Verschleißsimulation für bestimmte Anwendungen oder Schmierzustände entwickelt wurden. Wie in Bild 35 illustriert, können Verschleißsimulationen sowohl hinsichtlich der Berücksichtigung des Schmierzustands als auch hinsichtlich der Berücksichtigung der Oberflächenrauheit eingeteilt werden. Im Bereich der Trocken- und Grenzreibung kann die Oberflächenrauheit in der Kontaktberechnung vernachlässigt oder deterministisch berücksichtigt werden. Bei mischreibungsbehafteten Kontakten ist die Oberflächenrauheit dagegen in jedem Fall, entweder durch eine deterministische oder eine stochastische Beschreibung, mit einzubeziehen. Aufgrund der feinen Diskretisierung und der damit verbundenen hohen Rechenzeit eignen sich deterministische Simulationen jedoch vorrangig zur Berechnung der Änderung der Oberflächentopographie eines kleinen repräsentativen Oberflächenausschnitts, während stochastische Ansätze wegen der weitaus größeren Diskretisierung und der damit einhergehenden geringeren Rechenzeit auch zur Berechnung des zeitlichen Verschleißverhaltens gesamter Tribosysteme praktikabel eingesetzt werden können.

Insgesamt wurde jedoch bisher kein ganzheitliches Vorgehensmodell zur Verschleißsimulation erarbeitet, welches es erlaubt den Verschleiß von Maschinenelementen sowohl für trockene als auch geschmierte tribologische Kontakt zeiteffizient zu berechnen. Aus diesem Grund setzt sich die vorliegende Arbeit folgendes Ziel:

*Es soll ein FEM-basiertes Vorgehensmodell zur numerischen Verschleißmodellierung ausgearbeitet werden, welches in der Lage ist, den Verschleiß von hochbelasteten Wälzkontakten im Misch- sowie Grenz- und Trockenreibungsgebiet schneller zu berechnen als es deterministische Modelle erlauben. Zudem sollen neben unbeschichteten Kontakten auch beschichtete Grund- und Gegenkörper berücksichtigt werden können.*

Im Sinne einer einfachen Reproduzierbarkeit des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Vorgehensmodells zur Verschleißsimulation, soll die Kontaktberechnung in kommerzieller FEM-Software umgesetzt werden. Dieses Vorgehen bietet darüber hinaus den Vorteil einer breiten Verfügbarkeit zur Auswahl stehender Solver.

Aus der Zielsetzung leiten sich folgende Forschungsfragen ab:

1. Ist es möglich, mit einem einheitlichen Simulationsansatz, Verschleiß in allen Schmierzuständen zu berechnen?
2. Wie können die zur Verschleißsimulation erforderlichen Eingangsgrößen bestimmt werden?
3. Wie ist der gewählte Simulationsansatz hinsichtlich Genauigkeit und Rechenzeit im Vergleich zu bereits veröffentlichten Modellen zu bewerten?

Gemäß den abgeleiteten Forschungsfragen gliedert sich das weitere Vorgehen entsprechend des in Bild 37 dargestellten Schemas weiter auf.

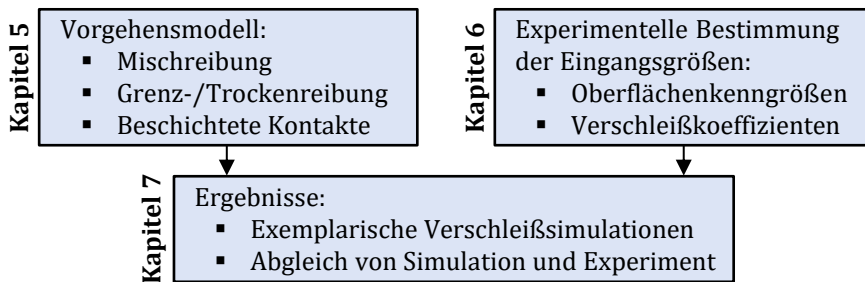


Bild 37: Schema der Vorgehensweise

Im folgenden Kapitel 5 wird der grundsätzliche Modellaufbau der numerischen Verschleißsimulation hergeleitet und erläutert. Hierbei wird in der Kontaktberechnung eine Fallunterscheidung zwischen Kontakten getroffen, welche sich im Mischreibungsgebiet befinden und jenen, welche sich im Grenz- oder Trockenreibungsgebiet befinden. Erstgenannte werden anhand einer erweiterten EHD-Simulation analysiert. Letztgenannte erfordern die Entwicklung eines Festkörperkontaktmodells. Weiterhin werden die Kontaktmodelle um die Möglichkeit zur Berücksichtigung beschichteter Kontakte erweitert.

Kapitel 6 geht auf die Bestimmung der Eingangsgrößen für die Verschleißsimulation ein. Dies sind insbesondere Oberflächenkenngrößen, welche für die Anwendung eines stochastischen Kontaktdruckmodells (siehe Abschnitt 2.3.2) benötigt werden sowie Verschleißkoeffizienten, welche für die Anwendung des Verschleißmodells nach ARCHARD (siehe Abschnitt 2.5.1) erforderlich sind.

In Kapitel 7 wird abschließend die praktische Umsetzung der numerischen Verschleißsimulation anhand ausgewählter Anwendungsbeispiele und Betriebsbedingungen sowie ein Abgleich zwischen Simulation und Experiment aufgezeigt.

## 5 Entwicklung eines Vorgehensmodells zur numerischen Verschleißmodellierung

Auf Basis der in Kapitel 2 dargelegten theoretischen Grundlagen der Tribologie sowie der Kontaktmechanik, der Elastohydrodynamik und der Verschleißmodellierung wird im vorliegenden Abschnitt der Aufbau einer numerischen Verschleißsimulation entwickelt, welche sowohl auf trockene als auch geschmierte Tribosysteme angewendet werden können soll. Der gewählte Ansatz soll dabei die in Kapitel 3 diskutierten Nachteile bisher veröffentlichter Simulationsmodelle hinsichtlich Simulationszeit und Anwendbarkeit überwinden. Es wird daher ein FEM-basiertes Vorgehensmodell erarbeitet, welches im Mischreibungsgebiet auf einer EHD-Simulation mit indirekter Kopplung von Makro- und Mikrohydrodynamik beruht. Für den Fall grenzreibungsbehafteter oder trockener Kontakte ist ein numerisches Festkörperkontaktmodell zu entwickeln, welches die zur Verschleißberechnung erforderlichen Kontaktdrücke berechnet.

Die Einteilung geschmierter Kontakte in das Misch- oder Grenzreibungsgebiet kann zum gegenwärtigen Zeitpunkt allerdings nur auf Grundlage eines zu definierenden kritischen Schmierfilmhöhenparameters erfolgen. HANSEN [34 – 37] wies jedoch nach, dass der klassische Schmierfilmhöhenparameter  $\lambda$  nach Gl. (2.5) nicht in ausreichendem Maße dazu geeignet ist, den tatsächlich vorliegenden Schmierungszustand zu prognostizieren. Deshalb entwickelte HANSEN einen alternativen Schmierfilmhöhenparameter. Dieser ermöglicht jedoch nur eine Abgrenzung zwischen dem Gebiet der Vollschmierung und dem Gebiet der Misch-/Grenzreibung. Eine exaktere Abgrenzung zwischen Misch- und Grenzreibungsgebiet ist damit weiterhin nicht möglich und bedarf weiterer Forschung mit dem Ziel einer simulativen oder experimentellen Bestimmung der Schmierfilmhöhe am Übergang vom Misch- zum Grenzreibung.

### 5.1 Lösungsansatz

Zur Beantwortung der in Kapitel 4 aufgeführten Forschungsfragen wird das in Bild 38 illustrierte Vorgehensmodell der Verschleißsimulation vorgeschlagen, welches in kommerzieller FEM-Software umgesetzt werden soll. Hierbei ist nach Festlegung der Betriebsparameter, bei geschmierten Kontakten anhand des Schmierfilmhöhenparameters  $\lambda$  festzustellen, ob Misch- oder Grenzreibung vorliegt. Diese Entscheidung beeinflusst die Wahl des

Kontaktmodell: Während im Bereich der Mischreibung eine EHD-Simulation mit indirekter Kopplung von Makro und Mikrohydrodynamik zum Einsatz kommen soll, ist für den Bereich der Grenzreibung ein Festkörperkontaktmodell mit nominell glatten Oberflächen zu entwickeln. Die mit dem Simulationsmodell berechneten Kontaktdrücke und Gleitgeschwindigkeiten dienen als Eingangsgröße für die Verschleißmodellierung auf makroskopischer und mikroskopischer Ebene.

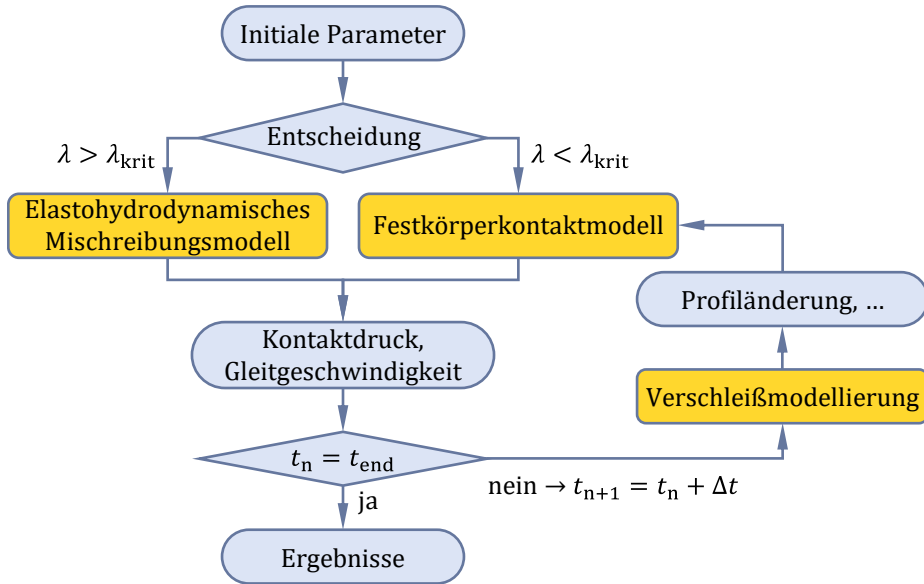


Bild 38: Vorgehensmodell der numerischen Verschleißsimulation.

In den folgenden beiden Abschnitten wird der Simulationsablauf sowohl für mischreibungsbehaftete als auch grenz- oder trockenreibungsbehaftete Kontakte abgeleitet und entwickelt.

## 5.2 Verschleißmodellierung im Mischreibungsgebiet

In geschmierten tribologischen Wälz- oder Gleitkontakten, welche sich im Bereich der Mischreibung befinden, wird Verschleiß durch einen lokal auftretenden Festkörperkontakt hervorgerufen. Die simulative Ermittlung des Festkörperkontaktdrucks sowie des Verschleißes in mischreibungsbehafteten Kontakten wird in den folgenden Abschnitten behandelt.



wird solange durchlaufen, bis ein definiertes Abbruchkriterium – sei es eine Laufzeit, ein Weg oder eine gewisse Anzahl an Umdrehungen – erreicht ist.

Zur Einsparung von Rechenzeit wird anstelle einer transienten Kontaktberechnung zu jedem Zeitschritt ein stationäres EHD-Modell gelöst. Die Verschleißtiefe wird somit jeweils, wie in Bild 39 dargestellt, über eine konstante Zeitschrittweite  $\Delta t$  extrapoliert.

### 5.2.2 EHD-Modell

Die EHD-Simulation wird, basierend auf einem Ansatz von HABCHI [197], mittels kommerzieller FEM-Software in COMSOL Multiphysics® umgesetzt. Hierfür wird die REYNOLDSsche DGL aus Gl. (2.113) zunächst nach Gl. (2.139) normiert und anschließend entsprechend Gl. (2.143) in ihre schwache Form, durch Multiplikation mit einer Testfunktion  $T$  und anschließende Integration sowie Anwendung des GAUßschen Divergenztheorems, überführt:

$$\int_{\Omega_c} \left[ \left( \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta} \lambda} \cdot \nabla P \cdot \nabla T \right) - \left( u_m \cdot \bar{\rho} H \cdot \frac{\partial T}{\partial X} + v_m \cdot \bar{\rho} H \cdot \frac{\partial T}{\partial Y} \right) \right] d\Omega_c = 0 \quad (2.143)$$

Das zur Kontaktberechnung verwendete EHD-Modell zeigt Bild 40.

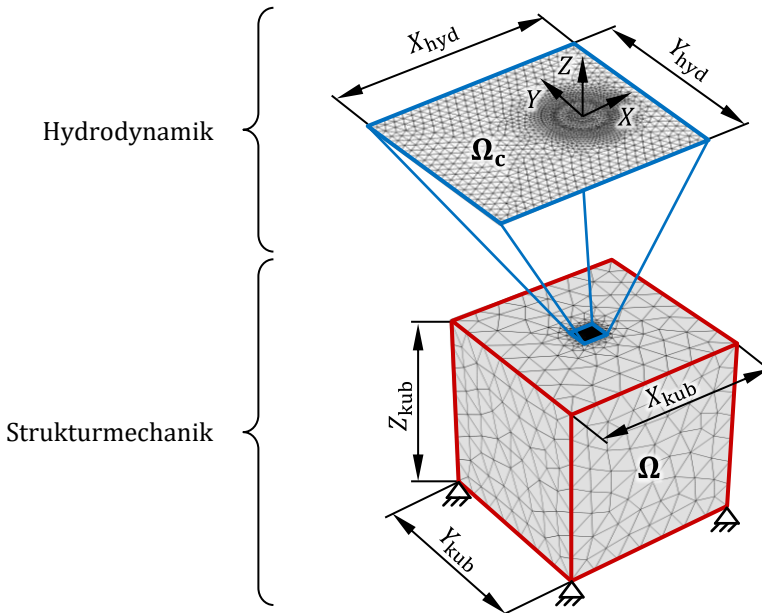


Bild 40: EHD-Simulationsmodell mit Aufteilung der Berechnungsgebiete.

Der in Bild 40 blau hervorgehobene Bereich stellt das Kontaktgebiet dar, auf welchem die REYNOLDSsche DGL gelöst wird, wohingegen der rot umrandete Volumenkörper zur Berechnung der elastischen Verformungen und der Kontaktdrücke dient. Darüber hinaus ist zur Lösung der REYNOLDSschen DGL die Schmierfilmhöhengleichung unter Berücksichtigung der lokalen Verschleißtiefe  $h_{\text{wear}}$  notwendig:

$$H(X, Y) = H_0 + \frac{X^2}{2} + \frac{Y^2}{2} \cdot \frac{r_x}{r_y} + \bar{\delta}(X, Y) + h_{\text{wear}}(X, Y) \cdot \frac{r_x}{a_x^2} \quad (5.1)$$

Die Druckabhängigkeit der Schmierstoffdichte  $\rho$  wird innerhalb der EHD-Simulation durch das Modell von DOWSON und HIGGINSON nach Gl. (2.120) und die Druckabhängigkeit der Schmierstoffviskosität  $\eta$  durch das Modell von ROELANDS nach Gl. (2.125) berücksichtigt. Weiterhin wird die Scherratenabhängigkeit der Viskosität nach dem Modell von EYRING entsprechend Gl. (2.127) berechnet. Kavitation wird nach dem Modell von MARIAN et al. nach [243] berücksichtigt. Zur numerischen Stabilisierung wird zum einen das *Galerkin-Least-Squares* Verfahren (GLS) nach [300] sowie die Methode der *isotropen Diffusion* (ID) nach [301] eingesetzt.

Zur Berücksichtigung von Mischreibung wird analog zu Abschnitt 2.4.7 eine integrale Festkörperkontaktdruckkurve nach Abschnitt 2.3.2 berechnet und in das Kräftegleichgewicht integriert, sodass der gesamte Kontaktdruck – wie im Kräftegleichgewicht in Gl. (5.2) dargestellt – in hydrodynamischen Druck und Festkörperkontaktdruck aufgeteilt werden kann.

$$\int_{\Omega_c} (P(X) + P_a(H(X))) dX = \frac{\pi}{2} \quad (\text{Linienkontakt})$$

$$\int_{\Omega_c} (P(H(X, Y)) + P_a(H(X, Y))) dX dY = \frac{2\pi}{3} \cdot \frac{a_y}{a_x} \quad (\text{Punktkontakt}) \quad (5.2)$$

Für die Berechnung einer integralen Festkörperkontaktdruckkurve kann ein stochastisches oder deterministisches Berechnungsmodell verwendet werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein stochastisches Kontaktmodell auf Basis gemessener Oberflächenrauheiten eingesetzt.

### 5.2.3 Kontaktmodell

Zur Anwendung eines stochastischen Kontaktmodells und zur Ableitung einer integralen Festkörperkontaktdruckkurve ist zunächst die stochasti-

sche Beschreibung einer aus Grund- und Gegenkörper gebildeten äquivalenten rauhen Oberfläche erforderlich. Dazu sind die stochastischen und spektralen Momente beider Oberflächen in äquivalente Parameter umzurechnen. Hierfür können die in Abschnitt 2.3.2 dargelegten Zusammenhänge aus Gl. (2.65) – (2.70) aufgegriffen werden. Diesbezüglich sei ergänzend angemerkt, dass, falls anstelle eines Oberflächenprofils ein flächenhafter Scan der Oberflächenrauheit aufgenommen wird, die spektralen Momente bei anisotropen Oberflächen in x- und y-Richtung jeweils unterschiedliche Werte aufweisen. Nach MCCOOL [106] können diese jeweils in ein für eine isotrope Oberfläche äquivalentes spektrales Moment zweiter sowie vierter Ordnung umgerechnet werden:

$$M_2 = \sqrt{M_{2,x} \cdot M_{2,y}} \quad (5.3)$$

$$\text{mit: } M_{2,x} = E\left(\left(\frac{dz}{dx}\right)^2\right); \quad M_{2,y} = E\left(\left(\frac{dz}{dy}\right)^2\right)$$

$$M_4 = \sqrt{M_{4,x} \cdot M_{4,y}} \quad (5.4)$$

$$\text{mit: } M_{4,x} = E\left(\left(\frac{d^2z}{dx^2}\right)^2\right); \quad M_{4,y} = E\left(\left(\frac{d^2z}{dy^2}\right)^2\right)$$

Die für die stochastischen Kontaktmodelle erforderliche äquivalente Höhenverteilung eines Oberflächenpaars wird im Rahmen dieser Arbeit über das Verteilungssystem von JOHNSON [109, 465] berechnet: JOHNSON veröffentlichte im Jahr 1949 ein flexibles System von Verteilungen, das auf drei Familien von Transformationen basiert, welche auf einer logarithmischen Verteilungsfunktion ( $S_L$ ), einer unbeschränkten (engl.: unbounded) Verteilungsfunktion ( $S_U$ ) und einer beschränkten (engl.: bounded) Verteilungsfunktion ( $S_B$ ) basieren:

$$S_L: \quad x = \gamma + \delta \cdot \ln\left(\frac{z - \xi}{\lambda}\right) \quad (5.5)$$

$$S_U: \quad x = \gamma + \delta \cdot \sinh^{-1}\left(\frac{z - \xi}{\lambda}\right) \quad (5.6)$$

$$S_B: \quad x = \gamma + \delta \cdot \ln\left(\frac{z - \xi}{\xi + \lambda - z}\right) \quad (5.7)$$

Mithilfe der Johnson-Transformation lässt sich im Allgemeinen eine nicht-GAUßsche Zufallsverteilung  $z$  in eine GAUßsche Zufallsverteilung  $x$  transformieren. Die Koeffizienten, welche eine JOHNSON-Verteilung definieren, bestehen aus zwei Form- ( $\gamma, \delta$ ), einem Orts- ( $\xi$ ) und einem Skalenparameter ( $\lambda$ ). Auf diese Weise lässt sich eine eindeutige Verteilung für jede beliebige Kombination von Mittelwert, Standardabweichung, Schiefe und Kurtosis für einen Datensatz ableiten. Bild 41 veranschaulicht schematisch die Lage der drei unterschiedlichen Verteilungsarten in Abhängigkeit von der Schiefe und der Kurtosis der zugrundeliegenden Verteilung.

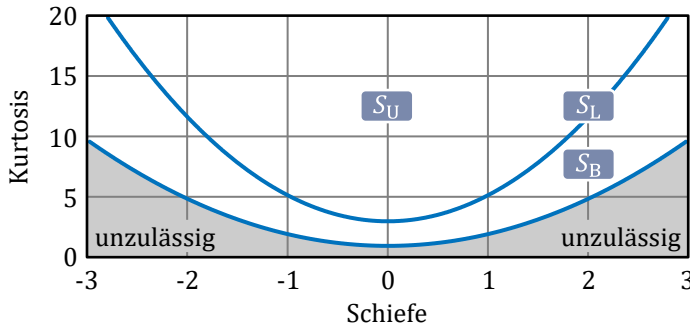


Bild 41: Lage der drei JOHNSON-Verteilungen nach [355].

Für die Anwendung stochastischer Kontaktmodelle wird das Verteilungssystem von JOHNSON verwendet, um eine Dichtefunktion für die äquivalente Höhenverteilung eines nicht-GAUßschen rauhen Oberflächenpaars auf Basis stochastischer Momente zu generieren. In Abhängigkeit von den äquivalenten Werten für Standardabweichung, Schiefe und Kurtosis wird nach einem Algorithmus von HILL et al. [466] entweder eine logarithmische Verteilungsfunktion ( $S_L$ ) mit  $-\infty < z < \xi$ :

$$\phi(z) = \frac{\delta}{\sqrt{2\pi} \cdot (z - \xi)} \cdot \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[ \gamma + \delta \cdot \ln \left( \frac{z - \xi}{\lambda} \right) \right]^2 \right\} \quad (5.8)$$

eine unbeschränkte Verteilungsfunktion ( $S_U$ ) mit  $-\infty < z < \infty$ :

$$\phi(z) = \frac{\delta}{\sqrt{2\pi} \cdot [\lambda^2 + (z - \xi)^2]} \cdot \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[ \gamma + \delta \cdot \sinh^{-1} \left( \frac{z - \xi}{\lambda} \right) \right]^2 \right\} \quad (5.9)$$

oder eine beschränkte Verteilungsfunktion ( $S_B$ ) mit  $\xi < z < \lambda + \xi$  definiert:

$$\phi(z) = \frac{\delta \cdot \lambda}{\sqrt{2\pi} \cdot (z - \xi)(\lambda - z + \xi)} \cdot \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[ \gamma + \delta \cdot \ln \left( \frac{z - \xi}{\lambda - z + \xi} \right) \right]^2 \right\} \quad (5.10)$$

Zur Ermittlung der jeweils zutreffenden Dichtefunktion der Oberflächenhöhen eines Oberflächenpaars sind zunächst die Standardabweichung, die Schiefe und die Kurtosis der Höhenverteilung von Grund- und Gegenkörper anhand von Rauheitsmessungen zu berechnen und in äquivalente Werte nach Gl. (2.66) und Gl. (2.69) – (2.70) zu überführen. Anschließend kann mithilfe des Algorithmus von HILL et al. [466] – wie schematisch in Bild 41 dargestellt – der jeweils zutreffende Typ der Verteilungsfunktion bestimmt werden, sodass mit Gl. (5.8) – (5.10) die äquivalente Dichtefunktion der Oberflächenhöhen eines Oberflächenpaars aufgestellt werden kann.

Anschließend ist die äquivalente Dichtefunktion der Oberflächenhöhen  $\phi$  in eine äquivalente Dichtefunktion der Asperitenhöhen  $\phi_s$  nach Gl. (2.62) umzurechnen:

$$\phi_s(z_s) = \frac{1}{\sigma_s} \cdot \phi'_s\left(\frac{1}{\sigma_s} \cdot z_s\right) \approx \frac{1}{\sigma_s} \cdot \phi^*\left(\frac{1}{\sigma_s} \cdot z_s\right) = \frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot \phi\left(\frac{\sigma}{\sigma_s} \cdot z_s\right) \quad (2.62)$$

Mit der äquivalenten Höhenverteilung der Asperiten und den äquivalenten spektralen Momenten nach Gl. (2.65) und Gl. (5.3) – (5.4) können schließlich integrale Festkörperkontaktdruckkurven auf Basis stochastischer Kontaktmodelle berechnet werden. Bild 42 veranschaulicht exemplarisch die Ergebnisse der in Abschnitt 2.3.2 aufgeführten Kontaktmodelle für die Oberflächenpaarung eines Axial-Zylinderrollenlagers vom Typ 81212.

Die stochastischen und spektralen Momente, welche zur Berechnung erforderlich sind, wurden basierend auf Messungen mit dem Laserscanning-Mikroskop Keyence® VK-X200 (Keyence Corporation, Osaka, Japan) an Rollen und Lagerscheiben des Axial-Zylinderrollenlagers 81212 durchgeführt. Weitergehende Ausführungen hierzu können Abschnitt 6.1 entnommen werden.

Als Werkstoff wurde der Wälzlagerstahl 100Cr6 mit einer Streckgrenze von  $\sigma_y = 1370$  MPa [467] zugrunde gelegt. Ist alternativ zur Streckgrenze die VICKERS-Härte des weicheren Kontaktpartners bekannt, so kann diese nach Gl. (2.76) in die Streckgrenze umgerechnet werden:

$$H_V = 0,9272 \cdot \bar{p} \approx 2,8 \cdot \sigma_y \rightarrow \sigma_y = \frac{H_V}{2,8} \quad (5.11)$$

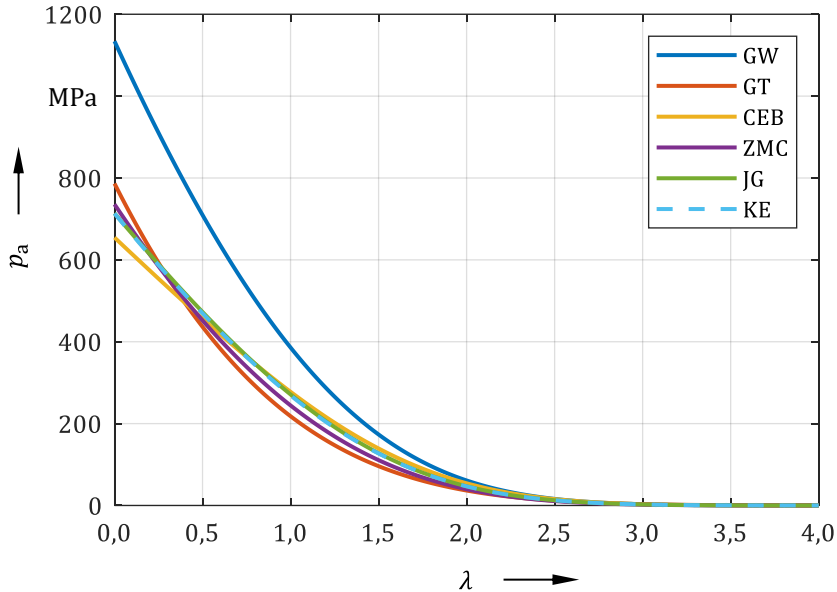


Bild 42: Vergleich unterschiedlicher stochastischer Kontaktmodelle.

Es zeigt sich, dass das rein elastische Kontaktmodell von GREENWOOD und WILLIAMSON (GW) die höchsten Kontaktdrücke prognostiziert. Die Festkörperkontaktdruckkurve des ebenfalls rein elastischen Kontaktmodells von GREENWOOD und TRIPP (GT) liegt aufgrund der Berücksichtigung nicht-ausgerichteter Asperiten stets unterhalb der Kurve des GW-Modells. Alle weiteren elasto-plastischen Kontaktmodelle liegen eng beieinander. Insbesondere die FEM-basierten Modelle von KOGUT und ETSION (KE) sowie von JACKSON und GREEN (JG) weisen eine nahezu ideale Übereinstimmung auf. Aufgrund der Berücksichtigung elasto-plastischen Materialverhaltens und der detaillierten zugrunde gelegten FEM-Studien, wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit das JG-Kontaktmodell angewendet.

#### 5.2.4 Oberflächentopographiemodell

Als Folge des berechneten Verschleißvolumens nach Abschnitt 5.2.5 ist sowohl die Oberflächengeometrie auf makroskopischer Ebene wie auch die Oberflächentopographie auf mikroskopischer Ebene anzupassen. Letztere dient in Form der äquivalenten Höhenverteilung der Asperiten eines aus Grund- und Gegenkörper gebildeten Oberflächenpaars als Eingangsgröße für die Anwendung stochastischer Kontaktmodelle. Anstelle der Höhen-

verteilung der Asperiten ist durch Rauheitsmessungen typischerweise jedoch die Höhenverteilung der gesamten Oberfläche bekannt, welche aus der ABBOTT-FIRESTONE-Kurve abgeleitet werden kann. Daher ist im initialen Berechnungsschritt zunächst anhand von Gl. (2.62) die Dichtefunktion der Asperitenhöhen aus der Dichtefunktion der Oberflächenhöhen abzuschätzen. Die verschleißbedingte Änderung der Dichtefunktion der Oberflächenhöhen kann in den darauffolgenden Berechnungsschritten der Verschleißsimulation schließlich mithilfe des in Abschnitt 2.5.2 erläuterten Oberflächentopographiemodells von SUGIMURA und KIMURA berechnet und wiederum mithilfe von Gl. (2.62) in die Dichtefunktion der Asperitenhöhen transformiert werden.

Zur Anwendung des Oberflächentopographiemodells von SUGIMURA und KIMURA [350 – 352] ist neben der äquivalenten Dichtefunktion der Oberflächenhöhen aus dem vorangegangenen Berechnungsschritt auch die Kenntnis der Verschleißtiefe des Kontakts notwendig. Im Rahmen der Verschleißsimulation wird die Verschleißtiefe nach Abschnitt 5.2.5 berechnet und innerhalb des Kontaktgebiets gemittelt:

$$\overline{h_{\text{wear}}}(t_n) = \frac{1}{N_x} \frac{1}{N_y} \cdot \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} h_{\text{wear}}(x, y, t_n) \quad \text{für: } h_{\text{wear}}(x, y, t_n) > 0 \quad (5.12)$$

Wie in Gl. (5.12) ersichtlich, wird die berechnete Verschleißtiefe lediglich über diejenigen Knotenpunkte gemittelt, welche eine von Null abweichende Verschleißtiefe aufweisen. Somit wird sichergestellt, dass lediglich die in der Kontaktzone liegenden Knoten bei der Bestimmung der mittleren Verschleißtiefe mit einbezogen werden. Folglich berechnet sich die modifizierte äquivalente Dichtefunktion der Oberflächenhöhen entsprechend Gl. (2.161) und Gl. (2.166) zu:

$$\begin{aligned} \phi(z, t_n + \Delta t) = \\ = \begin{cases} \phi(z + \Delta z_0, t_n) + \psi(z_h + \Delta z_h - z) \cdot \Delta \phi(t_n), & z \leq z_h + \Delta z_h \\ 0, & z > z_h + \Delta z_h \end{cases} \quad (5.13) \end{aligned}$$

mit:

$$\Delta \phi(t_n) = \int_{z_h + \Delta z_h}^{z_h} \phi(z, t_n) dz = \frac{W_V(t_n)}{A \cdot \bar{w}(t_n)} = \frac{\overline{h_{\text{wear}}}(t_n) - \overline{h_{\text{wear}}}(t_{n-1})}{\bar{w}(t)} \quad (5.14)$$

Wie bereits in Abschnitt 2.5.2 erläutert, kann – sofern keine Messdaten der Verschleißpartikelgrößenverteilung vorliegen – nach Untersuchungen von SUGIMURA und KIMURA eine Exponentialverteilung für die Randverteilung der Verschleißpartikelgrößen  $f_w$  aus Gl. (2.165) angenommen werden:

$$f_w(w) = \begin{cases} \lambda \cdot \exp(-\lambda \cdot w), & w \geq 0 \\ 0, & w < 0 \end{cases} \quad (5.15)$$

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird hierbei der Mittelwert der Verschleißpartikelgrößen bzw. der Erwartungswert der Verteilungsfunktion

$$E(w) = \frac{1}{\lambda} \quad (5.16)$$

so gewählt, dass nach ZHANG et al. [10]

$$\frac{\sigma_w}{\sigma} = \frac{\sqrt{\int_0^\infty (w - \bar{w})^2 \cdot \psi(w) dw}}{\sigma} \approx 1 \quad (5.17)$$

gilt.

### 5.2.5 Verschleißmodell

Für die Berechnung der verschleißbedingten Änderung der Oberflächengeometrie sowie der äquivalenten Dichtefunktion der Oberflächenhöhen von Grund- und Gegenkörper wird ein makroskopisches Verschleißmodell nach Abschnitt 2.5.1 benötigt. Weit verbreitet sind insbesondere das auf einem Verschleißkoeffizienten basierende Modell nach ARCHARD [22, 23, 321], das reibungsenergiebasierte Modell von FLEISCHER [323, 324] und das molekular-mechanische Modell von KRAGELSKY [325 – 328].

Im Folgenden soll aufgezeigt werden, dass die drei genannten Verschleißmodelle – unter bestimmten Bedingungen – äquivalent sind und sich ineinander überführen lassen. Wird die Verschleißgleichung (2.149) nach ARCHARD mit Verschleißgleichung (2.154) nach FLEISCHER gleichgesetzt, so resultiert:

$$K = \frac{H \cdot \mu}{e_R^*} \quad (5.18)$$

Für einen konstante Reibungszahl  $\mu$  lässt sich der Verschleißkoeffizient nach ARCHARD demzufolge aus der Härte des weicheren Kontaktpartners  $H$  sowie der scheinbaren Reibungsenergiedichte  $e_R^*$  und der Reibungszahl  $\mu$

berechnen. Folglich sind die beiden Modelle bei konstanten Reibungszahlen äquivalent.

Ähnliches lässt sich zwischen der Verschleißgleichung (2.149) nach ARCHARD und den Verschleißgleichungen (2.159) und (2.160) nach KRAGELSKY herleiten. Werden beide Modelle gleichgesetzt, resultiert für den Verschleißkoeffizienten:

$$K = \frac{\varepsilon \cdot h_{\max}}{(v + 1) \cdot d_k \cdot n_k} \cdot \frac{H}{p_r} \quad (5.19)$$

In diesem Fall ist jedoch zu beachten, dass die relative Eindringtiefe  $\varepsilon$ , der Durchmesser einer Berührungsstelle  $d_k$  und der reale Kontaktdruck  $p_r$  von der Normalkraft  $F_N$  abhängig sind. Folglich liegt nach dem Modell von KRAGELSKY kein linearer Zusammenhang zwischen Verschleißvolumen und Normalkraft vor, wie es nach dem Modell von ARCHARD der Fall ist.

Aufgrund der weiten Verbreitung des Verschleißmodells von ARCHARD und der weitestgehenden Überführbarkeit in die Modelle von FLEISCHER bzw. KRAGELSKY wird im Rahmen dieser Arbeit das Modell nach ARCHARD zur Berechnung der verschleißbedingten Knoten-Verschiebung nach jedem Zeitschritt  $\Delta t$  angewendet:

$$h_{\text{wear}}(x, y, t_n) = h_{\text{wear}}(x, y, t_{n-1}) + \underbrace{k \cdot p(x, y, t_n) \cdot v_r(x, y) \cdot \Delta t}_{\Delta h_{\text{wear}}(x, y, t_n)} \quad (5.20)$$

In Gl. (5.20) bezeichnet  $p$  den Kontaktdruck und  $v_r$  die Gleitgeschwindigkeit. Außerdem wird anstelle des einheitenlosen Verschleißkoeffizienten  $K$  die einheitenbehaftete Verschleißrate  $k$  eingesetzt:

$$k = \frac{K}{H} \quad (5.21)$$

Da der Verschleißkoeffizient keine reine Materialkonstante darstellt, sondern abhängig von der Systemstruktur und dem Belastungskollektiv ist, ist dieser im Bereich der Mischreibung auch vom Schmierungszustand abhängig. Die Berücksichtigung des Schmierungszustands kann auf unterschiedliche Weisen erfolgen: Zum einen kann für jeden Lastfall und Schmierungszustand ein jeweils gültiger Verschleißkoeffizient am Modellprüfstand ermittelt werden. Somit wäre in die Verschleißgleichung nach ARCHARD der gesamte Kontaktdruck, das heißt die Summe aus hydrdynamischem Kontaktdruck  $p$  und Festkörperkontaktdruck  $p_a$  einzusetzen:

$$\Delta h_{\text{wear}}(x, y, t_n) = k_{\text{ml}} \cdot [p(x, y, t_n) + p_a(x, y, t_n)] \cdot v_r(x, y) \cdot \Delta t \quad (5.22)$$

Dies erfordert jedoch einen enormen experimentellen Aufwand. Um diesen zu umgehen, kann zum anderen ein Verschleißkoeffizient am Modellprüfstand im Grenzreibungsgebiet bestimmt werden. In diesem Fall ist in die Verschleißgleichung lediglich der Festkörperkontaktdruck  $p_a$  einzusetzen:

$$\Delta h_{\text{wear}}(x, y, t_n) = k_{\text{bl}} \cdot p_a(x, y, t_n) \cdot v_r(x, y) \cdot \Delta t \quad (5.23)$$

Als Alternative dazu kann auch das Konzept des *Fractional Film Defect* nach ROWE [468] und KINGSBURY [469] eingesetzt werden, um bei bekannten Verschleißkoeffizienten für einen trockenen Kontakt, auf einen grenzreibungsbehafteten Kontakt schließen zu können:

$$k_{\text{bl}} = k_{\text{dry}} \cdot \psi \quad (5.24)$$

Hierfür ist der *Fractional Film Defect* Parameter erforderlich

$$\psi = 1 - \exp \left\{ - \left[ \frac{a_\chi}{v_r \cdot t_0} \cdot \exp \left( - \frac{E_a}{R_g \cdot T_s} \right) \right] \right\} \quad (5.25)$$

welcher sich aus der Gleitgeschwindigkeit  $v_r$ , dem Durchmesser  $a_\chi$  der Fläche, die mit einem adsorbierten Molekül assoziiert ist, der Grundschnwingungszeit  $t_0$  eines adsorbierten Schmierstoff-Moleküls, der Adsorptionswärme  $E_a$  des Schmierstoffs an der Oberfläche, der Gaskonstante  $R_g$  und der absoluten Temperatur der Oberfläche  $T_s$  berechnet.

Da die Nutzung eines im Grenzreibungsgebiets gültigen Verschleißkoeffizienten in Kombination mit einem stochastischen Kontaktmodell zur Berechnung des Festkörperkontaktdrucks mit einem geringeren experimentellen Aufwand verbunden ist als die Verwendung eines von der Schmierfilmhöhe abhängigen Verschleißkoeffizienten im Mischreibungsgebiet, wird der erstgenannte Ansatz umgesetzt. Aufgrund der Schwierigkeit alle erforderlichen Parameter aus Gl. (5.25) zu bestimmen, wird jedoch ein experimentell ermittelter Verschleißkoeffizient im Grenzreibungsgebiet an einem 2-Scheiben-Tribometer bestimmt. Weitere Ausführungen hierzu können Abschnitt 6.2 entnommen werden.

Mithilfe der berechneten Verschleißtiefe wird die in Gl. (5.1) aufgeführte Schmierfilmhöhen Gleichung modifiziert und der Kontaktdruck damit neu berechnet.

**Résumé****Abschnitt 5.2**

Die Verschleißsimulation für mischreibungsbehaftete Kontakte besteht aus vier Berechnungsmodellen: Eine EHD-Simulation wird mit einem stochastischen Kontaktmodell gekoppelt, um den Festkörperkontakt- druck durch eine indirekte Kopplung der Makro- und Mikrohydrodynamik zeiteffizient zu berechnen. Weiterhin wird mithilfe des Oberflächentopographiemodells von SUGIMURA und KIMURA die verschleißbedingte Änderung der Höhenverteilung der Oberfläche auf mikroskopischer Ebene abgeleitet, welche als Eingangsgröße für das stochastische Kontaktmodell im nächsten Simulationsschritt benötigt wird. Zudem wird die lokale Verschleißtiefe und die Profiländerung mithilfe des Verschleißmodells nach ARCHARD auf Basis eines im Grenzreibungsgebiet ermittelten Verschleißkoeffizienten und mithilfe des berechneten Festkörperkontakt-drucks bestimmt.

### 5.3 Verschleißmodellierung im Grenz- und Trockenreibungsgebiet

Im Bereich der Grenzreibung liegt – im Gegensatz zum Mischreibungsgebiet – kein tragender Schmierfilm mehr vor, sodass der hydrodynamische Druck verschwindet. Dadurch entfällt die Notwendigkeit eines stochastischen Kontaktmodells sowie des Oberflächentopographiemodells nach SUGIMURA und KIMURA. Der somit resultierende Simulationsablauf sowie die darin implementierten Modelle werden in den folgenden Abschnitten behandelt.

#### 5.3.1 Simulationsablauf

Bild 43 zeigt den schematischen Simulationsablauf der entwickelten numerischen Verschleißmodellierung für grenzreibungsbehaftete und trockene Kontakte. Gelb hervorgehoben sind wiederum die implementierten Berechnungsmodelle, welche in den folgenden Abschnitten erläutert werden.

Aufgrund des Wegfalls der Notwendigkeit, die Änderung der Oberflächentopographie auf mikroskopischer Ebene zu berücksichtigen sowie eine, um integrale Festkörperkontakt-druckkurven erweiterte EHD-Simulation im Rahmen der Kontakt-druckberechnung durchzuführen, ist der Simulationsablauf vergleichsweise schlanker als im Falle mischreibungsbehafteter Kontakte (siehe Abschnitt 5.2.1).

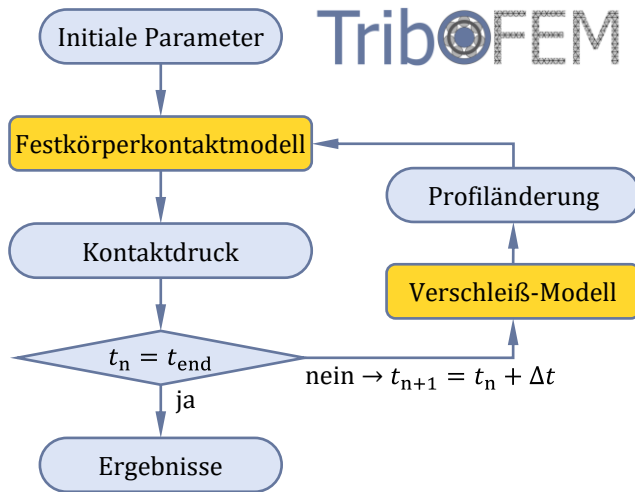


Bild 43: Simulationsablauf im Bereich der Trocken- und Grenzreibung.

Nachdem wiederum alle erforderlichen Eingangsparameter – wie etwa Lasten, Geschwindigkeiten, Kontaktgeometrien und Werkstoffparameter – an das Simulationsmodell übergeben wurden, ist ein FEM-basiertes Festkörperkontaktmodell unter Nachbildung eines elastischen Halbraums zu lösen. Das Kontaktmodell wurde dabei zur Gewährleistung einer einfachen Austauschbarkeit in analoger Weise zu dem in Abschnitt 5.2.2 präsentierten EHD-Modell aufgebaut. Der somit ermittelte Kontaktdruck wird an ein Verschleißmodell übergeben, um die lokale Verschleißtiefe und die Profiländerung der Kontaktpartner in der Kontaktzone zu bestimmen. Die Profiländerung wird in der Kontaktsimulation des folgenden Berechnungsdurchlaufs berücksichtigt.

Wie auch im Bereich der Mischreibung wird anstelle einer transienten Kontaktberechnung zu jedem Zeitschritt ein stationäres Kontaktmodell gelöst und die Verschleißtiefe über eine konstante Zeitschrittweite  $\Delta t$  extrapoliert. Die Berechnungsschleife wird bis zum Erreichen eines definierten Abbruchkriteriums durchlaufen.

### 5.3.2 Kontaktmodell

Im Gegensatz zur Kontaktberechnung mischreibungsbehafteter Tribosysteme wird im vorliegenden Fall – aufgrund des Wegfalls des hydrodynamischen Drucks – ein FEM-basiertes Festkörperkontaktmodell entwickelt und gelöst. Hierzu wird das Simulationsmodell der EHD-Simulation aus Abschnitt 5.2.2 modifiziert, indem die hydrodynamische Domäne, welche zur Lösung der REYNOLDSSchen DGL verwendet wurde, durch den Kontakt

einer starren Freiformfläche (mit äquivalenter Geometrie) mit einem elastischen Ersatzkörper (mit äquivalenten mechanischen Eigenschaften) entsprechend Bild 44 ersetzt wird.

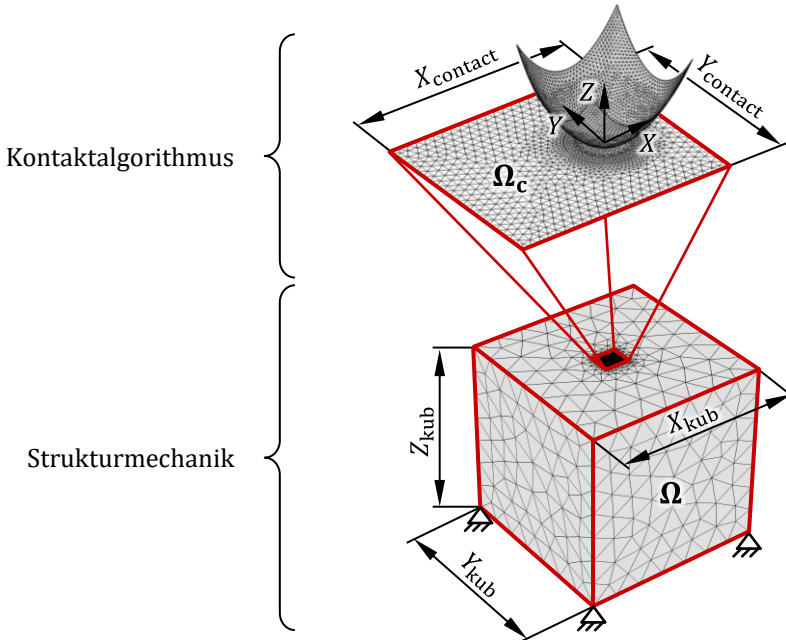


Bild 44: FEM-basiertes Kontaktmodell.

Unter Einbeziehung der Verschleißtiefe  $h_{\text{wear}}$  resultiert die dimensionslose Geometrie der starren Freiformfläche in Form der Abstandsfunktion:

$$G(X, Y) = \frac{X^2}{2} + \frac{Y^2}{2} \cdot \frac{r_x}{r_y} + h_{\text{wear}}(X, Y) \cdot \frac{r_x}{a_x^2} \quad (5.26)$$

Alternativ zur Berücksichtigung der Verschleißtiefe über eine Anpassung der Abstandsfunktion  $G(X, Y)$  kann auch eine Adaption der Kontaktbedingungen durch die in Bild 45 illustrierte KARUSH-KUHN-TUCKER-Bedingung (KKT) bzw. die HERTZ-SIGNORINI-MOREAU-Bedingung (HSM) erfolgen. Darin bezeichnet  $g_n$  den Abstand der starren Freiformfläche zum elastischen Ersatzkörper und  $p_c$  den Kontaktdruck. Die im Rahmen der Verschleißsimulation modifizierten KARUSH-KUHN-TUCKER-Bedingungen erlauben somit eine Durchdringung beider Körper in Höhe der lokalen Verschleißtiefe  $h_{\text{wear}}$  wodurch die verschleißbedingte Profiländerung in der Kontaktberechnung berücksichtigt werden kann.

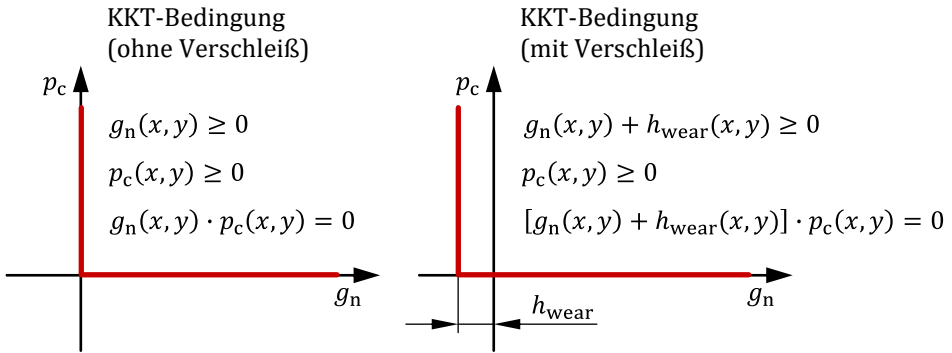


Bild 45: Verschleißbedingte Modifikation der KARUSH-KUHN-TUCKER-Bedingung.

Als Kontaktformulierung wird der Penalty-Kontaktalgorithmus [470, 471] eingesetzt. Dieser wirkt einer Durchdringung zwischen der starren Freiformfläche und dem elastischen Ersatzkörper durch einen „Strafterm“ in Form einer bei Kontakt zurückstellend wirkenden Federkraft entsprechend Bild 46 entgegen.

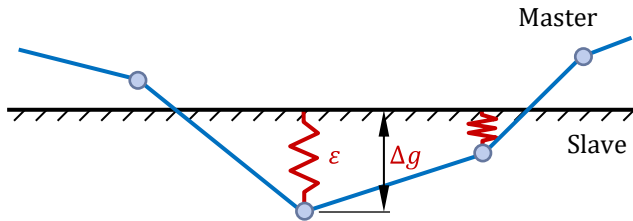


Bild 46: Einführung von Federn bei der Penalty-Methode nach [248].

Hierzu ist das Minimum der potentiellen Energie

$$\Pi = \Pi_0 + \frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot \Delta g^2 \rightarrow \min(\Pi) \tag{5.27}$$

zu finden, wobei die Kontaktnebenbedingung  $g_n \geq 0$  nur annäherungsweise erfüllt ist, das heißt es treten geringe Durchdringungen auf. Mithilfe der lokalen Durchdringungen  $\Delta g$  wird die Kontaktkraft berechnet:

$$F_K = \varepsilon \cdot \Delta g \tag{5.28}$$

Da Knoten des „Slave“ die Knoten des „Master“ nicht durchdringen dürfen, ist im Falle der vorliegenden Kontaktmodellierung anhand einer starren Freiformfläche und eines elastischen Ersatzkörpers, die starre Freiformfläche zwingend als „Master“ zu definieren und der elastische Ersatzkörper als „Slave“. Für weitere Ausführungen hierzu sei auf [248, 471] verwiesen.

### 5.3.3 Verschleißmodell

Als Verschleißmodell wird – wie auch bei der Verschleißmodellierung im Mischreibungsgebiet – das Modell nach ARCHARD angewendet. Anstelle des Festkörperkontaktdrucks  $p_a$  wird jedoch der, durch das in Abschnitt 5.3.2 vorgestellte Kontaktmodell, ermittelte gesamte Kontaktdruck  $p_c$  für die Verschleißberechnung eingesetzt.

Im Falle grenzreibungsbehafteter Kontakte ist der Verschleißkoeffizient ebenfalls im Grenzreibungsgebiet zu ermitteln und einzusetzen:

$$h_{\text{wear}}(x, y, t_n) = h_{\text{wear}}(x, y, t_{n-1}) + k_{\text{bl}} \cdot p_c(x, y, t_n) \cdot v_r(x, y) \cdot \Delta t \quad (5.29)$$

Im Falle trockener, das heißt nicht geschmierter Kontakte, ist der Verschleißkoeffizient folglich unter trockenen Bedingungen experimentell zu ermitteln und einzusetzen:

$$h_{\text{wear}}(x, y, t_n) = h_{\text{wear}}(x, y, t_{n-1}) + k_{\text{dry}} \cdot p_c(x, y, t_n) \cdot v_r(x, y) \cdot \Delta t \quad (5.30)$$

Mithilfe der berechneten Verschleißtiefe, wird die äquivalente Oberfläche aus Gl. (5.26) modifiziert und der Kontaktdruck neu berechnet.

#### Résumé

#### Abschnitt 5.3

Die Verschleißsimulation für grenzreibungsbehaftete sowie trockene Kontakte besteht aus zwei Berechnungsmodellen: Ein FEM-basiertes Kontaktmodell mit nominell glatten Oberflächen wird verwendet, um den Kontaktdruck zeiteffizient zu berechnen, wobei die Implementierung des Kontaktmodells dem Aufbau des EHD-Modells für das Mischreibungsgebiet aus Abschnitt 5.2.2 folgt. Hierbei wird eine starre Freiformfläche (mit äquivalenter Geometrie) mit einem elastischen Ersatzkörper (mit äquivalenten mechanischen Eigenschaften) unter einer definierten Last in Kontakt gebracht. Zudem wird der Verschleiß mithilfe des Verschleißmodells nach ARCHARD auf Basis eines im Grenz- bzw. Trockenreibungsgebiet ermittelten Verschleißkoeffizienten und mithilfe des zuvor berechneten Kontaktdrucks bestimmt. Die durch das Verschleißmodell ermittelte Profiländerung wird im nächsten Berechnungsschritt innerhalb des Kontaktmodells berücksichtigt.

## 5.4 Stetiger Übergang zwischen dem Misch- und Grenzreibungsgebiet in der Verschleißsimulation

Wie bereits erläutert, mangelt es an einem Schmierfilmhöhenparameter, welcher den Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet zufriedenstellend prognostizieren kann. Dennoch soll in dem vorliegenden Abschnitt eine Methode ausgearbeitet werden, welche einen stetigen Übergang der Ergebnisse der Verschleißsimulation an der Grenze vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet gewährleisten kann.

Zunächst ist eine kritische Schmierfilmhöhe  $\lambda_{\text{krit}}$  zu definieren, welche den Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet kennzeichnet. Entsprechend der bisher üblichen Definition nach CZICHOS [13] wäre hierfür ein Wert von  $\lambda_{\text{krit}} = 1$  bzw. nach HANSEN [37] ein Wert von  $\lambda_{\text{krit}} \approx 0,5$  denkbar. In einem solchen Betriebspunkt würde nach der mit einem stochastischen Kontaktmodell gekoppelten EHD-Simulation nach Abschnitt 5.2 jedoch gegebenenfalls weiterhin ein hydrodynamischer Druck resultieren, während das Kontaktmodell nach Abschnitt 5.3 im Grenzreibungsgebiet von reinem Festkörperkontakt aus geht. Daraus resultiert eine Unstetigkeit der Simulationsergebnisse am Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet. Um diese zu überwinden wurde folgender in Bild 47 dargestellter Ansatz ausgearbeitet.

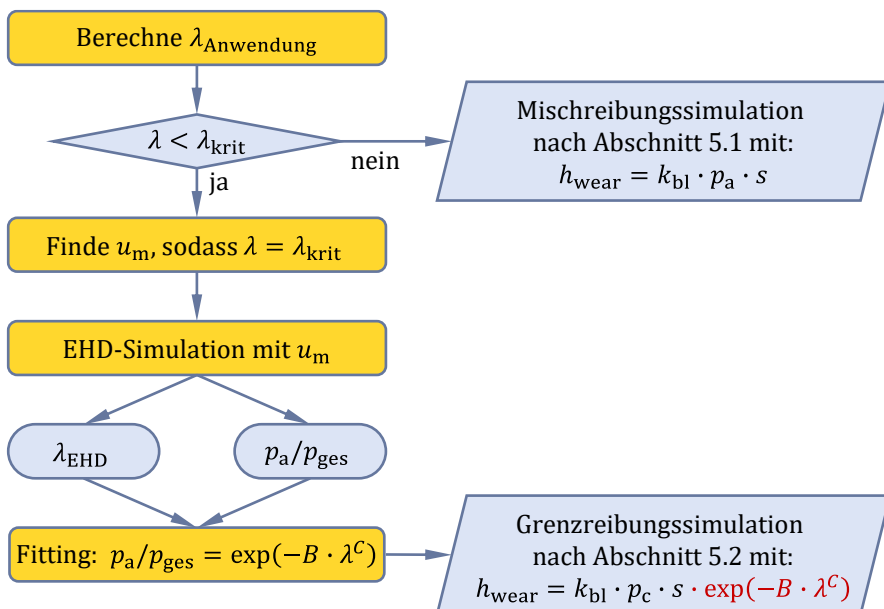


Bild 47: Vorgehensmodell zur Sicherstellung der Stetigkeit zwischen Verschleißsimulationen im Misch- und Grenzreibungsgebiet.

In einem ersten Schritt ist der Schmierfilmhöhenparameter der zu untersuchenden Anwendung abzuschätzen. Hierfür eignen sich etwa empirische Schmierfilmhöhen Gleichungen für Punkt- oder Linienkontakte. Die minimale Schmierfilmhöhe, welche zur Berechnung des Schmierfilmhöhenparameters  $\lambda$  dient, kann mithilfe der Schmierfilmhöhen Gleichung für elliptische Punktkontakte nach HAMROCK et al. [472] berechnet werden:

$$h_{\min} = 3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - \exp(-0,68 \cdot k)) \cdot r_x \quad (5.31)$$

Die minimale Schmierfilmhöhe von Linienkontakten kann hingegen mit der empirischen Formel nach DOWSON [473] berechnet werden:

$$h_{\min} = 2,65 \cdot U^{0,70} \cdot G^{0,54} \cdot W^{-0,13} \cdot r_x \quad (5.32)$$

Die einzelnen in Gl. (5.31) und Gl. (5.32) aufgeführten Parameter berechnen sich wie folgt:

$$\begin{aligned} U &= \frac{u_m \cdot \eta}{E_{\text{red}} \cdot r_x} \\ G &= \alpha_p \cdot E_{\text{red}} \\ W &= \frac{F_N}{E_{\text{red}} \cdot r_x^2} \\ k &= \frac{a_y}{a_x} \end{aligned} \quad (5.33)$$

Liegt der prognostizierte Schmierfilmhöhenparameter über dem als kritisch definierten Wert, so kann die Verschleißsimulation entsprechend Abschnitt 5.2 für das Mischreibungsgebiet durchgeführt werden. Liegt der Wert dagegen unter dem als kritisch definierten Wert, kann zur Sicherstellung der Stetigkeit eine Festkörpertraganteilkurve aufgestellt werden, welche dazu dient, den Anteil des Festkörperkontaktdrucks am gesamten Kontaktdruck  $p_c$ , welcher nach Abschnitt 5.3.2 berechnet wird, abzuleiten. Nach Untersuchungen von ZHOU et al. [474] kann hierzu folgende Exponentialfunktion herangezogen werden:

$$\frac{p_a}{p_{\text{ges}}} = \exp(-B \cdot \lambda^C) \quad (5.34)$$

Der Parameter  $C$  beeinflusst insbesondere die Form bzw. das Krümmungsverhalten der Kurve und ist unter anderem von der Oberflächenbeschaffenheit und dem Werkstoffeigenschaften abhängig. Nach Koch [475] kann für technische Oberflächen ein Wert von  $C \approx 0,8$  angenommen werden.

Der Parameter  $B$  kann über eine Kurvenanpassung (engl.: curve fitting) ermittelt werden. Die Festkörpertraganteilkurve wird anhand von zwei Punkten konstruiert. Der erste triviale Punkt befindet sich bei  $\lambda = 0$  und weist einen Funktionswert von  $p_a/p_{ges} = 1$  auf. Der zweite Punkt wird so gewählt, dass dieser im Bereich des kritischen Schmierfilmhöhenparameters  $\lambda_{krit}$  liegt. Da die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $u_m$  im Vergleich zur Normalkraft  $F_N$  den weitaus größeren Einfluss auf die Schmierfilmdicke aufweist, erscheint es zweckmäßig, die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $u_m$  bei gleichbleibender Normalkraft und Schmierstoffviskosität zu erhöhen, bis ein Schmierfilmhöhenparameter von  $\lambda = \lambda_{krit}$  resultiert. In einem nächsten Schritt kann mit der ermittelten Strömungsgeschwindigkeit eine erweiterte EHD-Simulation entsprechend Abschnitt 2.4.7 für die zu analysierende Anwendung durchgeführt werden, um den Festkörpertraganteil sowie den korrigierten Schmierfilmhöhenparameter  $\lambda_{EHD} \approx \lambda_{krit}$  zu ermitteln. Anhand dieses zweiten Punktes kann die in Bild 48 dargestellte Festkörpertraganteilkurve konstruiert werden.

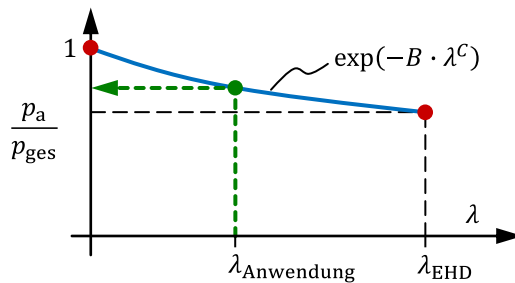


Bild 48: Fitting der Festkörpertraganteilkurve im Grenzreibungsgebiet.

Wie durch die grün gestrichelte Linie angedeutet, kann nun für den Schmierfilmhöhenparameter  $\lambda_{Anwendung}$  – der zu untersuchenden technischen Anwendung – ein zugehöriger Festkörpertraganteil ermittelt und in der Verschleißberechnung berücksichtigt werden:

$$h_{wear} = k_{bl} \cdot p_c \cdot s \cdot \exp(-B \cdot \lambda^C) \quad (5.35)$$

Abschließend sei erwähnt, dass das in diesem Abschnitt beschriebene Vorgehen zur Sicherstellung der Stetigkeit am Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet zum gegenwärtigen Zeitpunkt bezüglich der Unsicherheiten bei der Bestimmung des Parameters  $C$  sowie der Bestimmung der kritischen Schmierfilmhöhe am Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet noch Forschungspotential aufweist.

**Résumé**

**Abschnitt 5.4**

Zur Gewährleistung eines stetigen Übergangs der Verschleißsimulationen im Misch- und Grenzreibungsgebiet wurde im vorliegenden Abschnitt ein Ansatz ausgearbeitet, welcher es erlaubt anhand einer Exponentialfunktion den tatsächlichen Festkörpertraganteil im Regime der Grenzreibung zu bestimmen. Durch Multiplikation der Verschleißgleichung nach ARCHARD mit dem Festkörpertraganteil, wird somit ein stetiger Übergang der Ergebnisse der Verschleißsimulation am Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet erzielt.

Forschungsbedarf besteht weiterhin hinsichtlich der Bestimmung eines Schmierfilmhöhenparameters, welcher die Vorhersage des Übergangs vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet erlaubt. Zudem werden weitergehende Untersuchungen zur Validierung der vorgeschlagenen Festkörpertraganteilsfunktion benötigt.

## 5.5 Verschleißmodellierung beschichteter Kontakte

Bei der Verschleißmodellierung beschichteter Kontakte können die in Abschnitt 5.2 und Abschnitt 5.3 aufgeführten Berechnungsabläufe beibehalten werden, lediglich das Simulationsmodell zur Berechnung des Kontaktdrucks ist jeweils anzupassen. Da die EHD-Simulation für mischreibungsbehaftete Tribosysteme (Abschnitt 5.2.2) und die Kontaktsimulation für grenz- oder trockenreibungsbehaftete Tribosysteme (Abschnitt 5.3.2) einem einheitlichen Ansatz bezüglich des Aufbaus folgen, gelten die hier aufgeführten Modifikationen für beide Berechnungsmodelle.

Die Berücksichtigung des Einflusses der Beschichtung sowie der Abnahme der Schichtdicke auf den Kontaktdruck kann dabei auf unterschiedliche Art und Weise erfolgen. Nachstehend werden drei mögliche alternative Ansätze vorgestellt und diskutiert.

### Option 1: Modellierung der Schicht auf elastischem Ersatzkörper

Die erste Möglichkeit zur Berücksichtigung beschichteter Körper in der Kontaktberechnung ist die Modellierung eines äquivalenten Ersatzkörpers, welcher – wie in Bild 49 dargestellt – eine Schicht mit äquivalenten mechanischen Eigenschaften aufweist. Hierbei ist zu beachten, dass dieser Ansatz aufgrund des elastischen Ersatzkörpers nur geeignet ist, wenn sowohl Grund- als auch Gegenkörper identische Substrat- und Schichtwerkstoffe sowie jeweils gleiche Schichtdicken aufweisen.

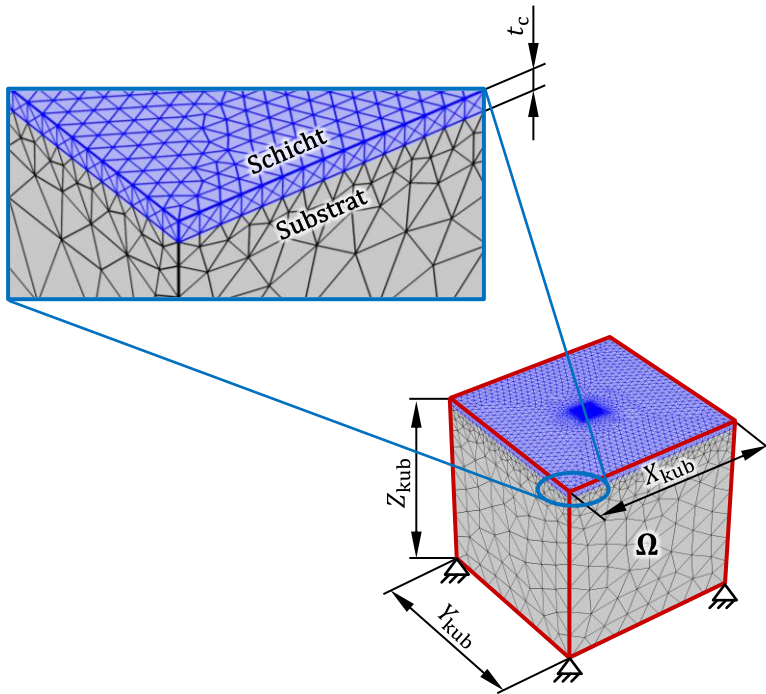


Bild 49: Kontakt-Simulation mit Beschichtung.

Aufgrund der letztgenannten Einschränkung ist der Ansatz auch nur anwendbar, falls die verschleißbedingte Abnahme der Schichtdicke bei beiden Kontaktpartnern identisch ist. Ist dies gegeben, wird die z-Koordinate in Abhängigkeit der Domäne wie folgt normiert:

$$Z = \begin{cases} \frac{z}{a_x}, & \text{Substrat} \\ \frac{z}{t_c}, & \text{Schicht} \end{cases} \quad (5.36)$$

Weiterhin werden der Schicht-Domäne die entsprechenden Materialeigenschaften (Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl) zugewiesen.

$$E_{\text{FEM},s} = \frac{E_s}{2} \qquad E_{\text{FEM},c} = \frac{E_c}{2} \quad (5.37)$$

$$\nu_{\text{FEM},s} = \nu_s \qquad \nu_{\text{FEM},c} = \nu_c \quad (5.38)$$

Aufgrund der in den beiden Domänen unterschiedlichen Normierung nach Gl. (5.36) sind zwei Modifikationen in den Elastizitätsgleichungen der Sub-

strat-Domäne vorzunehmen: Zum einen sind die linearen Elastizitätsgleichungen zur Aufrechterhaltung der Spannungskontinuität nach [197] mit  $t_c/a_x$  zu multiplizieren. Zum anderen sind die Definitionen der Dehnungen und Verzerrungen aus Gl. (2.134) nach [476] wie folgt zu modifizieren:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x}, & \varepsilon_{yy} &= \frac{\partial v}{\partial y}, & \varepsilon_{zz} &= \frac{a_x}{t_c} \cdot \frac{\partial w}{\partial z}, \\ \gamma_{xy} = 2 \cdot \varepsilon_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, & \gamma_{yz} = 2 \cdot \varepsilon_{yz} &= \frac{a_x}{t_c} \cdot \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, & & (5.39) \\ \gamma_{zx} = 2 \cdot \varepsilon_{zx} &= \frac{a_x}{t_c} \cdot \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{aligned}$$

Weichen jedoch Substrat- bzw. Schichtwerkstoff oder aber die Schichtdicke von Grund- und Gegenkörper voneinander ab, kann der vorliegende Ansatz nicht implementiert werden. Stattdessen muss eine der folgenden beiden Optionen gewählt werden.

### Option 2: Berechnung eines äquivalenten Elastizitätsmoduls

Eine Alternative zu obenstehender Variante, welche auch bei unterschiedlichen Substrat- oder Schichtwerkstoffen bzw. Schichtdicken angewendet werden kann, besteht in der Verwendung der klassischen Kontaktmodelle aus Abschnitt 5.2.2 bzw. Abschnitt 5.3.2. Hierbei werden dem elastischen Ersatzkörper äquivalente Werkstoffeigenschaften für die Kombination aus Schicht und Substrat zugewiesen. Nach LIU et al. [477, 478] kann der äquivalente Elastizitätsmodul aus Substrat und Schicht wie folgt berechnet werden:

$$E_{eq}^* = E_c^* \cdot \frac{1 - (\lambda + \kappa + 4\kappa\alpha^2 H^2) \cdot \exp(-2\alpha H) + \lambda\kappa \cdot \exp(-4\alpha H)}{1 + 4\alpha H\kappa \cdot \exp(-2\alpha H) - \lambda\kappa \cdot \exp(-4\alpha H)} \quad (5.40)$$

Darin steht  $E_c^*$  für den reduzierten Elastizitätsmodul der Schicht:

$$E_c^* = \frac{E_c}{1 - \nu_c^2} \quad (5.41)$$

In gleicher Weise ist der reduzierte Elastizitätsmodul des Substrats definiert:

$$E_s^* = \frac{E_s}{1 - \nu_s^2} \quad (5.42)$$

Daneben gelten nachstehende Berechnungsformeln für die Parameter  $\lambda$ ,  $\kappa$  und  $\mu$ :

$$\lambda = 1 - \frac{4 \cdot (1 - \nu_c)}{1 + \mu \cdot (3 - 4 \cdot \nu_s)} \quad (5.43)$$

$$\kappa = \frac{\mu - 1}{\mu + (3 - 4 \cdot \nu_c)} \quad (5.44)$$

$$\mu = \frac{E_c \cdot (1 + \nu_s)}{E_s \cdot (1 + \nu_c)} \quad (5.45)$$

Weiterhin ist die dimensionslose Schichtdicke

$$H = \frac{t_c}{a_0} \quad (5.46)$$

als das Verhältnis der Schichtdicke  $t_c$  zum äquivalenten HERTZschen Kontaktradius  $a_0$  definiert. Letzterer ist der geometrische Mittelwert aus den HERTZschen Halbachsen in x- und y-Richtung:

$$a_0 = \sqrt{a_x \cdot a_y} \quad (5.47)$$

Zuletzt wird zur Berechnung des äquivalenten Elastizitätsmoduls  $E_{\text{eq}}^*$  von Substrat und Schicht, die Hilfsfunktion  $\alpha$  benötigt:

$$\alpha(E) = \begin{cases} \alpha(1/3) - (1/E - 3)/14, & 1/4 < E < 1/3 \\ 1,85 + (\alpha(1/3) - 1,85)/(3 \cdot E), & 1/3 < E < 1 \\ 1,72 + E \cdot (\alpha(3) - 1,72)/3, & 1 < E < 3 \\ \alpha(3) - (E - 3)/25, & 3 < E < 4 \end{cases} \quad (5.48)$$

Diese ist vom Verhältnis der Elastizitätsmoduln

$$E = \frac{E_c^*}{E_s^*} \quad (5.49)$$

abhängig.

Die Graphen für  $\alpha(1/3)$  und  $\alpha(3)$  können Bild 50 entnommen werden. Alternativ sind Gleichungen zur Berechnung beider Funktionen [478] zu entnehmen.

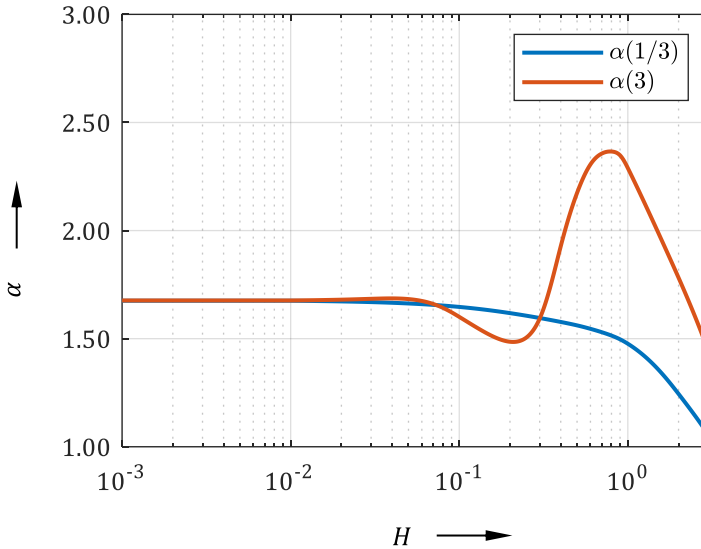


Bild 50: Graphen für  $\alpha(1/3)$  und  $\alpha(3)$  in Abhängigkeit von  $H$  nach [478].

Damit lässt sich der äquivalente reduzierte Elastizitätsmodul eines beschichteten Körpers mithilfe von Gl.(5.40) berechnen. Es gilt hierbei folgender Zusammenhang zwischen dem reduzierten Elastizitätsmodul und der klassischen Definition des Elastizitätsmoduls sowie der Querkontraktionszahl:

$$E_{eq}^* = \frac{E_{eq}}{1 - \nu_{eq}^2} \quad (5.50)$$

Sind sowohl Grund- als auch Gegenkörper beschichtet, kann ein gesamter äquivalenter reduzierter Elastizitätsmodul abgeleitet werden:

$$E_{eq,ges}^* = \left( \frac{1}{E_{eq,1}^*} + \frac{1}{E_{eq,2}^*} \right)^{-1} \quad (5.51)$$

Anschließend wird innerhalb der FEM-Software dem elastischen Ersatzkörper aus Abschnitt 5.2.2 bzw. Abschnitt 5.3.2 folgende Definition von Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl zugewiesen:

$$E_{FEM} = E_{eq,ges}^* \quad (5.52)$$

$$\nu_{FEM} = 0 \quad (5.53)$$

### Option 3: Erstellen eines Kontaktmodells mit zwei beschichteten Körpern

Als dritte alternative Modellierungsstrategie können Grund- und Gegenkörper inklusive Schicht als zwei separate Körper, das heißt ohne Ersatzkörper modelliert werden. Im Falle eines EHD-Modells für mischreibungsbefahene Kontakte wäre die elastische Deformation auf Basis des aus der REYNOLDSschen DGL resultierenden Kontaktdrucks separat an beiden Körpern zu berechnen, zu summieren und anschließend in die Schmierfilmhöhengleichung zu integrieren. Im Falle eines Festkörperkontaktmodells für grenz- oder trockenreibungsbefahene Kontakte wäre der Kontaktdruck zwischen Grund- und Gegenkörper durch einen Kontaktalgorithmus zu berechnen.

Bei Wahl dieser Option können der Schicht bzw. dem Substrat direkt die entsprechenden Werte für den Elastizitätsmodul bzw. die Querkontraktionszahl zugewiesen werden. Bedingt durch die Modellierung von Grund- und Gegenkörper steigt allerdings auch der rechnerische Aufwand.

#### Résumé

#### Abschnitt 5.5

Es wurden drei alternative Ansätze zur Kontaktsimulation beschichteter Tribosysteme vorgestellt. Da die letztgenannte Modellierungsstrategie mit der Modellierung von Grund- und Gegenkörper allerdings von der bisher verwendeten Implementierung eines äquivalenten Ersatzkörpers abweicht und die erstgenannte Modellierungsstrategie mit einem beschichteten Ersatzkörper lediglich angewendet werden kann, wenn sowohl Grund- als auch Gegenkörper identische Substrat- und Schichtwerkstoffe sowie jeweils die gleiche Schichtdicke aufweisen, wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit die zweitgenannte Modellierungsstrategie gewählt. Hierbei wird ein äquivalenter Elastizitätsmodul berechnet, welcher dem elastischen Ersatzkörper zugewiesen wird.

## 5.6 Kopplung der Berechnungsmodelle

In den vorangegangenen Abschnitten wurde auf die in der numerischen Verschleißsimulation angewendeten Berechnungsmodelle eingegangen. Nun wird deren Kopplung innerhalb der Software MathWorks MATLAB® thematisiert. Darüber hinaus soll der Datenaustausch zwischen den in MATLAB® implementierten Berechnungsmodellen und der in COMSOL Multiphysics® implementierten Kontaktsimulation erläutert werden.

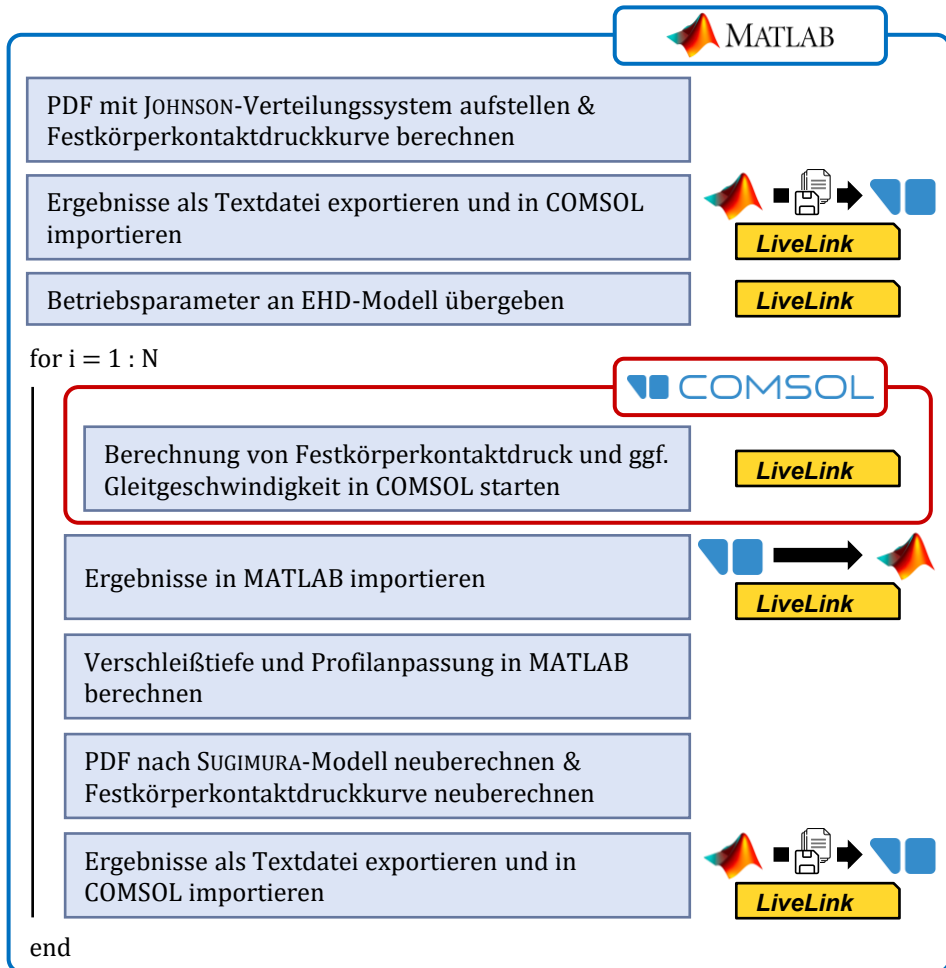


Bild 51: Schematischer Aufbau des Simulations-Skripts (Mischreibung).

Bild 51 verdeutlicht den Aufbau des Simulations-Skripts für mischreibungs-behaftete Tribosysteme: Zunächst wird innerhalb der Software MATLAB<sup>®</sup> eine initiale Dichtefunktion der äquivalenten Höhenverteilung von Grund- und Gegenkörper auf Basis des Verteilungssystem von JOHNSON berechnet. Grundlage hierfür stellen optische oder taktile Messungen der Oberflächenrauheit beider Kontaktpartner dar. Damit kann eine Festkörperkontaktdruckkurve auf Basis des stochastischen Kontaktmodells von JACKSON und GREEN ermittelt und an die EHD-Simulation in COMSOL<sup>®</sup> übergeben werden. Für den Datenaustausch zwischen MATLAB<sup>®</sup> und COMSOL<sup>®</sup> wird die von COMSOL<sup>®</sup> bereitgestellte LiveLink<sup>™</sup>-Schnittstelle [479] genutzt, welche es erlaubt, ein Simulationsmodell über eine Funktionsbibliothek aus MATLAB<sup>®</sup> heraus zu manipulieren. Um dies zu erreichen, sind die

Funktionswerte des Festkörperkontaktendrucks in Abhängigkeit des Schmierfilmhöhenparameters  $\lambda$  als Textdatei zu speichern. Anschließend wird die Textdatei in COMSOL® importiert, sodass für beliebige Schmierfilmhöhen der zugehörige Festkörperkontaktdruck interpoliert werden kann. Nun wird eine Schleife definiert, welche N-mal durchlaufen wird, bis eine zuvor definierte Laufzeit, ein bestimmter Gleitweg oder ein ähnliches Abbruchkriterium erreicht wird. Innerhalb der Schleife wird die Lösung des um Festkörperkontakt erweiterten EHD-Modells gestartet und die Ergebnisse in Form des Festkörperkontaktendrucks und ggf. der Gleitgeschwindigkeit werden in MATLAB® wiederum über die LiveLink™-Schnittstelle importiert. Damit wird auf Grundlage des Verschleißmodells von ARCHARD die Verschleißtiefe sowie die Änderung des Oberflächenprofils berechnet. Die berechnete Verschleißtiefe wird darüber hinaus an das Oberflächentopographiemodell von SUGIMURA und KIMURA zur Berechnung der verschleißbedingten Änderung der Dichtefunktion der äquivalenten Höhenverteilung übergeben. Mithilfe der modifizierten Dichtefunktion kann durch erneute Anwendung des stochastischen Kontaktmodells von JACKSON und GREEN eine angepasste Festkörperkontaktdruckkurve für den folgenden Simulationsdurchlauf abgeleitet werden. Im letzten Schritt der Schleife werden die Ergebnisse der in MATLAB® implementierten Berechnungsmodelle, das heißt die neu abgeleitete integrale Festkörperkontaktdruckkurve sowie die durch den berechneten Verschleiß modifizierte Kontaktgeometrie – deren kartesische Koordinaten interpoliert und innerhalb der Schmierfilmhöhengleichung entsprechend Gl. (5.1) integriert werden – als Textdateien gespeichert und mithilfe der LiveLink™-Schnittstelle in COMSOL® importiert. Damit kann die Lösung der um Mischreibung erweiterten EHD-Simulation für den nächsten Zeitschritt erneut gestartet werden.

In vergleichbarer Weise wird die Verschleißsimulation grenz- oder trockenreibungsbehafteter Tribosysteme implementiert. Wie bereits in Abschnitt 5.3 aufgezeigt, wird in diesem Fall die Kontaktdruckberechnung nicht durch eine um Festkörperkontakt erweiterte EHD-Simulation, sondern ein FEM-basiertes Kontaktmodell mit elastischem Ersatzkörper ersetzt. Folglich entfällt die Notwendigkeit der Berechnung einer äquivalenten Höhenverteilung der Oberflächenrauheiten sowie der daraus abgeleiteten Festkörperkontaktdruckkurven und es ergibt sich der in Bild 52 dargestellte Aufbau des Simulations-Skripts in MATLAB®.

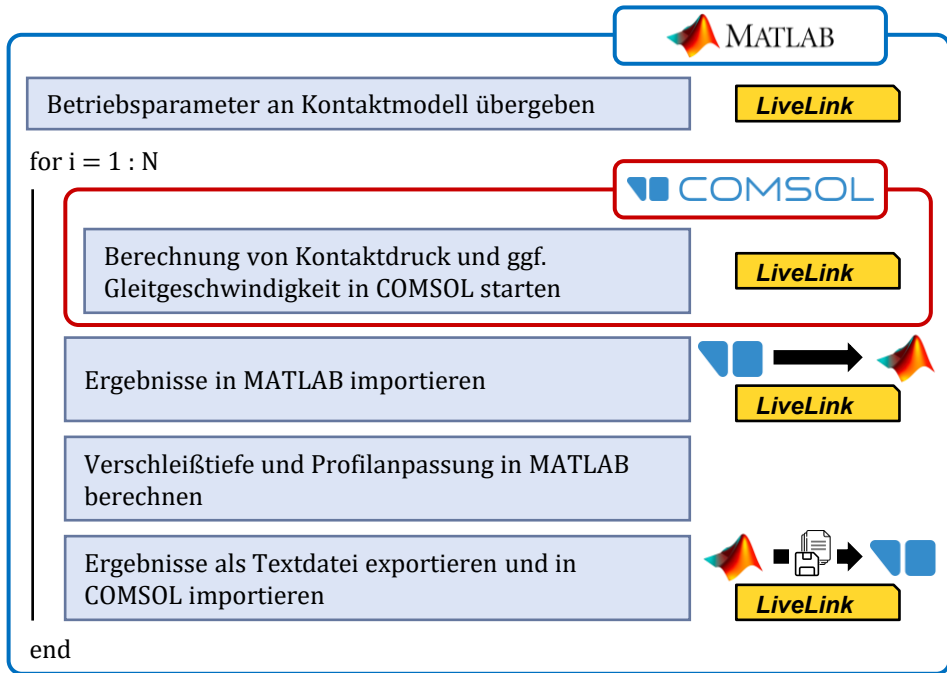


Bild 52: Schematischer Aufbau des Simulations-Skripts (Grenz-/Trockenreibung).

Analog zur Verschleißsimulation mischreibungsbehafteter Kontakte wird auch bei der Simulation grenz- und trockenreibungsbehafteter Kontakte der Datenaustausch zwischen COMSOL® und MATLAB® über die im Software-Paket von COMSOL® bereits enthaltene LiveLink™-Schnittstelle realisiert. Während der berechnete Kontaktdruck direkt in MATLAB® importiert werden kann, muss bei der Übergabe der verschleißbedingten Änderung der Oberflächengeometrie an COMSOL® erneut der Umweg über eine in COMSOL® einzulesende Textdatei gegangen werden, deren kartesische Koordinaten interpoliert werden. Mithilfe der verschleißbedingten modifizierten Oberflächengeometrie kann die KARUSH-KUHN-TUCKER-Bedingung entsprechend Bild 45 oder alternativ die Geometrie der starren Freiformfläche entsprechend Gl. (5.26) modifiziert werden.

Abschließend sei erwähnt, dass einige Anwendungsfälle eine kombinierte Anwendung der Verschleißsimulation für das Misch- und das Grenzreibungsgebiet erfordern. Ein Beispiel hierfür wären etwa hochbelastete Radial-Wälzlager, bei welchen die Wälzkörper eine Lastzone mit veränderlichem Kontaktdruck und damit variabler Schmierfilmhöhe durchlaufen. Hierbei muss in Abhängigkeit des Schmierfilmhöhenparameters  $\lambda$  – oder eines besser geeigneten Parameters – je nach Zeitschritt entweder das

Mischreibungmodell aus Abschnitt 5.2 oder das Grenzreibungsmodell aus Abschnitt 5.3, in Kombination mit dem in Abschnitt 5.4 ausgearbeiteten Ansatz zur Gewährleistung eines stetigen Übergangs, kombiniert angewendet werden.

**Résumé****Abschnitt 5.6**

In dem vorliegenden Abschnitt wird der Einsatz von Berechnungssoftware zur numerischen Verschleißsimulation erläutert. Insbesondere wird auch auf die Kopplung der Berechnungsmodelle sowie den Austausch von Daten eingegangen. Für die Berechnung des Kontaktdrucks wird in COMSOL® eine EHD-Simulation (Mischreibung) bzw. ein Festkörperkontaktmodell mit elastischem Ersatzkörper (Grenz-/Trockenreibung) gelöst. Alle weiteren Berechnungen sowie die gesamte Steuerung der Verschleißsimulation werden in MATLAB® umgesetzt. Zum Austausch der Berechnungsergebnisse zwischen COMSOL® und MATLAB® dient die in COMSOL® integrierte LiveLink™-Schnittstelle.



## 6 Bestimmung der Eingangsgrößen für die Verschleißsimulation

Nachdem in Kapitel 5 der Aufbau und die Modellierung der Verschleißsimulation im Mischreibungsgebiet und im Grenz- bzw. Trockenreibungsgebiet sowie für beschichtete Tribosysteme erläutert und auf die in der Verschleißsimulation implementierten Modelle und deren Kopplung detailliert eingegangen wurde, widmet sich das vorliegende Kapitel der Bestimmung der für die Verschleißsimulation erforderlichen Eingangsgrößen. Dazu zählen zum einen Oberflächenkennwerte, welche für die Anwendung des Oberflächentopographiemodells von SUGIMURA und KIMURA und des stochastischen Kontaktmodells von JACKSON und GREEN im Bereich der Mischreibung benötigt werden. Darüber hinaus wird auf die experimentelle Bestimmung von Verschleißkoeffizienten am Modellprüfstand für das Verschleißmodell von ARCHARD eingegangen.

### 6.1 Oberflächenkennwerte

Als Eingangsgröße für das Oberflächentopographiemodell von SUGIMURA und KIMURA wird die Kenntnis der äquivalente Dichtefunktion der Oberflächenhöhen  $\phi$  im initialen Zustand vorausgesetzt. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird diese experimentell anhand von Oberflächenmessungen mithilfe eines Laserscanning-Mikroskops bestimmt. Darüber hinaus wird für das stochastische Kontaktmodell von JACKSON UND GREEN die äquivalente Dichtefunktion der Asperitenhöhen  $\phi_s$  benötigt, welche nach Gl. (2.62) aus der äquivalenten Dichtefunktion der Oberflächenhöhen  $\phi$  abgeleitet werden kann. Neben der Dichtefunktion der Asperitenhöhen sind auch auf Rauheitsberge bezogene Kenngrößen – wie etwa die Asperitendichte  $\eta$ , der Asperitenkrümmungsradius  $\beta$  sowie die Standardabweichung der Asperitenhöhen  $\sigma_s$  – zur Berechnung von Festkörperkontakt-druckkurven erforderlich. Die experimentelle Bestimmung und Ableitung dieser Kenngrößen wird in dem vorliegenden Abschnitt behandelt.

Der Ablauf der experimentellen Bestimmung der benötigten Oberflächenparameter orientiert sich an dem in Bild 53 dargestellten Schema.

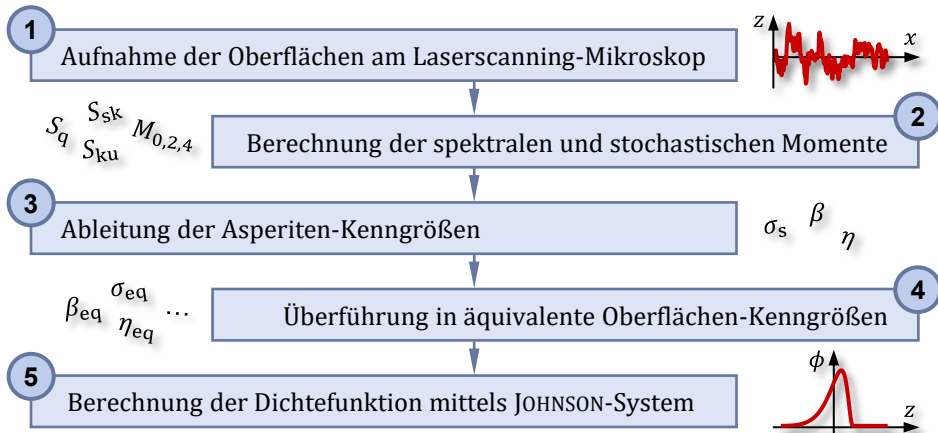


Bild 53: Ablauf der experimentellen Bestimmung von Oberflächenkenngrößen.

Im Folgenden werden die einzelnen in Bild 53 dargestellten Schritte zur experimentellen Bestimmung von Oberflächenkenngrößen detailliert erläutert.

### 1. Aufnahme der Oberflächen am Laserscanning-Mikroskop

Zur flächenhaften Messung der Oberflächenrauheiten wird das in Bild 54 dargestellte konfokale Laserscanning-Mikroskop Keyence VKX-200<sup>®</sup> eingesetzt. Die einzelnen Oberflächenaufnahmen wurden mittels einer Objektivlinse mit 20-facher Vergrößerung aufgenommen. Ein Einzelbild setzte sich aus insgesamt 1024 x 768 Pixeln zusammen. Bei einer Auflösung von 1,455 Pixel pro Mikrometer, ergibt sich eine laterale Abmessung des Messbereichs eines Einzelbildes von etwa 704 x 528  $\mu\text{m}$ .



Bild 54: Laserscanning-Mikroskop: Keyence<sup>®</sup> VKX-200.

Um einen größeren Messbereich zu erfassen, wurden bei den Lagerscheiben 5 x 7 Aufnahmen zu einem Gesamtbild zusammengesetzt. Bei den Rollen wurden aufgrund der Oberflächenkrümmung in x-Richtung 1 x 12 Aufnahmen durchgeführt und anschließend zusammengesetzt. Damit resultieren die in Bild 55 dargestellten Messbereiche.

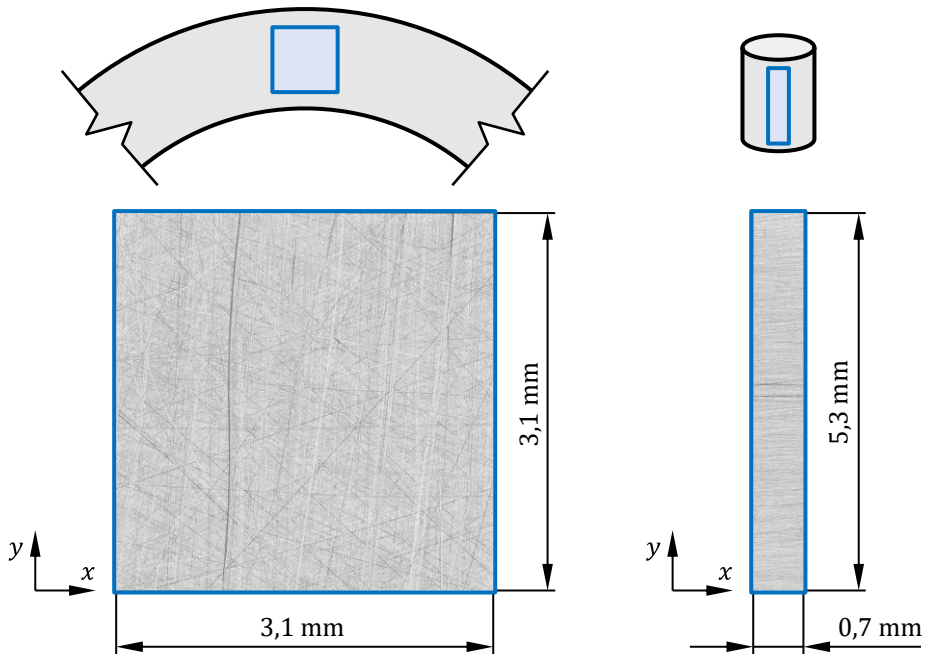


Bild 55: Position und Größe der LSM-Aufnahmen am Axial-Zylinderrollenlager 81212.

Insgesamt wurden jeweils drei Messungen an unterschiedlichen Lagerscheiben und unterschiedlichen Rollen durchgeführt, um statistische Abweichungen, welche auf Fertigungsabweichungen zurückzuführen sind, einzubeziehen. Während die Lagerscheiben eine minder ausgeprägte Richtungsabhängigkeit der Textur aufweisen, zeigt sich bei den Rollen eine deutlich stärkere Abhängigkeit der Textur von der Richtung. Dies wird an den in Bild 56 dargestellten, über jeweils alle drei Messungen gemittelten Autokorrelationsfunktionen deutlich, welche eine Aussage über Wellenlänge periodischer Strukturen in unterschiedlichen Raumrichtungen ermöglichen. So zeigt sich bedingt durch die spanende Endbearbeitung der Rollen mittels Rundschleifen eine in x-Richtung weniger stark abfallende Autokorrelationsfunktion und damit eine größere Periodenlänge der Rauheitsstrukturen als in y-Richtung.

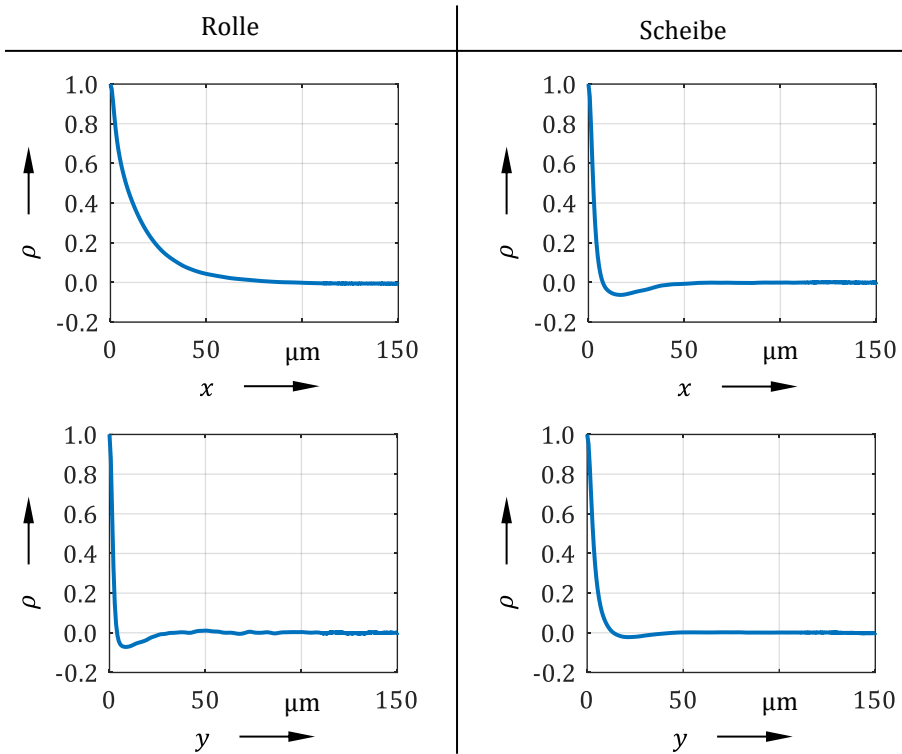


Bild 56: Gemittelte Autokorrelationsfunktion in x- und y-Richtung an Scheiben und Rollen des Axial-Zylinderrollenlagers 81212.

Im Gegensatz dazu resultiert bei der Analyse der Höhenverteilung in Form der in Bild 57 dargestellten Abbott-Firestone-Kurve kein wesentlicher Unterschied zwischen Lagerscheiben und Rollen.

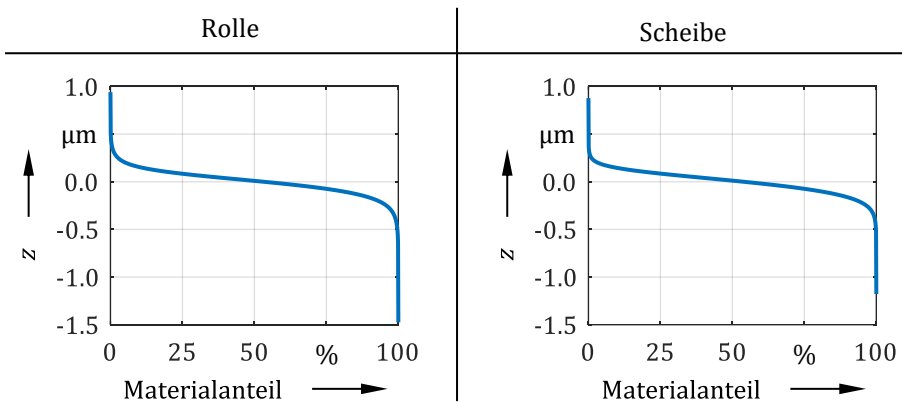


Bild 57: Gemittelte ABBOTT-FIRESTONE-Kurve an Scheiben und Rollen des Axial-Zylinderrollenlagers 81212.

Auch bei der Betrachtung des Histogramms der Oberflächenhöhen sowie der ebenfalls in Bild 58 veranschaulichten Dichtefunktion der Oberflächenhöhen zeigt sich nur ein marginaler Unterschied zwischen den Oberflächen von Lagerscheiben und Rollen. Die Dichtefunktion wurde hierbei jeweils mithilfe des Verteilungssystems von JOHNSON berechnet.

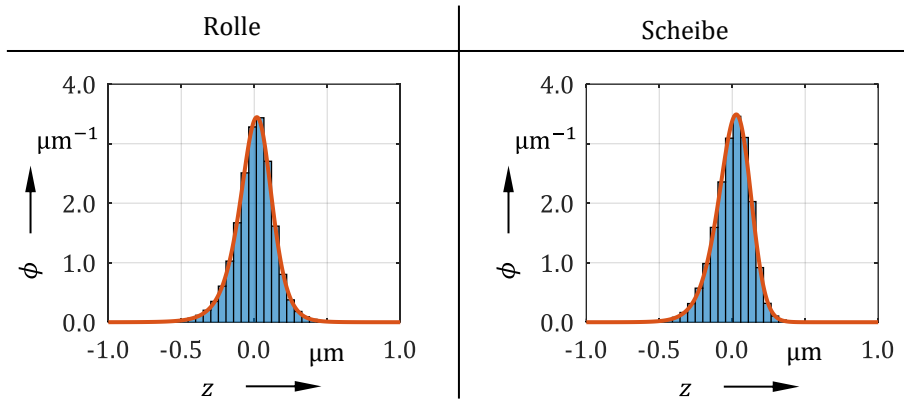


Bild 58: Gemitteltes Histogramm und Dichtefunktion der Höhenverteilung von Scheiben und Rollen des Axial-Zylinderrollenlagers 81212.

Nach der flächenhaften Messung der Oberflächen mittels Laserscanning-Mikroskopie sind die gewonnenen Oberflächendaten zu filtern sowie die spektralen und stochastischen Momente zu berechnen.

## 2. Berechnung der spektralen und stochastischen Momente

Bevor die spektralen und stochastischen Momente der Oberflächen von Lagerscheiben und Rollen berechnet werden können, muss die Punktwolke der Oberflächendaten gefiltert werden, um sowohl ein Rauschen als auch Welligkeiten und Formabweichungen zu entfernen. Das im Rahmen dieser Arbeit angewandte Vorgehen orientiert sich dabei an DIN EN ISO 16610 [480, 481] sowie DIN EN ISO 25178 [81, 482 – 484]. Die Filterung wurde hierfür innerhalb der Software MATLAB® in Form eines 2D-Gauß-Filters implementiert. In einem ersten Schritt wird eine Tiefpass-Filterung (S-Filter) mit einer Cut-Off-Wellenlänge von  $\lambda_S = 5 \mu\text{m}$  durchgeführt, um hochfrequentes Rauschen zu unterdrücken. Anschließend wird die Primäroberfläche von der tiefpass-gefilterten Oberfläche extrahiert, indem die Form, das heißt das makroskopische gekrümmte Oberflächenprofil, entfernt wird (F-Operator). In einem dritten Schritt wird eine Hochpass-Filterung (L-Filter) mit einer Cut-Off-Wellenlänge von  $\lambda_L = 100 \mu\text{m}$  auf die resultierende Primäroberfläche angewendet, welche die Oberflächenrauheit von der

Welligkeit trennt. Damit resultiert die sogenannte S-L-Oberfläche, die zur Berechnung der Rauheitskennwerte herangezogen wird.

Anhand von Gl. (2.38) sowie Gl. (5.3) - (5.4) werden die spektralen Momente 0-ter, 2-ter und 4-ter Ordnung der S-L-Oberflächen von Lagerscheiben und Rollen bestimmt und mithilfe von Gl. (2.41) - (2.43) deren Standardabweichung, Schiefe und Kurtosis. Tabelle 12 fasst die somit resultierenden Werte für die Lagerscheiben bei drei Einzelmessungen zusammen.

Tabelle 12: Gemessene spektrale und stochastische Momente von Lagerscheiben des Axial-Zylinderrollenlagers 81212.

Nr.	$M_0$ [ $\mu\text{m}^2$ ]	$M_2$ [-]	$M_4$ [ $\mu\text{m}^{-2}$ ]	$S_q$ [ $\mu\text{m}$ ]	$S_{sk}$ [-]	$S_{ku}$ [-]
1	0,013395	0,002848	0,001312	0,115739	-0,537780	3,777943
2	0,019912	0,003765	0,001865	0,141110	-0,511834	3,890516
3	0,013544	0,002546	0,001411	0,116380	-0,653323	4,291939
<b>Arithmetischer Mittelwert</b>						
	0,015617	0,003053	0,001529	0,124410	-0,567646	3,986799

Tabelle 13 sind die entsprechenden Werte der spektralen und stochastischen Momente für die Rollen des Axial-Zylinderrollenlagers 81212 bei drei Einzelmessungen zu entnehmen.

Tabelle 13: Gemessene spektrale und stochastische Momente von Rollen des Axial-Zylinderrollenlagers 81212.

Nr.	$M_0$ [ $\mu\text{m}^2$ ]	$M_2$ [-]	$M_4$ [ $\mu\text{m}^{-2}$ ]	$S_q$ [ $\mu\text{m}$ ]	$S_{sk}$ [-]	$S_{ku}$ [-]
1	0,019121	0,003524	0,000915	0,138277	-0,554147	5,818428
2	0,019751	0,003659	0,000939	0,140536	-0,404096	4,815653
3	0,017276	0,003375	0,000910	0,131435	-0,478995	5,307702
<b>Arithmetischer Mittelwert</b>						
	0,018716	0,003519	0,000921	0,136750	-0,479080	5,313928

Wie anhand der oben angegebenen Tabellenwerte ersichtlich wird, weisen Lagerscheiben und Rollen Rauheitskennwerte in vergleichbarer Größenordnung auf. Beide besitzen eine negative Schiefe  $S_{sk} < 0$  sowie eine Kurtosis von  $S_{ku} > 3$ .

### 3. Ableitung der Asperiten-Kenngrößen

Nachdem die spektralen und stochastischen Momente der Oberflächen von Lagerscheiben und Rollen berechnet wurden, können anhand von Gl. (2.61) und Gl.(2.63) - (2.64) Asperiten-Kenngrößen in Form der Standardabweichung der Asperitenhöhen  $\sigma_s$ , der Asperitendichte  $\eta$  und dem

Krümmungsradius der Asperiten  $\beta$  abgeleitet werden. Dabei ergeben sich die in Tabelle 14 aufgezeigten Werte für die drei gemessenen Lagerscheiben.

Tabelle 14: Abgeleitete Asperiten-Kenngrößen der Lagerscheiben.

Nr.	$\sigma_s$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\eta$ [ $\mu\text{m}^{-2}$ ]	$\beta$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	0,007850	0,014107	18,352349
2	0,013097	0,015174	15,391255
3	0,009425	0,016976	17,694962
<b>Arithmetischer Mittelwert</b>			
	0,010124	0,015419	17,146189

Die entsprechenden Werte der drei betrachteten Rollen sind Tabelle 15 zu entnehmen.

Tabelle 15: Abgeleitete Asperiten-Kenngrößen der Rollen.

Nr.	$\sigma_s$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\eta$ [ $\mu\text{m}^{-2}$ ]	$\beta$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	0,006951	0,007954	21,970712
2	0,006967	0,007862	21,688476
3	0,006053	0,008260	22,033032
<b>Arithmetischer Mittelwert</b>			
	0,006657	0,008025	21,897407

Insgesamt zeigt sich bei den Oberflächen der Rollen des Axial-Zylinderrollenlagers 81212 eine geringere Standardabweichung der Asperitenhöhen sowie eine geringere Asperitendichte und ein höherer Asperitenkrümmungsradius im Vergleich zu den betrachteten Lagerscheiben.

#### 4. Überführung in äquivalente Oberflächen-Kenngrößen

Die zuvor berechneten Rauheitsparameter von Grund- und Gegenkörper werden im nächsten Schritt in äquivalente Werte umgerechnet, um ein stochastische Kontaktmodell im Mischreibungsgebiet für den Kontakt einer äquivalenten rauen Oberfläche mit einer starren Ebene anwenden zu können. Dazu werden Gl. (2.65) - (2.70) angewendet und es resultieren die in Tabelle 16 aufgeführten Werte für die stochastischen und spektralen Momente.

Tabelle 16: Äquivalente spektrale und stochastische Momente.

$M_{0,\text{eq}}$ [ $\mu\text{m}^2$ ]	$M_{2,\text{eq}}$ [-]	$M_{4,\text{eq}}$ [ $\mu\text{m}^{-2}$ ]	$S_{q,\text{eq}}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$S_{sk,\text{eq}}$ [-]	$S_{ku,\text{eq}}$ [-]
0,034333	0,006572	0,002451	0,184874	-0,366881	3,895086

Tabelle 17 fasst die äquivalenten Asperiten-Kenngrößen zusammen, welche ebenfalls innerhalb der stochastischen Kontaktmodelle zur Anwendung kommen.

Tabelle 17: Äquivalente Asperiten-Kenngrößen.

$\sigma_{s,eq}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$\eta_{eq}$ [ $\mu\text{m}^2$ ]	$\beta_{eq}$ [ $\mu\text{m}$ ]
0,012117	0,011420	13,499990

Mit den somit ermittelten äquivalenten Rauheitskennwerten kann der Kontakt zweier rauer Oberflächen auf den Kontakt einer äquivalenten rauen Oberfläche mit einer starren Ebene zurückgeführt werden. Weiterhin kann damit eine äquivalente Dichtefunktion der Oberflächenhöhen aufgestellt werden.

### 5. Berechnung der Dichtefunktion mittels JOHNSON-System

In einem letzten Schritt wird anhand der zuvor berechneten äquivalenten Rauheitsparameter, eine äquivalente Dichtefunktion der Oberflächenhöhen mithilfe des Verteilungssystems von JOHNSON abgeleitet. Dazu wird die Kenntnis der Standardabweichung  $S_{q,eq}$ , der Schiefe  $S_{sk,eq}$  und der Kurtosis  $S_{ku,eq}$  vorausgesetzt. Schließlich ergeben sich unter Anwendung des Algorithmus von HILL [466] die in Tabelle 18 angegebenen Werte der JOHNSON-Parameter  $\gamma$ ,  $\delta$ ,  $\xi$  und  $\lambda$ .

Tabelle 18: Parameter der JOHNSON-Verteilung.

Parameter	Wert
$\gamma$	0,781624
$\delta$	2,654076
$\xi$	0,139823 $\mu\text{m}$
$\lambda$	0,435922 $\mu\text{m}$

Weiterhin liegt eine unbeschränkte Verteilungsfunktion des Typs  $S_U$  vor, womit nach JOHNSON folgende Dichtefunktion gilt:

$$\phi(z) = \frac{\delta}{\sqrt{2\pi \cdot [\lambda^2 + (z - \xi)^2]}} \cdot \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[ \gamma + \delta \cdot \sinh^{-1} \left( \frac{z - \xi}{\lambda} \right) \right]^2 \right\} \quad (5.9)$$

Werden die Parameter der Johnson-Verteilung in Gl. (5.9) eingesetzt, resultiert die in Bild 59 graphisch dargestellte Dichtefunktion der äquivalenten Oberfläche aus Lagerscheibe und Rolle eines Axial-Zylinderrollenlagers vom Typ 81212.

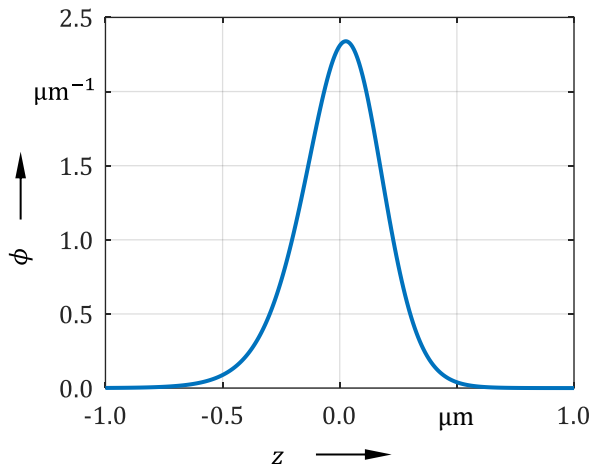


Bild 59: Äquivalente Dichtefunktion der Oberflächenhöhen.

Im Vergleich zu den stärker von einer Normalverteilung abweichenden Werten der Schiefe und Kurtosis der Einzeloberflächen von Lagerscheibe und Rolle, liegt die überlagerte äquivalente Oberfläche näher an einer Normalverteilung. Dies wird auch an der dargestellten Dichtefunktion deutlich.

Mithilfe der äquivalenten Rauheitskennwerte sowie der äquivalenten Dichtefunktion können schließlich ein stochastisches Kontaktmodell, wie jenes von JACKSON und GREEN, sowie das Oberflächentopographiemodell von SUGIMURA und KIMURA angewendet werden.

### Résumé

### Abschnitt 6.1

Die Kenntnis von Oberflächen- bzw. Rauheitskennwerten ist Voraussetzung für die Anwendung stochastischer Kontaktmodelle, wie jenes von JACKSON und GREEN, und des Oberflächentopographiemodells von SUGIMURA und KIMURA. Aus diesem Grund ist für die Anwendung der Verschleißsimulation im Bereich der Mischreibung eine experimentelle Bestimmung von Rauheitskenngrößen erforderlich. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Oberflächen von Grund- und Gegenkörper anhand eines Laserscanning-Mikroskops aufgenommen und gefiltert. Anschließend werden die benötigten Rauheitskenngrößen ermittelt und in äquivalente Werte umgerechnet, um den Kontakt zweier rauer Oberflächen auf den Kontakt einer rauen Oberfläche mit einer starren Ebene zurückführen zu können.

## 6.2 Verschleißkoeffizient

Neben der experimentellen Bestimmung von Oberflächen- bzw. Rauheitskennwerten, ist auch die Kenntnis des Verschleißkoeffizienten für die numerische Verschleißsimulation, unter Anwendung des Verschleißmodells von ARCHARD, unabdinglich. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde hierzu ein Verschleißkoeffizient mithilfe eines 2-Scheiben-Tribometers ermittelt. Das entsprechende experimentelle Vorgehen wird im Folgenden beschrieben und orientiert sich an dem in Bild 60 dargestellten Schema.

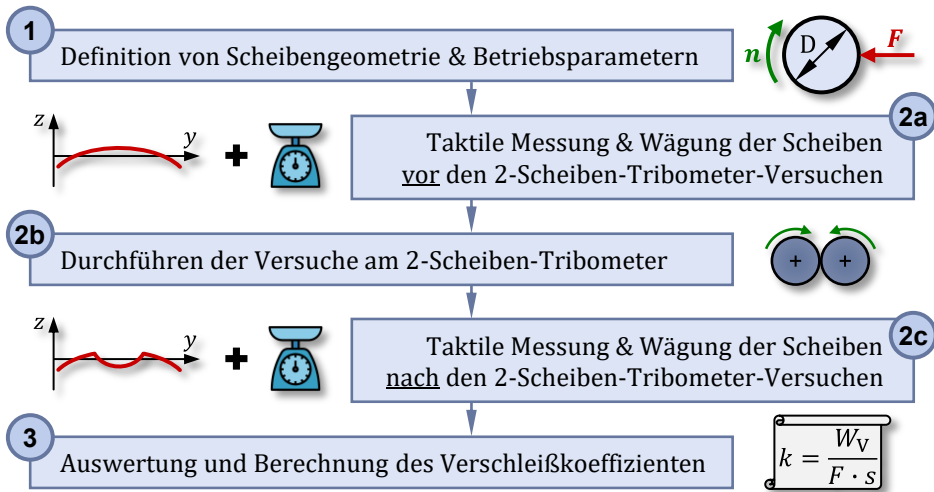


Bild 60: Ablauf der experimentellen Bestimmung von Verschleißkoeffizienten mittels 2-Scheiben-Tribometer.

### 6.2.1 Versuche mit unadditiviertem Polyalphaolefin PAO 6

Auf den folgenden Seiten werden die einzelnen in Bild 60 dargestellten Schritte zur experimentellen Bestimmung eines Verschleißkoeffizienten im Grenzreibungsgebiet mit einem reinen Polyalphaolefin PAO 6 als Schmierstoff im Detail erläutert.

#### 1. Definition von Scheibengeometrie und Betriebsparametern

In einem ersten Schritt sind zunächst die Geometrie der Probekörper sowie die Betriebsparameter der Versuchsläufe am 2-Scheiben-Tribometers festzulegen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die in Tabelle 19 aufgeführten Scheiben-Parameter gewählt. Hierbei bilden jeweils eine Scheibe mit balliger Mantelfläche und eine Scheibe mit zylindrischer Mantelfläche ein Scheiben-Paar. Dadurch entsteht während der Tribometerversuche

eine muldenförmige Verschleißspur, welche auf einfache Weise durch eine taktile Messung des Oberflächenprofils auswertbar ist.

Tabelle 19: Parameter der Probekörper für das 2-Scheiben-Tribometer.

	<b>Ballige Scheiben</b>	<b>Zylindrische Scheiben</b>
<b>Durchmesser</b>	$d_{\text{disk},1} = \varnothing 45 \text{ mm}$	$d_{\text{disk},2} = \varnothing 45 \text{ mm}$
<b>Balligkeit</b>	$r_{\text{disk},1} = 50 \text{ mm}$	$r_{\text{disk},2} = \infty$ (zylindrisch)
<b>Werkstoff</b>	100Cr6	100Cr6
<b>Härte</b>	62 HRC	62 HRC
<b>Rauheit</b>	$R_{q,1} \approx 0,032 \text{ }\mu\text{m}$	$R_{q,2} \approx 0,029 \text{ }\mu\text{m}$

Die Mantelflächen der Prüfkörper aus dem Wälzlagerstahl 100Cr6 wurden poliert und anschließend anhand des in Bild 61 dargestellten Tastschnittmessgeräts Form Talysurf® PGI NOVUS taktile vermessen, sodass die in obenstehender Tabelle aufgeführten Rauheitswerte durch Filterung der gemessenen Rauheitsprofile auf Basis von DIN EN ISO 3274 [485], DIN EN ISO 4287 [79] und DIN EN ISO 4288 [486] ermittelt werden konnten. Insgesamt wurden an drei balligen und an drei zylindrischen Scheiben jeweils vier am Umfang verteilte Einzelmessungen durchgeführt, um statistische Abweichungen, welche auf Fertigungsabweichungen beim Polieren zurückzuführen sind, einzubeziehen. Die Rauheitswerte dienen schließlich zur Abschätzung des Schmierzustands anhand des Schmierfilmhöhenparameters  $\lambda$ .



Bild 61: Tastschnittmessgerät: Form Talysurf® PGI NOVUS.

Wie bereits in den Abschnitten 5.2.5 und 5.3.3 erläutert, ist der Verschleißkoeffizient für die Anwendung der im Rahmen der vorliegenden Arbeit ausgearbeiteten Verschleißsimulation – unabhängig davon, ob die zu untersuchende Anwendung im Grenz- oder Mischreibungsgebiet betrieben wird – im Grenzreibungsgebiet zu ermitteln. Hierfür wurden die in Tabelle 20 zusammengefassten Betriebsparameter für die Versuche am 2-Scheiben-Tribometer definiert.

Tabelle 20: Betriebsparameter der Versuche am 2-Scheiben-Tribometer.

Parameter	Wert
Normalkraft	500 N
Drehzahl Master-Welle (Index 1)	30 min <sup>-1</sup>
Drehzahl Slave-Welle (Index 2)	10 min <sup>-1</sup>
Betriebsdauer	72 h
Schmierstoff	PAO 6 (unadditiviert)
Öltemperatur	80 °C

Zur Beschleunigung des Verschleißprozesses wurde ein Slide-to-Roll Ratio von  $|SRR| = 100\%$  gewählt. Weiterhin resultieren eine maximale HERTZsche Pressung von  $p_{\text{Hertz}} = 1388 \text{ MPa}$  sowie ein Schmierfilmhöhenparameter von  $\lambda \approx 0,18$  und damit ein Betrieb im Grenzreibungsgebiet. Die minimale Schmierfilmhöhe zur Berechnung des Schmierfilmhöhenparameters wurde mithilfe der von HAMROCK et al. [472] entwickelten Schmierfilmhöhengleichung für elliptische Punktkontakte entsprechend Gl. (5.31):

$$\lambda \approx \frac{3,63 \cdot U^{0,68} \cdot G^{0,49} \cdot W^{-0,073} \cdot (1 - \exp(-0,68 \cdot k)) \cdot r_x}{\sigma} \quad (5.31)$$

mit:

$$r_x = \left( \frac{2}{d_{\text{disk},1}} + \frac{2}{d_{\text{disk},2}} \right)^{-1} \quad (6.1)$$

$$\sigma = \sqrt{R_{q,1}^2 + R_{q,2}^2}$$

abgeschätzt.

## 2. Versuchsdurchführung und taktile Messung sowie Wägung der Scheiben

Nachdem die Betriebsparameter für die experimentelle Bestimmung eines Verschleißkoeffizienten definiert wurden, stellt die Versuchsdurchführung

den nächsten Schritt dar. Um das Vorliegen reinen Gleitens zu umgehen und damit ein beliebiges Slide-to-Roll Ratio einstellen zu können, wird als Versuchsaufbau zur Bestimmung von Verschleißkoeffizienten im Rahmen dieser Arbeit das 2-Scheiben-Tribometer zdisk der Fa. OPTIMOL gewählt, welches in Bild 62 dargestellt ist.

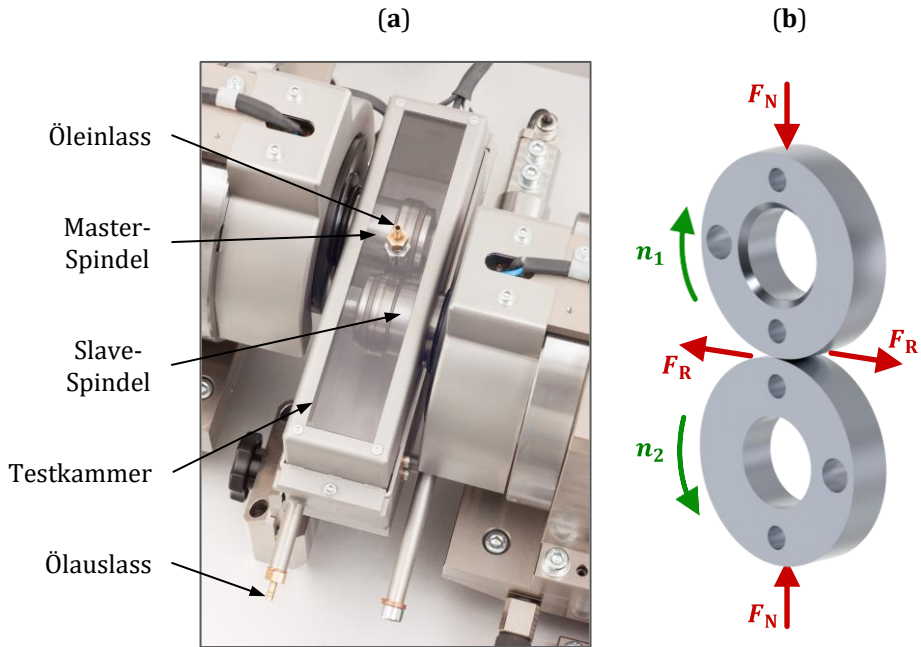


Bild 62: (a) 2-Scheiben-Tribometer: OPTIMOL® zdisk; (b) Modell des Scheiben-Kontakts.

Das 2-Scheiben-Tribometer verfügt über zwei unabhängig voneinander angetriebene Spindeln mit einem Drehzahlbereich von  $n = 0 - 3000 \text{ min}^{-1}$ , welche mit einer Normalkraft zwischen  $F = 10 - 5000 \text{ N}$  gegeneinandergepresst werden können. Typischerweise sind damit Flächenpressungen von bis zu  $p_{\text{max}} \approx 5 \text{ GPa}$  realisierbar. Die Schmierung kann in Form einer Ölumlaufschmierung oder eines Öltauchbads umgesetzt werden, wobei das Öl auf bis zu  $\vartheta = 130 \text{ °C}$  temperiert werden kann. Weiterhin können anhand der vorhandenen Sensorik das Reibungsmoment und die Scheibentemperatur aufgezeichnet werden. Eine elektrische Widerstandsmessung ermöglicht Rückschlüsse auf den Schmierungsstatus. Zudem verfügt das Tribometer über eine kapazitive Schmierfilmhöhenmessung.

Es wurden drei Wiederholversuche unter den in Tabelle 20 angegebenen Betriebsparametern und einer Ölumlaufschmierung mit unadditiviertem PAO 6 durchgeführt. Bild 63 zeigt jeweils die aufgezeichneten Sensordaten

der Reibungszahl und der Temperatur an der auf der Master-Spindel montierten Scheibe.

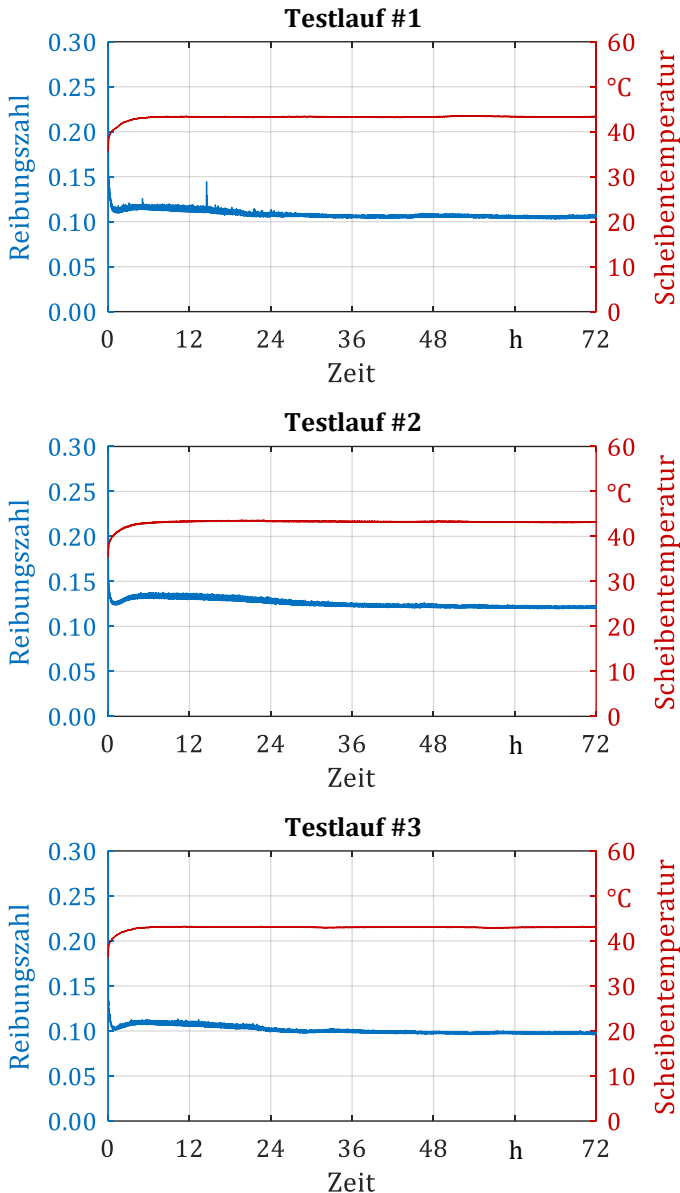


Bild 63: Zeitlicher Verlauf von Reibungszahl und Scheibentemperatur während der durchgeführten Tribometerversuche am 2-Scheiben-Tribometer.

Es zeigt sich bei allen drei Wiederholversuchen ein vergleichbarer Verlauf der Scheibentemperatur. Nach kurzer Zeit stellt sich hierbei ein konstanter

Wert von  $\vartheta \approx 43 \text{ }^\circ\text{C}$  ein. Auch die aufgezeichneten Reibungszahlen weisen ähnliche Verläufe auf. Nach einem kurzen Einlauf mit geringfügig erhöhten Reibungszahlen, stellt sich nach kurzer Zeit jeweils eine konstante Reibungszahl von  $\mu \approx 0,1$  ein. Lediglich bei dem zweiten Wiederholversuch weist die Reibungszahl leicht erhöhte Werte gegenüber den beiden anderen Versuchsläufen auf.

Nachfolgend dargestellt sind in Bild 64 Kamera-Aufnahmen der Scheiben und LSM-Aufnahmen der Verschleißspuren nach der Versuchsdurchführung.

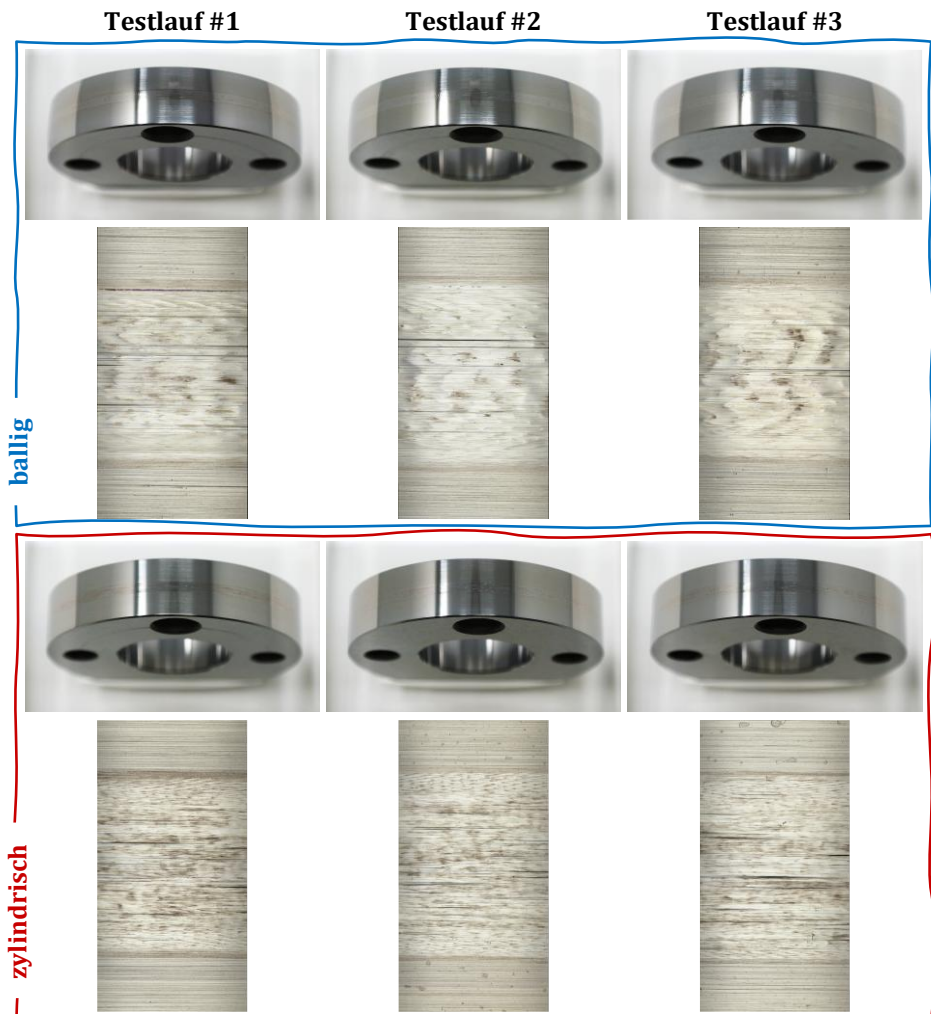


Bild 64: Kamera- und LSM-Aufnahmen der Probekörper nach den Versuchsläufen.

Der bei den Modellversuchen zur Ermittlung eines Verschleißkoeffizienten dominierende Verschleißmechanismus muss grundsätzlich mit dem Verschleißmechanismus der technischen Anwendung übereinstimmen, auf welche die Verschleißsimulation angewendet werden soll. In dem vorliegenden Fall soll der Fokus auf mechanischem Verschleiß ohne ausgeprägte adhäsive oder chemische Komponenten liegen.

Wie an den Kamera- und LSM-Aufnahmen zu erkennen ist, liegt – wie gewünscht – mechanischer Verschleiß vor. Würde hingegen ein stark adhäsiver Verschleiß (Fressen) dominieren, müsste entsprechend Bild 13 der Kontaktdruck bei den Modellversuchen verringert werden. Falls chemischer Verschleiß (Tribooxidation) vorherrschen würde, müsste entsprechend die Gleitgeschwindigkeit reduziert werden.

### 3. Auswertung und Berechnung des Verschleißkoeffizienten

Nach Durchführung der Versuchsläufe am 2-Scheiben-Tribometer werden die verschlissenen Prüfkörper ausgewertet, um die Verschleißrate bzw. den Verschleißkoeffizienten bestimmen zu können. Als direkte Verschleiß-Messgrößen werden hierfür nach DIN 50321 [487] die Massen- und Volumenabnahme erfasst. Die gravimetrische Wägung der Probekörper vor und nach dem Testlauf erfolgte durch die in Bild 65 illustrierten Analysewaagen mit einer Ablesbarkeit von 0,1 mg im Messbereich von den Massen der Probekörper.

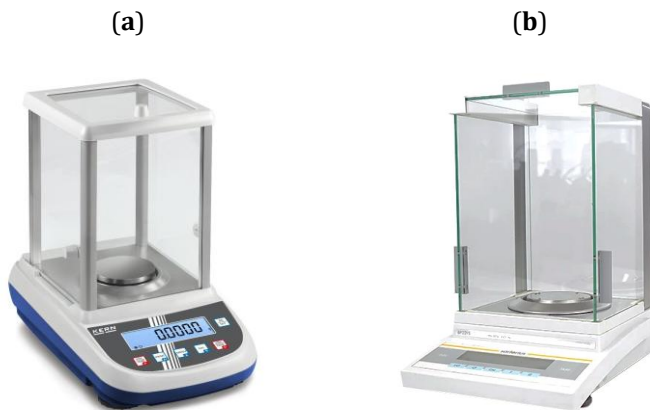


Bild 65: Analysewaagen: (a) Kern® ALJ 500-4A; (b) Sartorius® BP 210 D.

Jede Probe wurde zunächst gründlich im Ultraschallbad mit Isopropanol gereinigt, um sie von Verschmutzungen und Ölrückständen zu befreien. Anschließend wurden die Scheiben auf jeder der zwei Analysewaagen je

dreimal vor und dreimal nach dem Versuchslauf gewogen, um Messabweichungen zu kompensieren sowie Ausreißer zu identifizieren und auszuschließen. Anschließend werden die Mittelwerte über alle sechs Einzelmessungen pro Scheibe ( $N = 6$ ) gebildet:

$$m_{\text{start}} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N m_{\text{start},i} \quad (6.2)$$

$$m_{\text{end}} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N m_{\text{end},i} \quad (6.3)$$

Auf diese Weise kann der Verschleißkoeffizient aus der Massendifferenz und der Dichte des Scheibenmaterials 100Cr6 mit  $\rho = 7,83 \text{ g/cm}^3$  [467] berechnet werden:

$$k = \frac{W_V}{F_N \cdot s} = \frac{m_{\text{start}} - m_{\text{end}}}{\rho \cdot F_N \cdot s} \quad (6.4)$$

Tabelle 21 fasst die gemittelten Massendifferenzen der Probekörper, welche nach Gl. (6.2) und Gl. (6.3) berechnet wurden, zusammen.

Tabelle 21: Massenverluste der Probekörper.

Testlauf	Scheibe	Massendifferenz	Summe
#1	ballig	3,22 mg	5,60 mg
	zylindrisch	2,38 mg	
#2	ballig	3,25 mg	6,22 mg
	zylindrisch	2,97 mg	
#3	ballig	2,97 mg	5,72 mg
	zylindrisch	2,75 mg	

Mit dem Mittelwert aus den Summen der Massendifferenzen eines aus balliger und zylindrischer Scheibe gebildeten Scheiben-Paars lässt sich nach Gl. (6.4) ein Verschleißkoeffizient berechnen. Dieser beträgt im vorliegenden Fall:

$$k_{\text{bl}} = 1,222 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}^3}{\text{Nm}} \quad (6.5)$$

Darüber hinaus kann der Verschleißkoeffizient auch durch eine Bestimmung der Volumenabnahme anhand taktiler Messungen der Mantelflä-

chen der Scheiben vor und nach dem Versuchslauf ermittelt werden. Hierfür wurden an jeder Scheibe vier gleichmäßig am Umfang verteilte Messungen des Profils jeweils vor und nach dem Versuchslauf durchgeführt und anschließend die Differenzprofile gebildet.

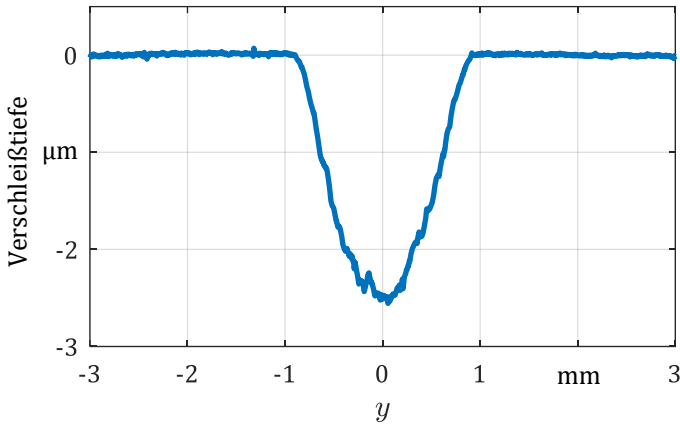


Bild 66: Gemitteltetes Differenzprofil der balligen Scheiben (drei Wiederholversuche à vier Messstellen pro Scheibe).

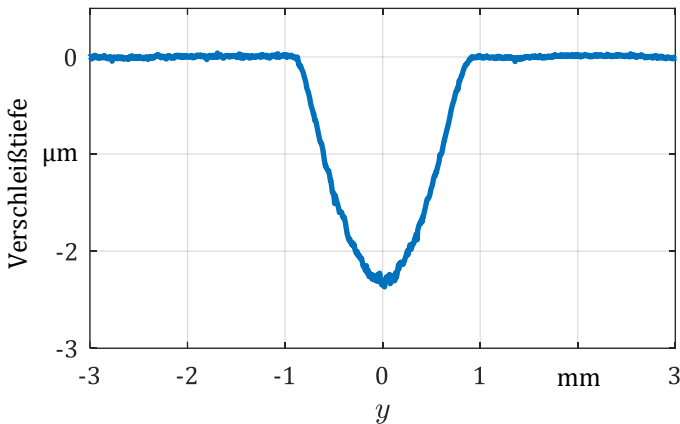


Bild 67: Gemitteltetes Differenzprofil der zylindrischen Scheiben (drei Wiederholversuche à vier Messstellen pro Scheibe).

Die in Bild 66 und Bild 67 dargestellten Diagramme illustrieren jeweils die über alle Messungen gemittelten Differenzprofile des ersten, zweiten und dritten Versuchslaufs. Pro Scheibe wurden vier gleichmäßig am Umfang verteilte taktile Profilmessungen durchgeführt. Alle Differenzprofile mit den zugehörigen Verschleißquerschnittsflächen können dem Anhang entnommen werden.

Anhand der Differenzprofile können die Querschnittsflächen  $A_W$  der Verschleißspuren berechnet werden. Anschließend werden die Mittelwerte über alle vier Verschleißquerschnittsflächen pro Scheibe ( $N = 4$ ) gebildet:

$$A_W = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N A_{W,i} \quad (6.6)$$

Mit den Mittelwerten der Verschleißquerschnittsflächen lässt sich der Verschleißkoeffizient berechnen:

$$k = \frac{W_V}{F_N \cdot s} = \frac{A_W \cdot \pi \cdot d_{\text{disk}}}{F_N \cdot s} \quad (6.7)$$

Dabei bezeichnet  $d_{\text{disk}}$  den Durchmesser der Prüfkörper, welcher im vorliegenden Fall 45 mm beträgt.

Tabelle 22 fasst die Mittelwerte der Verschleißquerschnittsflächen zusammen. Zudem ist die Summe aus den mittleren Verschleißquerschnittsflächen eines Scheiben-Paars angegeben.

Tabelle 22: Verschleißquerschnittsflächen der Probekörper.

Testlauf	Scheibe	Verschleißfläche	Summe
#1	ballig	2527,5 $\mu\text{m}^2$	4771,3 $\mu\text{m}^2$
	zylindrisch	2243,8 $\mu\text{m}^2$	
#2	ballig	2908,8 $\mu\text{m}^2$	5683,1 $\mu\text{m}^2$
	zylindrisch	2774,3 $\mu\text{m}^2$	
#3	ballig	2768,0 $\mu\text{m}^2$	5278,5 $\mu\text{m}^2$
	zylindrisch	2510,5 $\mu\text{m}^2$	

Mit dem Mittelwert aus den Summen der Verschleißquerschnittsflächen eines aus balliger und zylindrischer Scheibe gebildeten Scheiben-Paars lässt sich nach Gl. (6.7) ein Verschleißkoeffizient berechnen:

$$k_{bl} = 1,214 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}^3}{\text{Nm}} \quad (6.8)$$

Damit liegt die Abweichung des anhand taktiler Oberflächenmessung ermittelten Verschleißkoeffizienten zu dem anhand gravimetrischer Wägung berechneten Verschleißkoeffizienten bei unter 0,7 % und verdeutlicht die Eignung beider vorgestellter Methoden zur Auswertung des Verschleißes und der Ermittlung eines Verschleißkoeffizienten. In den folgenden Verschleißsimulationen des Kapitels 7 wird – sofern nicht anders angegeben –

der Mittelwert der Verschleißkoeffizienten nach den beiden vorgestellten Auswertungsmethoden zugrunde gelegt.

### 6.2.2 Versuche mit additiviertem Polyalphaolefin PAO 6

Neben der Versuchsreihe mit reinem PAO 6 wurden ebenfalls Untersuchungen mit einem vollständig additiviertem PAO 6 durchgeführt, deren Ergebnisse im Folgenden vorgestellt werden.

#### 1. Definition von Scheibengeometrie und Betriebsparametern

Die Geometrie sowie die Materialeigenschaften der Scheiben wurden gegenüber den Versuchen mit unadditiviertem Öl nicht variiert. Lediglich die Oberflächenrauheit weist fertigungsbedingt eine geringeren quadratischen Mittenrauwert auf, siehe Tabelle 23.

Tabelle 23: Parameter der Probekörper für das 2-Scheiben-Tribometer.

	<b>Ballige Scheiben</b>	<b>Zylindrische Scheiben</b>
<b>Durchmesser</b>	$d_{\text{disk},1} = \varnothing 45 \text{ mm}$	$d_{\text{disk},2} = \varnothing 45 \text{ mm}$
<b>Balligkeit</b>	$r_{\text{disk},1} = 50 \text{ mm}$	$r_{\text{disk},2} = \infty$ (zylindrisch)
<b>Werkstoff</b>	100Cr6	100Cr6
<b>Härte</b>	62 HRC	62 HRC
<b>Rauheit</b>	$R_{q,1} \approx 0,018 \text{ }\mu\text{m}$	$R_{q,2} \approx 0,016 \text{ }\mu\text{m}$

Aufgrund der geringeren Oberflächenrauheit wurden zum einen die Normalkraft etwas höher und zum anderen die Drehzahlen etwas niedriger angesetzt als bei den vorangegangenen Versuchen, um weiterhin einen Betrieb im Grenzreibungsgebiet zu erzielen. Tabelle 24 können die definierten Betriebsparameter entnommen werden.

Tabelle 24: Betriebsparameter der Versuche am 2-Scheiben-Tribometer.

<b>Parameter</b>	<b>Wert</b>
Normalkraft	2000 N
Drehzahl Master-Welle	$9 \text{ min}^{-1}$
Drehzahl Slave-Welle	$3 \text{ min}^{-1}$
Betriebsdauer	96 h
Schmierstoff	PAO 6 (additiviert)
Öltemperatur	80 °C

Zur Beschleunigung des Verschleißprozesses wurde wiederum ein Slide-to-Roll Ratio von  $|SRR| = 1$  gewählt. Außerdem resultiert eine maximale

HERTZsche Pressung von  $p_{\text{Hertz}} = 2204 \text{ MPa}$  sowie ein Schmierfilmhöhenparameter von  $\lambda \approx 0,12$  und damit ein Betrieb im Grenzreibungsgebiet. Das Öl beinhaltete neben Entschäumern, Emulgatoren und Antioxidantien auch Hochdruck-Zusätze (EP: extreme pressure) auf Basis von Stickstoff-Verbindungen sowie verschleißmindernde Zusätze (AW: anti wear) auf Basis von Phosphor-Verbindungen.

Es soll nicht unerwähnt bleiben, dass zunächst Testläufe mit einer Drehzahl von  $30 \text{ min}^{-1}$  an der Master-Spindel und  $10 \text{ min}^{-1}$  an der Slave-Spindel durchgeführt wurden. Hierbei kam es jedoch zu keinem Verschleiß an den Scheiben. Deshalb wurde die Drehzahl entsprechend Tabelle 24 weiter reduziert.

## 2. Versuchsdurchführung und taktile Messung der Scheiben

Der zeitliche Verlauf von Reibungszahl und Scheibentemperatur des 96-stündigen Versuchslaufs ist in Bild 68 dargestellt. Nach kurzer Zeit stellt sich eine konstante Scheibentemperatur von  $\vartheta \approx 44 \text{ °C}$  ein. Bezüglich der Reibungszahl stellt sich nach kurzem Einlauf ebenfalls ein konstanter Wert von  $\mu \approx 0,1$  ein.

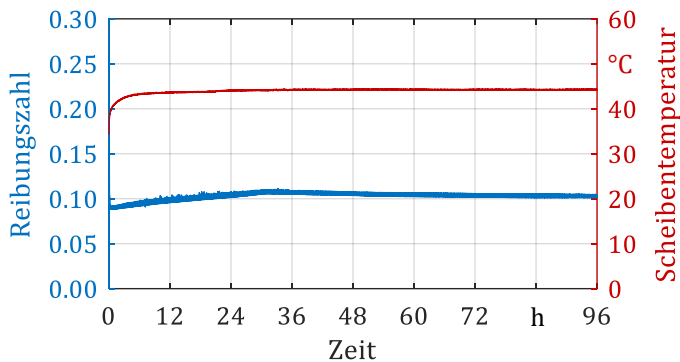


Bild 68: Zeitlicher Verlauf von Reibungszahl und Scheibentemperatur während des durchgeführten Tribometerversuchs am 2-Scheiben-Tribometer.

Nachfolgend dargestellt sind in Bild 69 Kamera-Aufnahmen der Scheiben und LSM-Aufnahmen der Verschleißspuren nach der Versuchsdurchführung.

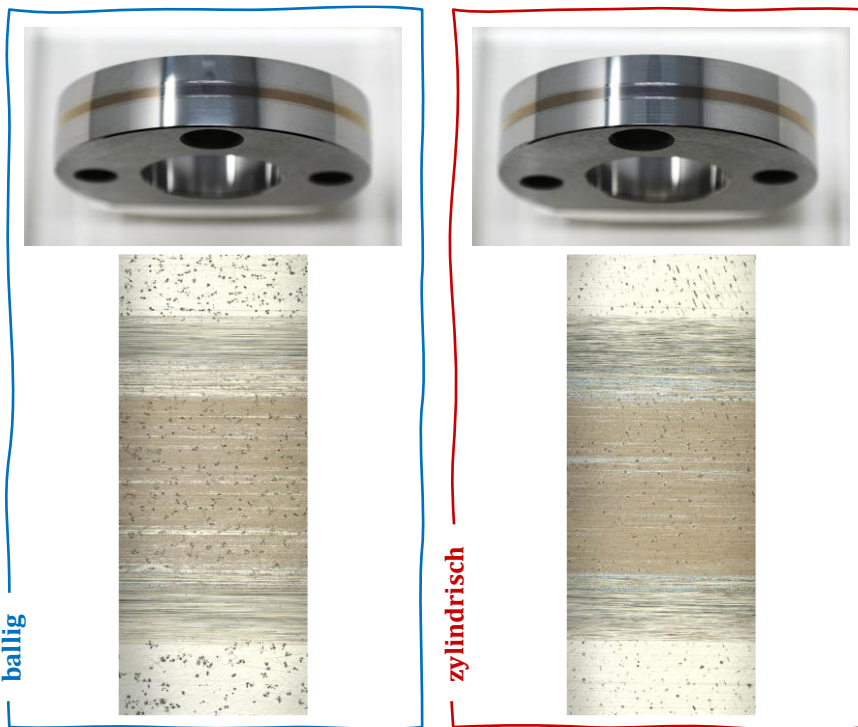


Bild 69: Kamera- und LSM-Aufnahmen der Probekörper nach den Versuchsläufen.

Anhand der Aufnahmen beider Prüfscheiben wird deutlich, dass sich im Kontaktzentrum eine Triboschicht gebildet hat. Lediglich in den Randbereichen ist jeweils eine mechanische Verschleißspur zu erkennen.

### 3. Auswertung und Berechnung des Verschleißkoeffizienten

Zur Auswertung der Verschleißspuren wurden an jeder Scheibe drei gleichmäßig am Umfang verteilte Messungen des Profils jeweils vor und nach dem Versuchslauf durchgeführt und anschließend die Differenzprofile gebildet. Die in Bild 70 und Bild 71 dargestellten Diagramme illustrieren jeweils die über alle drei Messungen gemittelten Differenzprofile des Versuchslaufs. Alle ermittelten einzelnen Differenzprofile mit den zugehörigen Verschleißquerschnittsflächen können dem Anhang entnommen werden.

Gut zu erkennen ist der verschleißfreie Bereich im Kontaktzentrum und die Verschleißzone am Rand des Kontaktbereichs. Ein Erklärungsansatz für dieses Verhalten liegt darin begründet, dass die dem Schmierstoff zugesetzten EP- und AW-Additive insbesondere unter hohen Kontaktdrücken

und -temperaturen an der Metalloberfläche tribochemische Schichten ausbilden, siehe Abschnitt 2.1.5. Hingegen führten die niedrigeren Drücke am Rand des Kontaktbereichs in Kombination mit der hier vorliegenden geringen Schmierfilmhöhe zu mechanischem Verschleiß.

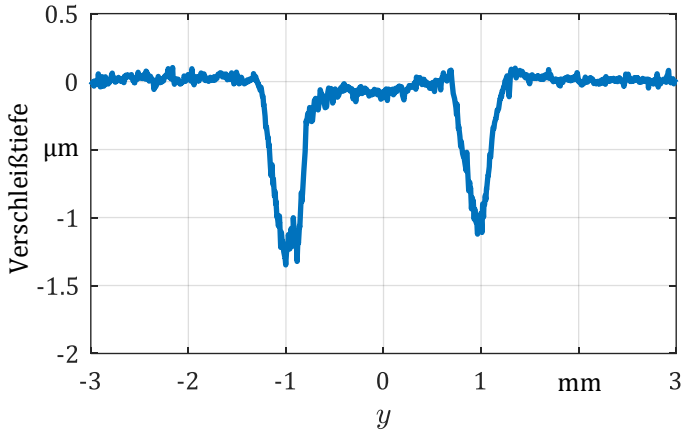


Bild 70: Gemittetes Differenzprofil der balligen Scheibe (vier Messstellen pro Scheibe).

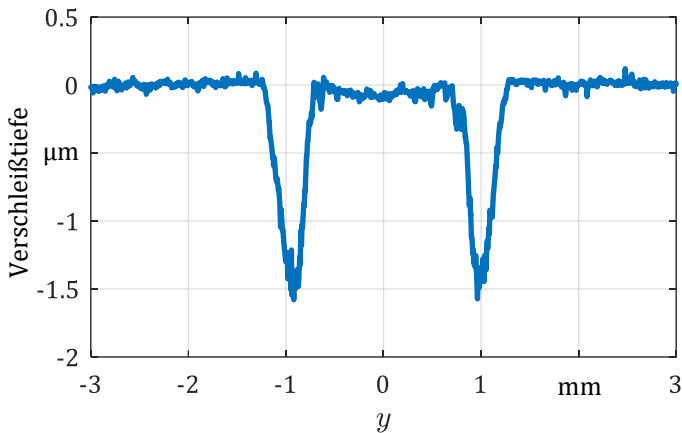


Bild 71: Gemittetes Differenzprofil der zylindrischen Scheibe (vier Messstellen pro Scheibe).

Aufgrund des vorliegenden stark nichtlinearen Verhaltens kann jedoch in diesem Fall kein konstanter Verschleißkoeffizient berechnet werden. Vielmehr ist dieser nun als eine nichtlineare Funktion des Kontaktdrucks, der Kinematik, der zugesetzten Additive sowie einer Vielzahl weiterer Parameter zu verstehen, sodass umfangreiche weitere experimentelle Untersuchungen für das Verständnis des Verschleißverhaltens notwendig sind. Aus

diesem Grund wird den nachfolgenden simulativen Studien jeweils ein un-additiviertes PAO 6 als Schmierstoff zugrunde gelegt.

### 6.2.3 Beschleunigung der experimentellen Modellversuche

Abschließend sei angemerkt, dass zur Reduktion der Laufzeiten von Tribometerversuchen nach FAN et al. [488] gegenläufige Rotationsbewegung dazu beitragen können, den Verschleißprozess im Modellversuch bei moderaten Summengeschwindigkeiten weiter zu beschleunigen und die Versuchszeit zu verringern. Da rein gegenläufige Drehzahlen mit  $|SRR| = \infty$  in einer Schmierfilmhöhe von Null resultieren, sollte bei geschmierten metallischen Kontakten jedoch stets eine von Null abweichende Summengeschwindigkeit gewählt werden, um ein Fressen der Scheiben durch adhäsive Kaltverschweißungen zu verhindern.

#### Résumé

#### Abschnitt 6.2

Im Rahmen dieses Abschnitts wurde ein 2-Scheiben-Tribometer dazu eingesetzt, Verschleißkoeffizienten für die numerische Verschleißsimulation zu ermitteln. Das Tribometer ist geeignet um kinematische Verhältnisse sehr variabel abzubilden und dabei ein beliebiges Slide-to-Roll Ratio einzustellen. Neben reinem Rollen mit  $|SRR| = 0$  ist ebenso reines Gleiten mit  $|SRR| = 2$  und eine Wälzbewegung mit gleichsinniger Rotationsbewegung bei  $0 < |SRR| < 2$  sowie eine Wälzbewegung mit gegenläufiger Rotationsbewegung bei  $2 < |SRR| < \infty$  möglich.

Die Verschleißvolumen bzw. -massen zur Berechnung von Verschleißkoeffizienten wurden zum einen durch gravimetrische Wägung der Proben vor und nach dem Versuchslauf, zum anderen durch eine taktile Profilmessung der Scheiben vor und nach dem Versuchslauf mit anschließender Bestimmung von Differenzprofilen ermittelt. Beide Ansätze erlaubten eine zuverlässige und übereinstimmende Berechnung eines Verschleißkoeffizienten.

Im Gegensatz zu den durchgeführten Versuchen mit reinem PAO 6, waren die Versuche mit additiviertem Öl aufgrund des nichtlinearen Verschleißverhaltens insbesondere hinsichtlich Kontaktdruck und Gleitgeschwindigkeit nicht auswertbar und erfordern umfangreiche weitere experimentelle oder simulative Untersuchungen.

## 7 Simulation und Modellvalidierung

Nachdem in Kapitel 5 der Aufbau des im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelten Vorgehensmodells zur numerischen Verschleißsimulation erläutert und in Kapitel 6 die experimentelle Bestimmung der für die Simulation notwendigen Eingangsgrößen beschrieben wurden, sollen im Folgenden exemplarische Verschleißsimulationen dargelegt und deren Ergebnisse analysiert werden. Darüber hinaus werden Ergebnisse der Verschleißsimulation mit experimentellen Versuchen verglichen und Abweichungen diskutiert.

### 7.1 Numerische Verschleißsimulationen ausgewählter Anwendungsbeispiele

Zur Veranschaulichung des in Kapitel 5 entwickelten Vorgehensmodells für die numerische Verschleißsimulation werden in dem vorliegenden Abschnitt vier exemplarische Anwendungsfälle untersucht und diskutiert. Zum einen wird ein ölgeschmiertes Axial-Zylinderrollenlager (Bild 72 a) unter hohen Drehzahlen im Mischreibungsgebiet sowie unter niedrigen Drehzahlen im Grenzreibungsgebiet analysiert. Zum anderen wird ein ölgeschmiertes Radial-Rillenkugellager (Bild 72 b) im Mischreibungsgebiet betrachtet, sodass insgesamt sowohl linienförmige als auch punktförmige Wälzkörper/Laufbahn-Kontakte untersucht werden. Zuletzt soll ein trockenlaufendes, beschichtetes Radial-Rillenkugellager mithilfe der Verschleißsimulation berechnet und analysiert werden.

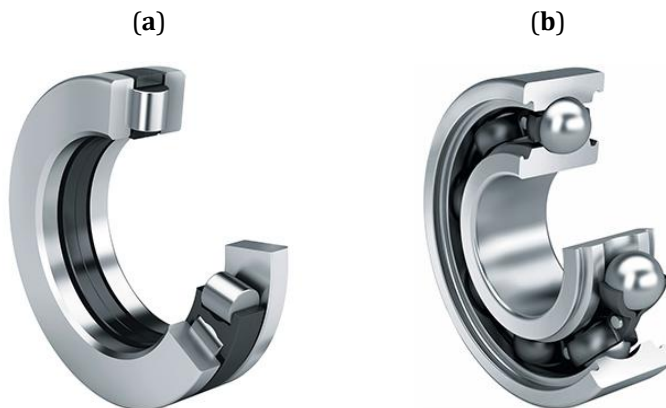


Bild 72: (a) Axial-Zylinderrollenlager; (b) Radial-Rillenkugellager [489].

### 7.1.1 Axial-Zylinderrollenlager (Mischreibungsbereich)

In der ersten Verschleißsimulation wird ein Axial-Zylinderrollenlager mit den in Tabelle 25 dargestellten Betriebsparametern untersucht.

Tabelle 25: Betriebsparameter des Axial-Zylinderrollenlagers im Mischreibungsbereich.

Parameter	Wert
Lagertyp	81212 (15 Wälzkörper)
Schmierstoff	PAO 6
Öltemperatur	80 °C
Axialkraft	50 kN
Drehzahl	800 min <sup>-1</sup>
Betriebsdauer	10 h

Mit den gewählten Betriebsparametern resultieren 3.600.000 Überrollungen pro Lagerscheibe. Weiterhin beträgt die maximale HERTZsche Pressung im Kontaktzentrum  $p_{\text{Hertz}} = 1456 \text{ MPa}$  und der Schmierfilmhöhenparameter weist einen Wert von  $\lambda \approx 0,55$  auf. Nach Untersuchungen von TERWEY [342] befindet sich der Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsbereich für das Axial-Zylinderrollenlager bei einem klassischen Schmierfilmhöhenparameter von  $\lambda = 0,35$ , sodass davon auszugehen ist, dass sich der vorliegende Lastfall im Bereich der Mischreibung befindet.

Für die Geometrie der Wälzkörper wurde entsprechend DIN 26281 [490] ein logarithmisches Profil zugrunde gelegt, welches dazu dient, Kantenpressungen zu vermeiden bzw. zu reduzieren. Um den Einfluss der Wälzkörperprofilierung zu berücksichtigen, wurden sowohl die maximale HERTZsche Pressung als auch die minimale Schmierfilmhöhe zur Ableitung des Schmierfilmhöhenparameters mit einer effektiven Rollenlänge von  $L_{\text{eff}} = 10,4 \text{ mm}$  berechnet, welche etwa 95 % der tatsächlichen Rollenlänge  $L_{\text{W}} = 11,0 \text{ mm}$  beträgt. Der Wert für die effektive Rollenlänge wurde durch Abgleich mit EHD-Simulationen ermittelt.

Weiterhin wurde die Standardabweichung der Oberflächenhöhen von Lagerscheiben und -rollen nicht nur – wie in Abschnitt 6.1 beschrieben – flächenhaft, sondern auch taktill anhand des Tastschnittmessgeräts Form Talysurf® PGI NOVUS ermittelt, um die Vergleichbarkeit des Schmierfilmhöhenparameters  $\lambda$  mit Literaturwerten zu gewährleisten. Hierzu wurden Messungen an drei Axial-Zylinderrollenlagern durchgeführt. Je Lager wurden vier Messstrecken an Wälzkörpern und Lagerscheiben aufgenommen. Nach DIN EN ISO 3274 [485] wurde der kurzweilige Profilfilter zu  $\lambda_s = 2,5 \mu\text{m}$  und die Grenzwellenlänge zu  $\lambda_c = 0,25 \text{ mm}$  festgelegt. Damit

resultiert ein äquivalenter Mittenrauwert von  $R_{q,eq} = 0,131914 \mu\text{m}$  für den Kontakt von Lagerscheibe und Wälzkörper.

### Simulationsaufbau

Für den Wälzlagerstahl 100Cr6 wurde nach [467] ein Elastizitätsmodul von  $E = 208 \text{ GPa}$  und eine Querkontraktionszahl von  $\nu = 0,3$  zugrunde gelegt. Weiterhin wurde für den Schmierstoff PAO 6 entsprechend Herstellerangaben und FVA-Heft Nr. 660 [491] eine Dichte von  $\rho = 0,7973 \text{ g/cm}^3$ , eine dynamische Viskosität von  $\eta = 8,2205 \text{ mPa} \cdot \text{s}$  und ein Druck-Viskositäts-Koeffizient von  $\alpha_p = 1,5 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Pa}$  bei jeweils  $80 \text{ }^\circ\text{C}$  definiert. Zur Berücksichtigung der Scherratenabhängigkeit der Viskosität wurde darüber hinaus das EYRING-Modell nach Gl. (2.127) mit einer EYRING-Spannung von  $\tau_E = 10^7 \text{ Pa}$  nach [492] implementiert. Die Druckabhängigkeit der Dichte wurde mithilfe des Modells von DOWSON und HIGGINSON nach Gl. (2.120) und die Druckabhängigkeit der Viskosität nach Gl. (2.125) mithilfe des Modells von ROELANDS berechnet.

Die auf einen Kontakt einwirkende Normalkraft  $F$  beträgt für das Axial-Zylinderrollenlager 81212 mit 15 Wälzkörpern:

$$F = \frac{F_a}{Z} = \frac{50 \text{ kN}}{15} = 3333,3 \text{ N} \quad (7.1)$$

Zur Berücksichtigung einer realistischen Geschwindigkeitsverteilung wurden zudem die Geschwindigkeitskomponenten der Lagerscheiben (Index 1) und der Wälzkörper (Index 2) in x-Richtung berücksichtigt:

$$u_1 = (2 \cdot \pi \cdot n - \omega_m) \cdot r \cdot \sin(\varphi) = \pi \cdot n \cdot r \cdot \sin(\varphi) \quad (7.2)$$

$$u_2 = \omega_r \cdot \frac{d_W}{2} = \pi \cdot n \cdot \frac{d_{pw}}{d_W} \cdot \frac{d_W}{2} = \pi \cdot n \cdot \frac{d_{pw}}{2} \quad (7.3)$$

Darin bezeichnet  $d_W$  den Durchmesser der Rollen des Axial-Zylinderrollenlagers,  $d_{pw}$  den Teilkreisdurchmesser des Lagers [68],  $n$  die Drehzahl des Lagers,  $\omega_m$  die Winkelgeschwindigkeit des Käfigs und  $\omega_r$  die Winkelgeschwindigkeit der Rollen um ihre eigene Achse.

Die Geschwindigkeitskomponente der Lagerscheiben und der Wälzkörper in y-Richtung ergeben sich zu:

$$v_1 = -(2 \cdot \pi \cdot n - \omega_m) \cdot r \cdot \cos(\varphi) = -\pi \cdot n \cdot r \cdot \cos(\varphi) \quad (7.4)$$

$$v_2 = 0 \quad (7.5)$$

Die zugrundeliegenden Koordinaten sind in Bild 73 dargestellt.

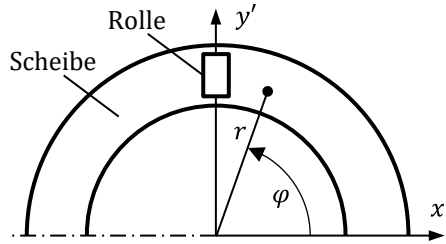


Bild 73: Koordinatensystem des Axial-Zylinderrollenlagers.

Es sei erwähnt, dass das in Bild 73 abgebildete Koordinatensystem mit dem Zentrum des betrachteten Scheibe/Rolle-Kontakts rotiert. Das sich im Berechnungsgebiet der EHD-Simulation ergebende Geschwindigkeitsprofil sowie das Slide-to-Roll Ratio in x-Richtung sind in Bild 74 graphisch veranschaulicht.

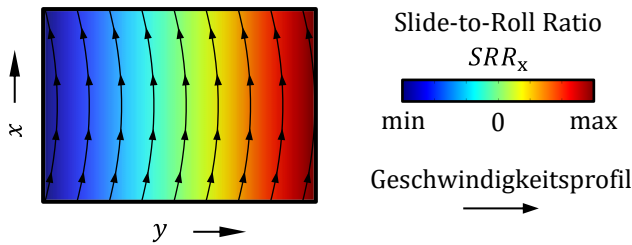


Bild 74: Schematische Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung und des Slide-to-Roll Ratio im Kontaktgebiet.

Die für die Verschleißberechnung erforderliche Relativgeschwindigkeit im Kontakt ergibt sich schließlich aus der Überlagerung der Gleitgeschwindigkeiten in x- und y-Richtung:

$$v_r = \sqrt{(u_1 - u_2)^2 + (v_1 - v_2)^2} \quad (7.6)$$

Das EHD-Modell wurde basierend auf der in Abschnitt 5.2.2 präsentierten Methodik aufgebaut. Aufgrund der linienförmigen Kontaktgeometrie wurde jedoch die Normierung der y-Achse modifiziert, siehe Gl. (7.7).

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{b_{\text{Hertz}}} & Y &= \frac{y}{b_{\text{Hertz}} \cdot \theta} & Z &= \frac{z}{b_{\text{Hertz}}} \\ P &= \frac{p}{p_{\text{Hertz}}} & H &= \frac{h \cdot r_x}{b_{\text{Hertz}}^2} & \bar{\delta} &= \frac{\delta \cdot r_x}{b_{\text{Hertz}}^2} \end{aligned} \quad (7.7)$$

Der Krümmungsradius in x-Richtung berechnet sich aus dem Durchmesser der Wälzkörper:

$$r_x = \frac{d_W}{2} \quad (7.8)$$

Durch die Normierung nach Gl. (7.7) wird das Kontaktgebiet in y-Richtung um den Faktor  $\theta$  gestaucht. Der Skalierungsfaktor  $\theta$  wird dabei so gewählt, dass das Kontaktgebiet in y-Richtung eine dimensionslose Ausdehnung von  $Y_{\text{hyd}} = 10$  aufweist:

$$\theta = \frac{L_W}{10 \cdot b_{\text{Hertz}}} \quad (7.9)$$

Die HERTZsche Halbachse berechnet sich im konkreten Anwendungsbeispiel anhand von nachstehender Gleichung:

$$b_{\text{Hertz}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot d_W}{\pi \cdot E_{\text{red}} \cdot L_W}} \quad (7.10)$$

Analog dazu folgt für die maximale HERTZsche Pressung:

$$p_{\text{Hertz}} = \sqrt{\frac{F \cdot E_{\text{red}}}{\pi \cdot L_W \cdot d_W}} \quad (7.11)$$

Bild 75 veranschaulicht die Geometrie des elastischen Ersatzkörpers in der EHD-Simulation sowie dessen Vernetzung.

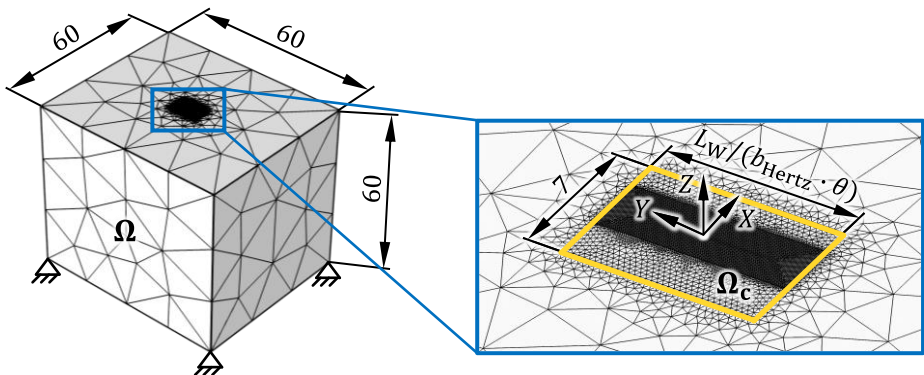


Bild 75: Geometrie und Netz des FEM-basierten EHD-Simulationsmodells für den Kontakt zwischen Rolle und Lagerscheibe.

Die gegenüber Abschnitt 2.4.8 geänderte Normierung der Koordinaten und Parameter hat auch Auswirkungen auf die Grundgleichungen der Elasto-hydrodynamik. Es müssen sowohl die REYNOLDSSche DGL als auch die Schmierfilmhöhengleichung, das Kräftegleichgewicht und die Elastizitätsgleichungen modifiziert werden. Die resultierende REYNOLDSSche DGL in dimensionsloser und schwacher Formulierung ist in Gl. (7.12) zusammengefasst.

$$\int_{\Omega_c} \left\{ \left[ \frac{\bar{\rho}H^3}{\eta\lambda} \cdot \left( \frac{\partial P}{\partial X} \cdot \frac{\partial T}{\partial X} + \frac{\partial P}{\partial Y} \cdot \frac{\partial T}{\partial Y} \cdot \frac{1}{\theta^2} \right) \right] - \left[ u_m \cdot \bar{\rho}H \cdot \frac{\partial T}{\partial X} + v_m \cdot \bar{\rho}H \cdot \frac{\partial T}{\partial Y} \cdot \frac{1}{\theta} \right] \right\} d\Omega_c = 0 \quad (7.12)$$

Weiterhin ist die REYNOLDSSche DGL um einen Kavitationsalgorithmus nach Abschnitt 2.4.5 sowie zur numerischen Stabilisierung mit dem *Galerkin-Least-Squares* Algorithmus (GLS) und der Methode der *isotropen Diffusion* (ID) zu erweitern, siehe hierzu Abschnitt 2.4.9.

Innerhalb der Schmierfilmhöhengleichung ist die logarithmische Profilierung der Wälzkörper nach DIN 26281 zu berücksichtigen, siehe Gl. (7.13) und Gl. (7.14).

$$H(X, Y) = H_0 + H_{\text{Geometrie}}(X, Y) + \bar{\delta}(X, Y) + \underbrace{h_{\text{wear}}(Y) \cdot \frac{r_x}{b_{\text{Hertz}}^2}}_{H_{\text{wear}}(X, Y)} \quad (7.13)$$

$$H_{\text{Geometrie}}(X, Y) = \frac{X^2}{2} + 0,00035 \cdot d_W \cdot \ln \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{2 \cdot Y \cdot b_{\text{Hertz}} \cdot \theta}{L_W} \right)^2} \right) \cdot \frac{r_x}{b_{\text{Hertz}}^2} \quad (7.14)$$

Des Weiteren wirkt sich die Skalierung der y-Achse durch den Skalierungsfaktor  $\theta$  auch auf das Kräftegleichgewicht aus. Dieses lässt sich nun in folgender Form angeben:

$$\int_{\Omega_c} \left( P(H(X, Y)) + P_a(H(X, Y)) \right) \cdot p_{\text{Hertz}} \cdot b_{\text{Hertz}}^2 \cdot \theta \, dX \, dY = F \quad (7.15)$$

Zuletzt sind noch die Definitionen der Dehnungen und Verzerrungen aus Gl. (2.134) zu modifizieren. Dies ist in Gl. (7.16) dargestellt.

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x}, & \varepsilon_{yy} &= \frac{\partial v}{\partial y} \cdot \frac{1}{\theta}, & \varepsilon_{zz} &= \frac{\partial w}{\partial z}, \\
\gamma_{xy} = 2 \cdot \varepsilon_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} \cdot \frac{1}{\theta} + \frac{\partial v}{\partial x}, & \gamma_{yz} = 2 \cdot \varepsilon_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \cdot \frac{1}{\theta}, & & (7.16) \\
\gamma_{zx} = 2 \cdot \varepsilon_{zx} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}
\end{aligned}$$

Mit der Modifizierung der EHD-Simulation, entsprechend den zuvor genannten Gleichungen, resultiert ein grundsätzlich lauffähiges EHD-Modell für den Kontakt von Rolle und Lagerscheibe innerhalb eines Axial-Zylinderrollenlagers. Praktisch kann es jedoch bei hohen Kontaktpressungen und den damit verbundenen geringen Schmierfilmhöhen zu Konvergenzproblemen kommen. Aus diesem Grund wurde zur Verbesserung des Konvergenzverhaltens über die in COMSOL Multiphysics® implementierte Parametersteuerung „Auxiliary Sweep“ [493, 494] ein Ramping-Parameter eingeführt, welcher schrittweise von  $ramp = 0$  auf  $ramp = 1$  erhöht wird. Durch Aktivierung der Option „Continuation“ wird durch den Solver automatisch die Schrittweite zwischen Anfangs- und Endwert des Ramping-Parameters gewählt, sodass eine möglichst geringe Anzahl an Berechnungsschritten benötigt wird. Der Ramping-Parameter wird schließlich auf die Normalkraft

$$F = F_{\text{start}} + ramp \cdot (F_{\text{end}} - F_{\text{start}}) \quad (7.17)$$

sowie die Verschleißtiefe innerhalb der Schmierfilmhöhengleichung

$$H(X, Y) = H_0 + H_{\text{Geometrie}}(X, Y) + \bar{\delta}(X, Y) + H_{\text{wear}}(Y) \cdot ramp \quad (7.18)$$

angewendet.

Dadurch können auch höher belastete Kontakte und solche mit hoher Verschleißtiefe berechnet werden. Der Wert  $F_{\text{start}}$  ist dabei so zu wählen, dass eine Konvergenz in jedem Fall sichergestellt werden kann, während der Parameter  $F_{\text{end}}$  der tatsächlichen Kontaktkraft entspricht.

Neben der EHD-Simulation wird entsprechend Abschnitt 5.2 als stochastisches Kontaktmodell zur Berechnung der integralen Festkörperkontaktdruckkurven jenes von JACKSON und GREEN angewendet. Weiterhin kommt das Oberflächentopographiemodell von SUGIMURA und KIMURA zum Einsatz, um die verschleißbedingte Änderung der Dichtefunktion der Oberflächen- und Asperitenhöhen für das Kontaktmodell von JACKSON und GREEN

abzuleiten. Die initiale Dichtefunktion der Oberflächenhöhen wurde anhand des Vorgehens aus Abschnitt 6.1 mithilfe des Laserscanning-Mikroskops Keyence VKX-200<sup>®</sup> ermittelt.

Zur Verschleißberechnung wird das Modell nach ARCHARD implementiert. Als Verschleißkoeffizient wird dabei der Mittelwert der in Abschnitt 6.2 im Grenzreibungsgebiet ermittelten Verschleißkoeffizienten nach der taktilen sowie gravimetrischen Methode verwendet:

$$k_{bl} = 1,22 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}^3}{\text{Nm}} \quad (7.19)$$

Als Zeitschrittweite wird ein Wert von  $\Delta t = 0,1$  h gewählt. Das heißt es werden insgesamt 100 einzelne EHD-Simulationen durchgeführt.

### Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Verschleißsimulation für das mischreibungsbefahtene Axial-Zylinderrollenlager präsentiert und diskutiert. Bild 76 veranschaulicht den anfänglichen hydrodynamischen Druck sowie den Festkörperkontaktstress zum Zeitpunkt  $t = 0$ . Die Druckverläufe wurden im Kontaktzentrum, das heißt bei  $y = 0$  ausgewertet. Aufgrund der hohen Axiallast und des niedrigviskosen Schmierstoffs weist der Kontakt von Lagerscheibe und Wälzkörper einen hohen Festkörpertraganteil auf.

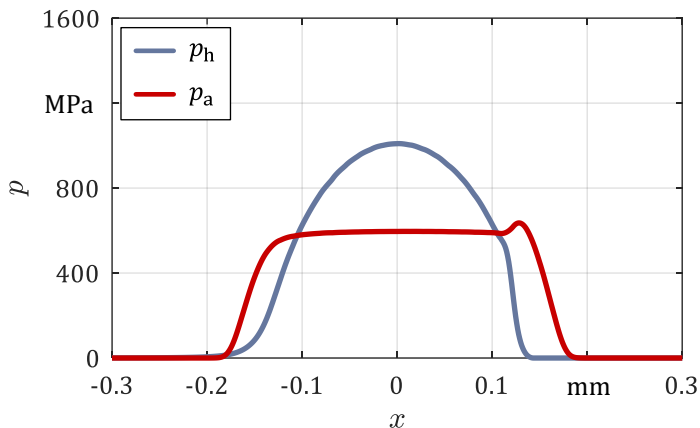


Bild 76: Initialer Druckverlauf entlang der x-Achse.

In Bild 77 ist der gesamte Kontaktdruck, das heißt die Summe aus hydrodynamischem Druck  $p_h$  und Festkörperkontaktdruck  $p_a$  im initialen Zustand und am Ende der Simulation nach 3.600.000 Überrollungen pro Lagerscheibe bzw. 10 h Laufzeit dargestellt.

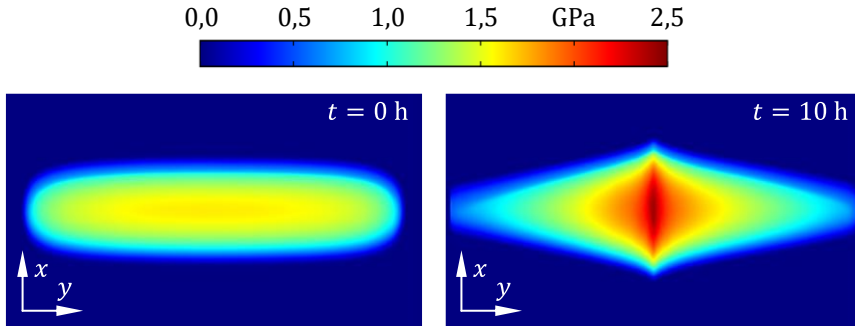


Bild 77: Gesamtdruck (zu Beginn und am Ende der Simulation).

Im initialen Zustand liegt ein annähernd elliptisches Kontaktgebiet mit einem Maximum des Kontaktdrucks im Zentrum vor. Bedingt durch die hohen Kontaktdrücke ist die PETRUSEVICH-Spitze schwach ausgeprägt. Wegen des zunehmenden Verschleißes weist der Kontaktdruck im letzten Zeitschritt eine starke Zunahme im Kontaktzentrum auf. Der Grund für das ausgeprägte Maximum des Kontaktdrucks im Kontaktzentrum liegt in dem resultierenden Verschleißprofil der Wälzkörper und Lagerscheiben, welches in Bild 78 und Bild 79 dargestellt ist.

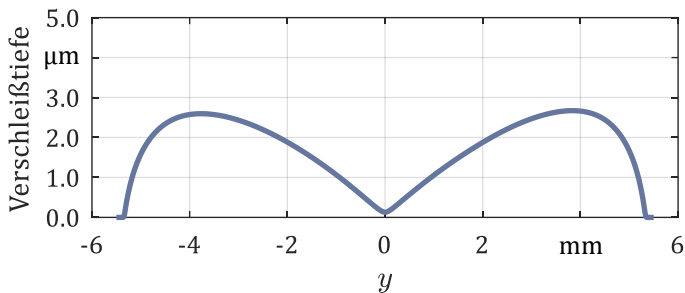


Bild 78: Resultierende Verschleißtiefe an den Rollen.

Da in der Mitte der Wälzkörper reines Rollen mit einem Slide-to-Roll Ratio von  $SRR = 0$  vorliegt, wird hier nach dem Verschleißmodell von ARCHARD kein Verschleiß berechnet.

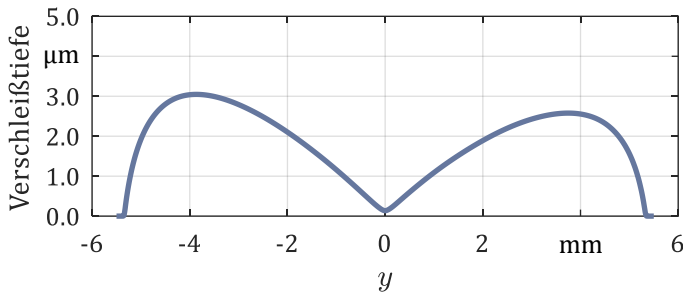


Bild 79: Resultierende Verschleißtiefe an den Lagerscheiben.

Durch die nach außen hin annähernd linear ansteigende Gleitgeschwindigkeit und die Verteilung des Festkörperkontaktendrucks, kommt es schließlich zu den dargestellten Verschleißprofilen mit zwei Mulden links und rechts des Kontaktzentrums. Dies ist der Grund für das in Bild 77 dargestellte ausgeprägte Maximum des Kontaktdrucks mit zunehmender Verschleißtiefe.

Zur Berechnung des Verschleißprofils der Wälzkörper wird die Verschleißtiefe eines Einzelkontakts zunächst in Rollrichtung, das heißt entlang der x-Achse integriert und auf den kompletten Umfang eines Wälzkörpers verteilt:

$$H_{\text{wear,W}}(Y) = 0,5 \cdot 2 \cdot \frac{\int_{\Omega_c} H_{\text{wear}}(X, Y) dX \cdot b_{\text{Hertz}}}{\pi \cdot d_W} \quad (7.20)$$

Mithilfe des Faktors 0,5 wird das gesamte Verschleißvolumen zu gleichen Teilen auf Lagerscheibe und Wälzkörper verteilt und durch den Faktor 2 wird dem identischen Kontakt eines Wälzkörpers mit zwei Lagerscheiben Rechnung getragen.

Analog dazu wird das Verschleißprofil der Lagerscheiben berechnet:

$$H_{\text{wear,S}}(Y) = 0,5 \cdot Z \cdot \frac{\int_{\Omega_c} H_{\text{wear}}(X, Y) dX \cdot b_{\text{Hertz}}}{\pi \cdot d_S(Y)} \quad (7.21)$$

Hierbei wird die Verschleißtiefe eines Einzelkontakts wiederum halbiert, mit der Anzahl der Wälzkörper  $Z$  multipliziert und auf den variablen Umfang der Lagerscheibe verteilt:

$$d_S(Y) = d_{pw} + Y \cdot b_{\text{Hertz}} \cdot \theta \quad (7.22)$$

Darin bezeichnet  $d_{pw}$  den Teilkreisdurchmesser des Lagers, das heißt den Durchmesser des Kreises, auf dem die Mittelpunkte der Wälzkörper liegen. Näherungsweise entspricht der Teilkreisdurchmesser dem mittleren Lagerdurchmesser [68].

Die etwas höheren Verschleißtiefen an der inneren Hälfte der Lagerscheiben (negative  $y$ -Richtung) erklären sich durch die Verteilung des Verschleißvolumens über einen kleineren Umfang als an den Außenseiten. Es ist zu beachten, dass bei experimentellen Untersuchungen auch in der Kontaktmitte Verschleiß durch makroskopischen Schlupf und eine Verschiebung der Rollen in radialer Richtung auftreten kann.

Aus den Verschleißprofilen lässt sich schließlich auch die resultierende Verschleißmasse bestimmen:

$$m_{\text{wear}} = Z \cdot m_{\text{wear,W}} + 2 \cdot m_{\text{wear,S}} \quad (7.23)$$

Diese setzt sich nach Gl. (7.24) und Gl. (7.25) aus der Verschleißmasse der Wälzkörper und Lagerscheiben zusammen.

$$\begin{aligned} m_{\text{wear,W}} &= \\ &= \int_{\Omega_c} H_{\text{wear,W}}(Y) \cdot \frac{b_{\text{Hertz}}^2}{r_x} dY \cdot b_{\text{Hertz}} \cdot \theta \cdot \pi \cdot d_W \cdot \rho \end{aligned} \quad (7.24)$$

$$\begin{aligned} m_{\text{wear,S}} &= \\ &= \int_{\Omega_c} H_{\text{wear,S}}(Y) \cdot \frac{b_{\text{Hertz}}^2}{r_x} dY \cdot b_{\text{Hertz}} \cdot \theta \cdot \pi \cdot d_{pw} \cdot \rho \end{aligned} \quad (7.25)$$

Für den Wälzlagerstahl 100Cr6 wurde hierbei nach [467] eine Dichte von  $\rho = 7,83 \text{ g/cm}^3$  eingesetzt. Insgesamt resultiert damit eine Verschleißmasse von

$$m_{\text{wear}} = 154 \text{ mg} \quad (7.26)$$

Abschließend werden die Ergebnisse des stochastischen Kontaktmodells und des Oberflächentopographiemodells veranschaulicht. Bild 80 zeigt die Dichtefunktion der Höhenverteilung einer äquivalenten rauen Oberfläche von Lagerscheibe und Rolle im Ausgangszustand (blau) und im Endzustand nach 3.600.000 Überrollungen (rot).

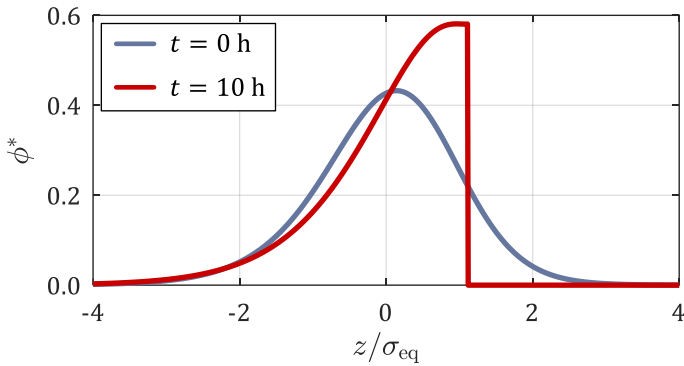


Bild 80: Dichtefunktion der Oberflächenhöhen (zu Beginn und am Ende der Simulation).

Bild 81 illustriert außerdem die Entwicklung des äquivalenten quadratischen Mittenrauwerths, welcher der Standardabweichung der Oberflächenhöhen entspricht und anhand der Dichtefunktion ermittelt werden kann:

$$S_{q,eq} = \sqrt{\sigma_{eq}^2 \cdot \int_{-\infty}^{\infty} (z^*)^2 \cdot \phi^*(z^*) dz^*} \quad (7.27)$$

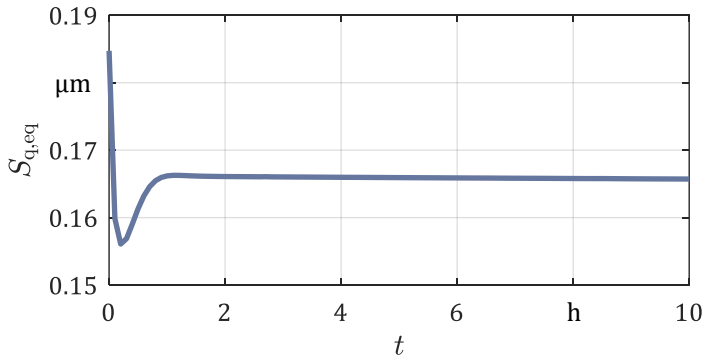


Bild 81: Zeitlicher Verlauf des äquivalenten quadratischen Mittenrauwerths.

Wie am zeitlichen Verlauf des Mittenrauwerths in Bild 81 zu erkennen ist, wurde nach etwa einer Stunde ein stationärer Zustand der Oberflächenrauheit erreicht. Damit können mithilfe des Oberflächentopographiemodells von SUGIMURA und KIMURA auch Aussagen über den Einlaufvorgang getroffen werden.

Nach Ableitung der äquivalenten Dichtefunktion der Asperitenhöhen entsprechend Gl. (2.62) können die integralen Festkörperkontaktdruckkurven

berechnet werden. In Bild 82 sind die Festkörperkontaktdruckkurven des initialen Zustands (blau) und des Endzustands der Oberflächen (rot) dargestellt. Es wird ersichtlich, dass sich der Übergang vom Zustand der Fluidreibung zum Zustand der Mischreibung – das heißt die Schmierfilmhöhe, bei welcher der erste positive Festkörperkontakt Druck auftritt – aufgrund der verschleißbedingten Veränderung der Oberflächentopographie zu einer geringeren Schmierfilmhöhe hin verschiebt.

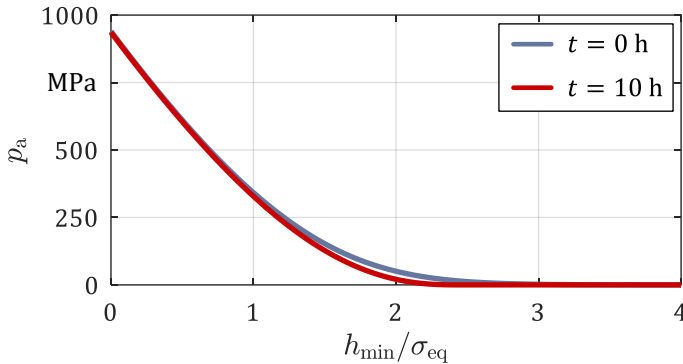


Bild 82: Integrale Festkörperkontaktdruckkurven (zu Beginn und am Ende der Simulation).

Nachdem im vorliegenden Abschnitt der Simulationsaufbau und die Simulationsergebnisse eines Axial-Zylinderrollenlagers im Mischreibungsgebiet veranschaulicht wurden, wird im Folgenden auf die Simulation eines grenzreibungsbehafteten Axial-Zylinderrollenlagers eingegangen.

### 7.1.2 Axial-Zylinderrollenlager (Grenzreibungsgebiet)

In dem vorliegenden Abschnitt soll nun das Axial-Zylinderrollenlager 81212 im Grenzreibungsgebiet mit den in Tabelle 25 dargestellten Betriebsparametern betrachtet werden.

Tabelle 26: Betriebsparameter des Axial-Zylinderrollenlagers im Grenzreibungsgebiet.

Parameter	Wert
Lagertyp	81212 (15 Wälzkörper)
Schmierstoff	PAO 6
Öltemperatur	80 °C
Axialkraft	50 kN
Drehzahl	100 min <sup>-1</sup>
Betriebsdauer	80 h

Die Drehzahl und die Betriebsdauer wurden so gewählt, dass – wie auch in Abschnitt 7.1.1 – 3.600.000 Überrollungen pro Lagerscheibe resultieren. Alle weiteren Parameter sind gegenüber der vorangegangenen Simulation unverändert. Damit beträgt die mit  $L_{\text{eff}} = 10,4$  mm berechnete maximale HERTZsche Pressung im Kontaktzentrum wiederum  $p_{\text{Hertz}} = 1456$  MPa. Der Schmierfilmhöhenparameter weist jedoch nun einen geringeren Wert von  $\lambda \approx 0,13$  auf, sodass nach TERWEY [342] davon auszugehen ist, dass sich der vorliegende Lastfall im Bereich der Grenzreibung befindet. Da der experimentell ermittelte Verschleißkoeffizient bei einem vergleichbaren Schmierfilmhöhenparameter ermittelt wurde und darüber hinaus die Bestimmung des Fitting-Parameters  $C$  sowie des kritischen Schmierfilmhöhenparameters  $\lambda_{\text{krit}}$  am Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet noch Forschungspotential aufweisen, wird auf die Anwendung der in Abschnitt 5.4 erarbeiteten Methodik zu Sicherstellung der Stetigkeit zwischen der Verschleißsimulation am Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet an dieser Stelle verzichtet.

### Simulationsaufbau

Die Werkstoffeigenschaften des Wälzlagerstahls 100Cr6 sowie die Herleitung der Kinematik des Axial-Zylinderrollenlagers können dem vorangegangenen Abschnitt entnommen werden. Im Gegensatz zur Verschleißsimulation im Mischreibungsgebiet werden jedoch die Schmierstoffeigenschaften (Dichte, Viskosität, Druck-Viskositäts-Koeffizient) in der Kontaktmodellierung nicht benötigt.

Auch die Normierung der Koordinaten und Parameter – insbesondere auch die Skalierung der  $y$ -Achse durch den Parameter  $\theta$  – bleibt gegenüber Abschnitt 7.1.1 unverändert. Das bedeutet, dass auch bei der FEM-basierten Kontaktmodellierung die Definitionen der Dehnungen und Verzerrungen entsprechend Gl. (7.16) zu modifizieren sind.

Bild 83 veranschaulicht schließlich die Geometrie des elastischen Ersatzkörpers in der FEM-basierten Kontaktsimulation sowie dessen Vernetzung, wobei sich der Modellaufbau an dem in Abschnitt 5.3.2 erarbeiteten Vorgehen orientiert. Zur Kontaktdruckberechnung wird der Penalty-Kontaktalgorithmus eingesetzt. Im Gegensatz zum EHD-Simulationsmodell wird jedoch, aufgrund eines weitaus besseren numerischen Konvergenzverhaltens, kein Ramping der Kontaktkraft oder der Verschleißtiefe benötigt.

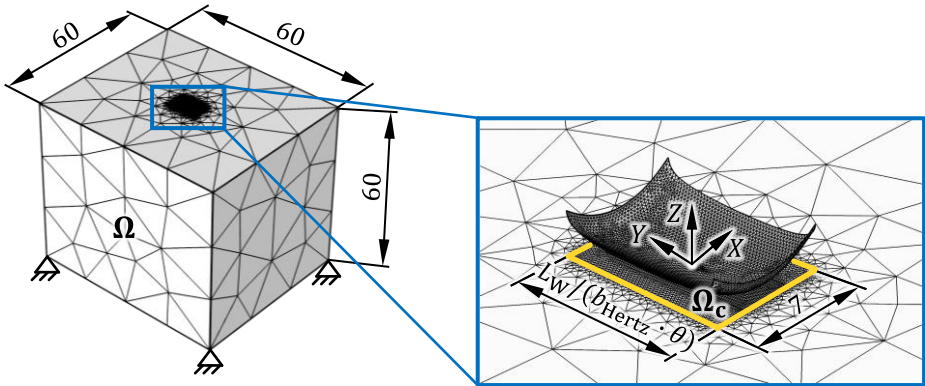


Bild 83: Geometrie und Netz des FEM-basierten Simulationsmodells für den Kontakt zwischen Rolle und Lagerscheibe.

Die Berücksichtigung der Verschleißtiefe kann über eine Anpassung der Abstandsfunktion  $G(X, Y)$  analog zur Adaption der Schmierfilmhöhengleichung nach Gl. (7.13) und Gl. (7.14) in der EHD-Simulation mischreibungsbefahreter Kontakte erfolgen:

$$G(X, Y) = G_{\text{Geometrie}}(X, Y) + \bar{\delta}(X, Y) + \underbrace{h_{\text{wear}}(Y) \cdot \frac{r_x}{b_{\text{Hertz}}^2}}_{H_{\text{wear}}(X, Y)} \quad (7.28)$$

$$\begin{aligned} G_{\text{Geometrie}}(X, Y) &= \\ &= \frac{X^2}{2} + 0,00035 \cdot d_W \cdot \ln \left( \frac{1}{1 - \left( \frac{2 \cdot Y \cdot b_{\text{Hertz}} \cdot \theta}{L_W} \right)^2} \right) \cdot \frac{r_x}{b_{\text{Hertz}}^2} \end{aligned} \quad (7.29)$$

Alternativ dazu kann auch entsprechend Abschnitt 5.3.2 eine Adaption der KARUSH-KUHN-TUCKER Kontaktbedingungen implementiert werden. Beide Methoden erweisen sich bei der Kontaktmodellierung innerhalb der Verschleißsimulation als geeignet.

Die Verschleißberechnung erfolgt weiterhin anhand des Verschleißmodells von ARCHARD mit dem in Abschnitt 6.2 experimentell ermittelten Verschleißkoeffizienten von  $k_{bl} = 1,22 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ .

Als Zeitschrittweite wird ein Wert von  $\Delta t = 1 \text{ h}$  gewählt. Das heißt es werden insgesamt 80 einzelne Kontakt-Simulationen durchgeführt.

## Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Verschleißsimulation für das grenzreibungsbehaftete Axial-Zylinderrollenlager präsentiert und diskutiert. Bild 84 kann der Kontaktdruck im Kontaktzentrum zum Zeitpunkt  $t = 0$  entnommen werden. Der Druckverlauf wurde im Kontaktzentrum, das heißt bei  $y = 0$  ausgewertet. Es zeigt sich ein HERTZ-ähnlicher Druckverlauf im initialen Zustand entlang der  $x$ -Achse.

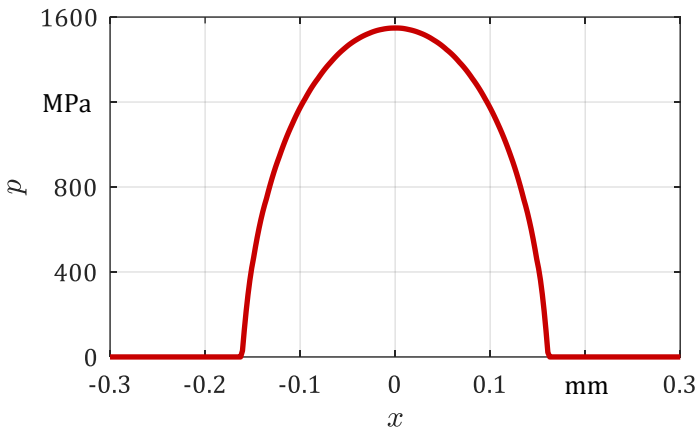


Bild 84: Initialer Druckverlauf entlang der  $x$ -Achse.

Der gesamte Kontaktdruck im initialen und Endzustand nach 3.600.000 Überrollungen pro Lagerscheibe bzw. nach 10 h Laufzeit kann Bild 85 entnommen werden. Ähnlich wie im mischreibungsbehafteten Fall liegt zunächst ein annähernd elliptisches Kontaktgebiet vor. Mit zunehmendem Verschleiß zeigt sich ein – im Vergleich zum Mischreibungsgebiet – stärker ausgeprägtes Maximum des Kontaktdrucks im Zentrum, bedingt durch das sich ausbildende Verschleißprofil von Lagerscheiben und Rollen.

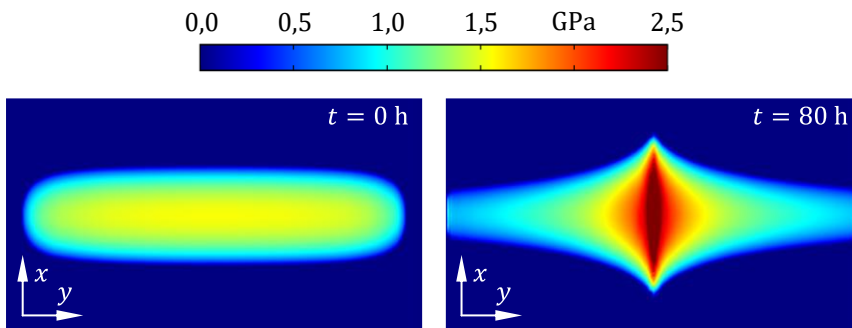


Bild 85: Kontaktdruck (zu Beginn und am Ende der Simulation).

Die folgenden Diagramme in Bild 86 und Bild 87 illustrieren wiederum das Verschleißprofil der Lagerscheiben und Rollen im Endzustand.

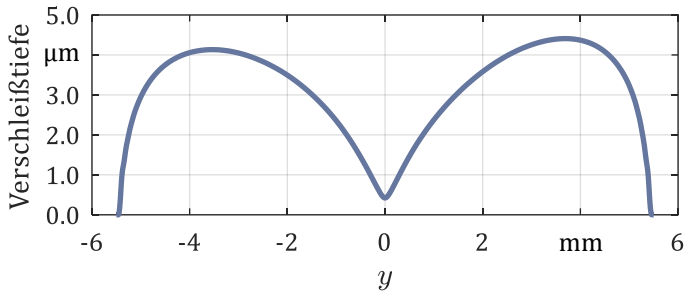


Bild 86: Resultierende Verschleißtiefe an den Rollen.

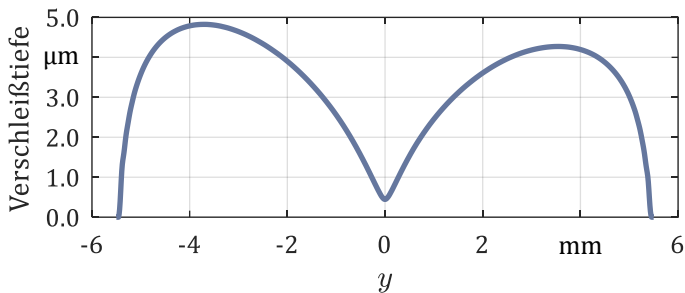


Bild 87: Resultierende Verschleißtiefe an den Lagerscheiben.

Qualitativ zeigt sich ein vergleichbarer Verlauf der Verschleißprofile wie im mischreibungsbehafteten Anwendungsfall: Aufgrund des Slide-to-Roll Ratio von  $SRR = 0$  bei  $y = 0$ , wird in der Kontaktmitte erneut nach dem Verschleißmodell von ARCHARD kein Verschleiß berechnet. Außerdem resultieren durch die Überlagerung von Kontaktdruck und Gleitgeschwindigkeit schließlich die dargestellten Profilverläufe mit erneut zwei Mulden links und rechts des Kontaktzentrums. Quantitativ zeigt sich – wie zu erwarten – eine größere Verschleißtiefe als im mischreibungsbehafteten Anwendungsfall.

Insgesamt resultiert eine Verschleißmasse von

$$m_{\text{wear}} = 281 \text{ mg} \quad (7.30)$$

und somit, bedingt durch den verschwindenden hydrodynamischen Druck, eine um 83 % höhere Verschleißmasse als in Abschnitt 7.1.1.

### 7.1.3 Radial-Rillenkugellager (Mischreibungsgebiet)

Nachdem in beiden vorangegangenen Abschnitten jeweils ein Axial-Zylinderrollenlager simuliert wurde, soll nun das Radial-Rillenkugellager 6211 im Mischreibungsgebiet mit den in Tabelle 27 festgehaltenen Betriebsparametern betrachtet werden.

Tabelle 27: Betriebsparameter des Radial-Rillenkugellagers im Mischreibungsgebiet.

Parameter	Wert
Lagertyp	6211 (10 Wälzkörper)
Schmierstoff	PAO 6
Öltemperatur	80 °C
Radialkraft	1,5 kN
Drehzahl (Außenring)	0 min <sup>-1</sup>
Drehzahl (Innenring)	500 min <sup>-1</sup>
Betriebsdauer	500 h

Mit den gewählten Betriebsparametern resultiert am Außenring eine maximale HERTZsche Pressung an der höchstbelasteten Stelle der Lastzone von  $p_{\text{Hertz}} = 1476 \text{ MPa}$  und der Schmierfilmhöhenparameter weist einen Wert von  $\lambda \approx 0,87$  auf. Am Innenring beträgt die maximale HERTZsche Pressung an der höchstbelasteten Stelle der Lastzone  $p_{\text{Hertz}} = 1411 \text{ MPa}$  und Schmierfilmhöhenparameter weist einen Wert von  $\lambda \approx 0,76$  auf.

Zur Berechnung des Schmierfilmhöhenparameters wurde entsprechend DIN 5401 [495] für die Wälzkörper ein quadratischer Mittenrauwert von  $R_q \approx 0,025 \text{ }\mu\text{m}$  und für die Laufbahnen der Lagerringe ein quadratischer Mittenrauwert von  $R_q \approx 0,065 \text{ }\mu\text{m}$  angenommen. Damit resultiert eine äquivalente Rauheit von  $R_{q,\text{eq}} \approx 0,07 \text{ }\mu\text{m}$ .

#### Simulationsaufbau

Die Werkstoffeigenschaften des Wälzlagerstahls 100Cr6 und die Schmierstoffeigenschaften des Polyalphaolefins PAO 6 können Abschnitt 7.1.1 entnommen werden. Im Unterschied zu dem darin betrachteten Axiallager weist das hier zu analysierende Radiallager allerdings nun keine zeitlich konstante Belastung der Wälzkörper, sondern – bedingt durch das Durchlaufen einer Lastzone sowie einer lastfreien Zone – eine zeitlich variable Wälzkörperbelastung auf. Die vom Umfangswinkel abhängige Wälzkörperbelastung lässt sich anhand der in DIN 26281 [490] genormten Berechnungsmethode ermitteln.

Allgemein ergibt sich die Belastung eines Wälzkörpers aus dem Produkt der Federzahl  $c_p$  eines Wälzkörpers mit seiner Einfederung  $\delta$ :

$$Q = c_p \cdot \delta^{3/2} \quad (7.31)$$

Zur Berechnung der Federzahl wird das Achsenverhältnis  $\chi$  sowie die elliptischen Integrale 1. Ordnung ( $N$ ) und 2. Ordnung ( $M$ ) nach HERTZ benötigt:

$$c_p = 1,48 \cdot \frac{E}{1 - \nu^2} \cdot \left[ N(\chi_i) \cdot \sqrt[3]{\frac{\sum \rho_i}{\chi_i^2 \cdot M(\chi_i)}} + N(\chi_a) \cdot \sqrt[3]{\frac{\sum \rho_a}{\chi_a^2 \cdot M(\chi_a)}} \right] \quad (7.32)$$

Zur Bestimmung der drei unbekannt Parameter sind die voneinander unabhängigen Gl. (2.19) – Gl. (2.21) mithilfe der folgenden Geometriebeiwerte für den Außen- und Innenringkontakt zu lösen:

$$\cos(\tau_a) = \frac{\left( \frac{-\gamma}{1 + \gamma} + \frac{d_W}{2 \cdot r_a} \right)}{\left( 2 - \frac{\gamma}{1 + \gamma} - \frac{d_W}{2 \cdot r_a} \right)} \quad (7.33)$$

$$\cos(\tau_i) = \frac{\left( \frac{\gamma}{1 - \gamma} + \frac{d_W}{2 \cdot r_i} \right)}{\left( 2 + \frac{\gamma}{1 - \gamma} - \frac{d_W}{2 \cdot r_i} \right)} \quad (7.34)$$

Hier bezeichnet  $\gamma$  einen Hilfwert:

$$\gamma = \frac{d_W \cdot \cos(\alpha)}{d_{pw}} \quad (7.35)$$

Darüber hinaus werden zur Berechnung der Federzahl die Summen der Krümmungen benötigt:

$$\sum \rho_a = \frac{2}{d_W} \cdot \left( 2 - \frac{\gamma}{1 + \gamma} - \frac{d_W}{2 \cdot r_a} \right) \quad (7.36)$$

$$\sum \rho_i = \frac{2}{d_W} \cdot \left( 2 + \frac{\gamma}{1 - \gamma} - \frac{d_W}{2 \cdot r_i} \right) \quad (7.37)$$

Neben der Federzahl ist zur Bestimmung der auf die Wälzkörper wirkenden Last zudem die Einfederung jedes Wälzkörpers nach Gl. (7.38) zu berechnen.

$$\delta_j = \max \left[ \sqrt{\left( A \cdot \cos(\alpha_0) + \delta_r \cdot \cos(\varphi_j) \right)^2 + \left( A \cdot \sin(\alpha_0) + \delta_a + R'_i \cdot \sin(\psi) \cdot \cos(\varphi_j) \right)^2} - A ; 0 \right] \quad (7.38)$$

Darin bezeichnet  $A$  den Abstand der Mittelpunkte der Laufbahnkrümmungen von Radial-Kugellagern bei lastfreier axialer Anstellung:

$$A = r_i + r_a - d_W \quad (7.39)$$

Der Ausgangs-Berührungswinkel  $\alpha_0$  berechnet sich aus dem Abstand der Mittelpunkte der Laufbahnkrümmungen sowie dem radialen Betriebsspiel des Wälzlagers  $s_B$ :

$$\alpha_0 = \arccos \left( 1 - \left( \frac{s_B}{2 \cdot A} \right) \right) \quad (7.40)$$

Der Abstand vom Mittelpunkt der Laufbahnkrümmung der inneren Laufbahnrinne zur Lagermitte folgt aus:

$$R'_i = \frac{d_{pw}}{2} + \left( r_i - \frac{d_W}{2} \right) \cdot \cos(\alpha_0) \quad (7.41)$$

Bild 88 kann eine Illustration der genannten Größen entnommen werden. Da sowohl die relative radiale Verlagerung  $\delta_r$ , die axiale Verlagerung  $\delta_a$  der beiden Lagerringe als auch der Verkippungswinkel  $\psi$  zwischen Innenring und Außenring unbekannt sind, ist das aus Gl. (7.42) – Gl. (7.44) gebildete Gleichungssystem aus den Gleichgewichtsbedingungen für die am Lagering wirkenden äußeren Kräfte und Momente und den Reaktionskräften der Wälzkörper iterativ zu lösen, um die drei unbekannt Parameter zu erhalten.

$$F_r - c_p \cdot \sum_{j=1}^Z \delta_j^{3/2} \cdot \cos(\alpha_j) \cdot \cos(\varphi_j) = 0 \quad (7.42)$$

$$F_a - c_p \cdot \sum_{j=1}^Z \delta_j^{3/2} \cdot \sin(\alpha_j) = 0 \quad (7.43)$$

$$M_z - \left( \frac{d_{pw}}{2} \right) \cdot c_p \cdot \sum_{j=1}^Z \delta_j^{3/2} \cdot \sin(\alpha_j) \cdot \cos(\varphi_j) = 0 \quad (7.44)$$

Darin bezeichnet  $\alpha_j$  den Betriebs-Berührungswinkel des j-ten Wälzkörpers:

$$\alpha_j = \operatorname{atan} \left( \frac{A \cdot \sin(\alpha_0) + \delta_a + R_i' \cdot \sin(\psi) \cdot \cos(\varphi_j)}{A \cdot \cos(\alpha_0) + \delta_r \cdot \cos(\varphi_j)} \right) \quad (7.45)$$

und  $\varphi_j$  den Lagewinkel des j-ten Wälzkörpers.

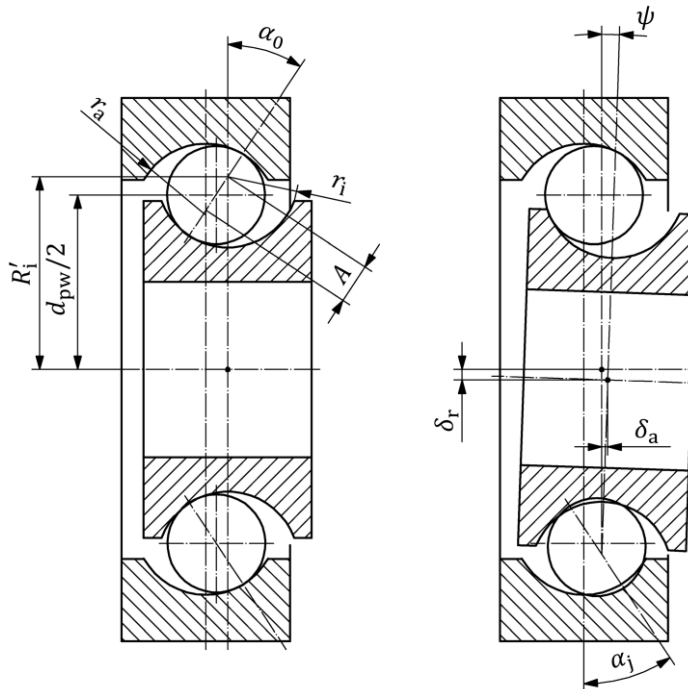


Bild 88: Geometrische Hilfsgrößen nach DIN 26281.

Für die in Tabelle 27 aufgeführten Betriebsparameter wurde entsprechend der oben aufgeführten Formeln die in Bild 89 dargestellte Lastverteilung mithilfe der Software MATLAB<sup>®</sup> berechnet. Hierfür wurde ein radiales Betriebsspiel von  $s_B = 0,01$  mm entsprechend der Lagerluftgruppe CN [496] angenommen. Der höchstbelastete Wälzkörper erfährt demnach eine Last von  $Q_{\max} = 729$  N bei  $\varphi = 0^\circ$  und die Lastzone umspannt einen Winkel von  $\varphi_{\text{Last}} = 152^\circ$ . Letzterer kann ermittelt werden, indem in Gl. (7.38) der Winkel  $\varphi$  gesucht wird, bei welchem die Einfederung  $\delta$  zum ersten Mal den Wert Null aufweist.

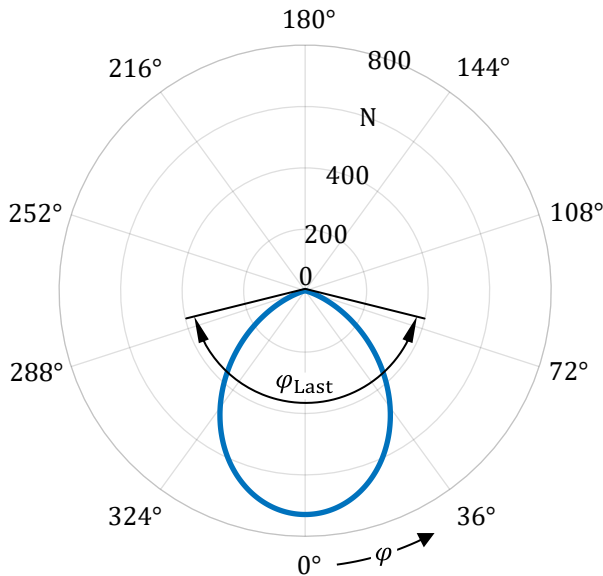


Bild 89: Berechnete Lastverteilung für das Lager 6211 nach DIN 26281.

Neben der Kenntnis der Lastverteilung im Radial-Rillenkugellager ist für die Verschleißberechnung auch die Gleitgeschwindigkeit bzw. der Gleitweg im Wälzkörper/Laufbahn-Kontakt von Bedeutung. Aus diesem Grund wurde der Differentialschlupf nach HARRIS et al. [52, 53, 71] berechnet. Es sei angemerkt, dass hierbei die x-Achse und die y-Achse im Vergleich zu Kontaktsimulation vertauscht sind. Aus Gründen der Vergleichbarkeit mit den Formeln aus der Literatur wurde im Folgenden die Anordnung der Koordinatenachsen beibehalten.

Für den in Bild 90 dargestellten Außenring-Kontakt ergibt sich die relative Winkelgeschwindigkeit des Außenrings in Bezug auf den im Raum fixierten Wälzkörpersatz:

$$\omega_a = 2 \cdot \pi \cdot n_a - \omega_m \quad (7.46)$$

Hier bezeichnet  $n_a$  die absolute Drehzahl des Außenrings und  $\omega_m$  die Winkelgeschwindigkeit des Käfigs. Die auf die relative Winkelgeschwindigkeit des Außenrings bezogene Winkelgeschwindigkeit der Kugel um die eigene Achse folgt aus nachstehender Gleichung:

$$\frac{\omega_r}{\omega_a} = \frac{\left(\frac{d_{pw}}{2}\right) + r'_a \cdot \cos(\alpha_a)}{r'_a \cdot (\cos(\beta) \cos(\beta') \cos(\alpha_a) + \sin(\beta) \sin(\alpha_a))} \quad (7.47)$$

Darin bezeichnet  $r'_a$  den Rollradius, bei welchem kein Gleiten auftritt:

$$r'_a = \sqrt{R_a^2 - x_{0,a}^2} - \sqrt{R_a^2 - a_a^2} + \sqrt{\left(\frac{d_w}{2}\right)^2 - a_a^2} \quad (7.48)$$

Darüber hinaus bezeichnet  $\alpha_a$  den Berührungswinkel am Außenring, welcher bei einem Radial-Rillenkugellager zu  $\alpha_a = 0^\circ$  gesetzt werden kann. Weiterhin benennen  $\beta$  und  $\beta'$  den Nick-Winkel (engl.: pitch-angle) bzw. Gier-Winkel (engl.: yaw-angle), welche im Falle eines Radial-Rillenkugellagers ebenfalls zu  $\beta = \beta' = 0^\circ$  angenommen werden können.

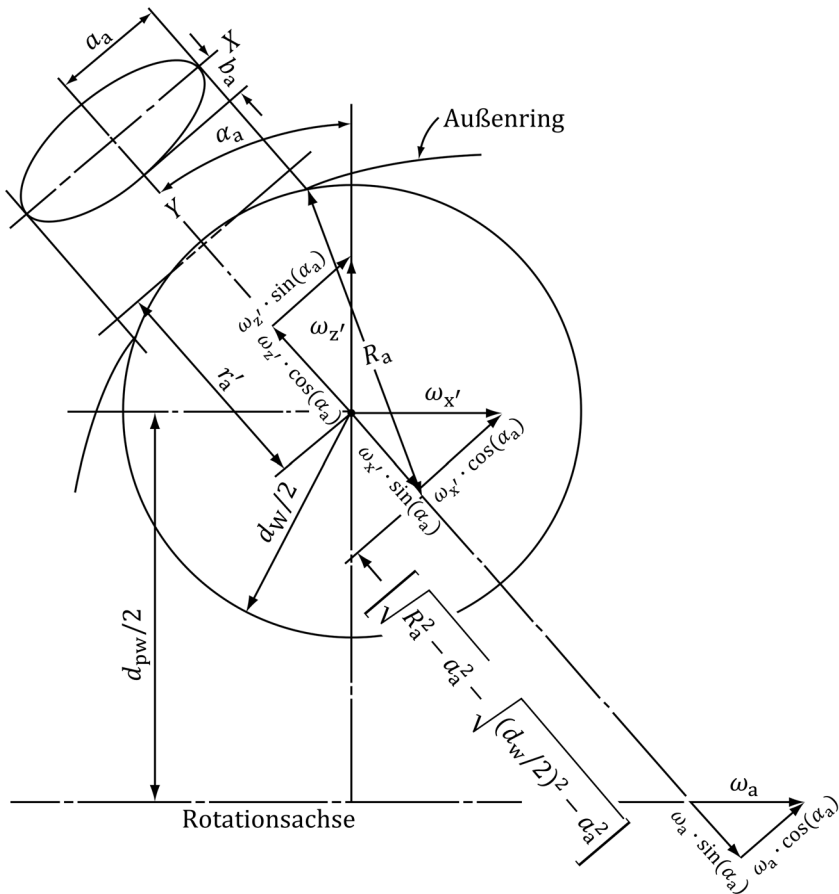


Bild 90: Außenring-Kontakt am Radial-Rillenkugellager nach [53].

Nach [497, 498] liegt der Rolllinienabstand  $x_{0,a}$ , das heißt der Abstand des Kontaktzentrums zu den beiden Punkten reinen Rollens am Rollradius, bei etwa 35 % der HERTZschen Halbachse, siehe Gl. (7.49).

$$x_{0,a} = 0,35 \cdot a_a \quad (7.49)$$

Zuletzt berechnet sich der Radius der verformten Kontaktoberfläche am Außenring wie folgt:

$$R_a = \frac{2 \cdot r_a \cdot d_W}{2 \cdot r_a + d_W} \quad (7.50)$$

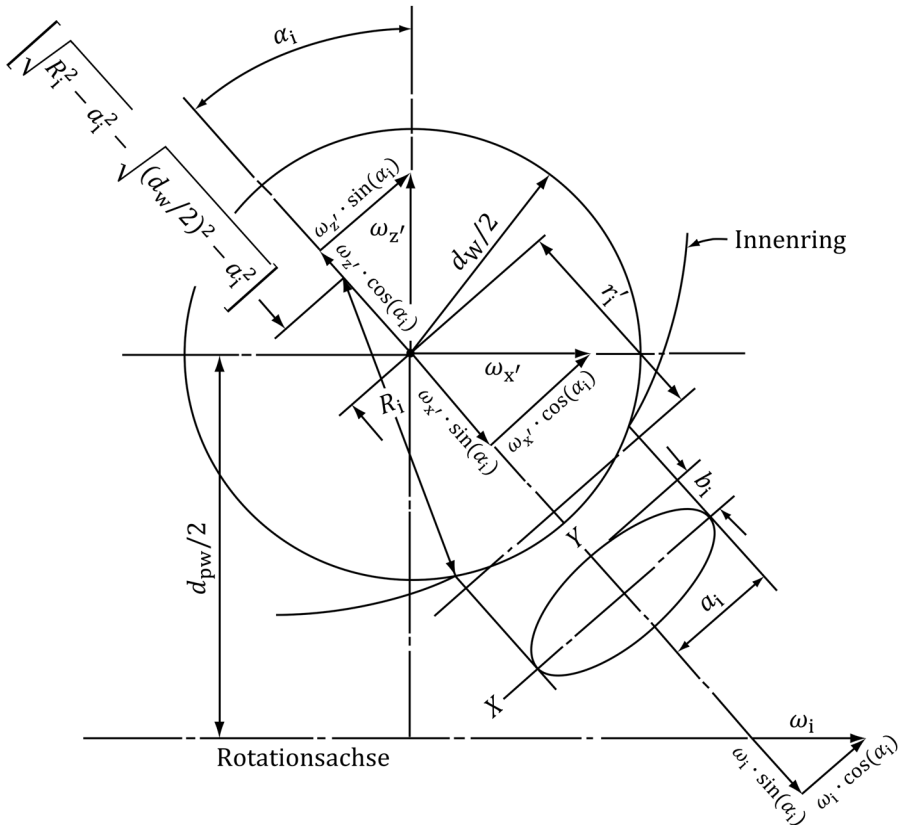


Bild 91: Innenring-Kontakt am Radial-Rillenkugellager nach [53].

Analog zum Außenring-Kontakt ergibt sich für den in Bild 91 dargestellten Innenring-Kontakt die relative Winkelgeschwindigkeit des Innenrings bei einem im Raum fixierten Wälzkörpersatz:

$$\omega_i = 2 \cdot \pi \cdot n_i - \omega_m \quad (7.51)$$

Die auf die relative Winkelgeschwindigkeit des Innenrings bezogene Winkelgeschwindigkeit der Kugel um ihre eigene Achse lässt sich anhand von Gl. (7.52) ermitteln.

$$\frac{\omega_r}{\omega_i} = \frac{-\left(\frac{d_{pw}}{2}\right) + r_i' \cdot \cos(\alpha_i)}{r_i' \cdot (\cos(\beta) \cos(\beta') \cos(\alpha_i) + \sin(\beta) \sin(\alpha_i))} \quad (7.52)$$

Der Rollradius am Innenring leitet sich wie folgt ab:

$$r_i' = \sqrt{R_i^2 - x_{0,i}^2} - \sqrt{R_i^2 - a_i^2} + \sqrt{\left(\frac{d_W}{2}\right)^2 - a_i^2} \quad (7.53)$$

Wiederum liegt der Rolllinienabstand  $x_{0,i}$ , das heißt der Abstand des Kontaktzentrums zu den beiden Punkten reinen Rollens am Rollradius, in guter Näherung bei etwa 35 % der HERTZschen Halbachse:

$$x_{0,i} = 0,35 \cdot a_i \quad (7.54)$$

Schließlich berechnet sich der Radius der verformten Kontaktoberfläche am Innenring nach folgender Gleichung:

$$R_i = \frac{2 \cdot r_i \cdot d_W}{2 \cdot r_i + d_W} \quad (7.55)$$

Die Größe der HERTZschen Halbachsen am Außen- und Innenring-Kontakt werden dabei entsprechend Kapitel 2.2 bestimmt. Somit kann das aus Gl. (7.46) und Gl. (7.47) für den Außenring-Kontakt sowie Gl. (7.51) und Gl. (7.52) für den Innenring-Kontakt gebildete Gleichungssystem verwendet werden, um die unbekanntenen Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_a$ ,  $\omega_i$ ,  $\omega_m$  und  $\omega_r$  zu bestimmen.

In einem letzten Schritt wird mithilfe der ermittelten Winkelgeschwindigkeiten die Gleitgeschwindigkeit am Außen- und Innenring berechnet:

$$v_a = -\frac{d_{pw} \cdot \omega_a}{2} + \left\{ (R_a^2 - x_a^2)^{0,5} - (R_a^2 - a_a^2)^{0,5} + \left[ \left(\frac{d_W}{2}\right)^{0,5} - a_a^2 \right] \right\} \cdot \left( \frac{\omega_r}{\omega_a} \cos(\beta) \cos(\beta') \cos(\alpha_a) + \frac{\omega_r}{\omega_a} \sin(\beta) \sin(\alpha_a) - \cos(\alpha_a) \right) \cdot \omega_a \quad (7.56)$$

$$v_i = -\frac{d_{pw} \cdot \omega_i}{2} + \left\{ (R_i^2 - x_i^2)^{0,5} - (R_i^2 - a_i^2)^{0,5} + \left[ \left(\frac{d_W}{2}\right)^{0,5} - a_i^2 \right] \right\} \cdot \left( \frac{\omega_r}{\omega_i} \cos(\beta) \cos(\beta') \cos(\alpha_i) + \frac{\omega_r}{\omega_i} \sin(\beta) \sin(\alpha_i) - \cos(\alpha_i) \right) \cdot \omega_i \quad (7.57)$$

Bild 92 und Bild 93 illustrieren die für die in Tabelle 27 aufgeführten Betriebsbedingungen resultierenden Gleitgeschwindigkeiten am Außen- und Innenring des Radial-Rillenkugellagers 6211 für den höchstbelasteten Kontakt innerhalb der Lastzone. Zu erkennen sind jeweils zwei Punkte reinen Rollens (am Rollradius), welche keine Gleitgeschwindigkeit aufweisen.

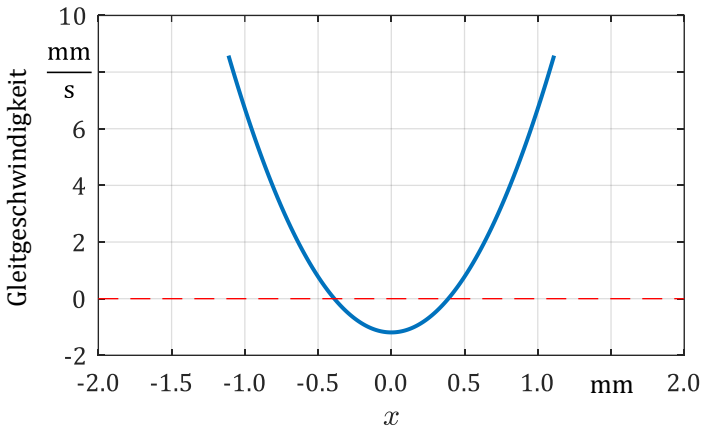


Bild 92: Differentialschlupf am Außenring.

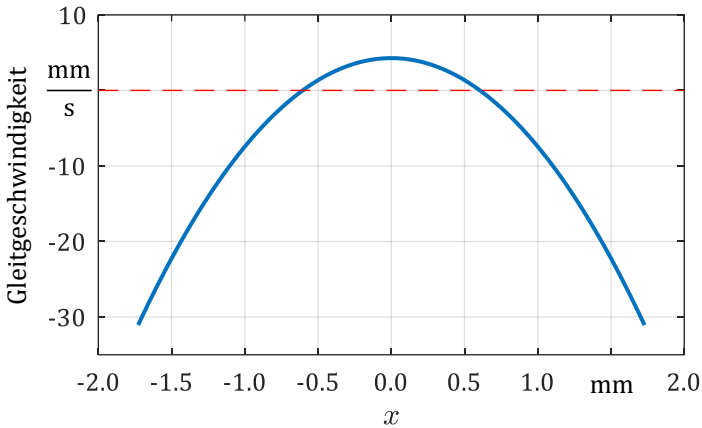


Bild 93: Differentialschlupf am Innenring.

Die für die Kontaktmodellierung und Berechnung der HERTZschen Parameter erforderlichen Krümmungsradien von Grund- und Gegenkörper ergeben sich am Außenring-Kontakt nach Gl. (7.58).

$$\begin{aligned}
 r_{11} &= \frac{d_W}{2} \\
 r_{12} &= \frac{d_W}{2} \\
 r_{21} &= -0,5 \cdot \left( \frac{d_{pw}}{\cos(\alpha_a)} + d_W \right) \\
 r_{22} &= -r_a
 \end{aligned} \tag{7.58}$$

In gleicher Weise resultiert Gl. (7.59) für den Innenring-Kontakt.

$$\begin{aligned}
 r_{11} &= \frac{d_W}{2} \\
 r_{12} &= \frac{d_W}{2} \\
 r_{21} &= 0,5 \cdot \left( \frac{d_{pw}}{\cos(\alpha_i)} - d_W \right) \\
 r_{22} &= -r_i
 \end{aligned} \tag{7.59}$$

Wie auch bei der Kontaktsimulation des Axial-Zylinderrollenlagers wird auch beim Radial-Rillenkugellager die Normierung von x- und y-Achse unterschiedlich definiert:

$$\begin{aligned}
 X &= \frac{x}{a_x} & Y &= \frac{y}{a_y} & Z &= \frac{z}{a_x} \\
 P &= \frac{p}{p_{\text{Hertz}}} & H &= \frac{h \cdot r_x}{a_x^2} & \bar{\delta} &= \frac{\delta \cdot r_x}{a_x^2}
 \end{aligned} \tag{7.60}$$

Dabei gilt für die äquivalenten Krümmungsradien in x- und y-Richtung:

$$r_x = \left( \frac{1}{r_{11}} + \frac{1}{r_{21}} \right)^{-1} ; \quad r_y = \left( \frac{1}{r_{12}} + \frac{1}{r_{22}} \right)^{-1} \tag{7.61}$$

Durch die Normierung der y-Achse auf die HERTZsche Halbachse  $a_y$  nach Gl. (7.60) wird das Kontaktgebiet in y-Richtung um den Faktor  $\theta$  gestaucht und es resultiert ein annähernd kreisförmiges Kontaktgebiet. Es gilt für den Skalierungsfaktor  $\theta$ :

$$\theta = \frac{a_y}{a_x} \tag{7.62}$$

Bedingt durch den Skalierungsfaktor  $\theta$  ist die REYNOLDSsche Differentialgleichung entsprechend Gl. (7.12) zu modifizieren und darüber hinaus um einen Kavitationsalgorithmus sowie zur numerischen Stabilisierung mit dem *Galerkin-Least-Squares* Algorithmus (GLS) und der Methode der *isotropen Diffusion* (ID) zu erweitern. Weiterhin sind die Definitionen der Dehnungen und Verzerrungen analog zu Gl. (7.16) anzupassen.

Die Schmierfilmhöhengleichung berücksichtigt sowohl den Verschleiß der Laufbahnen als auch die verschleißbedingte Abnahme des Durchmessers der Wälzkörper:

$$H(X, Y) = H_0 + H_{\text{Geometrie}}(X, Y) + \bar{\delta}(X, Y) + \underbrace{h_{\text{wear}}(Y) \cdot \frac{r_x}{a_x^2}}_{H_{\text{wear}}(X, Y)} \quad (7.63)$$

$$H_{\text{Geometrie}}(X, Y) = \frac{X^2}{2} \cdot \frac{r_x}{r_{x,\text{wear}}} + \frac{Y^2}{2} \cdot \frac{r_x}{r_{y,\text{wear}}} \cdot \theta^2 \quad (7.64)$$

Durch die Einbeziehung der verschleißbedingten Abnahme des Durchmessers der Wälzkörper in der Verschleißsimulation sind auch die äquivalenten Krümmungsradien entsprechend Gl. (7.65) anzupassen.

$$r_{x,\text{wear}} = \left( \frac{2}{d_{W,\text{wear}}} + \frac{1}{r_{21}} \right)^{-1} ; \quad r_{y,\text{wear}} = \left( \frac{2}{d_{W,\text{wear}}} + \frac{1}{r_{22}} \right)^{-1} \quad (7.65)$$

Des Weiteren wirkt sich die Skalierung der y-Achse durch den Skalierungsfaktor  $\theta$  auch auf das Kräftegleichgewicht aus, welches sich nun in folgender Form schreiben lässt:

$$\int_{\Omega_c} \left( P(H(X, Y)) + P_a(H(X, Y)) \right) \cdot p_{\text{Hertz}} \cdot a_x^2 \cdot \theta \, dX \, dY = F \quad (7.66)$$

Ähnlich wie bei der EHD-Simulation des im Mischreibungsgebiet betriebenen Axial-Zylinderrollenlagers, wird auch beim Radial-Rillenkugellager zur Verbesserung des Konvergenzverhaltens ein Ramping der Normalkraft  $F$  und der Verschleißtiefe  $H_{\text{wear}}$  über die in COMSOL Multiphysics® implementierte Parametersteuerung „Auxiliary Sweep“ entsprechend Gl. (7.17) und Gl. (7.18) durchgeführt.

Trotz der zeitlich variablen Wälzkörperlast wird zur Einsparung von Rechenzeit keine transiente, sondern eine quasistationäre Verschleißsimulation durchgeführt, indem eine Kontaktsimulation an fünf gleichmäßig in der Lastzone verteilten Punkten entsprechend Bild 94 durchgeführt wird.

Die Wälzkörperlast kann hierfür anhand von Gl. (7.31), Gl. (7.32) sowie Gl. (7.38) an fünf gleichmäßig in der Lastzone verteilten Winkeln  $\varphi$  ausgewertet werden.

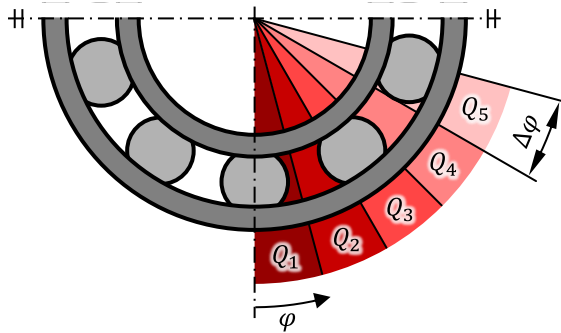


Bild 94: Wälzkörperlasten der quasistatischen Kontaktberechnung.

Damit werden für jeden Zeitschritt jeweils fünf EHD-Simulationen für den Innenring und den Außenring durchgeführt und die anteiligen Verschleißvolumina berechnet. Aufgrund des stillstehenden Außenrings weist dieser in der Lastzone eine variable Verschleißtiefe und außerhalb der Lastzone keinen Verschleiß auf. Am sich drehenden Innenring wird das berechnete Verschleißvolumen auf den gesamten Umfang verteilt. Bild 95 illustriert die Einbindung der in diesem Abschnitt erläuterten Berechnungsmethoden zur Lastverteilung und der Lagerkinematik innerhalb der Verschleißsimulation.

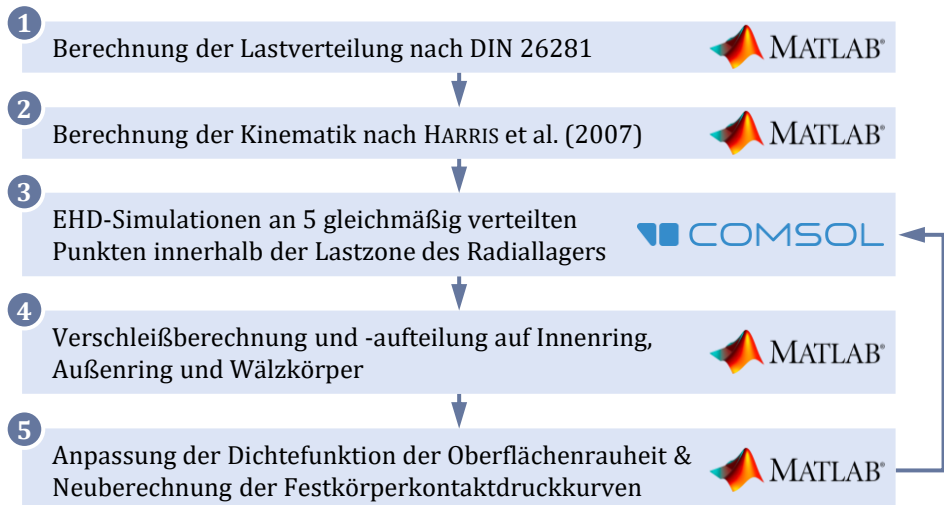


Bild 95: Integration der Berechnungsmodelle zur Lastverteilung und Lagerkinematik in die Verschleißsimulation.

Im Übrigen orientieren sich Geometrie und Vernetzung des EHD-Modells an dem in Bild 75 für das mischreibungsbehaftete Axial-Zylinderrollenlager dargestellten Aufbau. Es sei weiterhin angemerkt, dass innerhalb der EHD-Simulation jeweils auf die aktuellen HERTZschen Parameter des zu berechnenden Kontakts normiert wird. Beim Export der Kontaktdrücke aus der EHD-Simulation zur Verschleißberechnung werden jedoch die Normierungen aller Koordinaten und Kontaktdrücke auf die HERTZschen Parameter des höchstbelasteten Außenring-Kontakts umgerechnet, damit eine einheitliche Normierung für die Verschleißberechnung vorliegt.

Wie auch in Abschnitt 7.1.1 werden die integralen Festkörperkontaktdruckkurven mittels des Modells von JACKSON und GREEN berechnet. Weiterhin kommt das Oberflächentopographiemodell von SUGIMURA und KIMURA zum Einsatz, um die verschleißbedingte Änderung der Dichtefunktion der Oberflächen- und Asperitenhöhen für das stochastische Kontaktmodell abzuleiten. Da für das Radial-Rillenkugellager allerdings keine Messdaten der Oberflächenrauheiten vorliegen, wurde ein äquivalenter quadratischer Mittenrauwert von  $R_{q,eq} \approx 0,07 \mu\text{m}$  und ein äquivalenter Asperitenkrümmungsradius von  $\beta_{eq} = 10 \mu\text{m}$  angenommen. Weiterhin legen Untersuchungen von GREENWOOD und WILLIAMSON [111] für technische Oberflächen einen Wert von  $\eta \cdot \beta \cdot \sigma \approx 0,05$  nahe. Davon ausgehend wurde die äquivalente Asperitendichte  $\eta_{eq}$  abgeleitet. Die spektralen Momente wurden anhand von Gl. (2.50) sowie Gl. (2.63) und Gl. (2.64) berechnet.

Die Verschleißberechnung erfolgt wiederum anhand des Verschleißmodells von ARCHARD mit dem in Abschnitt 6.2 experimentell ermittelten Verschleißkoeffizienten von  $k_{bl} = 1,22 \cdot 10^{-7} \text{ mm}^3/(\text{Nm})$ .

Als Zeitschrittweite wird ein Wert von  $\Delta t = 25 \text{ h}$  gewählt. Damit resultieren insgesamt 20 Zeitschritte, wobei in jedem Zeitschritt jeweils fünf EHD-Simulationen am Außenring/Wälzkörper- sowie am Innenring/Wälzkörper-Kontakt durchgeführt werden.

## Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Verschleißsimulation für das mischreibungsbehaftete Radial-Rillenkugellager präsentiert und diskutiert. In Bild 96 und Bild 97 ist jeweils der initiale Kontaktdruck des höchstbelasteten Außen- und Innenringkontakts dargestellt. Im Vergleich zum Axial-Zylinderrollenlager aus Abschnitt 7.1.1 weisen die Kontakte von Laggerring und Wälzkörpern diesmal mit einem Maximum des Festkörperkontaktendrucks von etwa  $p_a \approx 250 \text{ MPa}$  einen geringeren Festkörpertraganteil auf.

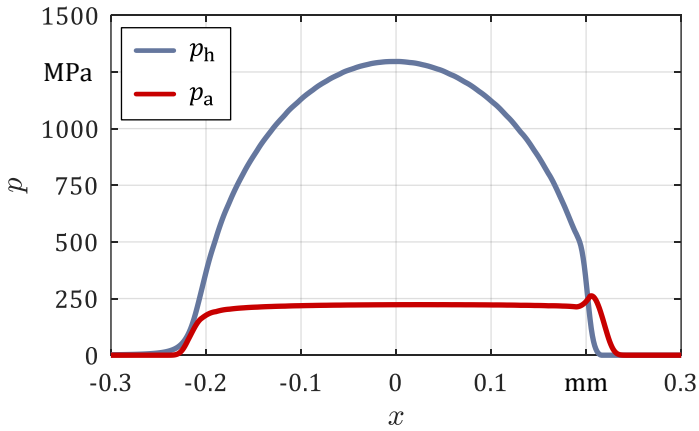


Bild 96: Initialer Druckverlauf entlang der x-Achse (höchstbelasteter Außenring-Kontakt).

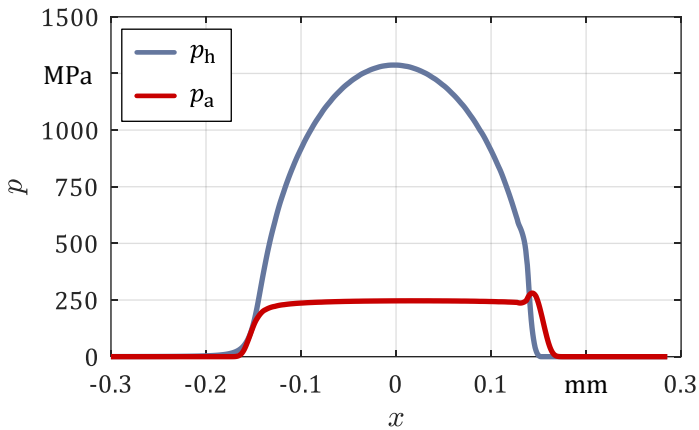


Bild 97: Initialer Druckverlauf entlang der x-Achse (höchstbelasteter Innenring-Kontakt).

Weiterhin kann den zweidimensionalen Druckverläufen entnommen werden, dass der Außenring-Kontakt in x-Richtung eine weitere Ausdehnung aufweist. Die Breite des Kontaktgebietes in y-Richtung ist hingegen am Innenring-Kontakt größer als am Außenring-Kontakt.

Der gesamte Kontaktdruck im initialen Zustand und am Ende der berechneten Laufzeit von  $t = 500$  h ist in Bild 98 dargestellt. Zu beachten ist hierbei, dass durch die Normierung auf die jeweils für den Kontakt gültigen HERTZschen Parameter eine unterschiedliche Skalierung der x- und y-Achse vorliegt, wodurch jeweils ein scheinbar annähernd kreisförmiges Kontaktgebiet resultiert. Tatsächlich weist der Innenring-Kontakt aber eine um etwa 1,5-fach größere Breite auf als der Außenring-Kontakt.

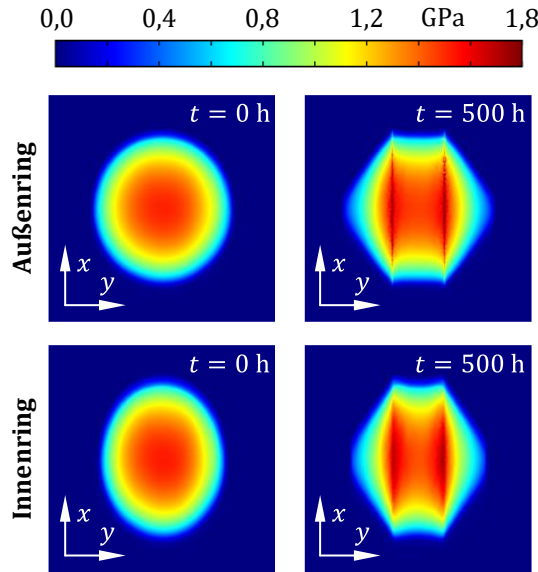


Bild 98: Gesamtdruck an der höchstbelasteten Position in der Lastzone (zu Beginn und am Ende der Simulation).

Bedingt durch den in der Simulation berücksichtigten Differentialschlupf tritt mit zunehmender Zeit Verschleiß an den Lagerringen und den Wälzkörpern auf, welcher sich in dem in Bild 98 dargestellten Druckverlauf am Ende der berechneten Laufzeit mit zwei Druckspitzen äußert, die sich an den Positionen reinen Rollens bei  $x_0 = 0,35 \cdot a_y$  ausbilden. Am stillstehenden Außenring sind die Lastzone und damit die Rolllinien bedingt durch die dort vorliegende Punktlast ortsfest. Am sich drehenden Innenring hingegen liegt eine Umfangslast vor, wodurch sich an jeder Position des Innenrings variable Kontaktdrücke und Rolllinienabstände ausbilden. Dies führt dazu, dass sich am Laufbahnprofil des Außenrings zwei Linien ausbilden, an welchen kein Verschleiß vorliegt, siehe Bild 99.

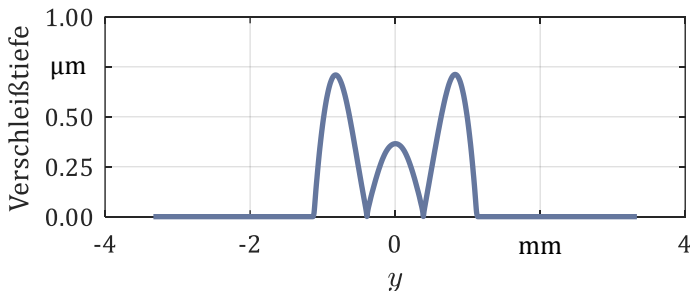


Bild 99: Resultierende Verschleißtiefe am Außenring (höchstbelastete Stelle).

Im Gegensatz dazu führt die Umfangslast am Innenring dazu, dass sich entsprechend Bild 100 ein über die Lastzone gemitteltes Verschleißprofil einstellt. Dadurch sind die beiden Maxima des Kontaktdrucks am Innenring weniger scharf ausgeprägt als am Außenring, siehe Bild 98.

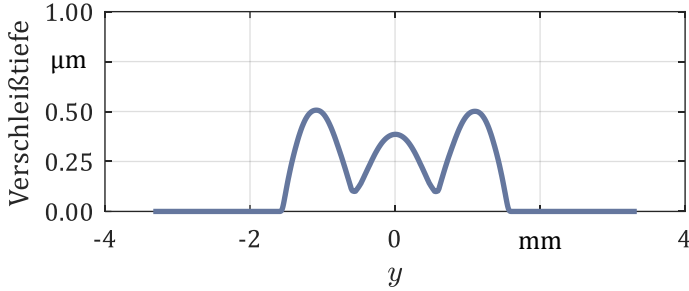


Bild 100: Resultierende Verschleißtiefe am Innenring.

Bedingt durch den sehr milden Verschleiß zeigt sich an den Wälzkörpern, wie in Bild 101 ersichtlich, eine kaum relevante Abnahme der Wälzkörperdurchmesser.

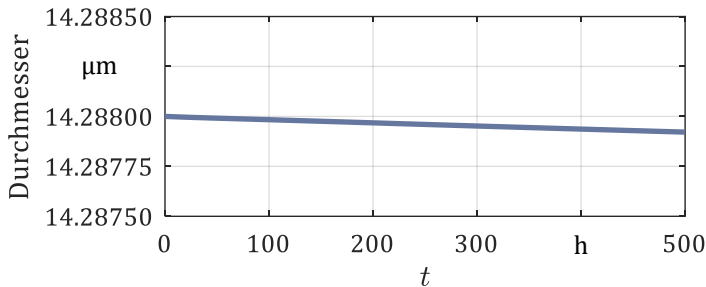


Bild 101: Verschleißbedingte Durchmesserabnahme der Wälzkörper.

Die Verschleißtiefe am Außenring wird berechnet, indem in jedem der fünf Sektoren innerhalb der Lastzone (siehe Bild 94) die gesamte im aktuellen Zeitschritt berechnete Verschleißtiefe auf den Teilumfang des Außenrings verteilt wird:

$$H_{\text{wear,AR}}(Y, j) = 0,5 \cdot Z \cdot \frac{\int_{\Omega_c} H_{\text{wear,AR}}(X, Y, j) dX \cdot a_x}{0,5 \cdot (d_{pw} + d_W \cdot \cos(\alpha_a)) \cdot \Delta\varphi} \quad (7.67)$$

Demzufolge liegt am Außenring innerhalb der Lastzone eine variable Verschleißtiefe und außerhalb der Lastzone ein verschleißfreies Laufbahnprofil vor.

Am sich drehenden Innenring verteilt sich das Verschleißvolumen gleichmäßig über den gesamten Umfang. Aus diesem Grund wird die Verschleißtiefe des Laufbahnprofils mithilfe der gemittelten Verschleißtiefe der fünf EHD-Kontakte berechnet:

$$H_{\text{wear,IR}}(Y) = 0,5 \cdot Z \cdot \frac{\int_{\Omega_c} \overline{H_{\text{wear,IR}}(X, Y)} dX \cdot a_x}{(d_{pw} - d_W \cdot \cos(\alpha_i)) \cdot \pi} \quad (7.68)$$

Die gemittelte Verschleißtiefe der fünf EHD-Kontakte folgt aus nachstehender Gleichung:

$$\overline{H_{\text{wear,IR/AR}}(X, Y)} = \frac{1}{5} \cdot \sum_{j=1}^5 H_{\text{wear,IR/AR}}(X, Y, j) \quad (7.69)$$

Zuletzt wird die Durchmesserabnahme der Wälzkörper aus dem Verschleißvolumen des Außen- und Innenring-Kontakts abgeleitet. Wie auch bei der Berechnung der Verschleißprofile der Lagerringe wird davon ausgegangen, dass das gesamte Verschleißvolumen zur Hälfte von der jeweiligen Laufbahn und zur anderen Hälfte von den Wälzkörpern abgetragen wird:

$$d_{W,\text{wear}} = \sqrt[3]{d_W^3 - \frac{6}{\pi} \cdot V_{\text{wear,W}}} \quad (7.70)$$

Das Verschleißvolumen eines Wälzkörpers folgt aus Gl. (7.71).

$$\begin{aligned} V_{\text{wear,W}} = & 0,5 \cdot \iint_{\Omega_c} \overline{H_{\text{wear,IR}}(X, Y)} \cdot a_x^2 \cdot \theta dX dY \cdot \frac{a_x^2}{r_x} \\ & + 0,5 \cdot \iint_{\Omega_c} \overline{H_{\text{wear,AR}}(X, Y)} \cdot a_x^2 \cdot \theta dX dY \cdot \frac{a_x^2}{r_x} \end{aligned} \quad (7.71)$$

Aus den Verschleißprofilen und dem Verschleißvolumen eines Wälzkörpers lässt sich schließlich auch die resultierende Verschleißmasse bestimmen:

$$m_{\text{wear}} = Z \cdot m_{\text{wear,W}} + m_{\text{wear,AR}} + m_{\text{wear,IR}} \quad (7.72)$$

Diese setzt sich nach Gl. (7.73) – Gl. (7.75) aus der Verschleißmasse der Wälzkörper und Lagerringe zusammen.

$$m_{\text{wear,W}} = V_{\text{wear,W}} \cdot \rho \quad (7.73)$$

$$m_{\text{wear,AR}} = \int_{\Omega_c} \overline{H_{\text{wear,AR}}(Y)} \cdot \frac{a_x^2}{r_x} \cdot a_x \cdot \theta \, dX \, dY \quad (7.74)$$

$$\cdot 0,5 \cdot (d_{\text{pw}} + d_W \cdot \cos(\alpha_a)) \cdot \varphi_{\text{Last}} \cdot \rho$$

$$m_{\text{wear,IR}} = \int_{\Omega_c} H_{\text{wear,IR}}(Y) \cdot \frac{a_x^2}{r_x} \cdot a_x \cdot \theta \, dX \, dY \quad (7.75)$$

$$\cdot (d_{\text{pw}} - d_W \cdot \cos(\alpha_i)) \cdot \pi \cdot \rho$$

Insgesamt resultiert damit eine sehr geringe Verschleißmasse von

$$m_{\text{wear}} = 4 \text{ mg} \quad (7.76)$$

Abschließend soll auf die Ergebnisse des stochastischen Oberflächenkontaktmodells und des Oberflächentopographiemodells eingegangen werden. Bild 102 illustriert die Dichtefunktion der äquivalenten Oberflächenhöhen im initialen Zustand sowie im Endzustand am höchstbelasteten Außenring- und am Innenring-Kontakt nach der Berechnung mithilfe des Oberflächentopographiemodells von SUGIMURA und KIMURA.

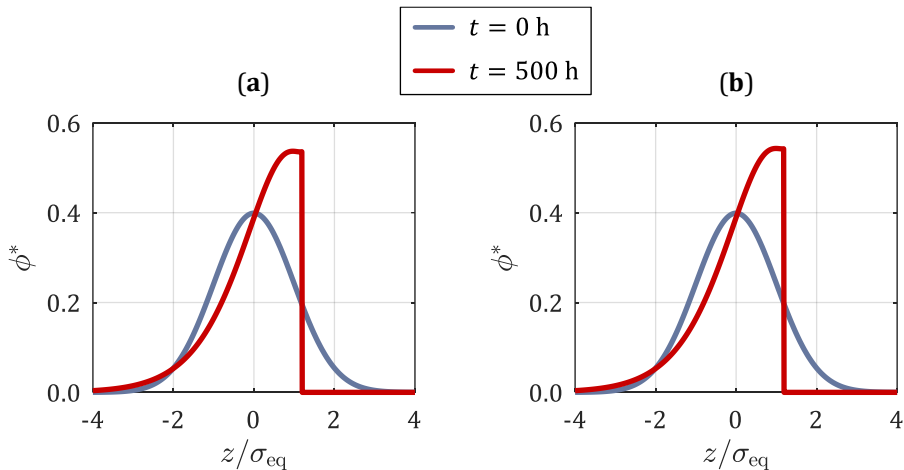


Bild 102: Dichtefunktion der Oberflächenhöhen  
(a) höchstbelasteter Außenring-Kontakt; (b) Innenring-Kontakt.

In beiden Fällen stellt sich nach einiger Zeit eine konstante Dichtefunktion ein. Dies lässt sich insbesondere auch anhand der in Bild 103 dargestellten

zeitlichen Verläufe der äquivalenten quadratischen Mittenrauwerte verdeutlichen, welche nach ca. 300 Stunden einen konstanten Wert erreichen.

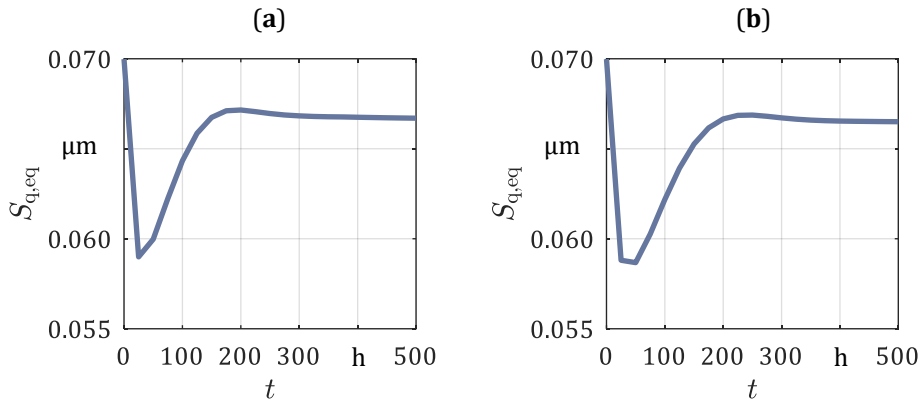


Bild 103: Zeitlicher Verlauf des äquivalenten quadratischen Mittenrauwerths (a) höchstbelasteter Außenring-Kontakt; (b) Innenring-Kontakt.

Anhand der in jedem Zeitschritt angepassten Dichtefunktionen können auf Grundlage des stochastischen Kontaktmodells von JACKSON und GREEN die in Bild 104 aufgeführten integralen Festkörperkontaktdruckkurven abgeleitet werden. Gut zu erkennen ist, dass der Übergang vom Gebiet der Vollschmierung zum Bereich der Mischreibung im eingelaufenen Zustand der Oberfläche bei einer geringeren Schmierfilmhöhe als im initialen Zustand stattfindet, was in ähnlicher Weise auch bereits in Abschnitt 7.1.1 zu beobachten war.

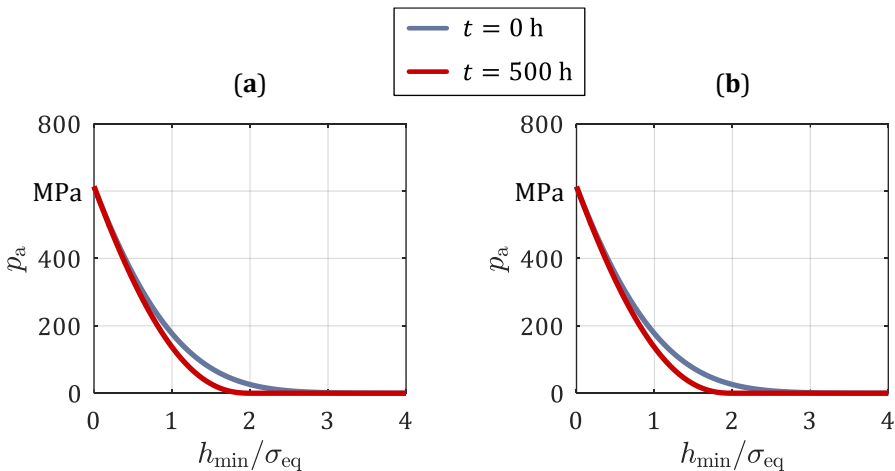


Bild 104: Integrale Festkörperkontaktdruckkurven (a) höchstbelasteter Außenring-Kontakt; (b) Innenring-Kontakt.

Im vorliegenden Anwendungsbeispiel wurde ein geschmiertes mischreibungsbehaftetes Radial-Rillenkugellager mit sehr mild ausgeprägtem Verschleiß betrachtet. Der gleiche Lagertyp wird im Folgenden mit variierten Betriebsparametern in Form eines beschichteten Wälzlagers im Trockenlauf simulativ untersucht.

#### 7.1.4 Radial-Rillenkugellager (ungeschmiert, beschichtet)

In der letzten Simulationsstudie soll nun ein beschichtetes, trockenlaufendes Radial-Rillenkugellager analysiert werden. Die Betriebsparameter und Eigenschaften der fiktiven Beschichtung sind in Tabelle 28 aufgeführt.

Tabelle 28: Betriebsparameter des beschichteten Radial-Rillenkugellagers im Trockenlauf.

Parameter	Wert
Lagertyp	6211 (10 Wälzkörper)
Beschichtung	$E_c = 600 \text{ GPa}$ ; $\nu_c = 0,3$ ; $t_c = 20 \text{ }\mu\text{m}$
Radialkraft	15 kN
Drehzahl (Außenring)	$0 \text{ min}^{-1}$
Drehzahl (Innenring)	$500 \text{ min}^{-1}$
Betriebsdauer	500 h

Zur Berücksichtigung des Beschichtungseinflusses innerhalb der Kontaktmechanik wurden in Abschnitt 5.5 drei verschiedenen Ansätze vorgestellt. Im Rahmen der durchgeführten Verschleißsimulation wird die Bestimmung eines äquivalenten Elastizitätsmoduls von Beschichtung und Substrat nach der Berechnungsmethode von LIU et al. [477, 478] gewählt. In diesem Zusammenhang wurde, wie in Bild 105 dargestellt, eine Parameterstudie bezüglich des Einflusses der Schichtdicke auf den äquivalenten Elastizitätsmodul von Beschichtung und Substrat für Schichten mit unterschiedlichen Elastizitätsmoduln durchgeführt. Hierbei wird deutlich, dass der äquivalente Elastizitätsmodul bei geringen Schichtdicken, in guter Näherung dem Elastizitätsmodul des Substrats entspricht. Das bedeutet, dass bei einem Verhältnis der Schichtdicke  $t_c$  zum äquivalenten HERTZschen Kontaktradius  $a_0$  von  $t_c/a_0 < 0,01$  in den meisten Fällen auf eine Berücksichtigung der Beschichtung in der Kontaktsimulation verzichtet werden kann. Mit zunehmender Schichtdicke nimmt allerdings auch der Einfluss der Beschichtung auf den äquivalenten Elastizitätsmodul zu. Im vorliegenden Fall beträgt der HERTZsche Kontaktradius am höchstbelasteten Außen- bzw. Innenringkontakt jeweils  $a_0 = 1,0 \text{ mm}$ , sodass der Beschichtungseinfluss in der Kontaktsimulation berücksichtigt wird.

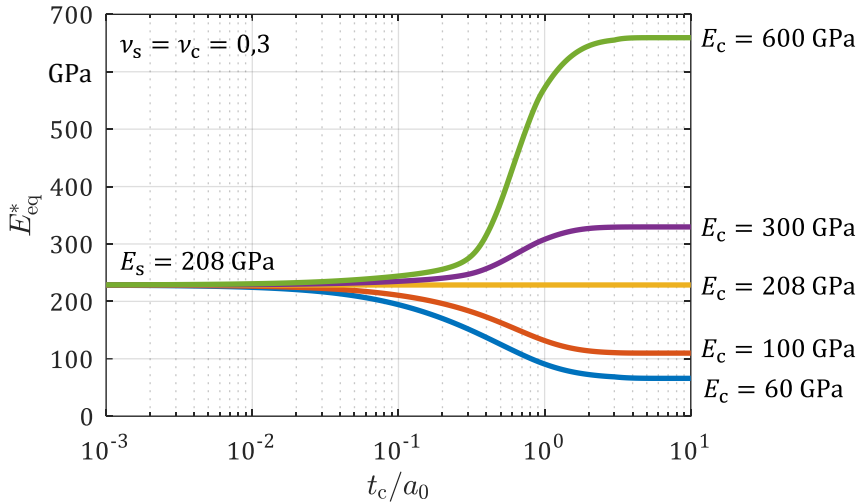


Bild 105: Äquivalenter E-Modul in Abhängigkeit der Schichtdicke.

### Simulationsaufbau

Die Werkstoffeigenschaften des zugrunde gelegten Wälzlagerstahls 100Cr6 können Abschnitt 7.1.1 und diejenigen der Beschichtung Tabelle 28 entnommen werden. Die Herleitungen der Lastverteilung und der Kinematik des Radial-Rillenkugellagers aus Abschnitt 7.1.3 gelten weiterhin. Die Normierung der Koordinaten und Parameter – insbesondere auch die Skalierung der y-Achse durch den Parameter  $\theta$  – bleibt ebenfalls gegenüber Abschnitt 7.1.3 unverändert. Darüber hinaus wird erneut eine quasistatische Kontaktsimulation an fünf gleichmäßig in der Lastzone verteilten Punkten entsprechend Bild 94 durchgeführt.

Die Berücksichtigung der Verschleißtiefe wird über die Modifikation der Abstandsfunktion  $G(X, Y)$  entsprechend Gl.(7.77) und Gl. (7.78) implementiert:

$$G(X, Y) = G_{\text{Geometrie}}(X, Y) + \underbrace{\delta(X, Y) + h_{\text{wear}}(Y) \cdot \frac{r_x}{a_x^2}}_{H_{\text{wear}}(X, Y)} \quad (7.77)$$

$$G_{\text{Geometrie}}(X, Y) = \frac{X^2}{2} \cdot \frac{r_x}{r_{x,\text{wear}}} + \frac{Y^2}{2} \cdot \frac{r_x}{r_{y,\text{wear}}} \cdot \theta^2 \quad (7.78)$$

Wie auch in dem vorangegangenen Simulationsbeispiel weist der stillstehende Außenring in der Lastzone eine variable Verschleißtiefe und außerhalb der Lastzone keinen Verschleiß auf. Am sich drehenden Innenring

wird das berechnete Verschleißvolumen auf den gesamten Umfang der Laufbahn verteilt. Bild 106 veranschaulicht den Simulationsablauf unter Berücksichtigung der Berechnungsmodelle zur Lastverteilung und der Lagerkinematik sowie des Berechnungsmodells von LIU et al. zur Ableitung eines äquivalenten Elastizitätsmoduls.

Zu beachten ist, dass bei der Berechnung des Differentialschlupfs und der Kontaktdrücke, der äquivalente Elastizitätsmodul nach Gl. (5.51) einzusetzen ist. Die Implementierung des Materialmodells innerhalb der FEM-Simulation erfolgt nach Gl. (5.52) und Gl. (5.53). In jedem Zeitschritt werden zudem die durch Verschleiß reduzierten Schichtdicken durch die Neuberechnung der äquivalenten Elastizitätsmoduln einbezogen.

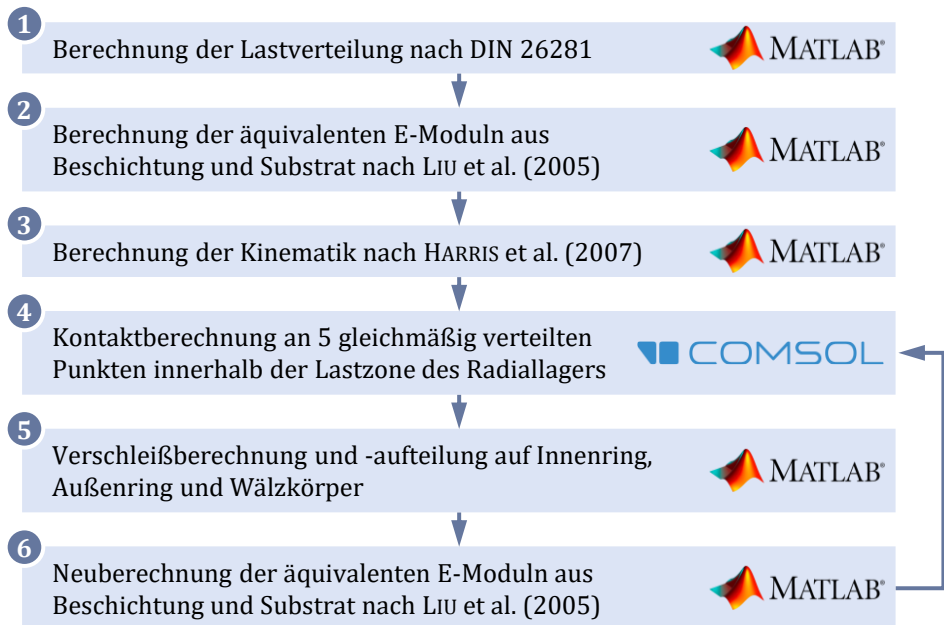


Bild 106: Integration der Berechnungsmodelle zur Lastverteilung, Lagerkinematik und Berechnung eines äquivalenten Elastizitätsmoduls in die Verschleißsimulation.

Grundlage der Verschleißberechnung ist wiederum das Verschleißmodell von ARCHARD. Allerdings wird im Gegensatz zu den vorangegangenen Studien aufgrund der Beschichtung ein nicht experimentell bestätigter Verschleißkoeffizienten von  $k = 3,00 \cdot 10^{-8} \text{ mm}^3/(\text{Nm})$  angenommen.

Als Zeitschrittweite wird, wie auch bereits in Abschnitt 7.1.3, ein Wert von  $\Delta t = 25 \text{ h}$  gewählt. Damit resultieren insgesamt 20 Zeitschritte, wobei in jedem Zeitschritt jeweils fünf EHD-Simulationen am Außenring/Wälzkörper- sowie am Innenring/Wälzkörper-Kontakt durchgeführt werden.

## Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Verschleißsimulation für das beschichtete Radial-Rillenkugellager präsentiert und diskutiert. In Bild 107 bzw. Bild 108 ist zunächst der initiale Druckverlauf im Kontaktzentrum in Rollrichtung der Kugeln, das heißt entlang der  $x$ -Achse dargestellt.

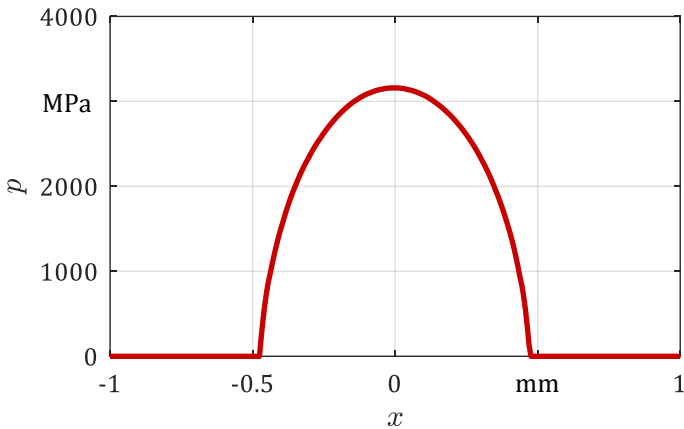


Bild 107: Initialer Druckverlauf entlang der  $x$ -Achse (höchstbelasteter Außenring-Kontakt).

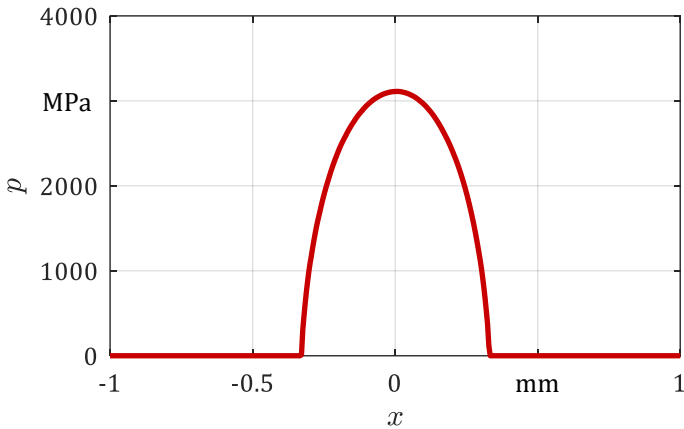


Bild 108: Initialer Druckverlauf entlang der  $x$ -Achse (höchstbelasteter Innenring-Kontakt).

Wie auch in Abschnitt 7.1.3 zeigt sich ein HERTZ-ähnlicher Druckverlauf mit einem Maximum von jeweils  $p_{\text{Hertz}} \approx 3100$  MPa, wobei zu erwähnen ist, dass aufgrund der unterschiedlichen Krümmungen am Außen- und Innenring-Kontakt, der Kontaktdruck am Außenring in Laufrichtung ( $x$ -Koordinate) eine höhere und in Breitenrichtung ( $y$ -Koordinate) eine geringere Ausdehnung aufweist als der der Kontaktdruck am Innenring.

Bild 109 ist der gesamte Kontaktdruck im initialen und im Endzustand zu entnehmen. Es sei hierbei darauf hingewiesen, dass – bedingt durch die Normierung auf die jeweils für den Kontakt gültigen HERTZschen Parameter – eine unterschiedliche Skalierung der  $x$ - und  $y$ -Achse am Außen- und Innenring-Kontakt vorliegt, wodurch die Kontaktdrücke in Längs- und Breitenrichtung unterschiedlich gestaucht werden.

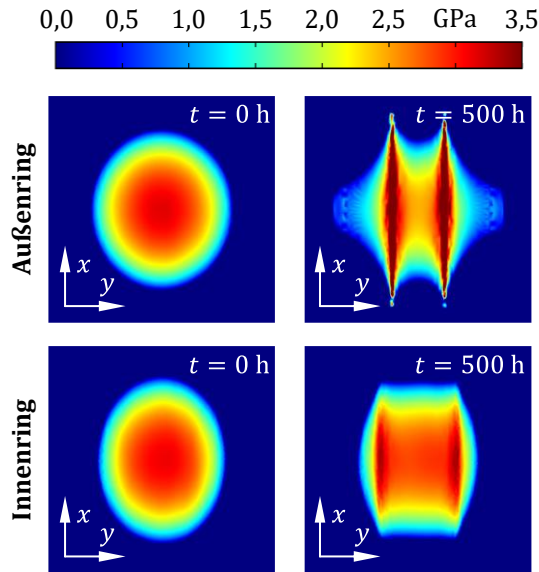


Bild 109: Gesamtdruck an der höchstbelasteten Position in der Lastzone (zu Beginn und am Ende der Simulation).

Aufgrund des Differentialenschlupfs resultieren, wie in Bild 110 ersichtlich, am stillstehenden Außenring mit Punktlast zwei scharf begrenzte Linien mit Null-Verschleiß.

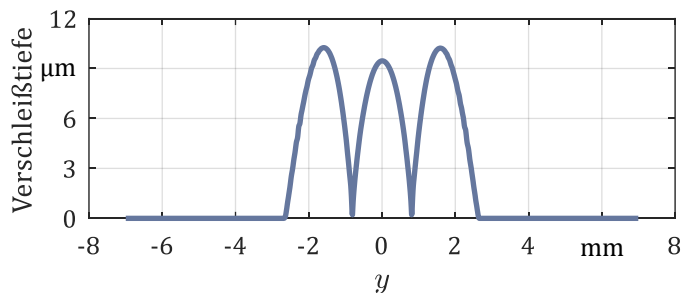


Bild 110: Resultierende Verschleißtiefe am Außenring (höchstbelastete Stelle).

Durch die variable Umfangslast am sich drehenden Innenring verschwimmen hier die Rolllinien, das heißt die Linien reinen Rollens, siehe Bild 111.

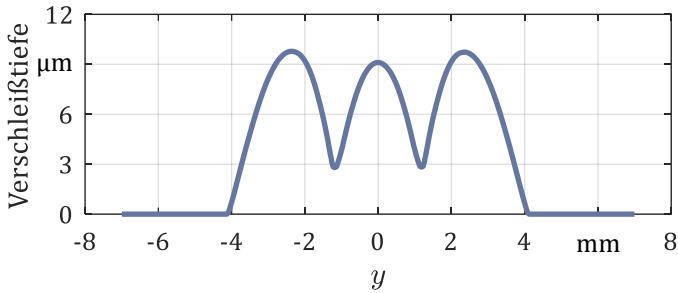


Bild 111: Resultierende Verschleißtiefe am Innenring.

Die durch Verschleiß gebildeten Mulden im Oberflächenprofil der Lagerringe führen schließlich zu den in Bild 109 dargestellten Druckverläufen. Neben dem Verschleiß der Beschichtung an den Lagerringen wird auch die Abnahme der Schichtdicke bzw. die Durchmesserabnahme der Wälzkörper nach Gl. (7.70) berechnet.

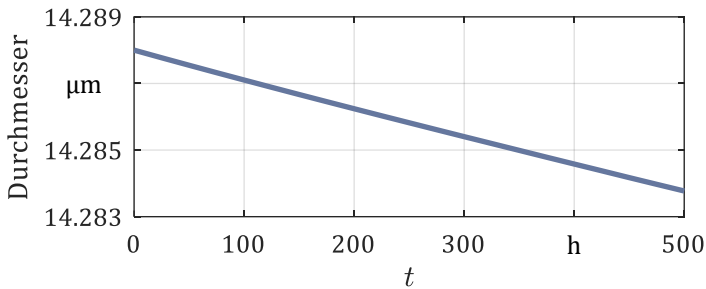


Bild 112: Verschleißbedingte Durchmesserabnahme der Wälzkörper.

Damit wurde durch den Verschleiß an den Lagerringen im Maximum jeweils etwa 50 % der Schichtdicke abgetragen. An den Wälzkörpern beläuft sich der Verschleiß auf etwa 10 % der Schichtdicke.

Unter Annahme einer Diamond-like Carbon (DLC) Beschichtung wurde zur Berechnung der Verschleißmasse eine Dichte von  $\rho = 3,00 \text{ g/cm}^3$  angenommen. Insgesamt resultiert damit eine Verschleißmasse von

$$m_{\text{wear}} = 81 \text{ mg} \quad (7.79)$$

Damit wurde gezeigt, dass die entwickelte Verschleißsimulation auch dazu geeignet ist, Verschleiß in beschichteten Wälzkontakten zu berechnen, sofern der entsprechende Verschleißkoeffizient und die Materialeigenschaften der Beschichtung bekannt sind.

### 7.1.5 Ausblick: Transiente Kontaktberechnung

Die im Rahmen dieser Arbeit mithilfe der Verschleißsimulation untersuchten Wälzlager erlaubten allesamt eine quasistationäre Kontaktberechnung. Im Falle des Axial-Zylinderrollenlagers mit konstanter Last und Drehzahl war dies ohne Einschränkungen möglich. Im Falle des Radial-Rillenkugellagers mit konstanter Drehzahl, jedoch variabler Wälzkörperlast aufgrund des Durchlaufens einer Lastzone, wurden fünf gleichmäßig in der Lastzone liegende diskrete Positionen mithilfe der Kontaktsimulation berechnet und gemittelt, sodass ebenfalls eine quasistationäre Verschleißsimulation durchgeführt werden konnte. Darüber hinaus sind jedoch auch Anwendungen – wie beispielsweise im Bereich der Getriebetechnik, am Kontakt zweier Zahnflanken – denkbar, welche eine transiente Verschleißsimulation erfordern. In diesem Fall ist zunächst für einen Kontaktzyklus eine transiente Berechnung von Kontaktdruck und Gleitgeschwindigkeit durchzuführen. Anschließend werden Kontaktdruck und Gleitgeschwindigkeit auf das gesamte Kontaktgebiet „gemappt“, das heißt das Kontaktgebiet wird diskretisiert, sodass jedem Element ein zeitlicher Verlauf von Kontaktdruck und Gleitgeschwindigkeit entsprechend Bild 113 zugewiesen werden kann.

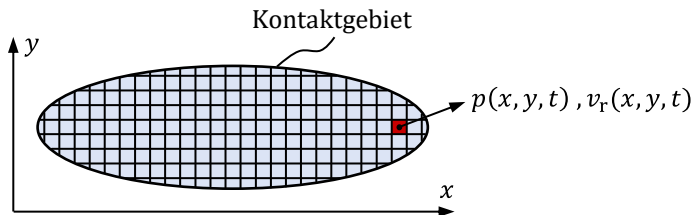


Bild 113: Transiente Kontaktberechnung in der Verschleißsimulation.

Damit erfolgt die Berechnung der Verschleißtiefe nach ARCHARD:

$$\Delta h_{\text{wear}}(x, y, t_n) = \int_{t_{n-1}}^{t_n} k \cdot p(x, y, t) \cdot v_t(x, y, t) dt \quad (7.80)$$

Zur Einsparung von Rechenzeit wird anschließend das Ergebnis der Verschleißberechnung eines Kontaktzyklus über mehrere Zyklen extrapoliert. Mit dem somit erhaltenen Verschleißprofil kann schließlich die nachfolgende transiente Simulationsschleife gestartet werden.

**Résumé****Abschnitt 7.1**

Die durchgeführten Verschleißsimulationen zeigen auf, dass mithilfe des ausgearbeiteten Simulationsansatzes aus Kapitel 5 der Verschleiß in mischreibungsbehafteten wie auch grenzreibungsbehafteten Wälzkontakten berechnet werden kann. Weiterhin ist es möglich, auch Beschichtungen in der Kontaktsimulation durch die Berechnung eines äquivalenten Elastizitätsmoduls einzubeziehen. Als Ergebnisse der Verschleißsimulation können Verschleißvolumina und -massen sowie Verschleißprofile abgeleitet werden. Darüber hinaus kann durch das Oberflächentopographiemodell von SUGIMURA und KIMURA die verschleißbedingte Änderung der Dichtefunktion der Oberflächenhöhen abgeschätzt werden.

## 7.2 Vergleich zwischen Simulation und Experiment

Abschließend soll ein Vergleich zwischen Ergebnissen der numerischen Verschleißsimulation und experimentellen Versuchen durchgeführt werden, um deren Übereinstimmung zu untersuchen und mögliche Unsicherheiten zu identifizieren. Zunächst werden hierfür die Versuche am 2-Scheiben-Tribometer zur Ermittlung eines Verschleißkoeffizienten im Grenzreibungsgebiet aus Abschnitt 6.2 numerisch nachgerechnet. Anschließend wird die Verschleißsimulation mit experimentell bestimmtem Verschleißkoeffizienten auf ein Axial-Zylinderrollenlager im Misch und Grenzreibungsgebiet entsprechend Abschnitt 7.1.1 und Abschnitt 7.1.2 angewendet und mit experimentellen Versuchen an dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 verglichen.

### 7.2.1 Simulation der Versuche am 2-Scheiben-Tribometer im Grenzreibungsgebiet

In einem ersten Schritt werden die Versuche am 2-Scheiben-Tribometer aus Abschnitt 6.2 mithilfe der Verschleißsimulation unter Annahme der in Tabelle 20 aufgeführten Versuchsbedingungen numerisch simuliert und mit den Versuchsergebnissen verglichen. Es werden folglich diejenigen Versuche zur Ermittlung des Verschleißkoeffizienten mit ebendiesem Verschleißkoeffizienten anhand der Verschleißsimulation nachgebildet. Hierbei wurde das Verschleißvolumen nicht gleichermaßen zu 50 % auf die ballige und zu 50 % auf die zylindrische Scheibe aufgeteilt, sondern anteilig in dem Verhältnis wie dieses bei den gravimetrischen bzw. taktilen Messungen ermittelt wurde.

In Bild 114 ist anhand des roten Graphen das durch Simulation berechnete Verschleißprofil der balligen Scheiben dargestellt. Der blaue Graph stellt das gemittelte Oberflächenprofil aus insgesamt zwölf Einzelmessungen (drei Scheiben à vier taktile Messungen) dar. Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung des Verlaufs der Verschleißtiefe.

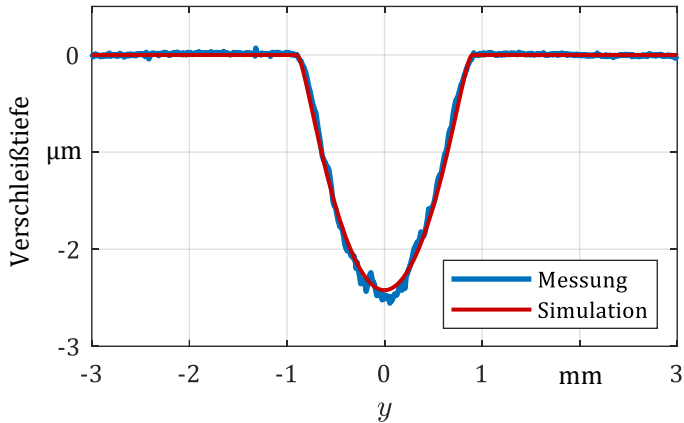


Bild 114: Vergleich zwischen 2-Scheiben-Tribometerversuch und Verschleißsimulation (ballige Scheiben).

In analoger Weise illustriert Bild 115 die berechnete (roter Graph) und gemessene Verschleißtiefe (blauer Graph) an den zylindrischen Scheiben mit einer ebenso guten Übereinstimmung.

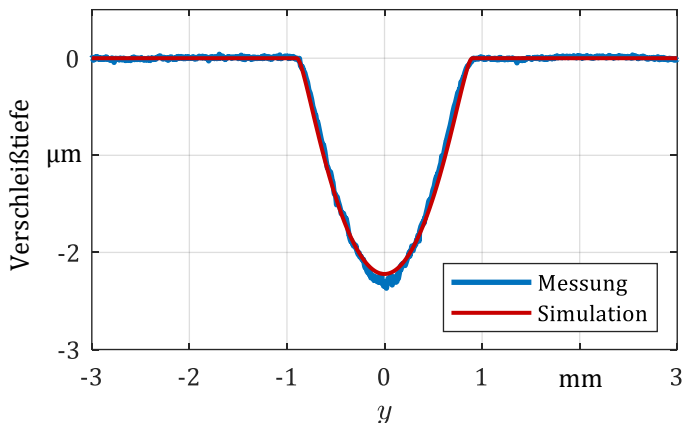


Bild 115: Vergleich zwischen 2-Scheiben-Tribometerversuch und Verschleißsimulation (zylindrische Scheiben).

Bezüglich der Verschleißmassen zeigt sich ebenfalls eine hervorragende Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment. Nach der gravimetrischen Messung der drei Sätze an balligen und zylindrischen Scheiben ergibt sich eine mittlere Verschleißmasse von  $m_{\text{wear}} = 5,844 \text{ mg}$  und nach der numerischen Verschleißsimulation resultiert eine Verschleißmasse von  $m_{\text{wear}} = 5,847 \text{ mg}$ . Dies entspricht einer Abweichung von nur 0,05 %.

Bei der Nachrechnung der experimentellen Versuche am 2-Scheiben-Tribometer zeigt sich demzufolge insgesamt eine sehr geringe Abweichung zwischen den durch Simulation berechneten und durch Experiment ermittelten Verschleißtiefen und -massen. Im Folgenden soll die Verschleißsimulation mit dem experimentell am Modellprüfstand ermittelten Verschleißkoeffizienten nun auf ein anderweitiges Anwendungsgebiet übertragen werden.

### 7.2.2 Axial-Zylinderrollenlager im Mischreibungsgebiet

Um die Übertragbarkeit der Verschleißsimulation mit dem in Abschnitt 6.2 ermittelten Verschleißkoeffizienten zu untersuchen, soll im Folgenden ein Vergleich zwischen der numerischen Simulation des Axial-Zylinderrollenlagers 81212 aus Abschnitt 7.1.1 und experimentellen Versuchen durchgeführt werden. Es gelten weiterhin die in Tabelle 25 festgehaltenen Betriebsparameter, sodass ein Betrieb im Mischreibungsgebiet untersucht wird.

Die experimentellen Versuche werden an dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 nach DIN 51819 [499 – 501] durchgeführt. Der Prüfkopf des Prüfstands ist in Bild 116 dargestellt. Dieser kann zwei Axial-Zylinderrollenlager als Prüflager aufnehmen, welche gleichermaßen mit einer definierten durch Tellerfederpakete aufgebrachten Axialkraft in einem Bereich von  $F_a = 0 \text{ kN} - 80 \text{ kN}$  belastet werden können. Weiterhin lassen sich Drehzahlen in einem Bereich zwischen  $n = 0 \text{ min}^{-1} - 6000 \text{ min}^{-1}$  einstellen. Über eine Heizvorrichtung lassen sich Schmierstofftemperaturen bei Fett- oder Ölschmierung bis  $\vartheta = 200 \text{ °C}$  realisieren.

Entsprechend Empfehlungen aus DIN 51819 sind pro Studie mindestens zwei Prüfläufe durchzuführen. Daran orientierte sich auch die zugrundeliegende Prüfmethodik. Insgesamt wurden folglich vier Prüflager im Bereich der Mischreibung untersucht.

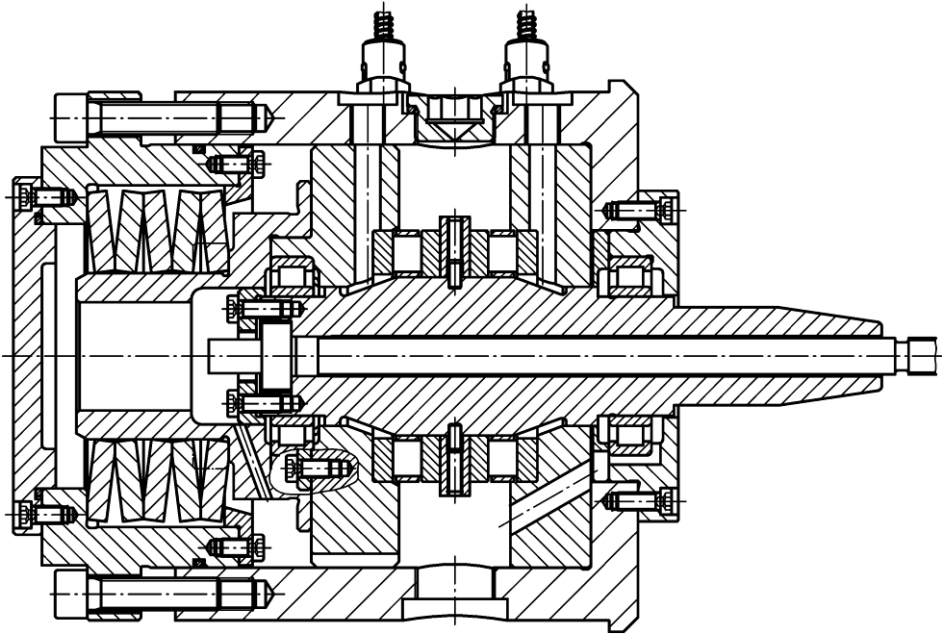


Bild 116: Prüfkopf des FE8-Prüfstands mit Axial-Zylinderrollenlagern als Prüflager [499].

Die gemessenen Verschleißmassen sind nach Lagerscheiben und Wälzkörpern unterteilt in Tabelle 29 festgehalten. In beiden Prüfläufen kam es nach der Laufzeit von  $t = 10$  h jeweils zu keinem nennenswerten Verschleiß.

Tabelle 29: Verschleißmassen nach Ende des Prüflaufs.

Lauf	Lager	Verschleiß Wellen- scheibe [mg]	Verschleiß Gehäuse- scheibe [mg]	Verschleiß Wälzkörper [mg]
1	Lager 1	0	0	0
	Lager 2	0	0	0
2	Lager 3	1	1	0
	Lager 4	1	0	0
<b>Arithmetischer Mittelwert</b>				
		0,5	0,25	0

In Abschnitt 7.1.1 wurde unter Annahme der gleichen Betriebsbedingungen eine gesamte Verschleißmaße von  $m_{\text{wear}} = 154$  mg berechnet. Durch eine gleichmäßige Aufteilung auf Lagerscheibe und Wälzkörper resultiert eine Verschleißmasse von 38,5 mg an den Lagerscheiben und 77 mg an den Wälzkörpern.

Eine mögliche Ursache für den im experimentellen Versuch ausbleibenden Verschleiß könnte eine plastische Einglättung der Oberflächen sein, welche durch die verhältnismäßig hohe Axialkraft verursacht wird. Bedingt durch die damit reduzierte Oberflächenrauheit, könnte sich demnach eine Verschiebung des Betriebs vom Mischreibungsgebiet hin zur vollständigen Fluidreibung bzw. Vollschmierung ergeben haben, welche in der Verschleißsimulation nicht berücksichtigt werden konnte. Auch bei den Versuchen am 2-Scheiben-Tribometer zur Ermittlung des Verschleißkoeffizienten für die Simulation konnte ein solches Verhalten nicht beobachtet werden.

Aus Abschnitt 7.2.1 geht hervor, dass bei fundierter Kenntnis des für die jeweilige Anwendung gültigen Verschleißkoeffizienten, sehr exakte Ergebnisse der Verschleißsimulation zu erwarten sind. Um eine bessere Vorhergesagenauigkeit der Verschleißsimulation bei Anwendungen auf Bauteil- oder Systemebene zu erzielen, muss daher der Abstraktionsgrad bei der Ermittlung des Verschleißkoeffizienten verringert werden. Das heißt die Oberflächenrauheit, die Kinematik, der Kontaktdruck etc. sind möglichst identisch zu den Bedingungen der zu untersuchenden Anwendung zu wählen. Gegebenenfalls kann es sogar erforderlich sein, den Verschleißkoeffizienten auf Bauteilebene zu bestimmen. Damit steigt folglich der experimentelle Aufwand und die Übertragbarkeit auf andere Betriebspunkte ist nur noch eingeschränkt gegeben.

### 7.2.3 Axial-Zylinderrollenlager im Grenzreibungsgebiet

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt ein Vergleich zwischen Simulation und Experiment für den Fall eines im Mischreibungsgebiet betriebenen Axial-Zylinderrollenlagers aufgestellt und diskutiert wurde, sollen nun die numerische Verschleißsimulation und experimentelle Prüfläufe des gleichen Lagertyps im Grenzreibungsgebiet betrachtet werden. Hierfür wird ein Vergleich zwischen der Verschleißsimulation aus Abschnitt 7.1.2 mit FE8-Versuchen durchgeführt. Es gelten weiterhin zunächst die in Tabelle 26 festgehaltenen Betriebsparameter.

Bei den Versuchen im Grenzreibungsgebiet wurden, wie auch im Bereich der Mischreibung, zwei Prüfläufe durchgeführt, sodass insgesamt vier Prüflager getestet werden konnten. Bei beiden Prüfläufen kam es nach einer Laufzeit von lediglich  $t = 0,8$  h im ersten Prüflauf bzw.  $t = 0,9$  h im zweiten Prüflauf zu einem vorzeitigen Abbruch aufgrund des Überschreitens eines kritischen Reibungsmoments von  $M_R = 50$  Nm. Bild 117 zeigt Aufnahmen der verschlissenen Lagerscheiben des ersten Prüflaufs.

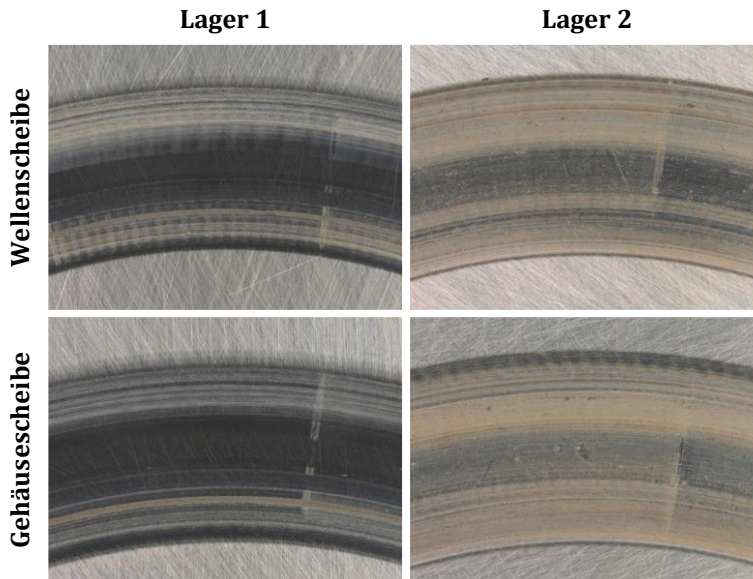


Bild 117: Aufnahmen der Lagerscheiben nach Abbruch des ersten Prüflaufs.

Es bildeten sich bereits nach weniger als einer Stunde Laufzeit ausgeprägte tribochemische Reaktionen bzw. Tribooxidationsverschleiß an den Oberflächen der Lagerscheiben. Das Prüflager 2 des ersten Prüflaufs zeigt dabei ein erheblich stärker ausgeprägtes tribochemisches Verschleißbild als Prüflager 1. Weiterhin sei angemerkt, dass die abgebildeten Stillstandsmarkierungen auf einen längeren Ruhezustand unter konstanter axialer Belastung der Lager nach Abbruch des Prüflaufs zurückzuführen sind. Die gemessenen Verschleißmassen sind wiederum nach Lagerscheiben und Wälzkörpern unterteilt in Tabelle 30 festgehalten. Ein direkter Vergleich mit der Verschleißsimulation ist jedoch nicht möglich und insbesondere aufgrund des unterschiedlichen Verschleißmechanismus auch nicht sinnvoll.

Tabelle 30: Verschleißmassen nach Abbruch des Prüflaufs (nach 0,8 h bzw. 0,9 h).

Lauf	Lager	Verschleiß Wellen- scheibe [mg]	Verschleiß Gehäuse- scheibe [mg]	Verschleiß Wälzkörper [mg]
1	Lager 1	8	8	16
	Lager 2	31	32	66
2	Lager 3	16	14	33
	Lager 4	25	27	54
<b>Arithmetischer Mittelwert</b>				
		20	20,25	42,25

Bei der numerischen Simulation mit dem unter mechanischem Verschleiß ermittelten Verschleißkoeffizienten würde nach einer Laufzeit von 80 h eine Verschleißmasse von 70,25 mg an den Lagerscheiben und 140,5 mg an den Wälzkörpern resultieren. Bedingt durch den im Experiment auftretenden tribochemischen Verschleiß liegt jedoch eine weitaus höhere Verschleißrate vor als in der Verschleißberechnung angenommen.

Eine Ursache für den im Versuch auftretenden tribochemischen Verschleiß könnte entsprechend der Verschleißmechanismen-Karte aus Bild 13 die hohe Gleitgeschwindigkeit sein. Um den Verschleißmechanismus hin zum mechanischen Verschleiß zu verschieben, wäre die Drehzahl des Lagers zu reduzieren. Da bei der experimentellen Ermittlung des Verschleißkoeffizienten am 2-Scheiben-Tribometer mit mechanischem Verschleiß ein gänzlich anderer Verschleißmechanismus vorlag als im FE8-Versuch, ist die Verschleißberechnung daher auch nicht aussagekräftig. Wie auch in Abschnitt 7.2.2 lässt sich damit ableiten, dass es für eine bessere Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment daher unumgänglich ist, Kinematik und Kontaktbedingungen bei Ermittlung von Verschleißkoeffizienten an die zu untersuchende Anwendung anzugleichen und gegebenenfalls sogar den Verschleißkoeffizienten auf Bauteilebene zu bestimmen.

### Résumé

### Abschnitt 7.2

Zum Vergleich von Ergebnissen der Verschleißsimulation mit experimentellen Versuchen an Prüfständen wurden zum einen die in Abschnitt 6.2 durchgeführten Versuche am 2-Scheiben-Tribometer mit unadditiviertem PAO 6 mithilfe des in ebendiesen Versuchen ermittelten Verschleißkoeffizienten numerisch anhand der Verschleißsimulation aus Abschnitt 5.3 nachgerechnet. Hierbei zeigte sich eine überaus gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment auf Modellenebene. Die Übertragung auf Bauteilebene durch einen Vergleich von Experimenten mit Axial-Zylinderrollenlagern am Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 im Misch- und Grenzreibungsgebiet mit korrespondierenden Verschleißsimulationen analog zu Abschnitt 7.1.1 und Abschnitt 7.1.2 führte jedoch zu größeren Abweichungen zwischen Simulation und Experiment. Daraus konnte abgeleitet werden, dass für eine bessere Vorhersagegenauigkeit der Simulation, Kinematik und Kontaktbedingungen bei der experimentellen Bestimmung von Verschleißkoeffizienten an die zu untersuchende Anwendung anzugleichen sind.

### 7.3 Diskussion

Abschließend sollen die Ergebnisse und Erkenntnisse der simulativen und vergleichenden experimentellen Studien diskutiert und darauf aufbauend mögliche zukünftige Forschungsarbeiten abgeleitet werden. Anhand der simulativen Nachrechnung der in Abschnitt 6.2 durchgeführten Versuche am 2-Scheiben-Tribometer im Grenzreibungsgebiet mit dem in ebendiesen Versuchen ermittelten Verschleißkoeffizienten zeigte sich eine überaus gute Übereinstimmung der simulativen und experimentellen Ergebnisse. Somit ist festzustellen, dass bei Kenntnis des zu erwartenden Verschleißmechanismus und des Verschleißkoeffizienten mithilfe der numerischen Kontaktberechnung und des Verschleißmodells nach ARCHARD sehr exakte Ergebnisse, das heißt Verschleißtiefen und Verschleißmassen mithilfe des in der vorliegenden Arbeit ausgearbeiteten Vorgehensmodells zur Verschleißsimulation zu erwarten sind.

Bei der Übertragung der Verschleißsimulation mit dem am Modellprüfstand ermittelten Verschleißkoeffizienten auf Bauteilebene anhand eines im Misch- und Grenzreibungsgebiet betriebenen Axial-Zylinderrollenlagers zeigten sich größere Diskrepanzen zwischen Simulation und Experiment am Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8. Im Bereich der Mischreibung war im experimentellen Versuch an den Prüflagern kein nennenswerter Verschleiß festzustellen, obwohl ein initialer Schmierfilmhöhenparameter von  $\lambda \approx 0,55$  vorlag. Im Bereich der Grenzreibung kam es bedingt durch chemischen Verschleiß und einem damit verbundenen raschen Anstieg des Reibungsmoments zu einem Abbruch der Prüfstandversuche. Mögliche Gründe hierfür sind in den grundsätzlich abweichenden Kontaktgeometrien sowie den unterschiedlichen kinematischen Verhältnissen und Oberflächenrauheiten bei der experimentellen Bestimmung des Verschleißkoeffizienten auf Modellebene und den Bauteilversuchen am Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 begründet. Damit einhergehend dominierte im Bereich der Grenzreibung am FE8-Prüfstand mit Tribokorrosion ein anderer Verschleißmechanismus als bei der Bestimmung des Verschleißkoeffizienten am 2-Scheiben-Tribometer. Hier war insbesondere mechanischer Verschleiß an den Scheiben zu beobachten. Ursachen für die Abweichungen zwischen den FE8-Versuchen im Mischreibungsgebiet und der entsprechenden Verschleißsimulation können in einer plastischen Einglättung der Oberflächen beim Einlauf des Lagers begründet sein. Da das Oberflächentopographiemodell von SUGIMURA und KIMURA ein plastisches Materialverhalten nicht vorsieht, würde dies in der Verschleißsimulation ebenso unberücksichtigt bleiben. Weiterhin könnte durch die Ausbildung

sogenannter mikro-elastohydrodynamischer Kontakte an der Berührungsstelle zweier Rauheitsspitzen ein Festkörperkontakt größtenteils verhindert worden sein, obwohl nach dem klassischen Schmierfilmhöhenparameter ein verschleißkritischer Schmierungszustand mit Festkörperkontakt prognostiziert wurde, siehe Bild 118.

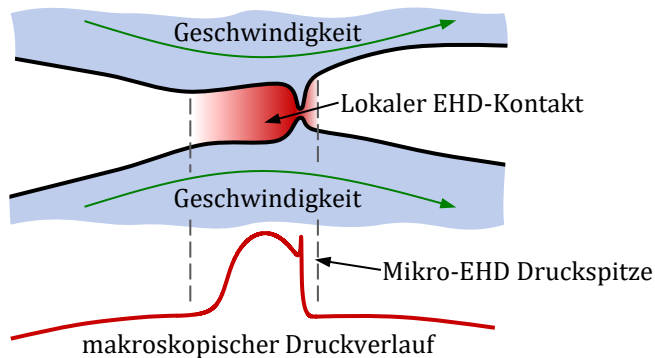


Bild 118: Mikro-elastohydrodynamischer Druckaufbau.

Dies verdeutlicht nochmals die Notwendigkeit eines geeigneten Schmierfilmhöhenparameters, um eindeutig zwischen dem Gebiet der Vollschmierung und Mischreibung sowie zwischen dem Gebiet der Misch- und Grenzreibung zu differenzieren.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment im Wesentlichen in der Übertragung des auf Modellebene ermittelten Verschleißkoeffizienten auf die Bauteilebene begründet sind. Es ist bekannt, dass der Verschleißkoeffizient von einer Vielzahl an Einflussfaktoren der gesamten Systemstruktur abhängig ist. Aus diesem Grund erweist sich eine zu grobe Abstraktion bei der experimentellen Ermittlung des Verschleißkoeffizienten als fehleranfällig.

Als Konsequenz erscheint es zielführend den Fokus von zukünftigen Forschungstätigkeiten auf eine möglichst effiziente und wirtschaftliche, aber dennoch exakte Methode zur Bestimmung von Verschleißkoeffizienten zu richten. Der Abstraktionsgrad der experimentellen Versuche zur Ermittlung des Verschleißkoeffizienten sollte aus wirtschaftlichen Gründen so hoch wie möglich und aus Gründen der Genauigkeit bei der Übertragung auf spezifische Anwendungen so gering wie nötig gewählt werden. Mögliche Ergebnisse einer solchen Studie könnten mehrdimensionale Verschleißmechanismen-Karten – ähnlich zu den Ansätzen von LIM und ASHBY [60, 61] sowie BOSMAN [388] – sein, welche jedoch neben Kontaktdruck und Gleitgeschwindigkeit eine Vielzahl weiterer Einflussgrößen, wie

etwa den Schmierstoff, den Schmierungszustand, zugesetzte Additive, die Oberflächenrauheit, den Schlupf sowie die Kontakttemperaturen berücksichtigen und dabei sowohl den dominierenden Verschleißmechanismus als auch den jeweils gültigen Verschleißkoeffizienten angeben. Weiterhin sollte der Einfluss des Einlaufvorgangs mit der damit einhergehenden plastischen Einglättung der Oberflächen auf den Verschleißkoeffizienten untersucht werden.

**Résumé****Abschnitt 7.3**

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass das in Kapitel 5 ausgearbeitete Vorgehensmodell zur Verschleißmodellierung mit dem in Kapitel 6 experimentell ermittelten Verschleißkoeffizienten eine im Vergleich zu deterministischen Ansätzen zeiteffiziente Möglichkeit zur numerischen Berechnung von Verschleiß in allen Schmierungszuständen ermöglicht. Weitergehendes Forschungspotential liegt insbesondere in der zutreffenden Bestimmung von Verschleißkoeffizienten auf Modellebene für Verschleißsimulationen auf Bauteilebene unter Berücksichtigung des Verschleißmechanismus.

Ziel zukünftiger Forschungsarbeiten sollte es daher sein, Verschleißkoeffizienten in Abhängigkeit verschiedener Einflussfaktoren, wie etwa Kontaktdruck, Gleitgeschwindigkeit, Schmierstoff, Oberflächenrauheit, Schlupf sowie Kontakttemperatur beispielsweise in Form von mehrdimensionalen Verschleißmechanismen-Karten und in Abhängigkeit des jeweils zutreffenden Verschleißmechanismus zur Verfügung zu stellen.



## 8 Zusammenfassung und Ausblick

Trotz aktueller Bemühungen zur Reduktion des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes und zur Einsparung von Ressourcen im Sinne der ökologischen Nachhaltigkeit, nimmt der weltweite Bedarf an Energie weiterhin stetig zu. Damit einhergehend steigt das weltweite Interesse an effizienteren und saubereren Verkehrssystemen und industriellen Aktivitäten. Eine Steigerung der Effizienz von technischen Systemen im Maschinenbau kann durch eine Reduzierung der Reibungsverluste sowie des Verschleißes erreicht werden. Neben Fortschritten in der Entwicklung neuer Werkstoffe und Schmierstoffe, kann auf tribologischer Ebene auch die zuverlässige Vorhersage und Berechnung von Verschleiß einen wertvollen Beitrag dazu leisten, verschleißärmere Maschinenelemente und Maschinen auszulegen sowie deren Lebensdauern exakter vorherzusagen und damit letztendlich auch die Produktivität zu erhöhen.

Bisher mangelt es an einem ganzheitlichen Simulationsmodell zur Verschleißberechnung, welches es erlaubt den Verschleiß von Maschinenelementen sowohl für trockene als auch geschmierte tribologische Kontakte zeiteffizient zu berechnen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde deshalb ein Vorgehensmodell für eine numerische Verschleißsimulation ausgearbeitet, welches sowohl auf trockene, als auch grenz- und mischreibungsbehaftete Tribokontakte angewendet werden kann. Weiterhin erlaubt es die Berücksichtigung beschichteter Körper in der Kontaktberechnung. Die Verschleißsimulation umfasst eine Kontaktsimulation, welche im Bereich der Mischreibung auf einer um Festkörperkontakt erweiterten EHD-Simulation beruht. Im Bereich der Grenz- und Trockenreibung wird der Kontaktdruck durch ein auf der FEM basierendes Kontaktmodell mithilfe eines Kontaktalgorithmus berechnet. Beide Modelle zur Kontaktberechnung sind kongruent aufgebaut und können damit je nach Schmierungszustand gegeneinander ausgetauscht werden. Zur Berechnung des Verschleißvolumens können beliebige Verschleißmodelle implementiert werden. Im vorliegenden Fall wurde das weit verbreitete Verschleißmodell von ARCHARD gewählt. Durch die Anwendung des Verschleißmodells kann das Verschleißvolumen bzw. die Verschleißtiefe für den aktuellen Zeitschritt und damit die Profiländerung der Kontaktpartner in der Kontaktzone berechnet werden. Mithilfe der zusätzlichen Integration eines Oberflächentopographiemodells kann darüber hinaus die verschleißbedingte Änderung der Oberflächenrauheit auf stochastischer Ebene abgeleitet wer-

den. Diese wird wiederum zur Berechnung von integralen Festkörperkontaktdruckkurven für die Anwendung der erweiterten EHD-Simulation im Mischreibungsgebiet benötigt. Durch die Modellierung nominell glatter Oberflächen im Bereich der Trocken- und Grenzreibung sowie durch die indirekte Kopplung der Makro- und Mikrohydrodynamik im Bereich der Mischreibung ist das in dieser Arbeit ausgearbeitete Vorgehensmodell hinsichtlich der benötigten Rechenzeit günstiger als deterministische Simulationsansätze, wenngleich der Detaillierungsgrad der Ergebnisse geringer ausfällt.

Die Kontaktmodellierung wurde gänzlich innerhalb der kommerziellen FEM-Software COMSOL Multiphysics<sup>®</sup> implementiert. Dieses Vorgehen bietet den Vorteil einer einfachen Reproduzierbarkeit und einer breiten Verfügbarkeit zur Auswahl stehender Solver. Die Anwendung des Verschleißmodells, des Oberflächentopographiemodells sowie die Ableitung integraler Festkörperkontaktdruckkurven wurde in MathWorks MATLAB<sup>®</sup> umgesetzt. Für den Datenaustausch zwischen beiden Programmen wurde die in COMSOL Multiphysics<sup>®</sup> integrierte LiveLink<sup>™</sup>-Schnittstelle verwendet. Dank dieser Schnittstelle konnte die gesamte Steuerung der Verschleißsimulation aus MathWorks MATLAB<sup>®</sup> heraus erfolgen.

Zur Anwendung des Verschleißmodells von ARCHARD wird ein für den jeweiligen tribologischen Kontakt gültiger Verschleißkoeffizient benötigt, welcher auf Modellebene an einem ölgeschmierten 2-Scheiben-Tribometer experimentell für den Anwendungsfall eines Wälzlagers bestehend aus dem Wälzlagerstahl 100Cr6 ermittelt wurde. Darüber hinaus ist zur Ableitung von integralen Festkörperkontaktdruckkurven die Kenntnis der Höhenverteilung der Oberflächenrauheit von Grund- und Gegenkörper erforderlich, welche anhand von optischen Messungen mithilfe eines Laserscanning-Mikroskops exemplarisch an Lagerscheiben und Wälzkörpern eines Axial-Zylinderrollenlagers ermittelt wurde.

Mit dem erarbeiteten Vorgehensmodell zur Verschleißmodellierung wurden ein Axial-Zylinderrollenlager im Misch- und Grenzreibungsgebiet sowie ein Radial-Rillenkugellager im Mischreibungsgebiet untersucht. Hierfür wurde der zuvor experimentell ermittelte Verschleißkoeffizient zur Verschleißberechnung mit dem Verschleißmodell von ARCHARD herangezogen. Weiterhin wurde der Verschleiß in einem trockenlaufenden beschichteten Radial-Rillenkugellager berechnet. Als Ergebnisse der Verschleißsimulation lagen jeweils die verschlissenen Profile der Kontaktpartner sowie die Verschleißmassen vor. Die Ergebnisse können dazu

beitragen, die Lebensdauer von Maschinenelementen, wie etwa Wälzlagern, zu prognostizieren und einen hinsichtlich des Verschleißes optimierten Betrieb durch eine modifizierte Kontaktgeometrie oder angepasste Betriebsparameter zu gewährleisten.

Ein Abgleich der Ergebnisse der Verschleißsimulation mit Versuchsergebnissen ergab für die Nachrechnung der experimentellen Versuche am ölgeschmierten 2-Scheiben-Tribometer im Grenzreibungsgebiet, welche zur Ermittlung des Verschleißkoeffizienten durchgeführt wurden, eine sehr gute Übereinstimmung. Bei einem Vergleich der Ergebnisse der numerischen Verschleißsimulationen, welche für ein Axial-Zylinderrollenlager im Misch- und Grenzreibungsgebiet durchgeführt wurden, mit experimentellen Versuchen am Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 resultierte eine nicht zufriedenstellende Abweichung von numerisch und experimentell ermittelten Verschleißmassen. Damit kann festgehalten werden, dass weiterer Forschungsbedarf bezüglich der experimentellen Bestimmung von Verschleißkoeffizienten am Modellprüfstand und der Übertragung hin zu Anwendungen auf Bauteilebene besteht.

Neben einer intensiveren Beschäftigung mit der Übertragbarkeit experimentell ermittelter Verschleißkoeffizienten von der Modell- auf die Bauteilebene, erscheint es auch zweckmäßig weitere Einflussfaktoren auf den Verschleißkoeffizienten, wie etwa Druck, Gleitgeschwindigkeit, Scherrate, Temperatur, den Einlaufprozess oder das Vorhandensein von Additiven experimentell oder simulativ mithilfe von Molekulardynamik-Simulationen zu untersuchen. Darüber hinaus besteht Forschungspotential hinsichtlich der Möglichkeit, den Übergang vom Misch- zum Grenzreibungsgebiet vorhersagen zu können. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde zwar ein Ansatz ausgearbeitet, welcher eine Stetigkeit der Ergebnisse der Verschleißsimulation mit erweiterter EHD-Simulation (Mischreibungsgebiet) und der Verschleißsimulation mit auf der FEM basierender Kontaktmechanik (Grenzreibungsgebiet) sicherstellen kann. Eine exakte Vorhersage des Übergangs zwischen beiden Schmierzuständen anhand eines geeigneten Schmierfilmhöhenparameters ist allerdings bisher nicht möglich. Zuletzt wäre eine Erhöhung der Genauigkeit der simulativen Verschleißvorhersage durch eine Berücksichtigung plastischen Materialverhaltens im stochastischen Oberflächentopographiemodell und eine deterministische FEM- oder Halbraum-basierte Berechnung integraler Festkörperkontakt-druckkurven möglich. Auch eine Erweiterung der EHD-Simulation um Flussfaktoren und thermische Einflüsse durch den Einsatz einer TEHD-Simulation wäre denkbar.

Zur Beantwortung der Forschungsfragen lässt sich abschließend festhalten, dass mithilfe des in der vorliegenden Arbeit entwickelten Vorgehensmodells zur Verschleißsimulation grundsätzlich mit einem einheitlichen Simulationsansatz, Verschleiß in allen Schmierzuständen berechnet werden kann. Weiterhin konnten die zur Verschleißsimulation notwendigen Eingangsgrößen, wie Verschleißkoeffizienten und Oberflächenkenngrößen experimentell ermittelt werden. Insbesondere bei der Übertragung eines auf Modellebene bestimmten Verschleißkoeffizienten auf Bauteilebene besteht allerdings, wie oben diskutiert, noch weiterer Forschungsbedarf. Es konnte jedoch aufgezeigt werden, dass bei zutreffender Kenntnis des Verschleißkoeffizienten die Genauigkeit der Simulationsergebnisse als sehr gut zu bewerten ist. Im Vergleich zu deterministischen Kontaktsimulationen weist der gewählte Simulationsansatz, bedingt durch die Kontaktmodellierung mit nominell glatten Oberflächen und der damit einhergehenden größeren Diskretisierung des Kontaktgebiets, hinsichtlich der Simulationsdauer Vorteile auf, wenngleich dadurch Oberflächenrauheiten in der Kontaktberechnung lediglich auf stochastischer Ebene berücksichtigt werden können.

## 9 Summary and Outlook

Despite current efforts to reduce CO<sub>2</sub> emissions and conserve resources in the interests of environmental sustainability, the global demand for energy continues to rise steadily. This is accompanied by a growing global interest in more efficient and cleaner transportation systems and industrial activities. An increase in the efficiency of technical systems in mechanical engineering can be achieved by reducing friction losses and wear. Alongside the progress made in the development of new materials and lubricants, the reliable prediction and calculation of wear at tribological level can also make a valuable contribution to the design of machine elements and machines with less wear, predicting their service life more accurately and thus ultimately increasing productivity.

To date, there has been a lack of a holistic simulation model for wear calculation that allows the wear of machine elements to be calculated in a time-efficient manner for both dry and lubricated tribological contacts. As part of the present work, a procedural model for a numerical wear simulation was therefore developed, which can be applied to dry as well as boundary lubricated and mixed lubricated tribological contacts. Furthermore, it allows the consideration of coated bodies in the contact calculation. The wear simulation includes a contact simulation, which is based on an EHL simulation enhanced by asperity contact in the regime of mixed lubrication. In the regime of boundary lubrication and dry friction, the contact pressure is calculated by a contact model based on FEM using a contact algorithm. Both models for contact calculation are congruent and can therefore be interchanged depending on the lubrication condition. Any wear model can be implemented to calculate the wear volume. In the present case, the widely used wear model according to ARCHARD was selected. By using the wear model, the wear volume or the wear depth for the current time step and thus the profile modification of the contacting bodies can be calculated. By additionally integrating a surface topography model, the wear-related change in surface roughness can also be derived on a stochastic level. This in turn is required for the calculation of integral asperity contact pressure curves for the application of the enhanced EHL simulation in the mixed lubrication regime. By modeling nominally smooth surfaces in the regime of dry and boundary lubrication and by indirectly coupling the macro- and microhydrodynamics in the regime of mixed lubrication, the

procedural model developed in this thesis is more favorable than deterministic simulation approaches in terms of the computing time required, even though the degree of detail in the results is lower.

The contact modeling was implemented entirely within the commercial FEM software COMSOL Multiphysics®. This approach offers the advantage of simple reproducibility and a wide availability of solvers to choose from. The application of the wear model, the surface topography model and the derivation of integral asperity contact pressure curves were implemented in MathWorks MATLAB®. The LiveLink™ interface integrated in COMSOL Multiphysics® was used for the exchange of data between the two applications. Thanks to this interface, the entire control of the wear simulation could be carried out within MathWorks MATLAB®.

To apply the wear model of ARCHARD, a wear coefficient which is valid for the respective tribological contact is required and was determined experimentally at model level by means of an oil-lubricated 2-disc tribometer for the application case of a rolling element bearing made of 100Cr6 steel. In addition, knowledge of the height distribution of the surface roughness of the base and counter body is required to derive integral asperity contact pressure curves, which was determined by means of optical measurements using a laser scanning microscope on bearing discs and rolling elements of an axial cylindrical roller bearing as an example.

An axial cylindrical roller bearing operated in the mixed and boundary lubrication regime and a radial deep groove ball bearing in the mixed lubrication regime were investigated using the developed wear modeling approach. For this purpose, the previously experimentally determined wear coefficient was used for wear calculation by means of ARCHARD's wear law. In addition, the wear in a dry-running coated radial deep groove ball bearing was calculated. The results of the wear simulation were the worn profiles of the contact partners and the wear masses. These results can help to predict the service life of machine elements, such as rolling element bearings, and to ensure optimized operation in terms of wear through modified contact geometry or adapted operating parameters.

A comparison of the results of the wear simulation with experimental tests showed excellent agreement for the recalculation of the oil-lubricated tests on a 2-disc tribometer in the boundary lubrication regime, which were carried out to determine the wear coefficient. A comparison of the results of the numerical wear simulations, which were carried out for an axial cylindrical roller bearing in the mixed and boundary lubrication regime, with experimental tests on a FE8 test stand revealed an unsatisfactory deviation

between the numerically and experimentally determined wear masses. This suggests that there is a need for further research regarding the experimental determination of wear coefficients on a model test rig and the transfer to applications at component level.

In addition to a more intensive examination of the transferability of experimentally determined wear coefficients from the model to the component level, it also appears expedient to investigate other influencing factors on the wear coefficient, such as pressure, sliding speed, shear rate, temperature, the running-in process or the presence of additives experimentally or with the aid of molecular dynamics simulations. In addition, there is research potential with regard to the possibility of predicting the transition from the mixed to the boundary lubrication regime. Within the scope of the present work, an approach was developed which can ensure the continuity of the results obtained from the wear simulation with enhanced EHL simulation (mixed lubrication regime) and the wear simulation with contact mechanics based on FEM (boundary lubrication regime). However, an exact prediction of the transition between the two lubrication conditions based on a suitable lubricant film thickness parameter is not yet possible. Finally, it would be possible to increase the accuracy of the numerical wear model by considering plastic material behavior in the stochastic surface topography model and applying a deterministic FEM- or half-space-based calculation of integral asperity contact pressure curves. An extension of the EHL simulation to include flow factors and thermal influences by the use of a TEHL simulation would also be conceivable.

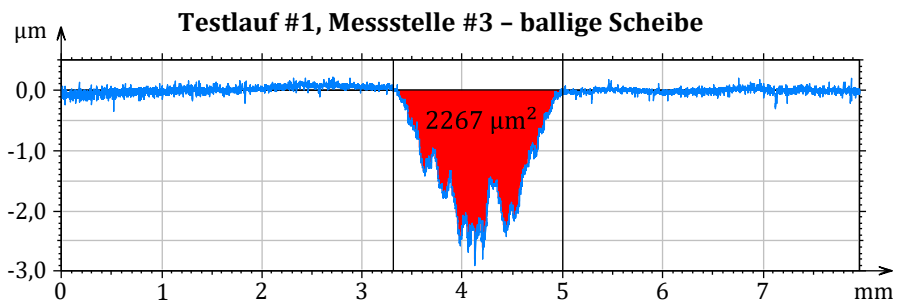
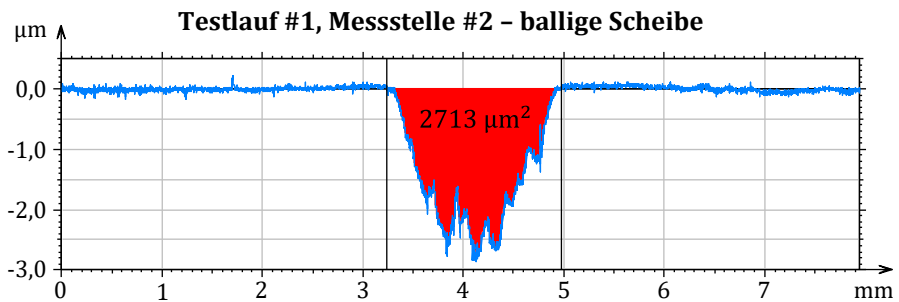
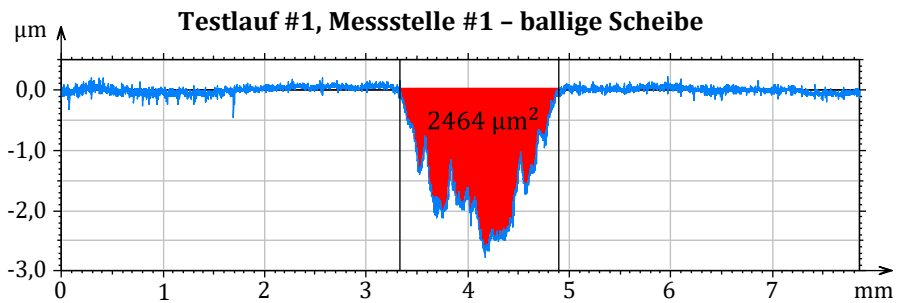
To answer the research questions, it can be concluded that the wear simulation model developed in this thesis can be used to calculate wear in any lubrication regime using a uniform simulation approach. Furthermore, the input variables required for the wear simulation, such as wear coefficients and surface roughness parameters, could be determined experimentally. However, as discussed above, there is still a need for further research, particularly in the transfer of a wear coefficient determined at model level to component level. However, it could be demonstrated that the accuracy of the simulation results can be rated as very good once the wear coefficient is accurately known. Compared to deterministic contact simulations, the chosen simulation approach has advantages in terms of simulation time due to the contact modelling with nominally smooth surfaces and the associated coarser discretization of the contact area, even though this allows surface roughness to be taken into account in the contact calculation only on a stochastic level.

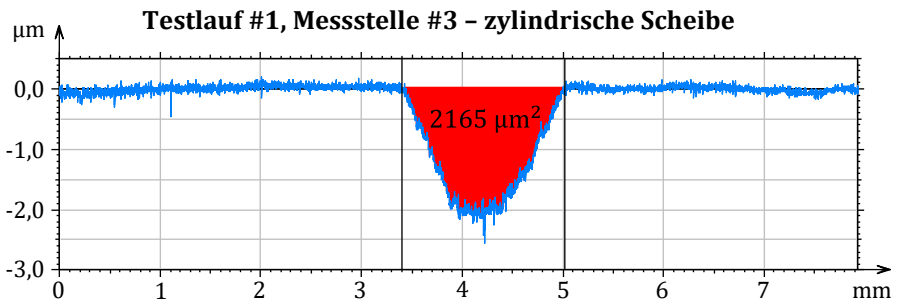
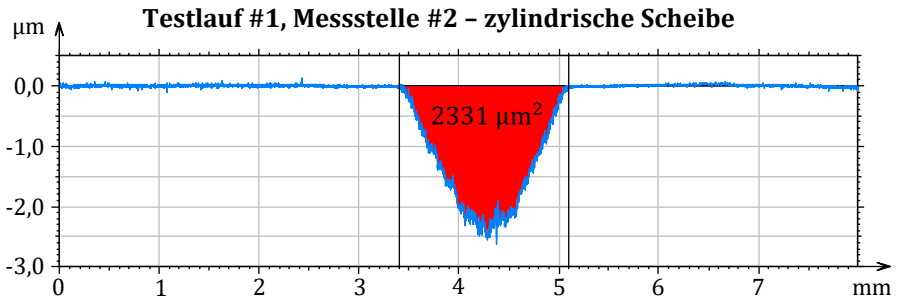
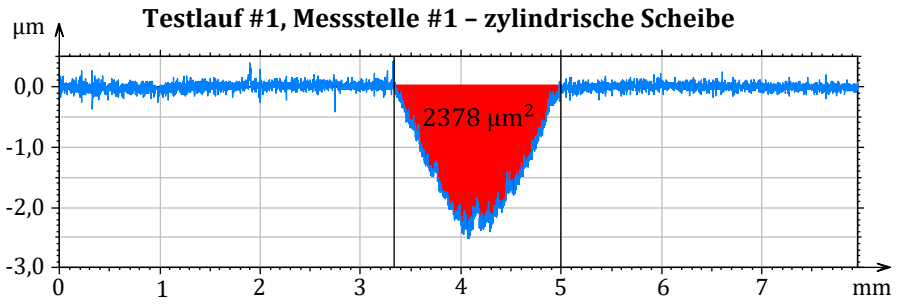
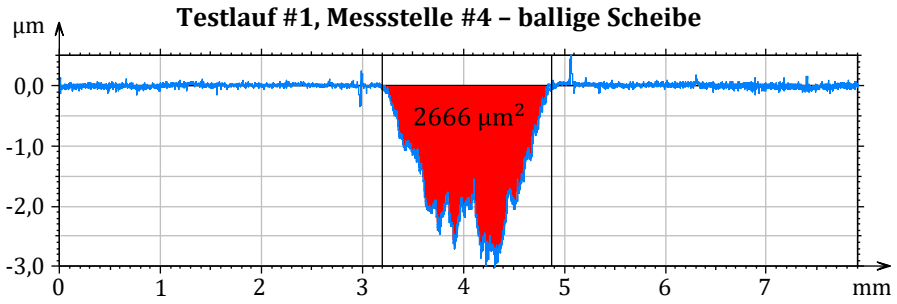


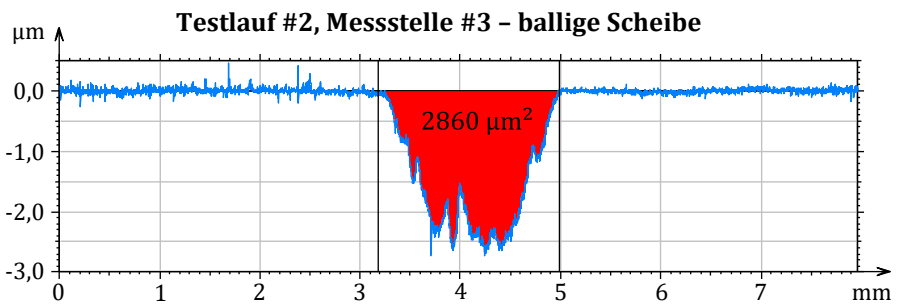
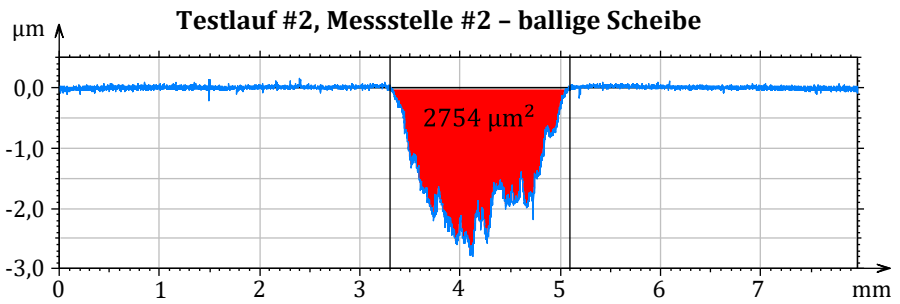
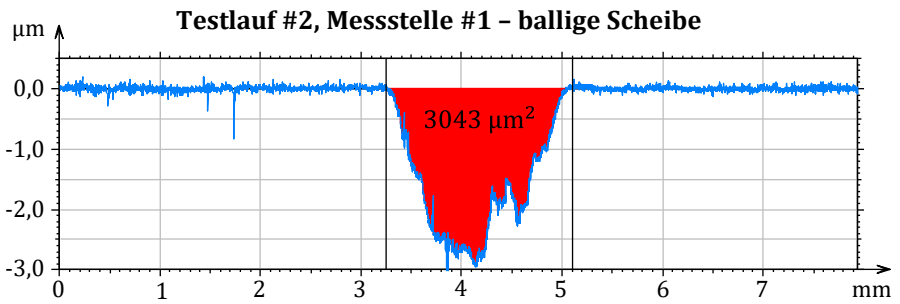
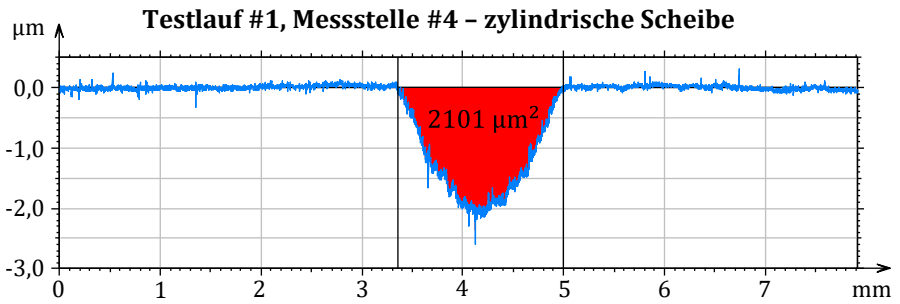
# Anhang

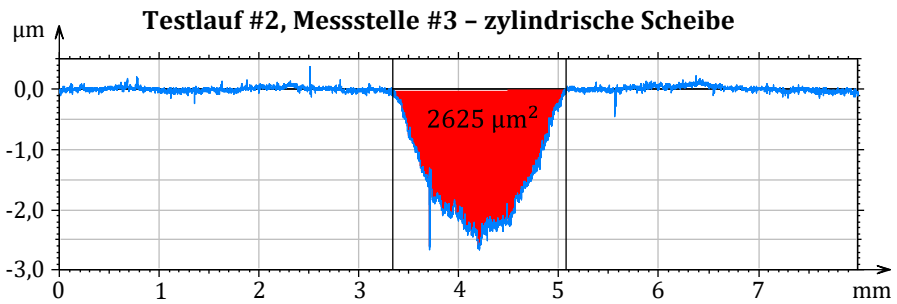
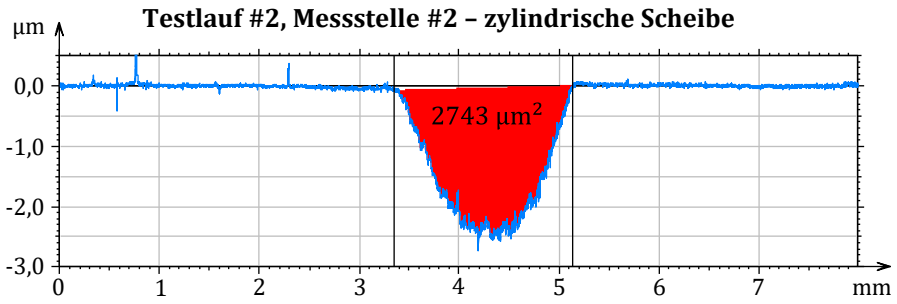
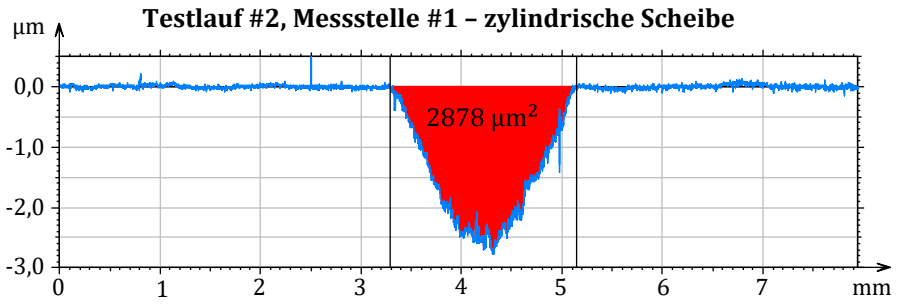
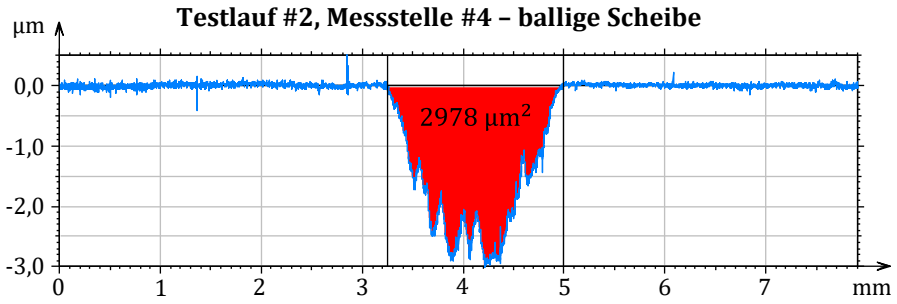
Im Folgenden sind die in Abschnitt 6.2 erwähnten Differenzprofile von balligen und zylindrischen Scheiben der Modellversuche am 2-Scheiben-Tribo-meter zur Ermittlung von Verschleißkoeffizienten aufgeführt.

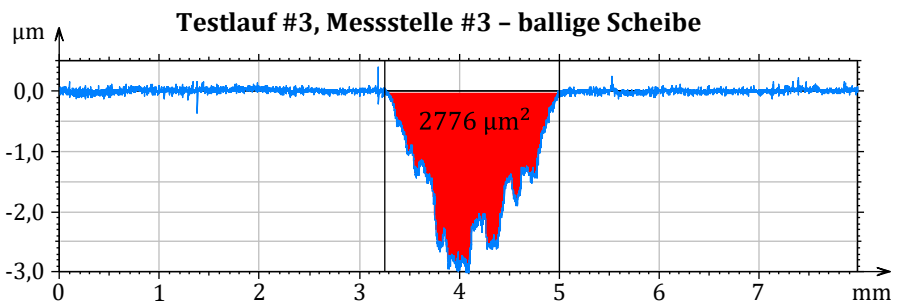
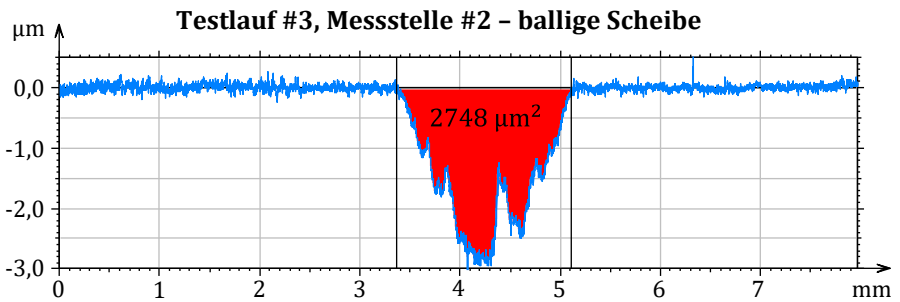
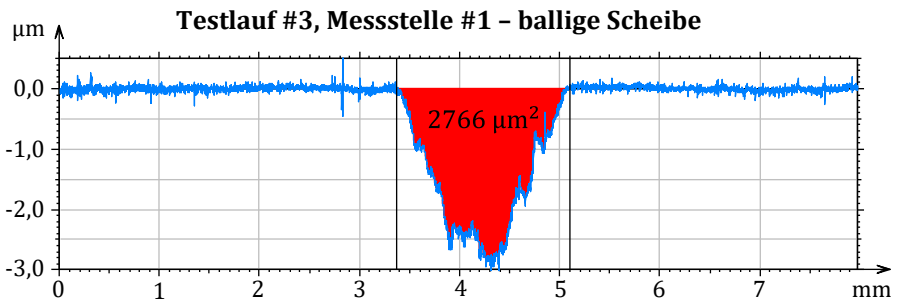
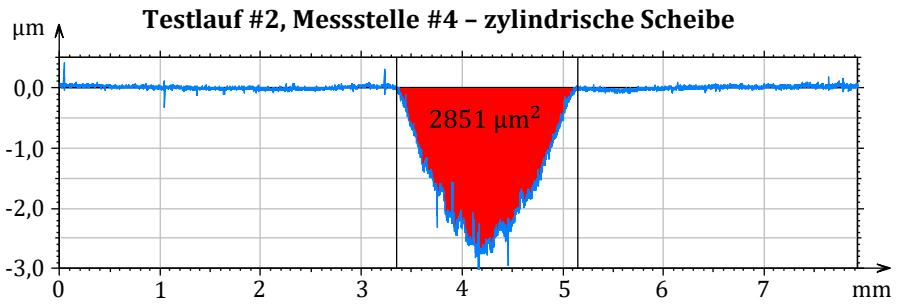
## Differenzprofile (PAO 6, unadditiviert)

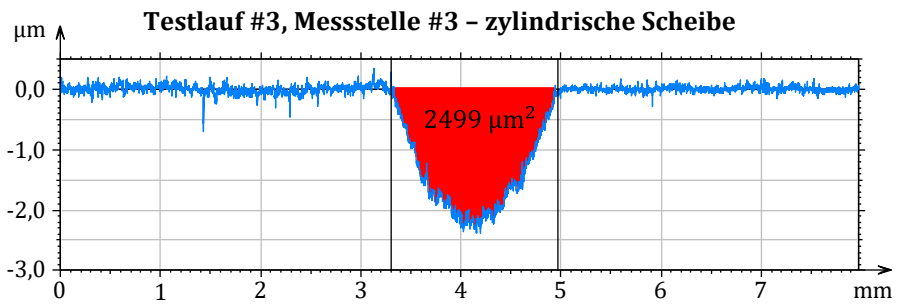
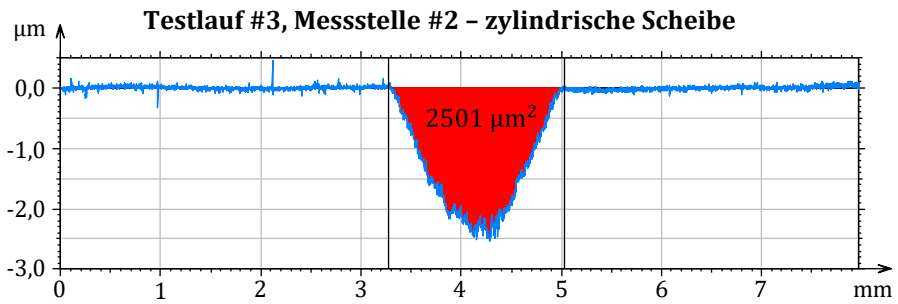
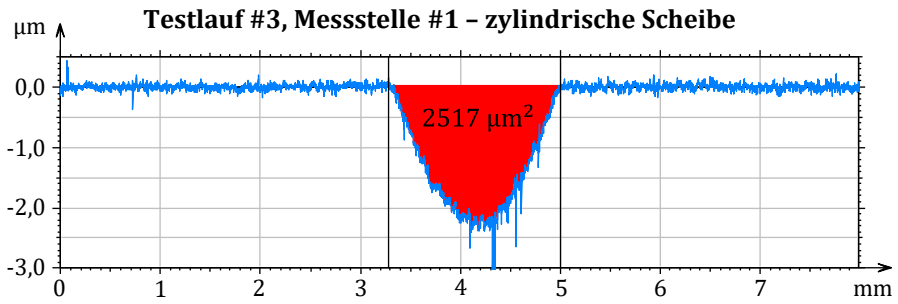
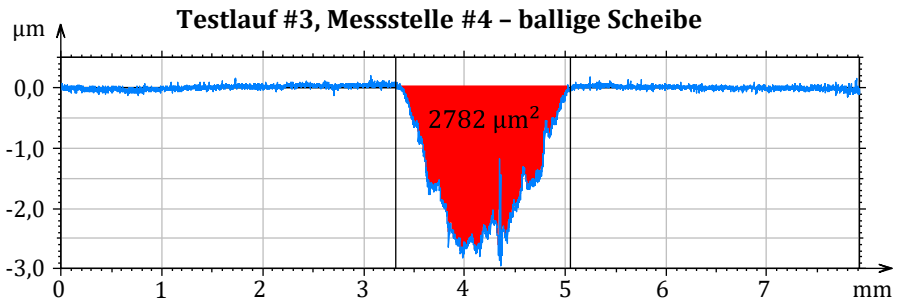


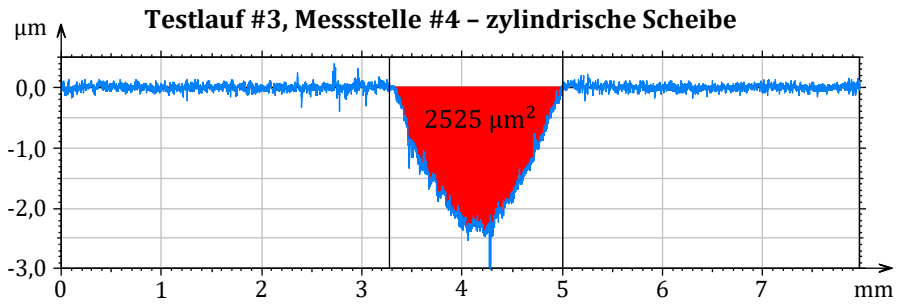




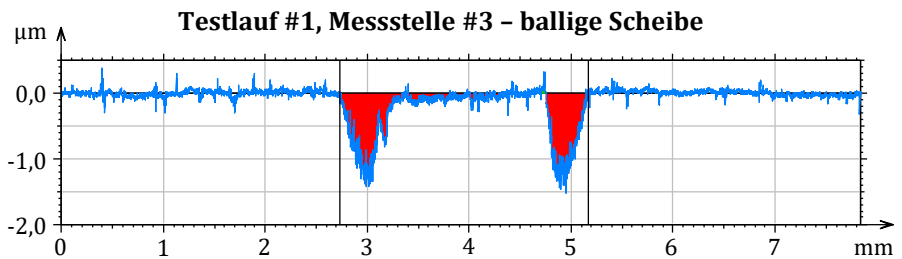
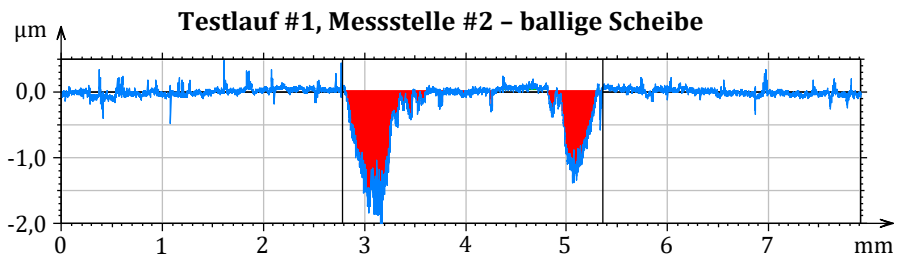
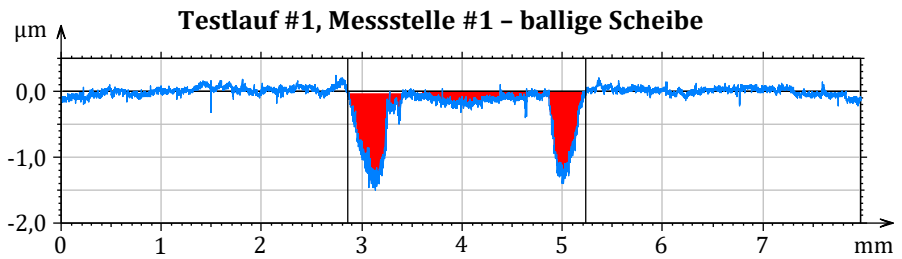


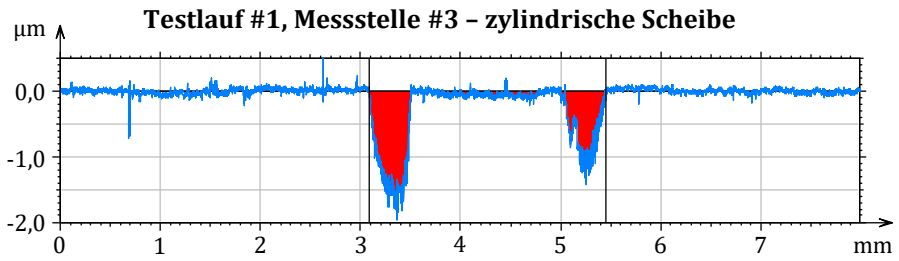
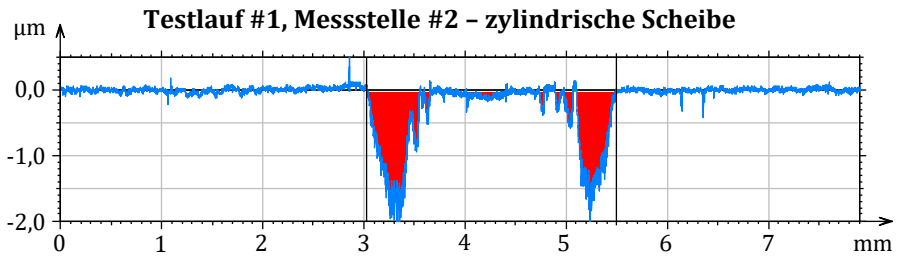
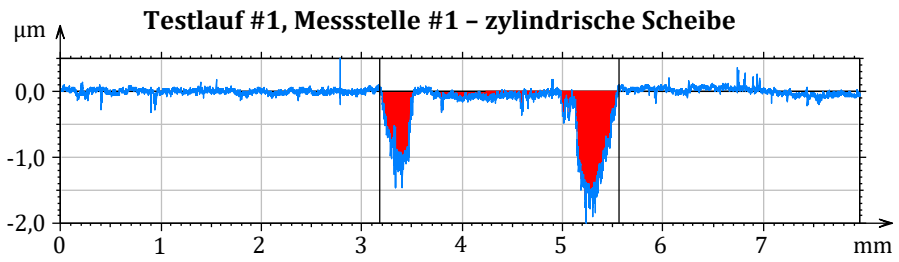






### Differenzprofile (PAO 6, additiviert)





## Literaturverzeichnis

- [1] ENERDATA: Total energy consumption. URL: <https://yearbook.enerdata.net/total-energy/world-consumption-statistics.html>. Abgerufen am: 21.12.2023.
- [2] HOLMBERG, K.; ERDEMIR, A.: The impact of tribology on energy use and CO<sub>2</sub> emission globally and in combustion engine and electric cars. *Tribology International*. Bd. 135 (2019), S. 389–396.
- [3] HOLMBERG, K.; ERDEMIR, A.: Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions. *Friction*. Bd. 5 (2017) Nr. 3, S. 263–284.
- [4] HOLMBERG, K.; KIVIKYTÖ-REPONEN, P.; HÄRKISAARI, P.; VALTONEN, K.; ERDEMIR, A.: Global energy consumption due to friction and wear in the mining industry. *Tribology International*. Bd. 115 (2017), S. 116–139.
- [5] HOLMBERG, K.; ANDERSSON, P.; NYLUND, N.-O.; MÄKELÄ, K.; ERDEMIR, A.: Global energy consumption due to friction in trucks and buses. *Tribology International*. Bd. 78 (2014), S. 94–114.
- [6] HOLMBERG, K.; SIILASTO, R.; LAITINEN, T.; ANDERSSON, P.; JÄSBERG, A.: Global energy consumption due to friction in paper machines. *Tribology International*. Bd. 62 (2013), S. 58–77.
- [7] HOLMBERG, K.; ANDERSSON, P.; ERDEMIR, A.: Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International*. Bd. 47 (2012), S. 221–234.
- [8] REICHERT, S.; LORENTZ, B.; HELDMAIER, S.; ALBERS, A.: Wear simulation in non-lubricated and mixed lubricated contacts taking into account the microscale roughness. *Tribology International*. Bd. 100 (2016), S. 272–279.
- [9] PÖDRA, P.; ANDERSSON, S.: Simulating sliding wear with finite element method. *Tribology International*. Bd. 32 (1999) Nr. 2, S. 71–81.
- [10] ZHANG, Y.; KOVALEV, A.; HAYASHI, N.; NISHIURA, K.; MENG, Y.: Numerical Prediction of Surface Wear and Roughness Parameters During Running-In for Line Contacts Under Mixed Lubrication. *Journal of Tribology*. Bd. 140 (2018) Nr. 6, S. 061501/1–061501/13.
- [11] JOST, H. P.: *Lubrication (Tribology) – A report on the present position and industry’s needs*. London: HM Stationery Office, 1966.

- [12] GfT Arbeitsblatt 7:2002-08: Tribologie — Verschleiß, Reibung. Definitionen, Begriffe, Prüfung. Aachen: Gesellschaft für Tribologie e.V.
- [13] CZICHOS, H.; HABIG, K.-H.: Tribologie-Handbuch. Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik. 4. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [14] DOWSON, D.: History of Tribology. 2. Auflage. London: Professional Engineering Publishing, 1998.
- [15] BARTZ, W. J.: Zur Geschichte der Tribologie. Handbuch der Tribologie und Schmierungstechnik. Bd. 1. Ehningen bei Böblingen: Expert, 1988.
- [16] BHUSHAN, B.: Principles and Applications of Tribology. Tribology Series. 2. Auflage. Chichester: Wiley, 2013.
- [17] TOWER, B.: First Report on Friction Experiments. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Bd. 34 (1883) Nr. 1, S. 632–659.
- [18] TOWER, B.: First Report on Friction Experiments. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Bd. 35 (1884) Nr. 1, S. 29–35.
- [19] REYNOLDS, O.: On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Bd. 177 (1886), S. 157–234.
- [20] PETROV, N. P.: Friction in Machines and the Effects of the Lubricant. Inzhenernyi Zhurnal (1883), S. 71–140, 228–279, 377–436, 535–564.
- [21] VAN LEEUWEN, H. J.; SCHOUTEN, M. J. W.: Die Elastohydrodynamik: Geschichte und Neuentwicklungen. VDI Berichte Nr. 1207. Düsseldorf: VDI Verlag, 1995.
- [22] HOLM, R.: Electric Contacts. Theory and Application. 4. Auflage. Berlin: Springer, 1967.
- [23] ARCHARD, J. F.; HIRST, W.: The wear of metals under unlubricated conditions. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences. Bd. 236 (1956) Nr. 1206, S. 397–410.
- [24] VAKIS, A. I.; YASTREBOV, V. A.; SCHEIBERT, J.; MINFRAY, C.; NICOLA, L.; DINI, D.; ALMQVIST, A.; PAGGI, M.; LEE, S.; LIMBERT, G.; MOLINARI, J. F.; ANCIAUX, G.; AGHABABAEI, R.; ECHEVERRI RESTREPO, S.; PAPANGELO, A.; CAMMARATA, A.; NICOLINI, P.; PUTIGNANO, C.; CARBONE, G.; CIAVARELLA, M.; STUPKIEWICZ, S.; LENGIEWICZ, J.; COSTAGLIOLA, G.; BOSIA, F.; GUARINO, R.; PUGNO, N. M.;

- MÜSER, M. H.: Modeling and simulation in tribology across scales: An overview. *Tribology International*. Bd. 125 (2018), S. 169–199.
- [25] BAUER, F.: *Tribologie. Prägnant und Praxisrelevant*. 1. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2021.
- [26] GROTE, K.-H.; FELDHUSEN, J. (Hrsg.): *Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau*. 23. Auflage. Berlin: Springer, 2011.
- [27] MATE, C. M.: *Tribology on the Small Scale. A Bottom Up Approach to Friction, Lubrication, and Wear. Mesoscopic Physics and Nanotechnology*. Bd. 6. New York: Oxford University Press, 2008.
- [28] SAUER, B. (Hrsg.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. 8. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2018.
- [29] BARTZ, W. J.: *Einführung in die Tribologie und Schmierungstechnik. Tribologie, Schmierstoffe, Anwendungen*. Renningen: Expert, 2010.
- [30] STRIBECK, R.: *Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager*. Berlin: Julius Springer, 1903.
- [31] HAMROCK, B. J.; SCHMID, S. R.; JACOBSON, B. O.: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. 2. Auflage. New York: Marcel Dekker, 2004.
- [32] HERSEY, M. D.: The laws of lubrication of horizontal journal bearings. *Journal of the Washington Academy of Sciences*. Bd. 4 (1914) Nr. 19, S. 542–552.
- [33] GHOSH, M. K.; MAJUMDAR, B. C.; SARANGI, M.: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. New York: McGraw-Hill, 2014.
- [34] HANSEN, J.; BJÖRLING, M.; LARSSON, R.: Mapping of the lubrication regimes in rough surface EHL contacts. *Tribology International*. Bd. 131 (2019), S. 637–651.
- [35] HANSEN, J.; BJÖRLING, M.; LARSSON, R.: Lubricant film formation in rough surface non-conformal conjunctions subjected to GPa pressures and high slide-to-roll ratios. *Scientific reports*. Bd. 10 (2020) Nr. 1, S. 22250/1–22250/16.
- [36] HANSEN, J.; BJÖRLING, M.; LARSSON, R.: A New Film Parameter for Rough Surface EHL Contacts with Anisotropic and Isotropic Structures. *Tribology Letters*. Bd. 69 (2021) Nr. 2, S. 37/1–37/17.
- [37] HANSEN, J.: *Elasto-hydrodynamic film formation in heavily loaded rolling-sliding contacts. Influence of surface topography on the transition between lubrication regimes*. Dissertation, Luleå University of Technology, 2021.

- [38] ZHU, D.; WANG, Q. J.: On the  $\lambda$  ratio range of mixed lubrication. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. Bd. 226 (2012) Nr. 12, S. 1010–1022.
- [39] WANG, Q. J.; ZHU, D.: Interfacial Mechanics. Theories and Methods for Contact and Lubrication. Boca Raton: CRC Press, 2020.
- [40] SCHULZ, J.; HOLWEGER, W.: Wechselwirkung von Additiven mit Metalloberflächen. Renningen: Expert, 2010.
- [41] GOSVAMI, N. N.; BARES, J. A.; MANGOLINI, F.; KONICEK, A. R.; YABLON, D. G.; CARPICK, R. W.: Tribology. Mechanisms of antiwear tribofilm growth revealed in situ by single-asperity sliding contacts. Science. Bd. 348 (2015) Nr. 6230, S. 102–106.
- [42] MOSEY, N. J.; MÜSER, M. H.; WOO, T. K.: Molecular mechanisms for the functionality of lubricant additives. Science. Bd. 307 (2005) Nr. 5715, S. 1612–1615.
- [43] ZHANG, J.; SPIKES, H.: On the Mechanism of ZDDP Antiwear Film Formation. Tribology Letters. Bd. 63 (2016) Nr. 2, S. 24/1–24/15.
- [44] MOORE, D. F.: Principles and Applications of Tribology. International Series on Materials Science and Technology. Bd. 14. Oxford: Pergamon, 1975.
- [45] GOHAR, R.; RAHNEJAT H.: Fundamentals of Tribology. 2. Auflage. London: Imperial College Press, 2012.
- [46] BLAU, P. J.: Amontons' Laws of Friction. In: WANG, Q. J.; CHUNG, Y.-W. (Hrsg.): Encyclopedia of Tribology. New York: Springer Science+Business Media, 2013, S. 71.
- [47] BLAU, P. J.: Friction Coefficient. In: WANG, Q. J.; CHUNG, Y.-W. (Hrsg.): Encyclopedia of Tribology. New York: Springer Science+Business Media, 2013, S. 1304–1306.
- [48] MENEZES, P. L.; NOSONOVSKY, M.; INGOLE, S. P.; KAILAS, S. V.; LOVELL, M. R.: Tribology for Scientists and Engineers. From Basics to Advanced Concepts. New York: Springer, 2013.
- [49] BOBZIN, K.: Oberflächentechnik für den Maschinenbau. Weinheim: Wiley, 2013.
- [50] SZERI, A. Z.: Fluid Film Lubrication. 2. Auflage. Cambridge: Cambridge University Press, 2011.
- [51] POPOV, V. L.: Kontaktmechanik und Reibung. Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik. 3. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2015.

- [52] HARRIS, T. A.; KOTZALAS, M. N.: Essential Concepts of Bearing Technology. Rolling Bearing Analysis. 5. Auflage. Boca Raton: CRC Taylor & Francis, 2007.
- [53] HARRIS, T. A.; KOTZALAS, M. N.: Advanced Concepts of Bearing Technology. Rolling Bearing Analysis. 5. Auflage. Boca Raton: CRC Taylor & Francis, 2007.
- [54] DIN 50320:1979-12: Verschleiß — Begriffe. Systemanalyse von Verschleißvorgängen. Gliederung des Verschleißgebietes. Berlin: Beuth.
- [55] TOTTEN, G. E. (Hrsg.): Friction, lubrication, and wear technology. ASM Handbook. Bd. Volume 18. Ohio: ASM International, 2017.
- [56] BURWELL, J. T.: Survey of possible wear mechanisms. Wear. Bd. 1 (1957) Nr. 2, S. 119–141.
- [57] SOMMER, K.; HEINZ, R.; SCHÖFER, J.: Verschleiß metallischer Werkstoffe. Erscheinungsformen sicher beurteilen. 3. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.
- [58] WILLIAMS, J. A.: Engineering Tribology. New York: Cambridge University Press, 2005.
- [59] MILLER, B. A. et al. (Hrsg.): Failure analysis and prevention. ASM Handbook. Bd. Volume 11. Ohio: ASM International, 2021.
- [60] LIM, S. C.; ASHBY, M. F.: Overview no. 55. Wear-Mechanism Maps. Acta Metallurgica. Bd. 35 (1987) Nr. 1, S. 1–24.
- [61] LIM, S. C.: Recent developments in wear-mechanism maps. Tribology International. Bd. 31 (1998) Nr. 1-3, S. 87–97.
- [62] DIN 50322:1984-08: Verschleiß — Kennzeichnung von Kategorien der Verschleißprüfung. Berlin: Beuth.
- [63] STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W.; STACHOWIAK, G. B.: Experimental Methods in Tribology. Tribology Series. Bd. 44. Amsterdam: Elsevier, 2004.
- [64] GREBE, M.: Tribometrie. Anwendungsnahe tribologische Prüftechnik als Mittel zur erfolgreichen Produktentwicklung. Tübingen: Expert, 2021.
- [65] HERTZ, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für die reine und angewandte Mathematik. Bd. 92 (1881), S. 156–171.
- [66] HERTZ, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte. Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes (1882), S. 449–464.

- [67] JOHNSON, K. L.: Contact Mechanics. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [68] BRÄNDLEIN, J.; ESCHMANN, P.; HASBARGEN, L.; WEIGAND, K.: Die Wälzlagerpraxis. Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH, 2002.
- [69] WITTEL, H.; JANNASCH, D.; VORIEK, J.; SPURA, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente. Normung, Berechnung, Gestaltung. 23. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [70] TIMOSHENKO, S.; GOODIER, J. N.: Theory of Elasticity. 2. Auflage. New York: McGraw-Hill, 1951.
- [71] HARRIS, T. A.: Rolling Bearing Analysis. 4. Auflage. New York: Wiley, 2001.
- [72] Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.): Technisches Taschenbuch. Herzogenaurach, 2021.
- [73] LUNDBERG, G.: Elastische Berührung zweier Halbräume. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Bd. 10 (1939) Nr. 5, S. 201-211.
- [74] KUNERT, K.: Spannungsverteilung im Halbraum bei elliptischer Flächenpressungsverteilung über einer rechteckigen Druckfläche. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Bd. 27 (1961) Nr. 6, S. 165-174.
- [75] DIN 4760:1982-06: Gestaltabweichungen — Begriffe. Ordnungssystem. Berlin: Beuth.
- [76] THOMAS, T. R.: Rough Surfaces. 2. Auflage. London: Imperial College Press, 1999.
- [77] NIEMANN, G.; WINTER, H.; HÖHN, B.-R.: Maschinenelemente. Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. 4. Auflage. Berlin: Springer, 2005.
- [78] DIN 4768:1990-05: Ermittlung der Rauheitskenngrößen Ra, Rz, Rmax mit elektrischen Tastschnittgeräten. Berlin: Beuth.
- [79] DIN EN ISO 4287:2010-07: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren — Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit. Berlin: Beuth.
- [80] BHUSHAN, B. (Hrsg.): Modern Tribology Handbook. Mechanics and Materials Science Series. Boca Raton: CRC Press, 2001.
- [81] DIN EN ISO 25178-2:2012-09: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft — Teil 2: Begriffe und Oberflächen-Kenngrößen. Berlin: Beuth.

- [82] ABBOTT, E. J.; FIRESTONE, F. A.: Specifying Surface Quality - A Method Based on Accurate Measurement and Comparison. *Journal of Mechanical Engineering* (1933) Nr. 55, S. 569–572.
- [83] NGUYEN-SCHÄFER, H.: *Numerische Auslegung von Wälzlagern*. Berlin: Springer Vieweg, 2017.
- [84] SAYLES, R. S.; THOMAS, T. R.: The spatial representation of surface roughness by means of the structure function: A practical alternative to correlation. *Wear*. Bd. 42 (1977) Nr. 2, S. 263–276.
- [85] SAYLES, R. S.; THOMAS, T. R.: Measurements of the Statistical Microgeometry of Engineering Surfaces. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 101 (1979) Nr. 4, S. 409–417.
- [86] LONGUET-HIGGINS, M. S.: The statistical analysis of a random, moving surface. *Philosophical Transactions of the Royal Society. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. Bd. 249 (1957) Nr. 966, S. 321–387.
- [87] NAYAK, P. R.: Random Process Model of Rough Surfaces. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 93 (1971) Nr. 3, S. 398–407.
- [88] MANDELBROT, B. B.: *Fractals. Form, chance, and dimension*. San Francisco: Freeman, 1977.
- [89] RUSS, J. C.: *Fractal Surfaces*. New York: Springer Science+Business Media, 1994.
- [90] GANTI, S.; BHUSHAN, B.: Generalized fractal analysis and its applications to engineering surfaces. *Wear*. Bd. 180 (1995) Nr. 1-2, S. 17–34.
- [91] MAJUMDAR, A.; BHUSHAN, B.: Fractal Model of Elastic-Plastic Contact Between Rough Surfaces. *Journal of Tribology*. Bd. 113 (1991) Nr. 1, S. 1–11.
- [92] BERRY, M. V.; LEWIS, Z. V.: On the Weierstrass-Mandelbrot Fractal Function. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. Bd. 370 (1980) Nr. 1743, S. 459–484.
- [93] MAJUMDAR, A.; BHUSHAN, B.: Role of Fractal Geometry in Roughness Characterization and Contact Mechanics of Surfaces. *Journal of Tribology*. Bd. 112 (1990) Nr. 2, S. 205–216.
- [94] BOWDEN, F. P.; TABOR, D.: *The Friction and Lubrication of Solids*. Oxford: Oxford University Press, 2001.
- [95] TABOR, D.: *The Hardness of Metals*. Oxford: Clarendon Press, 2007.
- [96] ARCHARD, J. F.: Elastic deformation and the laws of friction. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical,*

- Physical and Engineering Sciences. Bd. 243 (1957) Nr. 1233, S. 190–205.
- [97] WHITEHOUSE, D. J.; ARCHARD, J. F.: The Properties of Random Surfaces of Significance in their Contact. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences. Bd. 316 (1970) Nr. 1524, S. 97–121.
- [98] GREENWOOD, J. A.; WILLIAMSON, J. B. P.: Contact of Nominally Flat Surfaces. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences. Bd. 295 (1966) Nr. 1442, S. 300–319.
- [99] GREENWOOD, J. A.; TRIPP, J. H.: The Elastic Contact of Rough Spheres. Journal of Applied Mechanics. Bd. 34 (1967) Nr. 1, S. 153–159.
- [100] TAYLOR, R. I.: Rough Surface Contact Modelling — A Review. Lubricants. Bd. 10 (2022) Nr. 5, S. 98.
- [101] CHANG, W. R.; ETSION, I.; BOGY, D. B.: An Elastic-Plastic Model for the Contact of Rough Surfaces. Journal of Tribology. Bd. 109 (1987) Nr. 2, S. 257–263.
- [102] BUSH, A. W.; GIBSON, R. D.; KEOGH, G. P.: The limit of elastic deformation in the contact of rough surfaces. Mechanics Research Communications. Bd. 3 (1976) Nr. 3, S. 169–174.
- [103] YU, N.; POLYCARPOU, A. A.: Contact of Rough Surfaces With Asymmetric Distribution of Asperity Heights. Journal of Tribology. Bd. 124 (2002) Nr. 2, S. 367–376.
- [104] MCCOOL, J. I.: Comparison of models for the contact of rough surfaces. Wear. Bd. 107 (1986) Nr. 1, S. 37–60.
- [105] MCCOOL, J. I.: Predicting Microfracture in Ceramics Via a Microcontact Model. Journal of Tribology. Bd. 108 (1986) Nr. 3, S. 37–60.
- [106] MCCOOL, J. I.: Relating Profile Instrument Measurements to the Functional Performance of Rough Surfaces. Journal of Tribology. Bd. 109 (1987) Nr. 2, S. 264–270.
- [107] BEHESHTI, A.; KHONSARI, M. M.: Asperity micro-contact models as applied to the deformation of rough line contact. Tribology International. Bd. 52 (2012), S. 61–74.
- [108] TOMOTA, T.; MASUDA, R.; KONDOH, Y.; OHMORI, T.; YAGI, K.: Modeling Solid Contact between Rough Surfaces with Various Roughness Parameters. Tribology Transactions. Bd. 64 (2021) Nr. 1, S. 178–192.

- [109] JOHNSON, N. L.: Systems of Frequency Curves Generated by Methods of Translation. *Biometrika*. Bd. 36 (1949) Nr. 1-2, S. 149–176.
- [110] PEARSON, K.: Contributions to the mathematical theory of evolution. *Philosophical Transactions of the Royal Society. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. Bd. 185 (1894), S. 71–110.
- [111] GREENWOOD, J. A.; TRIPP, J. H.: The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. Bd. 185 (1970) Nr. 1, S. 625–633.
- [112] ASHBY, M. F.; JONES, D. R. H.: *Engineering Materials 1. An Introduction to their Properties and Applications*. 2. Auflage. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002.
- [113] RABINOWICZ, E.: *Friction and Wear of Materials*. 2. Auflage. New York: Wiley, 1995.
- [114] TABOR, D.: The hardness of solids. *Reviews of Physics in Technology*. Bd. 1 (1970) Nr. 3, S. 145–179.
- [115] CHANG, W. R.; ETSION, I.; BOGY, D. B.: Static Friction Coefficient Model for Metallic Rough Surfaces. *Journal of Tribology*. Bd. 110 (1988) Nr. 1, S. 57–63.
- [116] ZHAO, Y.; MAIETTA, D. M.; CHANG, L.: An Asperity Microcontact Model Incorporating the Transition From Elastic Deformation to Fully Plastic Flow. *Journal of Tribology*. Bd. 122 (2000) Nr. 1, S. 86–93.
- [117] KOGUT, L.; ETSION, I.: Elastic-Plastic Contact Analysis of a Sphere and a Rigid Flat. *Journal of Applied Mechanics*. Bd. 69 (2002) Nr. 5, S. 657–662.
- [118] KOGUT, L.; ETSION, I.: A Finite Element Based Elastic-Plastic Model for the Contact of Rough Surfaces. *Tribology Transactions*. Bd. 46 (2003) Nr. 3, S. 383–390.
- [119] KOGUT, L.; ETSION, I.: A Static Friction Model for Elastic-Plastic Contacting Rough Surfaces. *Journal of Tribology*. Bd. 126 (2004) Nr. 1, S. 34–40.
- [120] JACKSON, R. L.; GREEN, I.: A Finite Element Study of Elasto-Plastic Hemispherical Contact Against a Rigid Flat. *Journal of Tribology*. Bd. 127 (2005) Nr. 2, S. 343–354.
- [121] JACKSON, R. L.; GREEN, I.: A statistical model of elasto-plastic asperity contact between rough surfaces. *Tribology International*. Bd. 39 (2006) Nr. 9, S. 906–914.

- [122] JACKSON, R. L.; GREEN, I.: The Behavior of Thrust Washer Bearings Considering Mixed Lubrication and Asperity Contact. *Tribology Transactions*. Bd. 49 (2006) Nr. 2, S. 233–247.
- [123] MISES, R. von: *Mechanik der festen Körper im plastisch-deformablen Zustand*. Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen, Mathematisch-Physikalische Klasse (1913), S. 582–592.
- [124] KUCHARSKI, S.; KLIMCZAK, T.; POLIJANIUK, A.; KACZMAREK, J.: Finite-elements model for the contact of rough surfaces. *Wear*. Bd. 177 (1994) Nr. 1, S. 1–13.
- [125] QUICKSALL, J. J.; JACKSON, R. L.; GREEN, I.: Elasto-plastic hemispherical contact models for various mechanical properties. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 218 (2004) Nr. 4, S. 313–322.
- [126] WADWALKAR, S. S.; JACKSON, R. L.; KOGUT, L.: A study of the elastic—plastic deformation of heavily deformed spherical contacts. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 224 (2010) Nr. 10, S. 1091–1102.
- [127] WANG, Z. Q.; WANG, J. F.: Model for a Sphere–Flat Elastic–Plastic Adhesion Contact. *Journal of Tribology*. Bd. 139 (2017) Nr. 4.
- [128] WANG, Z.; LIU, X.: Model for Elastic–Plastic Contact Between Rough Surfaces. *Journal of Tribology*. Bd. 140 (2018) Nr. 5, S. 051402/1–051402/8.
- [129] PULLEN, J.; WILLIAMSON, J. B. P.: On the plastic contact of rough surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. Bd. 327 (1972) Nr. 1569, S. 159–173.
- [130] HISAKADO, T.: Effect of surface roughness on contact between solid surfaces. *Wear*. Bd. 28 (1974) Nr. 2, S. 217–234.
- [131] BUSH, A. W.; GIBSON, R. D.; THOMAS, T. R.: The elastic contact of a rough surface. *Wear*. Bd. 35 (1975) Nr. 1, S. 87–111.
- [132] BUSH, A. W.; GIBSON, R. D.; KEOGH, G. P.: Strongly Anisotropic Rough Surfaces. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 101 (1979) Nr. 1, S. 15–20.
- [133] HALLING, J.; NURI, K. A.: Elastic/plastic contact of surfaces considering ellipsoidal asperities of work-hardening multi-phase materials. *Tribology International*. Bd. 24 (1991) Nr. 5, S. 311–319.

- [134] HORNG, J. H.: An Elliptic Elastic-Plastic Asperity Microcontact Model for Rough Surfaces. *Journal of Tribology*. Bd. 120 (1998) Nr. 1, S. 82–88.
- [135] JENG, Y.-R.; WANG, P.-Y.: An Elliptical Microcontact Model Considering Elastic, Elastoplastic, and Plastic Deformation. *Journal of Tribology*. Bd. 125 (2003) Nr. 2, S. 232–240.
- [136] JAMARI, J.; SCHIPPER, D. J.: An elastic–plastic contact model of ellipsoid bodies. *Tribology Letters*. Bd. 21 (2006) Nr. 3, S. 262–271.
- [137] GREENWOOD, J. A.: A simplified elliptic model of rough surface contact. *Wear*. Bd. 261 (2006) Nr. 2, S. 191–200.
- [138] CIAVARELLA, M.; GREENWOOD, J. A.; PAGGI, M.: Inclusion of “interaction” in the Greenwood and Williamson contact theory. *Wear*. Bd. 265 (2008) Nr. 5-6, S. 729–734.
- [139] ZHAO, B.; ZHANG, S.; QIU, Z.: Analytical asperity interaction model and numerical model of multi-asperity contact for power hardening materials. *Tribology International*. Bd. 92 (2015), S. 57–66.
- [140] YU, N.; POLYCARPOU, A. A.: Combining and Contacting of Two Rough Surfaces with Asymmetric Distribution of Asperity Heights. *Journal of Tribology*. Bd. 126 (2004) Nr. 2, S. 225–232.
- [141] TAYEBI, N.; POLYCARPOU, A. A.: Modeling the effect of skewness and kurtosis on the static friction coefficient of rough surfaces. *Tribology International*. Bd. 37 (2004) Nr. 6, S. 491–505.
- [142] TOMOTA, T.; KONDOH, Y.; OHMORI, T.: Modeling Solid Contact between Smooth and Rough Surfaces with Non-Gaussian Distributions. *Tribology Transactions*. Bd. 62 (2019) Nr. 4, S. 580–591.
- [143] YUAN, W.; LONG, J.; DING, Y.; WANG, G.: Statistical contact model of rough surfaces: The role of surface tension. *International Journal of Solids and Structures*. Bd. 138 (2018), S. 217–223.
- [144] WANG, D.; XU, C.; WAN, Q.: Modeling Tangential Contact of Rough Surfaces With Elastic- and Plastic-Deformed Asperities. *Journal of Tribology*. Bd. 139 (2017) Nr. 5, S. 051401/1–051401/8.
- [145] BHUSHAN, B.; MAJUMDAR, A.: Elastic-plastic contact model for bifractal surfaces. *Wear*. Bd. 153 (1992) Nr. 1, S. 53–64.
- [146] PERSSON, B. N. J.: Elastoplastic contact between randomly rough surfaces. *Physical Review Letters*. Bd. 87 (2001) Nr. 11, S. 116101/1–116101/4.

- [147] PERSSON, B. N. J.; BUCHER, F.; CHIAIA, B.: Elastic contact between randomly rough surfaces: Comparison of theory with numerical results. *Physical Review B*. Bd. 65 (2002) Nr. 18, S. 184106/1–184106/7.
- [148] PERSSON, B. N. J.; ALBOHR, O.; TARTAGLINO, U.; VOLOKITIN, A. I.; TOSATTI, E.: On the nature of surface roughness with application to contact mechanics, sealing, rubber friction and adhesion. *Journal of Physics: Condensed Matter*. Bd. 17 (2005) Nr. 1, S. R1–R62.
- [149] PERSSON, B. N. J.: Contact mechanics for randomly rough surfaces. *Surface Science Reports*. Bd. 61 (2006) Nr. 4, S. 201–227.
- [150] PERSSON, B. N. J.: On the Fractal Dimension of Rough Surfaces. *Tribology Letters*. Bd. 54 (2014) Nr. 1, S. 99–106.
- [151] EMAMI, A.; KHALEGHIAN, S.; TAHERI, S.: Asperity-based modification on theory of contact mechanics and rubber friction for self-affine fractal surfaces. *Friction*. Bd. 9 (2021) Nr. 6, S. 1707–1725.
- [152] BOUSSINESQ, J.: *Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques*. Paris: Gauthier-Villars, 1885.
- [153] LOVE, A. E. H.: *A treatise on the mathematical theory of elasticity*. Cambridge: Cambridge University Press, 1927.
- [154] LOVE, A. E. H.: The Stress Produced in a Semi-Infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary. *Philosophical Transactions of the Royal Society. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. Bd. 228 (1929) Nr. 659–669, S. 377–420.
- [155] FLAMANT, A.: On the Distribution of Pressures in a Transversely Loaded Rectangular Solid. *Comptes Rendus de l'Académie des Sciences*. Bd. 114 (1892), S. 1465.
- [156] FRANCIS, H. A.: The accuracy of plane strain models for the elastic contact of three-dimensional rough surfaces. *Wear*. Bd. 85 (1983) Nr. 2, S. 239–256.
- [157] REN, N.; LEE, S. C.: Contact Simulation of Three-Dimensional Rough Surfaces Using Moving Grid Method. *Journal of Tribology*. Bd. 115 (1993) Nr. 4, S. 597–601.
- [158] LEE, S. C.; REN, N.: Behavior of Elastic-Plastic Rough Surface Contacts as Affected by Surface Topography, Load, and Material Hardness. *Tribology Transactions*. Bd. 39 (1996) Nr. 1, S. 67–74.
- [159] BRANDT, A.; LUBRECHT, A.: Multilevel matrix multiplication and fast solution of integral equations. *Journal of Computational Physics*. Bd. 90 (1990) Nr. 2, S. 348–370.

- [160] LUBRECHT, A. A.; IOANNIDES, E.: A Fast Solution of the Dry Contact Problem and the Associated Sub-Surface Stress Field, Using Multi-level Techniques. *Journal of Tribology*. Bd. 113 (1991) Nr. 1, S. 128–133.
- [161] TIAN, X.; BHUSHAN, B.: A Numerical Three-Dimensional Model for the Contact of Rough Surfaces by Variational Principle. *Journal of Tribology*. Bd. 118 (1996) Nr. 1, S. 33–42.
- [162] STANLEY, H. M.; KATO, T.: An FFT-Based Method for Rough Surface Contact. *Journal of Tribology*. Bd. 119 (1997) Nr. 3, S. 481–485.
- [163] NOGI, T.; KATO, T.: Influence of a Hard Surface Layer on the Limit of Elastic Contact—Part I: Analysis Using a Real Surface Model. *Journal of Tribology*. Bd. 119 (1997) Nr. 3, S. 493–500.
- [164] HU, Y.-Z.; BARBER, G. C.; ZHU, D.: Numerical Analysis for the Elastic Contact of Real Rough Surfaces. *Tribology Transactions*. Bd. 42 (1999) Nr. 3, S. 443–452.
- [165] POLONSKY, I. A.; KEER, L. M.: A numerical method for solving rough contact problems based on the multi-level multi-summation and conjugate gradient techniques. *Wear*. Bd. 231 (1999) Nr. 2, S. 206–219.
- [166] LIU, S.; WANG, Q.; LIU, G.: A versatile method of discrete convolution and FFT (DC-FFT) for contact analyses. *Wear*. Bd. 243 (2000) Nr. 1-2, S. 101–111.
- [167] CHEN, W. W.; WANG, Q. J.; LIU, Y.; CHEN, W.; CAO, J.; XIA, C.; TALWAR, R.; LEDERICH, R.: Analysis and Convenient Formulas for Elasto-Plastic Contacts of Nominally Flat Surfaces: Average Gap, Contact Area Ratio, and Plastically Deformed Volume. *Tribology Letters*. Bd. 28 (2007) Nr. 1, S. 27–38.
- [168] CHEN, W. W.; LIU, S.; WANG, Q. J.: Fast Fourier Transform Based Numerical Methods for Elasto-Plastic Contacts of Nominally Flat Surfaces. *Journal of Applied Mechanics*. Bd. 75 (2008) Nr. 1.
- [169] ANDERSSON, T.; ALLAN-PERSSON, B. G.: The boundary element method applied to two-dimensional contact problems. In: BREBBIA, C. A. (Hrsg.): *Progress in Boundary Element Methods*. New York: Springer, 1983, S. 136–157.
- [170] BEMPORAD, A.; PAGGI, M.: Optimization algorithms for the solution of the frictionless normal contact between rough surfaces. *International Journal of Solids and Structures*. Bd. 69-70 (2015), S. 94–105.

- [171] XU, Y.; JACKSON, R. L.: Boundary element method (BEM) applied to the rough surface contact vs. BEM in computational mechanics. *Friction*. Bd. 7 (2019) Nr. 4, S. 359–371.
- [172] JACKSON, R.; XU, Y.; SAHA, S.; SCHULZE, K.: Elastic Rough Surface Contact and the Root Mean Square Slope of Measured Surfaces over Multiple Scales. *Fractal and Fractional*. Bd. 5 (2021) Nr. 2, S. 44.
- [173] BHUSHAN, B.; PENG, W.: Contact mechanics of multilayered rough surfaces. *Applied Mechanics Reviews*. Bd. 55 (2002) Nr. 5, S. 435–480.
- [174] PENG, W.; BHUSHAN, B.: Transient analysis of sliding contact of layered elastic/plastic solids with rough surfaces. *Microsystem Technologies*. Bd. 9 (2003) Nr. 5, S. 340–345.
- [175] GHANBARZADEH, A.; FARAJI, M.; NEVILLE, A.: Deterministic normal contact of rough surfaces with adhesion using a surface integral method. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. Bd. 476 (2020) Nr. 2242, S. 20200281.
- [176] KOMVOPOULOS, K.; CHOI, D.-H.: Elastic Finite Element Analysis of Multi-Asperity Contacts. *Journal of Tribology*. Bd. 114 (1992) Nr. 4, S. 823–831.
- [177] HYUN, S.; PEI, L.; MOLINARI, J.-F.; ROBBINS, M. O.: Finite-element analysis of contact between elastic self-affine surfaces. *Physical Review E*. Bd. 70 (2004) Nr. 2, S. 26117.
- [178] VOELKEL, K.; ROTHEMUND, M.; ALBARRACIN GARIBELLO, S.; KRAMER, V.; PFLAUM, H.; STAHL, K.: On the Simulation of the Micro-Contact of Rough Surfaces Using the Example of Wet Friction Clutch Materials. *Lubricants*. Bd. 7 (2019) Nr. 5, S. 41.
- [179] LEKUE, J.; DÖRNER, F.; SCHINDLER, C.: Multiscale Finite Element Modeling of Wheel–Rail Rough Normal Contact Measurements Using Pressure Measurement Film. *Tribology Transactions*. Bd. 61 (2018) Nr. 5, S. 972–978.
- [180] PEI, L.; HYUN, S.; MOLINARI, J. F.; ROBBINS, M. O.: Finite element modeling of elasto-plastic contact between rough surfaces. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. Bd. 53 (2005) Nr. 11, S. 2385–2409.
- [181] GAO, Y. F.; BOWER, A. F.; KIM, K.-S.; LEV, L.; CHENG, Y. T.: The behavior of an elastic–perfectly plastic sinusoidal surface under contact loading. *Wear*. Bd. 261 (2006) Nr. 2, S. 145–154.

- [182] SAHOO, P.; GHOSH, N.: Finite element contact analysis of fractal surfaces. *Journal of Physics D: Applied Physics*. Bd. 40 (2007) Nr. 14, S. 4245–4252.
- [183] POULIOS, K.; KLIT, P.: Implementation and applications of a finite-element model for the contact between rough surfaces. *Wear*. Bd. 303 (2013) Nr. 1-2, S. 1–8.
- [184] AN, B.; WANG, X.; XU, Y.; JACKSON, R. L.: Deterministic elastic-plastic modelling of rough surface contact including spectral interpolation and comparison to theoretical models. *Tribology International*. Bd. 135 (2019), S. 246–258.
- [185] ZHANG, R.; MENG, X.; LYU, B.; SUN, K.: A deterministic FE contact analysis of 3D rough surfaces with textures and comparison with classic statistical contact models. *Science China Technological Sciences*. Bd. 64 (2021) Nr. 2, S. 297–316.
- [186] MÜSER, M. H.; DAPP, W. B.; BUGNICOURT, R.; SAINOT, P.; LESAFFRE, N.; LUBRECHT, T. A.; PERSSON, B. N. J.; HARRIS, K.; BENNETT, A.; SCHULZE, K.; ROHDE, S.; IFJU, P.; SAWYER, W. G.; ANGELINI, T.; ASHTARI ESFAHANI, H.; KADKHODAEI, M.; AKBARZADEH, S.; WU, J.-J.; VORLAUFER, G.; VERNES, A.; SOLHJOO, S.; VAKIS, A. I.; JACKSON, R. L.; XU, Y.; STREATOR, J.; ROSTAMI, A.; DINI, D.; MEDINA, S.; CARBONE, G.; BOTTIGLIONE, F.; AFFERRANTE, L.; MONTI, J.; PASTEWKA, L.; ROBBINS, M. O.; GREENWOOD, J. A.: Meeting the Contact-Mechanics Challenge. *Tribology Letters*. Bd. 65 (2017) Nr. 4, S. 118/1–118/18.
- [187] MAABOUDALLAH, F.; NAJAH, M.; ATALLA, N.: A Review on the Contact Mechanics Modeling of Rough Surfaces in the Elastic Regime: Fundamentals, Theories, and Numerical Implementations. In: PINTAUDE, G. (Hrsg.): *Tribology of Machine Elements. Fundamentals and Applications*. London: IntechOpen, 2021.
- [188] PETRUSEVICH, A. I.: Fundamental Conclusions from the Contact Hydrodynamic Theory of Lubrication. *Izvestija Akademii Nauk SSSR*. Bd. 2 (1951), S. 209.
- [189] MARIAN, M.; BARTZ, M.; WARTZACK, S.; ROSENKRANZ, A.: Non-Dimensional Groups, Film Thickness Equations and Correction Factors for Elastohydrodynamic Lubrication: A Review. *Lubricants*. Bd. 8 (2020) Nr. 10, S. 95/1–95/20.
- [190] DOWSON, D.: A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication. *International Journal of Mechanical Sciences*. Bd. 4 (1962) Nr. 2, S. 159–170.

- [191] YANG, P.; WEN, S.: A generalized Reynolds equation based on non-Newtonian flow in lubrication mechanics. *Acta Mechanica Sinica*. Bd. 6 (1990) Nr. 4, S. 289–295.
- [192] YANG, P.; WEN, S.: A Generalized Reynolds Equation for Non-Newtonian Thermal Elastohydrodynamic Lubrication. *Journal of Tribology*. Bd. 112 (1990) Nr. 4, S. 631–636.
- [193] BARTEL, D.: *Simulation von Tribosystemen. Grundlagen und Anwendungen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010.
- [194] DURST, F.: *Grundlagen der Strömungsmechanik. Eine Einführung in die Theorie der Strömungen von Fluiden*. Berlin: Springer, 2006.
- [195] HERWIG, H.: *Strömungsmechanik. Einführung in die Physik von technischen Strömungen*. 2. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016.
- [196] OERTEL, H.; BÖHLE, M.; REVIOL, T.: *Strömungsmechanik. Für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. 7. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [197] HABCHI, W.: *Finite Element Modeling of Elastohydrodynamic Lubrication Problems*. Hoboken: Wiley, 2018.
- [198] WIŚNIEWSKI, M.: *Elastohydrodynamische Schmierung. Grundlagen und Anwendungen. Handbuch der Tribologie und Schmierungs-technik*. Bd. 9. Renningen: Expert, 2000.
- [199] DOWSON, D.; HIGGINSON, G. R.: *Elasto-Hydrodynamic Lubrication*. SI-Edition. Oxford: Pergamon, 1977.
- [200] BODE, B.: *Modell zur Beschreibung des Fließverhaltens von Flüssigkeiten unter hohem Druck*. *Tribologie und Schmierungstechnik*. Bd. 36 (1989) Nr. 4, S. 182–189.
- [201] MURNAGHAN, F. D.: The Compressibility of Media under Extreme Pressures. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*. Bd. 30 (1944) Nr. 9, S. 244–247.
- [202] TAIT, P. G.: *Report on Some of the Physical Properties of Fresh Water and of Sea Water*. New York: Johnson Reprint Corporation, 1965.
- [203] MEZGER, T.: *Das Rheologie-Handbuch. Für Anwender von Rotations- und Oszillations-Rheometern*. Farbe-und-Lack-Edition. 4. Auflage. Hannover: Vincentz Network, 2012.
- [204] BARUS, C.: Isothermals, isopiestic and isometrics relative to viscosity. *American Journal of Science*. Bd. 45 (1893) Nr. 266, S. 87–96.

- [205] VERGNE, P.: Comportement rhéologique des lubrifiants et lubrification: Approches expérimentales. Habilitation, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2002.
- [206] ROELANDS, C. J. A.: Correlational aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating Oils. Dissertation, Technische Hogeschool Delft, 1966.
- [207] DOOLITTLE, A. K.: Studies in Newtonian Flow. II. The Dependence of the Viscosity of Liquids on Free-Space. *Journal of Applied Physics*. Bd. 22 (1951) Nr. 12, S. 1471–1475.
- [208] WILLIAMS, M. L.; LANDEL, R. F.; FERRY, J. D.: The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-forming Liquids. *Journal of the American Chemical Society*. Bd. 77 (1955) Nr. 14, S. 3701–3707.
- [209] FERRY, J. D.: *Viscoelastic properties of polymers*. 3. Auflage. New York: Wiley, 1980.
- [210] YASUTOMI, S.; BAIR, S.; WINER, W. O.: An Application of a Free Volume Model to Lubricant Rheology I—Dependence of Viscosity on Temperature and Pressure. *Journal of Tribology*. Bd. 106 (1984) Nr. 2, S. 291–302.
- [211] BAIR, S.; MARY, C.; BOUSCHARAIN, N.; VERGNE, P.: An improved Yasutomi correlation for viscosity at high pressure. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 227 (2013) Nr. 9, S. 1056–1060.
- [212] GIESEKUS, H.: *Phänomenologische Rheologie. Eine Einführung*. Berlin, Heidelberg: Springer, 1994.
- [213] PRANDTL, L.: Ein Gedankenmodell zur kinetischen Theorie der festen Körper. *ZAMM - Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*. Bd. 8 (1928) Nr. 2, S. 85–106.
- [214] EYRING, H.: Viscosity, Plasticity, and Diffusion as Examples of Absolute Reaction Rates. *The Journal of Chemical Physics*. Bd. 4 (1936) Nr. 4, S. 283–291.
- [215] BAIR, S.; WINER, W. O.: A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory Data. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 101 (1979) Nr. 3, S. 258–264.
- [216] GECIM, B.; WINER, W. O.: Lubricant Limiting Shear Stress Effect on EHD Film Thickness. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 102 (1980) Nr. 2, S. 213–220.

- [217] ELSHARKAWY, A. A.; HAMROCK, B. J.: Subsurface Stresses in Micro-EHL Line Contacts. *Journal of Tribology*. Bd. 113 (1991) Nr. 3, S. 645–655.
- [218] IIVONEN, H.; HAMROCK, B. J.: A new non-newtonian fluid model for elastohydrodynamic lubrication of rectangular contacts. *Wear*. Bd. 143 (1991) Nr. 2, S. 297–305.
- [219] LEE, R.-T.; HAMROCK, B. J.: A Circular Non-Newtonian Fluid Model: Part I — Used in Elastohydrodynamic Lubrication. *Journal of Tribology*. Bd. 112 (1990) Nr. 3, S. 486–495.
- [220] LEE, R.-T.; HAMROCK, B. J.: A Circular Non-Newtonian Fluid Model: Part II — Used in Microelastohydrodynamic Lubrication. *Journal of Tribology*. Bd. 112 (1990) Nr. 3, S. 497–505.
- [221] CROSS, M. M.: Rheology of non-Newtonian fluids: A new flow equation for pseudoplastic systems. *Journal of Colloid Science*. Bd. 20 (1965) Nr. 5, S. 417–437.
- [222] CARREAU, P. J.: Rheological Equations from Molecular Network Theories. *Transactions of the Society of Rheology*. Bd. 16 (1972) Nr. 1, S. 99–127.
- [223] YASUDA, K.; ARMSTRONG, R. C.; COHEN, R. E.: Shear flow properties of concentrated solutions of linear and star branched polystyrenes. *Rheologica Acta*. Bd. 20 (1981) Nr. 2, S. 163–178.
- [224] JOHNSON, K. L.; TEVAARWERK, J. L.: Shear Behaviour of Elastohydrodynamic Oil Films. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. Bd. 356 (1977) Nr. 1685, S. 215–236.
- [225] BAIR, S.; WINER, W. O.: The High Pressure High Shear Stress Rheology of Liquid Lubricants. *Journal of Tribology*. Bd. 114 (1992) Nr. 1, S. 1–9.
- [226] SOMMERFELD, A.: Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. *Zeitschrift für Mathematik und Physik*. Bd. 50 (1904), S. 97–155.
- [227] MARIAN, M.: Numerische Auslegung von Oberflächenmikrostrukturen für geschmierte tribologische Kontakte. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2021.
- [228] GÜMBEL, L.: Vergleich der Ergebnisse der rechnerischen Behandlung des Lagerschmierungsproblems mit neueren Versuchsergebnissen. *Monatsblätter des Berliner Bezirksvereins deutscher Ingenieure* (1921), S. 125–128.

- [229] SWIFT, H. W.: The Stability of Lubricating Films in Journal Bearings. Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers. Bd. 233 (1932), S. 267–288.
- [230] STIEBER, W.: Hydrodynamische Theorie des Gleitlagers. Das Schwimmlager. Berlin: VDI Verlag, 1933.
- [231] PEEKEN, H.; BENNER, J.: Beeinträchtigung des Druckaufbaus in Gleitlagern durch Schmierstoffverschäumung. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): Gleit- und Wälzlagerungen. Gestaltung, Berechnung, Einsatz. 14.03.-15.03.1985, Neu-Ulm. Düsseldorf: VDI Verlag, 1985, S. 373–397.
- [232] SPRAFKE, P.: Numerische und experimentelle Untersuchung des dynamischen Verhaltens hydraulischer Systeme unter Berücksichtigung von Kavitation und Luftausgasung. Berichte aus der Strömungstechnik. Aachen: Shaker, 2000.
- [233] VORTMANN, C.: Untersuchungen zur Thermodynamik des Phasenübergangs bei der numerischen Berechnung kavitierender Düsenströmungen [online]. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2001.
- [234] ZWART, P. J.; GERBER, A. G.; BELAMRI, T.: A two-phase flow model for predicting cavitation dynamics. In: ICMF (Hrsg.): Proceedings of the 5th international conference on multiphase flow. 30.05.-03.06.2004, Yokohama/Japan, S. 152/1–152/12.
- [235] GOODWIN, M. J.; DONG, D.; YU, H.; NIKOLAJSSEN, J. L.: Theoretical and experimental investigation of the effect of oil aeration on the load-carrying capacity of a hydrodynamic journal bearing. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. Bd. 221 (2007) Nr. 7, S. 779–786.
- [236] JAKOBSSON, B.; FLOBERG, L.: The finite journal bearing considering vaporization. Göteborg: Gumpert, 1957.
- [237] OLSSON, K.-O.: Cavitation in dynamically loaded bearings. Göteborg: Gumpert, 1965.
- [238] FLOBERG, L.: On journal bearing lubrication considering the tensile strength of the liquid lubricant. Transactions of the Machine Elements Division. Lund: Lund Technical University, 1973.
- [239] ELROD, H. G.: A Cavitation Algorithm. Journal of Lubrication Technology. Bd. 103 (1981) Nr. 3, S. 350–354.
- [240] KUMAR, A.; BOOKER, J. F.: A Finite Element Cavitation Algorithm. Journal of Tribology. Bd. 113 (1991) Nr. 2, S. 276–284.

- [241] KUMAR, A.; BOOKER, J. F.: A Finite Element Cavitation Algorithm: Application/Validation. *Journal of Tribology*. Bd. 113 (1991) Nr. 2, S. 255–260.
- [242] FENG, N. S.; HAHN, E. J.: Density and Viscosity Models for Two-Phase Homogeneous Hydrodynamic Damper Fluids. *ASLE Transactions*. Bd. 29 (1986) Nr. 3, S. 361–369.
- [243] MARIAN, M.; WESCHTA, M.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Einfluss masseerhaltender Kavitationsmodelle bei der Simulation hydro- und elasto-hydrodynamischer Kontakte. *Tribologie und Schmierungstechnik*. Bd. 64 (2017) Nr. 4, S. 31–36.
- [244] WU, S. R.: A penalty formulation and numerical approximation of the Reynolds-Hertz problem of elasto-hydrodynamic lubrication. *International Journal of Engineering Science*. Bd. 24 (1986) Nr. 6, S. 1001–1013.
- [245] GRUBIN, A. N.; VINOGRADOVA, I. E.; KETOVA, K. F.: Investigation of the contact of machine components. Moskau: Central Scientific Research Institute for Technology and Mechanical Engineering, 1949.
- [246] MOHRENSTEIN-ERTEL, A.: Die Berechnung der hydrodynamischen Schmierung gekrümmter Oberflächen unter hoher Belastung und Relativbewegung. Düsseldorf: VDI Verlag, 1984.
- [247] KLEIN, B.: FEM. Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. 10. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [248] NASDALA, L.: FEM-Formelsammlung Statik und Dynamik. Hintergrundinformationen, Tipps und Tricks. 3. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [249] HABCHI, W.: A Full-System Finite Element Approach to Elasto-hydrodynamic Lubrication Problems: Application to Ultra-Low-Viscosity Fluids. Dissertation, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2008.
- [250] HOOKE, R.: *Lectures de Potentia Restitutiva. Or of Spring Explaining the Power of Springing Bodies*. John Martyn, 1678.
- [251] PEKLENIK, J.: Paper 24: New Developments in Surface Characterization and Measurements by Means of Random Process Analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. Bd. 182 (1967) Nr. 11, S. 108–126.

- [252] AI, X.; ZHENG, L.: A General Model for Microelastohydrodynamic Lubrication and Its Full Numerical Solution. *Journal of Tribology*. Bd. 111 (1989) Nr. 4, S. 569–576.
- [253] CHANG, L.; WEBSTER, M. N.: A Study of Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces. *Journal of Tribology*. Bd. 113 (1991) Nr. 1, S. 110–115.
- [254] CHENG, H. S.: Mixed Lubrication and Lubricated Wear. In: DOWSON, D. et al. (Hrsg.): *Thin Films in Tribology, Proceedings of the 19th Leeds-Lyon Symposium on Tribology held at the Institute of Tribology, University of Leeds. Tribology Series*. Amsterdam: Elsevier, 1993, S. 181–191.
- [255] CHANG, L.; WEBSTER, M. N.; JACKSON, A.: A Line-Contact Micro-EHL Model With Three-Dimensional Surface Topography. *Journal of Tribology*. Bd. 116 (1994) Nr. 1, S. 21–28.
- [256] CHANG, L.: Deterministic modeling and numerical simulation of lubrication between rough surfaces—a review of recent developments. *Wear*. Bd. 184 (1995) Nr. 2, S. 155–160.
- [257] XU, G.; SADEGHI, F.: Thermal EHL Analysis of Circular Contacts With Measured Surface Roughness. *Journal of Tribology*. Bd. 118 (1996) Nr. 3, S. 473–482.
- [258] JIANG, X.; HUA, D. Y.; CHENG, H. S.; AI, X.; LEE, S. C.: A Mixed Elastohydrodynamic Lubrication Model With Asperity Contact. *Journal of Tribology*. Bd. 121 (1999) Nr. 3, S. 481–491.
- [259] HU, Y.-Z.; ZHU, D.: A Full Numerical Solution to the Mixed Lubrication in Point Contacts. *Journal of Tribology*. Bd. 122 (2000) Nr. 1, S. 1–9.
- [260] HU, Y.-Z.; WANG, H.; WANG, W.; ZHU, D.: A computer model of mixed lubrication in point contacts. *Tribology International*. Bd. 34 (2001) Nr. 1, S. 65–73.
- [261] ZHU, D.; HU, Y.-Z.: A Computer Program Package for the Prediction of EHL and Mixed Lubrication Characteristics, Friction, Subsurface Stresses and Flash Temperatures Based on Measured 3-D Surface Roughness. *Tribology Transactions*. Bd. 44 (2001) Nr. 3, S. 383–390.
- [262] ZHU, D.: On some aspects of numerical solutions of thin-film and mixed elastohydrodynamic lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 221 (2007) Nr. 5, S. 561–579.

- [263] REDLICH, A.: Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbedingungen. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2002.
- [264] PATIR, N.: Effects of surface roughness on partial film lubrication using an average flow model based on numerical simulation. Dissertation, Northwestern University, 1978.
- [265] PATIR, N.; CHENG, H. S.: An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 100 (1978) Nr. 1, S. 12–17.
- [266] PATIR, N.; CHENG, H. S.: Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 101 (1979) Nr. 2, S. 220–229.
- [267] ELROD, H. G.: A General Theory for Laminar Lubrication With Reynolds Roughness. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 101 (1979) Nr. 1, S. 8–14.
- [268] TRIPP, J. H.: Surface Roughness Effects in Hydrodynamic Lubrication: The Flow Factor Method. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 105 (1983) Nr. 3, S. 458–463.
- [269] RIENÄCKER, A.: Instationäre Elastohydrodynamik von Gleitlagern mit rauhen Oberflächen und inverse Bestimmung der Warmkontur. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1995.
- [270] LAGEMANN, V.: Numerische Verfahren zur tribologischen Charakterisierung bearbeitungsbedingter rauher Oberflächen bei Mikrohydrodynamik und Mischreibung. Dissertation, Universität Kassel, 2000.
- [271] MORALES-ESPEJEL, G. E.: Flow factors for non-Gaussian roughness in hydrodynamic lubrication: An analytical interpolation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. Bd. 223 (2009) Nr. 6, S. 1433–1441.
- [272] MORALES-ESPEJEL, G. E.: Surface roughness effects in elastohydrodynamic lubrication: A review with contributions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 228 (2014) Nr. 11, S. 1217–1242.
- [273] KIM, T. W.; CHO, Y. J.: The Flow Factors Considering the Elastic Deformation for the Rough Surface with a Non-Gaussian Height Distribution. *Tribology Transactions*. Bd. 51 (2008) Nr. 2, S. 213–220.

- [274] ALMQVIST, A.; DASHT, J.: The homogenization process of the Reynolds equation describing compressible liquid flow. *Tribology International*. Bd. 39 (2006) Nr. 9, S. 994–1002.
- [275] ALMQVIST, A.; LARSSON, R.; WALL, P.: The Homogenization Process of the Time Dependent Reynolds Equation Describing Compressible Liquid Flow. *TRIBOLOGIA - Finnish Journal of Tribology*. Bd. 26 (2007) Nr. 4, S. 30–44.
- [276] ALMQVIST, A.; FABRICIUS, J.; WALL, P.: Homogenization of a Reynolds equation describing compressible flow. *Journal of Mathematical Analysis and Applications*. Bd. 390 (2012) Nr. 2, S. 456–471.
- [277] SAHLIN, F.; ALMQVIST, A.; LARSSON, R.; GLAVATSKI, S.: Rough surface flow factors in full film lubrication based on a homogenization technique. *Tribology International*. Bd. 40 (2007) Nr. 7, S. 1025–1034.
- [278] SAHLIN, F.; LARSSON, R.; ALMQVIST, A.; LUGT, P. M.; MARKLUND, P.: A mixed lubrication model incorporating measured surface topography. Part 1: Theory of flow factors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 224 (2009) Nr. 4, S. 335–351.
- [279] SAHLIN, F.; LARSSON, R.; MARKLUND, P.; ALMQVIST, A.; LUGT, P. M.: A mixed lubrication model incorporating measured surface topography. Part 2: Roughness treatment, model validation, and simulation. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 224 (2009) Nr. 4, S. 353–365.
- [280] ALMQVIST, A.; FABRICIUS, J.; SPENCER, A.; WALL, P.: Similarities and Differences Between the Flow Factor Method by Patir and Cheng and Homogenization. *Journal of Tribology*. Bd. 133 (2011) Nr. 3, S. 031702/1–031702/5.
- [281] JOHNSON, K. L.; GREENWOOD, J. A.; POON, S. Y.: A simple theory of asperity contact in elastohydro-dynamic lubrication. *Wear*. Bd. 19 (1972) Nr. 1, S. 91–108.
- [282] WESCHTA, M.: Untersuchungen zur Wirkungsweise von Mikrostrukturen in elastohydrodynamischen Gleit-Wälzkontakten. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2017.
- [283] VENNER, C. H.: Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems. Dissertation, University of Twente, 1991.
- [284] LUBRECHT, A. A.: The Numerical Solution of the Elastohydrodynamically Lubricated Line- and Point Contact Problem Using Multigrid Techniques. Dissertation, University of Twente, 1987.

- [285] VENNER, C. H.; LUBRECHT, A. A.: Multilevel Methods in Lubrication. Tribology Series. Bd. 37. Amsterdam: Elsevier, 2000.
- [286] DOWSON, D.; HIGGINSON, G. R.: A Numerical Solution to the Elasto-Hydrodynamic Problem. Journal of Mechanical Engineering Science. Bd. 1 (1959) Nr. 1, S. 6–15.
- [287] EVANS, H. P.; SNIDLE, R. W.: Inverse Solution of Reynolds' Equation of Lubrication Under Point-Contact Elastohydrodynamic Conditions. Journal of Lubrication Technology. Bd. 103 (1981) Nr. 4, S. 539–546.
- [288] HAMROCK, B. J.; DOWSON, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part I — Theoretical Formulation. Journal of Lubrication Technology. Bd. 98 (1976) Nr. 2, S. 223–228.
- [289] HAMROCK, B. J.; DOWSON, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part II — Ellipticity Parameter Results. Journal of Lubrication Technology. Bd. 98 (1976) Nr. 3, S. 375–381.
- [290] HAMROCK, B. J.; DOWSON, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part III — Fully Flooded Results. Journal of Lubrication Technology. Bd. 99 (1977) Nr. 2, S. 264–275.
- [291] HAMROCK, B. J.; DOWSON, D.: Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part IV — Starvation Results. Journal of Lubrication Technology. Bd. 99 (1977) Nr. 1, S. 15–23.
- [292] ROHDE, S. M.; OH, K. P.: A unified treatment of thick and thin film elastohydrodynamic problems by using higher order element methods. Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical, Physical and Engineering Sciences. Bd. 343 (1975) Nr. 1634, S. 315–331.
- [293] OH, K. P.; ROHDE, S. M.: Numerical solution of the point contact problem using the finite element method. International Journal for Numerical Methods in Engineering. Bd. 11 (1977) Nr. 10, S. 1507–1518.
- [294] OKAMURA, H.: A contribution to the numerical analysis of isothermal elastohydrodynamic lubrication. In: DOWSON, D. et al. (Hrsg.): Tribology of Reciprocating Engines. Guildford: Butterworth-Heinemann, 1983, S. 313–320.
- [295] HABCHI, W.; DEMIRCI, I.; EYHERAMENDY, D.; MORALES-ESPEJEL, G.; VERGNE, P.: A finite element approach of thin film lubrication in circular EHD contacts. Tribology International. Bd. 40 (2007) Nr. 10–12, S. 1466–1473.

- [296] HABCHI, W.; EYHERAMENDY, D.; BAIR, S.; VERGNE, P.; MORALES-ESPEJEL, G.: A Finite Element Approach of the Fully Coupled Elastohydrodynamic Problem. In: ASME (Hrsg.): Proceedings of the ASME/STLE 2007 International Joint Tribology Conference. 22.10.-24.10.2007, San Diego/USA. New York: ASME, 2007, S. 1-3.
- [297] HABCHI, W.; EYHERAMENDY, D.; VERGNE, P.; MORALES-ESPEJEL, G.: A Full-System Approach of the Elastohydrodynamic Line/Point Contact Problem. *Journal of Tribology*. Bd. 130 (2008) Nr. 2, S. 021501/1-021501/10.
- [298] HABCHI, W.; EYHERAMENDY, D.; BAIR, S.; VERGNE, P.; MORALES-ESPEJEL, G.: Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts Using a Newtonian/Generalized Newtonian Lubricant. *Tribology Letters*. Bd. 30 (2008) Nr. 1, S. 41-52.
- [299] ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z.: *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7. Auflage. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013.
- [300] HUGHES, T. J.; FRANCA, L. P.; HULBERT, G. M.: A new finite element formulation for computational fluid dynamics: VIII. The galerkin/least-squares method for advective-diffusive equations. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. Bd. 73 (1989) Nr. 2, S. 173-189.
- [301] ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; NITHIARASU, P.: *The Finite Element Method for Fluid Dynamics*. 7. Auflage. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2014.
- [302] BLAU, P. J.: Fifty years of research on the wear of metals. *Tribology International*. Bd. 30 (1997) Nr. 5, S. 321-331.
- [303] MENG, H.-C.: *Wear modeling: Evaluation and categorization of wear models*. Dissertation, University of Michigan, 1994.
- [304] MENG, H.-C.; LUDEMA, K. C.: Wear models and predictive equations: their form and content. *Wear*. Bd. 181-183 (1995) Nr. 2, S. 443-457.
- [305] HSU, S. M.; SHEN, M. C.; RUFF, A. W.: Wear prediction for metals. *Tribology International*. Bd. 30 (1997) Nr. 5, S. 377-383.
- [306] BAYER, R. G.: *Wear Analysis for Engineers*. New York: HNB Publishing, 2002.
- [307] GORYACHEVA, I. G.: *Contact Mechanics in Tribology. Solid mechanics and its applications*. Bd. 61. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1998.

- [308] ZHU, D.; MARTINI, A.; WANG, W.; HU, Y.; LISOWSKY, B.; WANG, Q. J.: Simulation of Sliding Wear in Mixed Lubrication. *Journal of Tribology*. Bd. 129 (2007) Nr. 3, S. 544–552.
- [309] KÖNIG, F.: Prognose des Verschleißverhaltens ölgeschmierter Gleitlager im Mischreibungsbetrieb. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2020.
- [310] QUEENER, C. A.; SMITH, T. C.; MITCHELL, W. L.: Transient wear of machine parts. *Wear*. Bd. 8 (1965) Nr. 5, S. 391–400.
- [311] LEWIS, W. D.: Fluorocarbon Resin in Piston Rings - New Performance Data for Reciprocating Non-Lubricated Air Compressor. *Lubrication Engineering*. Bd. 24 (1968) Nr. 3, S. 122–127.
- [312] KHRUSHCHOV, M. M.; BABICHEV, M. A.: Abrasive Wear. Moskau: Nauka, 1970.
- [313] RHEE, S. K.: Wear equation for polymers sliding against metal surfaces. *Wear*. Bd. 16 (1970) Nr. 6, S. 431–445.
- [314] LANCASTER, J. K.: Dry rubbing bearings. *Tribology Handbook*. London: Butterworths, 1973.
- [315] LARSEN-BASSE, J.: Wear of hard metals in rock drilling: a survey of literature. *Powder Metallurgy*. Bd. 16 (1973) Nr. 31, S. 1–32.
- [316] MOORE, N. B.; WALKER, B. H.; APPL, F. C.: A Model of Performance and Life of Diamond Drill Bits. *Journal of Pressure Vessel Technology*. Bd. 100 (1978) Nr. 2, S. 164–171.
- [317] LUO, X.; CHENG, K.; HOLT, R.; LIU, X.: Modeling flank wear of carbide tool insert in metal cutting. *Wear*. Bd. 259 (2005) Nr. 7–12, S. 1235–1240.
- [318] CAYER-BARRIOZ, J.; MAZUYER, D.; KAPSA, P.; CHATEAUMINOIS, A.; ROBERT, G.; BOUQUEREL, F.: On the correlation abrasive wear resistance – molecular weight: A quantitative wear law for polymeric fibres. *Wear*. Bd. 261 (2006) Nr. 3–4, S. 460–466.
- [319] MARTÍNEZ, F. J.; CANALES, M.; IZQUIERDO, S.; JIMÉNEZ, M. A.; MARTÍNEZ, M. A.: Finite element implementation and validation of wear modelling in sliding polymer–metal contacts. *Wear*. Bd. 284–285 (2012), S. 52–64.
- [320] MORTAZAVI, V.; KHONSARI, M. M.: On the Prediction of Transient Wear. *Journal of Tribology*. Bd. 138 (2016) Nr. 4, S. 041604/1–041604/8.
- [321] ARCHARD, J. F.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*. Bd. 24 (1953) Nr. 8, S. 981–988.

- [322] RABINOWICZ, E.; MUTIS, A.: Effect of abrasive particle size on wear. *Wear*. Bd. 8 (1965) Nr. 5, S. 381–390.
- [323] FLEISCHER, G.: *Verschleiß und Zuverlässigkeit*. Berlin: VEB, 1980.
- [324] FLEISCHER, G.: Zur Energetik der Reibung. *Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Universität „Otto von Guericke“ Magdeburg*. Bd. 34 (1990) Nr. 8, S. 55–66.
- [325] KRAGELSKI, I. W.: *Reibung und Verschleiß*. München: Carl Hanser, 1971.
- [326] KRAGELSKY, I. V.; ALISIN, V. V.: *Friction Wear Lubrication*. Tribology Handbook. Oxford: Pergamon, 1981.
- [327] KRAGELSKI, I. V.; DOBYČIN, M. N.; KOMBALOV, V. S.: *Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß*. München: Carl Hanser, 1983.
- [328] KRAGELSKY, I. V.; ALISIN, V. V.: *Tribology – Lubrication, Friction and Wear*. Tribology in Practice Series. London: Professional Engineering Publishing, 2001.
- [329] HURRICKS, P. L.: The Mechanism of Fretting and the Influence of Temperature. *Industrial Lubrication and Tribology*. Bd. 28 (1976) Nr. 1, S. 9–17.
- [330] LIJESH, K. P.; KHONSARI, M. M.: On the Modeling of Adhesive Wear with Consideration of Loading Sequence. *Tribology Letters*. Bd. 66 (2018) Nr. 3, S. 105/1–105/11.
- [331] EL-THALJI, I.; JANTUNEN, E.: A descriptive model of wear evolution in rolling bearings. *Engineering Failure Analysis*. Bd. 45 (2014), S. 204–224.
- [332] EL-THALJI, I.; JANTUNEN, E.: Dynamic modelling of wear evolution in rolling bearings. *Tribology International*. Bd. 84 (2015), S. 90–99.
- [333] EL-THALJI, I.; JANTUNEN, E.: Wear evolution in rolling element bearings: A system model. *International Journal of Industrial and Systems Engineering*. Bd. 23 (2016) Nr. 1, S. 57–73.
- [334] MACGREGOR, C. W.: *Handbook of Analytical Design for Wear*. New York: Plenum Press, 1964.
- [335] BRENDL, H.; HORNING, E.; LEISTNER, D.; NEUKIRCHNER, J.; SCHMIDT, H.-J.; WINKLER, H.; WINKLER, L.: *Wissensspeicher Tribotechnik*. Wien: Springer, 1979.
- [336] CHALLEN, J. M.; OXLEY, P.; HOCKENHULL, B. S.: Prediction of Archard's wear coefficient for metallic sliding friction assuming a

- low cycle fatigue wear mechanism. *Wear*. Bd. 111 (1986) Nr. 3, S. 275–288.
- [337] BEHESHTI, A.; KHONSARI, M. M.: A Thermodynamic Approach for Prediction of Wear Coefficient Under Unlubricated Sliding Condition. *Tribology Letters*. Bd. 38 (2010) Nr. 3, S. 347–354.
- [338] REICHERT, S.; LORENTZ, B.; ALBERS, A.: Influence of flattening of rough surface profiles on the friction behaviour of mixed lubricated contacts. *Tribology International*. Bd. 93 (2016), S. 614–619.
- [339] GHATREHSAMANI, S.; AKBARZADEH, S.: Predicting the wear coefficient and friction coefficient in dry point contact using continuum damage mechanics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 233 (2019) Nr. 3, S. 447–455.
- [340] TERWEY, J. T.; BERNINGER, S.; BURGHARDT, G.; JACOBS, G.; POLL, G.: Numerical Calculation of Local Adhesive Wear in Machine Elements Under Boundary Lubrication Considering the Surface Roughness. In: ABDEL WAHAB, M. (Hrsg.): *Proceedings of the 7th International Conference on Fracture Fatigue and Wear*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Singapur: Springer, 2019, S. 796–807.
- [341] TERWEY, J. T.; FOURATI, M. A.; PAPE, F.; POLL, G.: Energy-Based Modelling of Adhesive Wear in the Mixed Lubrication Regime. *Lubricants*. Bd. 8 (2020) Nr. 2, S. 16/1–16/15.
- [342] TERWEY, J. T.: *Näherungslösungen für Reibung und Verschleiß in ölgeschmierten Wälzkontakten unter Berücksichtigung der realen Rheologie*. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2020.
- [343] SAMADANI, A.; AKBARZADEH, S.: Experimental and numerical prediction of wear coefficient in non-conformal lubricated rectangular contact using continuum damage mechanics. *Surface Topography: Metrology and Properties*. Bd. 8 (2020) Nr. 2, S. 25012.
- [344] SHA, Z.-D.; SORKIN, V.; BRANICIO, P. S.; PEI, Q.-X.; ZHANG, Y.-W.; SROLOVITZ, D. J.: Large-scale molecular dynamics simulations of wear in diamond-like carbon at the nanoscale. *Applied Physics Letters*. Bd. 103 (2013) Nr. 7, S. 073118/1–073118/5.
- [345] AGHABABAEI, R.; WARNER, D. H.; MOLINARI, J.-F.: Critical length scale controls adhesive wear mechanisms. *Nature communications*. Bd. 7 (2016), S. 11816/1–11816/8.

- [346] BURWELL, J. T.; STRANG, C. D.: On the Empirical Law of Adhesive Wear. *Journal of Applied Physics*. Bd. 23 (1952) Nr. 1, S. 18–28.
- [347] DIN ISO 4378-2:1999-09: Gleitlager — Begriffe, Definitionen, Einteilung und Symbole — Teil 2: Reibung und Verschleiß. Berlin: Beuth.
- [348] BLAU, P. J.: On the nature of running-in. *Tribology International*. Bd. 38 (2005) Nr. 11-12, S. 1007–1012.
- [349] BLAU, P. J.: Running-in. In: WANG, Q. J.; CHUNG, Y.-W. (Hrsg.): *Encyclopedia of Tribology*. New York: Springer Science+Business Media, 2013, S. 2967–2969.
- [350] SUGIMURA, J.; KIMURA, Y.: Characterization of topographical changes during lubricated wear. *Wear*. Bd. 98 (1984), S. 101–116.
- [351] SUGIMURA, J.; KIMURA, Y.; AMINO, K.: Analysis of the Topographical Changes Due to Wear — Geometry of the Running-In Process. *Journal of Japan Society of Lubrication Engineers*. Bd. 31 (1986) Nr. 11, S. 813–820.
- [352] KIMURA, Y.; SUGIMURA, J.: Microgeometry of sliding surfaces and wear particles in lubricated contact. *Wear*. Bd. 100 (1984) Nr. 1-3, S. 33–45.
- [353] JENG, Y.-R.; GAO, C.-C.: Changes of Surface Topography during Wear for Surfaces with Different Height Distributions. *Tribology Transactions*. Bd. 43 (2000) Nr. 4, S. 749–757.
- [354] JENG, Y.-R.; LIN, Z.-W.; SHYU, S.-H.: A Microscopic Wear Measurement Method for General Surfaces. *Journal of Tribology*. Bd. 124 (2002) Nr. 4, S. 829–833.
- [355] JENG, Y.-R.; LIN, Z.-W.; SHYU, S.-H.: Changes of Surface Topography During Running-In Process. *Journal of Tribology*. Bd. 126 (2004) Nr. 3, S. 620–625.
- [356] STOUT, K. J.; KING, T. G.; WATSON, W.: Topography of running in of plain bearings. *Mecanique, Materiaux, Electricite*. Bd. 337 (1978), S. 45–52.
- [357] STOUT, K. J.; SPEDDING, T. A.: The characterization of internal combustion engine bores. *Wear*. Bd. 83 (1982) Nr. 2, S. 311–326.
- [358] STOUT, K. J.; DAVIS, E. J.: Surface topography of cylinder bores — the relationship between manufacture, characterization and function. *Wear*. Bd. 95 (1984) Nr. 2, S. 111–125.
- [359] SPEDDING, T. A.; KING, T. G.; WATSON, W.; STOUT, K. J.: The Pearson System of Distributions: Its Application to Non-Gaussian Surface

- Metrology and a Simple Wear Model. *Journal of Lubrication Technology*. Bd. 102 (1980) Nr. 4, S. 495–500.
- [360] KING, T. G.; WATSON, W.; STOUT, K. J.: Modelling the micro-geometry of lubricated wear. In: DOWSON, D. et al. (Hrsg.): *Surface Roughness Effects in Lubrication*. Proceedings of the 4th Leeds-Lyon Symposium on Tribology. 09.1977, Lyon/Frankreich. London: Mechanical Engineering Publications, 1978, S. 333–343.
- [361] NONOGAKI, M.; MORIMOTO, T.; NAKAHARA, T.: Method of determination of truncation parameters from measured surface profile. *Tribology International*. Bd. 36 (2003) Nr. 10, S. 745–752.
- [362] JAMARI, J.: *Running-in of Rolling Contacts*. Dissertation, University of Twente, 2006.
- [363] GOLDEN, J. M.: The evolution of asperity height distributions of a surface subjected to wear. *Wear*. Bd. 39 (1976) Nr. 1, S. 25–44.
- [364] LIN, J.-Y.; CHENG, H. S.: An Analytical Model for Dynamic Wear. *Journal of Tribology*. Bd. 111 (1989) Nr. 3, S. 468–474.
- [365] HU, Y. Z.; LI, N.; TØNDER, K.: A Dynamic System Model for Lubricated Sliding Wear and Running-In. *Journal of Tribology*. Bd. 113 (1991) Nr. 3, S. 499–505.
- [366] KAPOOR, A.; JOHNSON, K. L.: Steady State Topography of Surfaces in Repeated Boundary Lubricated Sliding. In: DOWSON, D. et al. (Hrsg.): *Thin Films in Tribology*, Proceedings of the 19th Leeds-Lyon Symposium on Tribology held at the Institute of Tribology, University of Leeds. Tribology Series. Amsterdam: Elsevier, 1993, S. 81–90.
- [367] MUKRAS, S.; KIM, N. H.; SAWYER, W. G.; JACKSON, D. B.; BERGQUIST, L. W.: Numerical integration schemes and parallel computation for wear prediction using finite element method. *Wear*. Bd. 266 (2009) Nr. 7–8, S. 822–831.
- [368] SCHMIDT, A. A.; SCHMIDT, T.; GRABHERR, O.; BARTEL, D.: Transient wear simulation based on three-dimensional finite element analysis for a dry running tilted shaft-bushing bearing. *Wear*. Bd. 408–409 (2018), S. 171–179.
- [369] BOSE, K. K.; RAMKUMAR, P.: Finite element method based sliding wear prediction of steel-on-steel contacts using extrapolation techniques. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 233 (2019) Nr. 10, S. 1446–1463.

- [370] MUKRAS, S. M. S.: Computer Simulation/Prediction of Wear in Mechanical Components. *Advances in Tribology* (2020), S. 1–15.
- [371] PÖDRA, P.; ANDERSSON, S.: Wear simulation with the Winkler surface model. *Wear*. Bd. 207 (1997) Nr. 1-2, S. 79–85.
- [372] WINKLER, E.: Die Lehre von der Elastizität und Festigkeit mit besonderer Rücksicht auf ihre Anwendung in der Technik. Für polytechnische Schulen, Bauakademien, Ingenieure, Maschinenbauer, Architekten, etc. Prag: Dominicus, 1867.
- [373] PÖDRA, P.: FE Wear Simulation of Sliding Contacts. Dissertation, Royal Institute of Technology Stockholm, 1997.
- [374] HEGADEKATTE, V.; HUBER, N.; KRAFT, O.: Finite element based simulation of dry sliding wear. *Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering*. Bd. 13 (2005) Nr. 1, S. 57–75.
- [375] HEGADEKATTE, V.; HUBER, N.; KRAFT, O.: Modeling and simulation of wear in a pin on disc tribometer. *Tribology Letters*. Bd. 24 (2006) Nr. 1, S. 51–60.
- [376] HEGADEKATTE, V.; KURZENHÄUSER, S.; HUBER, N.; KRAFT, O.: A predictive modeling scheme for wear in tribometers. *Tribology International*. Bd. 41 (2008) Nr. 11, S. 1020–1031.
- [377] SARKAR, A. D.: *Wear of Metals*. International Series on Materials Science and Technology. Bd. 18. Oxford: Pergamon, 1976.
- [378] SARKAR, A. D.: *Friction and Wear*. London: Academic Press, 1980.
- [379] SFANTOS, G. K.; ALIABADI, M. H.: A boundary element formulation for three-dimensional sliding wear simulation. *Wear*. Bd. 262 (2007) Nr. 5-6, S. 672–683.
- [380] ANDERSSON, J.; ALMQVIST, A.; LARSSON, R.: Numerical simulation of a wear experiment. *Wear*. Bd. 271 (2011) Nr. 11-12, S. 2947–2952.
- [381] MORALES-ESPEJEL, G. E.; GABELLI, A.: Rolling bearing seizure and sliding effects on fatigue life. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 233 (2019) Nr. 2, S. 339–354.
- [382] MORALES-ESPEJEL, G. E.: Den Zerstörern auf der Spur. Verschleiß und Oberflächenermüdung bei Wälzlagern. *Konstruktion*. Bd. 72 (2020) Nr. 5-6, S. 40–46.
- [383] PALMGREN, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern. *Durability of Ball Bearings*. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*. Bd. 68 (1924), S. 339–341.

- [384] MINER, M. A.: Cumulative Damage in Fatigue. *Journal of Applied Mechanics*. Bd. 12 (1945) Nr. 3, S. 159.
- [385] ELEÖD, A.: Numerische Tribologie: Strukturveränderungs- und Verschleißsimulation mit Hilfe der Finiten Elemente Methode. *Tribologie und Schmierungstechnik*. Bd. 55 (2008) Nr. 3, S. 17–22.
- [386] BOSMAN, R.; SCHIPPER, D. J.: Transition from mild to severe wear including running in effects. *Wear*. Bd. 270 (2011) Nr. 7–8, S. 472–478.
- [387] BOSMAN, R.; SCHIPPER, D. J.: Mild Wear Prediction of Boundary-Lubricated Contacts. *Tribology Letters*. Bd. 42 (2011) Nr. 2, S. 169–178.
- [388] BOSMAN, R.: Mild Microscopic Wear Modeling in the Boundary Lubrication Regime. Dissertation, University of Twente, 2011.
- [389] PRAJAPATI, D. K.; TIWARI, M.: 3D numerical wear model for determining the change in surface topography. *Surface Topography: Metrology and Properties*. Bd. 6 (2018) Nr. 4, S. 045006/1–045006/16.
- [390] RUDNYTSKYJ, A.; LARSSON, R.; GACHOT, C.: A Closer Look at the Contact Conditions of a Block-on-Flat Wear Experiment. *Lubricants*. Bd. 10 (2022) Nr. 7, S. 131/1–131/19.
- [391] SKLENAK, S.; MEVISSSEN, D.; BRIMMERS, J.; BRECHER, C.; LENZ, B.; MEHNER, A.: Methode zur Verschleißvorhersage für den feststoffgeschmierten Zwei-Scheiben-Kontakt. *Tribologie und Schmierungstechnik*. Bd. 69 (2022) Nr. 4, S. 50–57.
- [392] BIRKHOFFER, H.; KÜMMERLE, T.: Feststoffgeschmierte Wälzlager. Einsatz, Grundlagen und Auslegung. Berlin: Springer, 2012.
- [393] BRECHER, C.; RENKENS, D.; LÖPENHAUS, C.: Method for Calculating Normal Pressure Distribution of High Resolution and Large Contact Area. *Journal of Tribology*. Bd. 138 (2016) Nr. 1, S. 011402/1–011402/9.
- [394] ÖQVIST, M.: Numerical simulations of mild wear using updated geometry with different step size approaches. *Wear*. Bd. 249 (2001) Nr. 1–2, S. 6–11.
- [395] ÖQVIST, M.: Numerical Simulations of Wear. Lizentiatsarbeit, Luleå University of Technology, 2000.
- [396] TELLISKIVI, T.: Simulation of wear in a rolling–sliding contact by a semi-Winkler model and the Archard’s wear law. *Wear*. Bd. 256 (2004) Nr. 7–8, S. 817–831.
- [397] MUKRAS, S.; KIM, N. H.; MAUNTLER, N. A.; SCHMITZ, T. L.; SAWYER, W. G.: Analysis of planar multibody systems with revolute joint wear. *Wear*. Bd. 268 (2010) Nr. 5–6, S. 643–652.

- [398] DAUBNER, A.: Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtungen aus PTFE-Compound. Dissertation, Universität Stuttgart, 2014.
- [399] HECK, J.: Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2015.
- [400] BINDER, M.: Mechanismenbasierte Verschleißsimulation zur integrierten Werkzeug- und Prozessauslegung. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2017.
- [401] USUI, E.; SHIRAKASHI, T.; KITAGAWA, T.: Analytical prediction of cutting tool wear. *Wear*. Bd. 100 (1984) Nr. 1-3, S. 129-151.
- [402] TAKEYAMA, H.; MURATA, R.: Basic Investigation of Tool Wear. *Journal of Engineering for Industry*. Bd. 85 (1963) Nr. 1, S. 33-37.
- [403] ZHAN, W.; HUANG, P.: Numerical analysis of time-varying wear with elastic deformation in line contact. *Friction*. Bd. 7 (2019) Nr. 2, S. 143-152.
- [404] JIN, X.; KEER, L. M.; WANG, Q.: A practical method for singular integral equations of the second kind. *Engineering Fracture Mechanics*. Bd. 75 (2008) Nr. 5, S. 1005-1014.
- [405] BASTOLA, A.; STEWART, D.; DINI, D.: Three-dimensional finite element simulation and experimental validation of sliding wear. *Wear*. Bd. 504-505 (2022), S. 204402/1-204402/18.
- [406] LORENTZ, B.: An approach to investigate surface roughness influence on non-lubricated and lubricated contacts by means of the finite element analysis. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [407] REICHERT, S.: An approach to investigate surface roughness influence on the running-in behaviour of mixed-lubricated sliding contacts using the finite element method. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2019.
- [408] JOHNSON, G. R.; COOK, W. H.: Fracture characteristics of three metals subjected to various strains, strain rates, temperatures and pressures. *Engineering Fracture Mechanics*. Bd. 21 (1985) Nr. 1, S. 31-48.
- [409] GHANBARZADEH, A.; WILSON, M.; MORINA, A.; DOWSON, D.; NEVILLE, A.: Development of a new mechano-chemical model in boundary lubrication. *Tribology International*. Bd. 93 (2016), S. 573-582.
- [410] GHANBARZADEH, A.; PARSAEIAN, P.; MORINA, A.; WILSON, M. C. T.; VAN EIJK, M. C. P.; NEDELICU, I.; DOWSON, D.; NEVILLE, A.: A Semi-

- deterministic Wear Model Considering the Effect of Zinc Dialkyl Dithiophosphate Tribofilm. *Tribology Letters*. Bd. 61 (2016), S. 12/1–12/15.
- [411] GHANBARZADEH, A.: Mechano-Chemical Modelling of Boundary Lubrication. Dissertation, University of Leeds, 2016.
- [412] LI, G.; WANG, Z. H.; ZHU, W. D.: Prediction of Surface Wear of Invo-lute Gears Based on a Modified Fractal Method. *Journal of Tribol-ogy*. Bd. 141 (2019) Nr. 3, S. 031603/1–031603/13.
- [413] LI, B.: A review of tool wear estimation using theoretical analysis and numerical simulation technologies. *International Journal of Re-fractory Metals and Hard Materials*. Bd. 35 (2012), S. 143–151.
- [414] MORALES-ESPEJEL, G. E.; BRIZMER, V.: Micropitting Modelling in Rolling–Sliding Contacts: Application to Rolling Bearings. *Tribology Transactions*. Bd. 54 (2011) Nr. 4, S. 625–643.
- [415] MORALES-ESPEJEL, G. E.; BRIZMER, V.; PIRAS, E.: Roughness evolution in mixed lubrication condition due to mild wear. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 229 (2015) Nr. 11, S. 1330–1346.
- [416] DANG VAN, K.; GRIVEAU, B.; MESSAGE, O.: On a New Multiaxial Fa-tigue Limit Criterion: Theory and Application. In: BROWN, M.; MILLER, K. (Hrsg.): *Biaxial and Multiaxial Fatigue*. London: Mechanical Engineering Publications, 1989, S. 479–498.
- [417] LORENTZ, B.; ALBERS, A.: A numerical model for mixed lubrication taking into account surface topography, tangential adhesion effects and plastic deformations. *Tribology International*. Bd. 59 (2013), S. 259–266.
- [418] ALBERS, A.; REICHERT, S.; LORENTZ, B.; KNOLL, G.; LANG, J.: Untersu-chung des Reibungsverhaltens von geschmierten Kontakten unter Berücksichtigung verschiedener Gleitbedingungen mit Hilfe der Fi-niten-Elemente-Methode. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *Reibung, Schmierung und Verschleiß - Forschung und praktische Anwendungen: 56. Tribologie-Fachtagung. 21.09.-23.09.2015, Göttingen*. Aachen: Gesellschaft für Tribologie e.V., 2015, S. 7/1–7/11.
- [419] ALBERS, A.; REICHERT, S.; HELDMAIER, S.: Untersuchung des Einlauf-Verschleißverhaltens von geschmierten Kontakten unter Berück-sichtigung unterschiedlicher Fertigungsverfahren mit Hilfe der Fi-nite-Elemente-Methode. *Tribologie und Schmierungstechnik*. Bd. 64 (2017) Nr. 4, S. 14–20.

- [420] ALBERS, A.; REICHERT, S.: On the influence of surface roughness on the wear behavior in the running-in phase in mixed-lubricated contacts with the finite element method. *Wear*. Bd. 376-377 (2017), S. 1185-1193.
- [421] JOHNSON, G. R.; COOK, W. H.: A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures. In: American Defense Preparedness Association (Hrsg.): Proceedings of the 7th International Symposium on Ballistics. 19.04.-21.04.1983, Den Haag/Niederlande, S. 541-547.
- [422] AKCHURIN, A.; BOSMAN, R.; LUGT, P. M.; VAN DROGEN, M.: On a Model for the Prediction of the Friction Coefficient in Mixed Lubrication Based on a Load-Sharing Concept with Measured Surface Roughness. *Tribology Letters*. Bd. 59 (2015) Nr. 1, S. 19/1-19/11.
- [423] AKCHURIN, A.; BOSMAN, R.; LUGT, P. M.: A Stress-Criterion-Based Model for the Prediction of the Size of Wear Particles in Boundary Lubricated Contacts. *Tribology Letters*. Bd. 64 (2016) Nr. 3, S. 35/1-35/12.
- [424] AKCHURIN, A.; BOSMAN, R.; LUGT, P. M.; VAN DROGEN, M.: Analysis of Wear Particles Formed in Boundary-Lubricated Sliding Contacts. *Tribology Letters*. Bd. 63 (2016) Nr. 2, S. 16/1-16/14.
- [425] AKCHURIN, A.; BOSMAN, R.; LUGT, P. M.: Generation of Wear Particles and Running-In in Mixed Lubricated Sliding Contacts. *Tribology International*. Bd. 110 (2017), S. 201-208.
- [426] AKCHURIN, A.; BOSMAN, R.: A Deterministic Stress-Activated Model for Tribo-Film Growth and Wear Simulation. *Tribology Letters*. Bd. 65 (2017) Nr. 2, S. 59/1-59/9.
- [427] AKCHURIN, A.: Generation of wear particles in lubricated contacts during running-in. Dissertation, University of Twente, 2017.
- [428] BHATTACHARYA, B.; ELLINGWOOD, B.: Continuum damage mechanics analysis of fatigue crack initiation. *International Journal of Fatigue*. Bd. 20 (1998) Nr. 9, S. 631-639.
- [429] BARTEL, D.; BOBACH, L.; ILLNER, T.; DETERS, L.: Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology. Bd. 226 (2012) Nr. 12, S. 1095-1108.
- [430] BEHESHTI, A.; KHONSARI, M. M.: An engineering approach for the prediction of wear in mixed lubricated contacts. *Wear*. Bd. 308 (2013) Nr. 1-2, S. 121-131.

- [431] ZHANG, Y.; CAO, H.; KOVALEV, A.; MENG, Y.: Numerical Running-In Method for Modifying Cylindrical Roller Profile Under Mixed Lubrication of Finite Line Contacts. *Journal of Tribology*. Bd. 141 (2019) Nr. 4, S. 041401/1–041401/9.
- [432] KÖNIG, F.; OUALD CHAIB, A.; JACOBS, G.; SOUS, C.: A multiscale-approach for wear prediction in journal bearing systems – from wearing-in towards steady-state wear. *Wear*. Bd. 426–427 (2019), S. 1203–1211.
- [433] KÖNIG, F.; SOUS, C.; JACOBS, G.: Numerical prediction of the frictional losses in sliding bearings during start-stop operation. *Friction*. Bd. 9 (2021) Nr. 3, S. 583–597.
- [434] HERBST, H. M.: Theoretical modeling of the cylinder lubrication in internal combustion engines and its influence on piston slap induced noise, friction and wear. Habilitationsschrift, Technische Universität Graz, 2008.
- [435] PRÖLß, M.: Berechnung langsam laufender und hoch belasteter Gleitlager in Planetengetrieben unter Mischreibung, Verschleiß und Deformationen. Dissertation, Technische Universität Clausthal, 2020.
- [436] BERGMANN, P.; GRÜN, F.: Modeling Wear of Journal Bearings. In: COMSOL (Hrsg.): *Proceedings of the 2016 COMSOL Conference in Munich*. 12.10.- 14.10.2016, München, S. 1–7. Abrufbar über: <http://www.comsol.de/paper/modeling-wear-of-journal-bearings-39891/>. Abgerufen am: 13.11.2017.
- [437] BERGMANN, P.; GRÜN, F.; GÓDOR, I.; STADLER, G.; MAIER-KIENER, V.: On the modelling of mixed lubrication of conformal contacts. *Tribology International*. Bd. 125 (2018), S. 220–236.
- [438] BERGMANN, P.; GRÜN, F.; SUMMER, F.; GÓDOR, I.: Evaluation of Wear Phenomena of Journal Bearings by Close to Component Testing and Application of a Numerical Wear Assessment. *Lubricants*. Bd. 6 (2018) Nr. 3, S. 65/1–65/25.
- [439] MAIER, M.; PUSTERHOFER, M.; GRÜN, F.: Modelling Approaches of Wear-Based Surface Development and Their Experimental Validation. *Lubricants*. Bd. 10 (2022) Nr. 12, S. 335/1–335/21.
- [440] MAIER, M.; PUSTERHOFER, M.; SUMMER, F.; GRÜN, F.: Validation of statistic and deterministic asperity contact models using experimental Stribeck data. *Tribology International*. Bd. 165 (2022), S. 107329/1–107329/11.

- [441] MAIER, M.; PUSTERHOFER, M.; GRÜN, F.: Wear simulation in lubricated contacts considering wear-dependent surface topography changes. *Materials Today: Proceedings* (2023), S. 563–570.
- [442] CAO, R.; BAI, H.; CAO, H.; ZHANG, Y.; MENG, Y.: Mixed Lubrication Analysis of Tapered Roller Bearings and Crowning Profile Optimization Based on Numerical Running-In Method. *Lubricants*. Bd. 11 (2023) Nr. 3, S. 97.
- [443] SHARIF, K. J.; EVANS, H. P.; SNIDLE, R. W.; BARNETT, D.; EGOROV, I. M.: Effect of elastohydrodynamic film thickness on a wear model for worm gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 220 (2006) Nr. 3, S. 295–306.
- [444] SCHMIDT, T.: Mischreibung und Verschleiss in Hydraulikdichtsystemen. Modellbildung, Simulation und experimentelle Analyse. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2011.
- [445] ÖNGÜN, Y.; ANDRÉ, M.; BARTEL, D.; DETERS, L.: An axisymmetric hydrodynamic interface element for finite-element computations of mixed lubrication in rubber seals. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. Bd. 222 (2008) Nr. 3, S. 471–481.
- [446] FURUSTIG, J.: Semi-Deterministic Numerical Simulations of Wear on Various Scales. From Chemo-Mechanical Effects to the Wear of Components in Orbital Type Hydraulic Motors. Dissertation, Luleå University of Technology, 2014.
- [447] WOLF, C.: Reibungs- und Verschleißsimulation instationär belasteter Gleitlager unter elastohydrodynamischen Bedingungen. Dissertation, Universität Kassel, 2014.
- [448] HAO, L.; MENG, Y.: Numerical Prediction of Wear Process of an Initial Line Contact in Mixed Lubrication Conditions. *Tribology Letters*. Bd. 60 (2015) Nr. 2, S. 31/1–31/16.
- [449] GAO, L.; DOWSON, D.; HEWSON, R. W.: Predictive wear modeling of the articulating metal-on-metal hip replacements. *Journal of Biomedical Materials Research. Part B: Applied Biomaterials*. Bd. 105 (2017) Nr. 3, S. 497–506.
- [450] GAO, L.; HUA, Z.; HEWSON, R.; ANDERSEN, M. S.; JIN, Z.: Elastohydrodynamic lubrication and wear modelling of the knee joint replacements with surface topography. *Biosurface and Biotribology*. Bd. 4 (2018) Nr. 1, S. 18–23.

- [451] JALALI-VAHID, D.; JAGATIA, M.; JIN, Z. M.; DOWSON, D.: Prediction of lubricating film thickness in UHMWPE hip joint replacements. *Journal of biomechanics*. Bd. 34 (2001) Nr. 2, S. 261–266.
- [452] LIU, D.; WANG, S.; ZHANG, C.: A multiscale wear simulation method for rotary lip seal under mixed lubricating conditions. *Tribology International*. Bd. 121 (2018), S. 190–203.
- [453] RAN, H.; Di Liu; WANG, S.: A Numerical Wear Simulation Method of Reciprocating Seals with a Textured Rod. *Materials*. Bd. 13 (2020) Nr. 19, S. 4458/1–4458/28.
- [454] RUGGIERO, A.; SICILIA, A.: A Mixed Elasto-Hydrodynamic Lubrication Model for Wear Calculation in Artificial Hip Joints. *Lubricants*. Bd. 8 (2020) Nr. 7, S. 72.
- [455] XIANG, G.; HAN, Y.; HE, T.; WANG, J.; XIAO, K.: A Dynamic Wear Model for Micro-Grooved Water-Lubricated Bearings Under Transient Mixed Lubrication Condition. *Journal of Tribology*. Bd. 142 (2020) Nr. 7, S. 071701/1–071701/13.
- [456] AKBARZADEH, S.; KHONSARI, M. M.: On the Prediction of Running-In Behavior in Mixed-Lubrication Line Contact. *Journal of Tribology*. Bd. 132 (2010) Nr. 3, S. 032102/1–032102/11.
- [457] MOES, H.: Optimum similarity analysis with applications to elasto-hydrodynamic lubrication. *Wear*. Bd. 159 (1992) Nr. 1, S. 57–66.
- [458] AZAM, A.; GHANBARZADEH, A.; NEVILLE, A.; MORINA, A.; WILSON, M. C.: Modelling tribochemistry in the mixed lubrication regime. *Tribology International*. Bd. 132 (2019), S. 265–274.
- [459] PEI, X.; PU, W.; ZHANG, Y.; HUANG, L.: Surface topography and friction coefficient evolution during sliding wear in a mixed lubricated rolling-sliding contact. *Tribology International*. Bd. 137 (2019), S. 303–312.
- [460] PEI, X.; PU, W.; YANG, J.; ZHANG, Y.: Friction and adhesive wear behavior caused by periodic impact in mixed-lubricated point contacts. *Advances in Mechanical Engineering*. Bd. 12 (2020) Nr. 2, S. 1.
- [461] PEI, X.; PU, W.; YANG, J.; ZHANG, Y.: Wear law in mixed lubrication based on stress-promoted thermal activation. *Friction* (2020).
- [462] CHUNG, K.-H.: Wear characteristics of atomic force microscopy tips: A review. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. Bd. 15 (2014) Nr. 10, S. 2219–2230.

- [463] ZHAO, J.; SHENG, W.; LI, Z.; ZHANG, H.; ZHU, R.: Numerical Simulation of Sliding Wear in Finite Line Contact Mixed Lubrication. *Journal of Materials Engineering and Performance*. Bd. 31 (2022) Nr. 7, S. 5726–5735.
- [464] ZHAO, J.; LI, Z.; ZHANG, H.; ZHU, R.: Study on Sliding Wear Characteristics of Non-Gaussian Rough Surface in Mixed Lubrication. *Tribology Transactions*. Bd. 65 (2022) Nr. 4, S. 621–632.
- [465] ELDERTON, W. P.; JOHNSON, N. L.: *Systems of frequency curves*. Cambridge: Cambridge University Press, 1969.
- [466] HILL, I. D.; HILL, R.; HOLDER, R. L.: Algorithm AS 99: Fitting Johnson Curves by Moments. *Applied Statistics*. Bd. 25 (1976) Nr. 2, S. 180–189.
- [467] IBC WÄLLAGER GMBH: Werkstoffe. URL: [https://www.ibt-waelzla ger.com/files/IBC\\_Waelzlagerwerkstoffe.pdf](https://www.ibt-waelzla ger.com/files/IBC_Waelzlagerwerkstoffe.pdf). Abgerufen am: 14.06.2023.
- [468] ROWE, C. N.: Some Aspects of the Heat of Adsorption in the Function of a Boundary Lubricant. *ASLE Transactions*. Bd. 9 (1966) Nr. 1, S. 101–111.
- [469] KINGSBURY, E. P.: Some Aspects of the Thermal Desorption of a Boundary Lubricant. *Journal of Applied Physics*. Bd. 29 (1958) Nr. 6, S. 888–891.
- [470] WRIGGERS, P.: Finite element algorithms for contact problems. *Archives of Computational Methods in Engineering*. Bd. 2 (1995) Nr. 4, S. 1–49.
- [471] WRIGGERS, P.: *Computational contact mechanics*. New York: Wiley, 2002.
- [472] HAMROCK, B. J.; DOWSON, D.: *Ball Bearing Lubrication. The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts*. New York: Wiley, 1981.
- [473] DOWSON, D.: Elastohydrodynamics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. Bd. 182 (1967) Nr. 1, S. 151–167.
- [474] ZHOU, R. S.; HOEPRICH, M. R.: Torque of Tapered Roller Bearings. *Journal of Tribology*. Bd. 113 (1991) Nr. 3, S. 590–597.
- [475] KOCH, O.: *Dreidimensionale Simulation von kombiniert belasteten Radialzylinderrollenlagern*. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2008.
- [476] HABCHI, W.: A numerical model for the solution of thermal elastohydrodynamic lubrication in coated circular contacts. *Tribology International*. Bd. 73 (2014), S. 57–68.

- [477] LIU, S.; PEYRONNEL, A.; WANG, Q. J.; KEER, L. M.: An extension of the Hertz theory for 2D coated components. *Tribology Letters*. Bd. 18 (2005) Nr. 4, S. 505–511.
- [478] LIU, S. B.; PEYRONNEL, A.; WANG, Q. J.; KEER, L. M.: An extension of the Hertz theory for three-dimensional coated bodies. *Tribology Letters*. Bd. 18 (2005) Nr. 3, S. 303–314.
- [479] COMSOL: LiveLink™ for MATLAB®. URL: <https://www.comsol.de/livelink-for-matlab>. Abgerufen am: 19.07.2023.
- [480] DIN EN ISO 16610-1:2015-11: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Filterung — Teil 1: Überblick und grundlegende Konzepte. Berlin: Beuth.
- [481] DIN EN ISO 16610-61:2020-05: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Filterung — Teil 61: Lineare Flächenfilter: Gauß-Filter. Berlin: Beuth.
- [482] DIN EN ISO 25178-2:2016-12: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft — Teil 1: Angabe von Oberflächenbeschaffenheit. Berlin: Beuth.
- [483] DIN EN ISO 25178-2:2012-11: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft — Teil 3: Spezifikationsoperatoren. Berlin: Beuth.
- [484] DIN EN ISO 25178-2:2010-06: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft — Teil 6: Klassifizierung von Methoden zur Messung der Oberflächenbeschaffenheit. Berlin: Beuth.
- [485] DIN EN ISO 3274:1998-04: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren — Nenn-eigenschaften von Tastschnittgeräten. Berlin: Beuth.
- [486] DIN EN ISO 4288:1998-04: Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren — Regeln und Verfahren zur Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit. Berlin: Beuth.
- [487] DIN 50321:1979-12: Verschleiß-Meßgrößen. Berlin: Beuth.
- [488] FAN, J.; SPIKES, H.: New Test for Mild Lubricated Wear in Rolling-Sliding Contacts. *Tribology Transactions*. Bd. 50 (2007) Nr. 2, S. 145–153.
- [489] SCHAEFFLER TECHNOLOGIES AG & CO. KG: Schaeffler medias. URL: <https://medias.schaeffler.de>. Abgerufen am: 17.11.2023.

- [490] DIN 26281:2010-11: Wälzlager — Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager. Berlin: Beuth.
- [491] LAUKOTKA, E. M.: Datensammlung "Referenzöle". Heft 66o. Frankfurt am Main: Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA), 2003.
- [492] KUMAR, P.; KHONSARI, M. M.; BAIR, S.: Full EHL Simulations Using the Actual Ree-Eyring Model for Shear-Thinning Lubricants. *Journal of Tribology*. Bd. 131 (2009) Nr. 1, S. 011802/1–011802/6.
- [493] COMSOL: Common Study Step Settings. URL: [https://doc.comsol.com/5.5/doc/com.comsol.help.comsol/comsol\\_ref\\_sol.ver.27.011.html](https://doc.comsol.com/5.5/doc/com.comsol.help.comsol/comsol_ref_sol.ver.27.011.html). Abgerufen am: 09.11.2023.
- [494] COMSOL: COMSOL Multiphysics. Reference Manual.
- [495] DIN 5401:2002-08: Wälzlager — Kugeln für Wälzlager und allgemeinen Industriebedarf. Berlin: Beuth.
- [496] Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.): Wälzlager. Technische Grundlagen und Produktdaten zur Gestaltung von Wälzlagerungen. Herzogenaurach, 2019.
- [497] HOLLAND, H.-J.: Einflussgrößen auf die Gebrauchsdauer feststoffgeschmierter Wälzlager. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1979.
- [498] VAN DE SANDT, N.: Gebrauchsdauer von axial belasteten Wälzlagern bei starker Mischreibung. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2004.
- [499] DIN 51819-1:2016-12: Prüfung von Schmierstoffen — Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 — Teil 1: Allgemeine Arbeitsgrundlagen. Berlin: Beuth.
- [500] DIN 51819-2:2016-12: Prüfung von Schmierstoffen — Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 — Teil 2: Verfahren für Schmierfette – einzusetzende Prüflager: Schrägkugellager oder Kegelrollenlager. Berlin: Beuth.
- [501] DIN 51819-3:2016-12: Prüfung von Schmierstoffen — Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8 — Teil 3: Verfahren für Schmieröl – einzusetzende Prüflager: Axialzylinderrollenlager. Berlin: Beuth.

## Verzeichnis promotionsbezogener, eigener Publikationen

- [P1] WINKLER, A.; MARIAN, M.; TREMMEL, S.; WARTZACK, S.: Numerical Modeling of Wear in a Thrust Roller Bearing under Mixed Elastohydrodynamic Lubrication. *Lubricants*. Bd. 8 (2020) Nr. 5, S. 58/1–58/21.
- [P2] WINKLER, A.: Verschleißmodellierung mischreibungsbefahreter Maschinenelemente am Beispiel eines Axial-Zylinderrollenlagers. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg.): *Gleit- und Wälzlagerungen. Gestaltung, Berechnung, Einsatz*. 03.05.-04.05.2021, Online. Düsseldorf: VDI Verlag, 2021, S. 229–238.
- [P3] WINKLER, A.: Verschleißsimulation grenz- und mischreibungsbefahreter Wälzkontakte. In: Gesellschaft für Tribologie e.V. (Hrsg.): *Reibung, Schmierung und Verschleiß - Forschung und praktische Anwendungen: 62. Tribologie-Fachtagung*. 27.09.-29.09.2021, Online. Aachen: Gesellschaft für Tribologie e.V., 2021, S. 04/1–04/10.
- [P4] WINKLER, A.; BARTZ, M.; WARTZACK, S.: Verschleißsimulation grenz- und mischreibungsbefahreter Wälzkontakte. *Tribologie und Schmierungstechnik*. Bd. 68 (2021) Nr. 5, S. 14–23.
- [P5] WINKLER, A.: Wear Modeling of non-conformal Rolling Contacts subjected to Boundary and Mixed Lubrication. In: Technische Akademie Esslingen e.V. (Hrsg.): *23rd International Colloquium Tribology. Industrial and Automotive Lubrication*. 25.01.-27.01.2022, Online. Esslingen: TAE, 2022, S. 1–2.
- [P6] WIRSCHING, S.; WINKLER, A.: Unterstützung der Auslegung von Wälzlagern durch elastohydrodynamische Simulation. *WiGeP News* (2022) Nr. 1, S. 5–7.
- [P7] WINKLER, A.; BARTZ, M.; WARTZACK, S.: Numerical Wear Modeling in the Mixed and Boundary Lubrication Regime. *Lubricants*. Bd. 10 (2022) Nr. 12, S. 334/1–334/19.
- [P8] KOLLI, V.; WINKLER, A.; WARTZACK, S.; MARIAN, M.: Micro-scale deterministic asperity contact FEM simulation. *Surface Topography: Metrology and Properties*. Bd. 10 (2022) Nr. 4, S. 044011/1–044011/13.

- [P9] WIRSCHING, S.; WINKLER, A.; BARTZ, M.; WARTZACK, S.: Elastohydrodynamische Simulation tribologischer Kontakte in Wälzlagern/Elastohydrodynamic Simulation of tribological Contacts in Rolling Bearings. *Konstruktion*. Bd. 75 (2023) Nr. 5, S. 55–62.
- [P10] WINKLER, A.; BARTZ, M.; WARTZACK, S.: Experimentelle Ermittlung von Verschleißkoeffizienten ölgeschmierter Kontakte an einem Zwei-Scheiben-Tribometer. *Tribologie und Schmierungstechnik*. Bd. 70 (2023) Nr. 3, S. 14–21.
- [P11] ROTHAMMER, B.; WOLF, A.; WINKLER, A.; SCHULTE-HUBBERT, F.; BARTZ, M.; WARTZACK, S.; MIEHLING, J.; MARIAN, M.: Subject-specific tribo-contact conditions in total knee replacements: a simulation framework across scales. *Biomechanics and modeling in mechanobiology*. Bd. 22 (2023), S. 1395–1410.

## Verzeichnis promotionsbezogener, studentischer Arbeiten

- [S1] FABER, J.: Validierung von Verschleißmodellen mittels Anwendung auf den geschmierten Kontakt eines Stift/Scheibe-Tribometers. Projektarbeit (2018), Erlangen.
- [S2] NAGLER, S.: Vergleich von Verschleißmodellen für die Anwendung auf den Wälzkörper/Laufbahn-Kontakt eines Wälzlagers. Bachelorarbeit (2018), Erlangen.
- [S3] MÜNCHOW, C.: Verschleißmodellierung für den elastohydrodynamischen Wälzkörper/Laufbahn-Kontakt eines Wälzlagers. Projektarbeit (2018), Erlangen.
- [S4] MÜNCHOW, C.: Vergleich und Implementierung von Modellen zur Berücksichtigung von Mischreibung in der EHD-Simulation mittels Festkörpertraganteilskurven. Masterarbeit (2019), Erlangen.
- [S5] GIEGER S.: Erweiterte Elastohydrodynamik- Simulation eines Axial-Zylinderrollenlagers im Mischreibungsgebiet unter Berücksichtigung des Festkörpertraganteils. Bachelorarbeit (2019), Erlangen.
- [S6] GÖBEL, A.: Methoden zur Simulation mikro-elastohydrodynamischer Kontakte. Projektarbeit (2019), Erlangen.
- [S7] ULM, M.: Generierung rauer Oberflächen als Eingangsgröße für die Simulation elastohydrodynamischer Kontakte. Projektarbeit (2019), Erlangen.
- [S8] JUNG, A.: Vergleich fraktal und stochastisch beschriebener Oberflächen in der Simulation elastohydrodynamischer Kontakte. Bachelorarbeit (2019), Erlangen.
- [S9] KOCAK, R.: Methode der Verschleißberechnung geschmierter Kontakte im Mischreibungsgebiet. Forschungspraktikum (2019), Erlangen.
- [S10] GÖBEL, A.: Entwicklung einer Methodik zur Kopplung von Mikro- und Makroskala in der Simulation elastohydrodynamischer Kontakte. Masterarbeit (2020), Erlangen.
- [S11] MÖHRLE, B.: Verschleißberechnung am elastohydrodynamischen Wälzkörper/Laufbahn- Kontakt eines Radial-Zylinderrollenlagers. Bachelorarbeit (2020), Erlangen.

- [S12] NAGLER, S.: Vergleich und Bewertung von Methoden zur Berücksichtigung der verschleißbedingten Änderung statistischer Kennwerte rauer Oberflächen. Masterarbeit (2021), Erlangen.
- [S13] NATZKIN, D.: Aufbau einer FEM-basierten Kontaktberechnung zur Ableitung von Festkörperkontaktdruckkurven. Projektarbeit (2022), Erlangen.
- [S14] SCHILLING, E.: Modellierung von Metall-Polymeroberflächen von Knieendoprothesen anhand realer Daten zur Berechnung von Festkörperkontaktdruckkurven. Forschungspraktikum (2022), Erlangen.
- [S15] PLATIS, C.: Aufbau einer FEM-basierten Kontaktberechnung zur Ableitung von Festkörperkontaktdruckkurven. Bachelorarbeit (2023), Erlangen.
- [S16] PEDATA, M.: Erweiterung einer FEM-basierten EHD-Simulation um integrale Festkörperkontaktdruckkurven und Flussfaktoren. Bachelorarbeit (2023), Erlangen.
- [S17] GRIENBERGER, A.: Konzeptionierung einer automatisierten Regelung von Betriebsparametern zur Optimierung des Reibungs- und Verschleißverhaltens ölgeschmierter Tribosysteme. Bachelorarbeit (2023), Erlangen.



## Reihenübersicht

Koordination der Reihe (Stand 2025):  
Geschäftsstelle Maschinenbau, Dr.-Ing. Oliver Kreis, [www.mb.fau.de/diss/](http://www.mb.fau.de/diss/)

Im Rahmen der Reihe sind bisher die nachfolgenden Bände erschienen.

Band 1 – 52  
Fertigungstechnik – Erlangen  
ISSN 1431-6226  
Carl Hanser Verlag, München

Band 53 – 307  
Fertigungstechnik – Erlangen  
ISSN 1431-6226  
Meisenbach Verlag, Bamberg

ab Band 308  
FAU Studien aus dem Maschinenbau  
ISSN 2625-9974  
FAU University Press, Erlangen

Die Zugehörigkeit zu den jeweiligen Lehrstühlen ist wie folgt gekennzeichnet:

Lehrstühle:

<b>FAPS</b>	Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik
<b>FMT</b>	Lehrstuhl für Fertigungsmesstechnik
<b>KTmfk</b>	Lehrstuhl für Konstruktionstechnik
<b>LFT</b>	Lehrstuhl für Fertigungstechnologie
<b>LGT</b>	Lehrstuhl für Gießereitechnik
<b>LPT</b>	Lehrstuhl für Photonische Technologien
<b>REP</b>	Lehrstuhl für Ressourcen- und Energieeffiziente Produktionsmaschinen

**Band 1: Andreas Hemberger**

Innovationspotentiale in der rechnerintegrierten Produktion durch wissensbasierte Systeme  
FAPS, 208 Seiten, 107 Bilder. 1988.  
ISBN 3-446-15234-2.

**Band 2: Detlef Classe**

Beitrag zur Steigerung der Flexibilität automatisierter Montagesysteme durch Sensorintegration und erweiterte Steuerungskonzepte  
FAPS, 194 Seiten, 70 Bilder. 1988.  
ISBN 3-446-15529-5.

**Band 3: Friedrich-Wilhelm Nolting**

Projektierung von Montagesystemen  
FAPS, 201 Seiten, 107 Bilder, 1 Tab.  
1989. ISBN 3-446-15541-4.

**Band 4: Karsten Schlüter**

Nutzungsgradsteigerung von Montagesystemen durch den Einsatz der Simulationstechnik  
FAPS, 177 Seiten, 97 Bilder. 1989.  
ISBN 3-446-15542-2.

**Band 5: Shir-Kuan Lin**

Aufbau von Modellen zur Lageregelung von Industrierobotern  
FAPS, 168 Seiten, 46 Bilder. 1989.  
ISBN 3-446-15546-5.

**Band 6: Rudolf Nuss**

Untersuchungen zur Bearbeitungsqualität im Fertigungssystem Laserstrahlschneiden  
LFT, 206 Seiten, 115 Bilder, 6 Tab.  
1989. ISBN 3-446-15783-2.

**Band 7: Wolfgang Scholz**

Modell zur datenbankgestützten Planung automatisierter Montageanlagen  
FAPS, 194 Seiten, 89 Bilder. 1989.  
ISBN 3-446-15825-1.

**Band 8: Hans-Jürgen Wißmeier**

Beitrag zur Beurteilung des Bruchverhaltens von Hartmetall-Fließpreßmatrizen  
LFT, 179 Seiten, 99 Bilder, 9 Tab.  
1989. ISBN 3-446-15921-5.

**Band 9: Rainer Eisele**

Konzeption und Wirtschaftlichkeit von Planungssystemen in der Produktion  
FAPS, 183 Seiten, 86 Bilder. 1990.  
ISBN 3-446-16107-4.

**Band 10: Rolf Pfeiffer**

Technologisch orientierte Montageplanung am Beispiel der Schraubtechnik  
FAPS, 216 Seiten, 102 Bilder, 16 Tab. 1990. ISBN 3-446-16161-9.

**Band 11: Herbert Fischer**

Verteilte Planungssysteme zur Flexibilitätsteigerung der rechnerintegrierten Teilefertigung  
FAPS, 201 Seiten, 82 Bilder. 1990.  
ISBN 3-446-16105-8.

**Band 12: Gerhard Kleineidam**

CAD/CAP: Rechnergestützte Montagefeinplanung  
FAPS, 203 Seiten, 107 Bilder. 1990.  
ISBN 3-446-16112-0.

**Band 13: Frank Vollertsen**

Pulvermetallurgische Verarbeitung eines übereutektoiden verschleißfesten Stahls  
LFT, XIII u. 217 Seiten, 67 Bilder, 34 Tab. 1990. ISBN 3-446-16133-3.

**Band 14: Stephan Biermann**

Untersuchungen zur Anlagen- und Prozeßdiagnostik für das Schneiden mit CO<sub>2</sub>-Hochleistungslasern  
LFT, VIII u. 170 Seiten, 93 Bilder, 4 Tab. 1991. ISBN 3-446-16269-0.

**Band 15: Uwe Geißler**

Material- und Datenfluß in einer flexiblen Blechbearbeitungszelle  
LFT, 124 Seiten, 41 Bilder, 7 Tab.  
1991. ISBN 3-446-16358-1.

**Band 16: Frank Oswald Hake**

Entwicklung eines rechnergestützten Diagnosesystems für automatisierte Montagezellen  
FAPS, XIV u. 166 Seiten, 77 Bilder. 1991. ISBN 3-446-16428-6.

**Band 17: Herbert Reichel**

Optimierung der Werkzeugbereitstellung durch rechnergestützte Arbeitsfolgenbestimmung  
FAPS, 198 Seiten, 73 Bilder, 2 Tab.  
1991. ISBN 3-446-16453-7.

**Band 18: Josef Scheller**

Modellierung und Einsatz von Softwaresystemen für rechnergeführte Montagezellen  
FAPS, 198 Seiten, 65 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16454-5.

**Band 19: Arnold vom Ende**

Untersuchungen zum Biegeumformung mit elastischer Matrize LFT, 166 Seiten, 55 Bilder, 13 Tab. 1991. ISBN 3-446-16493-6.

**Band 20: Joachim Schmid**

Beitrag zum automatisierten Bearbeiten von Keramikguß mit Industrierobotern  
FAPS, XIV u. 176 Seiten, 111 Bilder, 6 Tab. 1991. ISBN 3-446-16560-6.

**Band 21: Egon Sommer**

Multiprozessorsteuerung für kooperierende Industrieroboter in Montagezellen  
FAPS, 188 Seiten, 102 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-17062-6.

**Band 22: Georg Geyer**

Entwicklung problemspezifischer Verfahrensketten in der Montage  
FAPS, 192 Seiten, 112 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16552-5.

**Band 23: Rainer Flohr**

Beitrag zur optimalen Verbindungstechnik in der Oberflächenmontage (SMT)  
FAPS, 186 Seiten, 79 Bilder. 1991.  
ISBN 3-446-16568-1.

**Band 24: Alfons Rief**

Untersuchungen zur Verfahrensfolge Laserstrahlschneiden und -schweißen in der Rohkarosseriefertigung  
LFT, VI u. 145 Seiten, 58 Bilder, 5 Tab. 1991. ISBN 3-446-16593-2.

**Band 25: Christoph Thim**

Rechnerunterstützte Optimierung von Materialflußstrukturen in der Elektronikmontage durch Simulation  
FAPS, 188 Seiten, 74 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17118-5.

**Band 26: Roland Müller**

CO<sub>2</sub>-Laserstrahlschneiden von kurzglasverstärkten Verbundwerkstoffen  
LFT, 141 Seiten, 107 Bilder, 4 Tab.  
1992. ISBN 3-446-17104-5.

**Band 27: Günther Schäfer**

Integrierte Informationsverarbeitung bei der Montageplanung  
FAPS, 195 Seiten, 76 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17117-7.

**Band 28: Martin Hoffmann**

Entwicklung einer CAD/CAM-Prozesskette für die Herstellung von Blechbiegeteilen  
LFT, 149 Seiten, 89 Bilder. 1992.  
ISBN 3-446-17154-1.

**Band 29: Peter Hoffmann**

Verfahrensfolge Laserstrahlschneiden und -schweißen: Prozeßführung und Systemtechnik in der 3D-Laserstrahlbearbeitung von Blechformteilen  
LFT, 186 Seiten, 92 Bilder, 10 Tab. 1992. ISBN 3-446-17153-3.

**Band 30: Olaf Schrödel**

Flexible Werkstattsteuerung mit objektorientierten Softwarestrukturen  
FAPS, 180 Seiten, 84 Bilder. 1992. ISBN 3-446-17242-4.

**Band 31: Hubert Reinisch**

Planungs- und Steuerungswerkzeuge zur impliziten Geräteprogrammierung in Roboterzellen  
FAPS, XI u. 212 Seiten, 112 Bilder. 1992. ISBN 3-446-17380-3.

**Band 32: Brigitte Bärnreuther**

Ein Beitrag zur Bewertung des Kommunikationsverhaltens von Automatisierungsgeräten in flexiblen Produktionszellen  
FAPS, XI u. 179 Seiten, 71 Bilder. 1992. ISBN 3-446-17451-6.

**Band 33: Joachim Hutfless**

Laserstrahlregelung und Optikdiagnostik in der Strahlführung einer CO<sub>2</sub>-Hochleistungslaseranlage  
LFT, 175 Seiten, 70 Bilder, 17 Tab. 1993. ISBN 3-446-17532-6.

**Band 34: Uwe Günzel**

Entwicklung und Einsatz eines Simulationsverfahrens für operative und strategische Probleme der Produktionsplanung und -steuerung  
FAPS, XIV u. 170 Seiten, 66 Bilder, 5 Tab. 1993. ISBN 3-446-17604-7.

**Band 35: Bertram Ehmann**

Operatives Fertigungscontrolling durch Optimierung auftragsbezogener Bearbeitungsabläufe in der Elektronikfertigung  
FAPS, XV u. 167 Seiten, 114 Bilder. 1993. ISBN 3-446-17658-6.

**Band 36: Harald Kolléra**

Entwicklung eines benutzerorientierten Werkstattprogrammiersystems für das Laserstrahlschneiden  
LFT, 129 Seiten, 66 Bilder, 1 Tab. 1993. ISBN 3-446-17719-1.

**Band 37: Stephanie Abels**

Modellierung und Optimierung von Montageanlagen in einem integrierten Simulationssystem  
FAPS, 188 Seiten, 88 Bilder. 1993. ISBN 3-446-17731-0.

**Band 38: Robert Schmidt-Hebbel**

Laserstrahlbohren durchflußbestimmender Durchgangslöcher  
LFT, 145 Seiten, 63 Bilder, 11 Tab. 1993. ISBN 3-446-17778-7.

**Band 39: Norbert Lutz**

Oberflächenfeinbearbeitung keramischer Werkstoffe mit XeCl-Excimerlaserstrahlung  
LFT, 187 Seiten, 98 Bilder, 29 Tab. 1994. ISBN 3-446-17970-4.

**Band 40: Konrad Grampp**

Rechnerunterstützung bei Test und Schulung an Steuerungssystemen von SMD-Bestücklinien  
FAPS, 178 Seiten, 88 Bilder. 1995. ISBN 3-446-18173-3.

**Band 41: Martin Koch**

Wissensbasierte Unterstützung der Angebotsbearbeitung in der Investitionsgüterindustrie  
FAPS, 169 Seiten, 68 Bilder. 1995. ISBN 3-446-18174-1.

**Band 42: Armin Gropp**

Anlagen- und Prozeßdiagnostik beim Schneiden mit einem gepulsten Nd:YAG-Laser  
LFT, 160 Seiten, 88 Bilder, 7 Tab. 1995. ISBN 3-446-18241-1.

**Band 43: Werner Heckel**

Optische 3D-Konturerfassung und on-line Biegewinkelmessung mit dem Lichtschnittverfahren  
LFT, 149 Seiten, 43 Bilder, 11 Tab. 1995. ISBN 3-446-18243-8.

**Band 44: Armin Rothhaupt**

Modulares Planungssystem zur Optimierung der Elektronikfertigung  
FAPS, 180 Seiten, 101 Bilder. 1995. ISBN 3-446-18307-8.

**Band 45: Bernd Zöllner**

Adaptive Diagnose in der Elektronikproduktion  
FAPS, 195 Seiten, 74 Bilder, 3 Tab. 1995. ISBN 3-446-18308-6.

**Band 46: Bodo Vormann**

Beitrag zur automatisierten Handhabungsplanung komplexer Blechbiegeteile  
LFT, 126 Seiten, 89 Bilder, 3 Tab. 1995. ISBN 3-446-18345-0.

**Band 47: Peter Schnepf**

Zielkostenorientierte Montageplanung  
FAPS, 144 Seiten, 75 Bilder. 1995. ISBN 3-446-18397-3.

**Band 48: Rainer Klotzbücher**

Konzept zur rechnerintegrierten Materialversorgung in flexiblen Fertigungssystemen  
FAPS, 156 Seiten, 62 Bilder. 1995. ISBN 3-446-18412-0.

**Band 49: Wolfgang Greska**

Wissensbasierte Analyse und Klassifizierung von Blechteilen  
LFT, 144 Seiten, 96 Bilder. 1995. ISBN 3-446-18462-7.

**Band 50: Jörg Franke**

Integrierte Entwicklung neuer Produkt- und Produktionstechnologien für räumliche spritzgegossene Schaltungsträger (3-D MID)  
FAPS, 196 Seiten, 86 Bilder, 4 Tab. 1995. ISBN 3-446-18448-1.

**Band 51: Franz-Josef Zeller**

Sensorplanung und schnelle Sensorregelung für Industrieroboter  
FAPS, 190 Seiten, 102 Bilder, 9 Tab. 1995. ISBN 3-446-18601-8.

**Band 52: Michael Solvie**

Zeitbehandlung und Multimedia-Unterstützung in Feldkommunikationssystemen  
FAPS, 200 Seiten, 87 Bilder, 35 Tab. 1996. ISBN 3-446-18607-7.

**Band 53: Robert Hopperditzel**

Reengineering in der Elektro- und Elektronikindustrie  
FAPS, 180 Seiten, 109 Bilder, 1 Tab. 1996. ISBN 3-87525-070-2.

**Band 54: Thomas Rebhahn**

Beitrag zur Mikromaterialbearbeitung mit Excimerlasern - Systemkomponenten und Verfahrensoptimierungen  
LFT, 148 Seiten, 61 Bilder, 10 Tab.  
1996. ISBN 3-87525-075-3.

**Band 55: Henning Hanebuth**

Laserstrahlhartlöten mit Zweistrahltechnik  
LFT, 157 Seiten, 58 Bilder, 11 Tab.  
1996. ISBN 3-87525-074-5.

**Band 56: Uwe Schönherr**

Steuerung und Sensordatenintegration für flexible Fertigungszellen mitkooperierenden Robotern  
FAPS, 188 Seiten, 116 Bilder, 3 Tab.  
1996. ISBN 3-87525-076-1.

**Band 57: Stefan Holzer**

Berührungslose Formgebung mit Laserstrahlung  
LFT, 162 Seiten, 69 Bilder, 11 Tab.  
1996. ISBN 3-87525-079-6.

**Band 58: Markus Schultz**

Fertigungsqualität beim 3D-Laserstrahlschweißen von Blechformteilen  
LFT, 165 Seiten, 88 Bilder, 9 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-080-X.

**Band 59: Thomas Krebs**

Integration elektromechanischer CA-Anwendungen über einem STEP-Produktmodell  
FAPS, 198 Seiten, 58 Bilder, 8 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-081-8.

**Band 60: Jürgen Sturm**

Prozeßintegrierte Qualitätssicherung in der Elektronikproduktion  
FAPS, 167 Seiten, 112 Bilder, 5 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-082-6.

**Band 61: Andreas Brand**

Prozesse und Systeme zur Bestückung räumlicher elektronischer Baugruppen (3D-MID)  
FAPS, 182 Seiten, 100 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-087-7.

**Band 62: Michael Kauf**

Regelung der Laserstrahlleistung und der Fokusparameter einer CO<sub>2</sub>-Hochleistungslaseranlage  
LFT, 140 Seiten, 70 Bilder, 5 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-083-4.

**Band 63: Peter Steinwasser**

Modulares Informationsmanagement in der integrierten Produkt- und Prozeßplanung  
FAPS, 190 Seiten, 87 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-084-2.

**Band 64: Georg Liedl**

Integriertes Automatisierungskonzept für den flexiblen Materialfluß in der Elektronikproduktion  
FAPS, 196 Seiten, 96 Bilder, 3 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-086-9.

**Band 65: Andreas Otto**

Transiente Prozesse beim Laserstrahlschweißen  
LFT, 132 Seiten, 62 Bilder, 1 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-089-3.

**Band 66: Wolfgang Blöchl**

Erweiterte Informationsbereitstellung an offenen CNC-Steuerungen zur Prozeß- und Programmoptimierung  
FAPS, 168 Seiten, 96 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-091-5.

**Band 67: Klaus-Uwe Wolf**

Verbesserte Prozeßführung und Prozeßplanung zur Leistungs- und Qualitätssteigerung beim Spulenzwickeln  
FAPS, 186 Seiten, 125 Bilder. 1997.  
ISBN 3-87525-092-3.

**Band 68: Frank Backes**

Technologieorientierte Bahnplanung für die 3D-Laserstrahlbearbeitung  
LFT, 138 Seiten, 71 Bilder, 2 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-093-1.

**Band 69: Jürgen Kraus**

Laserstrahlumformen von Profilen  
LFT, 137 Seiten, 72 Bilder, 8 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-094-X.

**Band 70: Norbert Neubauer**

Adaptive Strahlführungen für CO<sub>2</sub>-Laseranlagen  
LFT, 120 Seiten, 50 Bilder, 3 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-095-8.

**Band 71: Michael Steber**

Prozeßoptimierter Betrieb flexibler Schraubstationen in der automatisierten Montage  
FAPS, 168 Seiten, 78 Bilder, 3 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-096-6.

**Band 72: Markus Pfestorf**

Funktionale 3D-Oberflächenkenngrößen in der Umformtechnik  
LFT, 162 Seiten, 84 Bilder, 15 Tab.  
1997. ISBN 3-87525-097-4.

**Band 73: Volker Franke**

Integrierte Planung und Konstruktion von Werkzeugen für die Biegebearbeitung  
LFT, 143 Seiten, 81 Bilder. 1998.  
ISBN 3-87525-098-2.

**Band 74: Herbert Scheller**

Automatisierte Demontagesysteme und recyclinggerechte Produktgestaltung elektronischer Baugruppen  
FAPS, 184 Seiten, 104 Bilder, 17 Tab. 1998. ISBN 3-87525-099-0.

**Band 75: Arthur Meßner**

Kaltmassivumformung metallischer Kleinstteile - Werkstoffverhalten, Wirkflächenreibung, Prozeßauslegung  
LFT, 164 Seiten, 92 Bilder, 14 Tab.  
1998. ISBN 3-87525-100-8.

**Band 76: Mathias Glasmacher**

Prozeß- und Systemtechnik zum Laserstrahl-Mikroschweißen  
LFT, 184 Seiten, 104 Bilder, 12 Tab.  
1998. ISBN 3-87525-101-6.

**Band 77: Michael Schwind**

Zerstörungsfreie Ermittlung mechanischer Eigenschaften von Feinblechen mit dem Wirbelstromverfahren  
LFT, 124 Seiten, 68 Bilder, 8 Tab.  
1998. ISBN 3-87525-102-4.

**Band 78: Manfred Gerhard**

Qualitätssteigerung in der Elektronikproduktion durch Optimierung der Prozeßführung beim Löten komplexer Baugruppen  
FAPS, 179 Seiten, 113 Bilder, 7 Tab.  
1998. ISBN 3-87525-103-2.

**Band 79: Elke Rauh**

Methodische Einbindung der Simulation in die betrieblichen Planungs- und Entscheidungsabläufe  
FAPS, 192 Seiten, 114 Bilder, 4 Tab.  
1998. ISBN 3-87525-104-0.

**Band 80: Sorin Niederkorn**

Mefseinrichtung zur Untersuchung der Wirkflächenreibung bei umformtechnischen Prozessen  
LFT, 99 Seiten, 46 Bilder, 6 Tab.  
1998. ISBN 3-87525-105-9.

**Band 81: Stefan Schubert**

Regelung der Fokuslage beim Schweißen mit CO<sub>2</sub>-Hochleistungslasern unter Einsatz von adaptiven Optiken  
LFT, 140 Seiten, 64 Bilder, 3 Tab.  
1998. ISBN 3-87525-106-7.

**Band 82: Armando Walter Colombo**

Development and Implementation of Hierarchical Control Structures of Flexible Production Systems Using High Level Petri Nets  
FAPS, 216 Seiten, 86 Bilder. 1998. ISBN 3-87525-109-1.

**Band 83: Otto Meedt**

Effizienzsteigerung bei Demontage und Recycling durch flexible Demontagetechnologien und optimierte Produktgestaltung  
FAPS, 186 Seiten, 103 Bilder. 1998. ISBN 3-87525-108-3.

**Band 84: Knuth Götz**

Modelle und effiziente Modellbildung zur Qualitätssicherung in der Elektronikproduktion  
FAPS, 212 Seiten, 129 Bilder, 24 Tab. 1998. ISBN 3-87525-112-1.

**Band 85: Ralf Luchs**

Einsatzmöglichkeiten leitender Klebstoffe zur zuverlässigen Kontaktierung elektronischer Bauelemente in der SMT  
FAPS, 176 Seiten, 126 Bilder, 30 Tab. 1998. ISBN 3-87525-113-7.

**Band 86: Frank Pöhlau**

Entscheidungsgrundlagen zur Einführung räumlicher spritzgegossener Schaltungsträger (3-D MID)  
FAPS, 144 Seiten, 99 Bilder. 1999. ISBN 3-87525-114-8.

**Band 87: Roland T. A. Kals**

Fundamentals on the miniaturization of sheet metal working processes  
LFT, 128 Seiten, 58 Bilder, 11 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-115-6.

**Band 88: Gerhard Luhn**

Implizites Wissen und technisches Handeln am Beispiel der Elektronikproduktion  
FAPS, 252 Seiten, 61 Bilder, 1 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-116-4.

**Band 89: Axel Sprenger**

Adaptives Streckbiegen von Aluminium-Strangpreßprofilen  
LFT, 114 Seiten, 63 Bilder, 4 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-117-2.

**Band 90: Hans-Jörg Pucher**

Untersuchungen zur Prozeßfolge Umformen, Bestücken und Laserstrahllöten von Mikrokontakten  
LFT, 158 Seiten, 69 Bilder, 9 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-119-9.

**Band 91: Horst Arnet**

Profilbiegen mit kinematischer Gestalterzeugung  
LFT, 128 Seiten, 67 Bilder, 7 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-120-2.

**Band 92: Doris Schubart**

Prozeßmodellierung und Technologieentwicklung beim Abtragen mit CO<sub>2</sub>-Laserstrahlung  
LFT, 133 Seiten, 57 Bilder, 13 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-122-9.

**Band 93: Adrianus L. P.**

**Coremans**  
Laserstrahlsintern von Metallpulver - Prozeßmodellierung, Systemtechnik, Eigenschaften laserstrahlgesinterter Metallkörper  
LFT, 184 Seiten, 108 Bilder, 12 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-124-5.

**Band 94: Hans-Martin Biehler**

Optimierungskonzepte für Qualitätsdatenverarbeitung und Informationsbereitstellung in der Elektronikfertigung  
FAPS, 194 Seiten, 105 Bilder. 1999. ISBN 3-87525-126-1.

**Band 95: Wolfgang Becker**

Oberflächenausbildung und tribologische Eigenschaften excimerlaserstrahlbearbeiteter Hochleistungskeramiken  
LFT, 175 Seiten, 71 Bilder, 3 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-127-X.

**Band 96: Philipp Hein**

Innenhochdruck-Umformen von Blechpaaren: Modellierung, Prozeßauslegung und Prozeßführung  
LFT, 129 Seiten, 57 Bilder, 7 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-128-8.

**Band 97: Gunter Beitinger**

Herstellungs- und Prüfverfahren für thermoplastische Schaltungsträger  
FAPS, 169 Seiten, 92 Bilder, 20 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-129-6.

**Band 98: Jürgen Knoblach**

Beitrag zur rechnerunterstützten verursachungsgerechten Angebotskalkulation von Blechteilen mit Hilfe wissensbasierter Methoden  
LFT, 155 Seiten, 53 Bilder, 26 Tab.  
1999. ISBN 3-87525-130-X.

**Band 99: Frank Breitenbach**

Bildverarbeitungssystem zur Erfassung der Anschlußgeometrie elektronischer SMT-Bauelemente  
LFT, 147 Seiten, 92 Bilder, 12 Tab.  
2000. ISBN 3-87525-131-8.

**Band 100: Bernd Falk**

Simulationsbasierte Lebensdauer vorhersage für Werkzeuge der Kaltmassivumformung  
LFT, 134 Seiten, 44 Bilder, 15 Tab.  
2000. ISBN 3-87525-136-9.

**Band 101: Wolfgang Schlögl**

Integriertes Simulationsdaten-Management für Maschinenentwicklung und Anlagenplanung  
FAPS, 169 Seiten, 101 Bilder, 20 Tab. 2000. ISBN 3-87525-137-7.

**Band 102: Christian Hinsel**

Ermüdungsbruchversagen hartstoffbeschichteter Werkzeugstähle in der Kaltmassivumformung  
LFT, 130 Seiten, 80 Bilder, 14 Tab.  
2000. ISBN 3-87525-138-5.

**Band 103: Stefan Bobbert**

Simulationsgestützte Prozessauslegung für das Innenhochdruck-Umformen von Blechpaaren  
LFT, 123 Seiten, 77 Bilder. 2000. ISBN 3-87525-145-8.

**Band 104: Harald Rottbauer**  
Modulares Planungs- und Fertigungswerkzeug zum Produktionsmanagement in der Elektronikproduktion  
FAPS, 166 Seiten, 106 Bilder. 2001.  
ISBN 3-87525-139-3.

**Band 105: Thomas Hennige**  
Flexible Formgebung von Blechen durch Laserstrahlumformen  
LFT, 119 Seiten, 50 Bilder. 2001.  
ISBN 3-87525-140-7.

**Band 106: Thomas Menzel**  
Wissensbasierte Methoden für die rechnergestützte Charakterisierung und Bewertung innovativer Fertigungsprozesse  
LFT, 152 Seiten, 71 Bilder. 2001.  
ISBN 3-87525-142-3.

**Band 107: Thomas Stöckel**  
Kommunikationstechnische Integration der Prozeßebene in Produktionssysteme durch Middleware-Frameworks  
FAPS, 147 Seiten, 65 Bilder, 5 Tab. 2001. ISBN 3-87525-143-1.

**Band 108: Frank Pitter**  
Verfügbarkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen durch Einsatz mechatronischer Sensorlösungen  
FAPS, 158 Seiten, 131 Bilder, 8 Tab. 2001. ISBN 3-87525-144-X.

**Band 109: Markus Korneli**  
Integration lokaler CAP-Systeme in einen globalen Fertigungsdatenverbund  
FAPS, 121 Seiten, 53 Bilder, 11 Tab. 2001. ISBN 3-87525-146-6.

**Band 110: Burkhard Müller**  
Laserstrahljustieren mit Excimer-Lasern - Prozeßparameter und Modelle zur Aktorkonstruktion  
LFT, 128 Seiten, 36 Bilder, 9 Tab. 2001. ISBN 3-87525-159-8.

**Band 111: Jürgen Göhringer**  
Integrierte Telediagnose via Internet zum effizienten Service von Produktionssystemen  
FAPS, 178 Seiten, 98 Bilder, 5 Tab. 2001. ISBN 3-87525-147-4.

**Band 112: Robert Feuerstein**  
Qualitäts- und kosteneffiziente Integration neuer Bauelementetechnologien in die Flachbaugruppenfertigung  
FAPS, 161 Seiten, 99 Bilder, 10 Tab. 2001. ISBN 3-87525-151-2.

**Band 113: Marcus Reichenberger**  
Eigenschaften und Einsatzmöglichkeiten alternativer Elektroniklote in der Oberflächenmontage (SMT)  
FAPS, 165 Seiten, 97 Bilder, 18 Tab. 2001. ISBN 3-87525-152-0.

**Band 114: Alexander Huber**  
Justieren vormontierter Systeme mit dem Nd:YAG-Laser unter Einsatz von Aktoren  
LFT, 122 Seiten, 58 Bilder, 5 Tab. 2001. ISBN 3-87525-153-9.

**Band 115: Sami Krimi**  
Analyse und Optimierung von Montagesystemen in der Elektronikproduktion  
FAPS, 155 Seiten, 88 Bilder, 3 Tab. 2001. ISBN 3-87525-157-1.

**Band 116: Marion Merklein**  
Laserstrahlumformen von Aluminiumwerkstoffen - Beeinflussung der Mikrostruktur und der mechanischen Eigenschaften  
LFT, 122 Seiten, 65 Bilder, 15 Tab. 2001. ISBN 3-87525-156-3.

**Band 117: Thomas Collisi**  
Ein informationslogistisches Architekturkonzept zur Akquisition simulationsrelevanter Daten  
FAPS, 181 Seiten, 105 Bilder, 7 Tab. 2002. ISBN 3-87525-164-4.

**Band 118: Markus Koch**  
Rationalisierung und ergonomische Optimierung im Innenausbau durch den Einsatz moderner Automatisierungstechnik  
FAPS, 176 Seiten, 98 Bilder, 9 Tab. 2002. ISBN 3-87525-165-2.

**Band 119: Michael Schmidt**  
Prozeßregelung für das Laserstrahl-Punktschweißen in der Elektronikproduktion  
LFT, 152 Seiten, 71 Bilder, 3 Tab. 2002. ISBN 3-87525-166-0.

**Band 120: Nicolas Tiesler**  
Grundlegende Untersuchungen zum Fließpressen metallischer Kleinstteile  
LFT, 126 Seiten, 78 Bilder, 12 Tab. 2002. ISBN 3-87525-175-X.

**Band 121: Lars Pursche**  
Methoden zur technologieorientierten Programmierung für die 3D-Lasermikrobearbeitung  
LFT, 111 Seiten, 39 Bilder, 0 Tab. 2002. ISBN 3-87525-183-0.

**Band 122: Jan-Oliver Brassel**  
Prozeßkontrolle beim Laserstrahl-Mikroschweißen  
LFT, 148 Seiten, 72 Bilder, 12 Tab. 2002. ISBN 3-87525-181-4.

**Band 123: Mark Geisel**  
Prozeßkontrolle und -steuerung beim Laserstrahlschweißen mit den Methoden der nichtlinearen Dynamik  
LFT, 135 Seiten, 46 Bilder, 2 Tab. 2002. ISBN 3-87525-180-6.

**Band 124: Gerd Eßer**  
Laserstrahlunterstützte Erzeugung metallischer Leiterstrukturen auf Thermoplastsubstraten für die MID-Technik  
LFT, 148 Seiten, 60 Bilder, 6 Tab. 2002. ISBN 3-87525-171-7.

**Band 125: Marc Fleckenstein**  
Qualität laserstrahl-gefügter Mikroverbindungen elektronischer Kontakte  
LFT, 159 Seiten, 77 Bilder, 7 Tab. 2002. ISBN 3-87525-170-9.

**Band 126: Stefan Kaufmann**  
Grundlegende Untersuchungen zum Nd:YAG-Laserstrahlfügen von Silizium für Komponenten der Optoelektronik  
LFT, 159 Seiten, 100 Bilder, 6 Tab. 2002. ISBN 3-87525-172-5.

**Band 127: Thomas Fröhlich**  
Simultanes Löten von Anschlußkontakten elektronischer Bauelemente mit Diodenlaserstrahlung  
LFT, 143 Seiten, 75 Bilder, 6 Tab. 2002. ISBN 3-87525-186-5.

**Band 128: Achim Hofmann**

Erweiterung der Formgebungsgrenzen beim Umformen von Aluminiumwerkstoffen durch den Einsatz prozessangepasster Platinen  
LFT, 113 Seiten, 58 Bilder, 4 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-182-2.

**Band 129: Ingo Kriebitzsch**

3 - D MID Technologie in der Automobilelektronik  
FAPS, 129 Seiten, 102 Bilder, 10 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-169-5.

**Band 130: Thomas Pohl**

Fertigungsqualität und Umformbarkeit laserstrahlgeschweißter Formplatinen aus Aluminiumlegierungen  
LFT, 133 Seiten, 93 Bilder, 12 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-173-3.

**Band 131: Matthias Wenk**

Entwicklung eines konfigurierbaren Steuerungssystems für die flexible Sensorführung von Industrierobotern  
FAPS, 167 Seiten, 85 Bilder, 1 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-174-1.

**Band 132: Matthias Nегendanck**

Neue Sensorik und Aktorik für Bearbeitungsköpfe zum Laserstrahlschweißen  
LFT, 116 Seiten, 60 Bilder, 14 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-184-9.

**Band 133: Oliver Kreis**

Integrierte Fertigung - Verfahrensintegration durch Innenhochdruck-Umformen, Trennen und Laserstrahlschweißen in einem Werkzeug sowie ihre tele- und multimediale Präsentation  
LFT, 167 Seiten, 90 Bilder, 43 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-176-8.

**Band 134: Stefan Trautner**

Technische Umsetzung produktbezogener Instrumente der Umweltpolitik bei Elektro- und Elektronikgeräten  
FAPS, 179 Seiten, 92 Bilder, 11 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-177-6.

**Band 135: Roland Meier**

Strategien für einen produktorientierten Einsatz räumlicher spritzgegossener Schaltungsträger (3-D MID)  
FAPS, 155 Seiten, 88 Bilder, 14 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-178-4.

**Band 136: Jürgen Wunderlich**

Kostensimulation - Simulationsbasierte Wirtschaftlichkeitsregelung komplexer Produktionssysteme  
FAPS, 202 Seiten, 119 Bilder, 17 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-179-2.

**Band 137: Stefan Novotny**

Innenhochdruck-Umformen von Blechen aus Aluminium- und Magnesiumlegierungen bei erhöhter Temperatur  
LFT, 132 Seiten, 82 Bilder, 6 Tab.  
2002. ISBN 3-87525-185-7.

**Band 138: Andreas Licha**

Flexible Montageautomatisierung zur Komplettmontage flächenhafter Produktstrukturen durch kooperierende Industrieroboter  
FAPS, 158 Seiten, 87 Bilder, 8 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-189-X.

**Band 139: Michael Eisenbarth**

Beitrag zur Optimierung der Aufbau- und Verbindungstechnik für mechatronische Baugruppen  
FAPS, 207 Seiten, 141 Bilder, 9 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-190-3.

**Band 140: Frank Christoph**

Durchgängige simulationsgestützte Planung von Fertigungseinrichtungen der Elektronikproduktion  
FAPS, 187 Seiten, 107 Bilder, 9 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-191-1.

**Band 141: Hinnerk Hagenah**

Simulationsbasierte Bestimmung der zu erwartenden Maßhaltigkeit für das Blechbiegen  
LFT, 131 Seiten, 36 Bilder, 26 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-192-X.

**Band 142: Ralf Eckstein**

Scherschneiden und Biegen metallischer Kleinstteile - Materialeinfluss und Materialverhalten  
LFT, 148 Seiten, 71 Bilder, 19 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-193-8.

**Band 143: Frank H. Meyer-Pittroff**

Excimerlaserstrahlbiegen dünner metallischer Folien mit homogener Lichtlinie  
LFT, 138 Seiten, 60 Bilder, 16 Tab.  
2003. ISBN 3-87525-196-2.

**Band 144: Andreas Kach**

Rechnergestützte Anpassung von Laserstrahlschneidbahnen an Bauteilabweichungen  
LFT, 139 Seiten, 69 Bilder, 11 Tab.  
2004. ISBN 3-87525-197-0.

**Band 145: Stefan Hierl**

System- und Prozesstechnik für das simultane Löten mit Diodenlaserstrahlung von elektronischen Bauelementen  
LFT, 124 Seiten, 66 Bilder, 4 Tab.  
2004. ISBN 3-87525-198-9.

**Band 146: Thomas Neudecker**

Tribologische Eigenschaften keramischer Blechumformwerkzeuge - Einfluss einer Oberflächenendbearbeitung mittels Excimerlaserstrahlung  
LFT, 166 Seiten, 75 Bilder, 26 Tab.  
2004. ISBN 3-87525-200-4.

**Band 147: Ulrich Wenger**

Prozessoptimierung in der Wickeltechnik durch innovative maschinenbauliche und regelungstechnische Ansätze  
FAPS, 132 Seiten, 88 Bilder, 0 Tab.  
2004. ISBN 3-87525-203-9.

**Band 148: Stefan Slama**

Effizienzsteigerung in der Montage durch marktorientierte Montagestrukturen und erweiterte Mitarbeiterkompetenz  
FAPS, 188 Seiten, 125 Bilder, 0 Tab.  
2004. ISBN 3-87525-204-7.

**Band 149: Thomas Wurm**

Laserstrahljustieren mittels Aktoren - Entwicklung von Konzepten und Methoden für die rechnerunterstützte Modellierung und Optimierung von komplexen Aktorsystemen in der Mikrotechnik  
LFT, 122 Seiten, 51 Bilder, 9 Tab.  
2004. ISBN 3-87525-206-3.

**Band 150: Martino Celeghini**  
Wirkmedienbasierte Blechumformung: Grundlagenuntersuchungen zum Einfluss von Werkstoff und Bauteilgeometrie  
LFT, 146 Seiten, 77 Bilder, 6 Tab.  
2004. ISBN 3-87525-207-1.

**Band 151: Ralph Hohenstein**  
Entwurf hochdynamischer Sensor- und Regelsysteme für die adaptive Laserbearbeitung  
LFT, 282 Seiten, 63 Bilder, 16 Tab.  
2004. ISBN 3-87525-210-1.

**Band 152: Angelika Hutterer**  
Entwicklung prozessüberwachender Regelkreise für flexible Formgebungsprozesse  
LFT, 149 Seiten, 57 Bilder, 2 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-212-8.

**Band 153: Emil Egerer**  
Massivumformen metallischer Kleinstteile bei erhöhter Prozesstemperatur  
LFT, 158 Seiten, 87 Bilder, 10 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-213-6.

**Band 154: Rüdiger Holzmann**  
Strategien zur nachhaltigen Optimierung von Qualität und Zuverlässigkeit in der Fertigung hochintegrierter Flachbaugruppen  
FAPS, 186 Seiten, 99 Bilder, 19 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-217-9.

**Band 155: Marco Nock**  
Biegeumformen mit Elastomerwerkzeugen Modellierung, Prozessauslegung und Abgrenzung des Verfahrens am Beispiel des Rohrbiegens  
LFT, 164 Seiten, 85 Bilder, 13 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-218-7.

**Band 156: Frank Niebling**  
Qualifizierung einer Prozesskette zum Laserstrahlsintern metallischer Bauteile  
LFT, 148 Seiten, 89 Bilder, 3 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-219-5.

**Band 157: Markus Meiler**  
Großserientauglichkeit trocken-schmierstoffbeschichteter Aluminiumbleche im Presswerk Grundlegende Untersuchungen zur Tribologie, zum Umformverhalten und Bauteilversuche  
LFT, 104 Seiten, 57 Bilder, 21 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-221-7.

**Band 158: Agus Sutanto**  
Solution Approaches for Planning of Assembly Systems in Three-Dimensional Virtual Environments  
FAPS, 169 Seiten, 98 Bilder, 3 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-220-9.

**Band 159: Matthias Boiger**  
Hochleistungssysteme für die Fertigung elektronischer Baugruppen auf der Basis flexibler Schaltungsträger  
FAPS, 175 Seiten, 111 Bilder, 8 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-222-5.

**Band 160: Matthias Pitz**  
Laserunterstütztes Biegen höchstfester Mehrphasenstähle  
LFT, 120 Seiten, 73 Bilder, 11 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-223-3.

**Band 161: Meik Vahl**  
Beitrag zur gezielten Beeinflussung des Werkstoffflusses beim Innenhochdruck-Umformen von Blechen  
LFT, 165 Seiten, 94 Bilder, 15 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-224-1.

**Band 162: Peter K. Kraus**  
Plattformstrategien - Realisierung einer varianz- und kostenoptimierten Wertschöpfung  
FAPS, 181 Seiten, 95 Bilder, 0 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-226-8.

**Band 163: Adrienn Cser**  
Laserstrahlschmelzabtrag - Prozessanalyse und -modellierung  
LFT, 146 Seiten, 79 Bilder, 3 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-227-6.

**Band 164: Markus C. Hahn**  
Grundlegende Untersuchungen zur Herstellung von Leichtbauverbundstrukturen mit Aluminiumschaumkern  
LFT, 143 Seiten, 60 Bilder, 16 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-228-4.

**Band 165: Gordana Michos**  
Mechatronische Ansätze zur Optimierung von Vorschubachsen  
FAPS, 146 Seiten, 87 Bilder, 17 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-230-6.

**Band 166: Markus Stark**  
Auslegung und Fertigung hochpräziser Faser-Kollimator-Arrays  
LFT, 158 Seiten, 115 Bilder, 11 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-231-4.

**Band 167: Yurong Zhou**  
Kollaboratives Engineering Management in der integrierten virtuellen Entwicklung der Anlagen für die Elektronikproduktion  
FAPS, 156 Seiten, 84 Bilder, 6 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-232-2.

**Band 168: Werner Enser**  
Neue Formen permanenter und lösbarer elektrischer Kontaktierungen für mechatronische Baugruppen  
FAPS, 190 Seiten, 112 Bilder, 5 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-233-0.

**Band 169: Katrin Melzer**  
Integrierte Produktpolitik bei elektrischen und elektronischen Geräten zur Optimierung des Product-Life-Cycle  
FAPS, 155 Seiten, 91 Bilder, 17 Tab.  
2005. ISBN 3-87525-234-9.

**Band 170: Alexander Putz**  
Grundlegende Untersuchungen zur Erfassung der realen Vorspannung von armierten Kaltfließpresswerkzeugen mittels Ultraschall  
LFT, 137 Seiten, 71 Bilder, 15 Tab.  
2006. ISBN 3-87525-237-3.

**Band 171: Martin Prechtel**  
Automatisiertes Schichtverfahren für metallische Folien - System- und Prozesstechnik  
LFT, 154 Seiten, 45 Bilder, 7 Tab.  
2006. ISBN 3-87525-238-1.

**Band 172: Markus Meidert**  
Beitrag zur deterministischen Lebensdauerabschätzung von Werkzeugen der Kaltmassivumformung  
LFT, 131 Seiten, 78 Bilder, 9 Tab.  
2006. ISBN 3-87525-239-X.

**Band 173: Bernd Müller**  
Robuste, automatisierte Montagesysteme durch adaptive Prozessführung und montageübergreifende Fehlerprävention am Beispiel flächiger Leichtbauteile  
FAPS, 147 Seiten, 77 Bilder, 0 Tab.  
2006. ISBN 3-87525-240-3.

**Band 174: Alexander Hofmann**  
Hybrides Laserdurchstrahlschweißen von Kunststoffen  
LFT, 136 Seiten, 72 Bilder, 4 Tab.  
2006. ISBN 978-3-87525-243-9.

**Band 175: Peter Wölflick**

Innovative Substrate und Prozesse mit feinsten Strukturen für blei-freie Mechatronik-Anwendungen  
FAPS, 177 Seiten, 148 Bilder, 24 Tab. 2006.

ISBN 978-3-87525-246-0.

**Band 176: Attila Komlodi**

Detection and Prevention of Hot Cracks during Laser Welding of Aluminium Alloys Using Advanced Simulation Methods

LFT, 155 Seiten, 89 Bilder, 14 Tab. 2006. ISBN 978-3-87525-248-4.

**Band 177: Uwe Popp**

Grundlegende Untersuchungen zum Laserstrahlstrukturieren von Kaltmassivumformwerkzeugen  
LFT, 140 Seiten, 67 Bilder, 16 Tab. 2006. ISBN 978-3-87525-249-1.

**Band 178: Veit Rückel**

Rechnergestützte Ablaufplanung und Bahngenerierung Für kooperierende Industrieroboter  
FAPS, 148 Seiten, 75 Bilder, 7 Tab. 2006. ISBN 978-3-87525-250-7.

**Band 179: Manfred Dirscherl**

Nicht-thermische Mikrojustier-technik mittels ultrakurzer Laserpulse

LFT, 154 Seiten, 69 Bilder, 10 Tab. 2007. ISBN 978-3-87525-251-4.

**Band 180: Yong Zhuo**

Entwurf eines rechnergestützten integrierten Systems für Konstruktion und Fertigungsplanung räumlicher spritzgegossener Schal-tungsträger (3D-MID)

FAPS, 181 Seiten, 95 Bilder, 5 Tab. 2007. ISBN 978-3-87525-253-8.

**Band 181: Stefan Lang**

Durchgängige Mitarbeiterinforma-tion zur Steigerung von Effizienz und Prozesssicherheit in der Pro-duktion

FAPS, 172 Seiten, 93 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-257-6.

**Band 182: Hans-Joachim Krauß**

Laserstrahlinduzierte Pyrolyse prä-keramischer Polymere

LFT, 171 Seiten, 100 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-258-3.

**Band 183: Stefan Junker**

Technologien und Systemlösungen für die flexibel automatisierte Be-stückung permanent erregter Läu-fer mit oberflächenmontierten Dauermagneten

FAPS, 173 Seiten, 75 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-259-0.

**Band 184: Rainer Kohlbauer**

Wissensbasierte Methoden für die simulationsgestützte Auslegung wirkmedienbasierter Blechum-formprozesse

LFT, 135 Seiten, 50 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-260-6.

**Band 185: Klaus Lamprecht**

Wirkmedienbasierte Umformung tiefgezogener Vorformen unter besonderer Berücksichtigung maßge-schneiderter Halbzeuge

LFT, 135 Seiten, 81 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-265-1.

**Band 186: Bernd Zolleiß**

Optimierte Prozesse und Systeme für die Bestückung mechatroni-scherBaugruppen

FAPS, 180 Seiten, 117 Bilder. 2007. ISBN 978-3-87525-266-8.

**Band 187: Michael Kerausch**

Simulationsgestützte Prozessausle-gung für das Umformen lokal wär-mebehandelter Aluminiumplatin-en

LFT, 146 Seiten, 76 Bilder, 7 Tab. 2007. ISBN 978-3-87525-267-5.

**Band 188: Matthias Weber**

Unterstützung der Wandlungsfä-higkeit von Produktionsanlagen durch innovative Softwaresysteme

FAPS, 183 Seiten, 122 Bilder, 3 Tab. 2007. ISBN 978-3-87525-269-9.

**Band 189: Thomas Frick**

Untersuchung der prozessbestim-menden Strahl-Stoff-Wechselwir-kungen beim Laserstrahlschwei-ßen von Kunststoffen

LFT, 104 Seiten, 62 Bilder, 8 Tab. 2007. ISBN 978-3-87525-268-2.

**Band 190: Joachim Hecht**

Werkstoffcharakterisierung und Prozessauslegung für die wirk-medienbasierte Doppelblech-Um-formung von Magnesiumlegierun-gen

LFT, 107 Seiten, 91 Bilder, 2 Tab. 2007. ISBN 978-3-87525-270-5.

**Band 191: Ralf Völkl**

Stochastische Simulation zur Werkzeuglebensdaueroptimierung und Präzisionsfertigung in der Kaltmassivumformung

LFT, 178 Seiten, 75 Bilder, 12 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-272-9.

**Band 192: Massimo Tolazzi**

Innenhochdruck-Umformen ver-stärkter Blech-Rahmenstrukturen

LFT, 164 Seiten, 85 Bilder, 7 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-273-6.

**Band 193: Cornelia Hoff**

Untersuchung der Prozesseinfluss-größen beim Presshärten des höchstfesten Vergütungsstahls 22MnB5

LFT, 133 Seiten, 92 Bilder, 5 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-275-0.

**Band 194: Christian Alvarez**

Simulationsgestützte Methoden zur effizienten Gestaltung von Löt-prozessen in der Elektronikpro-duktion

FAPS, 149 Seiten, 86 Bilder, 8 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-277-4.

**Band 195: Andreas Kunze**

Automatisierte Montage von mak-romechatronischen Modulen zur flexiblen Integration in hybride Pkw-Bordnetze

FAPS, 160 Seiten, 90 Bilder, 14 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-278-1.

**Band 196: Wolfgang Hußnätter**

Grundlegende Untersuchungen zur experimentellen Ermittlung und zur Modellierung von Fließ-ortkurven bei erhöhten Tempera-turen

LFT, 152 Seiten, 73 Bilder, 21 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-279-8.

**Band 197: Thomas Bigl**

Entwicklung, angepasste Herstellungsverfahren und erweiterte Qualitätssicherung von einsatzgerechten elektronischen Baugruppen

FAPS, 175 Seiten, 107 Bilder, 14 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-280-4.

**Band 198: Stephan Roth**

Grundlegende Untersuchungen zum Excimerlaserstrahl-Abtragen unter Flüssigkeitsfilmen

LFT, 113 Seiten, 47 Bilder, 14 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-281-1.

**Band 199: Artur Giera**

Prozesstechnische Untersuchungen zum Rührreißschweißen metallischer Werkstoffe

LFT, 179 Seiten, 104 Bilder, 36 Tab. 2008. ISBN 978-3-87525-282-8.

**Band 200: Jürgen Lechler**

Beschreibung und Modellierung des Werkstoffverhaltens von presshärtbaren Bor-Manganstählen

LFT, 154 Seiten, 75 Bilder, 12 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-286-6.

**Band 201: Andreas Blankl**

Untersuchungen zur Erhöhung der Prozessrobustheit bei der Innenhochdruck-Umformung von flächigen Halbzeugen mit vor- bzw. nachgeschalteten Laserstrahlflügeoperationen

LFT, 120 Seiten, 68 Bilder, 9 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-287-3.

**Band 202: Andreas Schaller**

Modellierung eines nachfrageorientierten Produktionskonzeptes für mobile Telekommunikationsgeräte

FAPS, 120 Seiten, 79 Bilder, 0 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-289-7.

**Band 203: Claudius Schimpf**

Optimierung von Zuverlässigkeitsuntersuchungen, Prüfabläufen und Nacharbeitsprozessen in der Elektronikproduktion

FAPS, 162 Seiten, 90 Bilder, 14 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-290-3.

**Band 204: Simon Dietrich**

Sensoriken zur Schwerpunktslagebestimmung der optischen Prozessmissionen beim Laserstrahlfließschweißen

LFT, 138 Seiten, 70 Bilder, 5 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-292-7.

**Band 205: Wolfgang Wolf**

Entwicklung eines agentenbasierten Steuerungssystems zur Materialflussorganisation im wandelbaren Produktionsumfeld

FAPS, 167 Seiten, 98 Bilder. 2009. ISBN 978-3-87525-293-4.

**Band 206: Steffen Polster**

Laserdurchstrahlschweißen transparenter Polymerbauteile

LFT, 160 Seiten, 92 Bilder, 13 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-294-1.

**Band 207: Stephan Manuel Dörfler**

Rührreißschweißen von walzplattiertem Halbzeug und Aluminiumblech zur Herstellung flächiger Aluminiumschaum-Sandwich-Verbundstrukturen

LFT, 190 Seiten, 98 Bilder, 5 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-295-8.

**Band 208: Uwe Vogt**

Seriennahe Auslegung von Aluminium Tailored Heat Treated Blanks

LFT, 151 Seiten, 68 Bilder, 26 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-296-5.

**Band 209: Till Laumann**

Qualitative und quantitative Bewertung der Crashtauglichkeit von höchstfesten Stählen

LFT, 117 Seiten, 69 Bilder, 7 Tab. 2009. ISBN 978-3-87525-299-6.

**Band 210: Alexander Diehl**

Größeneffekte bei Biegeprozessen - Entwicklung einer Methodik zur Identifikation und Quantifizierung

LFT, 180 Seiten, 92 Bilder, 12 Tab. 2010. ISBN 978-3-87525-302-3.

**Band 211: Detlev Staud**

Effiziente Prozesskettenauslegung für das Umformen lokal wärmebehandelter und geschweißter Aluminiumbleche

LFT, 164 Seiten, 72 Bilder, 12 Tab. 2010. ISBN 978-3-87525-303-0.

**Band 212: Jens Ackermann**

Prozesssicherung beim Laserdurchstrahlschweißen thermoplastischer Kunststoffe

LPT, 129 Seiten, 74 Bilder, 13 Tab. 2010. ISBN 978-3-87525-305-4.

**Band 213: Stephan Weidel**

Grundlegende Untersuchungen zum Kontaktzustand zwischen Werkstück und Werkzeug bei umformtechnischen Prozessen unter tribologischen Gesichtspunkten

LFT, 144 Seiten, 67 Bilder, 11 Tab. 2010. ISBN 978-3-87525-307-8.

**Band 214: Stefan Geißdörfer**

Entwicklung eines mesoskopischen Modells zur Abbildung von Größeneffekten in der Kaltmassivumformung mit Methoden der FE-Simulation

LFT, 133 Seiten, 83 Bilder, 11 Tab. 2010. ISBN 978-3-87525-308-5.

**Band 215: Christian Matzner**

Konzeption produktspezifischer Lösungen zur Robustheitssteigerung elektronischer Systeme gegen die Einwirkung von Betaung im Automobil

FAPS, 165 Seiten, 93 Bilder, 14 Tab. 2010. ISBN 978-3-87525-309-2.

**Band 216: Florian Schüßler**

Verbindungs- und Systemtechnik für thermisch hochbeanspruchte und miniaturisierte elektronische Baugruppen

FAPS, 184 Seiten, 93 Bilder, 18 Tab. 2010. ISBN 978-3-87525-310-8.

**Band 217: Massimo Cojutti**

Strategien zur Erweiterung der Prozessgrenzen bei der Innenhochdruck-Umformung von Rohren und Blechpaaren

LFT, 125 Seiten, 56 Bilder, 9 Tab. 2010. ISBN 978-3-87525-312-2.

**Band 218: Raoul Plettke**

Mehrkriterielle Optimierung komplexer Aktorsysteme für das Laserstrahljustieren

LFT, 152 Seiten, 25 Bilder, 3 Tab. 2010. ISBN 978-3-87525-315-3.

**Band 219: Andreas Dobroschke**  
Flexible Automatisierungslösungen für die Fertigung wickeltechnischer Produkte  
FAPS, 184 Seiten, 109 Bilder, 18 Tab. 2011. ISBN 978-3-87525-317-7.

**Band 220: Azhar Zam**  
Optical Tissue Differentiation for Sensor-Controlled Tissue-Specific Laser Surgery  
LPT, 99 Seiten, 45 Bilder, 8 Tab. 2011. ISBN 978-3-87525-318-4.

**Band 221: Michael Rösch**  
Potenziale und Strategien zur Optimierung des Schablonendruckprozesses in der Elektronikproduktion  
FAPS, 192 Seiten, 127 Bilder, 19 Tab. 2011. ISBN 978-3-87525-319-1.

**Band 222: Thomas Rechtenwald**  
Quasi-isothermes Laserstrahlsintern von Hochtemperatur-Thermoplasten - Eine Betrachtung werkstoff-prozessspezifischer Aspekte am Beispiel PEEK  
LPT, 150 Seiten, 62 Bilder, 8 Tab. 2011. ISBN 978-3-87525-320-7.

**Band 223: Daniel Craiovan**  
Prozesse und Systemlösungen für die SMT-Montage optischer Bauelemente auf Substrate mit integrierten Lichtwellenleitern  
FAPS, 165 Seiten, 85 Bilder, 8 Tab. 2011. ISBN 978-3-87525-324-5.

**Band 224: Kay Wagner**  
Beanspruchungsangepasste Kaltmassivumformwerkzeuge durch lokal optimierte Werkzeugoberflächen  
LFT, 147 Seiten, 103 Bilder, 17 Tab. 2011. ISBN 978-3-87525-325-2.

**Band 225: Martin Brandhuber**  
Verbesserung der Prognosegüte des Versagens von Punktschweißverbindungen bei höchstfesten Stahlgüten  
LFT, 155 Seiten, 91 Bilder, 19 Tab. 2011. ISBN 978-3-87525-327-6.

**Band 226: Peter Sebastian Feuser**  
Ein Ansatz zur Herstellung von pressgehärteten Karosseriekomponenten mit maßgeschneiderten mechanischen Eigenschaften: Temperierte Umformwerkzeuge. Prozessfenster, Prozesssimulation und funktionale Untersuchung  
LFT, 195 Seiten, 97 Bilder, 60 Tab. 2012. ISBN 978-3-87525-328-3.

**Band 227: Murat Arbak**  
Material Adapted Design of Cold Forging Tools Exemplified by Powder Metallurgical Tool Steels and Ceramics  
LFT, 109 Seiten, 56 Bilder, 8 Tab. 2012. ISBN 978-3-87525-330-6.

**Band 228: Indra Pitz**  
Beschleunigte Simulation des Laserstrahlumformens von Aluminiumblechen  
LPT, 137 Seiten, 45 Bilder, 27 Tab. 2012. ISBN 978-3-87525-333-7.

**Band 229: Alexander Grimm**  
Prozessanalyse und -überwachung des Laserstrahlhartlötens mittels optischer Sensorik  
LPT, 125 Seiten, 61 Bilder, 5 Tab. 2012. ISBN 978-3-87525-334-4.

**Band 230: Markus Kaupper**  
Biegen von höhenfesten Stahlblechwerkstoffen - Umformverhalten und Grenzen der Biegebarkeit  
LFT, 160 Seiten, 57 Bilder, 10 Tab. 2012. ISBN 978-3-87525-339-9.

**Band 231: Thomas Kroiß**  
Modellbasierte Prozessauslegung für die Kaltmassivumformung unter Berücksichtigung der Werkzeug- und Pressenauffederung  
LFT, 169 Seiten, 50 Bilder, 19 Tab. 2012. ISBN 978-3-87525-341-2.

**Band 232: Christian Goth**  
Analyse und Optimierung der Entwicklung und Zuverlässigkeit räumlicher Schaltungsträger (3D-MID)  
FAPS, 176 Seiten, 102 Bilder, 22 Tab. 2012. ISBN 978-3-87525-340-5.

**Band 233: Christian Ziegler**  
Ganzheitliche Automatisierung mechatronischer Systeme in der Medizin am Beispiel Strahlentherapie  
FAPS, 170 Seiten, 71 Bilder, 19 Tab. 2012. ISBN 978-3-87525-342-9.

**Band 234: Florian Albert**  
Automatisiertes Laserstrahllöten und -reparaturlöten elektronischer Baugruppen  
LPT, 127 Seiten, 78 Bilder, 11 Tab. 2012. ISBN 978-3-87525-344-3.

**Band 235: Thomas Stöhr**  
Analyse und Beschreibung des mechanischen Werkstoffverhaltens von presshärtbaren Bor-Manganstählen  
LFT, 118 Seiten, 74 Bilder, 18 Tab. 2013. ISBN 978-3-87525-346-7.

**Band 236: Christian Kägeler**  
Prozessdynamik beim Laserstrahlschweißen verzinkter Stahlbleche im Überlappstoß  
LPT, 145 Seiten, 80 Bilder, 3 Tab. 2013. ISBN 978-3-87525-347-4.

**Band 237: Andreas Sulzberger**  
Seriennahe Auslegung der Prozesskette zur wärmeunterstützten Umformung von Aluminiumblechwerkstoffen  
LFT, 153 Seiten, 87 Bilder, 17 Tab. 2013. ISBN 978-3-87525-349-8.

**Band 238: Simon Opel**  
Herstellung prozessangepasster Halbzeuge mit variabler Blechdicke durch die Anwendung von Verfahren der Blechmassivumformung  
LFT, 165 Seiten, 108 Bilder, 27 Tab. 2013. ISBN 978-3-87525-350-4.

**Band 239: Rajesh Kanawade**  
In-vivo Monitoring of Epithelium Vessel and Capillary Density for the Application of Detection of Clinical Shock and Early Signs of Cancer Development  
LPT, 124 Seiten, 58 Bilder, 15 Tab. 2013. ISBN 978-3-87525-351-1.

**Band 240: Stephan Busse**  
Entwicklung und Qualifizierung eines Schneidclinchverfahrens  
LFT, 119 Seiten, 86 Bilder, 20 Tab. 2013. ISBN 978-3-87525-352-8.

**Band 241: Karl-Heinz Leitz**  
Mikro- und Nanostrukturierung mit kurz und ultrakurz gepulster Laserstrahlung  
LPT, 154 Seiten, 71 Bilder, 9 Tab.  
2013. ISBN 978-3-87525-355-9.

**Band 242: Markus Michl**  
Webbasierte Ansätze zur ganzheitlichen technischen Diagnose  
FAPS, 182 Seiten, 62 Bilder, 20 Tab.  
2013. ISBN 978-3-87525-356-6.

**Band 243: Vera Sturm**  
Einfluss von Chargenschwankungen auf die Verarbeitungsgrenzen von Stahlwerkstoffen  
LFT, 113 Seiten, 58 Bilder, 9 Tab.  
2013. ISBN 978-3-87525-357-3.

**Band 244: Christian Neudel**  
Mikrostrukturelle und mechanisch-technologische Eigenschaften widerstandspunktgeschweißter Aluminium-Stahl-Verbindungen für den Fahrzeugbau  
LFT, 178 Seiten, 171 Bilder, 31 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-358-0.

**Band 245: Anja Neumann**  
Konzept zur Beherrschung der Prozessschwankungen im Presswerk  
LFT, 162 Seiten, 68 Bilder, 15 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-360-3.

**Band 246: Ulf-Hermann Quentin**  
Laserbasierte Nanostrukturierung mit optisch positionierten Mikrolinsen  
LPT, 137 Seiten, 89 Bilder, 6 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-361-0.

**Band 247: Erik Lamprecht**  
Der Einfluss der Fertigungsverfahren auf die Wirbelstromverluste von Stator-Einzelzahnblechpaketen für den Einsatz in Hybrid- und Elektrofahrzeugen  
FAPS, 148 Seiten, 138 Bilder, 4 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-362-7.

**Band 248: Sebastian Rösel**  
Wirkmedienbasierte Umformung von Blechhalbzeugen unter Anwendung magnetorheologischer Flüssigkeiten als kombiniertes Wirk- und Dichtmedium  
LFT, 148 Seiten, 61 Bilder, 12 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-363-4.

**Band 249: Paul Hippchen**  
Simulative Prognose der Geometrie indirekt pressgehärteter Karosseriebauteile für die industrielle Anwendung  
LFT, 163 Seiten, 89 Bilder, 12 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-364-1.

**Band 250: Martin Zubeil**  
Versagensprognose bei der Prozesssimulation von Biegeumform- und Falzverfahren  
LFT, 171 Seiten, 90 Bilder, 5 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-365-8.

**Band 251: Alexander Kühn**  
Flexible Automatisierung der Statormontage mit Hilfe einer universellen ambidexteren Kinematik  
FAPS, 142 Seiten, 60 Bilder, 26 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-367-2.

**Band 252: Thomas Albrecht**  
Optimierte Fertigungstechnologien für Rotoren getriebeintegrierter PM-Synchronmotoren von Hybridfahrzeugen  
FAPS, 198 Seiten, 130 Bilder, 38 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-368-9.

**Band 253: Florian Risch**  
Planning and Production Concepts for Contactless Power Transfer Systems for Electric Vehicles  
FAPS, 185 Seiten, 125 Bilder, 13 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-369-6.

**Band 254: Markus Weigl**  
Laserstrahlschweißen von Mischverbindungen aus austenitischen und ferritischen korrosionsbeständigen Stahlwerkstoffen  
LPT, 184 Seiten, 110 Bilder, 6 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-370-2.

**Band 255: Johannes Noneder**  
Beanspruchungserfassung für die Validierung von FE-Modellen zur Auslegung von Massivumformwerkzeugen  
LFT, 161 Seiten, 65 Bilder, 14 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-371-9.

**Band 256: Andreas Reinhardt**  
Ressourceneffiziente Prozess- und Produktionstechnologie für flexible Schaltungsträger  
FAPS, 123 Seiten, 69 Bilder, 19 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-373-3.

**Band 257: Tobias Schmuck**  
Ein Beitrag zur effizienten Gestaltung globaler Produktions- und Logistiknetzwerke mittels Simulation  
FAPS, 151 Seiten, 74 Bilder.  
2014. ISBN 978-3-87525-374-0.

**Band 258: Bernd Eichenhüller**  
Untersuchungen der Effekte und Wechselwirkungen charakteristischer Einflussgrößen auf das Umformverhalten bei Mikroumformprozessen  
LFT, 127 Seiten, 29 Bilder, 9 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-375-7.

**Band 259: Felix Lütteke**  
Vielseitiges autonomes Transportsystem basierend auf Weltmodellerstellung mittels Datenfusion von Deckenkameras und Fahrzeugsensoren  
FAPS, 152 Seiten, 54 Bilder, 20 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-376-4.

**Band 260: Martin Grüner**  
Hochdruck-Blechumformung mit formlos festen Stoffen als Wirkmedium  
LFT, 144 Seiten, 66 Bilder, 29 Tab.  
2014. ISBN 978-3-87525-379-5.

**Band 261: Christian Brock**  
Analyse und Regelung des Laserstrahltafeschweißprozesses durch Detektion der Metaldampffackelposition  
LPT, 126 Seiten, 65 Bilder, 3 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-380-1.

**Band 262: Peter Vatter**  
Sensitivitätsanalyse des 3-Rollen-Schubbiegens auf Basis der Finite Elemente Methode  
LFT, 145 Seiten, 57 Bilder, 26 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-381-8.

**Band 263: Florian Klämpfl**  
Planung von Laserbestrahlungen durch simulationsbasierte Optimierung  
LPT, 169 Seiten, 78 Bilder, 32 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-384-9.

**Band 264: Matthias Domke**  
Transiente physikalische Mechanismen bei der Laserablation von dünnen Metallschichten  
LPT, 133 Seiten, 43 Bilder, 3 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-385-6.

**Band 265: Johannes Götz**  
Community-basierte Optimierung des Anlagenengineering  
FAPS, 177 Seiten, 80 Bilder, 30 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-386-3.

**Band 266: Hung Nguyen**  
Qualifizierung des Potentials von Verfestigungseffekten zur Erweiterung des Umformvermögens aus-härtbarer Aluminiumlegierungen  
LFT, 137 Seiten, 57 Bilder, 16 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-387-0.

**Band 267: Andreas Kuppert**  
Erweiterung und Verbesserung von Versuchs- und Auswertetechniken für die Bestimmung von Grenzformänderungskurven  
LFT, 138 Seiten, 82 Bilder, 2 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-388-7.

**Band 268: Kathleen Klaus**  
Erstellung eines Werkstofforientierten Fertigungsprozessfensters zur Steigerung des Formgebungsvermögens von Aluminiumlegierungen unter Anwendung einer zwischengeschalteten Wärmebehandlung  
LFT, 154 Seiten, 70 Bilder, 8 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-391-7.

**Band 269: Thomas Svec**  
Untersuchungen zur Herstellung von funktionsoptimierten Bauteilen im partiellen Presshärteprozess mittels lokal unterschiedlich temperierter Werkzeuge  
LFT, 166 Seiten, 87 Bilder, 15 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-392-4.

**Band 270: Tobias Schrader**  
Grundlegende Untersuchungen zur Verschleißcharakterisierung beschichteter Kaltmassivumformwerkzeuge  
LFT, 164 Seiten, 55 Bilder, 11 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-393-1.

**Band 271: Matthäus Brela**  
Untersuchung von Magnetfeld-Messmethoden zur ganzheitlichen Wertschöpfungsoptimierung und Fehlerdetektion an magnetischen Aktoren  
FAPS, 170 Seiten, 97 Bilder, 4 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-394-8.

**Band 272: Michael Wieland**  
Entwicklung einer Methode zur Prognose adhäsiven Verschleißes an Werkzeugen für das direkte Presshärten  
LFT, 156 Seiten, 84 Bilder, 9 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-395-5.

**Band 273: René Schramm**  
Strukturierte additive Metallisierung durch kaltaktives Atmosphärendruckplasma  
FAPS, 136 Seiten, 62 Bilder, 15 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-396-2.

**Band 274: Michael Lechner**  
Herstellung beanspruchungsangepasster Aluminiumblechhalbzeuge durch eine maßgeschneiderte Variation der Abkühlgeschwindigkeit nach Lösungsglühen  
LFT, 136 Seiten, 62 Bilder, 15 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-397-9.

**Band 275: Kolja Andreas**  
Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit auf das Werkzeugeinsatzverhalten beim Kaltfließpressen  
LFT, 169 Seiten, 76 Bilder, 4 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-398-6.

**Band 276: Marcus Baum**  
Laser Consolidation of ITO Nanoparticles for the Generation of Thin Conductive Layers on Transparent Substrates  
LPT, 158 Seiten, 75 Bilder, 3 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-399-3.

**Band 277: Thomas Schneider**  
Umformtechnische Herstellung dünnwandiger Funktionsbauteile aus Feinblech durch Verfahren der Blechmassivumformung  
LFT, 188 Seiten, 95 Bilder, 7 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-401-3.

**Band 278: Jochen Merhof**  
Sematische Modellierung automatisierter Produktionssysteme zur Verbesserung der IT-Integration zwischen Anlagen-Engineering und Steuerungsebene  
FAPS, 157 Seiten, 88 Bilder, 8 Tab.  
2015. ISBN 978-3-87525-402-0.

**Band 279: Fabian Zöller**  
Erarbeitung von Grundlagen zur Abbildung des tribologischen Systems in der Umformsimulation  
LFT, 126 Seiten, 51 Bilder, 3 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-403-7.

**Band 280: Christian Hezler**  
Einsatz technologischer Versuche zur Erweiterung der Versagensvorhersage bei Karosseriebauteilen aus höchstfesten Stählen  
LFT, 147 Seiten, 63 Bilder, 44 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-404-4.

**Band 281: Jochen Bönig**  
Integration des Systemverhaltens von Automobil-Hochvoltleitungen in die virtuelle Absicherung durch strukturmechanische Simulation  
FAPS, 177 Seiten, 107 Bilder, 17 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-405-1.

**Band 282: Johannes Kohl**  
Automatisierte Datenerfassung für diskret ereignisorientierte Simulationen in der energieflexiblen Fabrik  
FAPS, 160 Seiten, 80 Bilder, 27 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-406-8.

**Band 283: Peter Bechtold**  
Mikroschockwellenumformung mittels ultrakurzer Laserpulse  
LPT, 155 Seiten, 59 Bilder, 10 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-407-5.

**Band 284: Stefan Berger**  
Laserstrahlschweißen thermoplastischer Kohlenstofffaserverbundwerkstoffe mit spezifischem Zusatzdraht  
LPT, 118 Seiten, 68 Bilder, 9 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-408-2.

**Band 285: Martin Bornschlegl**  
Methods-Energy Measurement - Eine Methode zur Energieplanung für Fügeverfahren im Karosseriebau  
FAPS, 136 Seiten, 72 Bilder, 46 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-409-9.

**Band 286: Tobias Rackow**  
Erweiterung des Unternehmenscontrollings um die Dimension Energie  
FAPS, 164 Seiten, 82 Bilder, 29 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-410-5.

**Band 287: Johannes Koch**  
Grundlegende Untersuchungen zur Herstellung zyklisch-symmetrischer Bauteile mit Nebenformelementen durch Blechmassivumformung  
LFT, 125 Seiten, 49 Bilder, 17 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-411-2.

**Band 288: Hans Ulrich Vierzigmann**

Beitrag zur Untersuchung der tribologischen Bedingungen in der Blechmassivumformung - Bereitstellung von tribologischen Modellversuchen und Realisierung von Tailored Surfaces  
LFT, 174 Seiten, 102 Bilder, 34 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-412-9.

**Band 289: Thomas Senner**  
Methodik zur virtuellen Absicherung der formgebenden Operation des Nasspressprozesses von Gelege-Mehrschichtverbunden  
LFT, 156 Seiten, 96 Bilder, 21 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-414-3.

**Band 290: Sven Kreitlein**  
Der grundoperationsspezifische Mindestenergiebedarf als Referenzwert zur Bewertung der Energieeffizienz in der Produktion  
FAPS, 185 Seiten, 64 Bilder, 30 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-415-0.

**Band 291: Christian Roos**  
Remote-Laserstrahlschweißen verzinkter Stahlbleche in Kehlnahtgeometrie  
LPT, 123 Seiten, 52 Bilder, 0 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-416-7.

**Band 292: Alexander Kahrmanidis**  
Thermisch unterstützte Umformung von Aluminiumblechen  
LFT, 165 Seiten, 103 Bilder, 18 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-417-4.

**Band 293: Jan Tremel**  
Flexible Systems for Permanent Magnet Assembly and Magnetic Rotor Measurement / Flexible Systeme zur Montage von Permanentmagneten und zur Messung magnetischer Rotoren  
FAPS, 152 Seiten, 91 Bilder, 12 Tab.  
2016. ISBN 978-3-87525-419-8.

**Band 294: Ioannis Tsoupis**  
Schädigungs- und Versagensverhalten hochfester Leichtbauwerkstoffe unter Biegebeanspruchung  
LFT, 176 Seiten, 51 Bilder, 6 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-420-4.

**Band 295: Sven Hildering**  
Grundlegende Untersuchungen zum Prozessverhalten von Silizium als Werkzeugwerkstoff für das Mikroscherschneiden metallischer Folien  
LFT, 177 Seiten, 74 Bilder, 17 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-422-8.

**Band 296: Sasia Mareike Hertweck**  
Zeitliche Pulsformung in der Lasermikromaterialbearbeitung - Grundlegende Untersuchungen und Anwendungen  
LPT, 146 Seiten, 67 Bilder, 5 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-423-5.

**Band 297: Paryanto**  
Mechatronic Simulation Approach for the Process Planning of Energy-Efficient Handling Systems  
FAPS, 162 Seiten, 86 Bilder, 13 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-424-2.

**Band 298: Peer Stenzel**  
Großserientaugliche Nadelwickeltechnik für verteilte Wicklungen im Anwendungsfall der E-Traktionsantriebe  
FAPS, 239 Seiten, 147 Bilder, 20 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-425-9.

**Band 299: Mario Lušić**  
Ein Vorgehensmodell zur Erstellung montageführender Werkerinformationssysteme simultan zum Produktentstehungsprozess  
FAPS, 174 Seiten, 79 Bilder, 22 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-426-6.

**Band 300: Arnd Buschhaus**  
Hochpräzise adaptive Steuerung und Regelung robotergeführter Prozesse  
FAPS, 202 Seiten, 96 Bilder, 4 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-427-3.

**Band 301: Tobias Laumer**  
Erzeugung von thermoplastischen Werkstoffverbunden mittels simultanem, intensitätsselektivem Laserstrahlschmelzen  
LPT, 140 Seiten, 82 Bilder, 0 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-428-0.

**Band 302: Nora Unger**  
Untersuchung einer thermisch unterstützten Fertigungskette zur Herstellung umgeformter Bauteile aus der härtesten Aluminiumlegierung EN AW-7020  
LFT, 142 Seiten, 53 Bilder, 8 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-429-7.

**Band 303: Tommaso Stellin**  
Design of Manufacturing Processes for the Cold Bulk Forming of Small Metal Components from Metal Strip  
LFT, 146 Seiten, 67 Bilder, 7 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-430-3.

**Band 304: Bassim Bachy**  
Experimental Investigation, Modeling, Simulation and Optimization of Molded Interconnect Devices (MID) Based on Laser Direct Structuring (LDS) / Experimentelle Untersuchung, Modellierung, Simulation und Optimierung von Molded Interconnect Devices (MID) basierend auf Laser Direktstrukturierung (LDS)  
FAPS, 168 Seiten, 120 Bilder, 26 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-431-0.

**Band 305: Michael Spahr**  
Automatisierte Kontaktierungsverfahren für flachleiterbasierte Pkw-Bordnetzsysteme  
FAPS, 197 Seiten, 98 Bilder, 17 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-432-7.

**Band 306: Sebastian Suttner**  
Charakterisierung und Modellierung des spannungszustandsabhängigen Werkstoffverhaltens der Magnesiumlegierung AZ31B für die numerische Prozessauslegung  
LFT, 150 Seiten, 84 Bilder, 19 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-433-4.

**Band 307: Bhargav Potdar**  
A reliable methodology to deduce thermo-mechanical flow behaviour of hot stamping steels  
LFT, 203 Seiten, 98 Bilder, 27 Tab.  
2017. ISBN 978-3-87525-436-5.

**Band 308: Maria Löffler**  
Steuerung von Blechmassivumformprozessen durch maßgeschneiderte tribologische Systeme  
LFT, viii u. 166 Seiten, 90 Bilder, 5 Tab.  
2018. ISBN 978-3-96147-133-1.

**Band 309: Martin Müller**

Untersuchung des kombinierten Trenn- und Umformprozesses beim Fügen artungleicher Werkstoffe mittels Schneidlinchverfahren

LFT, xi u. 149 Seiten, 89 Bilder, 6 Tab. 2018. ISBN 978-3-96147-135-5.

**Band 310: Christopher Kästle**  
Qualifizierung der Kupfer-Drahtbondtechnologie für integrierte Leistungsmodule in harschen Umgebungsbedingungen

FAPS, xii u. 167 Seiten, 70 Bilder, 18 Tab. 2018. ISBN 978-3-96147-145-4.

**Band 311: Daniel Vipavc**

Eine Simulationsmethode für das 3-Rollen-Schubbiegen

LFT, xiii u. 121 Seiten, 56 Bilder, 17 Tab. 2018. ISBN 978-3-96147-147-8.

**Band 312: Christina Ramer**

Arbeitsraumüberwachung und autonome Bahnplanung für ein sicheres und flexibles Roboter-Assistenzsystem in der Fertigung

FAPS, xiv u. 188 Seiten, 57 Bilder, 9 Tab. 2018. ISBN 978-3-96147-153-9.

**Band 313: Miriam Rauer**

Der Einfluss von Poren auf die Zuverlässigkeit der Lötverbindungen von Hochleistungs-Leuchtdioden

FAPS, xii u. 209 Seiten, 108 Bilder, 21 Tab. 2018.

ISBN 978-3-96147-157-7.

**Band 314: Felix Tenner**

Kamerabasierte Untersuchungen der Schmelze und Gasströmungen beim Laserstrahlschweißen verzinkter Stahlbleche

LPT, xxiii u. 184 Seiten, 94 Bilder, 7 Tab. 2018. ISBN 978-3-96147-160-7.

**Band 315: Aarief Syed-Khaja**

Diffusion Soldering for High-temperature Packaging of Power Electronics

FAPS, x u. 202 Seiten, 144 Bilder, 32 Tab. 2018. ISBN 978-3-87525-162-1.

**Band 316: Adam Schaub**

Grundlagenwissenschaftliche Untersuchung der kombinierten Prozesskette aus Umformen und Additive Fertigung

LFT, xi u. 192 Seiten, 72 Bilder, 27 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-166-9.

**Band 317: Daniel Gröbel**

Herstellung von Nebenformelementen unterschiedlicher Geometrie an Blechen mittels Fließpressverfahren der Blechmassivumformung

LFT, x u. 165 Seiten, 96 Bilder, 13 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-168-3.

**Band 318: Philipp Hildenbrand**

Entwicklung einer Methodik zur Herstellung von Tailored Blanks mit definierten Halbzeugeigenschaften durch einen Taumelprozess

LFT, ix u. 153 Seiten, 77 Bilder, 4 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-174-4.

**Band 319: Tobias Konrad**

Simulative Auslegung der Spann- und Fixierkonzepte im Karosserie-rohbau: Bewertung der Baugruppenmaßhaltigkeit unter Berücksichtigung schwankender Einflussgrößen

LFT, x u. 203 Seiten, 134 Bilder, 32 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-176-8.

**Band 320: David Meinel**

Architektur applikationsspezifischer Multi-Physics-Simulationskonfiguratoren am Beispiel modularer Triebzüge

FAPS, xii u. 166 Seiten, 82 Bilder, 25 Tab. 2019.  
ISBN 978-3-96147-184-3.

**Band 321: Andrea Zimmermann**

Grundlegende Untersuchungen zum Einfluss fertigungsbedingter Eigenschaften auf die Ermüdungsfestigkeit kaltmassivumgeformter Bauteile

LFT, ix u. 160 Seiten, 66 Bilder, 5 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-190-4.

**Band 322: Christoph Amann**

Simulative Prognose der Geometrie nassgepresster Karosseriebauteile aus Gelege-Mehrschichtverbunden

LFT, xvi u. 169 Seiten, 80 Bilder, 13 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-194-2.

**Band 323: Jennifer Tenner**

Realisierung schmierstofffreier Tiefziehprozesse durch maßgeschneiderte Werkzeugoberflächen

LFT, x u. 187 Seiten, 68 Bilder, 13 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-196-6.

**Band 324: Susan Zöller**

Mapping Individual Subjective Values to Product Design KTMfk, xi u. 223 Seiten, 81 Bilder, 25 Tab. 2019.

ISBN 978-3-96147-202-4.

**Band 325: Stefan Lutz**

Erarbeitung einer Methodik zur semiempirischen Ermittlung der Umwandlungskinetik durchhärtender Wälzlagerstähle für die Wärmebehandlungssimulation

LFT, xiv u. 189 Seiten, 75 Bilder, 32 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-209-3.

**Band 326: Tobias Gnibl**

Modellbasierte Prozesskettenabbildung rührreibgeschweißter Aluminiumhalbzeuge zur umformtechnischen Herstellung höchstfester Leichtbau-strukturteile

LFT, xii u. 167 Seiten, 68 Bilder, 17 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-217-8.

**Band 327: Johannes Bürner**

Technisch-wirtschaftliche Optionen zur Lastflexibilisierung durch intelligente elektrische Wärmespeicher

FAPS, xiv u. 233 Seiten, 89 Bilder, 27 Tab. 2019.  
ISBN 978-3-96147-219-2.

**Band 328: Wolfgang Böhm**

Verbesserung des Umformverhaltens von mehrlagigen Aluminiumblechwerkstoffen mit ultrafeinkörnigem Gefüge

LFT, ix u. 160 Seiten, 88 Bilder, 14 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-227-7.

**Band 329: Stefan Landkammer**

Grundsatzuntersuchungen, mathematische Modellierung und Ableitung einer Auslegungsmethodik für Gelenkantriebe nach dem Spinnenprinzip

LFT, xii u. 200 Seiten, 83 Bilder, 13 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-229-1.

**Band 330: Stephan Rapp**

Pump-Probe-Ellipsometrie zur Messung transienter optischer Materialeigenschaften bei der Ultrakurzpuls-Lasermaterialbearbeitung

LPT, xi u. 143 Seiten, 49 Bilder, 2 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-235-2.

**Band 331: Michael Scholz**  
Intralogistics Execution System mit integrierten autonomen, servicebasierten Transportentitäten  
FAPS, xi u. 195 Seiten, 55 Bilder, 11 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-237-6.

**Band 332: Eva Bogner**  
Strategien der Produktindividualisierung in der produzierenden Industrie im Kontext der Digitalisierung  
FAPS, ix u. 201 Seiten, 55 Bilder, 28 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-246-8.

**Band 333: Daniel Benjamin Krüger**  
Ein Ansatz zur CAD-integrierten muskuloskelettalen Analyse der Mensch-Maschine-Interaktion  
KTmfk, x u. 217 Seiten, 102 Bilder, 7 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-250-5.

**Band 334: Thomas Kuhn**  
Qualität und Zuverlässigkeit laserdirektstrukturierter mechatronisch integrierter Baugruppen (LDS-MID)  
FAPS, ix u. 152 Seiten, 69 Bilder, 12 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-252-9.

**Band 335: Hans Fleischmann**  
Modellbasierte Zustands- und Prozessüberwachung auf Basis sozio-cyber-physischer Systeme  
FAPS, xi u. 214 Seiten, 111 Bilder, 18 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-256-7.

**Band 336: Markus Michalski**  
Grundlegende Untersuchungen zum Prozess- und Werkstoffverhalten bei schwingungsüberlagerter Umformung  
LFT, xii u. 197 Seiten, 93 Bilder, 11 Tab. 2019. ISBN 978-3-96147-270-3.

**Band 337: Markus Brandmeier**  
Ganzheitliches ontologiebasiertes Wissensmanagement im Umfeld der industriellen Produktion  
FAPS, xi u. 255 Seiten, 77 Bilder, 33 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-275-8.

**Band 338: Stephan Purr**  
Datenerfassung für die Anwendung lernender Algorithmen bei der Herstellung von Blechformteilen  
LFT, ix u. 165 Seiten, 48 Bilder, 4 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-281-9.

**Band 339: Christoph Kiener**  
Kaltfließpressen von gerad- und schrägverzahnten Zahnrädern  
LFT, viii u. 151 Seiten, 81 Bilder, 3 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-287-1.

**Band 340: Simon Spreng**  
Numerische, analytische und empirische Modellierung des Heißcrimpprozesses  
FAPS, xix u. 204 Seiten, 91 Bilder, 27 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-293-2.

**Band 341: Patrik Schwingenschlögl**  
Erarbeitung eines Prozessverständnisses zur Verbesserung der tribologischen Bedingungen beim Presshärten  
LFT, x u. 177 Seiten, 81 Bilder, 8 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-297-0.

**Band 342: Emanuela Affronti**  
Evaluation of failure behaviour of sheet metals  
LFT, ix u. 136 Seiten, 57 Bilder, 20 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-303-8.

**Band 343: Julia Degner**  
Grundlegende Untersuchungen zur Herstellung hochfester Aluminiumblechbauteile in einem kombinierten Umform- und Abschreckprozess  
LFT, x u. 172 Seiten, 61 Bilder, 9 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-307-6.

**Band 344: Maximilian Wagner**  
Automatische Bahnplanung für die Aufteilung von Prozessbewegungen in synchrone Werkstück- und Werkzeugbewegungen mittels Multi-Roboter-Systemen  
FAPS, xxi u. 181 Seiten, 111 Bilder, 15 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-309-0.

**Band 345: Stefan Härter**  
Qualifizierung des Montageprozesses hochminiaturisierter elektrischer Bauelemente  
FAPS, ix u. 194 Seiten, 97 Bilder, 28 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-314-4.

**Band 346: Toni Donhauser**  
Ressourcenorientierte Auftragsregelung in einer hybriden Produktion mittels betriebsbegleitender Simulation  
FAPS, xix u. 242 Seiten, 97 Bilder, 17 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-316-8.

**Band 347: Philipp Amend**  
Laserbasiertes Schmelzkleben von Thermoplasten mit Metallen  
LPT, xv u. 154 Seiten, 67 Bilder. 2020. ISBN 978-3-96147-326-7.

**Band 348: Matthias Ehlert**  
Simulationsunterstützte funktionale Grenzlagenabsicherung  
KTmfk, xvi u. 300 Seiten, 101 Bilder, 73 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-328-1.

**Band 349: Thomas Sander**  
Ein Beitrag zur Charakterisierung und Auslegung des Verbundes von Kunststoffsubstraten mit harten Dünnschichten  
KTmfk, xiv u. 178 Seiten, 88 Bilder, 21 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-330-4.

**Band 350: Florian Pilz**  
Fließpressen von Verzahnungselementen an Blechen  
LFT, x u. 170 Seiten, 103 Bilder, 4 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-332-8.

**Band 351: Sebastian Josef Katona**  
Evaluation und Aufbereitung von Produktsimulationen mittels abweichungsbehafteter Geometrie-Modelle  
KTmfk, ix u. 147 Seiten, 73 Bilder, 11 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-336-6.

**Band 352: Jürgen Herrmann**  
Kumulatives Walzplattieren. Bewertung der Umformigenschaften mehrlagiger Blechwerkstoffe der ausscheidungshärtbaren Legierung AA6014  
LFT, x u. 157 Seiten, 64 Bilder, 5 Tab. 2020. ISBN 978-3-96147-344-1.

**Band 353: Christof Küstner**  
Assistenzsystem zur Unterstützung der datengetriebenen Produktentwicklung  
KTmfk, xii u. 219 Seiten, 63 Bilder, 14 Tab. 2020.  
ISBN 978-3-96147-348-9.

**Band 354: Tobias Gläsel**  
Prozessketten zum Laserstrahlschweißen von flachleiterbasierten Formspulenumwicklungen für automobiler Traktionsantriebe  
FAPS, xiv u. 206 Seiten, 89 Bilder, 11 Tab. 2020.  
ISBN 978-3-96147-356-4.

**Band 355: Andreas Meinel**  
Experimentelle Untersuchung der Auswirkungen von Axialschwingungen auf Reibung und Verschleiß in Zylinderring-lagern  
KTmfk, xii u. 162 Seiten, 56 Bilder, 7 Tab. 2020.  
ISBN 978-3-96147-358-8.

**Band 356: Hannah Riedle**  
Haptische, generische Modelle weicher anatomischer Strukturen für die chirurgische Simulation  
FAPS, xxx u. 179 Seiten, 82 Bilder, 35 Tab. 2020.  
ISBN 978-3-96147-367-0.

**Band 357: Maximilian Landgraf**  
Leistungselektronik für den Einsatz dielektrischer Elastomere in aktorischen, sensorischen und integrierten sensomotorischen Systemen  
FAPS, xxiii u. 166 Seiten, 71 Bilder, 10 Tab. 2020.  
ISBN 978-3-96147-380-9.

**Band 358: Alireza Esfandiyari**  
Multi-Objective Process Optimization for Overpressure Reflow Soldering in Electronics Production  
FAPS, xviii u. 175 Seiten, 57 Bilder, 23 Tab. 2020.  
ISBN 978-3-96147-382-3.

**Band 359: Christian Sand**  
Prozessübergreifende Analyse komplexer Montageprozessketten mittels Data Mining  
FAPS, XV u. 168 Seiten, 61 Bilder, 12 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-398-4.

**Band 360: Ralf Merkl**  
Closed-Loop Control of a Storage-Supported Hybrid Compensation System for Improving the Power Quality in Medium Voltage Networks  
FAPS, xxvii u. 200 Seiten, 102 Bilder, 2 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-402-8.

**Band 361: Thomas Reitberger**  
Additive Fertigung polymerer optischer Wellenleiter im Aerosol-Jet-Verfahren  
FAPS, xix u. 141 Seiten, 65 Bilder, 11 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-400-4.

**Band 362: Marius Christian Fechter**  
Modellierung von Vorentwürfen in der virtuellen Realität mit natürlicher Fingerinteraktion  
KTmfk, x u. 188 Seiten, 67 Bilder, 19 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-404-2.

**Band 363: Franziska Neubauer**  
Oberflächenmodifizierung und Entwicklung einer Auswertemethodik zur Verschleißcharakterisierung im Presshärteprozess  
LFT, ix u. 177 Seiten, 42 Bilder, 6 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-406-6.

**Band 364: Eike Wolfram Schäffer**  
Web- und wissensbasierter Engineering-Konfigurator für roboterzentrierte Automatisierungslösungen  
FAPS, xxiv u. 195 Seiten, 108 Bilder, 25 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-410-3.

**Band 365: Daniel Gross**  
Untersuchungen zur kohlenstoffdioxidbasierten kryogenen Minimalmengenschmierung  
REP, xii u. 184 Seiten, 56 Bilder, 18 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-412-7.

**Band 366: Daniel Junker**  
Qualifizierung laser-additiv gefertigter Komponenten für den Einsatz im Werkzeugbau der Massivumformung  
LFT, vii u. 142 Seiten, 62 Bilder, 5 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-416-5.

**Band 367: Tallal Javied**  
Totally Integrated Ecology Management for Resource Efficient and Eco-Friendly Production  
FAPS, xv u. 160 Seiten, 60 Bilder, 13 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-418-9.

**Band 368: David Marco Hochrein**  
Wälzlager im Beschleunigungsfeld – Eine Analysestrategie zur Bestimmung des Reibungs-, Axialschub- und Temperaturverhaltens von Nadelkränzen –  
KTmfk, xiii u. 279 Seiten, 108 Bilder, 39 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-420-2.

**Band 369: Daniel Gräf**  
Funktionalisierung technischer Oberflächen mittels prozessüberwachter aerosolbasierter Drucktechnologie  
FAPS, xxii u. 175 Seiten, 97 Bilder, 6 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-433-2.

**Band 370: Andreas Gröschl**  
Hochfrequent fokusbandsmodulierte Konfokalsensoren für die Nanokoordinatenmesstechnik  
FMT, x u. 144 Seiten, 98 Bilder, 6 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-435-6.

**Band 371: Johann Tüchsen**  
Konzeption, Entwicklung und Einführung des Assistenzsystems D-DAS für die Produktentwicklung elektrischer Motoren  
KTmfk, xii u. 178 Seiten, 92 Bilder, 12 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-437-0.

**Band 372: Max Marian**  
Numerische Auslegung von Oberflächenmikrostrukturen für geschmierte tribologische Kontakte  
KTmfk, xviii u. 276 Seiten, 85 Bilder, 45 Tab. 2021.  
ISBN 978-3-96147-439-4.

**Band 373: Johannes Strauß**  
Die akustooptische Strahlformung in der Lasermaterialbearbeitung  
LPT, xvi u. 113 Seiten, 48 Bilder, 2021. ISBN 978-3-96147-441-7.

**Band 374: Martin Hohmann**

Machinelles Lernen und hyper-spektrale Bildgebung: Multi-Spektrale Endoskopie im Gastrointestinaltrakt für die Hyper-Spektrale Endoskopie LPT, x u. 137 Seiten, 62 Bilder, 29 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-445-5.

**Band 375: Timo Kordaf**

Lasergestütztes Verfahren zur selektiven Metallisierung von epoxidharzbasierten Duromeren zur Steigerung der Integrationsdichte für dreidimensionale mechatronische Package-Baugruppen FAPS, xviii u. 198 Seiten, 92 Bilder, 24 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-443-1.

**Band 376: Philipp Kestel**

Assistenzsystem für den wissensbasierten Aufbau konstruktionsbegleitender Finite-Elemente-Analysen KTmfk, xviii u. 209 Seiten, 57 Bilder, 17 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-457-8.

**Band 377: Martin Lerchen**

Messverfahren für die pulverbettbasierte additive Fertigung zur Sicherstellung der Konformität mit geometrischen Produktspezifikationen FMT, x u. 150 Seiten, 60 Bilder, 9 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-463-9.

**Band 378: Michael Schneider**

Inline-Prüfung der Permeabilität in weichmagnetischen Komponenten FAPS, xxii u. 189 Seiten, 79 Bilder, 14 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-465-3.

**Band 379: Tobias Sprügel**

Sphärische Detektorflächen als Unterstützung der Produktentwicklung zur Datenanalyse im Rahmen des Digital Engineering KTmfk, xiii u. 213 Seiten, 84 Bilder, 33 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-475-2.

**Band 380: Tom Häfner**

Multipulseffekte beim Mikro-Materialabtrag von Stahllegierungen mit Pikosekunden-Laserpulsen LPT, xxviii u. 159 Seiten, 57 Bilder, 13 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-479-0.

**Band 381: Björn Heling**

Einsatz und Validierung virtueller Absicherungsmethoden für abweichungs-behaftete Mechanismen im Kontext des Robust Design KTmfk, xi u. 169 Seiten, 63 Bilder, 27 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-487-5.

**Band 382: Tobias Kolb**

Laserstrahl-Schmelzen von Metallen mit einer Serienanlage – Prozesscharakterisierung und Erweiterung eines Überwachungssystems LPT, xv u. 170 Seiten, 128 Bilder, 16 Tab. 2021. ISBN 978-3-96147-491-2.

**Band 383: Mario Meinhardt**

Widerstandselementschweißen mit gestauchten Hilfsfügeelementen - Umformtechnische Wirkzusammenhänge zur Beeinflussung der Verbindungsfestigkeit LFT, xii u. 189 Seiten, 87 Bilder, 4 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-473-8.

**Band 384: Felix Bauer**

Ein Beitrag zur digitalen Auslegung von Fügeprozessen im Karosseriebau mit Fokus auf das Remote-Laserstrahlschweißen unter Einsatz flexibler Spanntechnik LFT, xi u. 185 Seiten, 74 Bilder, 12 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-498-1.

**Band 385: Jochen Zeitler**

Konzeption eines rechnergestützten Konstruktionssystems für optomechatronische Baugruppen FAPS, xix u. 172 Seiten, 88 Bilder, 11 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-499-8.

**Band 386: Vincent Mann**

Einfluss von Strahloszillation auf das Laserstrahlschweißen hochfester Stähle LPT, xiii u. 172 Seiten, 103 Bilder, 18 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-503-2.

**Band 387: Chen Chen**

Skin-äquivalent opto-/elastofluidic in-vitro mikrophysiologische vaskuläre Modelle für translationale Studien optischer Biopsien LPT, xx u. 126 Seiten, 60 Bilder, 10 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-505-6.

**Band 388: Stefan Stein**

Laser drop on demand joining as bonding method for electronics assembly and packaging with high thermal requirements LPT, x u. 112 Seiten, 54 Bilder, 10 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-507-0.

**Band 389: Nikolaus Urban**

Untersuchung des Laserstrahlschmelzens von Neodym-Eisen-Bor zur additiven Herstellung von Permanentmagneten FAPS, x u. 174 Seiten, 88 Bilder, 18 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-501-8.

**Band 390: Yiting Wu**

Großflächige Topographiemessungen mit einem Weißlichtinterferenzmikroskop und einem metrologischen Rasterkraftmikroskop FMT, xii u. 142 Seiten, 68 Bilder, 11 Tab. 2022. ISBN: 978-3-96147-513-1.

**Band 391: Thomas Papke**

Untersuchungen zur Umformbarkeit hybrider Bauteile aus Blechgrundkörper und additiv gefertigter Struktur LFT, xii u. 194 Seiten, 71 Bilder, 16 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-515-5.

**Band 392: Bastian Zimmermann**

Einfluss des Vormaterials auf die mehrstufige Kaltumformung vom Draht LFT, xi u. 182 Seiten, 36 Bilder, 6 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-519-3.

**Band 393: Harald Völk**

Ein simulationsbasierter Ansatz zur Auslegung additiv gefertigter FLM-Faserverbundstrukturen KTmfk, xx u. 204 Seiten, 95 Bilder, 22 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-523-0.

**Band 394: Robert Schulte**

Auslegung und Anwendung prozessangepasster Halbzeuge für Verfahren der Blechmassivumformung LFT, x u. 163 Seiten, 93 Bilder, 5 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-525-4.

**Band 395: Philipp Frey**

Umformtechnische Strukturierung metallischer Einleger im Folgerverbund für mediendichte Kunststoff-Metall-Hybridbauteile LFT, ix u. 180 Seiten, 83 Bilder, 7 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-534-6.

**Band 396: Thomas Johann Luft**  
Komplexitätsmanagement in der Produktentwicklung - Holistische Modellierung, Analyse, Visualisierung und Bewertung komplexer Systeme  
KTmfk, xiii u. 510 Seiten, 166 Bilder, 16 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-540-7.

**Band 397: Li Wang**  
Evaluierung der Einsetzbarkeit des lasergestützten Verfahrens zur selektiven Metallisierung für die Verbesserung passiver Intermodulation in Hochfrequenzanwendungen  
FAPS, xxii u. 151 Seiten, 72 Bilder, 22 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-542-1.

**Band 398: Sebastian Reitelshöfer**  
Der Aerosol-Jet-Druck Dielektrischer Elastomere als additives Fertigungsverfahren für elastische mechatronische Komponenten  
FAPS, xxv u. 206 Seiten, 87 Bilder, 13 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-547-6.

**Band 399: Alexander Meyer**  
Selektive Magnetmontage zur Verringerung des Rastmomentes permanenterregter Synchronmotoren  
FAPS, xv u. 164 Seiten, 90 Bilder, 18 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-555-1.

**Band 400: Rong Zhao**  
Design verschleißreduzierender amorpher Kohlenstoffschichtsysteme für trockene tribologische Gleitkontakte  
KTmfk, x u. 148 Seiten, 69 Bilder, 14 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-557-5.

**Band 401: Christian P. J. Schwarzer**  
Kupfersintern als Fügetechnologie für Leistungselektronik  
FAPS, xxvii u. 234 Seiten, 125 Bilder, 24 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-566-7.

**Band 402: Alexander Horn**  
Grundlegende Untersuchungen zur Gradierung der mechanischen Eigenschaften pressgehärteter Bauteile durch eine örtlich begrenzte Aufkohlung  
LFT, xii u. 204 Seiten, 58 Bilder, 6 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-568-1.

**Band 403: Artur Klos**  
Werkstoff- und umformtechnische Bewertung von hochfesten Aluminiumblechwerkstoffen für den Karosseriebau  
LFT, x u. 192 Seiten, 73 Bilder, 12 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-572-8.

**Band 404: Harald Schmid**  
Ganzheitliche Erarbeitung eines Prozessverständnisses von Tiefziehprozessen mit Ziehsicken auf Basis mechanischer und tribologischer Analysen  
LFT, xiii u. 211 Seiten, 78 Bilder, 5 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-577-3.

**Band 405: Johannes Henneberg**  
Blechmassivumformung von Funktionsbauteilen aus Bandmaterial  
LFT, viii u. 176 Seiten, 101 Bilder, 2 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-579-7.

**Band 406: Anton Schmailzl**  
Festigkeits- und zeitoptimierte Prozessführung beim quasi-simultanen Laser-Durchstrahlsschweißen  
LPT, xiii u. 157 Seiten, 84 Bilder, 7 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-583-4.

**Band 407: Alexander Wolf**  
Modellierung und Vorhersage menschlichen Interaktionsverhaltens zur Analyse der Mensch-Produkt Interaktion  
KTmfk, x u. 207 Seiten, 69 Bilder, 10 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-585-8.

**Band 408: Tim Weikert**  
Modifikationen amorpher Kohlenstoffschichten zur Anpassung der Reibungsbedingungen und zur Erhöhung des Verschleißschutzes  
KTmfk, xvii u. 258 Seiten, 91 Bilder, 9 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-589-6.

**Band 409: Stefan Götz**  
Frühzeitiges konstruktionsbegleitendes Toleranzmanagement  
KTmfk, ix u. 276 Seiten, 127 Bilder, 13 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-593-3.

**Band 410: Markus Hubert**  
Einsatzpotenziale der Rotationschneidtechnologie in der Verarbeitung von metallischen Funktionsfolien für mechatronische Produkte  
FAPS, xviii u. 139 Seiten, 86 Bilder, 7 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-603-9.

**Band 411: Manfred Vogel**  
Grundlagenuntersuchungen und Erarbeitung einer Methodik zur Herstellung maßgeschneiderter Halbzeuge auf Basis eines neuartigen flexiblen Walzprozesses  
LFT, ix u. 176 Seiten, 61 Bilder, 11 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-605-3.

**Band 412: Michael Weigelt**  
Multidimensionale Optionenanalyse alternativer Antriebskonzepte für die individuelle Langstreckenmobilität  
FAPS, xv u. 222 Seiten, 89 Bilder, 38 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-607-7.

**Band 413: Frank Bodendorf**  
Machine Learning im Cost Engineering des Supply Managements  
FAPS, xiii u. 165 Seiten, 75 Bilder, 13 Tab. 2023.  
ISBN 978-3-96147-609-1.

**Band 414: Maximilian Metzner**  
Planung und Simulation taktiler, intelligenter und kollaborativer Roboterfähigkeiten in der Montage  
FAPS, xix u. 174 Seiten, 72 Bilder, 3 Tab. 2023.  
ISBN 978-3-96147-611-4.

**Band 415: Tina Buker**  
Ein Ansatz zur Reduktion produktinduzierter Nutzerstigmatisierung durch Förderung einer gleichermaßen gebrauchstauglichen wie emotionalen Produktgestalt  
KTmfk, x u. 236 Seiten, 54 Bilder, 44 Tab. 2022.  
ISBN 978-3-96147-613-8.

**Band 416: Marlene Kuhn**  
Model-based Traceability System Development for Complex Manufacturing Applying Blockchain and Graphs  
FAPS, xv u. 167 Seiten, 63 Bilder, 10 Tab. 2022. ISBN 978-3-96147-615-2.

**Band 417: Benjamin Lengfelder**

Remote photoacoustic sensing using speckle-analysis for biomedical imaging  
LPT, xv u. 124 Seiten, 86 Bilder, 10 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-617-6.

**Band 418: Benjamin Pohrer**

Analyse des Zusammenhangs zwischen dem tribochemischen Aufbau von Grenzschichten und der Ausbildung von White Etching Crack-Schäden  
KTmfk, xv u. 258 Seiten, 103 Bilder, 10 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-621-3.

**Band 419: Matthias Friedlein**

Zuverlässigkeitsmethoden zur Beschleunigung von Qualifizierungsuntersuchungen für Steckkontakte  
FAPS, xxv u. 162 Seiten, 98 Bilder, 7 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-625-1.

**Band 420: Thomas Stoll**

Laser Powder Bed Fusion von Kupfer auf Aluminiumoxid-Keramiken  
FAPS, xxvii u. 236 Seiten, 103 Bilder, 11 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-631-2.

**Band 421: Eric Eschner**

Relation of Particle Motion and Process Zone Formation as a Basis for Sensing Approaches within PBF-LB/M  
LPT, xiv u. 143 Seiten, 87 Bilder, 0 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-633-6.

**Band 422: Fanuel Mehari**

Laser-induced Breakdown Spectroscopy (LIBS) as a diagnostics tool for biological tissue analysis.  
LPT, xv u. 145 Seiten, 68 Bilder, 12 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-641-1.

**Band 423: Uwe Leicht**

Ultraschallüberlagertes Umformen und Verstemmen von Stahlwerkstoffen  
LFT, xi u. 165 Seiten, 65 Bilder, 6 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-643-5.

**Band 424: Thomas Braun**

Potenzialanalyse der plasmabasierten, strukturierten Metallisierung thermoaktiver Oberflächen im industriellen Hausbau  
FAPS, xvii u. 152 Seiten, 72 Bilder, 11 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-653-4.

**Band 425: Reinhardt Seidel**

Modellbasierte Optimierung des Selektivwellenlötprozesses  
FAPS, xxii u. 167 Seiten, 73 Bilder, 23 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-651-0.

**Band 426: Matthias Lenzen**

Maßgeschneiderte Werkstoffcharakterisierung für die numerische Auslegung von Blechumformprozessen  
LFT, xi u. 187 Seiten, 77 Bilder, 13 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-663-3.

**Band 427: Matthias Graser**

Analyse lokaler Kurzzeitwärmebehandlungsmethoden zur Verbesserung des Umformverhaltens und der Bauteileigenschaften von Aluminiumstrangpresshohlprofilen  
LFT, xi u. 169 Seiten, 81 Bilder, 1 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-666-4.

**Band 428: Markus Lieret**

Sicheres autonomes Flugrobotersystem für den Einsatz im Produktions- und Logistikumfeld  
FAPS, xix u. 198 Seiten, 54 Bilder, 7 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-668-8.

**Band 429: Petar Vukovic**

Simulation komplexer Kommunikationssysteme in der Fertigungsautomatisierung  
FAPS, xiv u. 163 Seiten, 57 Bilder, 21 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-673-2.

**Band 430: Fabian Knieps**

Finite Elemente Simulation dünnter Verpackungsstähle: Entwicklung einer geeigneten Charakterisierungs- und Validierungsstrategie  
LFT, xix, 189 Seiten, 122 Bilder, 17 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-689-3

**Band 431: Julian Seßner**

Multimodale Bildsegmentierung gering strukturierter Umgebungen für die Navigation am Beispiel eines Assistenzsystems für sehbeeinträchtigte Personen  
FAPS, xxv, 203 Seiten, 57 Bilder, 25 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-697-8

**Band 432: Benjamin Samuel Lutz**

Smart Manufacturing System for Process Optimization Regarding Deviations among Material Batches  
FAPS, xix, 208 Seiten, 77 Bilder, 14 Tab. 2023. ISBN 978-3-96147-703-6

**Band 433: Michael Jüttner**

Bewertung von Kantenpressungen auf Basis von Simulationen mehrfach überrollter elasto-plastischer Kontakte  
KTmfk, xii, 162 Seiten, 59 Bilder, 7 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-713-5.

**Band 434: Sebastian Wiesenmayer**

Untersuchungen zur Stoffflusssteuerung beim Fügen durch Umformen von hochfesten Aluminiumlegierungen mittels lokaler Kurzzeitwärmebehandlung  
LFT, xii u. 197 Seiten, 81 Bilder, 19 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-715-9.

**Band 435: Clara-Maria Kuball**

Grundlegende Untersuchungen zur umformtechnischen Herstellung von Halbhohlstanzen aus hochverfestigenden Werkstoffen  
LFT, viii u. 180 Seiten, 64 Bilder, 13 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-717-3.

**Band 436: Martin Roth**

Sampling-based Tolerance-Cost Optimization: The Key to Optimal Tolerance Allocation  
KTmfk, xxxvii u. 337 Seiten, 97 Bilder, 56 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-719-7.

**Band 437: Stephan Schirdewahn**

Verbesserung des tribologischen Einsatzverhaltens im Presshärteprozess durch Verwendung maßgeschneiderter laserimplantierter Werkzeuge  
LFT, viii u. 177 Seiten, 63 Bilder, 7 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-721-0.

**Band 438: Andreas Rohmoser**  
Erarbeitung eines grundlegenden Verständnisses zum Fließpressen betriebsangepasster Verzahnungen für den Einsatz in der Materialpaarung Metall-Kunststoff  
LFT, x u. 166 Seiten, 94 Bilder, 6 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-723-4.

**Band 439: Andreas Selmaier**  
DMAICS-Zyklus zur Digitalisierung in produzierenden Unternehmen  
FAPS, xv u. 185 Seiten, 73 Bilder, 19 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-733-3.

**Band 440: Thomas Kistner**  
Entwicklung von Modellen der Oberflächenform für die Messunsicherheitsbestimmung von taktilen Koordinatenmessungen durch Simulation  
FMT, xiii u. 134 Seiten, 64 Bilder, 9 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-735-7.

**Band 441: Fabian Dworschak**  
Selbstverstärkendes Lernen als Beitrag zur Automatisierung der Anpassungskonstruktion  
KTmfk, x, 205 Seiten, 87 Bilder, 16 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-739-5.

**Band 442: Martin Killmann**  
Vorspannung und Ermüdung von Kaltmassivumformwerkzeugen für unrunde Bauteilgeometrien  
LFT, ix u. 160 Seiten, 85 Bilder, 6 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-741-8.

**Band 443: Ann-Kathrin Wiemann**  
Beitrag zur Messunsicherheitsermittlung für die Messung großer Zahnräder zur Erweiterung des virtuellen Koordinatenmessgerätes der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt  
FMT, xxiv u. 133 Seiten, 41 Bilder, 22 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-747-0.

**Band 444: Andreas Jobst**  
Eigenspannungen beim Voll-Vorwärts-Fließpressen – Entstehung, Einstellung und Stabilität  
LFT, ix u. 162 Seiten, 89 Bilder, 5 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-749-4.

**Band 445: Martin Anton Kraus**  
Grundlagenwissenschaftliche Untersuchungen zum Kaltfließpressen kleinster metallischer Pin-Strukturen aus der Blechebene  
LFT, x u. 191 Seiten, 64 Bilder, 10 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-757-9.

**Band 446: Moritz Späth**  
Assessment of microcirculation by shifted position-diffuse reflectance imaging (SP-DRI)  
LPT, xi u. 109 Seiten, 37 Bilder, 8 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-759-3.

**Band 447: Benedikt Göddeke**  
Methode zur Auswahl eines alternativen Blechwerkstoffes für flexibel gewalzte und direkt warmumgeformte Karosseriestrukturbau-  
teile  
LFT, xvi u. 222 Seiten, 66 Bilder, 27 Tab. 2024. ISBN 978-3-96147-762-3.

**Band 448: Jan Hafenecker**  
Systematische Untersuchung zur Blechumformung von Hybridbauteilen  
LFT, xxi u. 173 Seiten, 78 Bilder, 6 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-764-7.

**Band 449: Sven Wirsching**  
Numerische Optimierung von sekundären, geschmierten Punkt- und Ellipsenkontakten zur gezielten Auslegung von Rollenlagern  
KTmfk, xxv u. 206 Seiten, 70 Bilder, 16 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-766-1.

**Band 450: Tobias Lechler**  
Der Digitale Zwilling im Ramp-down automatisierter Produktionssysteme  
FAPS, xvii u. 152 Seiten, 83 Bilder, 4 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-691-6.

**Band 451: Eva Russwurm**  
Kombinierte Material- und Energieflussimulation gleichstrombasierter, automatisierter Produktionsanlagen  
FAPS, xvi u. 165 Seiten, 67 Bilder, 13 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-770-8.

**Band 452: Janik Schaude**  
Untersuchungen zur rasterkraft- und konfokalmikroskopischen Charakterisierung nanometrologischer Referenzkörper  
FMT, x u. 167 Seiten, 74 Bilder, 4 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-776-0.

**Band 453: Philipp Bräuer**  
Nahinfrarot-Laser-Strukturierung und nasschemische Metallisierung von Aluminiumoxid mittels Laser-Absorptionsschicht  
FAPS, xx u. 152 Seiten, 55 Bilder, 19 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-780-7.

**Band 454: Andreas Michael Müller**  
Definition and applications of the spatially discrete metrological descriptor framework for triangle mesh geometry data in 3D coordinate metrology  
FMT, x u. 220 Seiten, 75 Bilder, 16 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-782-1.

**Band 455: Sina Martin**  
Einstellung anisotroper Eigenschaften dielektrischer Elastomersysteme mittels eines selektiven Druckverfahrens  
FAPS, xxiii u. 166 Seiten, 76 Bilder, 6 Tab. 2024.  
ISBN 978-3-96147-789-0.

**Band 456: Manuel Reck**  
Grundlegendes Prozessverständnis zur Herstellung von Bauteilen mit texturierten Oberflächen durch Mikroprägen in einem kombinierten Umformprozess  
LFT, ix u. 170 Seiten, 83 Bilder, 10 Tab. 2025.  
ISBN 978-3-96147-798-2.

**Band 457: Simone Neermann**  
Untersuchung photonischer Sinterverfahren und Entwicklung eines neuen elektrischen Messverfahrens zur Qualifizierung der Sinterung gedruckter Elektronik  
FAPS, xix u. 145 Seiten, 75 Bilder, 6 Tab. 2025. ISBN 978-3-96147-800-2.

**Band 458: Christian Witzgall**

Berücksichtigung vorausgegangener Ermüdungsschädigung in der Crashesimulation kurzfaserverstärkter Thermoplaste  
KTmfk, xxiv u. 201 Seiten, 109 Bilder, 19 Tab. 2025.  
ISBN 978-3-96147-802-6.

**Band 459: Lorenz Butzhammer**

3-D-Scantrajektorien für die dimensionelle Röntgen-Computertomographie durch adaptive Messobjektneigung  
FMT, xvi u. 212 Seiten, 81 Bilder, 2 Tab. 2025.  
ISBN 978-3-96147-812-5.

**Band 460: Benjamin Gerschütz**

Identifikation von Anwendungsfällen und Integration datengetriebener Methoden im Produktentwicklungsprozess  
KTmfk, xi u. 209 Seiten, 56 Bilder, 17 Tab. 2025.  
ISBN 978-3-96147-814-9.

**Band 461: Andreas Winkler**

Numerische Verschleißmodellierung von trocken-, misch- und grenzreibungsbehafteten Wälzkontakten  
KTmfk, xx u. 263 Seiten, 118 Bilder, 30 Tab. 2025  
ISBN 978-3-96147-816-3

## **Abstract**

About 20 % of the global energy consumption can be attributed to overcoming friction. In order to reduce friction losses, low-viscosity lubricants are therefore increasingly used in mechanical engineering, which, however, lead to lower lubricant film thicknesses and thus to increased operation of highly loaded machine elements in the mixed or boundary lubrication regime. This in turn results in a possible increase in wear. Since wear can lead to catastrophic failures and malfunctions, the reliable prediction and calculation of wear offers advantages in terms of the resource-friendly design of machine elements and the calculation of service lives.

As part of this work, a comprehensive numerical wear simulation based on the finite element method was developed for lubricated, dry-running and coated rolling/sliding-contacts. Furthermore, a procedure model for the experimental determination of a wear coefficient at model level for the application of a wear model using a 2-disc tribometer was established. Finally, a comparison was made between the results of the numerical wear simulation and experimental tests in order to derive future research potentials. The implementation of the wear simulation in commercially available software and the derivation of a procedure model for the experimental determination of wear coefficients at model level as an input variable for the wear simulation will enable a broad usability by researchers and engineers for a wide range of technical applications in the future.

Etwa 20 % des weltweiten Energieverbrauchs lassen sich auf die Überwindung von Reibung zurückführen. Zur Reduzierung von Reibungsverlusten werden im Maschinenbau daher verstärkt niedrigviskose Schmierstoffe eingesetzt, welche jedoch zu geringeren Schmierfilmdicken und damit zu einem vermehrten Betrieb von hochbelasteten Maschinenelementen im Misch- oder Grenzreibungsgebiet führen. Daraus resultiert wiederum eine mögliche Zunahme des Verschleißes. Da Verschleiß zu katastrophalen Ausfällen und Betriebsstörungen führen kann, bietet die zuverlässige Vorhersage und Berechnung von Verschleiß Vorteile hinsichtlich der ressourcenschonenden Auslegung von Maschinenelementen und der Berechnung von Lebensdauern.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine numerische auf der Finite-Elemente-Methode basierende umfassende Verschleißsimulation für geschmierte und trockenlaufende sowie beschichtete Wälzkontakte erarbeitet. Weiterhin wurde ein Vorgehensmodell zur experimentellen Ermittlung eines Verschleißkoeffizienten auf Modellebene für die Anwendung eines Verschleißmodells mithilfe eines 2-Scheiben-Tribometers aufgestellt. Zuletzt wurde ein Vergleich zwischen Ergebnissen der numerischen Verschleißsimulation und experimentellen Versuchen aufgestellt, um darauf aufbauend zukünftige Forschungspotenziale abzuleiten. Die Implementierung der Verschleißsimulation in kommerzieller Software sowie die Ableitung eines Vorgehensmodells zur experimentellen Ermittlung von Verschleißkoeffizienten auf Modellebene als Eingangsgröße für die Verschleißsimulation ermöglichen zukünftig eine breite Nutzbarkeit durch Forschende sowie Entwicklungsingenieurinnen und -ingenieure für verschiedenste technische Anwendungen.

