

Untersuchungen zum
Betriebsverhalten oszillierender
Wälzlager
am Beispiel von Rotorblattlagern
in Windenergieanlagen

VON DER FAKULTÄT FÜR MASCHINENBAU
DER GOTTFRIED WILHELM LEIBNIZ UNIVERSITÄT HANNOVER
ZUR ERLANGUNG DES AKADEMISCHEN GRADES
DOKTOR-INGENIEUR
GENEHMIGTE DISSERTATION

Fabian Schwack M.Sc.
geboren am 14.06.1989 in Dülmen

Referent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard POLL

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Andreas REUTER

Tag der Promotion: 11.02.2020

Kurzfassung

Untersuchungen zum Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager am Beispiel von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen

Rotorblattlager in Windenergieanlagen sind typische Beispiele für oszillierende Wälzlager. Zum einem werden Rotorblattlager gewollten Oszillationen ausgesetzt, um den aerodynamischen Angriffswinkel des Rotorblattes einzustellen. Zum anderem entstehen ungewollte Mikrooszillationen (Vibrationen) durch Turbulenzen, wenn die Windenergieanlage stillsteht. Durch Oszillationen aufkommende Schadensmechanismen können die Gebrauchsdauer der Maschinenkomponente reduzieren und im schlimmsten Fall zum Ausfall des Gesamtsystems führen.

Auf Basis des Betriebsverhaltens einer Referenzwindenergieanlage und Lastsimulationen für das zugehörige Referenzrotorblattlager werden verschiedene Verschleißphänomene analysiert. Zu diesem Zweck werden experimentelle Untersuchungen zur Identifikation und Ermittlung von Einflussparametern unternommen. Die experimentellen Untersuchungen werden an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 durchgeführt. Die Betriebsbedingungen des Referenzrotorblattlagers werden mit Hilfe einer Skalierungsmethode auf die Prüflagergröße übertragen. Ein zeitlicher Zusammenhang der Verschleißphänomene wird durch die Inkubationshypothese hergestellt. Der Einfluss der Oszillationsamplitude und -frequenz wird durch die Untersuchungen deutlich. Darüber hinaus werden Untersuchungen an Vierpunktlagern mit einem Laufkreisdurchmesser von 675 mm durchgeführt.

Auf Basis der Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen wird ein Simulationsmodell aufgebaut, welches die Kinematik des Kontakts zwischen Wälzkörper und Laufbahn abbildet. Das Auftreten und die Form des Verschleißes können mit Hilfe der Reibarbeit erklärt werden. Mit Hilfe des parametrischen Aufbaus des Modells, kann der Einfluss der Lagergeometrie und der Eingangsparameter auf die Reibarbeitdichte analysiert werden.

Um den Einfluss des Schmiermittels bestimmen zu können wird eine weitere Versuchsreihe durchgeführt. In dieser Versuchsreihe werden gängige Schmierfette für Rotorblattlager getestet. Die Ergebnisse zeigen, dass keines der untersuchten Schmierfette für alle Betriebsbedingungen Verschleiß verhindern kann. Allerdings lassen sich für bestimmte Betriebsparameter Aussagen zur geeigneten Fettzusammenstellungen treffen.

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit zeigen den Zusammenhang zwischen Verschleiß und Betriebsparametern in Rotorblattlagern anhand experimenteller Untersuchungen und Simulationen.

Abstract

Investigations Regarding the Operating Performance of Oscillating Bearings using the Example of Wind Turbine Pitch Bearings

Pitch bearings in wind turbines are typical examples for oscillating rolling element bearings. On the one hand pitch bearings are affected by intentional oscillations due to the adaption of the aerodynamic angle of attack of the rotor blade. On the other hand, unwanted micro-oscillations (vibrations) are caused by turbulence when the wind turbine is at standstill. The occurring damage mechanisms can reduce the service life of component and, in the worst case scenario, lead to a failure of the whole technical system.

On basis of the operating conditions of a reference wind turbine and load simulations for the reference pitch bearing, the occurring wear phenomena are analysed. For this purpose, experimental investigations for the identification and determination of influencing parameters are undertaken. The experimental investigations are carried out on angular contact ball bearings of the size 7208. The operating conditions of the reference pitch bearing are transferred to the test bearing size using a scaling method. A time-dependent connection of wear phenomena is established by the incubation hypotheses. The influence of the oscillation amplitude and frequency on occurring wear becomes clear through the investigations. In addition, experiments are carried out on four-point contact ball bearing with a pitch diameter of 675 mm.

The results of the experimental investigations are used to set up a simulation model which is focused on the contact kinematics between rolling elements and raceways. The occurrence and the form of the wear can be explained with the simulated frictional work. Using the fully parametric structure of the model, the influence of the bearing geometry and input parameters on the frictional work can be analysed.

In order to determine the influence of the type of lubricating grease, a further series of experiments is carried out. In this experiments common used lubricants for pitch bearings are tested. The results show that none of the examined lubricants can prevent wear for all operating conditions. However, statements on suitable grease compositions can be made for certain operating parameters.

The results show the relationship between wear and operating parameters in pitch bearings based on experimental investigations and simulations.

Schlagworte: Tribologie, Oszillierende Wälzlager, Verschleiß, False Brinelling, Riffelbildung, Stillstandsmarke, Fretting Corrosion, Reibverschleiß, Rotorblattlager, Pitchlager, Windenergie, Windenergieanlage, Reibarbeit, Lastverteilung, Schmierfett

Keywords: Tribology, Oscillating Bearings, Wear, False Brinelling, Standstill Marks, Fretting Corrosion, Fretting Wear, Blade Bearing, Pitch Bearing, Wind Energy, Wind Turbine, Frictional Work, Load Distribution, Grease Lubrication

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Oszillierende Wälzlager in industriellen Anwendungen	2
1.3	Zielsetzung und Lösungsweg	4
2	Grundlagen und Stand der Forschung	8
2.1	Verschleiß in oszillierenden Wälzlagern	8
2.2	Rotorblattlager in Windenergieanlagen	10
2.3	Wälzlagergeometrie	15
2.4	Kinematische Verhältnisse und Schlupf	16
2.4.1	Kinematik	16
2.4.2	Schlupf	17
2.5	Schmierfett	21
2.5.1	Grundöl	22
2.5.2	Verdicker	23
2.5.3	Additive und Festschmierstoffe	24
3	Beanspruchung von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen	25
3.1	Grundlagen der Rotorblattaerodynamik	25
3.2	Referenzwindenergieanlage IWT-7.5-164	30
3.3	Referenzrotorblattlager der IWT-7.5-164	31
3.4	Bewegungsformen	32
3.5	Rotorblattlasten	32
3.6	Vereinfachte Simulation der Lastverteilung	33
3.6.1	Annahmen zur Simulation der Lastverteilung	34
3.6.2	Vernetzung	37
3.6.3	Festlegung und Lasten	38
3.7	Diskussion der Simulationsergebnisse	39
3.7.1	Abgleich mit Experimenten	39
3.7.2	Ergebnisse Extremlasten	42
3.7.3	Ergebnisse Betriebslasten	50
3.7.4	Berücksichtigung der Anschlusskomponenten	53
3.8	Zusammenfassung und Folgerung für das weitere Vorgehen	56

4	Skalierung	57
4.1	Grundannahmen	57
4.2	Mathematische Herleitung	58
4.3	Hertz'sche Theorie	59
4.4	$x/2b$ -Verhältnis	61
4.5	Dimensionslose Darstellung der Betriebsparameter des Referenzrotorblattlagers	63
5	Experimentelle Ausstattung	65
5.1	Schwenkprüfstand	65
5.2	Großlagerprüfstand	67
5.2.1	Anpassung des Prüfstandes	67
5.2.2	Montage der Versuchslager	69
5.3	SRV-Prüfstand	71
5.4	Tribomesszelle	71
6	Experimentelle Untersuchungen zum Verschleißverhalten an Modellprüfständen und skaliert	72
6.1	Einfluss der Zeit und Oszillationszyklen	72
6.2	Einfluss der Oszillationsamplitude und Frequenz	78
6.2.1	Experimentelle Ergebnisse Maruyama et al.	78
6.2.2	Experimentelle Ergebnisse Wandel et al.	79
6.2.3	Eigene experimentelle Ergebnisse	80
6.3	Zusammenfassung und Folgerungen für das weitere Vorgehen	85
7	Experimentelle Untersuchungen an Großwälzlager	87
7.1	Versuchslager	87
7.1.1	Versuchslager 1 - Vierpunktlager	87
7.1.2	Versuchslager 2 - T-Solid	88
7.2	Versuchsparameter	91
7.3	Präparation der Großwälzlager	91
7.4	Versuchsauswertung	92
7.4.1	Vierpunktlager	94
7.4.2	T-Solid-Lager	97
7.5	Zusammenfassung und Fazit der Untersuchungen an Großwälzlager	98
8	Ermüdungslebensdauer oszillierender Wälzlager	100
8.1	Ermüdungslebensdauer rotierender Wälzlager	100
8.2	Ermüdungslebensdauer oszillierender Wälzlager	101
8.2.1	Vereinfachter Ansatz nach DIN ISO 281	103
8.2.2	Ansatz nach Harris I	103
8.2.3	Ansatz nach Harris II	103
8.2.4	Ansatz nach Houpert	104
8.2.5	Vergleich der Ansätze	104

9	Simulation des Wälzkontaktes	106
9.1	Simulationsmodell	106
9.2	Simulationsergebnisse	109
9.2.1	Vergleich zwischen experimentellen und simulativen Ergebnissen für Oszillationen in Umfangsrichtung	109
9.2.2	Parameterstudie zum Einfluss der Haftzone	113
9.2.3	Oszillationen in Querrichtung	118
9.2.4	Parameterstudie zum Einfluss des Reibkoeffizienten	118
9.2.5	Parameterstudie zum Einfluss der Geometrie	119
9.3	Zusammenfassung der Simulation des Wälzkontaktes	126
10	Einfluss des Schmierfettes auf das Verschleißverhalten	127
10.1	Versuchsparameter - Bauteilversuche	128
10.2	Versuchsparameter - SRV-Prüfgerät	129
10.3	Versuchsparameter - Tribomesszelle	129
10.4	Methoden der Fettanalyse und Charakterisierung	130
10.5	Untersuchungen an industriell hergestellten Schmierfetten	131
10.5.1	Ergebnisse - Schmierfett A - Referenz	131
10.5.2	Ergebnisse - Schmierfett B	137
10.5.3	Ergebnisse - Schmierfett E	141
10.5.4	Tribomesszelle - Reibwerte bei Rotation	146
10.6	Stichuntersuchungen an Modellschmierfetten	148
10.6.1	Ergebnisse zum Einfluss der Grundölviskosität	148
10.6.2	Ergebnisse zum Einfluss von MoS ₂	155
10.7	Zusammenfassung aller Fettuntersuchungen	155
11	Zusammenfassung	159
A	Studentische Arbeiten	i
B	Liste der Vorveröffentlichungen	ii
C	Lebenslauf	iv

Abbildungsverzeichnis

1.1	Gewollte und ungewollte Oszillationen in Wälzlageranwendungen	1
1.2	Schematische Darstellung der Rotorblattverstellung	3
1.3	Grafische Darstellung des Ablaufs	5
2.1	Experimenteller Vergleich von False Brinelling und Fretting Corrosion	9
2.2	Schematische Darstellung der Regelungsstrategie	11
2.3	Vierpunktlager	12
2.4	T- und U-Geometrie für erhöhte Lagersteifigkeit	13
2.5	Rollenlager	13
2.6	Dreiringlager	14
2.7	Mögliche Schädigungen in Rotorblattlagern	14
2.8	Schräggugellager der Baugröße 7208	15
2.9	Schematische Darstellung des Bohrschlupfs	18
2.10	Bohrschlupf am Außenring - Schematische Darstellung	18
2.11	Richtung des Bohrschlupfs	19
2.12	Schematische Darstellung des Differentialschlupfs	20
2.13	Schematische Darstellung des REYNOLDS-Schlupfs	20
2.14	Unterscheidung Fett und Paste	24
3.1	Verwendetes Blattwurzelkoordinatensystem	28
3.2	Rotorblattlager der IWT	31
3.3	Lagerlaufbahn und Krümmungsmittelpunkt	35
3.4	Schematische Darstellung der Verschiebung des Druckwinkels	35
3.5	Vereinfachung des Wälzkörpers durch nichtlineare Federelement	36
3.6	Starre Regionen um die Kontaktknoten der Laufbahn mit den Balkenelementen	37
3.7	Aufbau und Vernetzung	38
3.8	Festlegung des Außenrings (links) und Belastung des Innenrings (rechts)	38
3.9	Beispielhafte Verschiebung des Lagerinnenringes	39
3.10	Verwendetes Koordinatensystem	39
3.11	Beispiel einer Verschleißmarke und Profilvermessung	40
3.12	Geometrische Zusammenhänge für die Ermittlung des realen Druckwinkels	41
3.13	Beispiel der Lastreihe für DLC 5.1	43
3.14	Benennung der Kontaktpunkte für zweireihige Vierpunktlager	43

3.15	Simulationsergebnisse DLC 6.1	45
3.16	Simulationsergebnisse DLC 1.3	46
3.17	Kantenträgen DLC 1.3	47
3.18	Simulationsergebnisse DLC 5.1	48
3.19	Simulationsergebnisse DLC 2.3	49
3.20	Auftretende Betriebslasten	50
3.21	Betriebslast 1	51
3.22	Betriebslast 11	52
3.23	Berücksichtigung der Anschlusskomponenten	53
3.24	Wälzkörperlast mit und ohne Anschlusskomponenten	54
3.25	Realer Druckwinkel mit und ohne Anschlusskomponenten	55
4.1	Skalierungsgrößen	58
4.2	Vereinfachte Kontaktmechanik eines Vierpunktlagers	58
4.3	$x/2b$ -Verhältnis	59
4.4	Kontaktellipse und Hauptkrümmungen im Wälzkontakt	60
4.5	$x/2b$ -Verhältnisse für verschiedene Parameterkombinationen	63
4.6	Skalierte Bewegungsformen der IWT	64
5.1	Experimentelle Versuchsausstattung	66
5.2	Schnittdarstellung des Prüfkopfes	66
5.3	CAD-Modell des verwendeten Prüfstandes	68
5.4	Funktionsschema der Neukonstruktion	68
5.5	Fertiggestellte Neukonstruktion	69
5.6	Komponenten des Großlagerprüfstandes	70
5.7	Schematischer Aufbau SRV-Prüfstand	71
5.8	Schematischer Aufbau der Tribomesszelle	71
6.1	Einfluss der Zyklen - ungeschmiert, $x/2b_{IR} = 0,8$ und $f=5$ Hz	73
6.2	Einfluss der Zyklen - Geschmiert (Referenzschmierfett) und $x/2b_{IR} = 0,8$	74
6.3	Einfluss der Zyklenzahl aus GODFREY [136] - Geschmiert (Mineralöl) und $x/2b_{IR} = 0,14$	75
6.4	Einfluss der Zyklenzahl - geschmiert (Mineralöl) und $x/2b_{IR} = 0,8$	76
6.5	Reaktionsprodukte - geschmiert (Mineralöl) und $x/2b_{IR} = 0,8$	76
6.6	Inkubationshypothese nach GODFREY und MING-FENG	77
6.7	Schematische Darstellung der Ergebnisse nach MARUYAMA ET AL.	79
6.8	Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=0,23$	81
6.9	Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=0,9$	82
6.10	Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=2,3$	83
6.11	Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=7,7$	83
6.12	Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=13,3$	84
6.13	Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=13,3$	84
6.14	Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=30,7$	85
7.1	Versuchslager 1 - Vierpunktlager	88

7.2	Großaufnahmen der Laufbahngeometrie	89
7.3	Versuchslager 2 - T-Solid	89
7.4	Laufbahn T-Solid-Lager	90
7.5	Präparation der Großwälzlager	91
7.6	Beispiele für starken Verschleiß	92
7.7	Beispiele für milden Verschleiß	93
7.8	Schadensauftreten - $x/2b=2,67$ und $N=12.500$	94
7.9	$x/2b=11,44$ und $N=12.500$	95
7.10	Schadensauftreten - $x/2b=2,67$ und $N=1.250$	96
7.11	Schadensverteilung $x/2b=2,67$ und $N=12.500$	96
7.12	Schadensverteilung $x/2b=11,44$ und $N=12.500$	97
7.13	Schadensverteilung $x/2b=11,44$ und $N=1.250$	97
7.14	T-Solid - $x/2b=2,67$ und $N=12.500$	98
7.15	T-Solid - $x/2b=11,44$ und $N=12.500$	98
7.16	Validierung der Skalierungsmethode	99
8.1	Bewegungsverlauf	104
8.2	Vergleich der rechnerischen Ermüdungslebensdauern für das Rotorblattlager der IWT	105
9.1	Simulationsmodell	107
9.2	Schematische Darstellung der Simulationsschritte	108
9.3	Validierung der simulierten Reibarbeitdichte	110
9.4	Schematische Darstellung der Schlupfanteile im Schrägkugellager	111
9.5	Flächenpressung für Außen- und Innenring	111
9.6	Vergleich von Großlagerversuch und Simulation	112
9.7	Reibarbeitdichte und Schlupfweg - Großwälzlager	112
9.8	Reibarbeit je Grad für verschiedene Amplituden ($P_{IR}=1,76$ GPa)	113
9.9	Parameterstudie für $\mu = 0,1$ und $P=2,0$ GPa	115
9.10	Parameterstudie für $\mu = 0,2$ und $P=2,0$ GPa	115
9.11	Parameterstudie für $\mu = 0,1$ und $P=1,7$ GPa	116
9.12	Parameterstudie für $\mu = 0,2$ und $P=1,7$ GPa	116
9.13	Parameterstudie für $\mu = 0,1$ und $P=2,79$ GPa	117
9.14	Simulation der zyklischer Belastung eines Axiallager	118
9.15	Parameterstudie zum Einfluss des Reibkoeffizienten	120
9.16	Parameterstudie zum Einfluss der Schmiegun g	121
9.17	Parameterstudie zum Einfluss des Schmiegun gsverhältnisses	122
9.18	Parameterstudie zum Einfluss des Druckwinkels	123
9.19	Schlupfwegverteilung für verschiedene Druckwinkel während der Oszillation	124
9.20	Schlupfwegverteilung und Schlupf für verschiedene Druckwinkel unmittelbar vor dem Umkehrpunkt	125
10.1	Beispiel einer Verschleißmarke nach SRV-Test	130
10.2	Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Fett A	132
10.3	Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Fett A	134
10.4	Oszillierende Untersuchungen - Fett A - Tribomesszelle	135

10.5	Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Fett B	138
10.6	Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Fett B	139
10.7	Oszillierende Untersuchungen - Fett B - Tribomesszelle	140
10.8	Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Fett E	142
10.9	Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Fett E	143
10.10	Einbausituation und Auswirkung auf den Verschleißgrad	144
10.11	Oszillierende Untersuchungen - Fett E - Tribomesszelle	144
10.12	Ergebnisse - Tribomesszelle (Rotation)	147
10.13	Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Modellfett 1 (170 mm ² /s)	149
10.14	Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Modellfett 2 (384 mm ² /s)	150
10.15	Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Modellfett 3 (496 mm ² /s)	151
10.16	Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Modellfett 1 (170 mm ² /s)	152
10.17	Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Modellfett 2 (384 mm ² /s)	153
10.18	Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Modellfett 3 (496 mm ² /s)	154
10.19	Verschleißdurchmesser SRV1 ohne und mit Molybdändisulfid . .	155
10.20	Normierte Darstellung aller Fettuntersuchungen	158
11.1	Grafische Zusammenfassung	162

Tabellenverzeichnis

2.1	Lagergeometrie 7208	15
3.1	Parameter der IWT	30
3.2	Eigenschaften - Referenzschmierfett	32
3.3	Bewegungsformen der IWT nach STAMMLER ET AL.	33
3.4	Simulationsparameter für Schrägkugellager der Baugröße 7208	37
3.5	Extremlasten für die Simulation	43
4.1	Zusammenhang der Pressung und der Kontaktbreite bezogen auf den Innenring des Referenzlagers	64
5.1	Experimentelle Ausstattung	65
5.2	Abmessungen des Testlagers	67
6.1	Versuchsbedingungen nach MARUYAMA	78
6.2	Versuchsbedingungen	80
7.1	Abmessungen des Versuchslagers 1 - Vierpunktlager	88
7.2	Abmessungen des Versuchslagers 2 - T-Solid	90
7.3	Abmessungen des Versuchslagers 2 - Radialbahnen	90
7.4	Versuchsparameter der Großlageruntersuchungen	91
9.1	Simulationsparameter	110
9.2	Simulationen für verschiedene Amplituden	114
9.3	Simulationsparameter der Parameterstudie	119
10.1	Übersicht der Schmierfetteigenschaften	128
10.2	Prüfparameter	128
10.3	Testbedingungen SRV	130
10.4	Eigenschaften Fett A	131
10.5	Zusammenfassung für Fett A	136
10.6	Eigenschaften Fett B	137
10.7	Zusammenfassung für Fett B	141
10.8	Eigenschaften Fett E (Nach Herstellerangaben)	141
10.9	Zusammenfassung für Fett E	145
10.10	Datenblatt Modellschmierfette 1-3	148
10.11	Tabellarische Darstellung der Fettuntersuchungen	157

Nomenklatur

		dF	lokale Widerstandskräfte
		dL	lokale Auftriebskräfte
		dr	Länge des Blattelementes
		μ	Reibkoeffizient
		Ω	Umfangsgeschwindigkeit
		ω	Winkelgeschwindigkeit
$2b$	Breite der Kontaktellipse	ω_{AR}	Produkt der Winkelgeschwindigkeiten des Außenrings
α	Druckwinkel des Lagers	ω_{IR}	Produkt der Winkelgeschwindigkeiten des Innenrings
α_{aero}	aerodynamischer Angriffswinkel	ω_{WM}	Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpermittelpunktes
α_{def}	lastabhängiger Druckwinkel	ϕ	Anströmwinkel
α_D	Nomineller Druckwinkel	ψ	Azimuthwinkel
α_{exp}	experimentell ermittelter Druckwinkel	ρ	Luftdichte
α_{max}	Druckwinkel ab dem Kantentragen auftritt	ρ_x	Krümmung des Wälzkörpers
α_{sim}	Druckwinkel der Simulation	ρ_y	Krümmung der Laufbahn
β	Verdrehwinkel des Rotorblattes	σ	Poissonzahl
$\Delta\Phi$	Verdrehung der Lagerringe je Schritt	τ_u	Hilfswinkel
ΔR	radial verschobener Abstand	τ_0	orthogonale Schubspannung
ΔZ	axial verschobener Abstand	θ	doppelte Oszillationsamplitude
δ	Federsteifigkeit	θ_1	lokaler Pitchwinkel
δ_k	Verschiebung des Punktes k im Raum	θ_p	Pitchwinkel
\dot{m}	Massenstrom	θ_r	Amplitudenerange
η	verschiebung in z-Richtung	φ	Kreiswinkel
γ_o	Schmiegungsverhältniss	φ_o	Kreiswinkel der oberen Schadensmarkengrenze
$\hat{\theta}$	mittlere doppelte Oszillationsamplitude	φ_u	Kreiswinkel der unteren Schadensmarkengrenze
\hat{f}	mittlere Oszillationsfrequenz	ξ	Verschiebung in x-Richtung
		ζ	Verschiebung in y-Richtung

Nomenklatur

A	Kontaktfläche	E	Elastizitätsmodul
a	axialer Induktionsfaktor	e	Weibullexponent
a'	tangetialer Induktionsfaktor	E_{eq}	äquivalentes Elastizitätsmodul
A_{d}	Überstrichene Rotorfläche	f	Oszillationsfrequenz
A_{h}	Hilfskoeffizient zur Berechnung der Kontaktfläche	F_{a}	Belastung in axialer Richtung
		F_{max}	Lastmaximum
a_{K}	Länge der Kontaktellipse	F_{min}	Lastminimum
B	Anzahl der Rotorblätter	F_{n}	Lokale Normalkraft
B_{h}	Hilfskoeffizient zur Berechnung der Kontaktfläche	F_{res}	Resultierende Kraft
		F_{r}	Belastung in radialer Richtung
C	dynamische Tragzahl des Wälzlagers	F_{t}	Lokale Tangentialkraft
		F_{x}	Last in x-Richtung
c	Sehlenlänge des Rotorblattes	F_{y}	Last in y-Richtung
C_{a}	Krümmungsmittelpunkt des Außenringes	F_{z}	Last in z-Richtung
C_{betz}	Betzbeiwert	F_{N}	Normalkraft
C_{d}	Widerstandsbeiwert	g	Schwerkraft
C_{h}	Hilfskoeffizient zur Berechnung der Kontaktfläche	h	Tiefenexponent
		i_{E}	Elementnummer in y-Richtung
C_{i}	Krümmungsmittelpunkt des Innenrings	j_{E}	Elementnummer in x-Richtung
C_{l}	Auftriebsbeiwert	k	Verhältnis der äquivalenten Krümmungsradien
C_{n}	Normalbeiwert	kb	Wert des Kreisbogens
C_{t}	Tangentialbeiwert	kb_{M}	Kontaktmittelpunkt
D	Außendurchmesser des Lagers	l	Bezugslänge
d	Innendurchmesser des Lagers	L_{10}	Nominelle Ermüdungslebensdauer
$D_{\text{P,O}}$	Kontaktpunkt	M	Biegemoment
D_{P}	Laufkreisdurchmesser	m_{RB}	Masse des Rotorblattes
d_{p}	Laufkreisdurchmesser	M_{x}	Moment in x-Richtung
D_{WK}	Kugeldurchmesser	M_{y}	Moment in y-Richtung

Nomenklatur

M_z	Moment in z-Richtung	R_M	Mittelpunkt
M_d	Drehmoment	r_{WK}	Radius des Wälzkörpers
N	Zyklen	r_{WK}	Wälzkörperradius
n	Drehzahl	r_{WM}	Radius der Wälzkörpermittelpunkte
$n(\sigma)$	Material-Charakteristik	R_{x1}	Radius der Kugel
n_{osc}	äquivalente Drehzahl	R_{x2}	Radius der Laufbahn
P	äquivalente Lagerbelastung des Wälzlagers	R_x	äquivalenter Krümmungsradius
p_d^+	Druck kurz vor der Rotorebene	R_{y1}	Radius der Kugel
p_d^-	Druck kurz nach der Rotorebene	R_{y2}	Radius der Laufbahn
p_H	Pressungsverteilung	R_y	äquivalenter Krümmungsradius
P_{max}	Pressungsmaximum	S	Erlebenswahrscheinlichkeit
P_{red}	Reduzierte äquivalente Lagerbelastung des Wälzkörpers	S_{AR}	Schmiegung zwischen Außenringlaufbahn und Wälzkörper
Q	Wälzkörperlast	S_{diff}	Differentialschlupf
Q_{Fa}	auftretende Wälzkörperlast durch Axiallast	S_{IR}	Schmiegung zwischen Innenringlaufbahn und Wälzkörper
Q_{max}	Maximale Wälzkörperlast	S_v	Gleitgeschwindigkeit
Q_M	auftretende Wälzkörperlast durch Biegemoment	S_{WL}	Schmiegung
R	Radius des Rotorblattes	SG	Schädigungsgrad
r	Drehachsabstände der Lagergeometrie	T	Rotorschub
r_a	Abstand des Kontaktpunktes zur Lagerdrehachse des Außenrings	t	Zeit
r_h	Radius der Rotornabe	T_S	Berechnungsschritte
r_i	Abstand des Kontaktpunktes zur Lagerdrehachse des Innenrings	u	Umfangsgeschwindigkeit
r_{LB}	Laufbahnradius	u^E	Elementverschiebung
		u_L^E	Akkumulierter Gleitweg in Rollrichtung
		$u_{\Delta\Phi}^E$	Gleitbewegung pro Winkelveränderung
		$u_{L\Delta T}^E$	Relative Gleitbewegung in Rollrichtung

Nomenklatur

$u_{Q\Delta T}^E$	Relative Gleitbewegung quer zur Rollrichtung	V_u	Untere Schadensmarkengrenze
u^k	Knotenverschiebung	v_{WM}	Geschwindigkeit des Wälzkörpermittelpunktes
V	physikalisch beanspruchtes Volumen	v_w	Wälzgeschwindigkeit
v_∞	ungebremte Windgeschwindigkeit vor dem Rotor	W_d	Reibearbeitsdichte
v_{AR}	tangentiale Geschwindigkeit des Außenrings	W_{PC}	Dimensionslose Last
v_d	die Geschwindigkeit in der Rotorebene	x	zurückgelegter Weg des Wälzkörpers
v_h	die Geschwindigkeit hinter der Rotorebene	Z	Anzahl der Wälzkörper
v_{IR}	tangentiale Geschwindigkeit des Innenrings	z_0	Tiefe in der die maximale orthogonale Schubspannung auftritt
v_{max}	maximale Wälzkörpergeschwindigkeit	z_1	Kontaktfläche 1
V_o	Obere Schadensmarkengrenze	z_2	Kontaktfläche 2
		Sz_{exp}	Flächenrauheit nach Experiment
		Sz_{neu}	Flächenrauheit vor Experiment

Verwendete Abkürzungen

BEM	Blade Element Momentum
CPC	Collective Pitch Control
DEL	Direct Elimination
DIN	Deutsches Institut für Normung
DLC	Design Load Case
FEM	Finite Elemente Methode
IEC	International Electrotechnical Commission
IMKT	Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie
IPC	Individual Pitch Control
IWES	Institut für Windenergiesysteme
MPC	Multi Point Constraints
SRV	Schwingungs-Reibverschleiß
WEA	Windenergieanlage
ZDDP	Zinkdithiophosphat

Kapitel 1

Einleitung

Der Begriff Oszillation leitet sich von dem lateinischen Wort *oscillare* ab, welches mit schwingen, schwanken oder schaukeln übersetzt werden kann. Wälzlager werden in der Regel rotativ betrieben, wie anhand der Fülle an Beispielen aus der Praxis und Lehrbüchern zu erkennen [1, 2, 3, 4]. Dennoch gibt es eine Vielzahl an Anwendungen in denen teils gewollt und teils ungewollt Oszillationen zwischen Wälzkörper und Laufbahn auftreten. Schematisch sind gewollte und ungewollte Oszillationen in Abbildung 1.1 dargestellt. Ist eine Oszillation aufgrund des technischen Systems gewünscht, wird diese um die Achse des Lagers, also in Laufbahnrichtung vollzogen. Vibrationen sind häufig der Grund für ungewollte Oszillationen, welche zu vergleichsweise geringe Relativbewegungen zwischen den Kontaktpartnern in und quer zur Laufbahnrichtung führen.

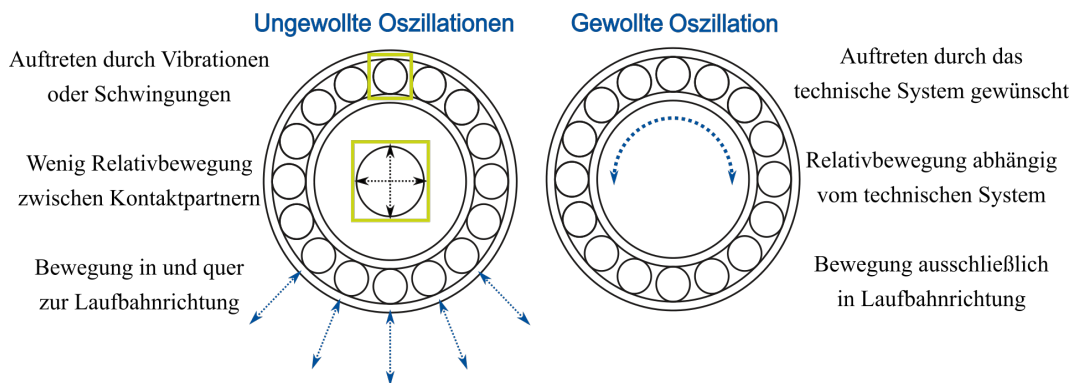


Abbildung 1.1: Gewollte und ungewollte Oszillationen in Wälzlageranwendungen

1.1 Problemstellung

Oszillationen zwischen Wälzkörper und Laufbahn, unabhängig davon ob diese gewollter oder ungewollter Natur sind, können verschiedene Schadensmechanismen hervorrufen, welche die Gebrauchsdauer des Maschinenelements verringern. PALAND geht in seinen Unterlagen gar soweit, die durch Oszillationen

hervorgerufenen Schadensmechanismen als Krankheit zu beschreiben, welche vom Ingenieur geheilt werden müsse [5]. Das Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager ist bisher wenig erforscht. Mathematische Grundsätze, zum Beispiel zur Abschätzung der Ermüdungslebensdauer [6, 7], des Drehmoments [8] oder der Schmierfilmhöhe [9, 10, 11] sind für oszillierende Wälzlager nicht ausreichend validiert und liefern keine zufriedenstellenden Ergebnisse [12, 13, 14]. Aufgrund dessen, dass die Entstehungsmechanismen, Klassifizierungen und Unterscheidungen von Schadensbildern sowie deren Auswirkungen bei fortlaufendem Betrieb und die notwendigen präventiven Maßnahmen nicht ausreichend erforscht sind, ist der Einsatz von Wälzlagern in oszillierenden Anwendungen häufig mit Unsicherheiten und gegebenenfalls sogar Frühausfällen verbunden.

Hinsichtlich der Schmierung oszillierender Wälzlager wurden bereits national und international nennenswerte Forschungsergebnisse erzielt [15, 16, 17, 18], die für stationäre Betriebsparameterbereiche und spezifische Anwendungen aufzeigen, welche Schmierfettzusammensetzungen verschleißmindernd wirken. Aufgrund der instationären und heterogenen Betriebsbedingungen von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen sind diese Ergebnisse nur bedingt für Rotorblattlager anwendbar. Bei Auftreten von Verschleiß wirkt dieser Schadensmechanismus in der Regel gebrauchsdauerlimitierend für das Maschinenelement. Im Falle, dass kein Verschleiß auftritt, sollte die Laufbahnermüdung ebenfalls berücksichtigt werden. Für oszillierende Wälzlageranwendungen existieren in Anlehnungen an die DIN ISO 281 [19] verschiedene nicht genormte Rechenansätze [12], welche zu unterschiedlichen rechnerischen Lebensdauern führen [20].

Rotorblattlager in Windenergieanlagen sind für Forschung und Industrie aufgrund der Betriebsbedingungen, Baugröße und verbundenen Kosten von besonderem Interesse. Der Einsatz der individuellen Rotorblattverstellung zur Lastoptimierung [21, 22] kann zur erhöhten Bewegungs- und Belastungsaktivität und komplexen Parameterkombinationen für das Rotorblattlager führen. In der Literatur wird für oszillierende Wälzlager dazu geraten, verschleißkritische Betriebsparameter zu verhindern oder in regelmäßigen zeitlichen Intervallen große Oszillationsamplituden anzufahren, um eine Nachschmierung zu gewährleisten (sog. Schutzzyklen oder Schmierfahrten) [23]. Um dies in der industriellen Anwendung umsetzen zu können, müssen zuvor die Verschleißmechanismen verstanden und die verschleißkritischen Parameter identifiziert werden.

1.2 Oszillierende Wälzlager in industriellen Anwendungen

Ungewollte Oszillationen lassen sich in jeder industriellen Anwendung finden, da jedes System von externen Vibrationen und Schwingungen betroffen ist. Die Aufzeichnungen von ALMEN zeigten schon 1937 wie schwerwiegend die Folgen ungewollter Oszillationen sein können [24]. HLAVACEK berichtete 1977

von Lagerausfällen in Textilmaschinen, welche auf den durch andere Textilmaschinen vibrierenden Fußboden zurückzuführen sind [25]. Auch PITROFF berichtet von Lagerschädigungen welche auf Vibrationen des Maschinensystems zurückzuführen sind [26].

Ein weiteres Beispiel sind die Rotorblattlager in Windenergieanlagen. Wenn aufgrund geringer Windgeschwindigkeiten oder aus Instandhaltungsgründen die Anlage stillsteht [27], kommt es durch den Wind zu geringen Schwingungen der Rotorblätter, welche sich bis in die Rotorblattlager übertragen und Mikrooszillationen zwischen Wälzkörper und Laufbahn hervorrufen können [28].

Gewollte Oszillationen lassen sich ebenfalls in Rotorblattlagern von Windenergieanlagen finden [29, 30, 31]. Für die Anpassung des aerodynamischen Angriffswinkels des Rotorblattes vollzieht das Rotorblatt eine Drehbewegung um die eigene Achse, welche durch das Rotorblattlager ermöglicht wird [32, 33]. Durch das ständige Anpassen des Angriffswinkels liegt eine oszillierende Bewegungsform für das Rotorblattlager vor. Eine vereinfachte, schematische Darstellung dieses Vorganges ist in Abbildung 1.2 zu sehen.

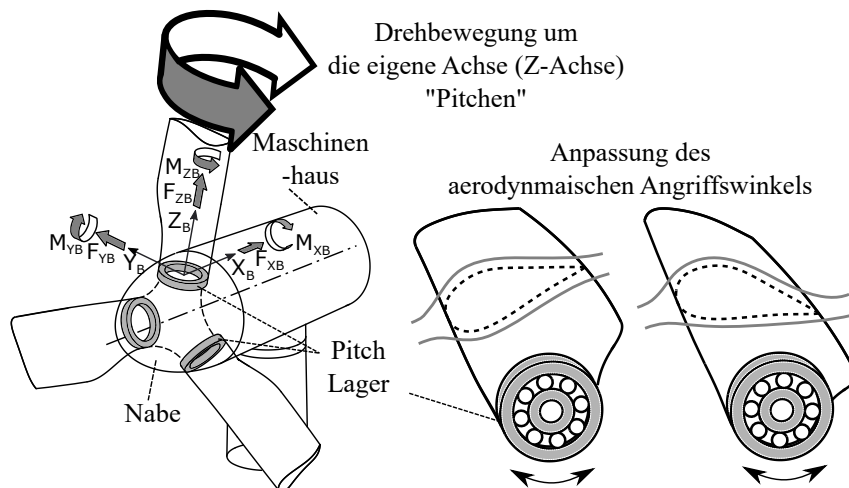


Abbildung 1.2: Schematische Darstellung der Rotorblattverstellung

Ähnliche Anwendungen sind auch in der Flugzeugindustrie [34, 35] wiederzufinden und ebenfalls unter dem Namen *Pitch* eingeordnet. Darüber hinaus kommen gewollte Oszillationen in Wälzlagern zur Positionierung zum Einsatz. Hier dienen das Azimutlager einer Windenergieanlage, welches die korrekte Ausrichtung des Rotors in die Windrichtung gewährleistet [36, 37, 38], die Azimutlager von Kranen [39, 40, 41], Ausrichtungsmechanismen in Antennen [42] und Achsschenkellagern von PKW [43] als Beispiel. Weitere betroffene Industrieenanwendungen sind in Helikoptern [44] und Papiermaschinen [45] sowie Kugelgelenken [46] und Radlagern [24, 47, 48] zu finden.

1.3 Zielsetzung und Lösungsweg

Der Verschleiß in oszillierenden Wälzlagern ist ein komplexes Zusammenspiel verschiedener Mechanismen. Daher wurden in der Vergangenheit verschiedene Begriffe wie zum Beispiel False Brinelling, Fretting Corrosion, Stillstandsmarke, Reibverschleiß und Reibkorrosion für die in oszillierenden Wälzlagern vorgefundenen Schäden verwendet. Es ist notwendig, die vorangegangenen wissenschaftlichen Arbeiten im zeitlichen und wissenschaftlichen Kontext einzuordnen und anhand weiterer Experimente und Simulationen eine einheitliche Begriffsdefinition abzuleiten. Die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit ist die Erklärung, Vorhersage und Verminderung von Schädigungen in oszillierenden Wälzlagern. Der untersuchte Betriebsparameterbereich orientiert sich an den Bedingungen von Rotorblattlagern in Multi-Megawatt-Windenergieanlagen. Um die gesetzten Ziele zu erreichen, werden experimentelle Untersuchungen durchgeführt und verschiedene Simulationsmodelle entwickelt. Abbildung 1.3 gibt eine Übersicht des Ablaufs.

Referenz		<ul style="list-style-type: none"> • Vorstellung der Referenz-WEA IWT 7,5 MW • Abmessungen des Referenzrotorblattlagers
Last-analyse		<ul style="list-style-type: none"> • Aufbau eines FE-Modells • Analyse der Lastsituation des Rotorblattlagers für Betriebs- und Extrembedingungen • Ableiten relevanter Kontaktpressungen
Bewegungsformen		<ul style="list-style-type: none"> • Analyse der Bewegungsformen des Lagers • Ableiten relevanter Größen der Oszillationsamplituden und -frequenzen
Skalierung		<ul style="list-style-type: none"> • Skalierung von Referenzlager auf Schrägkugellager der Baugröße 7208 • Festlegung relevanter Prüfparameter
Versuche 7208		<ul style="list-style-type: none"> • Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Oszillationsamplitude, -frequenz und -zyklen. • Präsentation relevanter Erkenntnisse zur Abgrenzung der Schadensmechanismen
Versuche Großlager		<ul style="list-style-type: none"> • Experimentelle Untersuchungen an Vierpunktlagern und T-Solid-Lagern • Validierung des Skalierungsvorgehens
Verschleißsimulation		<ul style="list-style-type: none"> • Aufbau eines Simulationsmodells zur Analyse kritischer Parameterkombinationen • Analyse der Reibarbeit für verschiedene Parameter
Fettuntersuchungen		<ul style="list-style-type: none"> • Vorstellung Schmiermittel • Experimentelle Untersuchungen zum Verschleißverhalten verschiedener Schmierfette • Ableiten passender Schmiermittelzusammensetzungen

Abbildung 1.3: Grafische Darstellung des Ablaufs

Referenzdaten

Das Betriebsverhalten von Rotorblattlagern wird mit Hilfe der Datengrundlage einer 7,5 MW Referenzwindenergieanlage untersucht [49]. Für die Referenzwindenergieanlage liegen umfangreiche Informationen zu den Bewegungsformen [50] und den Belastungen vor [51]. Darüber hinaus existiert ein Referenzrotorblattlager mit einem Laufkreisdurchmesser von 4690 mm.

Simulation der auftretenden Lasten

Um die Belastungssituation des Referenzrotorblattlagers zu bestimmen, wird ein Finite-Elemente-Modell entwickelt. Die vereinfachte Lastsimulation abstrahiert die Wälzkörper als nichtlineare Zugfederelemente. Die Druckwinkel, Pressungen und Lastverteilungen werden für verschiedene Lastfälle der Windenergieanlage bestimmt. Mit Hilfe der Simulationsergebnisse werden relevante Belastungssituationen für die experimentellen Untersuchungen abgeleitet.

Ableiten der Bewegungsformen

Auf Basis der Zyklenzählung von STAMMLER ET AL. [50] können die Zahlenwerte relevanter Oszillationsamplituden θ bestimmt werden. Die Auswertung zeigt die Häufigkeit, mit der verschiedene Oszillationsamplituden auftreten.

Skalierung

Da experimentelle Untersuchungen im realen Maßstab sehr kosten- und zeitaufwendig sind, wird die Analyse des Betriebsverhaltens mit Hilfe skaliertener Wälzlagerversuche durchgeführt. Die Skalierung orientiert sich an den ermittelten Parametern der Lastsimulation und der Zyklenzählung. Für die Skalierung werden möglichst ähnliche Kontaktbedingungen zwischen realer Baugröße und Versuchsmaßstab angestrebt. Da die Kontaktmechanik rein axial belasteter Vierpunktlager, wie sie in Windenergieanlagen verwendet werden [29], ähnlich zu denen von Schrägkugellagern ist, werden Schrägkugellager der Baugröße 7208 untersucht. Zur Validierung der Skalierungsmethode werden ebenfalls Vierpunktlager mit einem Laufkreisdurchmesser von 675 mm experimentell untersucht.

Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Betriebsparameter

Der Einfluss der Oszillationsamplitude, -frequenz und -zyklen auf etwaigen Verschleiß wird in Anlehnung an die Skalierung untersucht. Ziel der Untersuchungen ist die Identifikation verschleißkritischer Parameterkombinationen.

Simulation des Wälzkontaktes

Auf Basis der experimentellen Untersuchungen wird ein parametrisches Simulationsmodell entwickelt, mit dessen Hilfe sich die Reibarbeit bestimmen lässt. Die in den Kontakt eingebrachte Reibarbeit kann zur Identifikation verschleißkritischer Parameterkombinationen genutzt werden. Der parametrische Aufbau des Modells und die Nutzung eines Rechen-Clusters erlauben es, Parameterstudien zur Optimierung der Lagergeometrie und zum Einfluss des Reibkoeffizientens durchzuführen.

Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss des Schmierfettes auf das Verschleißverhalten

Eine Möglichkeit zur Reduktion von Verschleiß ist die Wahl von passenden Schmierfetten. Das verwendete Schmierfett muss Verschleiß weitestgehend verhindern. In experimentellen Untersuchungen unter blattlagerähnlichen Betriebsbedingungen werden unterschiedliche Schmierfette in Schrägkugellagern der Baugröße 7208 untersucht. Zum Abgleich werden Untersuchungen am SRV-Prüfstand [52] durchgeführt. Des Weiteren werden die Reibwerte der Schmierfette für verschiedene Betriebsbedingungen mit einer Tribomesszelle ermittelt.

Kapitel 2

Grundlagen und Stand der Forschung

Im Folgendem Kapitel werden die für das Verständnis der vorliegenden Arbeit notwendigen Grundlagen und der Stand der Technik vermittelt. Dabei beziehen sich die Grundlagen sowohl auf die Anwendung der untersuchten Applikationen, welche im Bereich der Windenergie liegt, als auch auf die Tribologie.

2.1 Verschleiß in oszillierenden Wälzlagern

Die Verschleißmechanismen, welche in oszillierenden Wälzlagern auftreten, können grundlegend in False Brinelling (Riffelbildung) und Fretting Corrosion (Reibkorrosion) unterteilt werden. Es sei darauf hingewiesen, dass in der Literatur verschiedene Definitionen dieser Begriffe vorliegen [53] und in älterer Literatur teils Uneinigkeit über die Abgrenzung, beziehungsweise den Zusammenhang der Schadensmechanismen herrschte [54, 55]. In der vorliegenden Arbeit werden die Begriffe des Schadensatlas von TALLIAN [56] verwendet. Zur Abgrenzung der beiden Schadensmechanismen werden im Zuge der vorliegenden Arbeit experimentelle Untersuchungen und Simulationen vorgenommen, welche in einem gesonderten Kapitel detailliert dargestellt werden.

In Kurzform kann dargelegt werden, dass False Brinelling und Fretting Corrosion unter identischen Bedingungen auftreten können, wenn die Oszillationsamplitude so gering ist, dass die Bewegung innerhalb des Kontaktbereiches liegt. Unter geschmierten Kontaktbedingungen tritt dabei False Brinelling auf, welches sich durch die typischen drei Schädigungsflächen (Abbildung 2.1a) auszeichnet. Zusätzlich ist der zurückgelegte Weg des Wälzkörpers x und die Kontaktbreite $2b$ im Schaubild dargestellt. Fretting Corrosion tritt unter ungeschmierten (trockenen) Bedingungen auf (Abbildung 2.1b). Im Vergleich zu False Brinelling ist der Verschleiß stärker ausgeprägt.

Der Begriff False Brinelling leitet sich von der Härteprüfung nach BRINELL nach DIN EN ISO 6506 ab [57]. Grund dafür sind die Untersuchungen des Ingenieurs ALMEN, welcher sich im Jahr 1937 mit durch den Zugtransport geschädigten Radlagern in PKW beschäftigte [24]. Dabei entdeckte ALMEN muldenartige Schäden auf den Laufbahnen, welche zunächst für die durch Überlas-

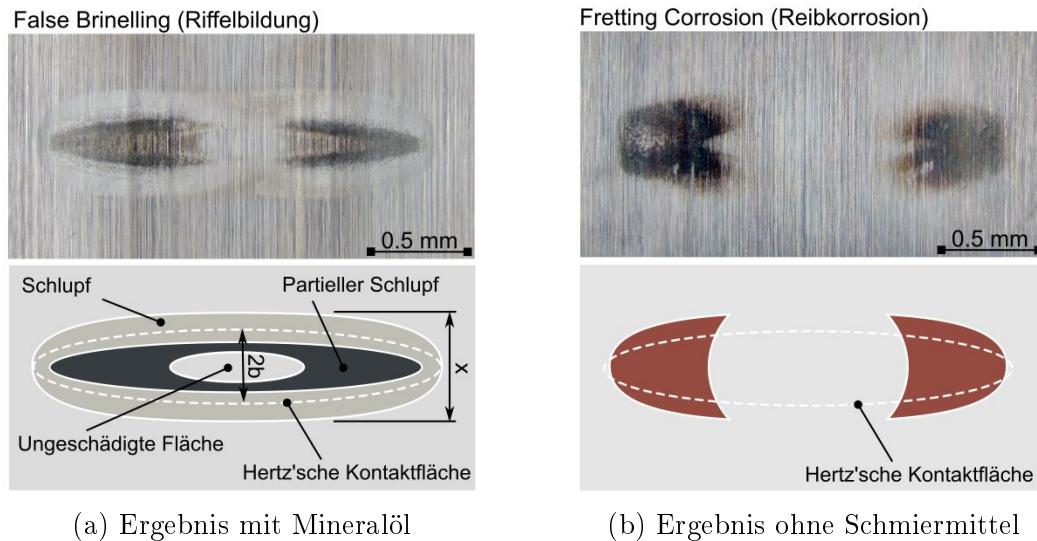


Abbildung 2.1: Experimenteller Vergleich von False Brinelling und Fretting Corrosion

ten entstehenden True-Brinelling-Schädigungen gehalten wurden [58]. Da die Schädigungen aber auf Mikrooszillationen, ausgelöst durch die Schwingungen des Transportmittels, zurückzuführen waren, wurde der Begriff False Brinelling eingeführt. Auch heute tritt False Brinelling beim Transport von Fahrzeugen auf [59]. Der Begriff Fretting Corrosion leitet sich von der oszillierenden Relativbewegung zweier metallischer Körper her [60, 61]. Die resultierende Schädigung ist in einer Vielzahl von Forschungsarbeiten unter dem Begriff Fretting [62, 63, 64, 65, 66, 67] definiert. Zusätzlich wird im Fall der Wälzlageranwendung der Begriff Corrosion verwendet, der auf die Bildung von Hämatit verweist, welches beim oszillierenden Kontakt zweier Stahlkörper entsteht und durch seine rötliche Färbung zu erkennen ist, siehe Abbildung 2.1b. Nachdem der Begriff False Brinelling 1937 von ALMEN eingeführt wurde [24] beschäftigten sich nur wenige Forschungsarbeiten explizit mit dem von ALMEN beschriebenen Phänomen des durch Mikrooszillationen hervorgerufenen Verschleißes. 1965 wurde der Begriff False Brinelling erneut in wissenschaftlichen Veröffentlichungen des Wälzlagerherstellers SKF erwähnt. PITROFF beschäftigte sich in einer Veröffentlichung mit stationär vibrierenden Wälzlagern. Auf Basis experimenteller Untersuchungen wird der Einfluss des Schmiermittels und eine Hypothese des Schadensmechanismus beschrieben [26]. Die Veröffentlichung endet mit einer interessanten Diskussion zwischen SCARLETT und PITROFF, da PITROFF im Titel Fretting Corrosion anstatt False Brinelling nennt. PITROFF erläutert, dass der Titel gezielt gewählt wurde, da es sich nicht um zwei verschiedene Mechanismen handle. BREWARD führte 1973 die Untersuchungen von PITROFF weiter und stellt Berechnungsansätze in Bezug auf die DIN ISO 281 für oszillierend beanspruchte Wälzlager vor [68]. BARROIS nimmt den Begriff False Brinelling ebenfalls in seinen Beschreibungen verschiedener Schadensmechanismen aus den Jahren 1979 und 1980 auf [69, 70]. BARTHOUS ET AL. untersuchten mit Hilfe eines Rastertunnelmikroskops die

sich durch False Brinelling verändernde Oberflächentopographie [71, 72, 73]. Der Einfluss von Oberflächenbeschichtungen wurde von EVANS ET AL. und DOLL ET AL. untersucht [74, 75, 76, 77]. Die Autoren konnten zeigen, dass die untersuchten Nanoverbundschichten in Kegelrollenlagern das Risiko von False Brinelling aufgrund der minimierten adhäsiven Oberflächeninteraktionen reduzieren. Ein weiterer großer Beitrag zum Verständnis von False Brinelling kommt von GREBE, der den Einfluss verschiedener Parameter [78] und unterschiedlicher Schmierfette untersuchte [79].

2.2 Rotorblattlager in Windenergieanlagen

Rotorblattlager bilden das Bindeglied zwischen der Rotornabe und den Rotorblättern. Die Rotorblattlager erlauben dem Rotorblatt eine Drehung um die eigene Achse, um den aerodynamischen Angriffswinkel der aktuellen Windgeschwindigkeit und im Idealfall der Lastsituation anzupassen [29, 30, 31]. Diese Regelungsstrategie der Windenergieanlage wird *Pitch-Control* genannt. Die Pitchregelung wird darüber hinaus als aerodynamische Bremse eingesetzt [80]. Abbildung 2.2 zeigt das Schema der Rotorblattverstellung einer Windenergieanlage mit konstanter Drehzahl. Grundsätzlich wird unterschieden zwischen dem Teil- und Volllastbereich. Im Teillastbereich liegt die Windgeschwindigkeit über der Einschaltwindgeschwindigkeit (im Beispiel 4 m/s) und unter der Nennwindgeschwindigkeit (im Beispiel 13 m/s). Mit steigender Windgeschwindigkeit steigen in diesem Bereich sowohl Leistung, Rotorschub und Drehzahl. Da ein hoher Auftrieb bei gleichzeitig geringem Widerstand des Rotorblattes gewünscht ist, beträgt der Pitchwinkel ca. 0° . Das Rotorblatt ist optimal in den Wind gestellt. Nach der Nennwindgeschwindigkeit wird der Volllastbereich erreicht. Da das Rotorblatt nur begrenzt belastet werden kann, wird der aerodynamische Angriffswinkel mit Hilfe der Rotorblattverstellung an die Windgeschwindigkeit angepasst. Dadurch kann die Nennleistung und die Nenn-drehzahl konstant gehalten werden und die Belastung reduziert werden. Wird die Abschaltgeschwindigkeit erreicht (im Beispiel 25 m/s) wird die Windenergieanlage zum Stillstand gebracht. Dies geschieht, in dem die Rotorblätter in die Fahnenstellung gebracht werden (ca. 85° Pitchwinkel). Unterhalb der Einschaltwindgeschwindigkeit wird die Windenergieanlage in den Trudelbetrieb überführt (ca. 65° Pitchwinkel).

Rotorblattlager in Windenergieanlagen unterscheiden sich in verschiedenen Punkten von handelsüblichen Wälzlagern. Die erste Auffälligkeit der meisten Rotorblattlager besteht darin, dass sich auf dem Innen- oder Außenring ein Zahnkranz befindet. Dieser Zahnkranz wird verwendet, um die Schwenkbewegung des Lagers mit Hilfe des Pitchmotors auszuführen. Ein weiteres Merkmal sind die Lochkreise auf beiden Ringen. Diese werden verwendet um eine Verbindung zur Rotornabe und zum Rotorblatt herzustellen. Ein Ring wird dabei festgesetzt, der andere kann die Schwenkbewegungen ausführen und besitzt daher den Zahnkranz. Ob der Innen- oder Außenring den Zahnkranz trägt, ist von Hersteller zu Hersteller unterschiedlich und hängt mit der Gesamtanlagenkonstruktion zusammen. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit die

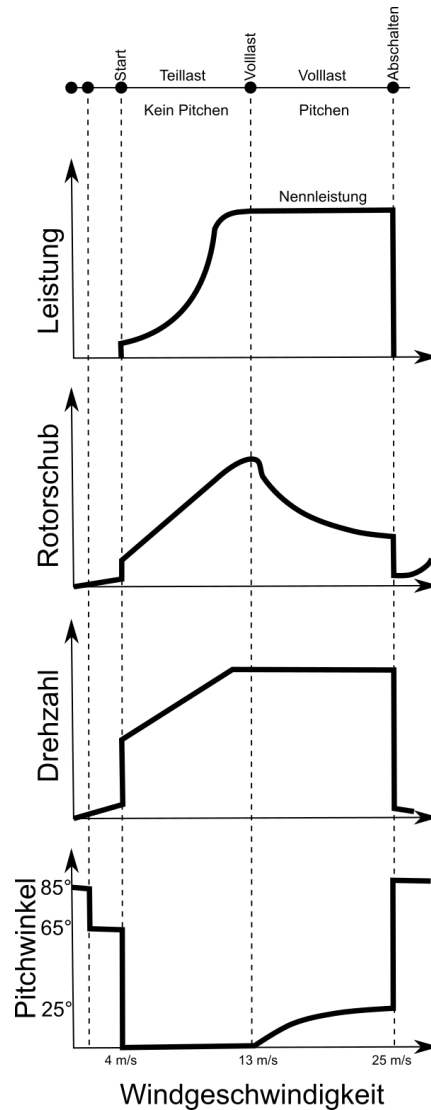


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung der Regelungsstrategie

Bewegung mit Hilfe von Zugmitteln oder Hydraulik zu ermöglichen. Moderne Rotorblattlager für Onshore-Anwendungen besitzen Laufkreisdurchmesser von bis zu 4 m. Für Offshore-Anwendungen können noch größere Dimensionen realisiert werden, da der Transportweg die möglichen Abmessungen nicht limitiert. Die Schmierung von Rotorblattlagern erfolgt in der Regel mit Schmierfetten, da ein häufiges Wechseln des Schmiermittels aufgrund der Position in der WEA nur mit erhöhtem Aufwand möglich ist [29]. In der Regel wird der Zustand des Rotorblattlagers mit Temperatur- und Beschleunigungssensoren überprüft [81]

Blattverstellung

Je nach genauer Regelungsstrategie werden kritische Betriebszustände, welche bestimmte Schadensmechanismen fördern können, unterschiedlich häufig erreicht. Zusätzlich hat der Einsatz von Regelungsstrategien, bei denen alle Rotorblätter individuell (*Individual Pitch Control* kurz IPC) und kontinuierlich

(*Continuos Pitch Control*) geregelt werden, einen elementaren Einfluss auf das Verschleißverhalten von Rotorblattlagern. Laut BOSSANYI [21, 22] kann der Einsatz von IPC die für die Ermüdung des Rotorblattes relevanten Biegemomente im Vergleich zur kollektiven Blattverstellung (*Collective Pitch Control* kurz CPC) um bis zu 20 % reduzieren. Dies geht allerdings einher mit einer erhöhten Pitchhäufigkeit von bis zu 300 %. IPC führt zur Möglichkeit Rotorblätter effizienter zu gestalten und somit die Energieentstehungskosten der Anlage zu verringern. Allerdings muss berücksichtigt werden, dass die verwendeten Rotorblattlager geänderte Betriebsbedingungen erfahren.

Belastungsfall

Die Belastungssituation von Rotorblattlagern ist für Wälzlager vergleichsweise ungünstig. Zum einen werden durch den Wind, der frontal auf die Rotorblätter trifft, große Biegemomente und radiale Lasten in das Lager übertragen. Darüber hinaus wirken große axiale Kräfte durch das Gewicht des Rotorblattes, welche aufgrund der Rotation der Nabe zu wechselnder Beanspruchung führen. Durch diese Superposition der Lasten ergibt sich eine komplexe Belastungssituation, welche durch Biegemomente dominiert wird. Im Extremfall können diese Biegemomente mehrere MNm groß werden [51]. Die komplexe Belastungssituation in Zusammenhang mit geringen Bauteilsteifigkeiten ist Grund für ein erhöhtes Forschungsinteresse zum Thema Lastverteilung in Drehverbindungen [82, 83, 84, 85, 86, 87].

Bauarten

Die verwendete Bauart des Rotorblattlagers hängt vom Gesamtanlagensystem ab. Rotorblattlagerkosten sind abhängig von der Bauart, Ausführung und den Dimensionen und können mit Hilfe des Rotordurchmessers abgeschätzt werden [88]. Am häufigsten kommen für Anlagen der Multi-Megawatt-Klasse Vierpunktlager zum Einsatz [29]. Vierpunktlager sind Schrägkugellager, die Axialbelastungen in beide Richtungen aufnehmen können. Auch Biegemomente können übertragen werden. Für moderne Windenergieanlagen ist die Tragfähigkeit von einreihigen Vierpunktlagern in der Regel nicht ausreichend. Daher wird in der Regel auf zweireihige Vierpunktlager zurückgegriffen [23]. Bei rein axialer Belastung wird die komplette Belastung auf zwei der vier Laufbahnen eines Vierpunktlagers übertragen [51]. Abbildung 2.3 zeigt schematisch den Aufbau von Vierpunktlagern.

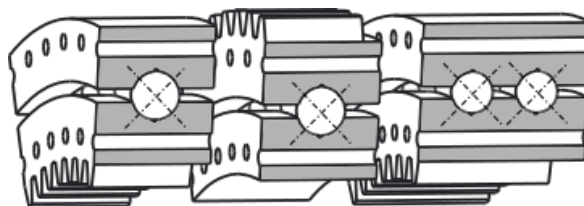


Abbildung 2.3: Vierpunktlager

Des Weiteren existieren spezielle Bauformen, in denen der Druckwinkel und die Anordnung der Wälzkörper auf die Belastungssituation abgestimmt sind. Abbildung 2.4 zeigt zwei Möglichkeiten. Die veränderte Anordnung der Wälzkörper zielt darauf ab, axiale Lasten besser aufnehmen zu können und elastische Verformungen zu verringern.

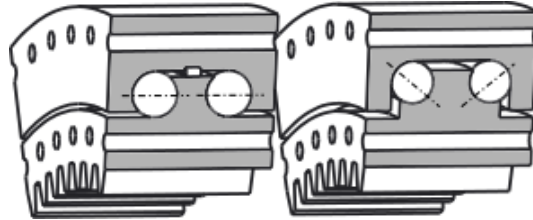


Abbildung 2.4: T- und U-Geometrie für erhöhte Lagersteifigkeit

Eine weitere Möglichkeit sind Rollenlager, siehe Abbildung 2.5. Die kostengünstigste Form ist das Kreuzrollenlager. In diesem Lager sind die Rollen abwechselnd über Kreuz so angeordnet, dass ebenfalls in beide Richtungen Axiallasten aufgenommen werden können. Nachteilig ist der hohe Schlupf an den Stirnflächen. Eine weitere Möglichkeit sind dreireihige Zylinderrollenlager. Diese ermöglichen es, hohe axiale Lasten in beide Richtungen aufzunehmen, darüber hinaus ist die geforderte Aufnahme der Biegemomente möglich.

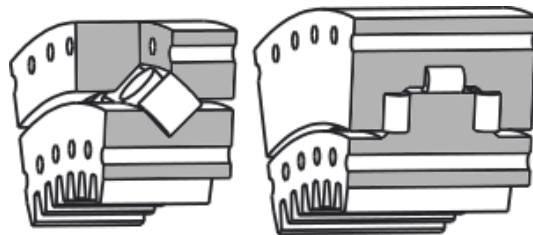


Abbildung 2.5: Rollenlager

Eine weitere Bauart, die aufgrund der hohen Bordreibung für Anwendungen als Rotorblattlagern moderner Windenergieanlagen selten eingesetzt wird, sind Kegelrollenlager. Andererseits ist der Laufbahn-Schlupf bei dieser Lagerart sehr gering, da weder Bohr- noch Differentialschlupf auftritt. Die Tragfähigkeit ist vergleichsweise hoch.

Darüber hinaus existiert das Konzept des Mehrringlagers, siehe Abbildung 2.6. Die Idee bei dieser Bauform ist die Möglichkeit, den Innenring durchgehend langsam rotieren zu lassen und somit durch Oszillationen hervorgerufene Schädigungen zu verhindern. Diese Möglichkeit geht einher mit höheren Kosten und mehr benötigtem Bauraum. Darüber hinaus besitzen Mehrringlager geringere Steifigkeiten.

JUETTNER ET AL. präsentieren die Idee eines Lagerkonzeptes, welches für geringe Pitchwinkel die Biegesteifigkeit von Lamellen ausnutzt und für große Pitchwinkel ein segmentiertes Gleitlager verwendet [89]. Das könnte Verschleiß durch Mikrooszillationen verhindern. Der Bauraum und das Gewicht des vor-

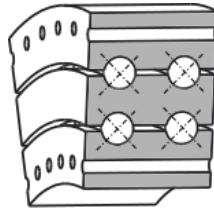


Abbildung 2.6: Dreiringlager

gestellten Konzeptes sind jedoch im Vergleich zu konventionellen Rotorblattlagern höher.

Weitere Schädigungen in Rotorblattlagern

Der Fokus der vorliegenden Arbeit liegt auf Verschleißphänomenen in oszillierenden Wälzlagern am Beispiel von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen. Neben diesen Schadensmechanismen existieren weitere Schädigungen die in Abbildung 2.7 schematisch zur dargestellt sind.





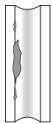

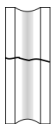

Laufbahnermüdung		 R. Budny	Entstehung durch die zyklische Belastung welche durch die Überrolung im Betrieb stattfindet. Durch internationale Standards für rotierende Anwendungen abschätzbar. Schädigung entsteht unterhalb der Laufbahnoberfläche in der Zone höchster Beanspruchung.
True Brinelling		 L. Langnau	Benannt nach James Brinell, Erfinder des Brinell-Härtetests. True-Brinelling entsteht durch Überlasten im Stillstand des Wälzlagers. Durch die Überlasten kommt es zu plastischen Verformungen der Laufbahn.
Kantenträgen		 R. Budny	Erhöhte Lasten und/oder Deformationen führen veränderten Kontaktwinkeln des Wälzlagers. Es kommt zum Tragen der Lagerlaufbahnkante. Plastische Deformationen und Abplatzen der Kanten als Folge des Kantenträgens.
Ringbruch		 R. Budny	Folgeschaden der durch den Betrieb geschädigter Lager oder durch Kerbwirkung an Gewindebohrungen, insbesondere durch Korrosion entsteht Veränderungen der Lagergeometrie durch Ermüdung oder Verschleiß führen zu stark erhöhten lokalen Beanspruchungen und Risswachstum im Ring.

Abbildung 2.7: Mögliche Schädigungen in Rotorblattlagern

2.3 Wälzlagergeometrie

Um Vergleichbarkeit innerhalb der experimentellen Untersuchungen herzustellen, müssen die Untersuchungen an derselben Lagergeometrie durchgeführt werden. Der Großteil der Untersuchungen erfolgt mit Schrägkugellagern der Baugröße 7208, da diese kostengünstig und leicht zu erwerben sind und das kinematische Verhalten dieser Lagerbauart dem von Vierpunktlagern unter reiner axialer Last in Windenergieanlagen stark ähnelt. Ein Lager der Baugröße 7208 nach einem Dauerlauf mit Oszillationen ist in Abbildung 2.8 zu sehen.



Abbildung 2.8: Schrägkugellager der Baugröße 7208

Der Außendurchmesser D beträgt 80 mm, der Innendurchmesser d beträgt 40 mm und der Druckwinkel α ist 40° . Zusätzlich wurden die Schmiegunen S_{WL} der Außenring- und Innenringlaufbahn vermessen, siehe Tabelle 2.1.

Die Schmiegun wird definiert als das Verhältnis aus dem Radius der Laufbahn entgegen der Laufrichtung R_{y2} zum Kugelradius R_{y1} .

$$S_{WL} = \frac{R_{y1}}{R_{y2}} \quad (2.1)$$

Tabelle 2.1: Lagergeometrie 7208

Außendurchmesser D	80 mm	
Innendurchmesser d	40 mm	
Druckwinkel α	40°	
	Außenring	Innenring
Schmiegun S_{WL}	93.8 %	96 %

2.4 Kinematische Verhältnisse und Schlupf

Die Abweichung der Geschwindigkeiten im reibungsbehafteten Kontakt wird als Schlupf bezeichnet und hat wesentlichen Einfluss auf das Verschleißverhalten der Kontaktpartner. Im Folgenden werden die kinematischen Verhältnisse und der daraus resultierende Schlupf im Schrägkugellager hergeleitet.

2.4.1 Kinematik

Unter der Annahme, dass eine Punktberührung im Wälzkontakt vorliegt und das weder eine Relativbewegung der Kontaktpunkte noch eine elastische Verformung der beteiligten Komponenten auftritt, können vereinfachte Gleichungen zur Beschreibung der kinematischen Verhältnisse abgeleitet werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass diese idealen Verhältnisse unter realen Bedingungen nicht auftreten. Die Herleitung der Kinematik ist dennoch von großer Bedeutung, da deren Verständnis die Grundlage für das Auftreten von Schlupf darstellen. Die tangentialen Geschwindigkeiten v_{AR} und v_{IR} ergeben sich aus dem Produkt der Winkelgeschwindigkeiten ω und den Drehachsenabständen r .

$$v_{AR} = \omega_{AR} \cdot r_a \quad (2.2)$$

$$v_{IR} = \omega_{IR} \cdot r_i \quad (2.3)$$

Die Geschwindigkeiten des Wälzkörpermittelpunktes v_{WM} und ω_{WM} lassen sich aufgrund der Proportionalität der Geschwindigkeitsvektoren aus deren Mittelwert errechnen.

$$v_{WM} = \frac{\omega_{AR} \cdot r_a + \omega_{IR} \cdot r_i}{2} \quad (2.4)$$

$$\omega_{WM} = \frac{\omega_{AR} \cdot r_a + \omega_{IR} \cdot r_i}{2 \cdot r_{WM}} \quad (2.5)$$

Die Abstände der Kontaktmittelpunkte zur Lagerdrehachse r_a und r_i lassen sich mit dem Radius der Wälzkörpermittelpunkte r_{WM} , dem Wälzkörperradius r_{WK} und dem Druckwinkel α_D bestimmen.

$$r_a, r_i = r_{WM} \pm \cos(\alpha_D) \cdot r_{WK} \quad (2.6)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung kann durch Substitution die Wälzgeschwindigkeit v_w errechnet werden.

$$v_w = (\omega_{AR} - \omega_{WK}) \cdot r_a = \frac{(\omega_{AR} - \omega_{IR}) \cdot (r_{WM}^2 - (r_{WK}^2 \cdot \cos^2(\alpha_D)))}{2 \cdot r_{WM}} \quad (2.7)$$

Für alle Rollpunkte muss eine identische Geschwindigkeit vorliegen. Der Schwerpunkt des Wälzkörpers dreht sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{WM} . Folglich ist ω eine relative Geschwindigkeit im sich mit der Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers ω_{WM} drehenden Koordinatensystem und nicht eine

absolute Rotationsgeschwindigkeit im Raum, siehe Abbildung 2.9 und 2.10. Anhand dieser kinematischen Verhältnisse kann nun der Schlupf in verschiedenen Lagertypen hergeleitet werden.

$$\omega = \frac{v_w}{r_{\text{WK}}} = \frac{(\omega_{\text{AR}} - \omega_{\text{IR}}) \cdot (r_{\text{WM}}^2 - (r_{\text{WK}}^2 \cdot \cos^2(\alpha_{\text{D}})))}{2 \cdot r_{\text{WM}} \cdot r_{\text{WK}}} \quad (2.8)$$

2.4.2 Schlupf

Unter realen Bedingungen besteht der Wälzvorgang immer aus einer Kombination von Roll- und Gleitbewegung im Kontakt. Die Abweichung zwischen den beschriebenen idealen Bedingungen und den tatsächlichen Bedingungen, welche aus der überlagerten Gleitbewegung resultieren, wird als Schlupf bezeichnet. Somit ergibt sich die Gleitgeschwindigkeit S_v zweier zusammenfallender Punkte im Kontakt beider Kontaktpartner aus der Verschiebung des Punktes im Raum δ_k und dessen zeitliche Ableitung.

$$S_v = \frac{\Delta \delta_k}{\delta_t} \quad (2.9)$$

Bohrschlupf

Bei Kugellagern mit einem Druckwinkel $\alpha_{\text{D}} > 0^\circ$ kommt es zu Bohrschlupf. Abbildung 2.9 zeigt den Schnitt eines Schrägkugellagers mit dem Druckwinkel α_{D} . Der Druckwinkel α_{D} schließt die Drucklinie und die Radialebene des Lagers ein. Durch den Druckwinkel können sowohl axiale als auch radiale Lasten aufgenommen werden. Aufgrund des Gleichgewichtes der Kräfte müssen die Berührungspunkte von Innen- und Außenring sich gegenüberliegen. Die Berührungstangenten schneiden die Lagerdrehachse in den Punkten 1 und 2. Der Wälzkörper dreht sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω relativ im sich mit der Winkelgeschwindigkeit des Wälzkörpers ω_{WM} drehenden Koordinatensystem.

Aufgrund des Druckwinkels α_{D} werden nun zwei Bewegungen überlagert. Die Kugel rollt mit der Geschwindigkeit ω_{WK} auf der Laufbahn ab (Rollbewegung). Gleichzeitig verdrehen sich die Kugel und die Laufbahn gegeneinander um eine Achse senkrecht zur gemeinsamen Berührfläche. Durch die Überlagerung beider Bewegungsformen schneiden sich Wälzkörper- und Lagerdrehachse. In der schematischen Darstellung in Abbildung 2.9 ist vereinfacht angenommen, dass die Bohrschlupfanteile für Innen- und Außenring gleich groß sind. Dadurch ist die Bohrdrehachse orthogonal zur Wälzkörperdrehachse.

Die Verteilung der Bohranteile zwischen Innenring und Außenring wird maßgeblich durch die Kontaktfläche A und den Reibwert μ bestimmt (vgl. Kapitel 9.2.2). Wird zum Beispiel die Kontaktfläche am Innenring länger als am Außenring (dies geschieht zum Beispiel wenn die Laufbahnkrümmung am Innen- und Außenring gleich ist, durch die konvexe Oberfläche des Innenrings in Laufbahnrichtung), tritt durch die Berührungsverhältnisse mehr Schlupf am Außenring auf. Bei sehr hohen Drehzahlen führen die Zentrifugalkräfte des Wälzkörpers zu größeren Kontaktflächen am Außenring, wodurch mehr Schlupf

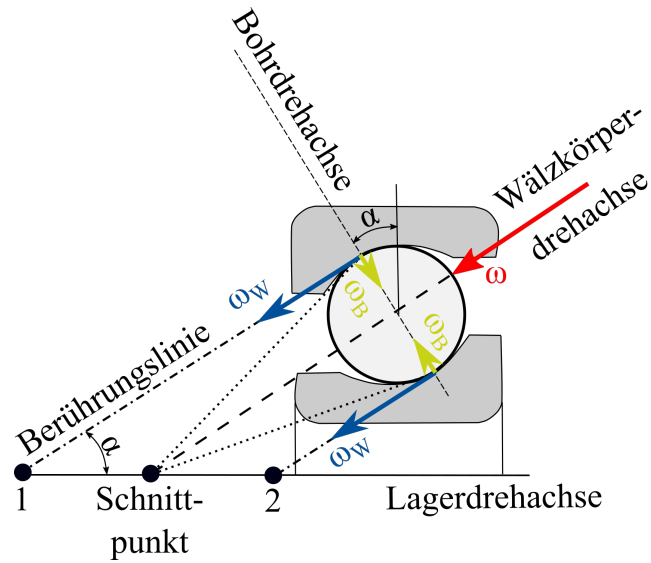


Abbildung 2.9: Schematische Darstellung des Bohrschlupfs

am Innenring auftritt. In der Regel wird die Laufbahnkrümmung von Innen- und Außenring so gewählt, dass die Pressung sich möglichst gleich auf beide Laufbahnen verteilt. Wird die Makrogeometrie der Laufbahnen verändert (zum Beispiel durch Verschleiß), hat dies ebenfalls Einfluss auf die Bohranteile beider Laufbahnen. Eine Veränderung der Mikrogeometrie hat eine Veränderung von μ zur Folge, wodurch ebenfalls der Schlupf beeinflusst wird. In Abbildung 2.10 wird schematisch der Fall dargestellt, dass der Bohrschlupf ausschließlich am Außenring auftritt. Dies hat eine Neigung der Bohrdrehachse zur Folge. Der Schnittpunkt von Wälzkörper- und Lagerdrehachse verschiebt sich im Vergleich zu Abbildung 2.9 hin zur Radialebene und fällt in den Punkt 2.

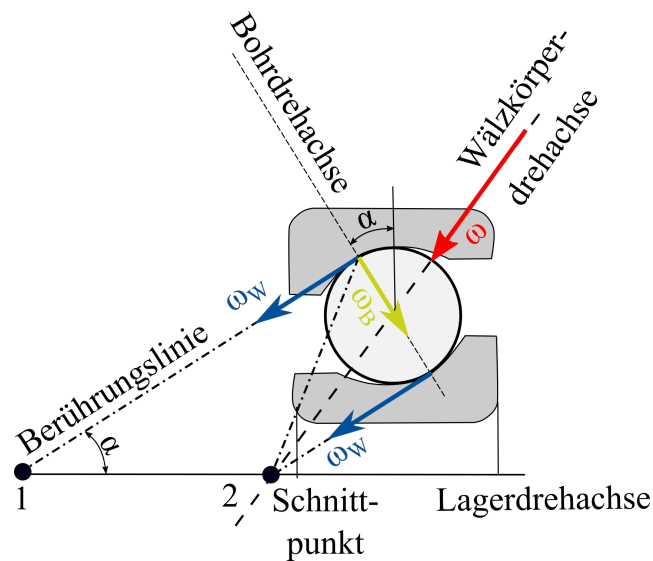


Abbildung 2.10: Bohrschlupf am Außenring - Schematische Darstellung

Die Richtung des Bohrschlupfs ist in Abbildung 2.11 exemplarisch dargestellt. An den Enden der Kontaktellipse mit den jeweils größeren Abständen zur Lagerdrehachse ist die Richtung der Gleitbewegung durch das Bohrmoment identisch mit der Richtung der Wälzbewegung.

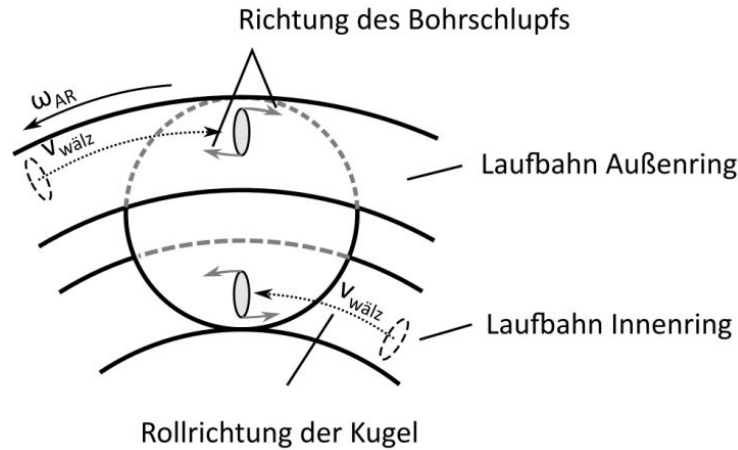


Abbildung 2.11: Richtung des Bohrschlupfs

Differentialschlupf

Differentialschlupf, häufig auch HEATHCOTE-Schlupf genannt [90], tritt dadurch auf, dass die aufeinander abrollenden Körper unterschiedliche Radien und somit unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten u vorweisen. Daher tritt Differentialschlupf bei allen Kugellagern auf. Die Umfangsgeschwindigkeit lässt sich mit Hilfe der Drehgeschwindigkeit des Wälzkörpers ω und dem Abstand der Drehachse zum Kontaktmittelpunkt $r'(x)$ bestimmen.

$$u(x) = \omega \cdot r'(x) \quad (2.10)$$

Abbildung 2.12 zeigt schematisch die Verteilung des Differentialschlupfs in einem Kugellager. Die Wälzgeschwindigkeit v_w liegt zwischen der Umfangsgeschwindigkeit am größten Radius r'_2 und der Umfangsgeschwindigkeit am kleinsten Radius r'_1 . Folglich ist die ausgebildete Richtung der Relativbewegung, welche den Schlupf darstellt, am kleinsten Radius identisch mit der Rollbewegung ω . Am größten Radius ist die Schlupfrichtung entgegengesetzt der Rollrichtung ausgebildet. Die Wälzgeschwindigkeit v_w ergibt sich aus dem Gleichgewicht der Kräfte und Drehmomenten, welche durch die Reibkräfte in der Kontaktzone entstehen.

Schlupf durch elastische Deformationen

Wird eine elastische Kugel (konvex) auf eine gekrümmte elastische Laufbahn (konkav) gepresst, so kommt es aufgrund der resultierenden elastischen Deformationen zu Verzerrungen beider Oberflächen. Im Beispiel des Kugellagers streckt sich die Oberfläche der Laufbahn, während sich die Oberfläche der Kugel staucht, siehe Abbildung 2.13a. Dadurch entsteht eine Relativbewegung

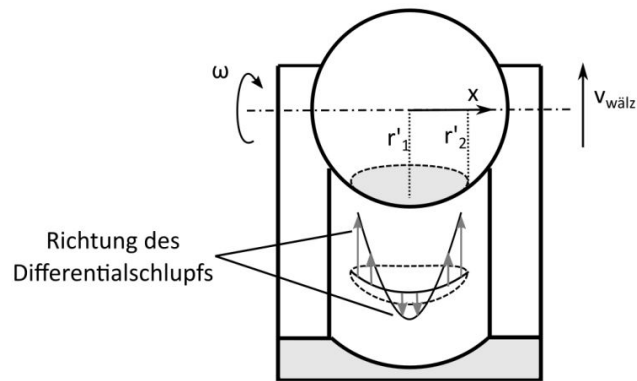


Abbildung 2.12: Schematische Darstellung des Differentialschlupfs

welche den Schlupf durch elastische Deformationen darstellt. Kommt es zum Lösen, entstehen erneut Relativbewegungen, welche im Vergleich zum vorherigen Beispiel entgegengesetzte Richtungen vorweisen. In Abbildung 2.13b ist zunächst die Richtung der Relativbewegung im Kontakt dargestellt, darauf folgen die Richtungen für den Eindrückvorgang und letztendlich die Richtung während des Wälzvorganges.

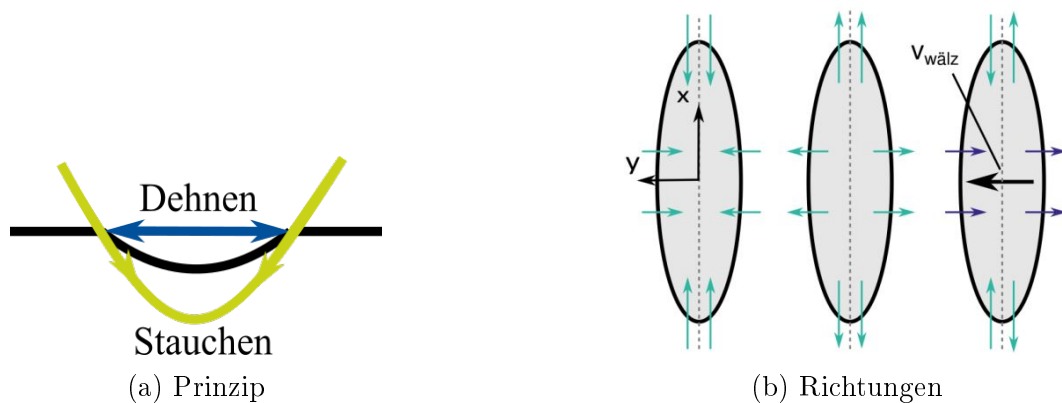


Abbildung 2.13: Schematische Darstellung des REYNOLDS-Schlupfs

2.5 Schmierfett

Schmierfette kommen in Lagern zum Einsatz die nur selten geschmiert werden können und bei denen ein Schmieröl nicht in Position bleiben würde. In der Regel wird für die Schmierung von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen Fett verwendet.

Schmierfette bestehen aus den drei Komponenten Grundöl, Verdicker und Additiven. Durch diese Zusammensetzung sind Schmierfette Dispersionen, also Gemische aus einer festen und einer flüssigen Phase. Zur genauen Definition von Schmierfetten können verschiedene Definitionen herangezogen werden. Das NATIONAL LUBRICATING GREASE INSTITUTE (NLGI) und die AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS (ASTM) definieren Schmierfett wie folgt [91]:

Ein festes bis halbflüssiges Produkt oder eine Dispersion eines Verdickungsmittels in einem flüssigen Schmiermittel. Andere Bestandteile, die besondere Eigenschaften verleihen, können ebenfalls enthalten sein.

Die Definition des DEUTSCHEN INSTITUTS FÜR NORMUNG in der DIN 51825 lautet [92]:

Schmierfette sind konsistente Schmierstoffe, die aus Mineralöl und/oder Syntheseöl sowie einem Dickungsmittel bestehen.

Das Grundöl wird durch den Verdicker am Wegfließen durch eine Kombination von VAN-DER-WAALS und Kapillarkräften gehindert [93]. Bei Belastung des Schmierfettes wird Grundöl freigegeben. Dies wird als Ausbluten oder Ölabscheidung bezeichnet. Schmierfette werden in Applikationen verwendet, welche nur selten geschmiert werden können oder sollen und bei denen ein Schmieröl nicht an der gewünschten Position bleiben würde. Darüber hinaus können Schmierfette auch als Dichtungsmittel dienen, um das Eindringen von Wasser oder inkompressiblen Materialien zu verhindern. Im Vergleich zu Öl ist die Physik und Chemie von Schmierfetten in Wälzlagern bisher wenig verstanden [94]. Generell arbeiten Schmierfette in Wälzlagern in der Mischreibung [91]. Dies wurde bereits von POON auf einem Scheibenprüfstand [95] und WILSON in Wälzlagerversuchen gezeigt [96]. Der Schmierungsmechanismus wird häufig dadurch beschrieben, dass das Schmierfett als Ölreservoir dient, welches das Grundöl langsam freigibt, so dass dieses an die gewünschte Position, zwischen Laufbahn und Wälzkörper fließen kann [97]. Laut LUGT [91] ist diese Beschreibung des Schmierungsmechanismus auf Basis der Ölabscheidung in Richtlinien und Normen verankert [98], dennoch herrsche in Bezug auf diese Beschreibung kein Konsens. SCARLETT [99] beschreibt hochviskose Schichten, welche die Schmierung beeinflussen. Diese Schichten wurden in verschiedenen Untersuchungen bereits gezeigt [100, 101, 102]. Darüber hinaus existiert die Hypothese, dass das Grundöl durch die Zerstörung des Verdickers freigesetzt wird [103]. Eine Kombination der genannten Mechanismen ist ebenfalls denkbar [91]. Die Ausblutrate spielt eine wesentliche Rolle bei der Schmiermittelversorgung des

Kontaktes. Je nach Anwendung und Lagerart sollte die Ausblutrate passend abgestimmt werden. So benötigen Zylinderrollenlager beispielsweise Schmierfette mit höherer Ausblutrate als Kugellager [104]. Darüber hinaus steht die Ausblutrate in enger Verbindung mit der Fettlebensdauer [105]. Die Ausblutrate sowie die Grundölviskosität haben folglich einen besonderen Stellenwert bei der Schmierung oszillierender Wälzlager, welche wenig Relativbewegung erleben.

2.5.1 Grundöl

Durch das Ausbluten wird das Grundöl freigegeben, seine Viskosität ist eine charakteristische Eigenschaft des Fettes. Der Grundölanteil in Schmierfetten beträgt in der Regel zwischen 65 und 95 % [91].

Mineralöle

Mineralöle werden häufig genutzt, da sie kostengünstig und, aufgrund der hohen Verfügbarkeit, einfach zu beschaffen sind. Darüber hinaus bedienen Mineralöle mit Viskositäten von 20 bis 3400 mm²/s [106] ein breites Anwendungsfeld. Produziert werden Mineralöle durch die Destillation von Erdöl und gegebenenfalls auch anderer fossiler Rohstoffe. Mineralöle werden dabei in drei weiteren Klassen unterteilt.

- Paraffinische Öle
- Naphthenische Öle
- Aromatische Öle

Paraffinische Öle haben in der Schmiermittelindustrie den größten Anteil, da diese im Vergleich zu naphthenischen Ölen eine bessere Oxidationsstabilität und einen höheren Viskositätsindex vorweisen [107]. Naphthenische Öle haben den Vorteil, dass der Verdicker sowie polare Additive sich besser auflösen. Aromatische Öle haben laut KUHN eine immer weiter sinkende Bedeutung in der Industrie der Schmierfette [108].

Syntheseöle

Synthetische Öle werden aus ein oder mehreren Rohstoffen hergestellt und können speziell auf die gewünschte Anwendung angepasst werden. Im Vergleich zu Mineralölen sind Syntheseöle um ein vielfaches teurer [109]. Tieftemperaturanwendungen sind ein in der Literatur häufig genanntes Anwendungsgebiet für Syntheseöle [108, 94, 110]. Häufig verwendete synthetische Öle sind Polyalphaolefine (PAO), Perfluorpolyether und Silikone.

2.5.2 Verdicker

Der Verdicker bestimmt die Grundeigenschaften des Schmierfettes und wird zur Klassifizierung des Fetttyps herangezogen. FROISHTETER ET AL. teilen Verdicker in drei Gruppen ein [111].

- Polymorphe Verdicker, die bei Umgebungstemperatur nicht mit dem Grundöl interagieren oder die Kolloiddispersionen bei hohen Temperaturen bilden (Seifen).
- Nicht lösliche thermisch stabile, organische und anorganische Verdicker, welche sich nicht im Grundöl lösen.
- Verdicker, die keine Polymorpheigenschaften zeigen, aber bei geringen Temperaturen schmelzen.

SCHMIDT unterteilt nach Metallseifen und Nichtseifen [112]. Metallseifen sind Salze von Fettsäuren mit den Oxiden oder Hydroxiden der jeweiligen Metalle. Bei Nichtseifen handle es sich um Bentonite, Polyharnstoffverbindungen und Pigmente. Darüber hinaus wird zwischen Einfachseifen und Komplexseifen unterschieden. In einer Komplexseife sind zwei oder mehrere Verbindungen des Seifenkristalls oder der Seifenfasern durch Co-Kristallisation ausgebildet [109]. Dadurch haben Komplexseifen keine einheitlichen Verdickermoleküle gleicher Struktur und Größe. Dies führt, im Vergleich zu Einfachseifen, zu deutlichen höheren Tropfpunkten und einer höheren oberen Gebrauchstemperatur. Darüber hinaus ist für Komplexseifen ein höherer Verdickeranteil notwendig, was zu geringen Ölabgaberaten führt [94].

Kalziumseifenfette

Kalziumseifenfette werden seit 1845 industriell hergestellt und gehören damit zu den ältesten bekannten Schmierfetten [112]. Zur Stabilisierung der Fettstruktur ist Wasser notwendig. Dieses Wasser verdampft, was zu Konsistenzverlusten und daraus entstehenden kurzen Fettlebensdauern führt. Die Leistungsfähigkeit von Kalziumseifen ist im Vergleich zu anderen Verdickertypen beschränkt. Aufgrund der vergleichsweise kostengünstigen Bestandteile finden Kalziumseifenfette häufig Anwendung.

Lithiumseifenfette

Lithiumseifenfette sind Mehrzweckfette mit ausgezeichneter mechanischer Stabilität, guter Wasserbeständigkeit und Temperaturstabilität bis zu 120 °C [112, 4]. Lithiumseifenfette werden heutzutage mit 12-Hydroxisterarinsäure hergestellt, was dem Verdicker die genannten positiven Eigenschaften verleiht [94]. Trotz der vergleichsweise hohen Herstellungskosten sind Lithiumseifen die am häufigsten eingesetzten Verdicker. Die Struktur der Lithiumseifenfette ist stabil genug, um nahezu jegliche Additive aufzunehmen [112]. Nachteilig hingegen ist die schlechte Pumpbarkeit bei geringen Temperaturen.

Kalziumkomplexfette

Zur Modifikation der Kalziumseifenfette wird Calciumacetat verwendet. Die modifizierte Seife wird Komplexseife genannt und hat im Vergleich zur Einfachseife ein weiteres Anwendungsfeld. Das Anwendungsgebiet erstreckt sich über Temperaturen von -20 °C bis 130 °C [4]. Laut SCHMIDT könne das Fett sogar bis 180 °C eingesetzt werden [112]. Die Wasserbeständigkeit ist sehr gut. Auch die Korrosionseigenschaften sind sehr gut. Nachteilig ist, dass Kalziumkomplexfette zum Verdicken während des Betriebs neigen [4]. Auch die Pumpbarkeit und Haltbarkeit sind nicht optimal [113].

Lithiumkomplexfette

Lithiumkomplexseifen sind in der Herstellung sehr aufwendig [108]. Dennoch werden Lithiumkomplexseifen in Wälzlageranwendungen, aufgrund ihrer Anwendungsbreite, häufig eingesetzt. Lithiumkomplexfette können von -30 °C bis 140 °C [4] eingesetzt werden. Lithiumkomplexfette sind sehr Oxidationsresistent und besitzen eine sehr gute Pumpbarkeit.

2.5.3 Additive und Festschmierstoffe

Additive sind Chemikalien, welche dem Schmiermittel zugeführt werden um die Eigenschaften des Schmierfettes in der Applikation zu verbessern [94]. Bei der Verwendung von Additiven muss die Verträglichkeit mit den Schmierfettkomponenten abgestimmt werden, um unerwünschte Effekte wie das Verhärten oder Erweichen des Schmierfetts auszuschließen. Die Einteilung der Additive ist in öllösliche und ö unlösliche Additive möglich. Als ö unlösliche Additive werden Festschmierstoffe wie Molybdänsulfid oder Graphit verwendet. Abbildung 2.14 zeigt exemplarischen den Aufbau eines Fettes und einer Paste. Pasten haben einen höheren Anteil an Festschmierstoffen ($>10\%$) und in der Regel einen geringeren Grundölanteil.

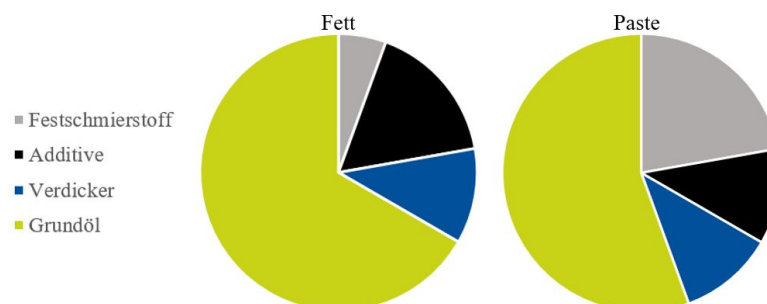


Abbildung 2.14: Unterscheidung Fett und Paste

Kapitel 3

Beanspruchung von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen

Die Untersuchungen zum Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager werden am Beispiel von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen durchgeführt. Die Belastungsszenarien die auf die untersuchten Wälzlager angewandt werden, orientieren sich an der Belastung eines Rotorblattlagers einer 7,5 MW Referenzwindenergieanlage. Im Folgenden Kapitel wird zunächst erläutert, wie die Belastungsszenarien in Rotorblattlagern entstehen. Darüber hinaus wird die Referenzanlage und das Referenzrotorblattlager vorgestellt, welche zur Berechnung der generischen Lasten genutzt werden. Mit Hilfe eines Finite-Elemente-Modells werden Lastverteilungen und Kontaktpressungen für verschiedene Belastungsszenarien abgeschätzt.

3.1 Grundlagen der Rotorblattaerodynamik

Die Lasten welche auf das Rotorblattlager moderner Windenergieanlagen wirken können mit Hilfe der BLADE ELEMENT THEORY (BEM) errechnet werden [32]. Die Grundlage der BEM wurde von BETZ bereits 1926 geschaffen [114]. BETZ beschrieb, dass ein idealisierter Rotor, unter Berücksichtigung verschiedener Rahmenbedingungen, einen maximalen Wirkungsgrad von $16/27$ (59,26 %) erreichen kann. Die BEM trifft die Annahme, dass kreisförmige Kontrollvolumina mit der Höhe dr vorliegen. Zwischen den Kontrollvolumina existieren keine radialen Abhängigkeiten und kein Massentransport.

Die auf den idealisierten Rotor wirkende Schubkraft T , kann mit Hilfe der Luftdichte ρ , der überstrichenen Rotorfläche A_d , der ungebremsten Windgeschwindigkeit vor dem Rotor v_∞ , der Geschwindigkeit in der Rotorebene v_d und der Geschwindigkeit hinter der Rotorebene berechnet werden.

$$T = \rho \cdot A_d \cdot v_d (v_\infty - v_h) \quad (3.1)$$

Darüber hinaus kann die Betrachtung mit Hilfe der BERNOULLI-Gleichung

vollzogen werden. Dazu muss der Druck kurz vor der Rotorebene p_d^+ und kurz nach der Rotorebene p_d^- hinzugezogen werden.

$$p_d^+ - p_d^- = \frac{1}{2}\rho(v_\infty^2 - v_h^2) \quad (3.2)$$

Dies führt durch Substitution zum FROUDE-RANKINE-Theorem.

$$v_d = \frac{v_\infty + v_h}{2} \quad (3.3)$$

Die axiale Verzögerung der Luftströmung in der Rotorebene wird mittels des axialen Induktionsfaktors a ausgedrückt.

$$a = \frac{v_\infty - v_d}{v_\infty} \quad (3.4)$$

$$v_d = v_\infty(1 - a) \quad (3.5)$$

Durch die Substitution mit dem FROUDE-RANKINE Theorem folgt daraus der benötigte Zusammenhang von v_h und a .

$$v_h = v_\infty(1 - 2a) \quad (3.6)$$

Mit Hilfe des Kontrollvolumens für die Rotorflächen A_d kann der Schub dT und das Moment dM_d für das gewählte Kontrollvolumen errechnet werden. dM_d wird über die EULER'sche Momentengleichung für Axialmaschinen hergeleitet.

$$dT = 4\pi\rho v_\infty^2 a(1 - a)dr \quad (3.7)$$

$$dM_d = 4\pi r^3 \rho v_\infty \Omega(1 - a)a'dr \quad (3.8)$$

Für dM_d muss neben dem axialen Induktionsfaktor a der tangentialer Induktionsfaktor a' hinzugezogen werden.

Da das System der Windenergieanlage in der Regel aus mehreren Rotorblättern besteht, muss dies ebenfalls berücksichtigt werden. Zusätzlich sind die Belastungen unterschiedlich entlang der Längsachse des Rotorblattes, da unterschiedliche Anströmverhältnisse vorliegen. Der aerodynamische Angriffswinkel α_{aero} ist abhängig vom lokalen Pitchwinkel θ_1 und dem Anströmwinkel ϕ des Rotorblattprofils.

$$\alpha = \phi - \theta_1 \quad (3.9)$$

Der lokale Pitchwinkel θ_1 ergibt sich aus dem Pitchwinkel θ_p und dem Verdrehwinkel β .

$$\theta_1 = \theta_p + \beta \quad (3.10)$$

Der Anströmwinkel hängt mit den erläuterten Induktionsfaktoren a und a' , der Windgeschwindigkeit v_∞ , der Umfangsgeschwindigkeit Ω und dem Radius r zusammen.

$$\tan(\phi) = \frac{(1-a)v_\infty}{(1+a')\Omega r} \quad (3.11)$$

Mit Hilfe von ϕ können die lokalen Auftriebskräfte dL und Widerstandskräfte dF ermittelt werden. Diese ziehen ebenfalls die Sehnenlänge des Blattabschnittes c und den Auftriebsbeiwert C_l und den Widerstandsbeiwert C_d in Betracht. Die Beiwerte hängen vom verwendeten Rotorblattprofil und dem Angriffswinkel α ab.

$$dL = \frac{1}{2}\rho \cdot c \cdot v_\infty^2 C_l \cdot dr \quad (3.12)$$

$$dD = \frac{1}{2}\rho \cdot c \cdot v_\infty^2 C_d \cdot dr \quad (3.13)$$

Mittels Koordinatentransformation werden diese in axialer und tangentialer Richtung ermittelt.

$$dF_n = \frac{1}{2}\rho c \cdot v_\infty^2 (C_l \cos(\phi) + C_d \sin(\phi)) dr \quad (3.14)$$

$$dF_t = \frac{1}{2}\rho c \cdot v_\infty^2 (C_l \sin(\phi) - C_d \cos(\phi)) dr \quad (3.15)$$

Durch Substitution ergeben sich die Gleichungen für dT und dM .

$$dT = \frac{1}{2}\rho B \frac{v_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2(\phi)} c \cdot C_n dr \quad (3.16)$$

$$dM = \frac{1}{2}\rho B \frac{v_\infty (1-a)\Omega r (1+a')}{\sin(\phi)\cos(\phi)} c \cdot C_t r \cdot dr \quad (3.17)$$

Die Lasten, welche auf das Rotorblattlager wirken, leiten sich aus den obigen Gleichungen ab. Da a und a' zu Beginn der Berechnung angenommen werden, erfolgt ein iterativer Prozess. Um das Belastungsszenario möglichst detailliert darzustellen, werden die Lasten in F_x , F_y und F_z und die Momente in M_x , M_y und M_z unterteilt. Zusätzlich können die Lasten in aerodynamische Lasten, Gravitationslasten und Zentrifugallasten unterteilt werden. Das verwendete Blattwurzelkoordinatensystem [80] ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

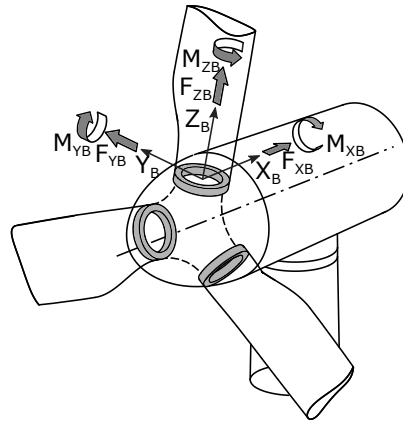


Abbildung 3.1: Verwendetes Blattwurzelkoordinatensystem

Aerodynamische Lasten

Die aerodynamischen Lasten können durch die Integration der Gleichungen für dF_n und dF_t über die x- und y-Achse ermittelt werden. Dabei muss der Radius der Rotornabe r_h und der Radius des Rotorblattes R berücksichtigt werden.

$$F_x^a = \frac{1}{2} \int_{r_h}^R \rho \cdot c \cdot v_\infty^2 C_n dr \quad (3.18)$$

$$F_y^a = -\frac{1}{2} \int_{r_h}^R \rho \cdot c \cdot v_\infty^2 C_t dr \quad (3.19)$$

Durch die Multiplikation der Lasten mit dem Abstand des Blattelementes zur Drehachse der Nabe r können die Momente M_x^a und M_y^a errechnet werden.

$$M_x^a = \frac{1}{2} \int_{r_h}^R \rho \cdot c \cdot v_\infty^2 C_n \cdot r \cdot dr \quad (3.20)$$

$$M_y^a = -\frac{1}{2} \int_{r_h}^R \rho \cdot c \cdot v_\infty^2 C_t \cdot r \cdot dr \quad (3.21)$$

Lasten durch Gravitation

Die Lasten durch Gravitationskräfte werden durch die Masse des Rotorblattes m_{RB} beeinflusst. Die Gravitationskraft wird in zwei Komponenten zerlegt. Neben der Masse m_{RB} ist ebenfalls der Winkel ψ entscheidend. ψ gibt die Position des Rotorblattes in Relation zum Turm an. Für $\psi = 0^\circ$ zeigt das Rotorblatt nach unten, wodurch F_z^g maximal wird. Das Moment, welches aus den Gravitationslasten entsteht, ergibt sich aus der Multiplikation mit dem Radius r .

$$F_y^g = \int_{r_h}^R m_{\text{RB}} \cdot g \cdot \sin(\psi) dr \quad (3.22)$$

$$F_z^g = \int_{r_h}^R m_{\text{RB}} \cdot g \cdot \cos(\psi) dr \quad (3.23)$$

$$M_x^g = \int_{r_h}^R m_{\text{RB}} \cdot g \cdot \sin(\psi) dr \cdot r \quad (3.24)$$

Zentrifugallasten

Durch die Rotation der Rotornabe entstehen Zentrifugalkräfte, welche ebenfalls berücksichtigt werden müssen. Neben dem Gewicht m_{RB} ist die Drehzahl n von Bedeutung, da diese quadratisch in die Belastungskomponente eingeht.

$$F_z^c = \int_{r_h}^R n^2 m_{\text{RB}} dr \quad (3.25)$$

Aus der Gleichung für F_z^c kann die axiale Last abgeleitet werden.

$$F_a = \int_{r_h}^R n^2 m_{\text{RB}} r \cdot dr - \int_{r_h}^R m_{\text{RB}} g \cos(\psi) dr \quad (3.26)$$

Die radiale Belastung und das Moment können ebenfalls aus dem Zusammenhang von F_z^c hergestellt werden.

$$F_r = \sqrt{\left(\frac{1}{2} \int_{r_h}^R \rho \cdot c v_\infty^2 C_n \cdot dr\right)^2 + \left(-\frac{1}{2} \int_{r_h}^R \rho \cdot c \cdot v_\infty^2 C_t \cdot dr - \int_{r_h}^R g \cdot \sin(\psi) dr\right)^2} \quad (3.27)$$

$$M = \sqrt{\left(\frac{1}{2} \int_{r_h}^R \rho \cdot c v_\infty^2 C_n \cdot dr \cdot r\right)^2 + \left(-\frac{1}{2} \int_{r_h}^R \rho \cdot c \cdot v_\infty^2 C_t \cdot dr - \int_{r_h}^R g \cdot \sin(\psi) dr \cdot r\right)^2} \quad (3.28)$$

3.2 Referenzwindenergieanlage IWT-7.5-164

In der Forschung wird in der Regel auf generische Systemmodelle zurückgegriffen, um neue Konzepte zu verifizieren und validieren. In der Windenergieforschung sind generische Windenergieanlagen von besonderer Bedeutung, da reale Messdaten nur unter großem Aufwand und im Zusammenhang mit hohen Kosten produziert werden können. Für die vorliegende Arbeit wird auf die IWT-7.5-164 (kurz: IWT) Referenzanlage zurückgegriffen, welche vom FRAUNHOFER INSTITUT FÜR WINDENERGIE entwickelt wurde. Weitere Referenzanlagen wurden vom NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY (5 MW) [115] und der TECHNICAL UNIVERSITY OF DENMARK (10 MW) [116] entwickelt. Die IWT ist eine dreiblättrige WEA mit Direktantrieb und lastoptimiertem Kontrollkonzept und Blattdesign [117]. Die Anlage ist auf die Windklasse IEC A1 ausgelegt [118]. Die Hauptparameter der Anlage sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Parameter der IWT

Parameter	Größe
Nennleistung	7,542 MW
Rotordurchmesser	163,44 m
Spezifische Leistung	360 W/m ²
Einschaltwindgeschwindigkeit	3 m/s
Nennwindgeschwindigkeit	11,7 m/s
Abschaltwindgeschwindigkeit	25 m/s
Antriebsstrangkonzzept	Direct Drive
Controllerkonzzept	Variable Geschwindigkeit, IPC, Peak-shaver
Minimale Drehzahl	5 rpm
Nenn Drehzahl	10 rpm
Nabenhöhe	120 m
Rotorblattlänge	79,98 m
Tip-speed ratio	7,31

Die Nennleistung von 7,5 MW wird bei 11,7 m/s Windgeschwindigkeit erreicht. Bei dieser Windgeschwindigkeit wird ebenfalls die höchste Schubkraft von 1075 kN erreicht. Um die Nennleistung zu regeln und ein weiteres Ansteigen der Schubkräfte zu verhindern, setzt die Blattverstellung bei 11,7 m/s Windgeschwindigkeit ein.

3.3 Referenzrotorblattlager der IWT-7.5-164

Das Rotorblattlager der Referenzwindenergieanlage IWT ist ein doppelreihiges Vierpunktlager mit einem Laufkreisdurchmesser von 4690 mm, einem Kugeldurchmesser von 80 mm und 147 Wälzkörper je Reihe. Die Verzahnung zum Antrieb des Lagers ist am Innenring angebracht. Der Außendurchmesser des Rotorblattlagers beträgt 5000 mm. Eine detaillierte Beschreibung des Rotorblattlagers wurde in SCHWACK ET AL. veröffentlicht [51]. Eine Schnittansicht ist in Abbildung 3.2 gegeben.

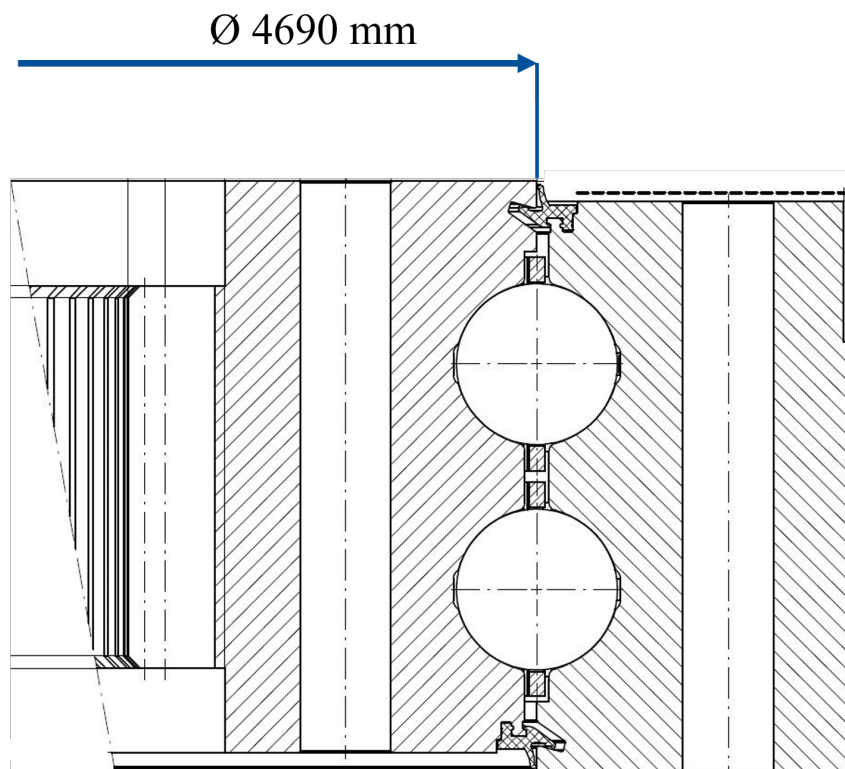


Abbildung 3.2: Rotorblattlager der IWT

Die Abmessungen des Rotorblattlagers wurden in enger Zusammenarbeit mit der Industrie bestimmt. Abschätzung dieser Parameter können für Vierpunktlager mit $D_{pw} < 3500$ mm mit Hilfe des Ansatzes nach HERAS ET AL. getroffen werden [119]. HERAS ET AL. nutzen die verfügbaren Lagerabmessungen verschiedener Lagerhersteller, um Zusammenhänge zwischen den Lagerkenngrößen zu ermitteln.

Das Referenzschmierfett gehört zu der Produktgruppe der Pasten, welche laut Hersteller dann zum Einsatz kommen, wenn ein Schmierfett aufgrund von hohen Belastungen oder schnell wechselnden Bewegungsrichtungen keinen ausreichenden Verschleißschutz bietet. Um die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen miteinander vergleichen zu können, wird ein Referenzschmierfett gewählt, welches sehr häufig für Rotorblattlager eingesetzt wird. Eine Übersicht der Eigenschaften des Schmierfettes ist in Tabelle 3.2 zu finden. Eine

detaillierte Beschreibung und Analyse des Schmierfettes ist in Kapitel 10 zu finden.

Tabelle 3.2: Eigenschaften - Referenzschmierfett

NLGI	2
Verdicker	Lithium
Grundölviskosität (40 °C)	50 mm ² /s
Grundöl	Synthetisch
Tropfpunkt	255 °C

3.4 Bewegungsformen

Die oszillierende Bewegungsform von Rotorblattlagern ist eine Ursache für das erhöhte Risiko von Verschleiß. Die oszillierenden Bewegungen werden vom Pitch-Controller initiiert. Um eine Aussage über die vorkommenden Oszillationsamplituden zu treffen, werden die Bewegungsformen der Rotorblattlager der IWT analysiert.

Mit Hilfe einer speziellen Zählmethode (Range-Pair-Counting), welche in STAMMLER ET AL. detailliert beschrieben ist [50], können die Bewegungsformen abgeleitet werden. Dabei wird zunächst die Amplitudenrange θ_r festgelegt. Für die Betriebsdaten der IWT wurden die Amplituden in 0,2° Schritten analysiert. Wenn also eine Oszillation zwischen 0,2 und 0,4° stattfindet, so wird für $i = 1$ die Anzahl der Zyklen N um +1 erhöht. Zusätzlich wird der reale Wert der Oszillation θ gespeichert um nach Abschluss der Analyse den Mittelwert $\hat{\theta}$ aller Oszillationen $\theta_{i=1}$ zu ermitteln. Das Vorgehen für die Ermittlung von $\hat{\theta}$ wird ebenfalls für f und P_i durchgeführt.

Die von STAMMLER ET AL. analysierten Bewegungsformen sind in Tabelle 3.3 aufgeführt. Insgesamt wurden $56 \cdot 10^6$ Pitchzyklen analysiert. Die Analyse zeigt, dass geringe Oszillationsamplituden häufiger auftreten. Insgesamt befanden sich $8,66 \cdot 10^6$, also 15,3%, aller Zyklen in einer Range von 0,03 bis 0,2°. Größere Amplitude treten seltener auf. Aus der Analyse von STAMMLER ET AL. wird die Dominanz der kleinen Amplituden ersichtlich. Die weiteren Untersuchungen berücksichtigen die vorgestellten Ergebnisse.

3.5 Rotorblattlasten

Für die Auslegung der Maschinenkomponenten einer Windenergieanlage müssen sowohl Betriebs- als auch Extremlasten berücksichtigt werden. Für die Berechnung der Lasten können Rechenprogramme genutzt werden, welche auf den vorgestellten Gleichungen der Aerodynamik basieren (Kapitel 3.1). Für die Auslegung müssen dabei verschiedenste Szenarien berechnet werden, welche in der IEC-61400 beschrieben sind [118]. Die Lasten, die während des Betriebs

Tabelle 3.3: Bewegungsformen der IWT nach STAMMLER ET AL.

Doppelte Amplitude θ in $^\circ$	Oszillationszyklen N	Frequenz \hat{f} in Hz
0,03 - 0,2	$8,66 \cdot 10^6$	0,87
0,2 - 0,4	$4,25 \cdot 10^6$	0,59
0,4 - 0,6	$3,05 \cdot 10^6$	0,51
0,6 - 0,8	$2,32 \cdot 10^6$	0,45
0,8 - 1,0	$2,30 \cdot 10^6$	0,40
1,0 - 1,2	$2,00 \cdot 10^6$	0,37
1,2 - 1,4	$1,84 \cdot 10^6$	0,33
1,4 - 1,6	$1,63 \cdot 10^6$	0,31
1,6 - 1,8	$1,73 \cdot 10^6$	0,30
1,8 - 2,0	$1,43 \cdot 10^6$	0,28
2,0 - 3,0	$6,37 \cdot 10^6$	0,25
3,0 - 4,0	$6,76 \cdot 10^6$	0,21
4,0 - 5,0	$5,77 \cdot 10^6$	0,19
5,0 - 10,0	$8,11 \cdot 10^6$	0,16
10,0 - 15,0	$3,31 \cdot 10^5$	0,11
15,0 - 20,0	$1,97 \cdot 10^4$	0,10
20,0 - 25,0	$1,15 \cdot 10^3$	0,05
25,0 - 30,0	$4,79 \cdot 10^3$	0,03
30,0 - 90,0	$1,76 \cdot 10^4$	0,02

auftreten sind von großer Bedeutung, da der Pitch erhöhte Aktivität im Normalbetrieb aufweist. Extremlasten können zum Kantentragen führen, was zu erhöhten Spannungen führen kann.

3.6 Vereinfachte Simulation der Lastverteilung

Um das Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager zu untersuchen, muss der Betriebszustand ausreichend bekannt sein. Die Lastverteilung im Wälzlager ist demnach von großem Interesse. Die Kombination aus erhöhten Spannungen und Mikrooszillationen führt in der Regel zu heftigem Verschleiß [120].

Die Ermittlung der Lastverteilung für Rotorblattlager in Windenergieanlagen besitzt eine hohe Komplexität, da sich durch die geringen Steifigkeiten des Wälzlagers und der Anschlusskomponenten große Verformungen ergeben. CHEN ET AL. [121, 122] untersuchte in seinen Forschungsarbeiten gezielt die Lastverteilung von Rotorblattlagern samt Anschlusskonstruktion mit Hilfe der FEM. Dabei wurde ein Vierpunktlager untersucht, welches für die Größenordnung einer 1,5 MW WEA zum Einsatz käme. In SCHWACK ET AL. [51] wurde ein Vierpunktlager untersucht. In der Analyse wurden ebenfalls die Anschlusskonstruktionen einbezogen und darüber hinaus generische Winddaten der IWT-7.5-164 [49] zur Simulation verschiedener Lastfälle genutzt. In STAMMLER ET AL. [50] wird die Lastverteilung eines dreireihigen Zylinderrollenlagers untersucht, welches für den Einsatz in einer 3 MW WEA verwendet

werden könnte. Weitere Arbeiten die sich explizit mit der Lastverteilung von Rotorblattlagern befassen sind die Veröffentlichungen von BECKER [123] und WANG ET AL. [124]. Darüber hinaus existiert eine Vielzahl von Arbeiten, die ebenfalls die Lastverteilung in großen Drehverbindungen thematisieren. Viele Arbeiten beschäftigen sich mit Vierpunktlagern und sind deshalb für die Analyse der Lastverteilung in Rotorblattlagern von großer Bedeutung. Zu nennen sind die Arbeiten von AGUIRREBEITA ET AL. [125, 126, 127], da diese sich explizit mit Vierpunktlagern auseinandersetzen. Die Arbeiten von LIU ET AL. sind ebenfalls von großer Bedeutung, da ein erfolgreicher Abgleich mit Experimentellen Untersuchungen vollzogen wurde [128]. In den Arbeiten von MASSI ET AL. wird der Kontaktstatus hochbelasteter oszillierender Drehverbindungen simuliert, weshalb auch diese Arbeiten nennenswert sind [129, 130]. Die Grundlage für das in dieser Arbeit entwickelte Simulationsmodell ist die Arbeit von DAIDIE ET AL. [82]. DAIDIE ET AL. nutzen nicht lineare Zugfeder-elemente um die Verformung der Lagergeometrie zu berechnen. Durch diesen Ansatz können die Berechnungen mit Hilfe der FEM-Simulation vereinfacht werden um bessere Rechenkapazitäten bei hoher Auflösung zu erreichen. Der Ansatz von DAIDIE ET AL. wird in verschiedenen Forschungsarbeiten genutzt. Das für die vorliegende Arbeit verwendete Modell stützt sich aufgrund der Recheneffektivität auf den genannten Ansatz von DAIDIE ET AL. [82]. Die Anschlusskonstruktion wird nicht berücksichtigt.

3.6.1 Annahmen zur Simulation der Lastverteilung

Bevor das Simulationsmodell detailliert erläutert wird, muss zuerst die Lagergeometrie in der Simulationsumgebung beschrieben werden. Das Modell ist vollständig parametrisch aufgebaut. Die Beschreibung der Geometrie wird anhand eines Schrägkugellager der Baugröße 7208 vorgenommen (siehe Kapitel 2.3). Generell befindet sich der Mittelpunkt der Kugel auf einem Mittelradius R_M . Der Radius R_{y1} ist der Radius der Kugel. Der Radius quer zur Laufbahn R_{y2} ist dabei größer als der Radius der Kugel. Das Verhältnis aus dem Radius der Laufbahn quer zur Laufrichtung R_{y2} zum Kugelradius R_{y1} ist die Schmiegunng S_{WL} .

$$S_{WL} = \frac{R_{y1}}{R_{y2}} \quad (3.29)$$

Die Krümmungsmittelpunkte des Innenringes C_i und des Außenringens C_a , sowie die Größen R_M , R_{y1} , R_{y2} und der nominelle Druckwinkel α sind in Abbildung 3.3 schematisch dargestellt.

Innerhalb der Simulation muss neben dem nominellen Druckwinkel α auch der lastabhängige Druckwinkel α_{def} berücksichtigt werden. Der Druckwinkel α_{def} entsteht durch die Belastungen die innerhalb des Lagers auftreten. Der nominelle Druckwinkel α berechnet sich aus dem Radius R_{x2} , auf dem sich der Kontaktpunkt der Laufbahn befindet, dem Mittelradius R_M und dem Kugelradius R_{y1} .

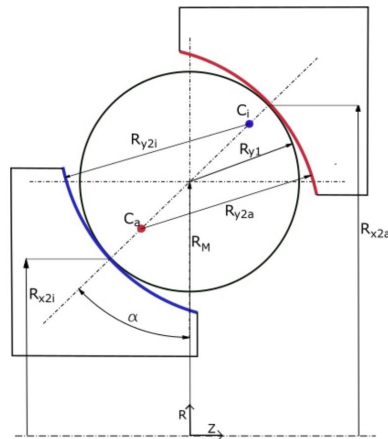


Abbildung 3.3: Lagerlaufbahn und Krümmungsmittelpunkt

$$R_{x2} = R_M \pm \cos \alpha \cdot R_{y1} \quad (3.30)$$

Anders ausgedrückt ergibt sich der Druckwinkel α aus den Winkel der radialen Achse und dem Kontaktvektor, welcher durch die Krümmungsmittelpunkte führt. Die Krümmungsmittelpunkte verschieben sich bei Belastung, wodurch α_{def} entsteht, siehe Abbildung 3.4. Die Kugel wird durch die Last komprimiert, wodurch sich C_i und C_a voneinander wegbewegen. Somit stellt ΔZ den axial verschobenen und ΔR den radialen Abstand dar.

$$\alpha_{def} = \tan^{-1} \frac{\Delta Z}{\Delta R} \quad (3.31)$$

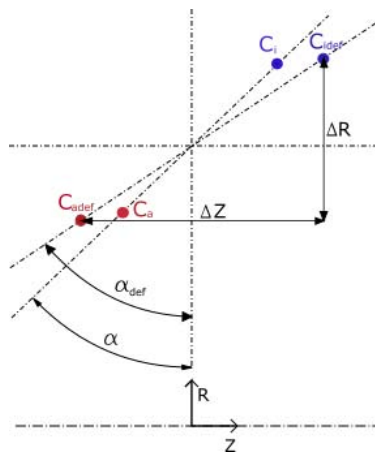


Abbildung 3.4: Schematische Darstellung der Verschiebung des Druckwinkels

Die elastische Deformation der Kugel wird innerhalb der Simulation durch ein nichtlineares Federelement mit der Steifigkeit δ dargestellt. Schematisch ist dies in Abbildung 3.5 dargestellt. Die Steifigkeit des Wälzkörpers wird nach HOUPERT [131] ermittelt. HOUPERT nutzt für die Berechnung der Steifigkeit der Wälzkörper die äquivalenten Krümmungsradien R_x und R_y , welche für die Berechnung der Größe k genutzt werden.

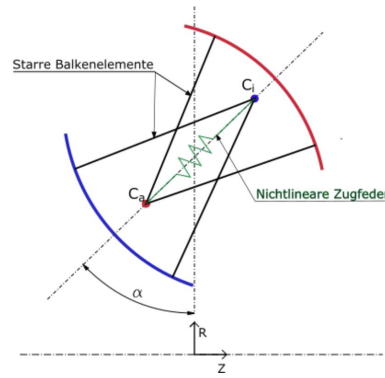


Abbildung 3.5: Vereinfachung des Wälzkörpers durch nichtlineare Federelement

$$k = \frac{R_y}{R_x} \quad (3.32)$$

Diese äquivalenten Radien setzen sich wie folgt zusammen:

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{y1}} + \frac{1}{R_{y2}} \quad (3.33)$$

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{x2}} \quad (3.34)$$

Die Berechnung der dimensionslosen Last W_{PC} ergibt sich aus der Last Q , dem äquivalenten Krümmungsradius R_x^2 und dem äquivalenten Elastizitätsmodul.

$$W_{PC} = \frac{Q}{E_{eq} \cdot R_x^2} \quad (3.35)$$

E_{eq} wird aus den Materialparametern der Kontaktpartner errechnet.

$$\frac{1}{E_{eq}} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - \sigma_1^2}{E_1} + \frac{1 - \sigma_2^2}{E_2} \right) \quad (3.36)$$

Die Auslenkung der Feder δ kann mit Hilfe der äquivalenten Krümmungsradien, der Federsteifigkeit k und der dimensionslosen Last W_{PC} bestimmt werden.

$$\delta = 1,4568 \cdot R_x \cdot k^{-0,2414} \cdot W_{PC}^{\frac{1}{3}} \quad (3.37)$$

Zusätzlich zu den in Abbildung 3.3 dargestellten Parametern werden weitere globale Parameter benötigt, welche in Tabelle 3.4 dargestellt sind. Durch dieses Vorgehen kann die Verformung des Lagers abgebildet und der Druckwinkel α_{def} simuliert werden. Um singuläre und numerische Deformationen zu verhindern, werden die Kontaktflächen auf den Laufbahnen mit starren Schalen modelliert, wie in Abbildung 3.6 dargestellt.

Der Aufbau der Ersatzkonstruktion aus Feder- und Balkenelementen ist für alle Kontakte identisch, weshalb eine Vervielfachung dieser möglich ist.

Tabelle 3.4: Simulationsparameter für Schrägkugellager der Baugröße 7208

	Außenring	Innenring
Radien der Kontaktpunkte R_{x2a} und R_{x2i}	34,54 mm	25,46 mm
Krümmungsradien R_{y2a} und R_{y2i}	6,32 mm	6,17 mm
Schmiegun S	0,938	0,96
Verhältnis der äquivalenten Radien k	13	32

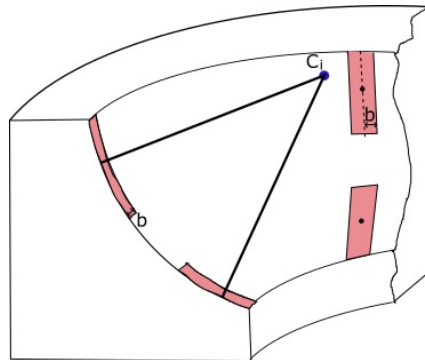


Abbildung 3.6: Starre Regionen um die Kontaktknoten der Laufbahn mit den Balkenelementen

3.6.2 Vernetzung

Für die regelmäßige Vernetzung wird ein trilineares 8-Knoten Element (Ansys: Solid 185) verwendet. Die Nachteile dieses Elementes im Vergleich zu Elementen höherer Ordnung treten hauptsächlich bei großen Biegungen und inkompressiblen Materialien auf. Da diese beschriebenen Zustände bei der Anwendung des Modells in dieser Arbeit nicht vorkommen, kann auf die Wahl eines Elementes höherer Ordnung verzichtet werden um Rechenkapazitäten gering zu halten. Die Abbildung 3.7 zeigt die Vernetzung der Geometrie sowie die starren Balkenelemente. Die dargestellten starren Balken verbinden die Laufbahnen mit dem zugehörigen Mittelpunkt. Dazu werden Multi-Point-Constraints-Elemente (MPC) eingesetzt (Ansys: MPC184). MPC-Elemente definieren kinematische Zwangsbedingungen zwischen zwei Knoten. Im beschriebenen Modell wird die DIRECT-ELIMINATION-METHODE (DEM) eingesetzt. DEM bedeutet, dass ein unabhängiger Knoten die Freiheitsgrade eines zugeordneten abhängigen Knoten definiert. Im Umkehrschluss kann der unabhängige Knoten eliminiert werden.

Die Verwendung von MPC-Elementen bedarf verschiedener Verschiebungsbedingungen. Die Verschiebungsbedingungen werden über ein nicht-lineares Federelement (Ansys: COMBIN39) berücksichtigt. Das Federelement wird dabei als reine Zugfeder verwendet. Würde ein Widerstand bei Druckkraft vorliegen, würde dies zu einem Ablösen der Kugel führen.

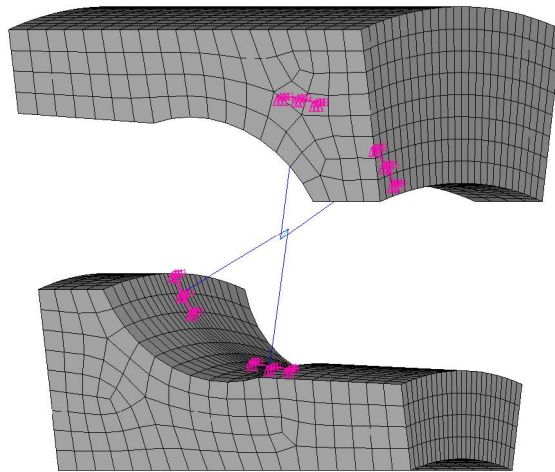


Abbildung 3.7: Aufbau und Vernetzung

3.6.3 Festlegung und Lasten

Für das Beispiel des Schrägkugellagers wird der Außenring in allen Freiheitsgraden festgelegt. Dies geschieht durch die Festlegung der Elemente auf der Stirnfläche, wie in Abbildung 3.8 dargestellt. Im Falle der reinen Axiallast wird diese auf der gegenüberliegenden Stirnfläche des Innenrings aufgebracht.

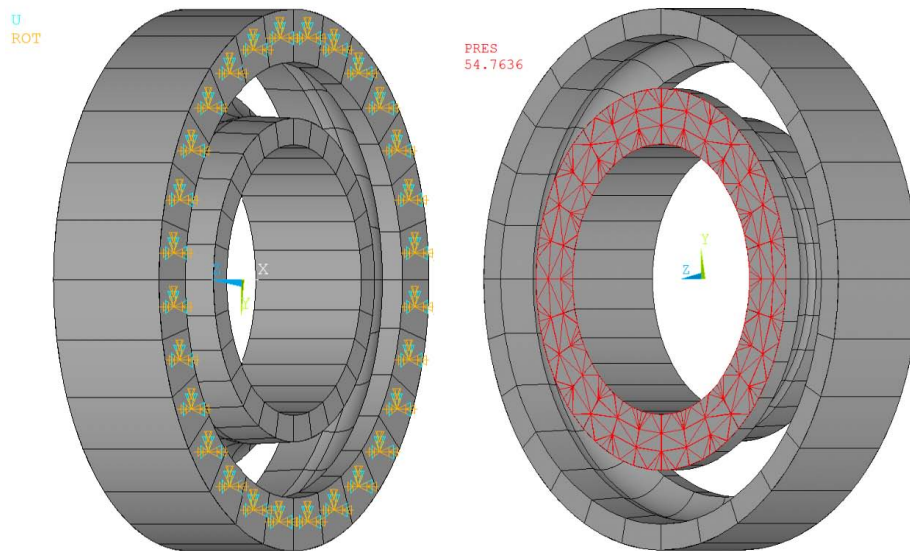


Abbildung 3.8: Festlegung des Außenrings (links) und Belastung des Innenrings (rechts)

Die dadurch entstehende Verschiebung ist in Abbildung 3.9 exemplarisch dargestellt. Für die Simulation von Vierpunktlagern wird die Festlegung des Schrägkugellagers übernommen. Die Aufbringungen der Lasten erfolgt beim Vierpunktlager über verschiedene Kraft- und Momentenvektoren, um auch komplexe Lastsituationen abbilden zu können.

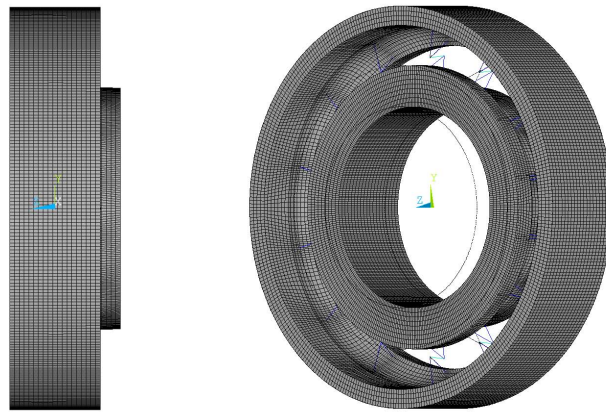


Abbildung 3.9: Beispielhafte Verschiebung des Lagerinnenringes

3.7 Diskussion der Simulationsergebnisse

Das vorgestellte Simulationsmodell wird für verschiedene Baugrößen und Lastfälle verwendet. Die folgenden Kapitel geben eine Übersicht über die Validierung und Diskussion der Simulationsergebnisse für verschiedene Betriebsituationen der Referenzwindenergieanlage IWT. Die Lastanalyse der Referenzwindenergieanlage bezieht sich auf ein Koordinatensystem, welches seinen Ursprung in der Blattwurzel hat. Das verwendete Koordinatensystem ist in Abbildung 3.10 abgebildet. Zusätzlich werden die Begriffe Edgewise (mit der Schmalseite voran) und Flapwise (Schlagseitig) eingeführt.

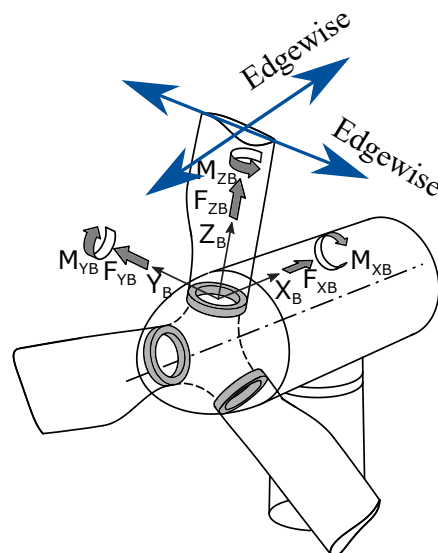


Abbildung 3.10: Verwendetes Koordinatensystem

3.7.1 Abgleich mit Experimenten

Im ersten Schritt werden die Simulationsergebnisse mit experimentellen Ergebnissen an Lagern der Baugröße 7208 abgeglichen. Der Abgleich erfolgt mit

Verschleißversuchen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208. Die Verschleißmarken werden mit Hilfe eines Laserscanning-Mikroskops vermessen. Neben den Abmessungen der Verschleißmarke kann mit Hilfe des Mikroskops ebenfalls die Lage im Raum ermittelt werden. Mit Hilfe dieser Daten kann der reale Druckwinkel abgeschätzt werden und mit dem Druckwinkel aus der Simulation verglichen werden.

Das Messbild einer Schadensmarke ist in Abbildung 3.11 dargestellt. Entlang der gelben Linie wird das Profil der Schadensmarke gemessen. Der rote Punkt ist der 40°-Kontaktpunkt, welcher den Herstellerangaben entnommen werden kann.

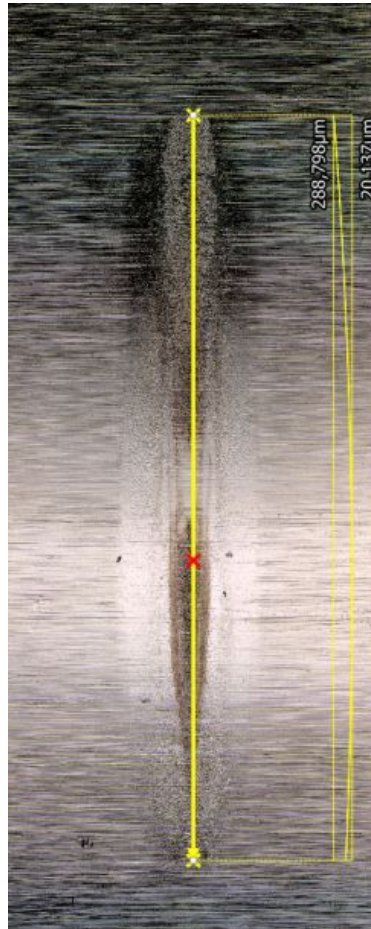


Abbildung 3.11: Beispiel einer Verschleißmarke und Profilvermessung

Um nun aus dem gemessenen Profil den realen Druckwinkel α_{def} zu ermitteln, können die geometrischen Zusammenhänge der Lagerabmessungen genutzt werden.

Mit dem Wert aus dem Kreisbogen kb , dem Kontaktmittelpunkt kb_M , dem Radius r und dem Kreiswinkel φ , kann die Position der Kontaktellipse ermittelt werden. Dazu wird zunächst die Kreisformel angewandt.

$$kb = kb_M + r \cos \varphi \quad (3.38)$$

Der Kreismittelpunkt kb_M entspricht dem Tiefpunkt der Krümmung in der Profilmessung. Darüber hinaus entspricht Kreisradius r dem Krümmungsradius des Lagerringes R_{y2} . Der Beginn der Schadensmarke (oben) ist mit V_o und das Ende (unten) mit V_u in Abbildung 3.12 gekennzeichnet. Mit V_o , V_u und kb_M kann die Kreisformel umgeformt werden. Dadurch können der Winkel für Oberkante φ_o und Unterkante φ_u berechnet werden. Die geometrischen Zusammenhänge sind schematisch in Abbildung 3.12 dargestellt.

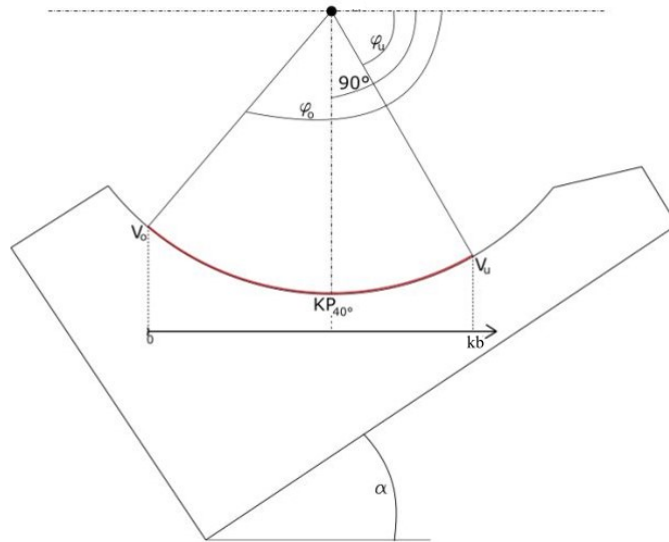


Abbildung 3.12: Geometrische Zusammenhänge für die Ermittlung des realen Druckwinkels

$$\varphi_o = \cos^{-1}\left(\frac{0 - kb_M}{R_{y2}}\right) \quad (3.39)$$

$$\varphi_u = \cos^{-1}\left(\frac{kb - kb_M}{R_{y2}}\right) \quad (3.40)$$

Der reale Druckwinkel ergibt sich aus dem Mittelwert von φ_o und φ_u subtrahiert mit $(90^\circ - \alpha)$.

$$\alpha_{\text{def}} = \frac{\varphi_o + \varphi_u}{2} - (90^\circ - \alpha) \quad (3.41)$$

Die Länge der Kontaktellipse ergibt sich aus der Differenz von φ_o und φ_u für die Gleichung des Kreisbogens.

$$2a = \frac{\varphi_o - \varphi_u}{180^\circ} \cdot \pi \cdot R_{y2} \quad (3.42)$$

Mit Hilfe der vorgestellten Gleichung und den Mikroskopaufnahmen realer Schädigungen, kann das Simulationsmodell mit Experimenten abgeglichen werden.

Für den Abgleich werden experimentelle Untersuchungen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 durchgeführt (Prüfstandbeschreibung Kapitel 5.1).

Die axiale Last beträgt 8500 N. Die HERTZ'sche Pressung am Innenring beträgt rechnerisch 1,9 GPa. Für drei Wälzkontakte wird das vorgestellte Vorgehen zur Ermittlung des realen Druckwinkel α_{def} angewandt. Die Ergebnisse der Simulation ergeben einen Druckwinkel von $\alpha_{\text{sim}}=42,2^\circ$. Die Auswertung der experimentellen Untersuchungen ergaben einen durchschnittlichen Druckwinkel von $\alpha_{\text{exp}}=42,9^\circ$. Verglichen mit dem durchschnittlichem Wert liegt eine Abweichung von 1,63 % zwischen α_{sim} und α_{exp} vor. Die größte Abweichung zwischen α_{sim} und α_{exp} beträgt 8,26 %. Abweichungen zwischen Modell und Simulation treten auf, da Steifigkeiten des Prüfstandes nicht berücksichtigt werden. Darüber hinaus kann die exakte Geometrie des Wälzlagers durch die Fertigungstoleranzen von der in der Simulation angenommenen, idealen Geometrie abweichen. Dies gilt besonders für die Schmiegun

3.7.2 Ergebnisse Extremlasten

Zur Simulation der Extremlasten müssen nach IEC-61400 [118] verschiedene **Design Load Cases (DLC)** berechnet werden. Die für die Simulation berücksichtigten Lastfälle sind in Tabelle 3.5 aufgeführt.

- DLC 1.3 ist ein Lastfall der selten auftritt. Die Windenergieanlage befindet sich im Produktionsbetrieb, während der Azimutwinkel ψ um 30° zur Windrichtung versetzt ist. Dieser Lastfall führt zu hohen Biegemomenten.
- DLC 2.3 nimmt einen Fehler während des Produktionsbetriebs an. Während DLC 2.3 können die Rotorblätter nicht gepitcht werden.
- DLC 5.1 simuliert die Lasten während die Windenergieanlage einen Notstopp vollzieht.
- Während DLC 6.1 steht die Windenergieanlage still, während eine Windgeschwindigkeit von 50 m/s herrscht.

Beispielhaft ist die simulierte Lastreihe des DLC 5.1 in Abbildung 3.13 dargestellt. Der Lastfall wurde für 100 s simuliert. Der Notstopp wird zu Beginn der Zeitreihe durchgeführt, wodurch die anfänglichen Schwankungen der Biegemomente M_x und M_y zu erklären sind. Nach dem die Einleitung des Notstopps vollzogen wird sind die Biegemomente weiterhin hoch, da der Wind auf die Rotorblätter einwirkt. Die Lasten sind geringer, da das Rotorblatt in der Fahnenstellung positioniert ist. Für die spätere Lastanalyse werden jeweils die maximalen Lastwerte herangezogen.

Die Ergebnisse der Lastsimulationen können in den Abbildung 3.15 bis 3.19 eingesehen werden. Zur besseren Vergleichbarkeit der verschiedenen Lastfälle ist der Aufbau der Unterabbildungen sowie die Achsenskalierung für die Abbildungen 3.15 bis 3.19 identisch.

Die Bezeichnung der Kontaktpunkte für Innen- und Außenring sind in Abbildung 3.14 dargestellt. Die Simulationsergebnisse beziehen sich auf den Innenring.

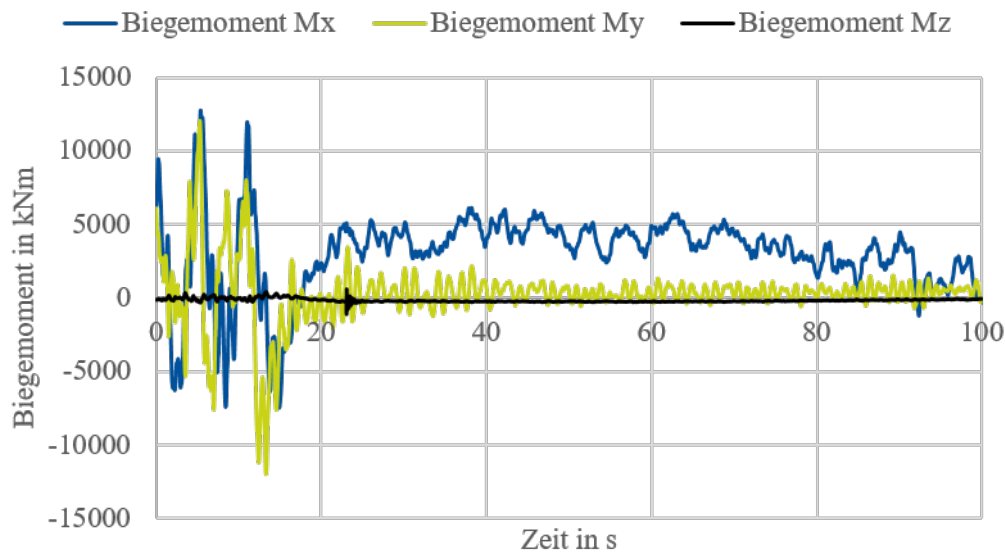


Abbildung 3.13: Beispiel der Lastreihe für DLC 5.1

Tabelle 3.5: Extremlasten für die Simulation

DLC	M_x [MNm]	M_y [MNm]	M_z [MNm]	F_x [MN]	F_y [MN]	F_z [MN]
6.1	-28,1	0,4	-0,1	0,2	0,3	-0,5
1.3	-1,6	45,6	0,2	1,0	0,3	1,0
5.1	-6,4	1,9	2,0	0,1	0,3	0,2
2.3	1,4	-5,1	-0,1	0,0	0,0	2,0

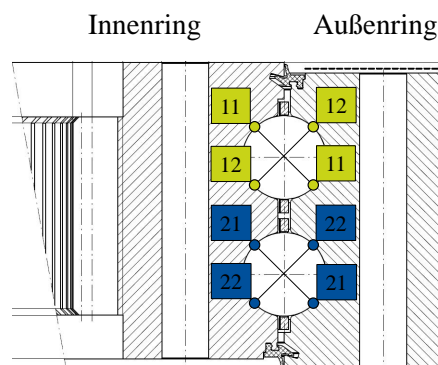


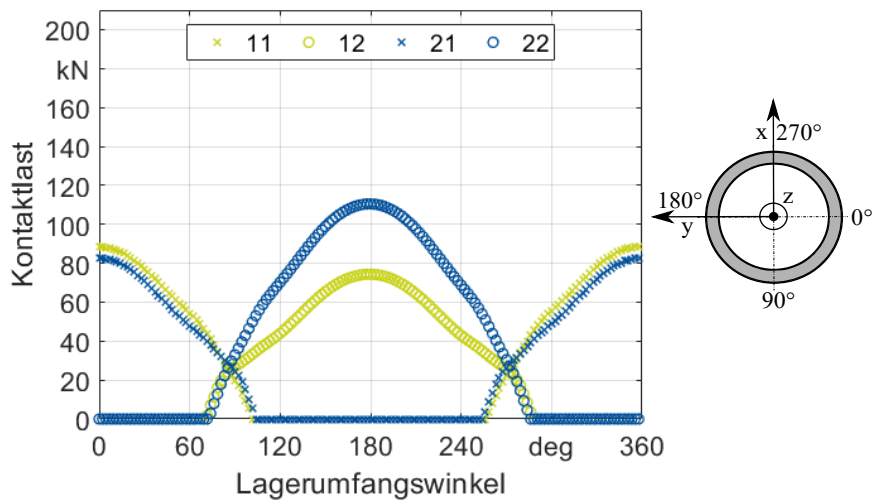
Abbildung 3.14: Benennung der Kontaktpunkte für zweireihige Vierpunktlager

Die Analyse der Simulationsergebnisse des DLC 6.1 und 1.3 zeigen den deutlichen Einfluss des Biegemomentes. Die maximalen Kontaktlasten treten aufgrund der Biegemomente an den Lagerumfangswinkeln 0° und 180° . Ist M_x maximal, so tritt die maximale Kontaktlast für Laufbahn 1 bei 180° und für Laufbahn 2 bei 0° auf. Bei einem maximalen M_y wird die Kontaktlast für Laufbahn 1 bei 0° und bei Laufbahn 2 bei 180° maximal. DLC 6.1 führt zu Pressungen von über 3 GPa und Druckwinkel von über 60° . Die Simulation

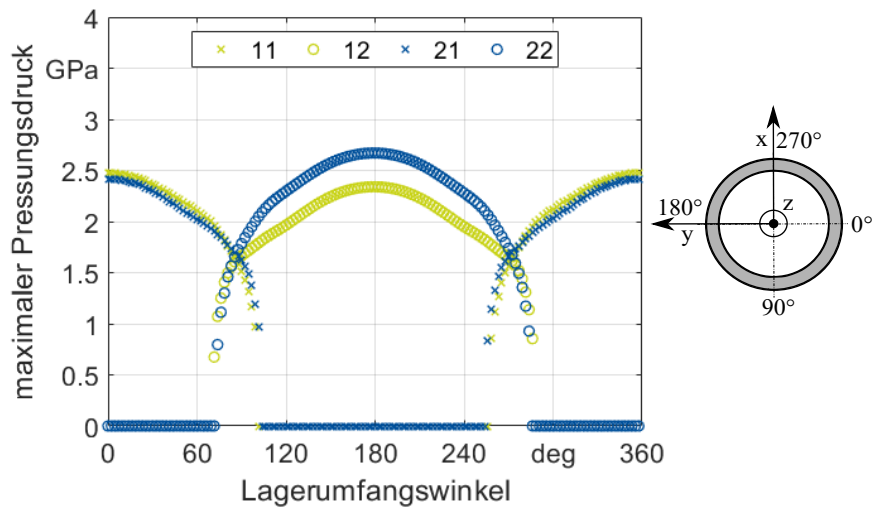
für DLC 1.3 zeigt Pressungen von über 3 GPa. Die Druckwinkel liegen mit 65° in einem ungünstigen Bereich. Die Abbildungen 3.17 zeigt den auftretenden Druckwinkel α_{def} und den maximal zulässigen Druckwinkel α_{max} . Für α_{def} größer α_{max} tritt Kantentragen auf. Durch die hohen Biegemomente besteht die Gefahr des Kantentragens. Aufgrund der hohen Pressungen und der großen Druckwinkel, die zu Kantentragen führen, ist dieser DLC kritisch für das Lager

DLC 5.1 und 2.3 haben vergleichsweise geringe Biegemomente. Für beide Lastfälle liegen die Kontaktlasten nicht über 40 kN. Der Einfluss der Biegemomente ist dennoch in der Lastverteilung deutlich sichtbar. Die Pressungen liegen unterhalb 2 GPa und Kantentragen tritt nicht auf. Demnach sind diese Lastfälle als unkritisch einzustufen.

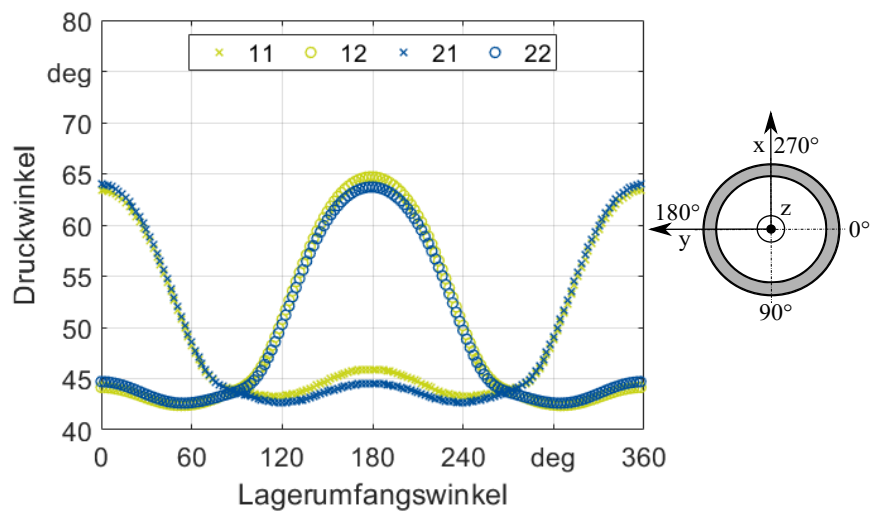
Die Analyse der Extremlasten zeigt HERTZ'sche Pressungen von über 3 GPa und Verformungen der Lagerringe die zum Kantentragen führen. Da es sich bei den untersuchten Extremlastfällen um Sonderereignisse handelt, welche entsprechend selten auftreten, ist eine vollständige Berücksichtigung der Parameter lediglich für die Auslegung des Rotorblattlagers zu berücksichtigen.



(a) Kontaktlast

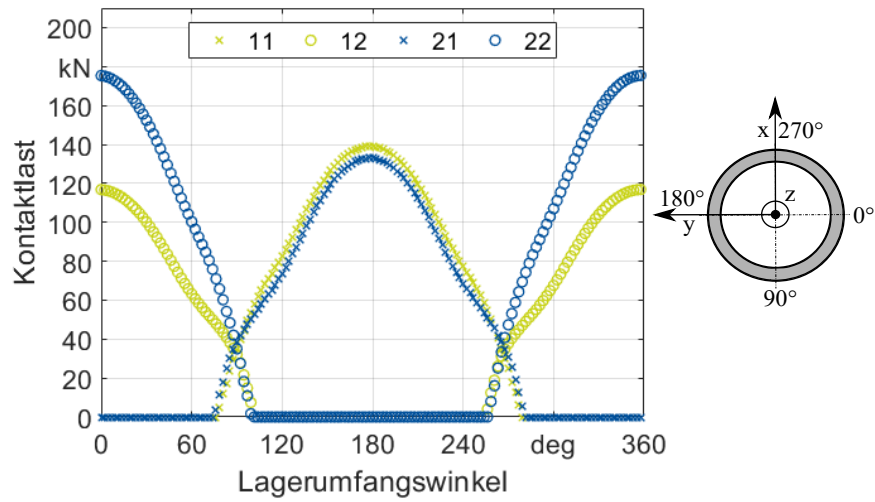


(b) Pressung

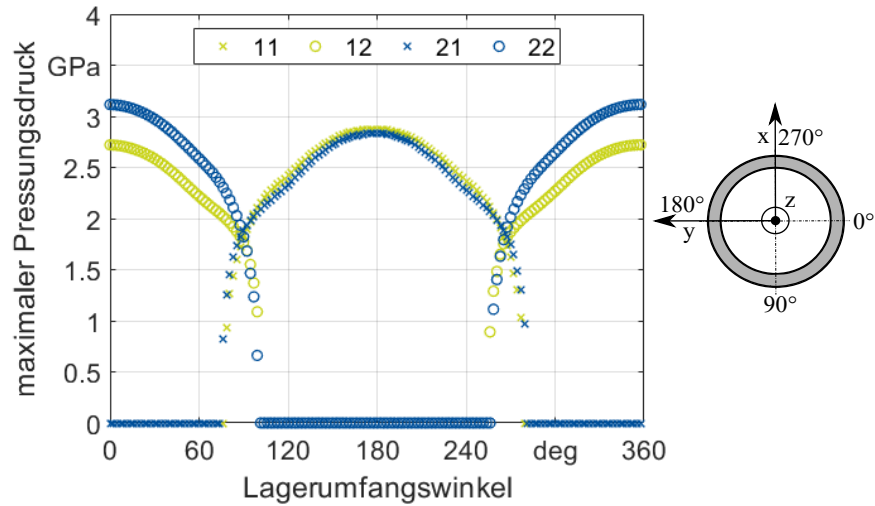


(c) Druckwinkel

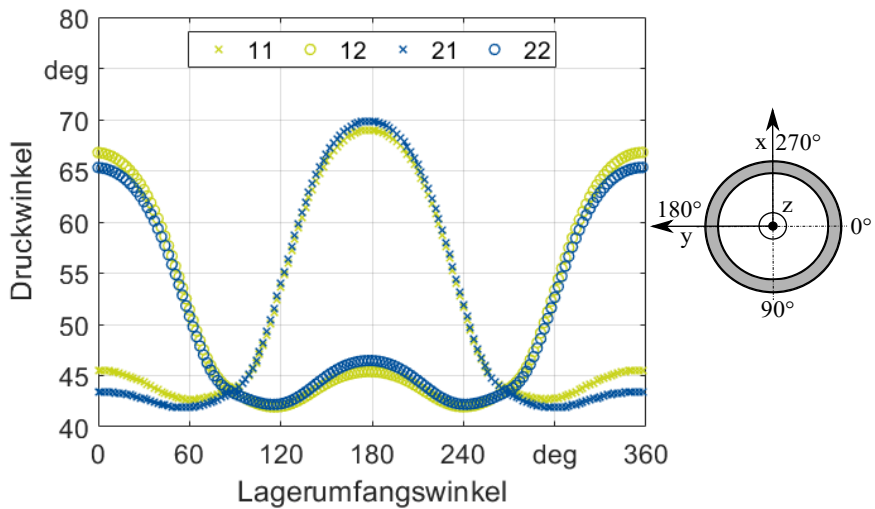
Abbildung 3.15: Simulationsergebnisse DLC 6.1



(a) Kontaktlast

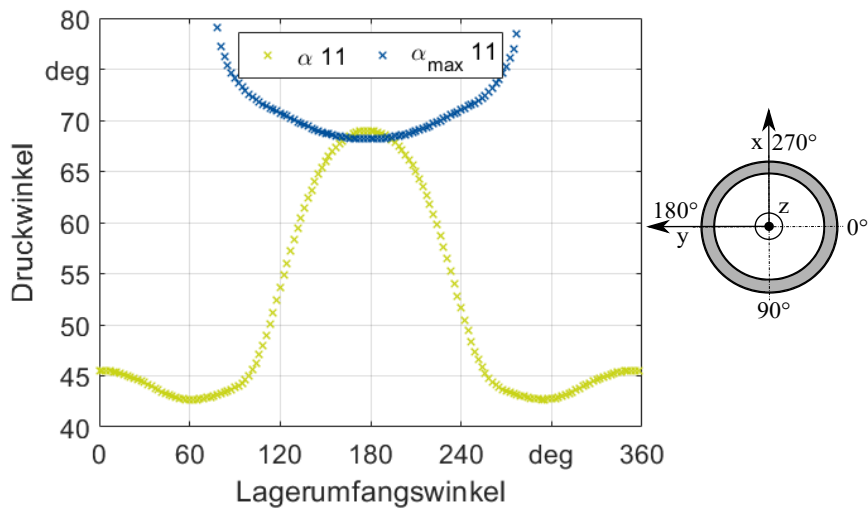


(b) Pressung

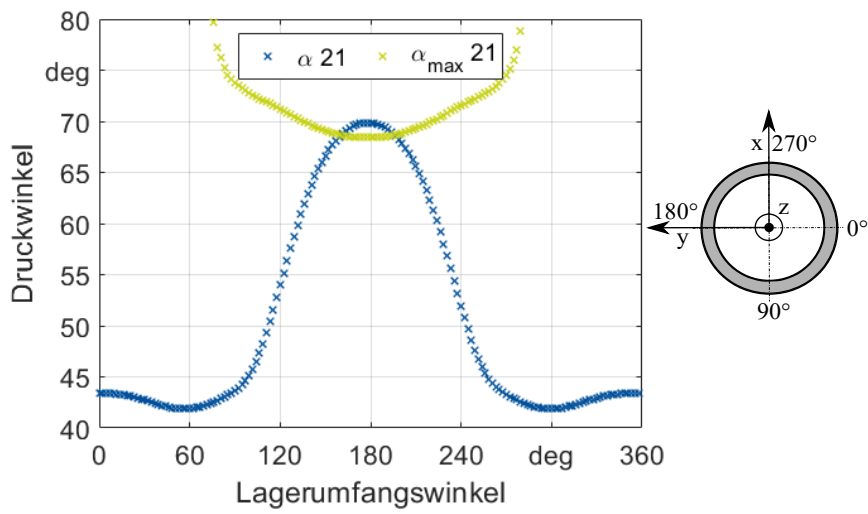


(c) Druckwinkel

Abbildung 3.16: Simulationsergebnisse DLC 1.3

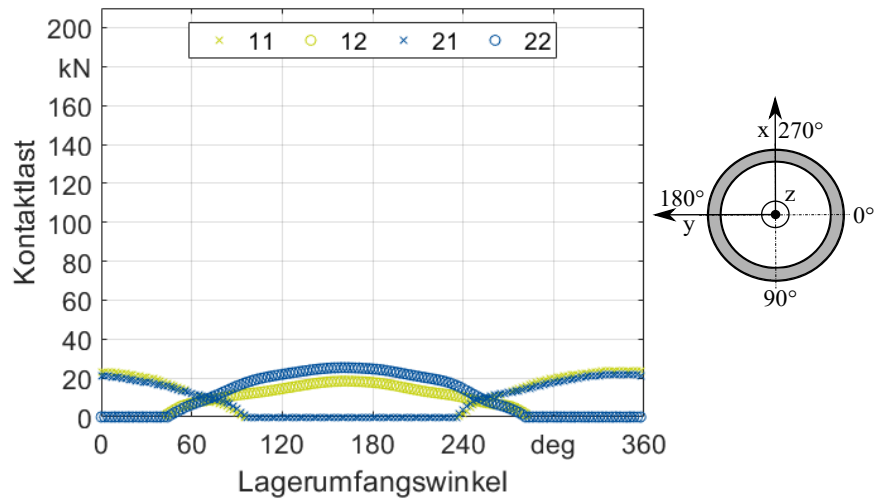


(a) Kantentragen für 11

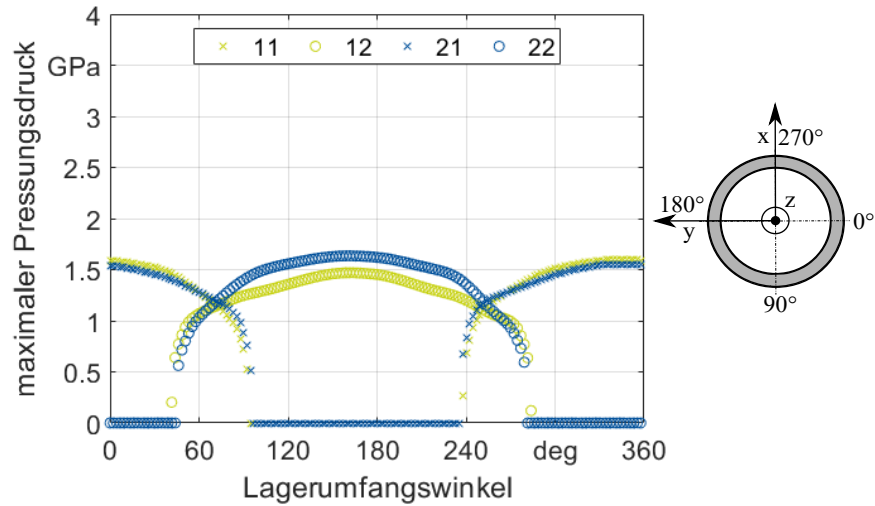


(b) Kantentragen für 21

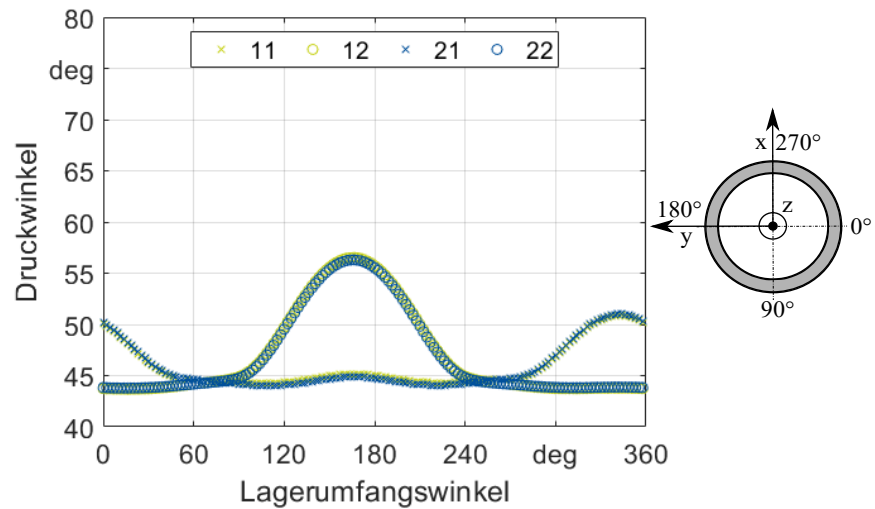
Abbildung 3.17: Kantentragen DLC 1.3



(a) Kontaktlast

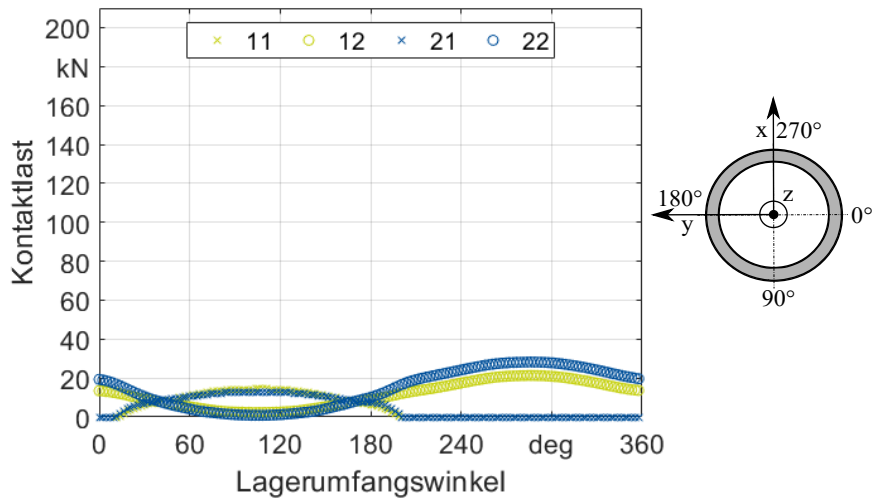


(b) Pressung

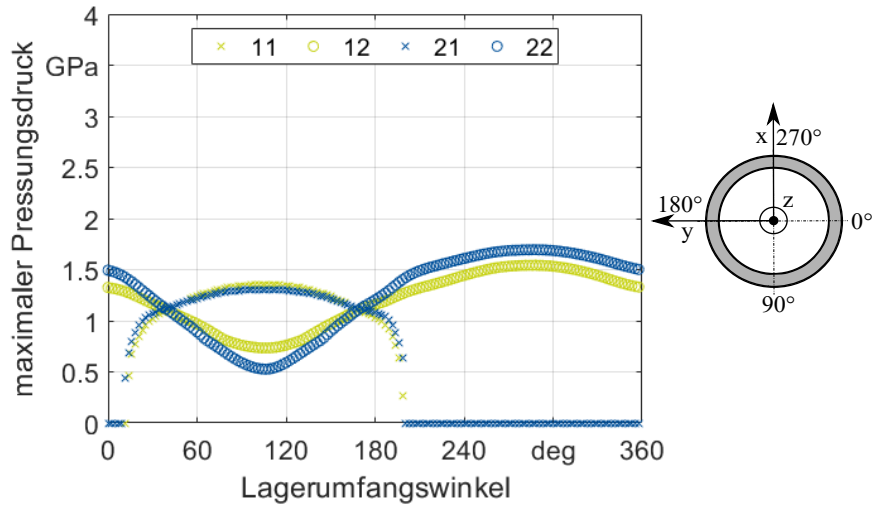


(c) Druckwinkel

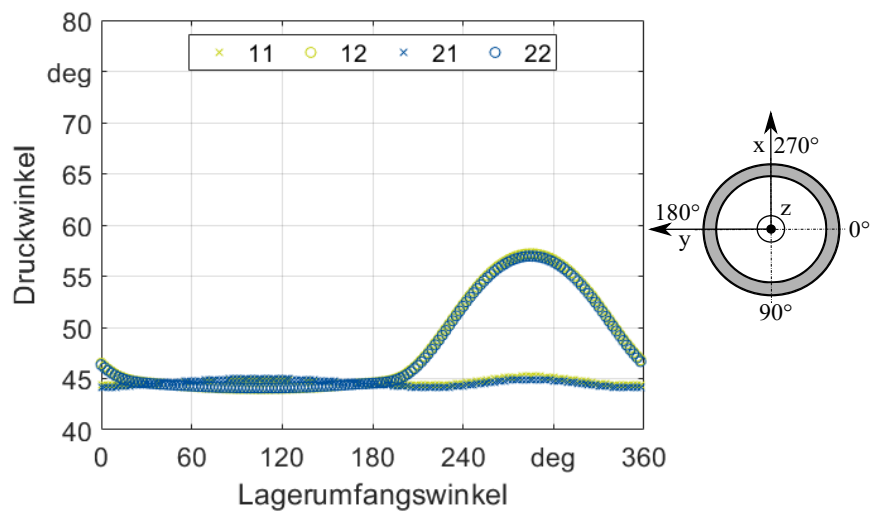
Abbildung 3.18: Simulationsergebnisse DLC 5.1



(a) Kontaktlast



(b) Pressung



(c) Druckwinkel

Abbildung 3.19: Simulationsergebnisse DLC 2.3

3.7.3 Ergebnisse Betriebslasten

Insgesamt werden 11 Betriebslasten simuliert. Die Lastdaten werden SCHWACK ET AL. [51] entnommen. Die Betriebslasten werden in Abhängigkeit zu der entsprechenden Pitchaktivität dargestellt. Um die Lasten und die zugehörigen Pitchaktivitäten zu ermitteln wird der Ansatz des Range-Pair-Countings genutzt, welcher in STAMMLER ET AL. vorgestellt wird [50]. Die simulierten Betriebslasten für die dominierenden Biegemomente M_x und M_y sind in Abbildung 3.20 dargestellt. Darüber hinaus ist die durchschnittliche doppelte Oszillationsamplitude $\hat{\theta}$ für den jeweiligen Lastfall angegeben. Bei den angegebenen Biegemomenten in Abbildung 3.20 handelt es sich um Maximalwerte, die während der Simulation ermittelt wurden.

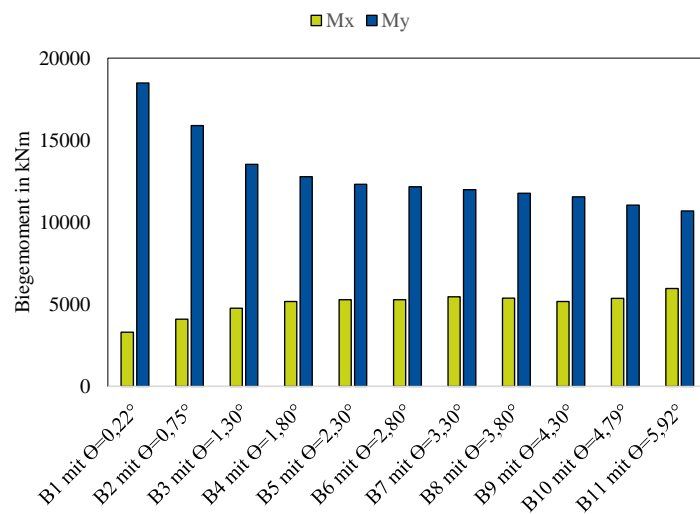
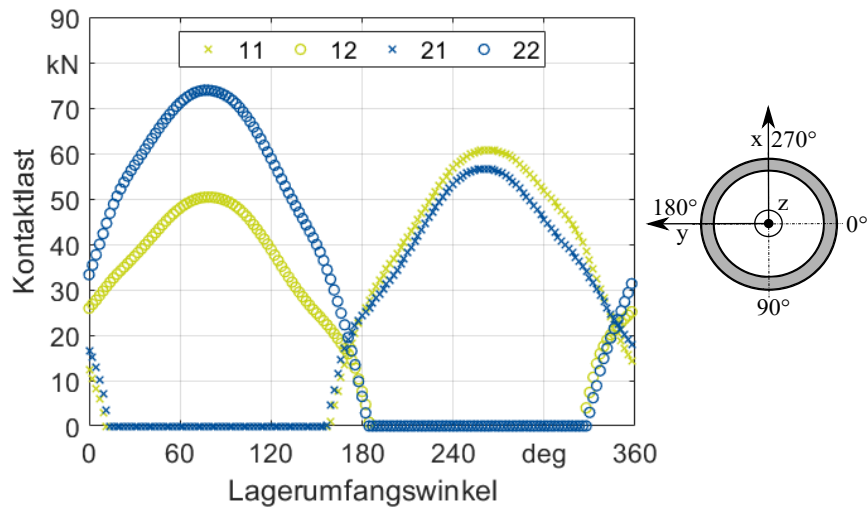


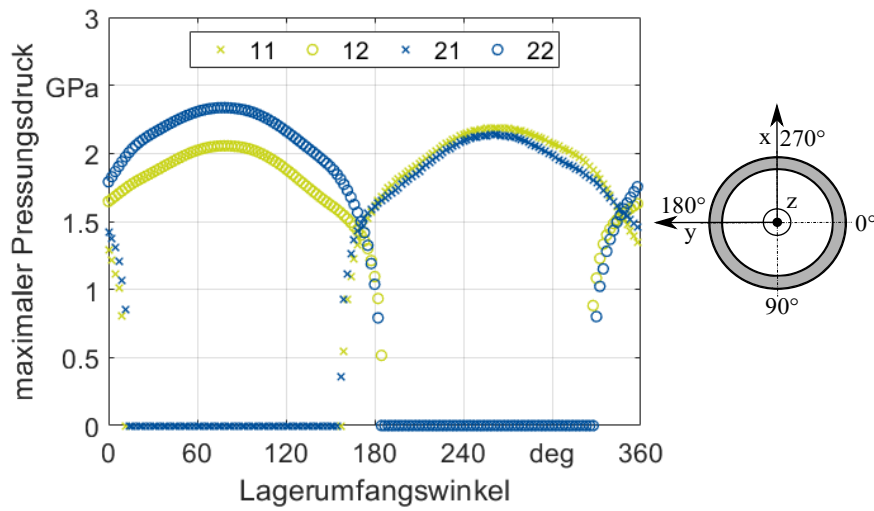
Abbildung 3.20: Auftretende Betriebslasten

Da für den Betrieb der Windenergieanlage keine Sonderereignisse simuliert werden, ähneln sich die Lastverteilungen. Daher erfolgt die Diskussion der Ergebnisse exemplarisch anhand der Betriebslasten 3.21 (Maximallast und minimale Amplitude) und 3.22 (Minimallast und maximale Amplitude).

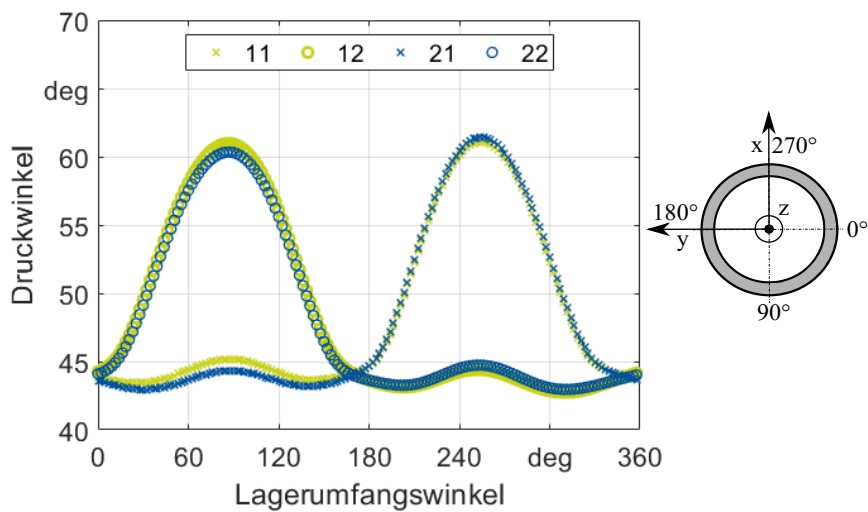
Die Analyse der Biegemomente M_x und M_y zeigt, dass M_x für größere $\hat{\theta}$ ansteigt, während M_y abnimmt. Dass der Betrag von M_y um ein vielfaches höher ist als M_x wird in der Analyse der Kontaktlasten deutlich. Für Lastfall 1 werden die höchsten Kontaktlasten von über 70 kN erreicht. Aufgrund der Lastkombination tritt diese bei ca. 90° für die Position 22 auf. Die maximalen Lasten für die zweite Laufbahn treten um 180° versetzt auf. Die maximalen Kontaktlasten führen zu HERTZ'schen Pressungen von 2,4 GPa und realen Druckwinkeln von über 60°. Für steigende $\hat{\theta}$ sinken die Kontaktlasten und das auftretende Maximum der Kontaktlasten verschiebt sich in Richtung 60°. Für Lastfall 11 beträgt die maximale Kontaktlast 50 kN. Die maximale Kontaktlast tritt bei 60° auf und führt zu maximalen HERTZ'schen Pressungen von 2 GPa.



(a) Kontaktlast

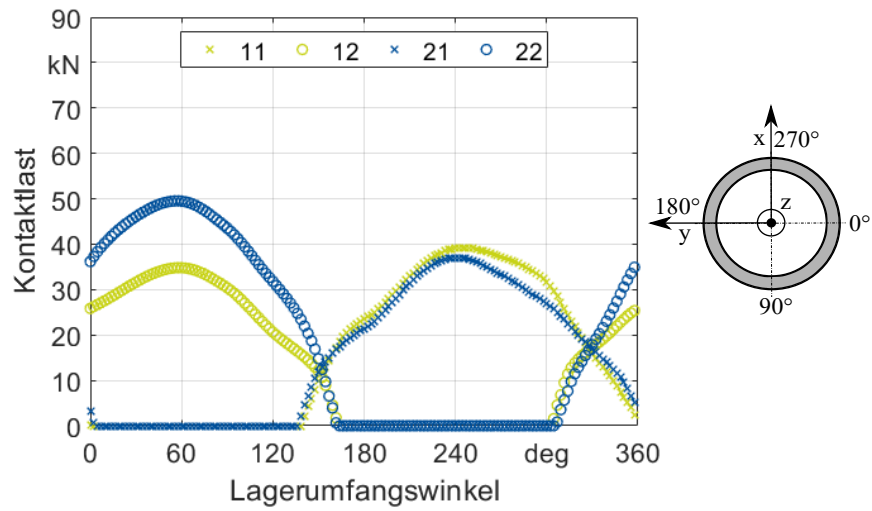


(b) Pressung

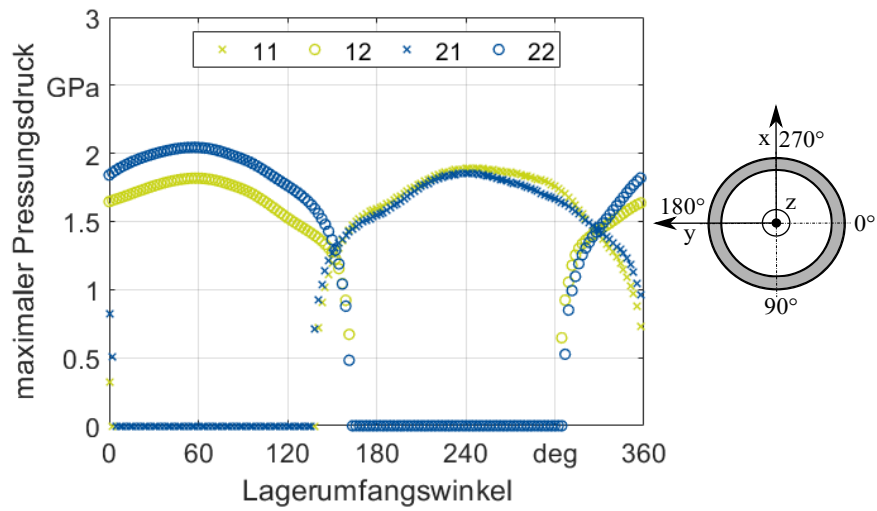


(c) Druckwinkel

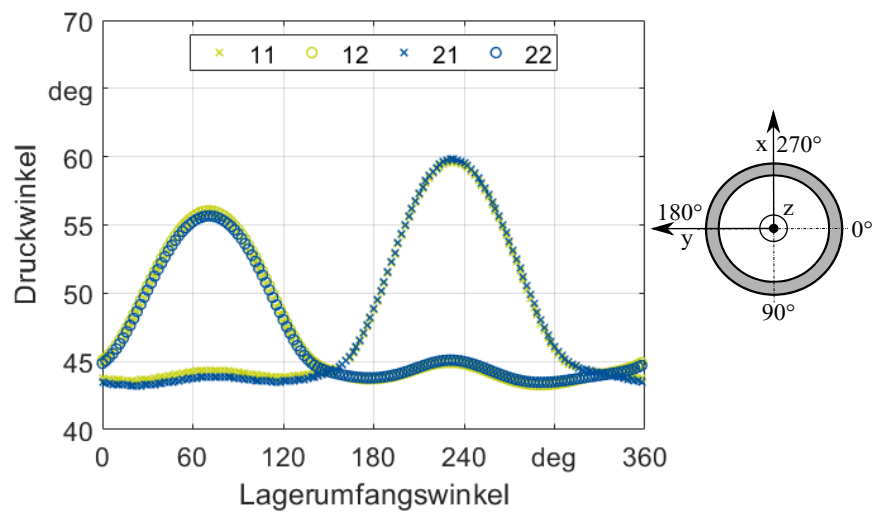
Abbildung 3.21: Betriebslast 1



(a) Kontaktlast



(b) Pressung



(c) Druckwinkel

Abbildung 3.22: Betriebslast 11

3.7.4 Berücksichtigung der Anschlusskomponenten

Rotorblattlager in Windenergieanlagen verbinden die Rotornabe mit dem Rotorblatt. Im realen Anlagensystem haben neben den Steifigkeiten der Rotorblattlagergeometrie auch die Steifigkeiten der Anschlusskomponenten einen Einfluss auf die Lastverteilung und die realen Druckwinkel. Um den Einfluss der Anschlusskomponenten aufzuzeigen, werden die vorgestellten Simulationsergebnisse ohne Berücksichtigung der Anschlusskomponenten (starre Simulation) mit Simulationsergebnissen welche die Anschlusskomponenten berücksichtigen (elastische Simulation) verglichen. Die Ergebnisse der elastischen Simulation können SCHWACK ET AL. entnommen werden [51]. Der Vergleich bezieht sich auf die Rotorblattlagergeometrie der IWT und auf die Betriebslastfälle 1 bis 11.

Abbildung 3.23 zeigt das verwendete Simulationsmodell für die elastische Simulation. Um die Anschlusskomponenten berücksichtigen zu können, wird ein CAD-Modell einer Rotornabe verwendet. Die Schraubenverbindung wird ebenfalls berücksichtigt. Für das Rotorblatt wird eine vereinfachte Geometrie mit vergleichbaren Steifigkeiten genutzt. Die Wälzkörper werden im Simulationsmodell mit Hilfe von verformbaren Hexaeder-Elementen abgebildet. Das Modell basiert auf plastischen Verhalten und verfügt über definierte Materialeigenschaften.

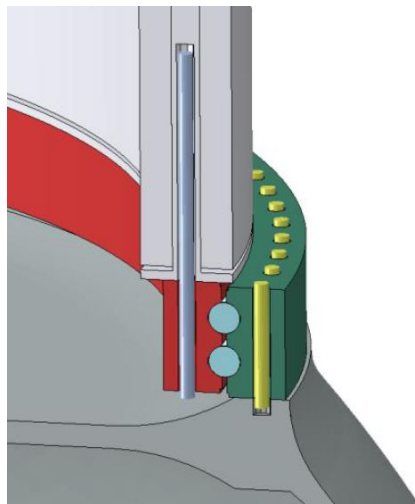


Abbildung 3.23: Berücksichtigung der Anschlusskomponenten

Neben der Möglichkeit der Simulation der Wälzkörperlast Q , kann ebenfalls ein einfacher Ansatz zur Abschätzung verwendet werden. Nach HARRIS ET AL. kann die maximale Wälzkörperlast Q als Funktion von der radialen Last F_r , der axialen Last F_a und des resultierenden Biegemomentes M berechnet werden [23]. Zusätzlich geht der Laufkreisdurchmesser d_p , der Druckwinkel α und die Anzahl der Wälzkörper Z mit in die Gleichung ein.

$$Q_{\max} = \left(\frac{2F_r}{Z \cdot \cos\alpha} \right) + \left(\frac{F_a}{Z \cdot \sin\alpha} \right) + \left(\frac{4M}{d_{pm} \cdot \sin\alpha} \right) \quad (3.43)$$

Zur Berechnung von Q_{\max} wird unabhängig von der Belastungssituation der nominelle Druckwinkel α für die Gleichung verwendet. Die Steifigkeit des Systems wird geringer (nachgiebiger) wenn die Anschlusskomponenten berücksichtigt werden. Dadurch entstehen mehr Verformungen, welche zu größeren Druckwinkeln führen.

In Abbildung 3.24 sind die Wälzkörperlasten für den analytischen, den starren und den elastischen Ansatz für die 11 Betriebsfälle gegenübergestellt. Die höchsten Belastungen treten für Lastfall 1 auf. Für Lastfall 1 beträgt Q_{\max} für den analytischen Ansatz 79,4 kN, für die starre Simulation 73,9 kN und für die elastische Simulation 72,2 kN. Die Abweichung zwischen elastischer Simulation und analytischen Ansatz beträgt 9,1 %. Die Ergebnisse zwischen der elastischen und starren Simulation sind sehr ähnlich. Die Abweichung beträgt 2,4 %. Die Ergebnisse stimmen mit den Überlegungen zum Einfluss des Druckwinkels überein. Werden die einzelnen Terme der Gleichung für Q_{\max} betrachtet, wird der starke Einfluss des Biegemomentes deutlich. Werden nur die Biegemomente für die Berechnung von Q_{\max} verwendet, so ergibt sich eine Last von 72,61 kN. Demnach entstehen 91,45 % der Lasten, des unter Berücksichtigung aller Lasten berechneten Q_{\max} durch die Biegemomente.

Für Lastfall 11 treten die geringsten Belastungen auf. Die analytisch bestimmte Wälzkörperlast Q_{\max} beträgt 53,72 kN. Die starre Simulation kommt auf eine Wälzkörperlast von 49,52 kN und das elastische Simulationsmodell auf eine Wälzkörperlast von 44,15 kN. Interessanterweise sind die Abweichungen für die geringen Belastungen größer. Zwischen analytischen und elastischem Ergebnis existiert eine Abweichung von 17,81 % und zwischen starrer und elastischer Simulation von 10,83 %. Grund für die veränderten Abweichungen können mit dem Einfluss von α auf die unterschiedlichen Lastkomponenten erklärt werden. Während die radiale Last mit 4,31 % ($Q_{\text{WK}}=2,32$ kN) einen ähnlichen Anteil hat wie für Lastfall 1, sind Unterschiede für Q_{M} (88,07 %) und Q_{Fa} (7,62 %) erkennbar.

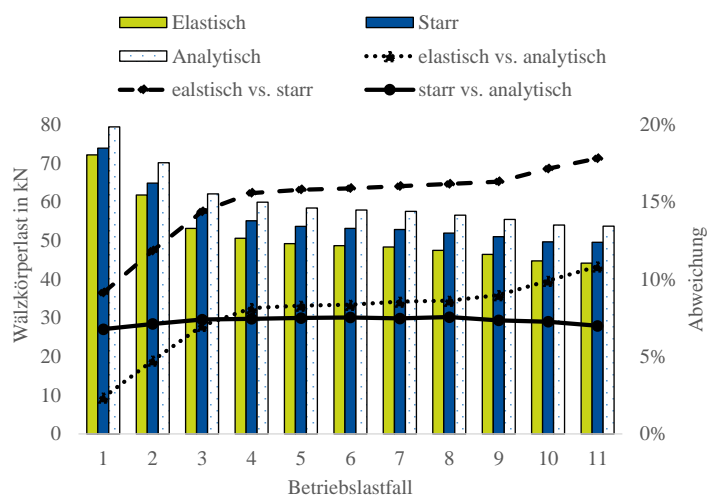


Abbildung 3.24: Wälzkörperlast mit und ohne Anschlusskomponenten

Aus der Analyse der Wälzkörperlasten wird deutlich, dass der unter Last auftretende Druckwinkel α_{def} einen wesentlichen Einfluss auf die Wälzkörperlast hat. Darüber hinaus ist die Betrachtung von α_{def} für Rotorblattlager von großer Bedeutung, da durch hohe Belastungen und geringe Steifigkeiten das Kantentragen zum Problem werden kann. Die Ergebnisse der starren Simulation zeigen im Vergleich zur elastischen Simulation geringer Werte für α_{def} . Grund dafür ist die erhöhte Nachgiebigkeit der Anschlusskomponenten, welche in der elastischen Simulation berücksichtigt wird. Insgesamt sind die Druckwinkel beider Simulationsansätze vergleichbar. Für Betriebslastfall 1 treten aufgrund der höchsten Belastungssituation die höchsten Werte für α_{def} auf. Darüber hinaus sind die Abweichungen für beide Simulationsansätze für diesen Betriebslastfall am höchsten. Das starre Simulationsmodell errechnet für α_{def} einen Wert von $61,42^\circ$, während in der elastischen Simulation ein Wert von $65,67^\circ$ bestimmt wird. Zwischen den Ergebnissen liegt eine Abweichung von $6,92\%$ vor. Für Betriebslastfall 11 liegt eine Abweichung von $5,02\%$ vor. Mit Fokus auf den realen Druckwinkel sind beide Modelle vergleichbar. Bei der Auslegung realer Rotorblattlager sollten mit Möglichkeit alle Anschlusskomponenten weitestgehend mit einbezogen werden um Kantentragen detaillierter vorherzusagen. In Abbildung 3.25 sind die Ergebnisse der realen Druckwinkel für alle Betriebslastfälle aufgezeigt und die beiden Ansätze gegenübergestellt.

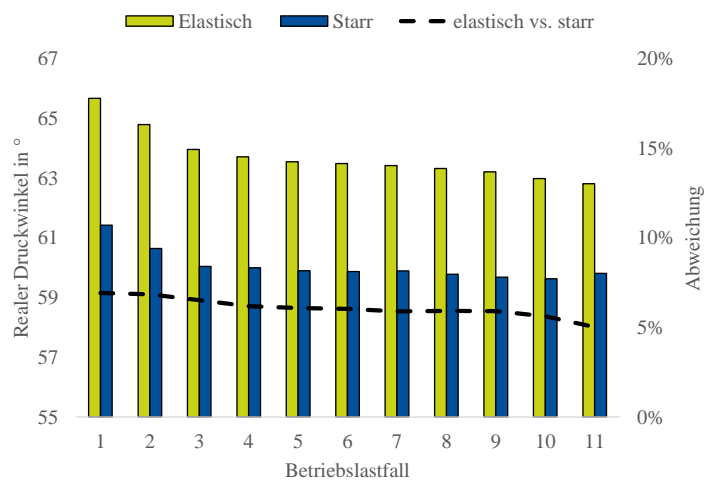


Abbildung 3.25: Realer Druckwinkel mit und ohne Anschlusskomponenten

Mit den vorhandenen Informationen sind die Ergebnisse der starren Simulation zu bevorzugen. Es konnte gezeigt werden, dass die Ergebnisse des analytischen Ansatzes die Pressungen überschätzt und die Verformungen unterschätzt. Für die elastische Simulation hängt das Ergebnis stark von der Anschlussgeometrie ab. Je nach Anlagenkonzept variieren die Steifigkeiten der Anschlussgeometrie. Da für die weiteren Simulationen und Experimente die maximale Wälzkörperlast im Vordergrund steht, ist eine konservative Annahme, die die Ergebnisse aber dennoch nicht zu stark überschätzt, zu bevorzugen.

3.8 Zusammenfassung und Folgerung für das weitere Vorgehen

Um Untersuchungen zum Verhalten oszillierenden Wälzlager am Beispiel von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen durchzuführen, muss die Belastungssituation bekannt sein. Aufgrund des stochastischen Charakters des Windes werden verschiedene Richtlinien, Normen und Simulationsmodelle herangezogen, um die Lastsituation abbilden zu können. Zuletzt muss der Einfluss der an das Rotorblatt angreifenden Lasten auf das Rotorblattlager übertragen und der Einfluss auf Lastverteilung, Pressung und Deformation betrachtet werden.

Zunächst wurden die Grundlagen der Rotorblattaerodynamik erläutert und die relevanten Gleichungen zur Berechnung der Lasten hergeleitet. Im nächsten Schritt wurden die Referenzwindenergieanlage IWT-7.5-164 und das zugehörige Referenzlager detailliert erläutert. Die Lastsimulationen wurden für die IWT durchgeführt. Für die Analyse wurden 5 Extremlasten und 11 Betriebslasten untersucht. Mit Hilfe des Ansatzes nach DAIDIE ET AL. wurde ein parametrisches Simulationsmodell aufgebaut. Die Simulationsergebnisse wurden mit experimentellen Untersuchungen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 validiert. Des Weiteren wurden die Bewegungsformen, welche durch den Controller auftreten, mit Hilfe der Daten von STAMMLER ET AL. studiert.

- Die Analyse der Bewegungsformen zeigt, dass 15,3 % der simulierten Oszillationswinkel kleiner als $0,2^\circ$ und 52 % kleiner 2° sind. Je größer die Oszillationsamplituden werden, desto seltener treten diese während der Betriebszeit auf. Daher liegt der Fokus der experimentellen Untersuchungen primär auf kleinen doppelten Oszillationsamplituden $< 2,5^\circ$.
- Sehr hohe Pressungen von über 3 GPa und Kantentragen können für Extremlasten vorkommen. Allerdings ist der Pitch während der Extremlasten nicht aktiv, weshalb eine Berücksichtigung während der experimentellen Untersuchungen im Rahmen des Forschungsschwerpunktes nicht erforderlich ist.
- Für die Betriebslasten liegen die maximalen Kontaktpressungen durchschnittlich zwischen 2,0 und 2,4 GPa. Experimentelle Untersuchungen im skalierten Maßstab sollten sich an diesen Größen orientieren. Da diese unter Maximallast im Lastfall entstanden sind und die Kontaktpressungen der maximal belasteten Wälzkörper sind, müssen geringere Pressungen ebenfalls berücksichtigt werden.
- Für die Betriebslasten tritt kein Kantentragen auf. Daher ist dieses Phänomen für die vorliegende Arbeit mit dem Forschungsschwerpunkt oszillierende Wälzlager vernachlässigbar.

Kapitel 4

Skalierung

Da experimentelle Untersuchungen am realen Maßstab sehr kosten- und zeintensiv sind, werden skalierte Experimente durchgeführt.

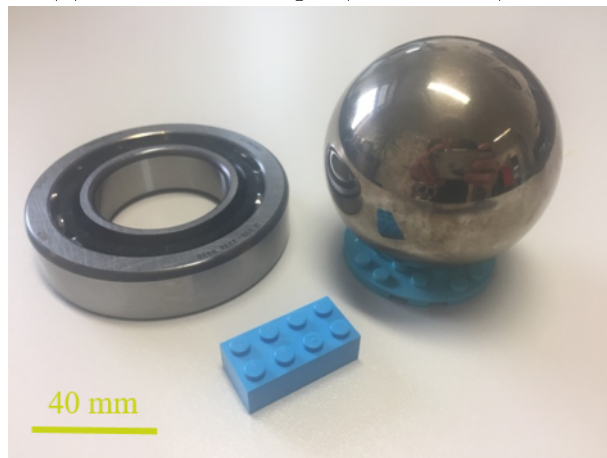
Zunächst werden die Grundannahmen, welche für die Skalierung notwendig sind, vorgestellt. Die Betriebsdaten wurden im vorherigen Kapitel ausführlich behandelt. Des Weiteren wird das Vorgehen der Skalierung mathematisch hergeleitet. Abbildung 4.1 zeigt den Größenunterschied zwischen den Skalierungsstufen. In Abbildung 4.1a ist die Baugröße 7208 dem Großlager gegenübergestellt. Abbildung 4.1b zeigt die Baugröße 7208 im Vergleich zu einem Wälzkörper (Kugeldurchmesser 80 mm) des Referenzrotorblattlagers.

4.1 Grundannahmen

Die Skalierung stützt sich ausschließlich auf die kinematischen Verhältnisse. Das Referenzrotorblattlager ist ein Vierpunktlager, während das Testlager ein Schrägkugellager ist. Die Skalierung ist möglich, da ein rein axial belastetes Vierpunktlager vergleichbares Kontaktverhalten wie ein rein axial belastetes Schrägkugellager aufweist. Die Kontaktpunkte der Lagerbauarten unter reiner Axiallast sind in Abbildung 4.2 dargestellt.



(a) 7208 vs. Großlager (D=675 mm)



(b) 7208 vs. Rotorblattlagerwälzkörper

Abbildung 4.1: Skalierungsgrößen

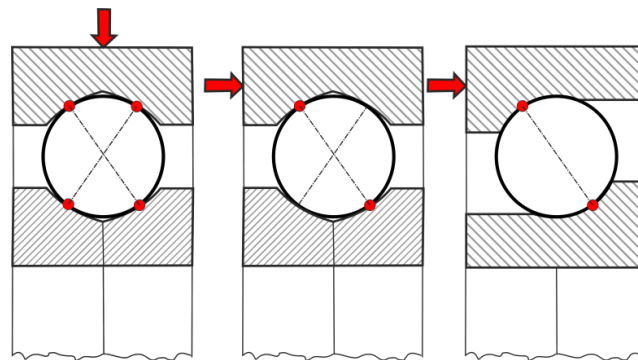


Abbildung 4.2: Vereinfachte Kontaktmechanik eines Vierpunktlagers

4.2 Mathematische Herleitung

Die Skalierung zwischen verschiedenen Lagergrößen basiert auf einem konstanten Verhältnis von Flächenpressung in Relation zum zurückgelegtem Weg für verschiedene Baugrößen. Um dies zu realisieren, wird das Verhältnis des zu-

rückgelegten Weges des Wälzkörpers x zur Breite der Kontaktellipse $2b$ nach HERTZ verwendet.

$$\frac{x_1}{2b_1} = \frac{x_2}{2b_2} \quad (4.1)$$

Das Verhältnis des zurückgelegten Weges des Wälzkörpers x zur Breite der Kontaktellipse nach HERTZ $2b$ wird von nun an mit $x/2b$ abgekürzt. In Abbildung 4.3 sind verschiedene $x/2b$ visualisiert. Die mittige Ellipse zeigt exemplarisch die Kontaktfläche nach HERTZ [132], während die gepunkteten Ellipsen den zurückgelegten Weg des Wälzkörpers veranschaulichen. Zunächst wird die HERTZ'sche Theorie erläutert, mit dessen Hilfe sich $2b$ berechnen lässt.

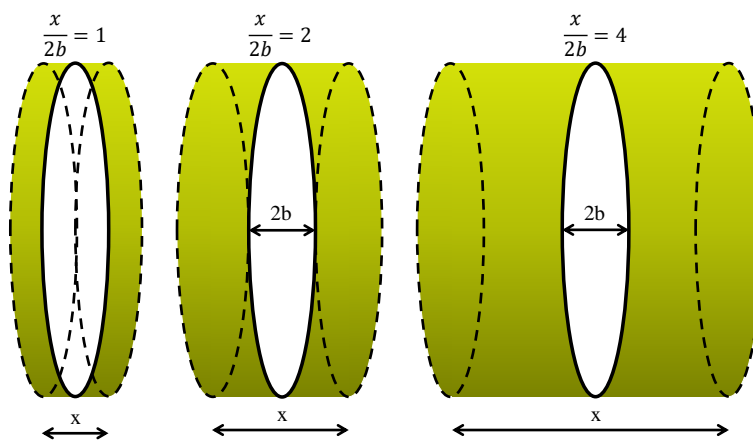


Abbildung 4.3: $x/2b$ -Verhältnis

4.3 Hertz'sche Theorie

Die Grundlage für die Berechnungen der Flächenpressung und Kontaktfläche wurden 1881 von HERTZ geschaffen [132]. In der theoretischen Betrachtung von HERTZ wird reibungsfreie Berührung zweier elastischer, isotroper Körper betrachtet. Die vereinfachte Annahme, dass keine Reibung im Kontakt herrscht, führt dazu, dass Schubkräfte in der Betrachtung nicht berücksichtigt werden müssen. Die Belastung des Kontaktes wird durch eine senkrechte Druckkraft angenommen. Für die Berechnung werden die Materialkonstanten, die geometrischen Formen beider Körper sowie deren Lage zueinander benötigt. Das Koordinatensystem, welches für die nachfolgende Herleitung verwendet wird, ist in den Kontaktpunkt gelegt, sodass die z -Achse normal zur Körperfläche, parallel zur Druckrichtung liegt und die xy -Ebene eine Tangentialebene zum Kontaktpunkt bildet. Die Kontaktflächen z_1 und z_2 der betrachteten Körper 1 und 2 lassen sich mit Hilfe der Koeffizienten A_h , B_h und C_h beschreiben.

$$z_1 = A_{h1}x^2 + C_hxy + B_{h1}y^2 \quad (4.2)$$

$$z_2 = A_{h2}x^2 + C_hxy + B_{h2}y^2 \quad (4.3)$$

Aufgrund der Lage des Koordinatensystems kann die Gleichung der Kontaktfläche z reduziert werden.

$$z = z_1 - z_2 = A_hx^2 + B_hy^2 \quad (4.4)$$

Wobei die Konstanten $A_h = A_{h1} - A_{h2}$ und $B_h = B_{h1} - B_{h2}$ die Krümmungen der Oberflächen beschreiben. Beim Kontakt von Sphären, Toroiden, Ellipsoiden und Halbräumen bildet sich eine ellipsenförmige Druckfläche. Die Halbachsen a und b sind in Abbildung 4.4a dargestellt. Zusätzlich zeigt Abbildung 4.4b die Krümmungen des Wälzkörpers ρ_{1x} bzw. ρ_{1y} und der Laufbahn ρ_{2x} bzw. ρ_{2y} in den Hauptkrümmungsebenen xz und yz .

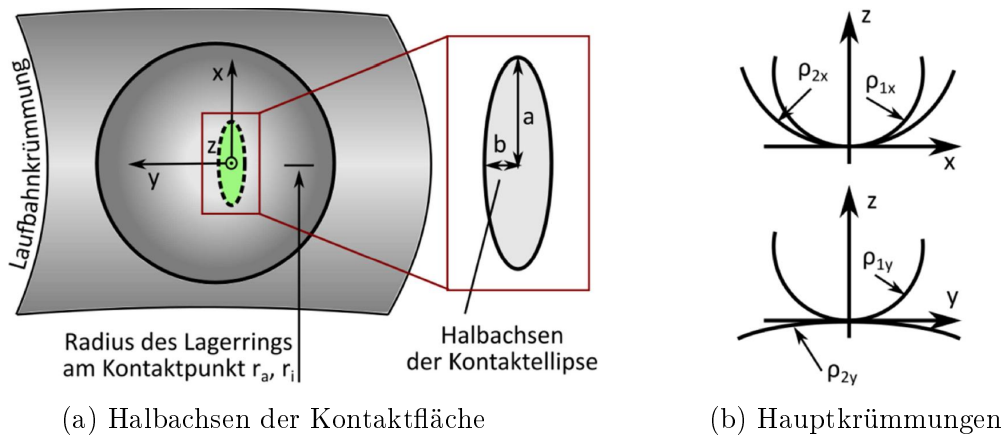


Abbildung 4.4: Kontaktellipse und Hauptkrümmungen im Wälzkontakt

Mit Hilfe der Krümmungen ρ können die genannten Koeffizienten A_h und B_h für die Kontaktfläche z berechnet werden.

$$A_h = \frac{\rho_{1x} - \rho_{2x}}{2} \quad (4.5)$$

$$B_h = \frac{\rho_{1y} - \rho_{2y}}{2} \quad (4.6)$$

In der Theorie wird nun ein zweites Koordinatensystem betrachtet, welches mit dem Koordinatensystem des unverformten Körpers im Nullpunkt übereinstimmt. Dieses Koordinatensystem ist notwendig, da das erste Koordinatensystem sich unter Last mit dem Kontaktpunkt parallel zur z Achse gegen das zweite Koordinatensystem um ζ verschieben wird. Die Theorie, welche HERTZ aufstellte, setzte dabei bestimmte Gleichgewichtsbedingungen voraus. Für die Kräfte werden die Annahmen getroffen, dass keine Tangentialkräfte vorhanden sind, keine Normalkräfte außerhalb der Druckfläche existieren und die Druckkräfte beider Oberflächen gleich groß sind. Aus diesen Annahmen entwickelte HERTZ Integrale für die Größen der Halbachsen a und b , welche iterativ gelöst werden müssen.

$$\int_{\infty}^0 \frac{du}{\sqrt{(a^2 + u)^3(b^2 + u)u}} = \frac{A_h}{\vartheta_1 + \vartheta_2} \frac{16\pi}{3p} \quad (4.7)$$

$$\int_{\infty}^0 \frac{du}{\sqrt{(a^2 + u)(b^2 + u)^3u}} = \frac{B_h}{\vartheta_1 + \vartheta_2} \frac{16\pi}{3p} \quad (4.8)$$

Die Auflösung der Gleichung für die Bestimmung von a und b kann durch die Nutzung von LEGENDRESCHEN Tafeln umgangen werden [133]. Dies geschieht, in dem die Größen A_h und B_h in den Gleichungen für a und b durch die Hauptkrümmungen und einen Hilfswinkel τ ausgedrückt werden. Zusätzlich werden die transzendenten Funktionen μ_{Hertz} und ν_{Hertz} benötigt. Darüber hinaus geht die Normalkraft F_N ebenfalls in die Gleichung ein.

$$a = \mu_{\text{Hertz}} \sqrt[3]{\frac{3Q(1 - 2\sigma^2)}{E \sum \rho}} \quad (4.9)$$

$$b = \nu_{\text{Hertz}} \sqrt[3]{\frac{3Q(1 - 2\sigma^2)}{E \sum \rho}} \quad (4.10)$$

Der Hilfswinkel τ beinhaltet die Krümmungen.

$$\cos \tau = \frac{\rho_{x1} - \rho_{y1} + \rho_{x2} - \rho_{y2}}{\sum \rho} \quad (4.11)$$

Die Pressungsverteilung $p_H(x, y)$ kann mit Hilfe der Halbachsen ermittelt werden. Für die Pressungsverteilung ergibt sich ein Pressungsmaximum $p_H(x, y)$ im Mittelpunkt der Kontaktellipse für $x = y = 0$.

$$p_H = \frac{3F_N}{2\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (4.12)$$

4.4 x/2b-Verhältnis

Zur Skalierung wird das x/2b-Verhältnis für beide Lagergrößen konstant gehalten. Da die Skalierung sowohl von großen zu kleinen Lagern als auch von kleinen zu großen möglich ist, werden für die mathematische Herleitung die Indizes I für die Inputdaten und O für die Outputdaten verwendet.

$$\frac{x^O}{2b^O} = \frac{x^I}{2b^I} \quad (4.13)$$

Zuerst muss der Kontaktpunkt von Wälzkörper und Laufbahn $D_{P,O}$ berechnet werden. Dieser ergibt sich aus dem Laufkreisdurchmesser D_P , dem Kugeldurchmesser D_{WK} und dem Druckwinkel α .

$$D_{P,O}^I = D_P^I + D_{\text{WK}}^I \cos(\alpha^I) \quad (4.14)$$

$$D_{P,O}^O = D_P^O + D_{\text{WK}}^O \cos(\alpha^O) \quad (4.15)$$

Wenn diese Werte sowohl für die Inputdaten als auch die Outputdaten bekannt sind, können die Werte A_h , B_h und τ nach HERTZ [132] berechnet werden.

Mit Hilfe der vereinfachten Gleichung nach HERTZ kann die maximale Pressung P_{\max} berechnet werden.

$$p_{\max} = \frac{3F_N^I}{2\pi ab} \quad (4.16)$$

Zusätzlich muss die maximale Wälzkörpergeschwindigkeit v_{\max} berechnet werden, um ebenfalls die Frequenz f skalieren zu können.

$$v_{\max}^I = \pi x^I f^I \quad (4.17)$$

Für die Skalierung wird angenommen, dass die Wälzkörpergeschwindigkeiten für Input und Output identisch sind, da die meisten Betriebsbedingungen von fettgeschmierten Rotorblattlagern zu Mischreibung führen und ein konservativer Ansatz zu bevorzugen ist. Die Skalierung mit Hilfe konstanter Wälzkörpergeschwindigkeiten führt zu höheren Frequenzen im kleinen Maßstab und somit zu schwierigeren Betriebsbedingungen in der Mischreibung.

$$v_{\max}^I = v_{\max}^O \quad (4.18)$$

Zusätzlich wird die Flächenpressung für Input und Output gleich gehalten.

$$p_{\max}^I = p_{\max}^O \quad (4.19)$$

Mit Hilfe der bisher berechneten Größen kann nun die Normalkraft F_N berechnet werden.

$$F_N^O = \left(\frac{2}{3}\pi\mu_H^O v_H^O P_{\max}^O\right)^3 \left(\frac{3V}{2(A_h^O + B_h^O)}\right) \quad (4.20)$$

Wenn F_N^O berechnet ist, kann damit b^O berechnet werden.

$$b^O = v_H^O \sqrt[3]{\frac{3F_N^O V}{2(A_h^O + B_h^O)}} \quad (4.21)$$

Mit b^O kann wiederum die axiale Last F_a für die skalierte Lagergröße (Output) berechnet werden. Die axiale Last ergibt sich aus der Normallast F_N , der Wälzkörperanzahl Z und dem Druckwinkel α .

$$F_a^O = F_N^O Z^O \sin(\alpha^O) \quad (4.22)$$

Mit Hilfe der vorgestellten Methode können Lasten und Bewegungsformen zwischen verschiedenen Lagern skaliert werden. Die mathematische Herleitung kann für beliebige Lagergrößen angewandt werden. In Abbildung 4.5 sind die $x/2b$ -Verhältnisse für verschiedene Parameterkombinationen für den Innenring eines Schrägkugellagers der Baugröße 7208 dargestellt. Für die analytische Betrachtung wird eine reine Axiallast auf das Wälzlager betrachtet, welche von 2 kN bis 20 kN variiert wird. Die doppelte Oszillationsamplitude wird von $0,5^\circ$ bis $2,5^\circ$ variiert.

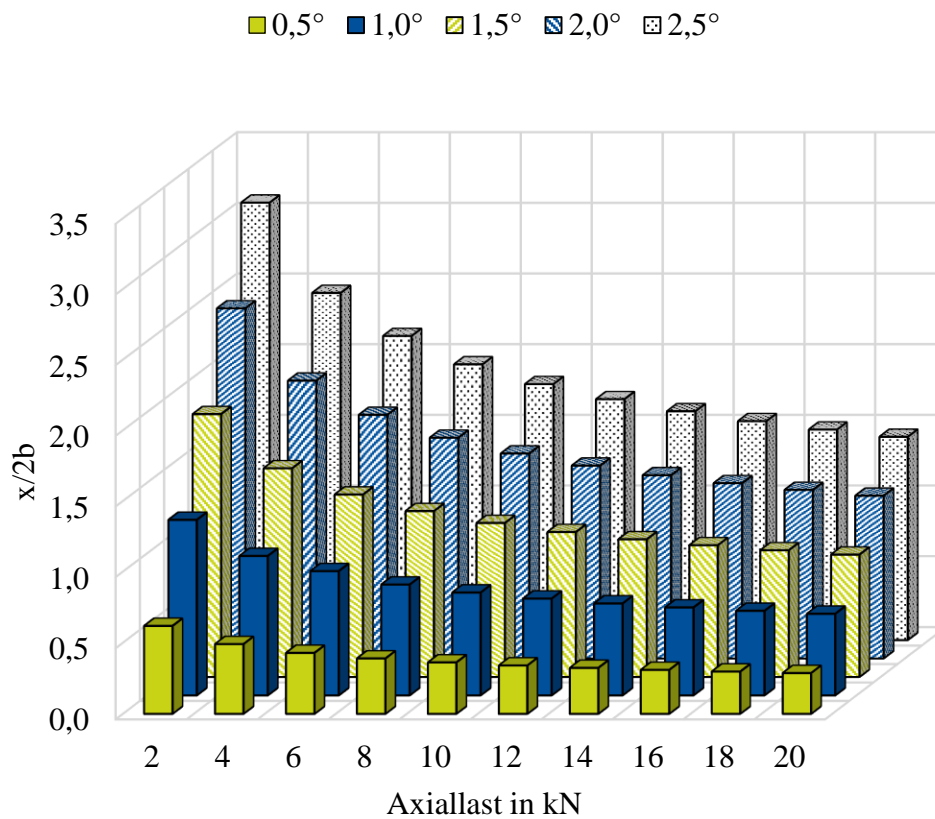


Abbildung 4.5: $x/2b$ -Verhältnisse für verschiedene Parameterkombinationen

4.5 Dimensionslose Darstellung der Betriebsparameter des Referenzrotorblattlagers

In Kapitel 3 wurden die Betriebsbedingungen des Rotorblattlagers der Referenzwindenergieanlage analysiert. Die Bewegungsformen des Rotorblattlagers können STAMMLER ET AL. [50] entnommen werden. Die Belastungssituation wurde mit Hilfe der Lastanalyse von SCHWACK ET AL. [51] und einem Finite-Elemente-Modell vorgenommen.

Für die Bewegungsformen in Tabelle 3.3 ist der Bereich der doppelten Oszillationsamplituden θ_r angegeben. Darüber hinaus wird der zurückgelegte Weg des Wälzkörpers x für den zugehörigen Bereich θ_r ermittelt. Für den Bereich θ_r von $0,2-0,4^\circ$ beträgt der zurückgelegte Weg des Wälzkörpers (x) 4-8 mm [50]. Um nun die Skalierung vorzunehmen muss die Kontaktpressung bekannt sein. In der Analyse der Betriebslasten konnten maximale Pressungen zwischen 2,0 und 2,4 GPa ermittelt werden. Für die Extremlasten traten Pressungen von bis zu 3,0 GPa auf. Tabelle 4.1 können die genannten Pressungen und die zugehörigen $2b$ -Werte für das Referenzlager entnommen werden. Für die Skalierung der experimentellen Untersuchungen wird eine Pressung von 1,9 GPa angenommen. Die Pressung wird leicht unterhalb der maximalen Werte ange-

nommen, um einen realistischen Bereich abzudecken.

Tabelle 4.1: Zusammenhang der Pressung und der Kontaktbreite bezogen auf den Innenring des Referenzlagers

HERTZ'sche Pressung P in GPa	Breite der Kontaktellipse $2b$ in mm
1,9 GPa	2,4 mm
2,0 GPa	2,7 mm
2,4 GPa	3,2 mm
3,0 GPa	4,0 mm

Unter der Annahme einer Pressung von 1,9 GPa am Innenring kann $x/2b$ während des Anlagenbetriebs für die verschiedenen Bereiche errechnet werden. Abbildung 4.6 zeigt die Häufigkeit mit der verschiedene $x/2b$ auftreten. Es wird deutlich, dass 15,3 % der $x/2b$ unterhalb 1,6 liegen. Daher wird dieser Bereich in den experimentellen Untersuchungen stark fokussiert.

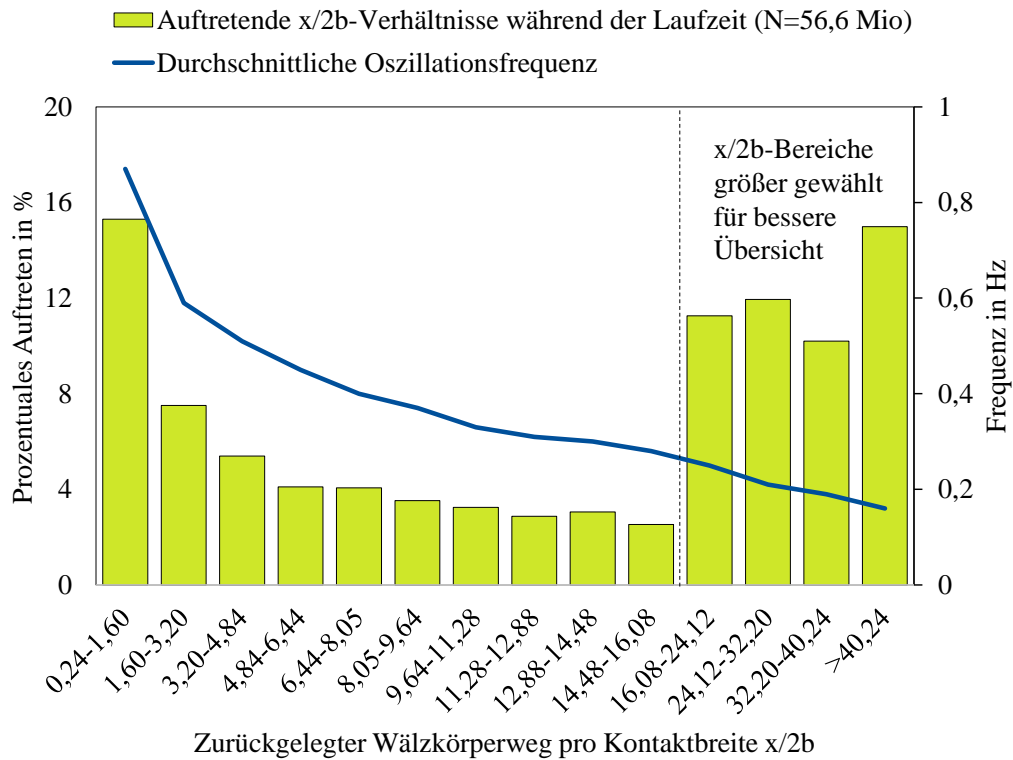


Abbildung 4.6: Skalierte Bewegungsformen der IWT

Für die experimentellen Untersuchungen werden drei $x/2b$ -Verhältnisse untersucht. Das Erste ist das bereits genannte Verhältnis in dem $x/2b$ kleiner 1,6 ist. Ein weiteres untersucht $x/2b$ von 10 bis 15. Ein drittes und letztes $x/2b$ -Verhältnis ist größer als 20.

Kapitel 5

Experimentelle Ausstattung

Zur experimentellen Untersuchung des Betriebsverhaltens oszillierender Wälzlager sind verschiedene Prüfeinrichtungen notwendig. Dabei werden sowohl Prüfstände für Bauteiluntersuchungen an verschiedenen Lagergrößen, als auch Modellprüfstände genutzt. Im folgenden Kapitel wird die genutzte experimentelle Ausstattung beschrieben. In den Kapiteln der Versuchsauswertung wird auf den jeweiligen Prüfstand verwiesen. Tabelle 5.1 gibt eine Übersicht der verwendeten Prüfaufbauten, welche in Abbildung 5.1 dargestellt sind.

Tabelle 5.1: Experimentelle Ausstattung

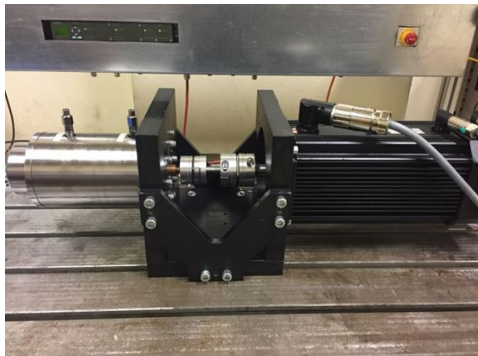
Benennung	Art	Auswertung
Schwenkprüfstand	Bauteil	Kapitel 6, 8
Großlagerprüfstand	Bauteil	Kapitel 7
Tribomesszelle	Modell	Kapitel 8
SRV-Prüfstand	Modell	Kapitel 8

5.1 Schwenkprüfstand

Im Folgendem wird der am INSTITUT FÜR MASCHINENKONSTRUKTION UND TRIBOLOGIE verwendete Schwenkprüfstand beschrieben. Der Prüfaufbau erlaubt Untersuchungen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208. Eine detaillierte Beschreibung der Baugröße ist in Kapitel 2.3 zu finden. Der Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 5.1a dargestellt. Der Prüfstand besteht aus einem Motor, welcher oszillierend betrieben werden kann und einem Prüfkopf in dem die Prüflager montiert werden.

Die Verbindung zwischen Ausgangswelle des Prüfstandes und Prüfwellen wird mittels Faltenbalkkupplungen realisiert. Abbildung 5.2 zeigt die Schnittdarstellung des Prüfkopfes. Die Schrägkugellager sind in X-Anordnung montiert, wodurch zusätzliche Stützlager nicht notwendig sind.

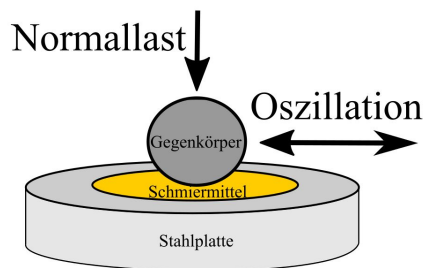
Die Krafteinleitung erfolgt mittels Tellerfedern auf die Prüflager. Mit Hilfe verschiedener Anordnungen der Tellerfedern, kann die aufgebrachte Last eingestellt werden. Die Krafteinleitung ermöglicht Lasten von über 40 kN.



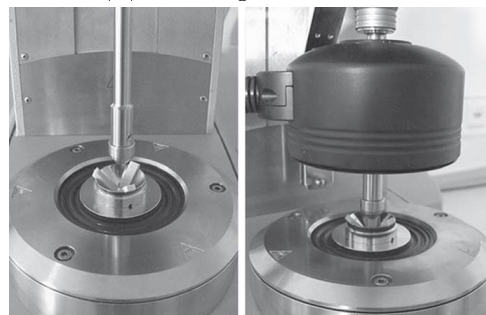
(a) Schwenkprüfstand



(b) Großlagerprüfstand



(c) SRV



(d) Tribomesszelle (Bild: Anton Paar)

Abbildung 5.1: Experimentelle Versuchsausstattung

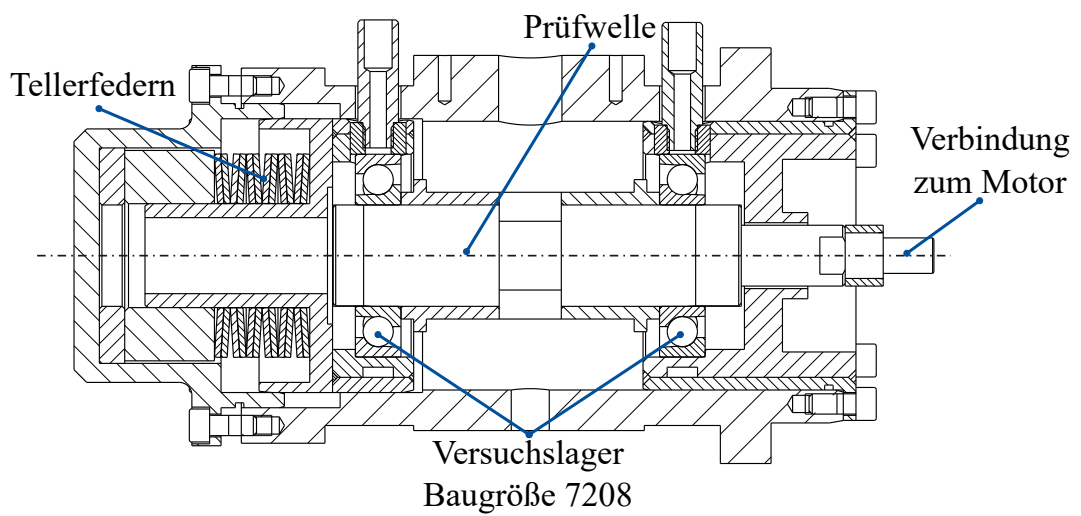


Abbildung 5.2: Schnittdarstellung des Prüfkopfes

5.2 Großlagerprüfstand

Um Aussagen über das Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager für die Anwendung als Rotorblattlager in Windenergieanlagen treffen zu können, müssen die Verschleißphänomene an Vierpunktlagern mit ausreichend großem Maßstab experimentell untersucht werden. Der Großwälzlagerprüfstand ist Eigentum der Firma IMO in Gremsdorf, Deutschland. Die Abmessungen der Lagergeometrie sind in Tabelle 5.2 einzusehen. Der Prüfstand ist in Abbildung 5.1b dargestellt.

Tabelle 5.2: Abmessungen des Testlagers

Eigenschaft	Abmessung
Wälzkreisdurchmesser D_P	675 mm
Außendurchmesser D	750 mm
Wälzkörperdurchmesser D_{WK}	20 mm
Wälzkörperanzahl	84 pro Reihe
Schmiegunng r_{WK}/r_{LB}	94 %

Der Prüfstand verfügt über zwei Getriebemotoren, welche die Rotation der Wälzlager erlauben. Je Versuch können zwei Lager gleichzeitig untersucht werden. Die Lager werden in einer speziellen Aufnahme montiert. Die Lasteinleitung wird über vier separat ansteuerbare Hydraulikzylinder realisiert. Durch die vier Zylinder können neben reiner Axiallast auch Biegemomente aufgebracht werden. Der Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Zusätzlich ist der Prüfstand mit folgender Messdatenerfassung ausgestattet:

- 10 Wegaufnehmer
- 2 Temperaturoaufnehmer
- 2 Druckaufnehmer
- 1 Drehmomentenmessdose

5.2.1 Anpassung des Prüfstandes

Der Prüfstand wurde ursprünglich für die Untersuchung rotierender Wälzlager ausgelegt, weshalb es zur Untersuchung oszillierender Wälzlager einer Umkonstruktion bedarf. Um Kosten zu sparen und den Prüfstand auch weiter für seine ursprüngliche Funktion nutzen zu können, wurde ein Exzenter-Konzept erarbeitet. Das Konzept ist schematisch in Abbildung 5.4 dargestellt. Das Grundprinzip basiert auf einem Gelenk, welches sich zwischen den Längen a und b befindet. Die Länge c entspricht dem Außendurchmesser des Testlagers und die Länge d dem Abstand zwischen Mittelpunkt des Testlagers und Drehachse des Getriebemotors. Da verschiedene Oszillationsamplituden ermöglicht werden sollen, ist der Abstand a variabel gehalten.

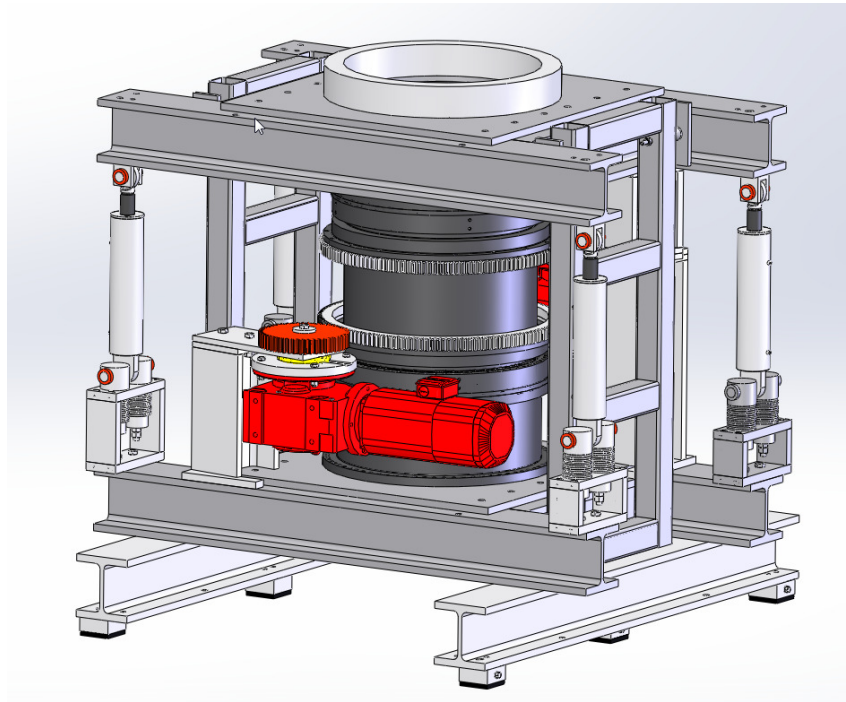


Abbildung 5.3: CAD-Modell des verwendeten Prüfstandes

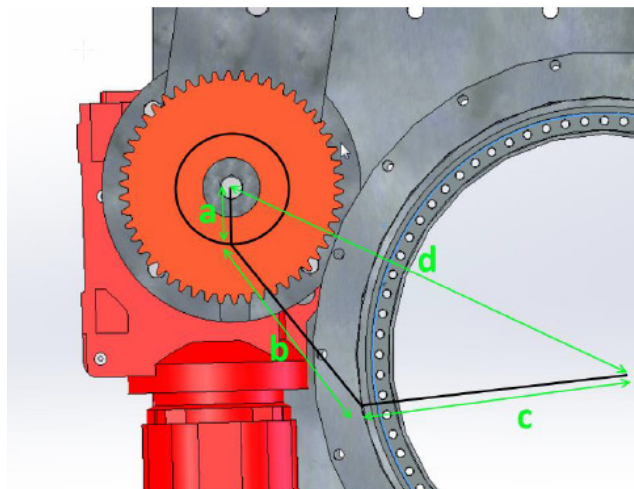


Abbildung 5.4: Funktionsschema der Neukonstruktion

Die Neukonstruktion ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Die variable Länge a wurde mittels einer Passfedernut realisiert, in der ein Bolzen läuft welcher mit dem Gelenk verbunden ist. Prüfstandsseitig wurde ebenfalls ein Gelenk verwendet.

Bisherige Untersuchungen nutzten gegenläufige Hydraulikzylinderwege, um ein Biegemoment aufzubringen. Da die Untersuchung des Verschleißes eine möglichst hohe Anzahl an identisch belasteten Wälzkontakten benötigt, um eine statistische Absicherung gewährleisten zu können, wird eine rein axiale Belastung gewählt. Darüber hinaus ergeben sich bei rein axialer Belastung lediglich zwei anstatt vier Punktkontakte, was einen Abgleich mit den Wälz-

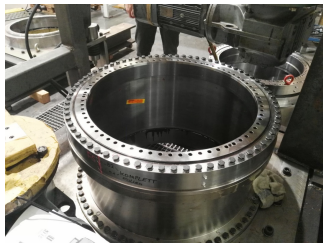


Abbildung 5.5: Fertiggestellte Neukonstruktion

lagern der Baugröße 7208 ermöglicht. Im Zuge dessen wurde die Ansteuerung der Hydraulikzylinder umprogrammiert.

5.2.2 Montage der Versuchslager

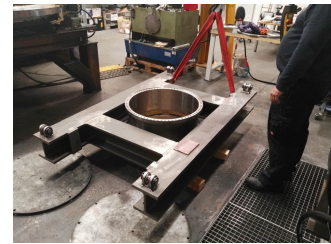
Die Montageschritte, welche für die Großwälzlageruntersuchungen nötig sind, sind in der Abbildung 5.6 dargestellt. Im ersten Schritt muss Lager 1 auf dem Lagertopf angebracht werden (Abbildung 5.6a). Die Schrauben werden mit je drei Drehmomentschritten über Kreuz angezogen. Im nächsten Schritt wird der mittlere Lagertopf aufgebracht und das obere Lager montiert (Abbildung 5.6b). Die Lasteinleitung wird auf dem oberen Versuchslager montiert und an den Eckpunkten mit den zugehörigen Hydraulikzylindern verbunden (Abbildung 5.6c). Der vollständig montierte Prüfstand ist in Abbildung 5.6d zu sehen. Das untere Lager wurde mit allen Betriebsbedingungen getestet (Multi-Damage-Lager).



(a) Unteres Lager



(b) Oberes Lager



(c) Lasteinleitung



(d) Montierter Prüfstand

Abbildung 5.6: Komponenten des Großlagerprüfstandes

5.3 SRV-Prüfstand

Schwingungs-**Reib**verschleiß-Prüfgeräte (SRV-Prüfgeräte) werden kommerziell vertrieben und sind in DIN 51834 genormt [52]. Der SRV-Prüfstand ist Eigentum der Firma AXEL CHRISTIERNSSON in Göteborg, Schweden. Der einfache Prüfstands Aufbau bewegt einen Prüfkörper linear oszillierend und mit einer definierten Kraft gegen eine Stahlplatte. Der Kugeldurchmesser beträgt 10 mm. Sowohl Kugel als auch Scheibe bestehen aus 100Cr6. In der Regel wird der Prüfstand eingesetzt, um die Wirkung und Lebensdauer verschiedener Schmiermittel im oszillierenden Betrieb miteinander zu vergleichen. Der schematische Prüfstands Aufbau ist in Abbildung 5.7 dargestellt.

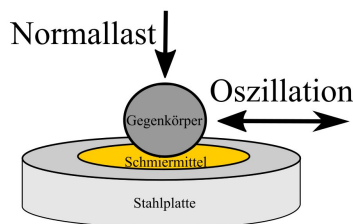


Abbildung 5.7: Schematischer Aufbau SRV-Prüfstand

5.4 Tribomesszelle

Da der Reibwert einen wesentlichen Einfluss auf den Verschleiß hat, werden Modellversuche durchgeführt, um diesen zu ermitteln. Zur Ermittlung der Reibwerte wird eine Tribomesszelle verwendet. Die Tribomesszelle ist Eigentum von der Firma ANTON-PAAR in Ostfildern, Deutschland. Abbildung 5.8 zeigt den schematischen Aufbau der Tribomesszelle. Eine Stahlkugel aus 100Cr6 wird auf drei Stahlplatten des gleichen Materials gedrückt. So entstehen drei Kontaktstellen. Über einen Schaft wird eine Dreh- oder Oszillationsbewegung auf die Stahlkugel übertragen. Am oberen Ende des Schaftes befindet sich ein Messsystem welches das aufzubringende Drehmoment misst. Über dieses Drehmoment kann der Reibkoeffizient μ ermittelt werden. Für die Untersuchungen werden zwei Testbedingungen durchgeführt (Rotation und Oszillation).

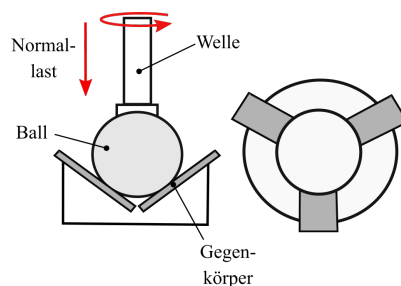


Abbildung 5.8: Schematischer Aufbau der Tribomesszelle

Kapitel 6

Experimentelle Untersuchungen zum Verschleißverhalten an Modellprüfständen und skaliert

Um den Einfluss der verschiedenen Betriebsparameter, welche für Rotorblattlager in Windenergieanlagen auftreten können zu analysieren, müssen experimentellen Untersuchungen vorgenommen werden. Experimentelle Untersuchungen im skalierten Maßstab erlauben die Analyse eines breiten Parameterspektrums. Die Ergebnisse der Wälzlagerversuche werden zusammengefasst dargestellt, um eine bessere Übersichtlichkeit zu gewähren.

Im Folgendem werden die Ergebnisse verschiedener experimenteller Untersuchungen ausgewertet, um den Einfluss der Betriebsparameter besser abzubilden. Folgende Einflüsse stehen im Fokus der Experimente.

- Einfluss der Zeit / Zyklen
- Einfluss der Oszillationsamplitude
- Einfluss der Oszillationsfrequenz

Der Einfluss des Schmiermittels wird in einem gesonderten Kapitel betrachtet. Um Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wird für die Untersuchungen das $x/2b$ -Verhältnis angegeben.

6.1 Einfluss der Zeit und Oszillationszyklen

Um den Einfluss der Zeit bzw. der Oszillationszyklen zu untersuchen, werden Versuche mit ausgewählten Betriebsparametern nach unterschiedlicher Zeit beendet.

Abbildung 6.1 zeigt die Mikroskopaufnahmen von 4 Untersuchungen ohne Schmiermittel mit $x/2b=0,8$. Die Wälzlager der Baugröße 7208 werden vor den Untersuchungen gereinigt um jegliche Rückstände von Schmiermitteln zu

entfernen. Für die Experimente wird der in Kapitel 5.1 beschriebene Schwenkprüfstand verwendet. Der erste Versuch wurde nach 100 Zyklen beendet. Bei einer Frequenz von $f=5$ Hz entspricht dies einer Versuchszeit von $t=20$ s. Die Mikroskopaufnahme in Abbildung 6.1a zeigt, dass bereits nach 100 Zyklen eine Schädigung der Laufbahn zu erkennen ist. Dieses Ergebnis stimmt mit den Beobachtungen von GREBE überein, der in seinen Untersuchungen ebenfalls nach wenigen Zyklen Schädigungen vorfand [79]. Nach 1.000 Zyklen ist die Schädigung deutlicher ausgeprägt. Abbildung 6.1b zeigt, dass die Schädigung an den Endpunkten der Kontaktellipse am deutlichsten ist. Dies steht im Zusammenhang mit dem Schlupf, welcher im Schrägkugellager auftritt [134]. Der obere Endpunkt ist dabei deutlicher ausgeprägt, da eine Superposition von Bohr- und HEATHCOTE-Schlupf vorliegt. Nach 10.000 Zyklen wird die Schädigung noch deutlicher, wie in Abbildung 6.1c zu sehen. Das rötliche Reaktionsprodukt Hämatit [135] ist deutlich zu erkennen. Darüber hinaus beginnen erste Veränderungen der Makrogeometrie in Form von Aufwürfen. Nach 100.000 Zyklen sind die Makroveränderungen deutlich zu sehen. In Abbildung 6.1d lässt sich die ausgeprägte Schädigung am oberen Endpunkt gut erkennen.

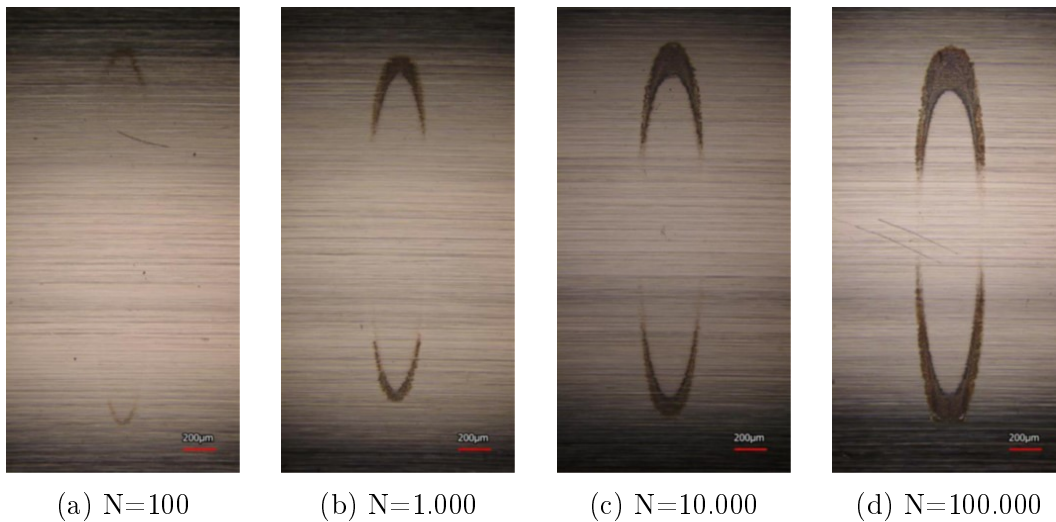


Abbildung 6.1: Einfluss der Zyklen - ungeschmiert, $x/2b_{\text{IR}} = 0,8$ und $f=5$ Hz

In der Rotorblattlageranwendung werden Schmierfette eingesetzt. Analog zu den Untersuchungen ohne Schmierung werden Untersuchungen mit Schmierfetten durchgeführt. In Abbildung 6.2 sind Untersuchungen mit dem Referenzschmierfett für verschiedenen Zyklenzahlen gezeigt. Abbildung 6.2a zeigt die Mikroskopie des Innenrings nach 1.000 Zyklen. Im Vergleich zu 6.1b ist für geschmierte Bedingungen eine größere Fläche dieses Kontaktes verändert. Allerdings ist der Verschleiß milder ausgeprägt. Für 10.000 Zyklen, Abbildung 6.2b, ist ebenfalls ein großer Bereich des Kontaktes verändert. Für diese Zyklenzahl sind die Schädigungen deutlicher ausgeprägt in den Endpunkten des Kontaktes. Für 100.000 Zyklen, Abbildung 6.2c, ist nahezu der gesamte Kontakt geschädigt. Auch wenn der Kontakt eine größere Schädigung vorweist als Abbildung 6.1d, ist diese im Vergleich milder und zeigt weniger makroskopische Veränderungen.

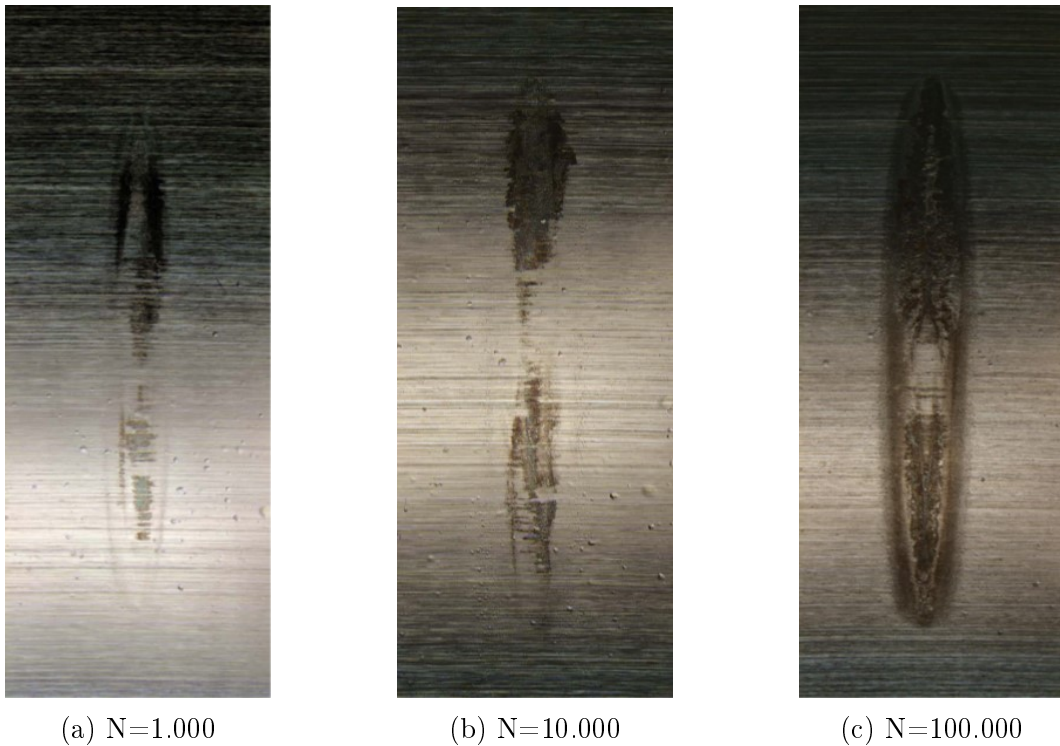


Abbildung 6.2: Einfluss der Zyklen - Geschmiert (Referenzschmierfett) und $x/2b_{IR} = 0,8$

Der Einfluss der Zeit in oszillierenden Anwendungen wurde bereits von GODFREY im Jahr 1956 untersucht [136]. GODFREY nutzte einen Aufbau, in dem eine Kugel auf eine Platte gedrückt wird und eine linear oszillierende Bewegung durch das hin und her bewegen der Platte eingebracht wird. Die Pressung auf die 12,7 mm Kugel betrug 400 MPa. Dies entspricht einer Kontaktbreite $2b$ von 0,7 mm. Der Gleitweg wird mit 0,1 mm beziffert. Somit ist $x/2b=0,14$. Die Frequenz der Versuche betrug 30 Hz. Mit Hilfe eines optischen Aufbaus konnte beobachtet werden, ob Mineralöl aus dem Kontakt entweicht.

Die Ergebnisse von GODFREY sind in Abbildung 6.3 dargestellt. Nach GODFREY gibt es eine Zyklengrenze ab der der Schädigungsgrad stark zunimmt. Es gibt eine Inkubationszeit, die folglich nicht überschritten werden sollte. Wird die Inkubationszeit überschritten, tritt Verschleiß auf, der ähnlich aggressiv ist, wie in ungeschmierten Kontakten. GODFREY schlussfolgerte, dass das Schmiermittel durch die sehr kleinen Bewegungen mit zunehmender Zyklenzahl aus dem Kontakt verdrängt wird und trockene Bedingungen im Kontakt herrschen.

Um den von GODFREY beschriebenen Effekt zu untersuchen, werden Untersuchungen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 vorgenommen. Wie schon in den Untersuchungen aus Abbildung 6.1 und 6.2 wurde $x/2b=0,9$ und $f=5,0$ Hz gewählt. Für die Untersuchungen wird ein Mineralöl mit einer kinematischen Grundölviskosität von $100 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 40 °C verwendet. Mineralöl vereinfacht die phänomenologische Analyse der Schadensentwicklung da alle Komponenten und deren Interaktionen mit der Oberfläche weitestgehend be-

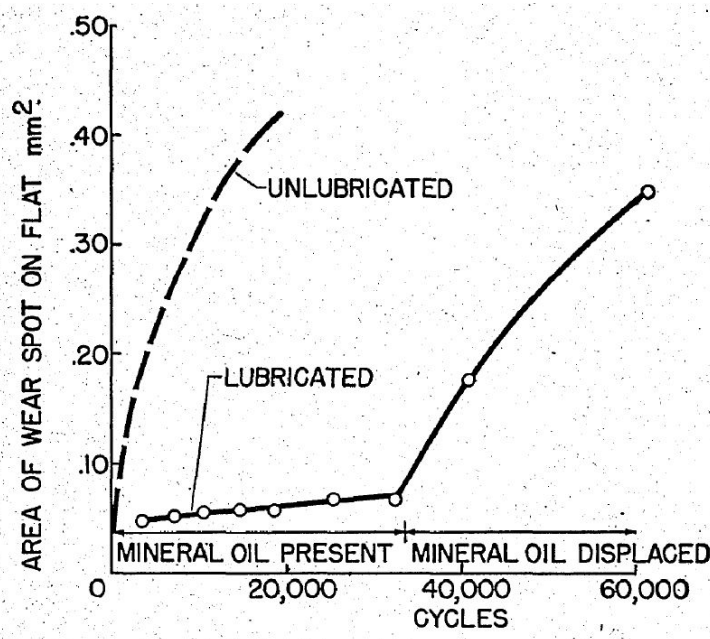


Abbildung 6.3: Einfluss der Zyklenzahl aus GODFREY [136] - Geschmiert (Mineralöl) und $x/2b_{IR} = 0,14$

kannt sind. Es werden Oszillationszyklen von 10.000 bis $5 \cdot 10^6$ untersucht. Abbildung 6.4a zeigt die Auswertung der Flächen welche starke Schädigungen aufweisen in Abhängigkeit von der untersuchten Zyklenzahl. Für die in Abbildung 6.4a dargestellten Ergebnisse wurde jede der 14 geschädigten Kontaktflächen des Innenrings und des Außenrings mit Hilfe eines Laserscanning-Mikroskops untersucht. Stark geschädigte Flächen zeigen eine veränderte Makrogeometrie (z.B. durch Tribokorrosion oder abrasiven Verschleiß). Die Standardabweichung ergibt sich aus den unterschiedlich stark geschädigten Kontaktflächen. Die teilweise großen Unterschiede können mit der vertikalen Einbaulage der Wälzlager begründet werden. Abbildung 6.4b zeigt prozentual den Anteil aller schwer geschädigten, leicht geschädigten und ungeschädigten Fläche des Kontaktes am Innenring. Die Ergebnisse in Abbildung 6.4 zeigen, dass der geschädigte Bereich bis zu $2,5 \cdot 10^6$ Zyklen deutlich ansteigt. Zwischen $2,5 \cdot 10^6$ und $5 \cdot 10^6$ Zyklen ist kein großer Unterschied zu sehen. Darüber hinaus wird ersichtlich, dass der Innenring eine deutlich größere geschädigte Fläche zeigt als der Außenring. Die von GODFREY beschriebene Inkubation tritt bereits nach weniger als 500.000 Zyklen auf.

Um den Schädigungsverlauf näher zu untersuchen, werden die Reaktionsprodukte optisch ermittelt. Hierfür wird die Oberfläche mikroskopisch betrachtet. Für die optische Bewertung werden die Schädigungsbereiche und optisch sichtbaren Reaktionsprodukte einer hochauflösenden Aufnahme der Schädigung analysiert. Dabei werden rötliche Oberflächen Hämatit und gräuliche Flächen Magnetit zugeordnet. Nach GODFREY sollte der prozentuale Anteil an rötlich gefärbten Flächen mit steigender Zyklenzahl ebenfalls zunehmen. Für den Außenring (Abbildung 6.5a) ist das erwartete Ergebnis gut zu se-

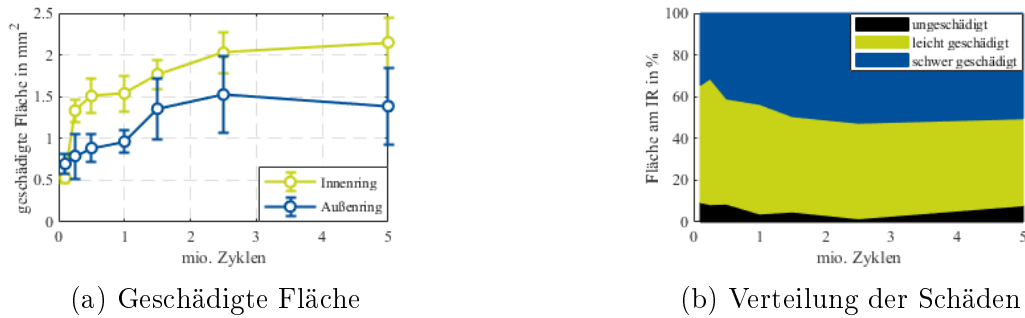


Abbildung 6.4: Einfluss der Zyklenzahl - geschmiert (Mineralöl) und $x/2b_{IR} = 0,8$

hen. Der Magnetitanteil nimmt ebenfalls bis zu $2,5 \cdot 10^6$ Zyklen zu und nimmt danach ab. Hier überlagert wahrscheinlich das Reaktionsprodukt Hämatit den Magnetitanteil. Für den Innenring, dargestellt in Abbildung 6.5b, ist der Trend für das Reaktionsprodukt Magnetit ebenfalls zu sehen. Für das Reaktionsprodukt Hämatit sticht der Versuch mit $2,5 \cdot 10^6$ Zyklen heraus, da dieser weniger Hämatit zeigt als der Versuch mit 100.000 Zyklen. Trotz des Ausreißers ist der Trend, welcher schon für den Außenring beschrieben wurde, gut zu erkennen.

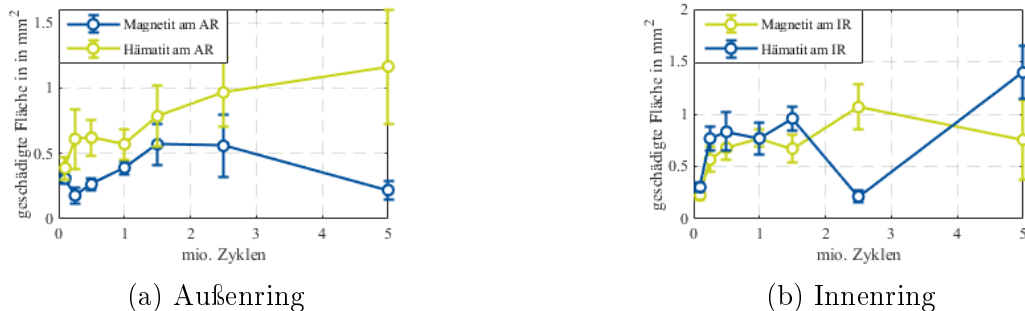


Abbildung 6.5: Reaktionsprodukte - geschmiert (Mineralöl) und $x/2b_{IR} = 0,8$

Die Versuche zeigen den Einfluss der steigenden Zyklenzahl auf das Schadensbild. Für den geschmierten Kontakt hat das Schmiermittel mit zunehmender Zyklenzahl weniger Einfluss. Dies kann damit begründet werden, dass das Schmiermittel aus dem Kontakt verdrängt wird. Sobald die Inkubationszeit überschritten ist und kein trennender Schmierfilm vorliegt, kommt es zu einem erhöhten Auftreten von Oxidpartikeln in Form von Magnetit. Im schlimmsten Fall können diese Dämme bilden, die ein zurückfließen des Schmiermittels vollständig verhindern. Dadurch kann es zu Bedingungen kommen die vergleichbar sind mit denen von trockenen Kontakten. Es kann zu Mikroverschweißungen und starken Verschleiß kommen, der innerhalb von wenigen Zyklen Partikel ins System bringt, die eine abrasive Verschleißwirkung haben. Die beschriebene Inkubationshypothese nach GODFREY ist in Anlehnung an die Darstellung von MING-FENG [62, 63] in Abbildung 6.6 dargestellt.

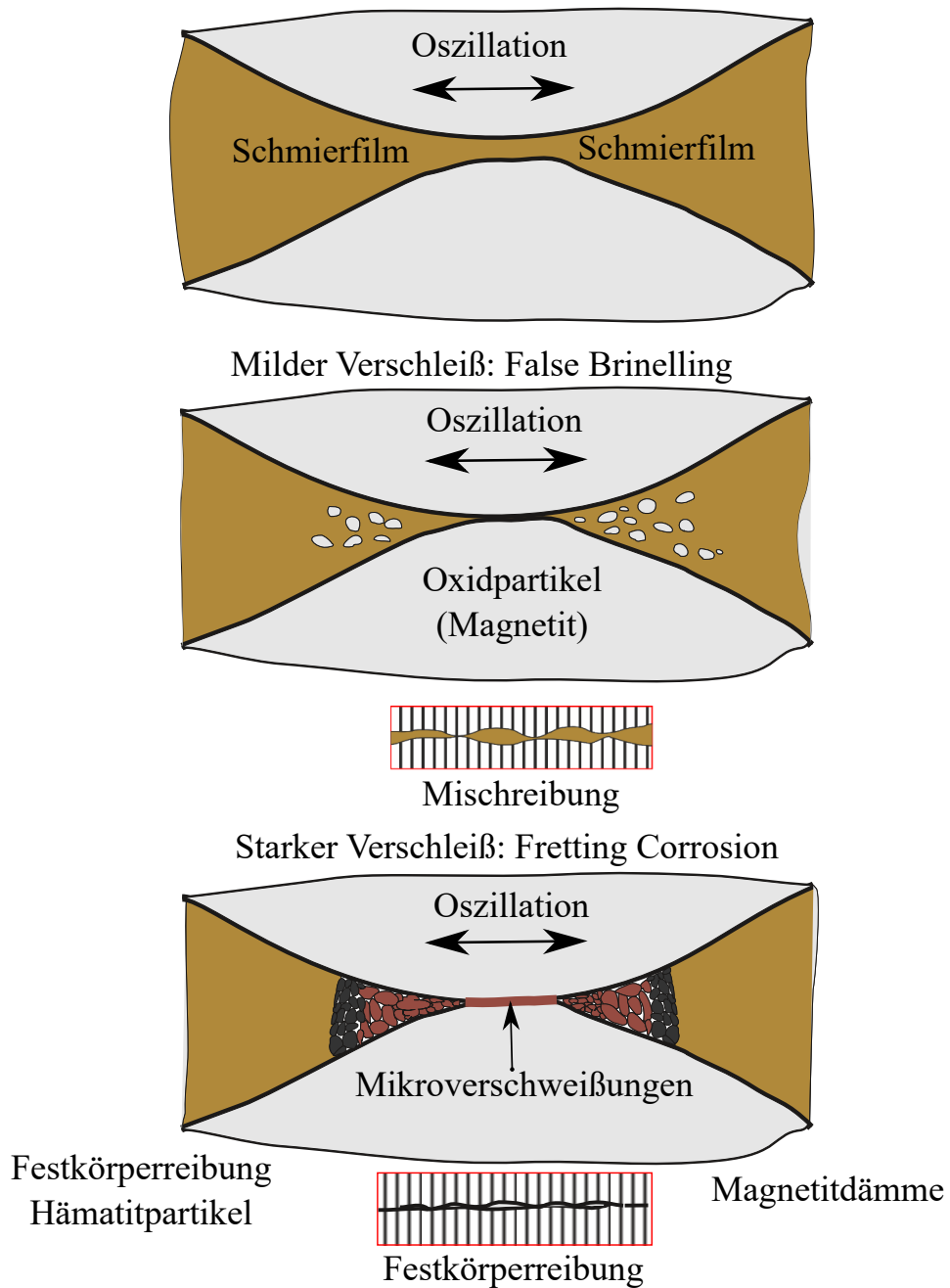


Abbildung 6.6: Inkubationshypothese nach GODFREY und MING-FENG

6.2 Einfluss der Oszillationsamplitude und Frequenz

Der Einfluss der Oszillationsamplitude wird mit Hilfe verschiedener experimenteller Untersuchungen ermittelt. Gleichzeitig werden Forschungsergebnisse präsentiert, welche sich ebenfalls dem Einfluss der Oszillationsamplitude widmen.

Der Fokus des Untersuchungsbereichs liegt auf Rotorblattlagern in Windenergieanlagen. Die Häufigkeit mit der verschiedene Oszillationsamplituden auftreten, hängt stark von der verwendeten Regelungsstrategie und den Windverhältnissen ab. Die Analyse der Betriebsbedingungen ergab, dass $x/2b=0,24$ bis $1,60$ die größte Relevanz für das Referenzrotorblattlager hat. Größere $x/2b$ treten seltener auf.

6.2.1 Experimentelle Ergebnisse Maruyama et al.

MARUYAMA und SAITOH stellten 2010 Ergebnisse zum Schmierfilmaufbau in oszillierenden Punktkontakten vor [14]. Für die Untersuchungen wurde ein Kugel-Scheibe-Automat verwendet. Um das Verhalten des Schmierfilms zu studieren, wird eine Stahlkugel mit $24,5$ mm Durchmesser gegen eine stationäre Glasscheibe mit 100 mm Durchmesser gedrückt. Mit Hilfe der SPACE LAYER METHODE [137] konnten die Schmierfilmdicke durch einen Spektrografen optisch ermittelt werden.

Bei den Untersuchungen handelt es sich um Modellexperimente, welche nur bedingt das Verhalten des Schmiermittels im Bauteil wiedergeben. Tabelle 6.1 beinhaltet die Testbedingungen. MARUYAMA und SAITOH verwendeten ein sehr dickflüssiges PAO-Öl. Die Rauheit R_a der Kugel betrug $0,0081 \mu\text{m}$ und die der Scheibe $0,0023 \mu\text{m}$. Die max. Flächenpressung von $0,37$ GPa ist im Vergleich zu den Pressungen während der Betriebsbedingungen des Referenzrotorblattlagers gering.

Tabelle 6.1: Versuchsbedingungen nach MARUYAMA

Temperatur	$25 \pm 0,5$ °C
Öl	PAO
Viskosität bei 40 °C	411 mm ² /s
Max. Kontaktpressung	$0,37$ GPa
$x/2b$	$0,6 - 4,3$
Max. Geschwindigkeit	20 mm/s
Slide-to-roll ratio	200 %

Zur Charakterisierung der Versuche wurde auch hier das Verhältnis $x/2b$ genutzt. Die Ergebnisse zeigen, dass unterhalb von $x/2b=1,6$ kein Schmierfilm entsteht. Oberhalb von $1,6$ baut sich ein Schmierfilm auf. Umso höher die Frequenz, desto höher der Schmierfilm. Eine schematische Darstellung der Versuchsergebnisse ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Für Rotorblattlager in Win-

denergieanlagen sind diese Ergebnisse von großer Bedeutung, da ein Großteil der auftretenden $x/2b$ -Verhältnisse geringer 1,6 ist. Da die Rauheiten der Kontaktpartner ebenfalls einen Einfluss auf den Reibungszustand haben, wird es im Rotorblattlager auch oberhalb von $x/2b=1,6$ zu Mischreibung kommen.

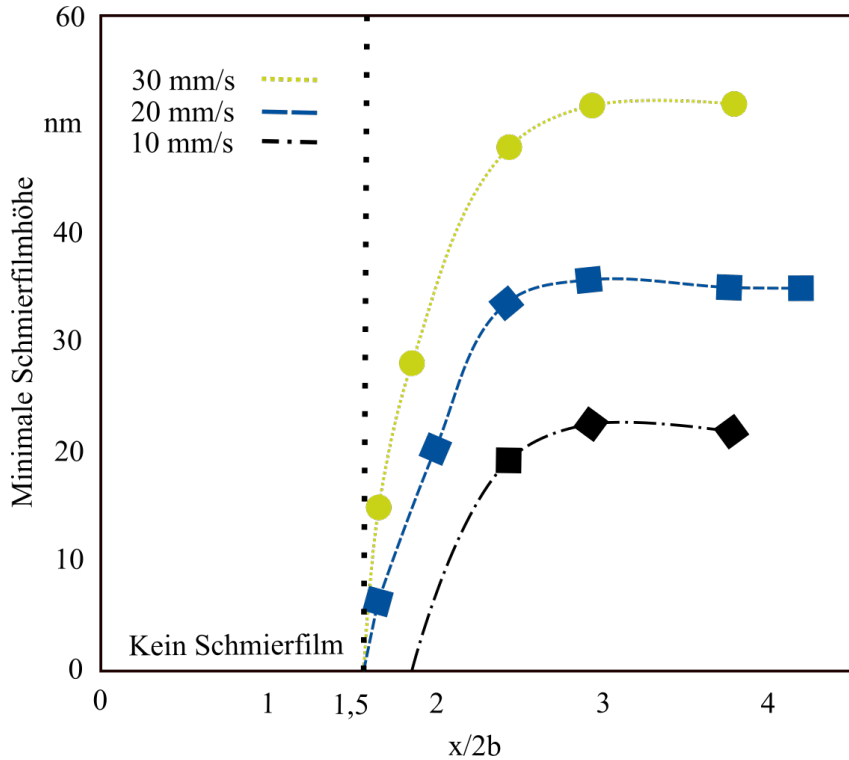


Abbildung 6.7: Schematische Darstellung der Ergebnisse nach MARUYAMA ET AL.

6.2.2 Experimentelle Ergebnisse Wandel et al.

WANDEL ET AL. stellten 2019 Versuchsergebnisse vor, in denen Wälzlager der Baugröße 7208 mit verschiedenen $x/2b$ und Frequenzen untersucht wurden [138]. Dabei wurden die Wälzlager mit einem Mineralöl geschmiert, welches bei 40 °C eine Grundölviskosität von 100 mm²/s besitzt. Aufgrund des verwendeten Schmiermittels sind die Ergebnisse nur bedingt auf Rotorblattlager anwendbar. Es konnte gezeigt werden, dass bei einer konstanten Frequenz von 5 Hz und einer Kontaktpressung am Innenring von 1,88 GPa der Verschleiß mit steigendem $x/2b$ abnimmt. Bei $x/2b=0,9$ tritt der klassische False-Brinelling-Schaden auf. Für $x/2b=2,4$ sind einige rötliche Verfärbungen mittig des Kontaktes vorzufinden. Die Fertigungsspuren sind allerdings noch vollständig sichtbar. Für $x/2b=4,8$ und 7,2 sind lediglich leichte Veränderungen der Oberfläche zu erkennen.

Darüber hinaus wurden Ergebnisse vorgestellt, in denen die Frequenz bei einem konstantem $x/2b$ von 7,2 erhöht wird. Bei einer Frequenz von 1,0 Hz wurden rötliche Verfärbungen mittig der Kontaktzone ermittelt, welche auf

Mischreibung hinweisen. Diese rötlichen Verfärbungen nehmen mit zunehmender Frequenz ab. Bei 3,0 Hz und 5,0 Hz sind nur noch wenige Verfärbungen zu erkennen.

Die Ergebnisse an Wälzlagern von WANDEL ET AL. [138] bestätigen die Modellversuche von MARUYAMA ET AL. [14].

6.2.3 Eigene experimentelle Ergebnisse

Neben den beschriebenen Untersuchungen werden Experimente an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 mit direktem Bezug zum Referenzrotorblattlager durchgeführt. Bei dem Schmierfett handelt es sich um das Referenzschmierfett. Eine detaillierte Beschreibung des Schmierfettes ist in Kapitel 10.5.1 zu finden. Der Fokus der Versuchsreihe liegt auf dem Einfluss von $x/2b$. Frequenzen und Lasten sind an den Prüfstand angepasst und orientieren sich an der Wälzgeschwindigkeit des Rotorblattlagers. Die $x/2b$ -Verhältnisse können Tabelle 6.2 entnommen werden. Die Ergebnisse mit dem Referenzschmierfett stimmen nur bedingt mit den zuvor vorgestellten Ergebnissen überein.

Tabelle 6.2: Versuchsbedingungen

Versuch	$x/2b$
1	0,07
2	0,23
3	0,9
4	2,3
5	7,7
6	13,3
7	30,7

$x/2b=0,07$

Sehr geringe $x/2b$ treten zum Beispiel durch Vibrationen des technischen Systems auf. Die untersuchten Wälzlager zeigen keine Schädigungen. Die Untersuchung mit Mineralöl zeigt, dass sich für $x/2b$ kein Schmierfilm aufbauen kann, was zum typischen False-Brinelling führt. Schmierfette hingegen sind in der Lage die Kontaktpartner durch den Verdicker und/oder Festschmierstoffe voneinander zu trennen. Dies wurde bereits sehr anschaulich in Veröffentlichung von MARUYAMA ET AL. [139], SCHADOW [18] und GREBE [79] für kleine $x/2b$ gezeigt.

$x/2b=0,23$

Für $x/2b=0,23$ können erste Veränderungen der Oberfläche festgestellt werden, wie in Abbildung 6.8 zu sehen. Die Versuchsbedingungen führen zu einer sehr definierten Schadensmarke. Mittig der Kontaktzone ist ein großer ungeschädigter Bereich zu erkennen, welcher mit der Haftzone im Zusammenhang steht. In der partiellen Schlupfzone sind Veränderungen der Oberfläche vorzufinden. In dieser Zone bildet sich das Reaktionsprodukt Magnetit [136]. Die typische dritte Zone ist ebenfalls vorzufinden. Die Gleitzone befindet sich im äußersten Bereich der Kontaktzone. In dieser Untersuchung ist in dieser Zone eine leichte Verfärbung zu erkennen, unter der die Fertigungsspuren noch deutlich zu erkennen sind. Bei der vorgefundenen Schädigung handelt es sich um den klassischen False-Brinelling-Schaden. Da Vibrationen im Stillstand des Lagers häufig für das Auftreten von False Brinelling verantwortlich sind, wird der Schaden häufig auch Stillstandsmarke genannt [140].

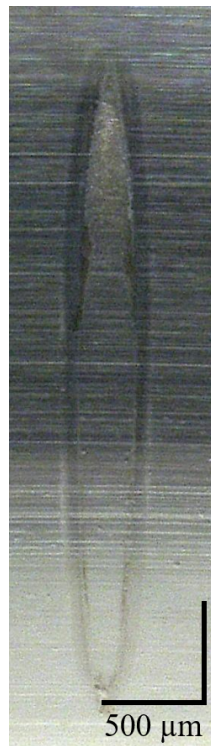


Abbildung 6.8: Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=0,23$

$x/2b=0,90$

Für $x/2b=0,9$, Abbildung 6.10, sind rötliche Verfärbungen ober- und unterhalb der Kontaktzone zu erkennen, welche auf das Reaktionsprodukt Hämatit hinweisen. Hämatit ist ein deutliches Signal für Metall-Metall-Kontakt. Daher kann davon ausgegangen werden, dass das Schmiermittel die Kontaktpartner nicht voneinander trennen konnte. Dies stimmt mit den Ergebnissen der Öl-Versuche von MARUYAMA ET AL. überein (Kapitel 6.2.1). In den Versuchen

von MARUYAMA ET AL. bildete sich ein trennender Schmierfilm erst bei einem $x/2b$ -Verhältnis von 1,6.



Abbildung 6.9: Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=0,9$

$x/2b=2,30$

In Modellversuchen mit Mineralöl konnte für ein $x/2b$ von 2,3 ein Schmierfilm gemessen werden [14]. Bauteilversuche mit Schrägkugellagern zeigten für ein ähnliches $x/2b$ -Verhältnis und ein niedriger viskoses Mineralöl leicht rötliche Verfärbungen. Diesem Schadensbild zu Folge befindet sich der Bauteilversuch mit Mineralöl in der Mischreibung. Der Grund ist neben der niedrigeren Viskosität die höhere Rauheit des Wälzlagers. Das Ergebnis mit Schmierfett, welches in Abbildung 6.10 dargestellt ist, zeigt starken Verschleiß. Wie schon für $x/2b=0,9$, konnte das Schmiermittel auch hier die Kontaktpartner nicht voneinander trennen. Durch die größere Oszillationsamplitude wird mehr Reibarbeit in die Oberfläche eingebracht. Durch die erhöhte Reibarbeit kommt es zu starkem Verschleiß in der gesamten Kontaktzone. Darüber hinaus können plastische Verformungen der Oberfläche im oberen und teilweise im unteren Bereich der Kontaktzone erkannt werden.

$x/2b=7,70$

Für ein $x/2b$ -Verhältnis von 7,7 mit dem Referenzschmierfett ist ebenfalls starker Verschleiß zu erkennen. Aufgrund der noch höheren Reibarbeit ist die Schädigung noch ausgeprägter. Korrosion und plastische Veränderungen der



Abbildung 6.10: Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=2,3$

Oberfläche breiten sich über die gesamte Kontaktzone aus, wie in Abbildung 6.11 zu sehen.

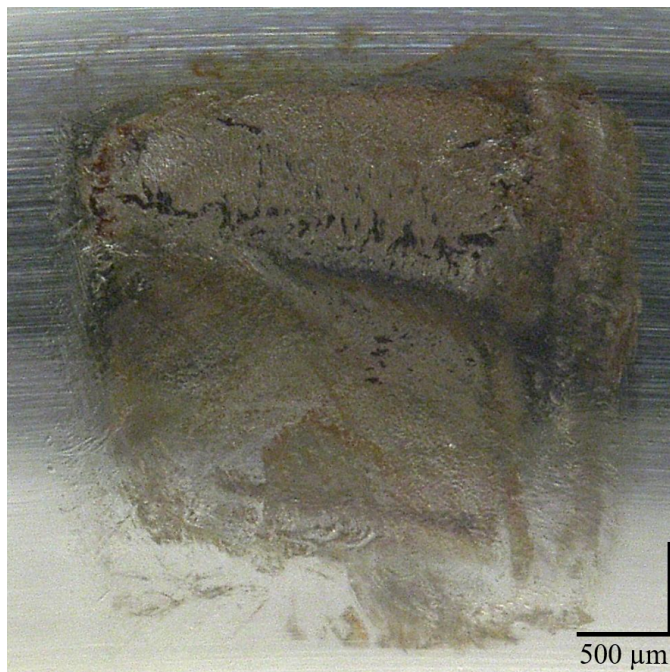


Abbildung 6.11: Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=7,7$

$x/2b=13,3$

Für noch größere $x/2b$ ist bei der Schmierung mit dem Schmierfett Gleitmo 585 K ebenfalls der gesamte Kontakt geschädigt, Abbildung 6.12. Zum Vergleich wurde der Versuch mit Mineralöl wiederholt, Abbildung 6.13. Hier ist kein Verschleiß zu erkennen.



Abbildung 6.12: Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=13,3$

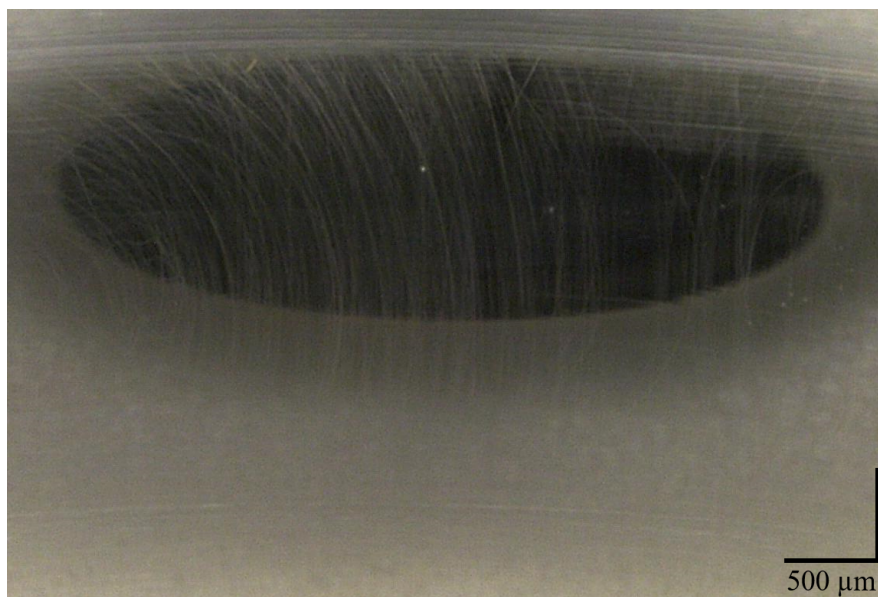


Abbildung 6.13: Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=13,3$

$x/2b=30,70$

Die Mikroskopie der Oberfläche zeigt keinen Verschleiß. Es ist davon auszugehen, dass das Grundöl des Referenzschmierfetts in der Lage war einen trennenden Schmierfilm aufzubauen. Für große $x/2b$ von über 25 tritt demnach kein Verschleiß auf. Dieses Ergebnis gilt sowohl für Öl als auch für Fett.

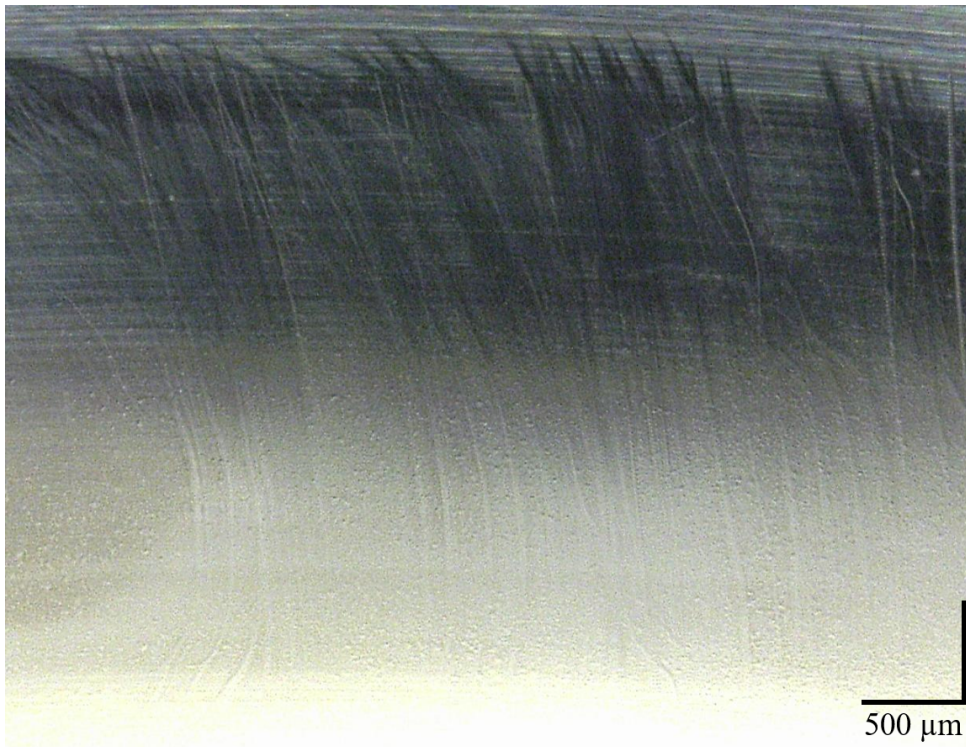


Abbildung 6.14: Versuchsergebnis - Referenzschmierfett - $x/2b=30,7$

6.3 Zusammenfassung und Folgerungen für das weitere Vorgehen

Aus der Literatur und den experimentellen Untersuchungen können folgende Schlüsse gezogen werden:

- Mit steigender Zeit bzw. Zyklenzahl steigt die Wahrscheinlichkeit, dass das Schmiermittel aus dem Kontakt verdrängt wird und es zu Mikroverschweißungen kommt, die einen Rückfluss des Schmiermittels verhindern. Dies kann zunächst zu Mischreibung und zuletzt zu Trockenreibung führen, welche mit starken Verschleiß verbunden ist. Dieses Phänomen wurde bereits 1956 von GODFREY als Inkubationshypothese beschrieben [136]. In experimentellen Untersuchungen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 konnte die Inkubationshypothese bestätigt werden. Es konnte gezeigt werden, dass False Brinelling mit zunehmender Zyklenzahl in Fretting Corrosion übergehen kann, wenn durch Schmierstoffver-

drängung zunächst Mischreibung und dann Trockenreibung hervorgerufen wird.

- In Modellversuchen von MARUYAMA und SAITOH mit Öl, bildet sich für $x/2b$ kleiner 1,6 kein Schmierfilm und die Kontaktpartner befinden sich dauerhaft in der Mischreibung. WANDEL ET AL. zeigten, dass die Ergebnisse von MARUYAMA ET AL. sich teilweise auf Wälzlager übertragen lassen. In eigenen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass sich die Grenze für Schmierfilmaufbau für Schmierfette hin zu größeren $x/2b$ verschiebt. Sind die Kontaktpartner nicht durch das Schmiermittel getrennt, führen größere $x/2b$ zu mehr Reibarbeit und somit zu stärkerem Verschleiß.
- In Untersuchungen von MARUYAMA ET AL. und WANDEL ET AL. mit Öl und eigenen Untersuchungen mit Schmierfett konnte gezeigt werden, dass eine höhere Frequenz dazu beitragen kann einen Schmierfilm zwischen den Kontaktpartnern aufzubauen. In der Mischreibung können höhere Frequenzen Verschleiß begünstigen.

Auf Basis der Ergebnisse resultiert folgendes weiteres Vorgehen:

- Es wird eine weitere Versuchsreihe an Großwälzlagern durchgeführt.
- Die eingebrachte Reibarbeit hat einen sehr starken Einfluss auf den Schädigungsgrad. Die Studie der Reibarbeit kann dabei helfen, die Verschleißphänomene besser zu verstehen. Daher wird ein Simulationsmodell entwickelt, um den Einfluss verschiedener Parameter auf die Reibarbeit zu analysieren.
- Das Verschleißverhalten bei der Verwendung verschiedener Schmiermittel die für Rotorblattlager zum Einsatz kommen, muss experimentell untersucht werden. Zu diesem Zweck werden sechs industrielle Schmierfette untersucht. Darüber hinaus werden Experimente mit Modellfetten durchgeführt.

Kapitel 7

Experimentelle Untersuchungen an Großwälzlagern

Im folgendem Kapitel werden Versuchsergebnisse an Vierpunktlagern mit 675 mm Laufkreisdurchmesser vorgestellt. Informationen zum Prüfstands Aufbau sind in Kapitel 5.2 zu finden.

7.1 Versuchslager

Für die Untersuchungen wurden spezielle Prüflager gefertigt. Die Lager mit einem Laufkreisdurchmesser von 675 mm könnten in kleineren Windenergieanlagen als Rotorblattlager verwendet werden. Die Bauform und die skalierten Abmessungen der Lager orientieren sich am Referenzrotorblattlager (vgl. Kapitel 3.3). Neben dem klassischen Vierpunktlager, welches häufig in Windenergieanlagen als Rotorblattlager verbaut ist, wird ein sog. T-SOLID untersucht, welches eine spezielle Bauform besitzt (vgl. Kapitel 7.1.2), die gegen übermäßige Verformungen der Lagerringe schützen soll.

7.1.1 Versuchslager 1 - Vierpunktlager

Vierpunktlager sind für Windenergieanlagen im Bereich der 5 MW-Klasse Stand der Technik [29]. Vierpunktlager können Axial-, Radiallasten und hohe Biegemomente aufzunehmen. Aufgrund der vergleichsweise hohen Beanspruchung der Lager, werden in modernen Windenergieanlagen typischerweise zweireihige Lager verwendet [23]. Abbildung 7.1a zeigt den Querschnitt des Versuchslagers. Abbildung 7.1b zeigt die zugehörige 3D-Darstellung des Lagers. Die zugehörigen Abmessungen sind in Tabelle 7.1 zu finden. Das Vierpunktlager wird mit reduzierter Wälzkörperanzahl von 28 untersucht, um höhere HERTZ'sche Pressungen zu erreichen.

Neben den Abmessungen des Wälzkreis-, Außen- und Wälzkörperdurchmessers sind ebenfalls die Wälzkörperanzahl und die Schmiegunge angegeben. Mit Hilfe der HERTZ'schen-Theorie und den Daten aus Tabelle 7.1 können die Pressungen errechnet werden. Die Schmiegunge von 94 % gilt sowohl für den Kontakt zwischen Innenring und Wälzkörper als auch für den Außenring und

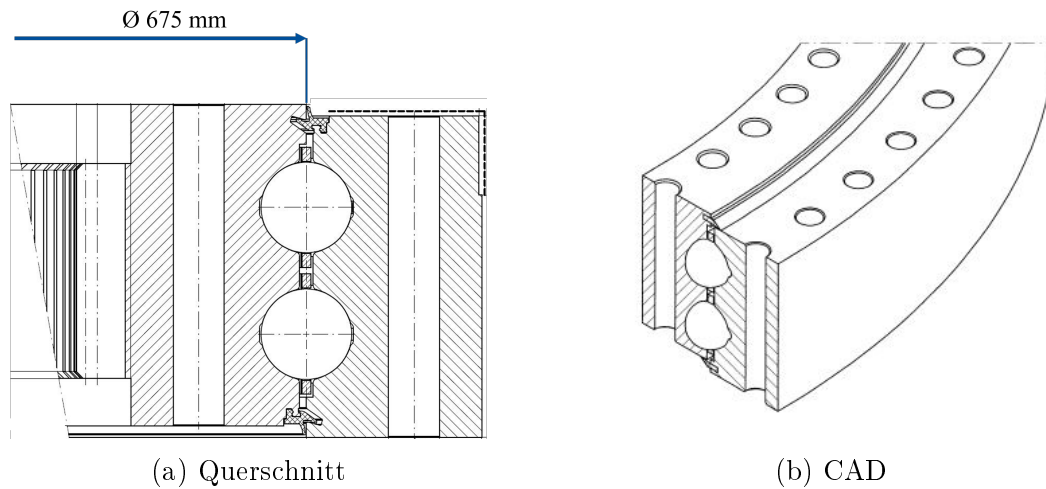


Abbildung 7.1: Versuchslager 1 - Vierpunktlager

Wälzkörper. Die Lager sind aus dem Material 42CrMo4 und oberflächengehärtet. Eine Großaufnahme der Laufbahngeometrie ist in Abbildung 7.2 dargestellt.

Tabelle 7.1: Abmessungen des Versuchslagers 1 - Vierpunktlager

Eigenschaft	Abmessung
Wälzkreisdurchmesser D_P	675 mm
Außendurchmesser D_A	750 mm
Wälzkörperdurchmesser D_{WK}	20 mm
Wälzkörperanzahl	84 pro Reihe
Schmiegun r_{WK}/r_{LB}	94 %

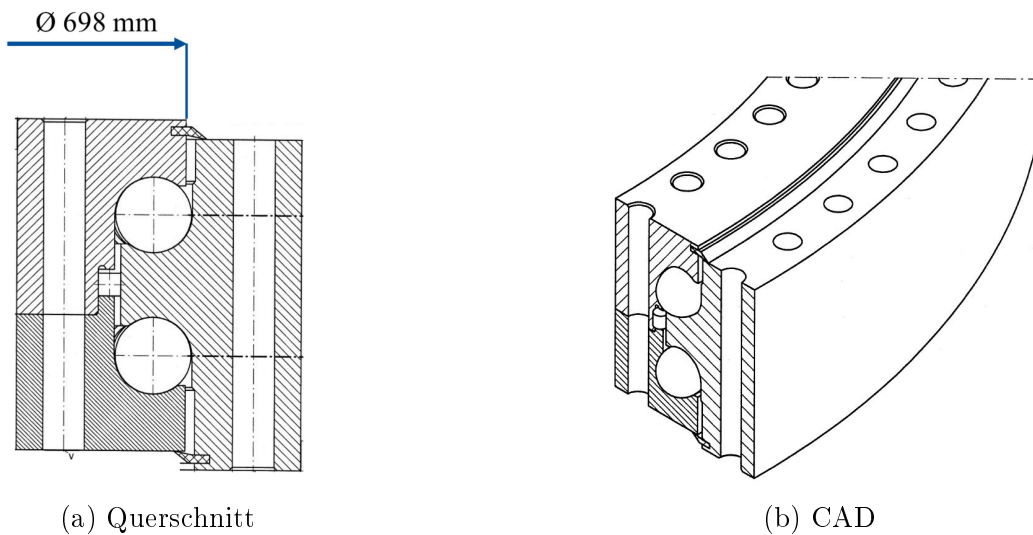
7.1.2 Versuchslager 2 - T-Solid

Das T-Solid-Konzept wurde von der Firma IMO entwickelt, um die Steifigkeit mit Hilfe der Bauform zu erhöhen. Wie im Kapitel 3 gezeigt, ist die Deformation von Rotorblattlagern durch hohe Beanspruchung ein Problem, da es zu Kantenträgern kommen kann. Ein weiterer Unterschied zum Vierpunktlager ist der Kontaktwinkel der knapp 90° beträgt. Abbildung 7.3a zeigt den Querschnitt, welcher den Namen T-Solid erklärt. Um höhere Steifigkeiten zu erreichen, wird am Außenring eine ausgeprägte Struktur angebracht, welche an den Buchstaben T erinnert. Ein weiteres Merkmal ist der geteilte Innenring, der für die Radialaufbahn benötigt wird, auf der vergleichsweise kleine Zylinderrollen laufen. Die Radiallasten werden vollständig durch diese Zylinderrollen aufgenommen. Die beschriebene Anordnung ist somit für die Axiallasten und Biegemomente optimiert, die die Lastsituation dominieren. [50].

Die Abmessungen des T-Solid-Lagers sind in den Tabellen 7.2 und 7.3 angegeben. Im Vergleich zum Vierpunktlager ist die Schmiegun des T-Solid



Abbildung 7.2: Großaufnahmen der Laufbahngeometrie



(a) Querschnitt

(b) CAD

Abbildung 7.3: Versuchslager 2 - T-Solid

mit 98 % enger und die Wälzkörperanzahl von 95 höher. Wichtig ist dabei der Hintergrund, dass bei reiner Axiallast weniger Kontaktpunkte im Querschnitt entstehen. Die Radialbahnen, dessen Abmessungen in Tabelle 7.3 gegeben sind, werden aufgrund der reinen Axiallast nicht belastet und deshalb in der Untersuchung nicht weiter beachtet. Um höhere HERTZ'sche Pressungen zu erreichen, wird das Lager mit einer reduzierten Wälzkörperanzahl von 29

untersucht. Abbildung 7.4 zeigt, wie der Einsatz des Lagers mit reduzierter Wälzkörperanzahl umgesetzt werden kann, indem Spacer zum Einsatz kommen. In der Mitte von zwei Spacern befindet sich der tragende Wälzkörper. Um den Abstand zum nächsten tragenden Wälzkörper zu überbrücken, werden drei kleine Wälzkörper eingesetzt die nicht tragen. Die initiale Schmierung kann aufgrund des geteilten Ringes direkt an der Laufbahn vorgenommen werden, wie in Abbildung 7.4c zu sehen.

Tabelle 7.2: Abmessungen des Versuchslagers 2 - T-Solid

Eigenschaft	Abmessung
Wälzkreisdurchmesser D_P	672 mm
Außendurchmesser D_A	750 mm
Wälzkörperdurchmesser D_{WK}	20 mm
Wälzkörperanzahl	95 pro Reihe
Schmiegunng r_{WK}/r_{LB}	98 %

Tabelle 7.3: Abmessungen des Versuchslagers 2 - Radialbahnen

Eigenschaft	Abmessung
Wälzkreisdurchmesser D_P	655 mm
Wälzkörperdurchmesser und -länge	6 mm und 6 mm
Wälzkörperanzahl	339

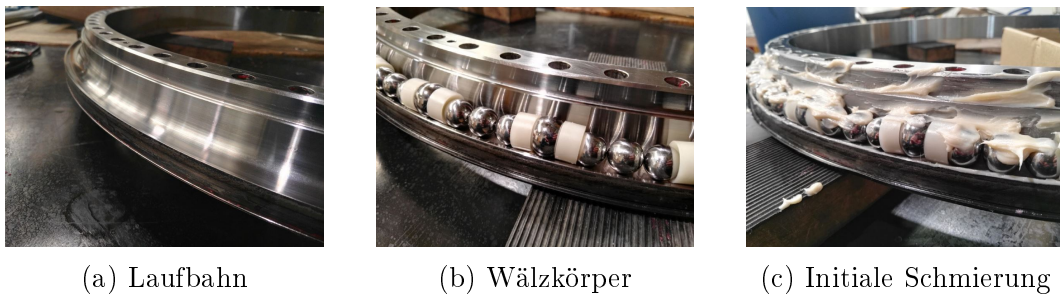


Abbildung 7.4: Laufbahn T-Solid-Lager

7.2 Versuchsparmeter

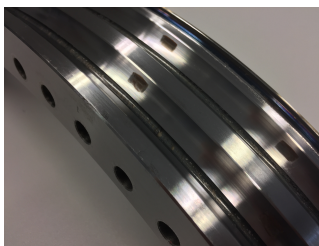
Für die Untersuchungen werden zwei verschiedene $x/2b$ -Verhältnisse untersucht. Auf Basis der Analyse der Bewegungsformen (vgl. Kapitel 3.4 und 4.5) wird $x/2b=2,67$ und $x/2b=11,44$ und eine Oszillationsfrequenz von 0,5 Hz für alle Untersuchungen gewählt. Die Versuchszeit beträgt 7 h bzw. 12.500 Oszillationszyklen. Zusätzlich wird für das Vierpunktlager eine Versuchsreihe mit 1.250 Oszillationszyklen durchgeführt. Die Parameter der sechs Untersuchungen sind in Tabelle 7.4 einzusehen.

Tabelle 7.4: Versuchsparmeter der Großlageruntersuchungen

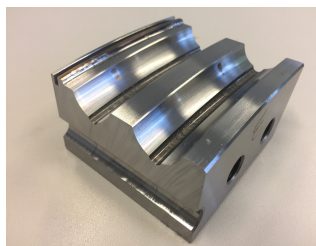
Lagerart	$x/2b$	N
Vierpunkt	2,67	12.500
Vierpunkt	11,44	12.500
Vierpunkt	2,67	1.250
T-Solid	2,67	12.500
T-Solid	11,44	12.500

7.3 Präparation der Großwälzlager

Nach den Untersuchungen werden die Versuchslager demontiert und gereinigt. Um eine Analyse mittels Laserscanning-Mikroskopie zu ermöglichen, werden Segmente aus dem Lager geschnitten. Im ersten Schritt werden die Lager mittels Wasserstrahlschneiden geviertelt (Abbildung 7.5a). Die Viertel werden mit einem Nasstrennschleifer in weitere Segmente geschnitten, welche jeweils eine Schädigung je Laufbahn enthalten (Abbildung 7.5b). Im letzten Schritt werden zwei weitere Schnitte in Laufbahnrichtung vorgenommen (Abbildung 7.5c).



(a) Innenring



(b) Innenringsegment



(c) Laufbahnsegmente

Abbildung 7.5: Präparation der Großwälzlager

7.4 Versuchsauswertung

Um eine bessere Übersichtlichkeit bei der Versuchsauswertung zu gewähren, werden Vierpunkt- und T-Solid-Lager separat betrachtet. Bei der Versuchsauswertung wird zuerst der Schädigungsgrad der Versuchslager untersucht. Dies geschieht, indem die vorgefundenen Schädigungen in drei Klassen unterteilt werden.

- Starker Verschleiß
- Milder Verschleiß
- Kein Verschleiß

Als *starker Verschleiß* / *stark geschädigt* werden Verschleißerscheinungen bezeichnet bei denen über 50 % der Kontaktfläche deutlich geschädigt ist. Schädigungen dieser Klasse zeigen eindeutige Ablagerungen des Reaktionsproduktes Hämatit, welche auf direkten Kontakt zwischen Wälzkörper und Laufbahn hinweist. Beispiele sind in Abbildung 7.6 dargestellt.

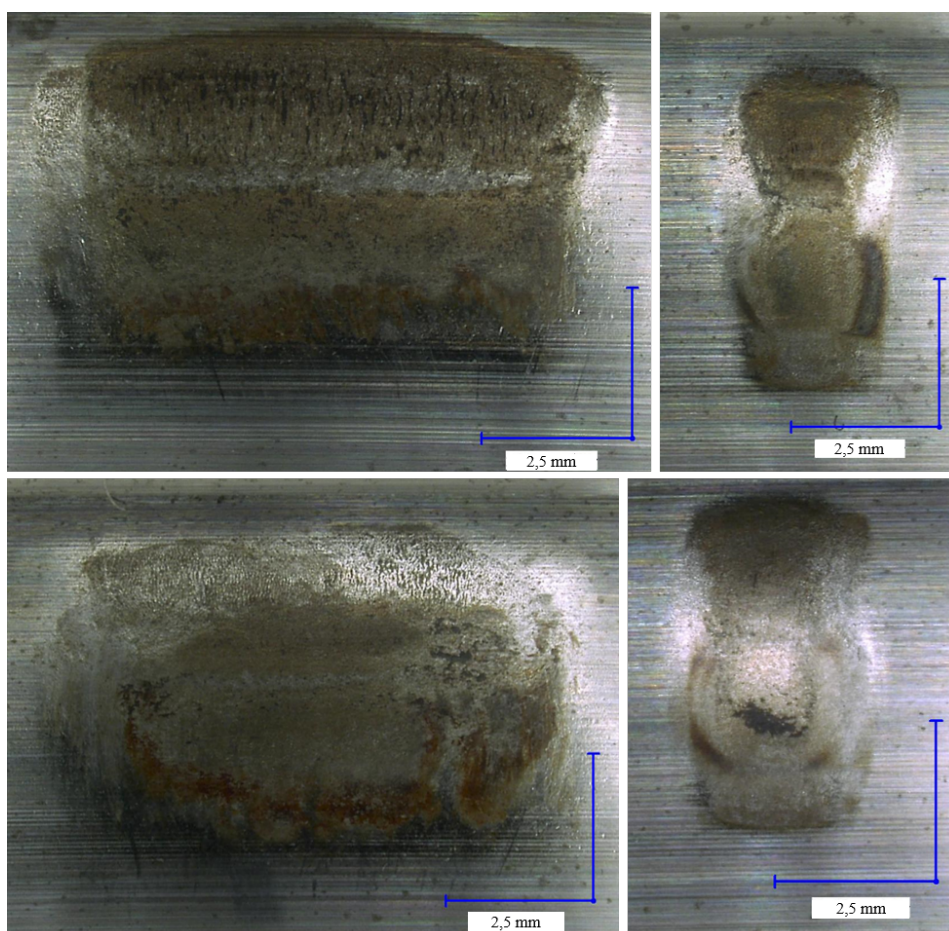


Abbildung 7.6: Beispiele für starken Verschleiß

Als *Milder Verschleiß / wenig geschädigt* werden Verschleißerscheinungen bezeichnet, deren Kontaktfläche mehr als 5 % und weniger als 50 % geschädigt ist. Beispiele sind in Abbildung 7.7 dargestellt.

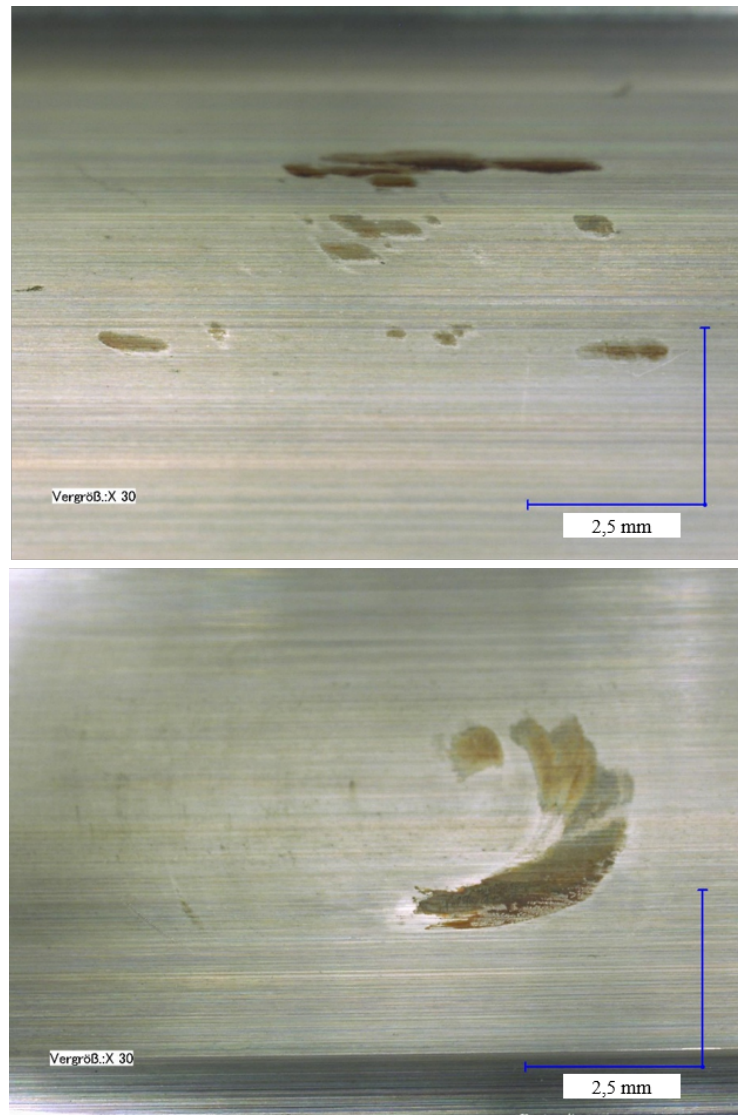


Abbildung 7.7: Beispiele für milden Verschleiß

Das Vierpunktlager besitzt 28 Wälzkörper je Reihe. Da unter axialer Last zwei Kontakte je Laufbahn im Eingriff sind, werden je Lager $28 \cdot 4 = 112$ Kontakte untersucht. Beim T-Solid trägt nur eine Laufbahn. Somit werden $29 \cdot 2 = 58$ Kontakte untersucht. In der Theorie sollte der Schädigungsgrad für alle Kontakte ähnlich sein, da die Versuchslager rein axial belastet werden. Um Rückschlüsse auf unterschiedlich ausgeprägte Schädigungen ziehen zu können, werden die Positionen der Schädigungen und spezielle Merkmale des Versuchslagers analysiert.

7.4.1 Vierpunktlager

Abbildung 7.8 zeigt die Schadensverteilung für $x/2b=2,67$ und $N=12.500$. Über alle Laufbahnen und Ringe betrachtet sind 90 % der Kontaktstellen schwer geschädigt. Lediglich 4 % der Kontaktstellen sind leicht und 6 % sind ungeschädigt.

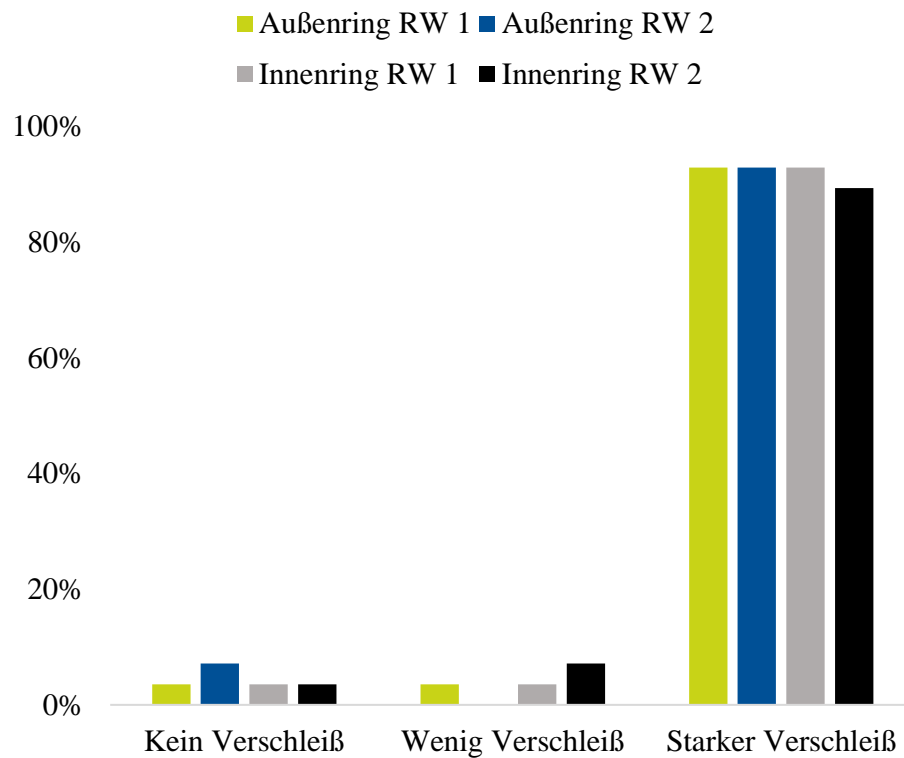


Abbildung 7.8: Schadensauftreten - $x/2b=2,67$ und $N=12.500$

Für $x/2b=11,44$ und $N=12.500$ kann der Schädigungsgrad aus Abbildung 7.9 entnommen werden. Ähnlich wie für $x/2b=2,67$ sind die Kontaktstellen mehrheitlich stark geschädigt. Insgesamt sind 83 % der Kontaktstellen stark geschädigt, 3 % leicht geschädigt und 14 % ungeschädigt. Sowohl für Innen- als für den Außenring sind 4 % der Kontaktstellen leicht geschädigt. Der Außenring zeigt geringfügig mehr starke Schädigungen als der Innenring. Auffällig ist, dass die Laufbahn 1 des Innenrings 29 % ungeschädigte Kontaktflächen zeigt.

Da die Schädigungen für beide $x/2b$ stark ausgeprägt sind, wurde ein weiterer Versuch mit $x/2b=2,67$ gefahren in dem die Versuchszeit 10 % der ursprünglichen Versuchszeit beträgt. Somit wird die Versuchszeit von 7 Stunden auf 40 Minuten reduziert, was zu $N=1.250$ führt. Das Ergebnis, welches in Abbildung 7.10 dargestellt ist zeigt, dass ca. 55 % der Kontaktstellen ungeschädigt, 32 % leicht geschädigt und 13 % stark geschädigt sind. Dieses Ergebnis ist unerwartet, da alle Kontaktstellen theoretisch die gleiche Belastung erfahren haben.

Die Ausprägung der Schädigung variiert zwischen den untersuchten Lagern und auch innerhalb der Lagergeometrie. Daher werden im Folgenden die Po-

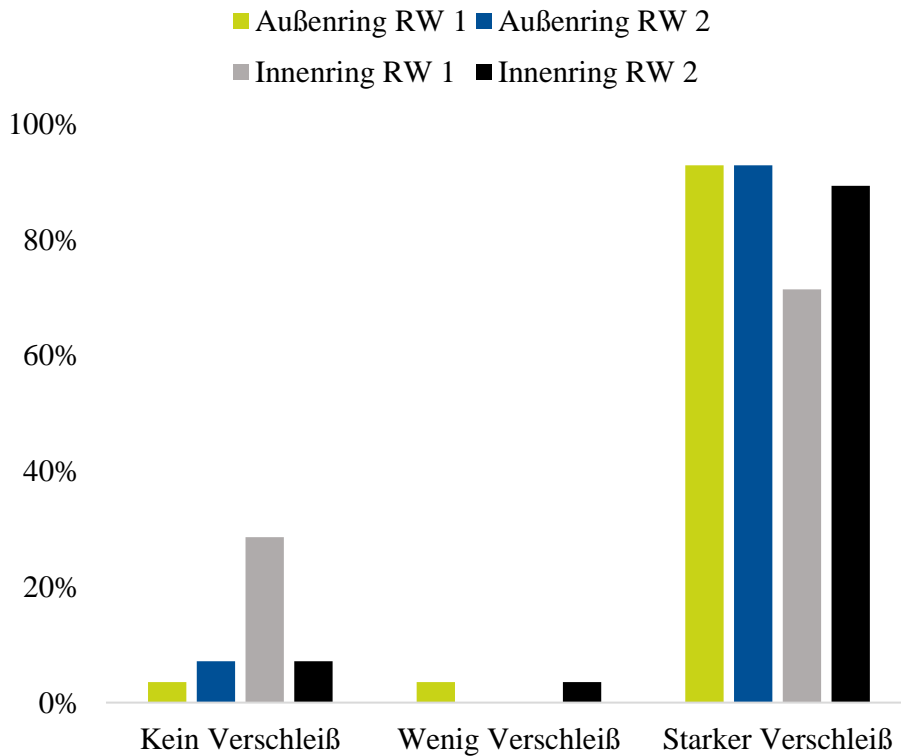


Abbildung 7.9: $x/2b=11,44$ und $N=12.500$

sitionen der vorgefundenen Schädigungen aufgezeigt. Abbildung 7.11 zeigt die Verteilung der Schädigungen für $x/2b=11,44$ und $N=12.500$. Die linke Abbildung stellt den Innenring und die rechte den Außenring dar. Jedes Quadrat ist repräsentativ für eine der 28 Kontaktstellen je Laufbahn. Die Färbung des Quadrates zeigt den Schädigungsgrad, welcher der Legende auf der rechten Seite entnommen werden kann. Darüber hinaus sind die Laufbahnen 1 und 2 visualisiert. Die schwarzen Punkte zeigen den sogenannten Soft Spot des Lagers. Die Laufbahnen sind induktiv gehärtet. Aufgrund der vergleichsweise großen Abmessungen ist ein nahtloses Härten im Fertigungsprozess des Lagerherstellers nicht möglich. Des Weiteren werden die Wälzkörper mit Hilfe von Bohrungen am Soft Spot eingeführt. Die schwarzen Pfeile zeigen die Position der Schmiernippel. Mit Hilfe einer Fettpumpe wurde das Fett über diese Nippel in das Lager eingeführt. Durch mehrfache Rotation des Innenrings im Uhrzeigersinn wird die initiale Fettverteilung realisiert.

Abbildung 7.11 zeigt die Verteilung der vorgefundenen Schädigungen für $x/2b=2,67$ und $N=12.500$. Für den Innenring sind 5 Kontaktstellen ungeschädigt. Diese 5 Kontaktstellen befindet sich in der Nähe eines Schmiernippels. Für den Außenring können die ungeschädigten Kontaktstellen nicht direkt den Schmiernippeln zugeordnet werden. Dennoch befinden sich diese in auffälliger Nähe zu einem Schmiernippel.

Für $x/2b=11,44$ können die ungeschädigten Kontaktflächen eindeutiger den Schmiernippeln zugeordnet werden. Nahezu alle ungeschädigten Kontaktstel-

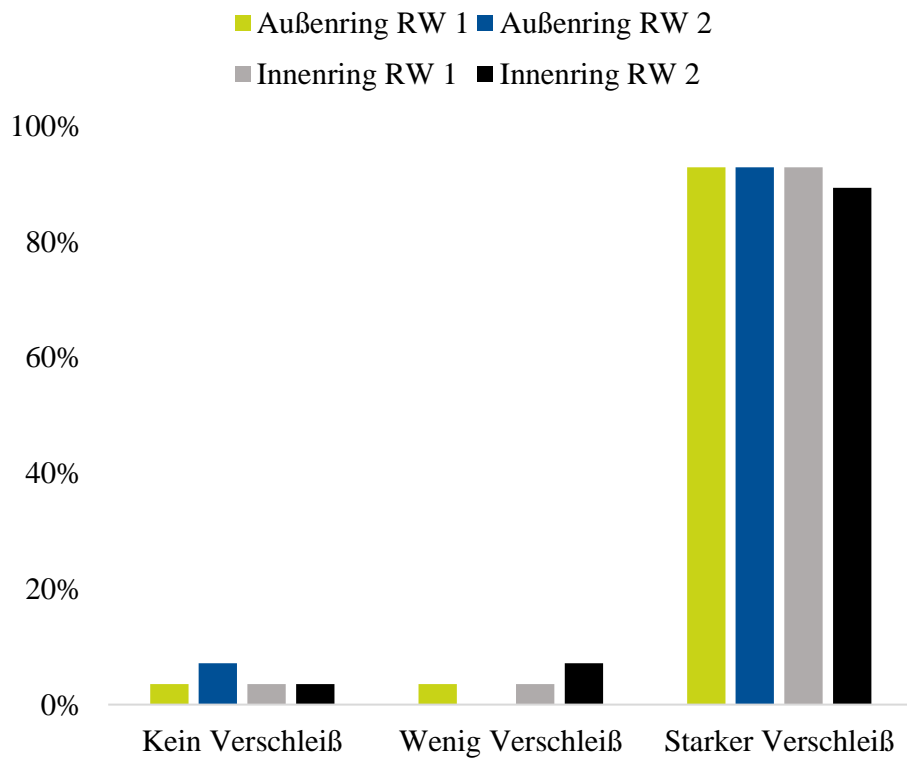


Abbildung 7.10: Schadensauftreten - $x/2b=2,67$ und $N=1.250$

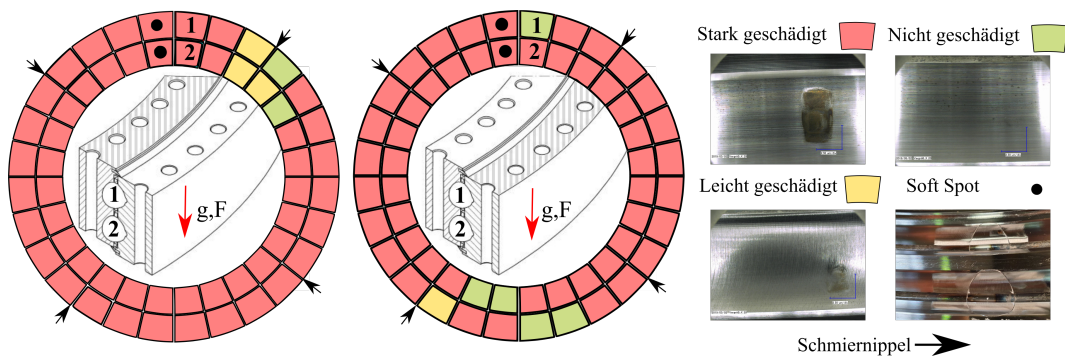


Abbildung 7.11: Schadensverteilung $x/2b=2,67$ und $N=12.500$

len befinden sich in unmittelbarer Nähe zu einem Schmiernippel. Für $x/2b=2,67$ und $11,44$ ist zu sehen, dass sich die Last nicht auf alle Wälzkörper gleich verteilt. Der Einfluss der durch den Soft Spot veränderten Lastverteilung [141] kann aus den Ergebnissen nicht hergeleitet werden.

Für $x/2b=2,67$ und $N=1.250$ sind die Ergebnisse in Abbildung 7.13 visualisiert. Auffällig ist hier, dass für den Innenring die Laufbahn 2 keine starken Schädigungen aufweist, ebenso wie die Laufbahn 1 des Außenrings. Dies lässt den Schluss zu, dass der Schaden auf einer Laufbahn startet und sich erst im späterem Schadensverlauf auf die andere Laufbahn überträgt.

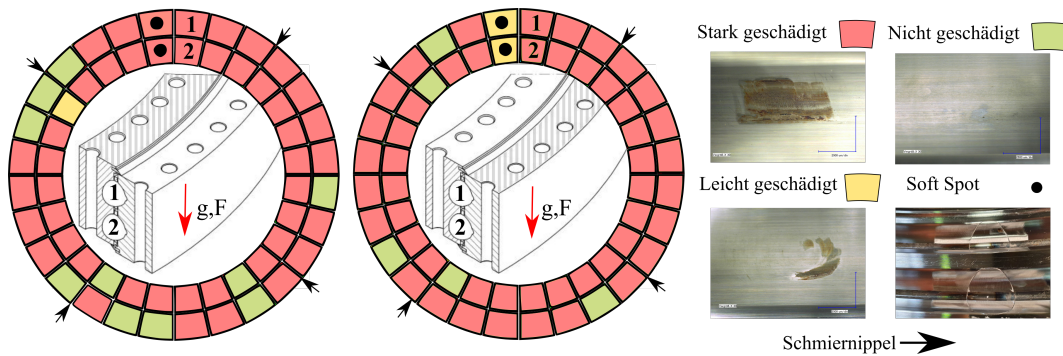


Abbildung 7.12: Schadensverteilung $x/2b=11,44$ und $N=12.500$

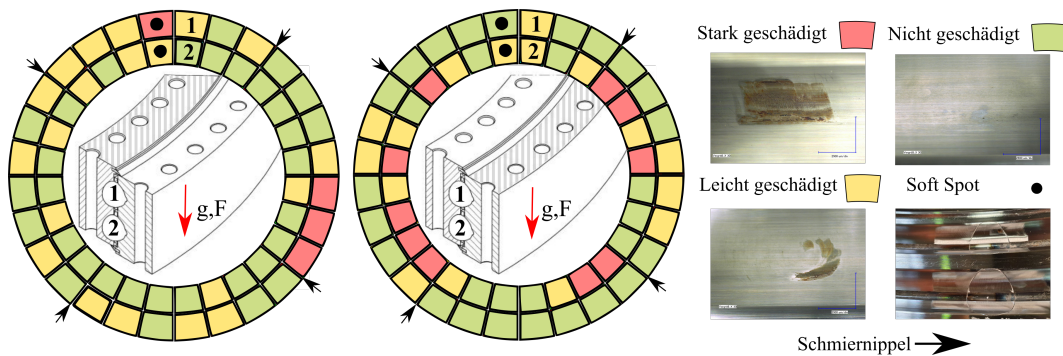


Abbildung 7.13: Schadensverteilung $x/2b=11,44$ und $N=1.250$

7.4.2 T-Solid-Lager

Für die Versuchsauswertung der T-Solid-Lager wurde ebenfalls das Schadensauftreten und anschließend die Schadensverteilung ermittelt. Das T-Solid besitzt einen Druckwinkel von knapp 90° und fungiert für die vorgenommenen Untersuchungen als reines Axiallager. Für das T-Solid-Lager werden Untersuchungen für $N=12.500$ durchgeführt.

Für $x/2b=2,67$ sind, wie auch schon beim Vierpunktlager, mehrheitlich schwere Schädigungen vorzufinden, wie in Abbildung 7.14 zu sehen. Insgesamt sind für den Innenring 69 % der Schädigungen schwer und 21 % leicht. 10 % der Kontaktflächen sind ungeschädigt. Für den Außenring sind 93 % der Schädigungen schwer und 7 % leicht. Die Ergebnisse stimmen mit den Untersuchungen an Vierpunktlagern überein. Eine Schadensverteilung in Abhängigkeit der Lage der Schmiernippel liegt nicht vor. Dabei muss darauf hingewiesen werden, dass das Schmierfett durch den geteilten Lagerring direkt eingeführt werden konnte. Neben der unterschiedlichen Geometrie und den daraus resultierenden kinematischen Abweichungen, wird der Vergleich mit den Vierpunktlagern ebenfalls durch die unterschiedliche initiale Schmierung erschwert. Ein positiver oder negativer Effekt in Bezug auf Verschleiß konnte für das T-Solid nicht erkannt werden.

Für $x/2b=11,44$ sind 48 % der Kontaktstellen des Innenrings ungeschädigt, 17 % leicht geschädigt und 35 % schwer geschädigt. Für den Außenring sind 28 % ungeschädigt, 31 % leicht geschädigt und 41 % stark geschädigt. Die

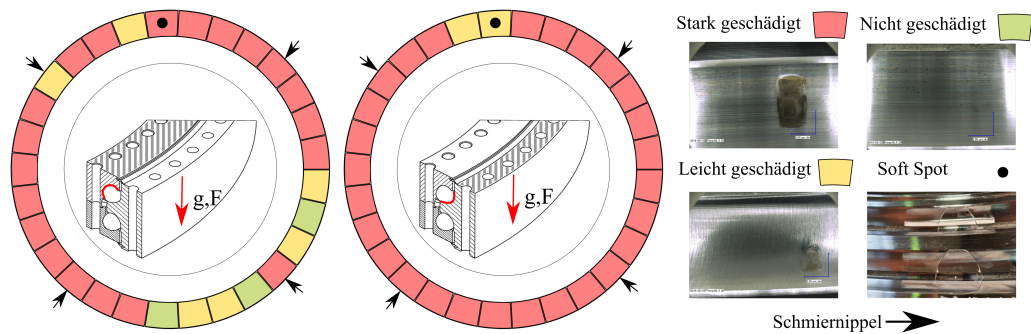


Abbildung 7.14: T-Solid - $x/2b=2,67$ und $N=12.500$

genaue Verteilung ist in Abbildung 7.15 dargestellt. Im Vergleich zum Vierpunktlager schneidet das T-Solid-Lager besser ab. Grund für das bessere Abschneiden können zum einen mit der Schmiermittelzufuhr und zum anderem mit der höheren Schmiegunng und die damit zusammenhängenden stärkeren Wälzkörperführung erklärt werden.

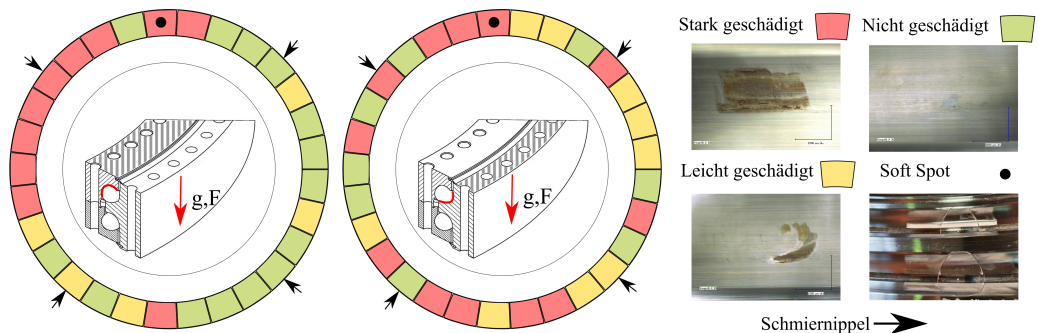


Abbildung 7.15: T-Solid - $x/2b=11,44$ und $N=12.500$

7.5 Zusammenfassung und Fazit der Untersuchungen an Großwälzlagern

An einem Großwälzlagerprüfstand wurden speziell angefertigte Lager mit $x/2b$ von 2,67 und 11,44 getestet. Das Referenzschmierfett wurde für die Experimente verwendet. Die Untersuchungen an Vierpunktlagern zeigten, dass nach $N=12.500$ Zyklen für $x/2b=2,67$ insgesamt 90 % und für $x/2b=11,44$ insgesamt 83 % aller Kontaktstellen schwer geschädigt sind. Bei der Analyse der Schadensverteilung konnte festgestellt werden, dass sich nicht und leicht geschädigte Kontaktflächen häufig in der Nähe des Schmiernippels befinden. Da die Lager einmalig initial geschmiert wurden, kann aus den Versuchen erkannt werden, dass eine Nachschmierung für die Versuchsparameter unterhalb von $N=12.500$ vollzogen werden sollte. Darüber hinaus zeigen die Ergebnisse, dass

einige Kontakte, aufgrund der Schmiermittelverteilung, besser geschmiert sind als andere.

Werden die Versuche an Vierpunktlagern mit weniger Zyklen ($N=1.250$) wiederholt, sind nur 13 % der Kontaktstellen schwer geschädigt, 32 % leicht geschädigt und 55 % ungeschädigt. Die Ergebnisse stimmen mit der Inkubationshypothese überein. Da für $N=1.250$ bereits einige Kontaktstellen schwere Schädigungen aufweisen, sollte, wenn möglich eine Nachschmierung noch früher erfolgen.

Untersuchungen an sog. T-Solid-Lagern mit vergleichbaren Versuchsbedingungen zeigten für $x/2b=2,67$ ähnliche Ergebnisse. Für $x/2b=11,44$ zeigt das T-Solid-Lager weniger Verschleiß. Begründet werden kann dies durch die engere Schmiegung, welche eine bessere Führung der Wälzkörper erlaubt. Darüber hinaus wurde das Schmierfett durch den geteilten Ring direkt auf die Laufbahn aufgebracht.

Die Großlageruntersuchungen mit $x/2b=2,67$ und $N=12.500$ wurden genutzt um die Skalierung zu validieren. Wie in Abbildung 7.16 zu sehen, zeigen die verglichenen Schadensmarken der beiden Lagergrößen zufriedenstellende Übereinstimmung. Die Form und der Grad des Verschleißes sind sehr ähnlich. Beide Schadensmarken zeigen deutlich das Reaktionsprodukt Hämatit, welches bei Metall-Metall-Kontakt im oszillierenden Kontakt entsteht. Die obere Hälfte ist für beide Schadensmarken durch die Superposition von Bohr- und Differentialenschlupf am deutlichsten geschädigt. Beide Schadensmarken zeigen auch in der Mitte der Kontaktfläche Verschleiß. Eine exakte Übereinstimmung der Schadensmarken ist aufgrund der unterschiedlichen Rauheiten, Werkstoffe und Einbaulagen der Lager nicht möglich.

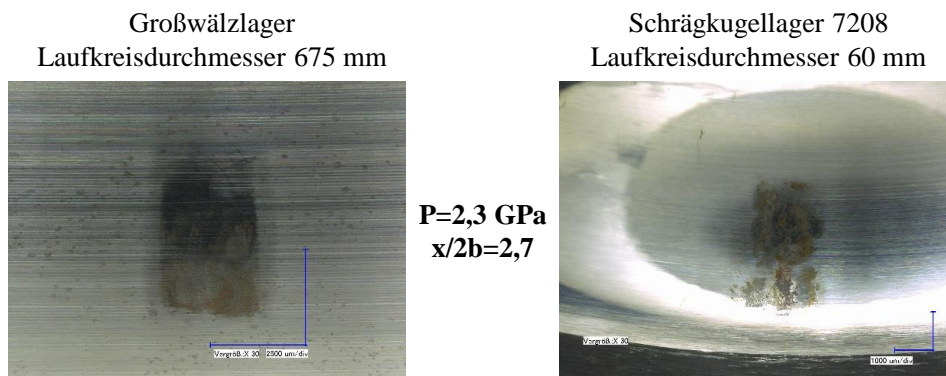


Abbildung 7.16: Validierung der Skalierungsmethode

Kapitel 8

Ermüdungslebensdauer oszillierender Wälzlager

Unter der Annahme, dass ein Wälzlager richtig belastet, geschmiert und montiert wird und weder Kontamination noch Verschleiß auftritt, ist die Laufbahnermüdung der dominierende Schadensmechanismus [142]. Für rotierende Anwendungen stehen genormte Ansätze zur Berechnung der statistischen Ermüdungslebensdauer zur Verfügung. Für oszillierende Anwendungen existieren in der Literatur theoretische Ansätze. In Bezug auf Rotorblattlager in Windenergieanlagen und oszillierende Wälzlager im Allgemeinen spielt die Ermüdungslebensdauer mit hoher Wahrscheinlichkeit eine untergeordnete Rolle, da die Betriebsbedingungen Verschleiß begünstigen und oberflächeninduzierte Schäden die Bauteillebensdauer bestimmen (siehe Kapitel 6 und 7).

8.1 Ermüdungslebensdauer rotierender Wälzlager

In rotierenden Wälzlageranwendungen wird zur Abschätzung der Ermüdungslebensdauer die DIN ISO 281 [19] verwendet. Diese modelliert die Wahrscheinlichkeit der Rissentwicklung und -ausbreitung bis hin zum Ausbruch [143]. Die Modellierung der Rissinitiierung findet ihren Ursprung im Fehlstellenmodell von WEIBULL [144] welches durch LUNDBERG und PALMGREN [6, 7] für die Wälzlagertechnik anwendbar wurde. Für spezielle Einflüsse, zum Beispiel Eigenspannungen [145], können erweiterte Ansätze wie die Ansätze von IOANNIDES und HARRIS [146] oder YU und HARRIS [147] verwendet werden.

WEIBULL ging von der Grundannahme aus, dass in Bauteilen mit ausreichend großem beanspruchten Volumen Fehlstellen vorliegen, die statistisch verteilt sind. Im Falle schwingender Belastung kann eine ausreichend hohe Belastung an einer Fehlstelle zu Ermüdungsrissen unterhalb der Oberfläche führen. In der Literatur ist das Modell als FEHLSTELLENMODELL oder WEAKEST LINK MODEL bekannt. Mathematisch kann die Erlebenswahrscheinlichkeit S in Abhängigkeit von der Material-Charakteristik $n(\sigma)$ und dem physikalisch beanspruchten Volumen V ausgedrückt werden.

$$\log\left(\frac{1}{S}\right) = - \int_V n(\sigma) \cdot dV \quad (8.1)$$

LUNDBERG und PALMGREN führten Untersuchungen zur Ermüdung von Wälzkontakten durch [7, 148]. Aus diesen Untersuchungen entstand ein Modell, welches die analytische Abschätzung der Ermüdungslebensdauer mit Hilfe des empirischen Zusammenhangs zwischen der Ermüdungslebensdauer S , der Orthogonal-Schubspannung τ_0 , der Spannungszyklen N , dem physikalisch beanspruchten Volumen V und der Tiefe z_0 , in der die maximale orthogonale Schubspannung auftritt beschreibt.

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^e \frac{\tau_0^c}{z_0^h} V \quad (8.2)$$

Das beanspruchte Volumen V ergibt sich dabei aus den Kontaktabmessungen.

$$V \approx a_K \cdot z_0 \cdot l \quad (8.3)$$

Folglich kann die Gleichung zur Berechnung der Erlebenswahrscheinlichkeit S vereinfacht werden.

$$\ln \frac{1}{S} \propto \frac{N^e \tau_0^c V}{z_0^h} \quad (8.4)$$

Unter der Annahme idealer HERTZ'scher Kontaktbedingungen können die Parameter τ_0 , z_0 und a substituiert werden. Das Ergebnis der Substitution ist die dynamische Tragzahl C . Diese gibt die Last an, die 90 % der Lager bei einer Millionen Lagerumdrehungen ertragen können. Zusammen mit der äquivalenten Lagerbelastung P , welche die Komponenten der Last berücksichtigt, kann die nominelle Lebensdauer L_{10} nach DIN ISO 281 [19] berechnet werden.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (8.5)$$

8.2 Ermüdungslebensdauer oszillierender Wälzlager

Für oszillierende Wälzlager müssen neue Annahmen getroffen werden, um die speziellen Betriebszustände abbilden zu können. Im Gegensatz zu rotierenden Lagern kann in oszillierenden Lagern kein konstanter Schmierfilm angenommen werden. Oszillierende Wälzlager werden häufig im Mischreibungsbereich betrieben. Darüber hinaus verringert sich das physikalisch belastete Volumen. Ein geringeres physikalisches Volumen wiederum führt zu erhöhten rechnerischen Ermüdungslebensdauern. Die experimentellen Untersuchungen unter blattlagerähnlichen Bedingungen zeigen, dass Verschleiß für kleine $x/2b$ der dominierende Schadensmechanismus ist. Auch die Versuche an Großlagern zeigten Verschleiß als primären Schadensmechanismus

HARRIS ET AL. verfassten 2009 eine Richtlinie zur Auslegung von Rotorblatt- und Turmlagern für das NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY [23]. Darin wird die kritische Oszillationsamplitude θ_{krit} eingeführt, bei der jeder Laufbahnpunkt genau durch einen Wälzkörper überrollt wird. Wenn $\theta > \theta_{\text{krit}}$ überlappen sich die belasteten Zonen zweier oder mehrerer Wälzkörper.

$$\theta_{\text{krit}} = \frac{720^\circ}{Z(\mp\gamma)} \quad (8.6)$$

Für $\theta < \theta_{\text{krit}}/2$ überwiegt nach HARRIS ET AL. die Wahrscheinlichkeit von Verschleißschäden. Für das Referenzrotorblattlager entspricht θ_{krit} ca. $4,6^\circ$. Somit sind nach HARRIS ET AL. alle Oszillationsamplituden unter $2,3^\circ$ verschleißkritisch. Rund 52 % aller Pitchzyklen liegen unter dem Wert von $2,0^\circ$. Hinzu kommen noch Oszillationen während des Stillstandes. Wie in Kapitel 6 und 7 gezeigt, entsteht Verschleiß bereits nach wenigen Zyklen, wodurch die Laufbahnermüdung sekundär wird. Hinzu kommt, dass die Untersuchungen in Kapitel 6 und 7 auch bei doppelten Oszillationsamplituden weit über $2,3^\circ$ starken Verschleiß zeigten.

θ_{dith} beschreibt eine Amplitude, welche bei besonders kleinen Oszillationen erreicht wird. Die Benennung von θ_{dith} leitet sich vom englischen Begriff *dither* ab, welcher mit *zittern* übersetzt werden kann. Bei $\theta < \theta_{\text{dith}}$ ist die Oszillationsamplitude kleiner als die Kontaktbreite $2b$ ($x/2b < 1$). In diesem Betriebsbereich tritt nach HARRIS ET AL. mit sehr hoher Wahrscheinlichkeit Fretting Corrosion auf.

$$\theta_{\text{dith}} = \frac{720^\circ \cdot b}{\pi d_m (1 \mp \gamma)} \quad (8.7)$$

Für die Referenzanlage liegen unter der Annahme, dass eine Pressung von 1.9 GPa am Innenring vorliegt, bis zu 15 % der Schwenkbewegungen in diesem Bereich. Für höhere Pressungen steigt dieser Anteil.

Da die experimentellen Untersuchungen mit Schmierfett ebenso wie verschiedene Literaturstellen [53, 79, 18, 136, 14] zeigten, dass bereits wenige Oszillationszyklen ausreichen, um Verschleiß hervorzurufen, kann davon ausgegangen werden, dass die Laufbahnermüdung nicht der primäre Ausfallmechanismus ist. Im Folgenden werden existierende theoretischen Ansätze zur Berechnung der Ermüdungslebensdauer kurz vorgestellt. Eine detaillierte Beschreibung ist SCHWACK ET AL. zu entnehmen [12]. Weitere Vergleiche der vorgestellten Ansätze finden sich in SCHMELTER [149] und WÖLL ET AL. [20]. SCHMELTER vergleicht die Ansätze an einem Lager mit einem Teilkreisdurchmesser von 132,5 mm und einer doppelten Oszillationsamplitude von 18° . WÖLL ET AL. vergleichen die Ansätze bei einem θ von 20° . Die relevanten Oszillationsamplituden des hier analysierten Rotorblattlagers liegen weit unter diesen Werten.

8.2.1 Vereinfachter Ansatz nach DIN ISO 281

Ein weit verbreiteter Ansatz ist der vereinfachte Ansatz der DIN ISO 281. In diesem Ansatz wird der Oszillationswinkel ϕ und die Oszillationsfrequenz f berücksichtigt.

$$n_{\text{osc}} = \frac{f \cdot \phi}{180^\circ} \quad (8.8)$$

Die äquivalente Drehzahl n_{osc} wird in die Gleichung zur Berechnung der Lebensdauer eingesetzt.

$$L_{10\text{h}} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{\text{osc}}} L_{10} \quad (8.9)$$

Der Ansatz ist gültig, wenn die Oszillationsamplitude mindestens doppelt so groß ist wie der Winkel zwischen zwei nebeneinanderliegenden Wälzkörpern. Ansonsten ist das Risiko von False Brinelling zu groß. Darüber hinaus ist die Annahme des beanspruchten Volumens V (Gleichung 8.3) für kleiner Oszillationsamplituden nicht gültig. Der Ansatz sollte für diesen Bereich nicht angewandt werden. Dies würde für ein Schrägkugellager der Baugröße 7208 bedeuten, dass ein Winkel von über $51,43^\circ$ erreicht werden müsste. Für Rotorblattlager bedeutete dies, dass 77,2 % der Pitchzyklen außerhalb der Gültigkeit liegen.

8.2.2 Ansatz nach Harris I

HARRIS ET AL. nutzen einen Ansatz der eine effektive Last P_{red} berechnet, welche in die Gleichung für L_{10} eingesetzt wird. Dieser Ansatz führt zu den gleichen Ergebnissen wie der Ansatz der ISO 281.

$$P_{\text{red}} = \frac{2\phi^{\frac{1}{p}}}{180^\circ} P \quad (8.10)$$

Wichtig ist die Unterscheidung von ϕ und θ welche in Abbildung 8.1 dargestellt ist.

8.2.3 Ansatz nach Harris II

Ein weiterer Ansatz, welcher ebenfalls von HARRIS ET AL. vorgeschlagen wurde, ist die Anpassung der dynamischen Tragzahl C . Die Tragzahl C_{osc} ist dabei abhängig von der Oszillation ϕ und der Wälzkörperanzahl Z . Dabei wird θ_{krit} berücksichtigt.

$$C_{\text{osc}}(\phi > \phi_{\text{krit}}) = \left(\frac{180^\circ}{2\theta}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot C \quad (8.11)$$

$$C_{\text{osc}}(\phi < \phi_{\text{krit}}) = \left(\frac{180^\circ}{2\theta}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot Z^{0,033} \cdot C \quad (8.12)$$

$$\phi_{\text{krit}} = \frac{360^\circ}{Z(1 \pm \gamma)} \quad (8.13)$$

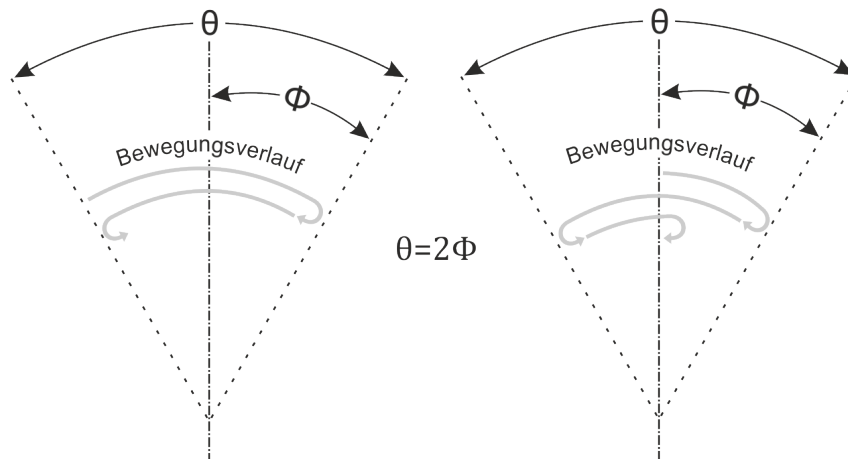


Abbildung 8.1: Bewegungsverlauf

8.2.4 Ansatz nach Houpert

HOUPERT ET AL. [150] schlägt einen Ansatz vor, mit dessen Hilfe ein Faktor A_{osc} berechnet wird. Dieser Faktor stellt eine Beziehung zwischen der Ermüdungslebensdauer eines rotierenden und der eines oszillierenden Lagers her. Die Anwendung dieses Ansatz ist aufgrund der komplexen Berechnung sehr zeitaufwendig. Mit Hilfe von Tabellenwerten kann der Faktor A_{osc} abgeschätzt werden.

$$L_{10,\text{osc}} = A_{\text{osc}} \cdot \frac{C^p}{P} \quad (8.14)$$

HOUPERT verweist darauf, dass der von ihm vorgeschlagene Ansatz nicht für kleine Oszillationsamplituden geeignet ist und gibt ein Limit von $\phi_{\text{krit}} = 2\pi/Z$ an. Damit berücksichtigt er das Auftreten von Verschleiß bei kleinen Oszillationsamplituden.

8.2.5 Vergleich der Ansätze

In SCHWACK ET AL. [12] wurden die vorgestellten Ansätze auf das Referenzrotorblattlager der IWT-7.5 mit Individual-Pitch-Control angewendet und miteinander verglichen, wobei auch die Zyklen außerhalb der Gültigkeitsgrenzen einbezogen wurden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 8.2 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass der Ansatz nach HARRIS II mit 7561 h die höchste Lebensdauer errechnet. Es wird deutlich, dass keiner der Ansätze ein Ergebnis liefert, welches für Anwendungen im Feld realistisch erscheint. Selbst bei Berücksichtigung, dass der Controller nur 36 % im Jahr aktiv ist, liegt die höchste errechnete Lebensdauer bei 2,4 Jahren. Die Ergebnisse können damit begründet werden, dass keiner der Ansätze für Oszillationswinkel, die bei IPC auftreten ausgelegt ist. Alle vorgestellten Ansätze verweisen auf ein Grenzamplitude unterhalb der Verschleiß auftritt. Je nach Definition der Grenzamplitude liegen bei der hier betrachteten Anwendung nur 72 % bis 22,8 % aller Pitchzyklen im gültigen Bereich der Ansätze.

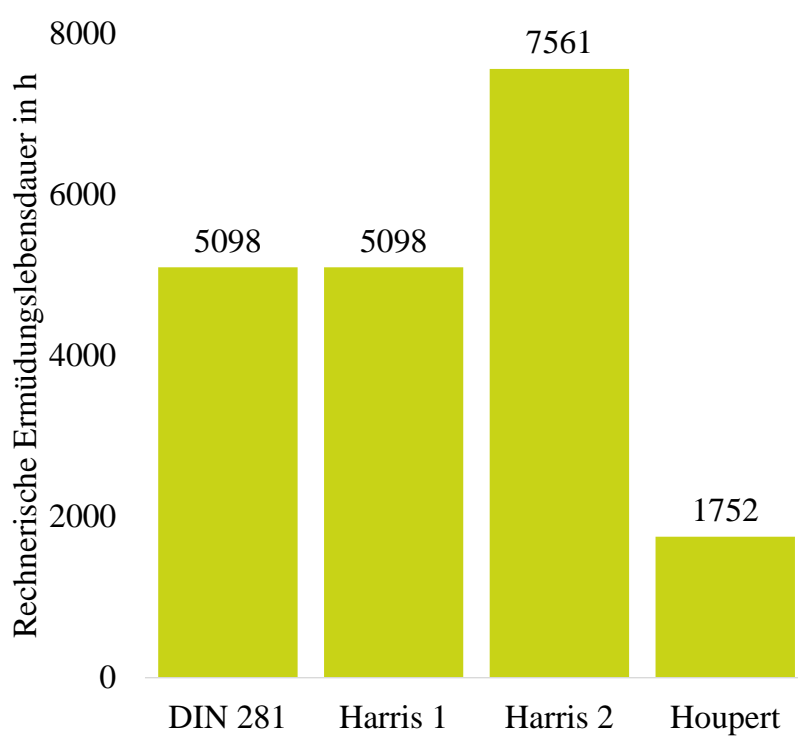


Abbildung 8.2: Vergleich der rechnerischen Ermüdungslebensdauern für das Rotorblattlager der IWT

Kapitel 9

Simulation des Wälzkontaktes

Die kinematischen Gegebenheiten in oszillierenden Wälzlagern können verschiedene Verschleißerscheinungen begünstigen. Die experimentellen Untersuchungen zum Einfluss der Oszillationsamplitude auf das Verschleißverhalten (Kapitel 6.2) zeigen den starken Einfluss der Reibarbeit [151] auf den Schädigungsgrad. Das Ausmaß des Verschleißes ist bedingt durch die Pressung, Reibung und Schlupf zwischen Wälzkörper und Laufbahn [4, 90]. Die Art sowie die Ausprägung des Verschleißes in oszillierenden Wälzlagern hängt von den Betriebsbedingungen ab. Um die Schadensmechanismen besser zu verstehen, müssen zunächst die Kinematik und die Kontaktverhältnisse in oszillierenden Wälzlagern verstanden werden. Um das Verständnis zu erweitern, wird ein Simulationsmodell aufgebaut, mit dessen Hilfe die lokale Reibarbeit berechnet werden kann.

9.1 Simulationsmodell

Das Modell simuliert den Wälzkörper eines Lagers zwischen zwei Laufbahnsegmenten. Ein Kontakt befindet sich zwischen Wälzkörper und Innenringsegment und ein weiterer Kontakt zwischen Wälzkörper und Außenringsegment. Der schematische Aufbau des Modells ist in Abbildung 9.1 dargestellt. Wie Abbildung 9.1a zu entnehmen, ist das Innenringsegment in allen Freiheitsgraden fixiert. Die Oszillationsbewegungen und Lasten werden auf das Außenringsegment aufgebracht. Die Bewegung des Wälzkörpers wird durch die Geometrie von Laufbahn und Wälzkörper, die Last und den Reibwert bestimmt. Dies ermöglicht die Analyse der relativen Verschiebungen (Schlupfweg), der durch die oszillierende Bewegung auftritt. Dies geschieht über die Berechnung der relativen Verschiebungen zwischen den Knoten der Vernetzung von Wälzkörper zu Laufbahnsegment. Vergleichbare Modelle sind in SCHADOW ET AL. [18] und FALLAHNEZHAD ET AL. [59, 152, 153] zu finden. Der wesentliche Unterschied des hier vorgestellten Modells besteht darin, dass das Modell voll parametrisch ist und die Vernetzung sich automatisch den Kontaktbedingungen anpasst. Dies ermöglicht die Analyse verschiedener umfangreicher Parameterstudien.

Die Vernetzung des Modells ist in der Schnittansicht in Abbildung 9.1b zu sehen. In der Kontaktfläche ist eine feine Vernetzung notwendig. Für ei-

ne bessere Übersichtlichkeit wurde die Dichte der Vernetzung reduziert. Für die reguläre Vernetzung im Kontakt werden trilineare 8-Knoten-Hexaeder Elemente verwendet. Die Schwächen dieses Elementtypen treten bei Biegungen und inkompressiblen Materialien auf. Biegungen und inkompressibel Materialien sind für die angestrebten Simulationen nicht relevant, daher erlaubt dieser Elementtyp eine höhere Auflösung und schnellere Berechnungszeiten im Vergleich zu Elementtypen höherer Ordnung. In der Stützstruktur wird der gleiche Elementtyp als Tetraeder-Element genutzt. Darüber hinaus werden im Kontaktbereich Oberflächenelemente für die Kontaktfindung genutzt. Mit Hilfe von Multi-Point-Constraints kann die Verbindung mehrerer Knoten hergestellt werden. Während der Oszillation können die relativen Verschiebungen zwischen den Knoten errechnet werden, was dem Schlupfweg im Wälzlager entspricht. Darüber hinaus erlaubt die Vernetzung sowohl die Größe als auch die Richtung des Schlupfweges an jeder Position im Kontakt zu errechnen. Des Weiteren können die lokalen Pressungen ebenfalls ermittelt werden. Die gewählte Vernetzung und Netzfeinheit beruhen auf einer ausführlichen Netzstudie. Zur Berechnung wird das LUIS-CLUSTER-SYSTEM der LEIBNIZ UNIVERSITÄT HANNOVER verwendet.

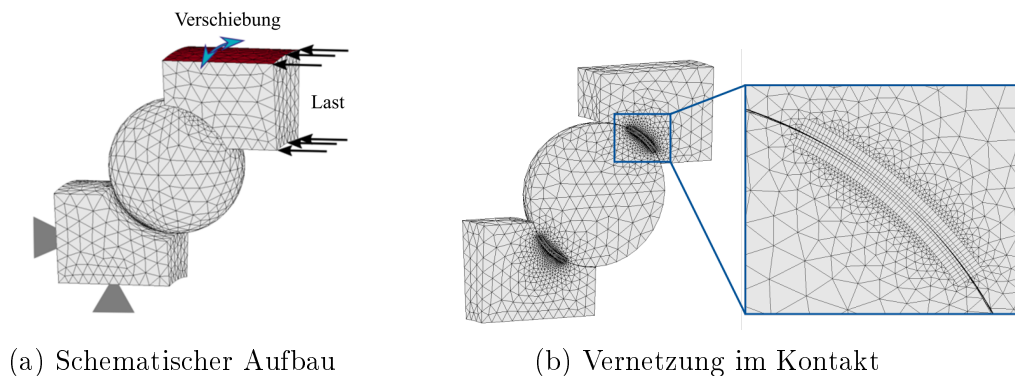


Abbildung 9.1: Simulationsmodell

Die relative Verschiebung die mit Hilfe des Simulationsmodells ermittelt wird, kann genutzt werden um die Reibarbeitsdichte W_d zu errechnen. Die Reibarbeitsdichte ist das Produkt aus relativer Verschiebung (Schlupfweg) u , Reibkoeffizient μ und Kontaktpressung p :

$$W_d = \mu \cdot u \cdot p \quad (9.1)$$

Die Reibarbeitsdichte W_d ist ein Indikator zur Abschätzung des Verschleißes und kann genutzt werden, um Simulationsergebnisse mit experimentellen Untersuchungen abzugleichen [151]. Die Berechnung der Verschiebungen während der Oszillation erfolgt in mehreren Simulationsschritten, welche vor Beginn der Simulation frei festgelegt werden können. Abbildung 9.2 zeigt schematisch 14 Simulationsschritte für eine vollständige Oszillation. In der Anwendung werden in der Regel zwischen 20 und 48 Schritte für eine ausreichende Auflösung der Ergebnisse verwendet.

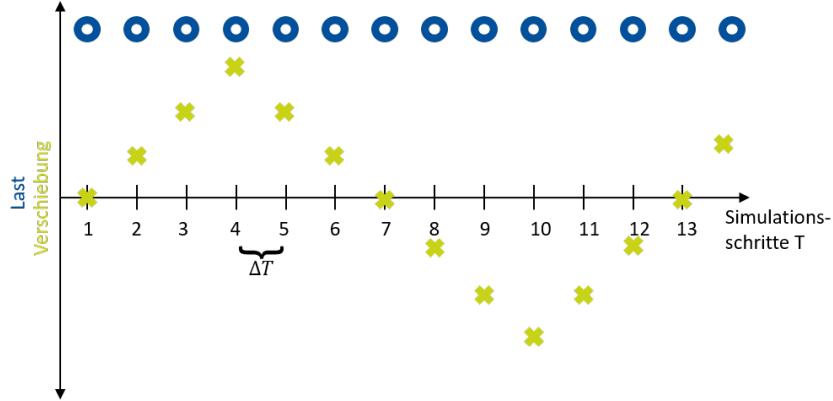


Abbildung 9.2: Schematische Darstellung der Simulationsschritte

Die Knotenverschiebungen u^k werden für die je vier Knoten eines Elementes der Vernetzung gemittelt, wodurch die mittlere Elementverschiebung u^E errechnet wird. Dabei ist i_E die Elementnummer in y-Richtung und j_E in z-Richtung.

$$u^E(i, j) = \sum_{i=0}^{i+1} \sum_{j=j}^{j+1} \frac{u^k(i, j)}{4} \quad (9.2)$$

Die Gleitbewegungen müssen in und quer zur Rollrichtung berechnet werden. Exemplarisch werden die relativen Verschiebungen in Rollrichtung erläutert. Quer zur Rollrichtung müssen anstatt der y-Komponenten die z-Komponenten verwendet werden.

Die Verschiebungen der Elemente in y-Richtung werden für zwei aufeinanderfolgende Berechnungsschritte T_S der Simulation subtrahiert. Die daraus resultierende mittlere Verschiebung je Schritt T wird von den Verschiebungen der gegenüberliegenden Elemente subtrahiert. Daraus folgt eine relative Gleitbewegung $u_{L\Delta T}^E$. Exemplarisch für ein Element kann folgende Gleichung genutzt werden.

$$u_{L\Delta T}^E = u_{y,WK}^E(T) - u_{y,WK}^E(T+1) - ((u_{y,LB}^E(T) - u_{y,LB}^E(T+1))) \quad (9.3)$$

Zur Berechnung des akkumulierten Gleitweges u_L^E zwischen zwei beliebigen Schritten werden die Beträge der Einzelschritte aufsummiert. Dies erlaubt die Berechnung des Gleitweges während eines vollständigen Oszillationszyklus. Durch die Division der Verdrehung der Lagerringe $\Delta\Phi$ können die Gleitwege pro Winkelveränderung $u_{\Delta\Phi}^E$ berechnet werden.

$$u_{\Phi}^E = \frac{u_{\Delta T}^E}{\Delta\Phi} \quad (9.4)$$

Der absolute Gleitweg ergibt sich aus den geometrischen Additionen der gerichteten Gleitbewegungen in Rollrichtung $u_{L\Delta T}^E$ und quer zur Rollrichtung $u_{Q\Delta T}^E$.

$$S_{\Delta T}^e = \sqrt{S_{L\Delta T}^E{}^2 + S_{Q\Delta T}^E{}^2} \quad (9.5)$$

9.2 Simulationsergebnisse

Im folgendem Kapitel werden Vergleiche zwischen experimentellen Untersuchungen und Simulationsergebnissen vorgestellt. Die experimentell erzeugten Schädigungen werden mit Hilfe eines Laserscanning-Mikroskops analysiert und mit der simulierten Reibarbeit verglichen. Primär werden dabei die Form und die Verteilung der Reibarbeitsdichte der Verteilung und Intensität des Verschleißes gegenübergestellt. Zuerst werden Simulationen mit einem Reibwert μ von 0,3 durchgeführt, da dieser Wert in der Literatur für ungeschmierte oszillierende Wälzlager genutzt wird. [64, 154, 155]. Darüber hinaus wird eine Parameterstudie zum Einfluss der Eingangsparameter und der Lagergeometrie auf die Reibarbeit vorgestellt.

9.2.1 Vergleich zwischen experimentellen und simulativen Ergebnissen für Oszillationen in Umfangsrichtung

Zur Validierung des FE-Modells werden verschiedene experimentelle Untersuchungen durchgeführt und die erzielten Resultate mit Simulationsergebnissen verglichen. Die Parameter der experimentellen Untersuchungen können Tabelle 9.1 entnommen werden. Eine detaillierte Beschreibung des verwendeten Prüfstandes befindet sich in Kapitel 5.1. Bei der Wahl der Betriebsparameter in Tabelle 9.1a werden drei verschiedene $x/2b$ -Verhältnisse berücksichtigt. Die Oszillationsfrequenz f ist für alle Untersuchungen identisch. Darüber hinaus wurde die Zyklenzahl N so festgelegt, dass der Verschleiß in einem möglichst frühen Stadium analysiert werden konnte. Die Lagergeometrie in Tabelle 9.1b bezieht sich auf ein handelsübliches Schrägkugellager der Baugröße 7208. Die Schmiegun S wurde mittels Laserscanning-Mikroskop ermittelt.

In Abbildungen 9.3 sind zur Modellvalidierung die Mikroskopaufnahmen der geschädigten Oberflächen an Innen- und Außenring im Vergleich zu den Simulationsergebnissen dargestellt. In Abbildung 9.3a ist der Vergleich für $x/2b=0,069$ gezeigt. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die höchste Reibarbeit am höchsten Punkt der Längsachse auftritt. Bei den experimentellen Ergebnissen ist an dieser Stelle Verschleiß zu beobachten. An diesem Punkt des Kontaktes haben Bohr- und HEATHCOTE-Schlupf die gleiche Richtung. Aufgrund der Superposition der Schlupfkomponenten ist der Verschleiß demnach am deutlichsten ausgeprägt. Am anderen Ende der Längsachse a haben Bohr- und HEATHCOTE-Schlupf unterschiedliche Richtungen. Aufgrund der Laufbahngeometrie zeigt die HEATHCOTE-Komponente in Laufbahnrichtung während die Bohrschlupfkomponente in die entgegengesetzte Richtung zeigt. Der Verschleiß ist an dieser Komponente am geringsten ausgeprägt. Eine schematische Darstellung beider Schlupfanteile im Schrägkugellager ist in Abbil-

Tabelle 9.1: Simulationsparameter

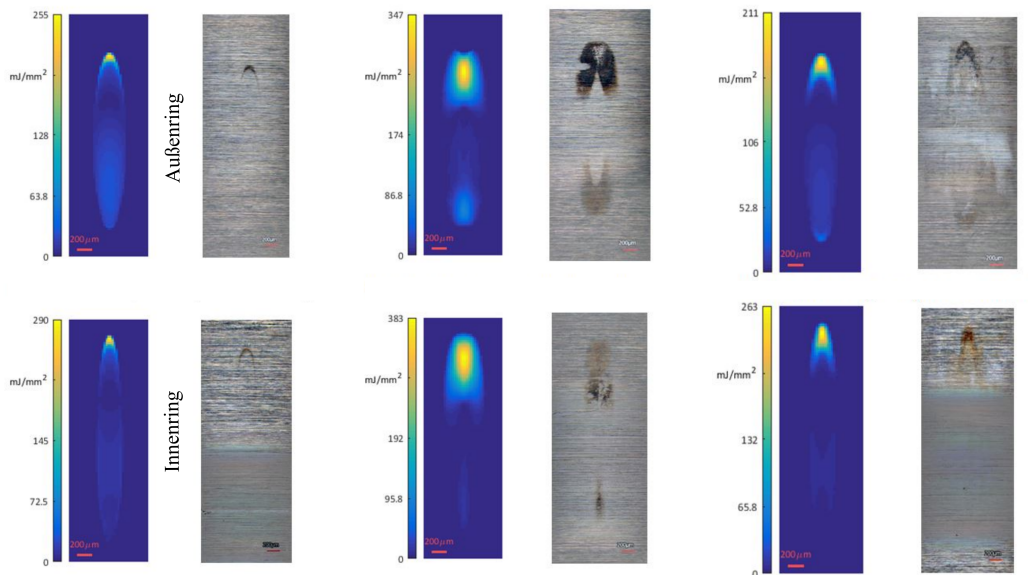
Experiment	1	2	3
Oszillationsfrequenz f	5 Hz	5 Hz	5 Hz
Zyklen N	2000	100	300
$x/2b_{\text{IR}}$	0,084	0,241	0,803
$x/2b_{\text{AR}}$	0,069	0,191	0,638

(a) Betriebsparameter

Außendurchmesser D	80 mm	
Innendurchmesser d	40 mm	
Druckwinkel α	40°	
	Außenring	Innenring
Schmiegung S	93.8 %	96.0 %

(b) Lagergeometrie

dung 9.4 dargestellt. Darüber hinaus zeigen sowohl Simulationen als auch die experimentellen Untersuchungen einen Bereich, in dem keine Relativbewegungen auftreten. Dieser Bereich befindet sich in der Mitte des Kontaktes.



(a) $x/2b=0,069$

(b) $x/2b=0,191$

(c) $x/2b=0,638$

Abbildung 9.3: Validierung der simulierten Reibarbeitsdichte

Die Pressung im Kontakt ist für die gegebenen Betriebsparameter in Abbildung 9.5 gezeigt. Am Innenring beträgt die maximale Flächenpressung 1890 MPa, am Außenring 1830 MPa. Wie Tabelle 9.1b entnommen werden kann, weist der Außenring eine Schmiegung S von 93.8 % auf und der Innenring 96,0 %. Würden für die Pressungsberechnung nur die Laufbahnschmiegungen berücksich-

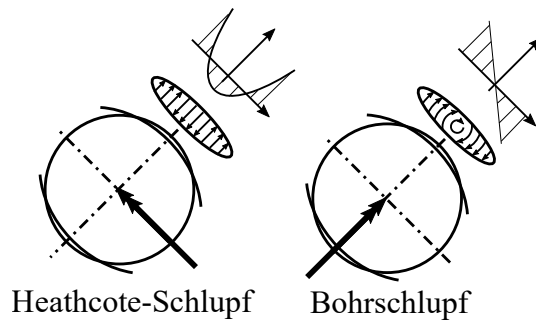


Abbildung 9.4: Schematische Darstellung der Schlupfanteile im Schrägkugellager

sichtigt werden, so müsste die höchste Pressung am Außenring vorliegen, da die Schmiegun g in Querrichtung geringer ist. Aufgrund der Krümmungsverhältnisse in Umfangsrichtung ist trotzdem die Pressung am Innenring höher.

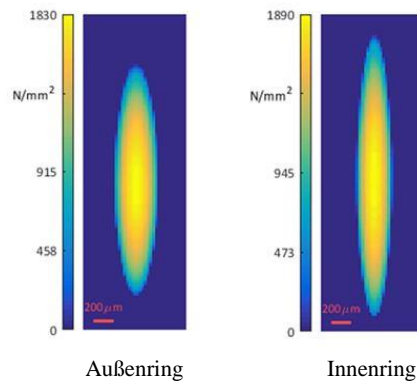


Abbildung 9.5: Flächenpressung für Außen- und Innenring

In vergleichsweise kleinen Wälzlagern hat der Radius des Rings einen großen Einfluss auf die Pressung. Der Kontakt zwischen Außenring ist konkav für ρ_x und ρ_y . Für den Innenring ist der Kontakt für ρ_x , wie beim Außenring, konkav. Für ρ_y ist der Kontakt konvex. Eine detaillierte Darstellung der Kontaktellipse und der Hauptkrümmungen bietet Abbildung 4.4 in Kapitel 4.3.

Verschleißmarken von Großlagerversuchen werden ebenfalls mit Simulationsergebnissen verglichen. Für die Experimente wird $x/2b=2,67$ gewählt. Der Versuchsaufbau und weitere Ergebnisse können Kapitel 5 und 7 entnommen werden. Die analysierte Schadensmarke ist in Abbildung 9.6 dargestellt. Wie schon bei den bisherigen Vergleichen, existiert eine gute Übereinstimmung zwischen Form der Schadensmarke und Verteilung der Reibarbeitdichte. Nach den Großlagerversuchen ist der Einfluss des HEATHCOTE-Schlupfs deutlich in der Mitte der Schadensmarke zu erkennen. Gleiches gilt für das Simulationsergebnis. Auch die Superposition von HEATHCOTE-Schlupf und Bohrschlupf in der oberen Hälfte der Schadensmarke ist sowohl im Experiment als auch in der Simulation zu erkennen. Der Wert der maximalen Reibarbeitdichte liegt bei $2,5 J/mm^2$. Der Reibwert wird dabei mit 0,1 angenommen und orientiert

sich an experimentellen Untersuchungen, die im folgenden Kapitel vorgestellt werden. Die Auflösung der Haftzone, ist in Abbildung 9.7 für das Großlager dargestellt.

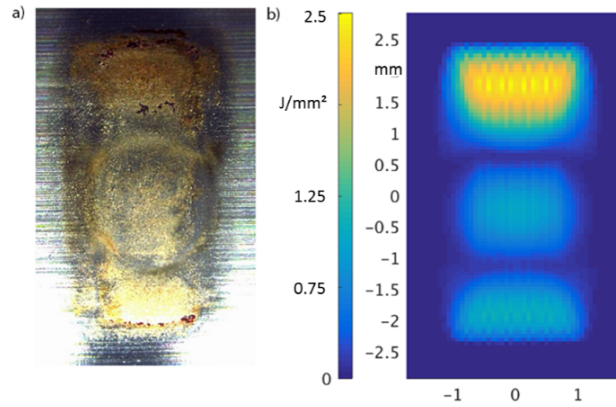


Abbildung 9.6: Vergleich von Großlagerversuch und Simulation

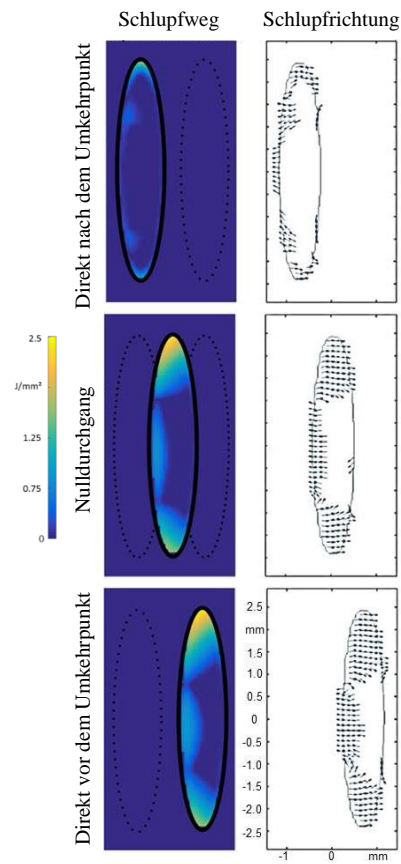


Abbildung 9.7: Reibungsleistungsdichte und Schlupfweg - Großwälzlager

9.2.2 Parameterstudie zum Einfluss der Haftzone

Der Einfluss der elastischen Deformationen ist in Abbildung 9.8 gezeigt. Bevor es nach den Umkehrpunkten zum Gleiten und damit zur Dissipation von Reibarbeit kommt, müssen sich zunächst elastische Verformungen aufbauen. Es bildet sich eine Haftzone, in der keine Energie dissipiert wird. Bis zu einer doppelten Oszillationsamplitude von ca. $0,6^\circ$ werden die relativen Verschiebungen hauptsächlich durch die tangentialen elastischen Deformationen beeinflusst, was zu einem linearen Verhalten der Reibarbeit führt. Über $1,2^\circ$ setzt primär Gleiten ein. Die Tangentialkräfte und somit auch die Reibarbeit streben folglich für Werte oberhalb dieser Betriebsbedingungen ein konstantes Verhalten an. Wann lineares Verhalten der Reibarbeit eintritt, ist von den Eingangsparametern abhängig. Da dieser charakteristische Punkt für die Betrachtung der Verschleiß- und Schmiermechanismen in oszillierenden Wälzlagern von großem Interesse ist, wird eine Parameterstudie auf Basis des bereits vorgestellten Schrägkugellagers der Baugröße 7208 durchgeführt.

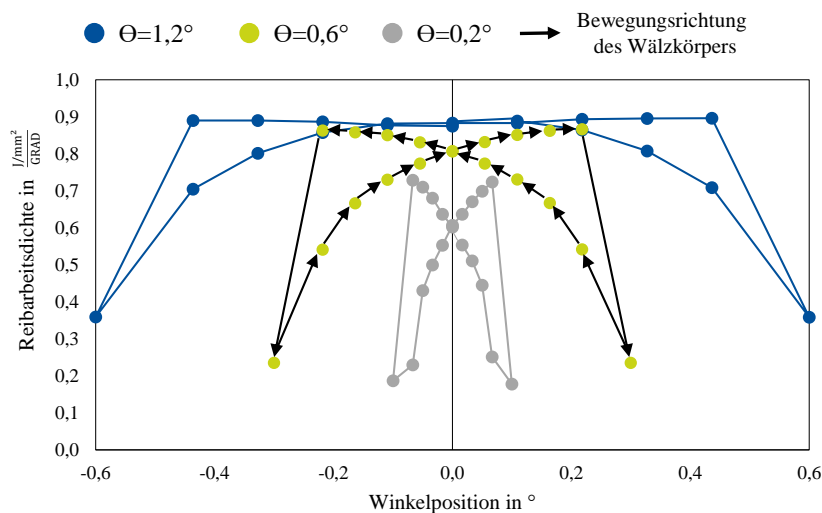


Abbildung 9.8: Reibarbeit je Grad für verschiedene Amplituden ($P_{\text{IR}}=1,76$ GPa)

Sobald die Haftzone sich auflöst und die Reibarbeit nicht mehr degressiv, sondern linear zunimmt, wird ist die eingebrachte Reibarbeit für oszillierende und rotierende Wälzlager gleich, unter der Annahme, dass der Reibwert für beide Anwendungen identisch ist. Um diesen Bereich detaillierter zu analysieren, werden für verschiedene Parameterkombinationen die maximalen Werte der Reibarbeitsdichten für doppelte Oszillationsamplituden von $0,1^\circ$ bis $2,5^\circ$ in $0,1$ Schritten simuliert. Insgesamt werden 5 Parameterkombinationen, folglich 125 Simulationen, vorgestellt. Eine Übersicht der gewählten Parameterkombinationen und zugehörige relevante Parameter sind in Tabelle 9.2 dargestellt. Die Schmiegunen entsprechen denjenigen, die an den experimentell untersuchten Schrägkugellagern der Baugröße 7208 gemessen wurden.

In Abbildung 9.9 sind die maximalen Reibarbeitsdichten und die maxima-

Tabelle 9.2: Simulationen für verschiedene Amplituden

P_{IR}	P_{AR}	α	$x/2b_{\text{IR}} = 1,0$	$x/2b_{\text{AR}}=1,5$	μ
2,05 GPa	2,00 GPa	40°	1,5°	2,2°	0,1
2,05 GPa	2,00 GPa	40°	1,5°	2,2°	0,2
1,76 GPa	1,71 GPa	40°	1,2°	1,9°	0,1
1,76 GPa	1,71 GPa	40°	1,2°	1,9°	0,2
2,79 GPa	2,72 GPa	40°	2,0°	3,0°	0,1

len relativen Verschiebungen für Innen- und Außenring dargestellt. Die Pressung beträgt am Innenring 2,05 GPa und am Außenring 2,00 GPa. Für den Innenring gilt $x/2b(\theta=1,5^\circ)=1$ und $x/2b(\theta=2,2^\circ)=1,5$. Der Reibwert wird mit $\mu = 0,1$ angenommen. Aufgrund der Kontaktkinematik ist der Schlupfweg am Innenring etwas größer als am Außenring. Bis zu einer doppelten Oszillationsamplitude von $1,4^\circ$ gilt dies auch für die Reibarbeit. Für den Innenring tritt das lineare Verhalten der Reibarbeit ab ca. $1,1^\circ$ auf. Für den Außenring bei ca. $1,4^\circ$. Während die Reibarbeit unterhalb $1,4^\circ$ am Innenring, aufgrund der höheren Pressung, größer ist, ist die Reibarbeit für $1,5^\circ$ für Innen- und Außenring sehr ähnlich. Grund dafür ist die Gleichgewichtsbedingung der Bohrmomente, welche für die Kontakte von Innen- und Außenring gelten muss. Aufgrund der gewählten Schmiegunen des Lagerherstellers und der Eingangsparameter tritt theoretisch nach dem Überwinden der elastischen Deformationen identischer Verschleiß beider Laufbahnkontakte auf. Da die Unterschiede zwischen Innen- und Außenring nur gering sind, ist ein experimenteller Nachweis des vorgefundenen Phänomens nicht möglich. Detaillierte Beschreibung zur Kontaktkinematik können den Veröffentlichungen von JOHANSSON entnommen werden [156, 157]

Abbildung 9.10 zeigt die Simulationsergebnisse für einen Reibwert von 0,2. Vor allem der Schlupfweg wird nur wenig vom Reibwert beeinflusst. Es verändert sich das Verhalten der Reibarbeit. Der Wert der Reibarbeit verdoppelt sich durch den doppelt so groß gewählten Reibwert. Der lineare Bereich der Reibarbeit ist vergleichbar mit den bereits in Abbildung 9.9 dargestellten Simulationsergebnissen. Aufgrund des höheren Reibwertes sind die Unterschiede zwischen den Reibarbeiten am Innenring und am Außenring deutlicher.

Wird die Last verringert, ändert sich die Kontaktkinematik vollständig. In Abbildung 9.11 beträgt die Pressung am Innenring 1,76 GPa und am Außenring 1,71 GPa. Wie schon in den Abbildung 9.9 und 9.10 gezeigt, ist der Schlupfweg zu Beginn am Innenring größer. Bei über $1,0^\circ$ wird der Schlupfweg am Außenring größer als am Innenring. Grund dafür ist die Neigung der Bohrdrehachse, welche durch die niedrigere Belastung zu höheren Schlupfwegen am Außenring führt. Für die Reibarbeit kann das beschriebene Verhalten ebenfalls entdeckt werden. Der lineare Bereich der Reibarbeit tritt für den Innenring bei ca. $0,8^\circ$ auf. Für den Außenring bei ca. $1,1^\circ$. Abbildung

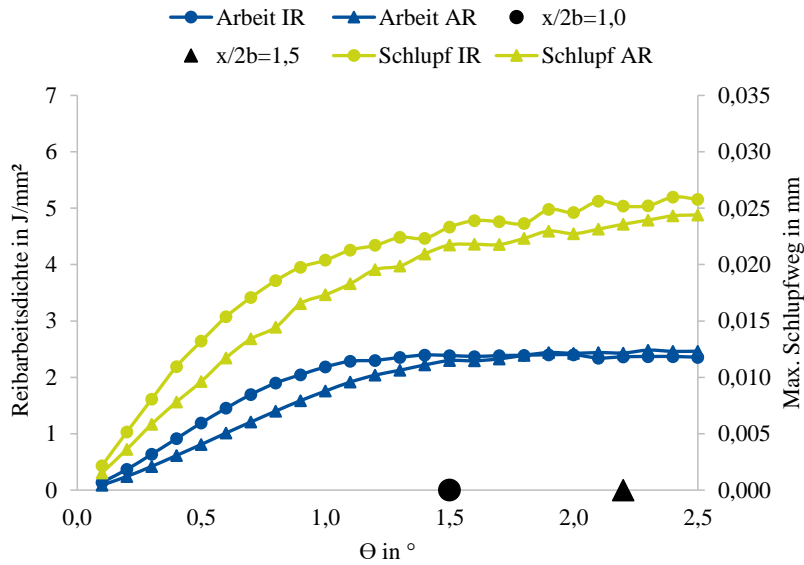


Abbildung 9.9: Parameterstudie für $\mu = 0,1$ und $P=2,0$ GPa

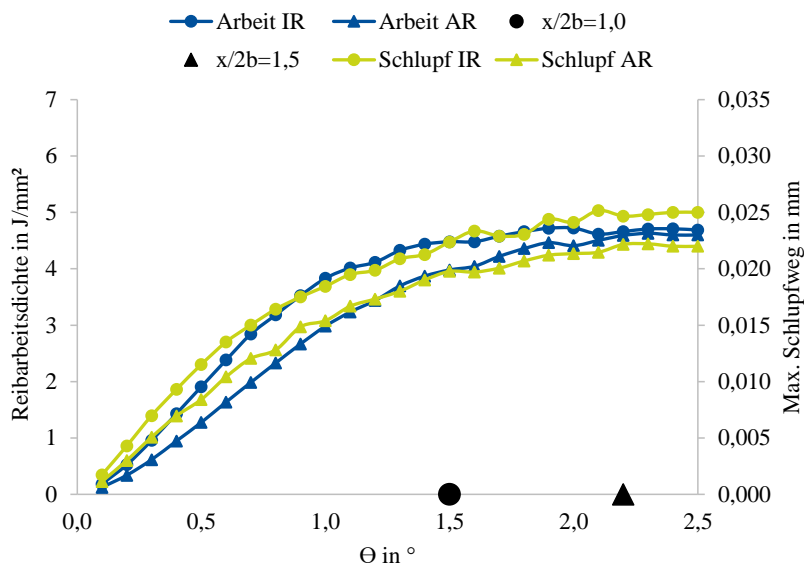


Abbildung 9.10: Parameterstudie für $\mu = 0,2$ und $P=2,0$ GPa

9.12 zeigt die Ergebnisse für einen Reibwert von 0,2. Auch bei der geringeren Belastung gelten die Beobachtungen aus Abbildung 9.9 und 9.10.

Wird die Pressung des Innenrings auf 2,79 GPa erhöht, verschiebt sich $x/2b=1,0$ am Innenring hin zu $2,0^\circ$. Die Simulationsergebnisse sind in Abbildung 9.13 zu sehen. Der lineare Bereich der Reibarbeit beginnt ebenfalls bei rund $2,0^\circ$. Bei großer Belastung sind die Unterschiede zwischen Innenringlaufbahn und Außenringlaufbahn sowohl für die Reibarbeit als auch für den maximalen Schlupfweg deutlich.

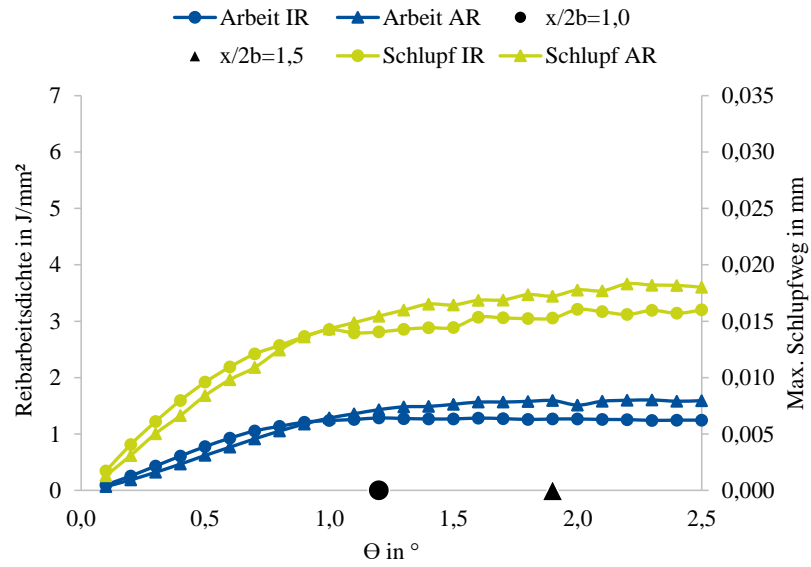


Abbildung 9.11: Parameterstudie für $\mu = 0,1$ und $P = 1,7$ GPa

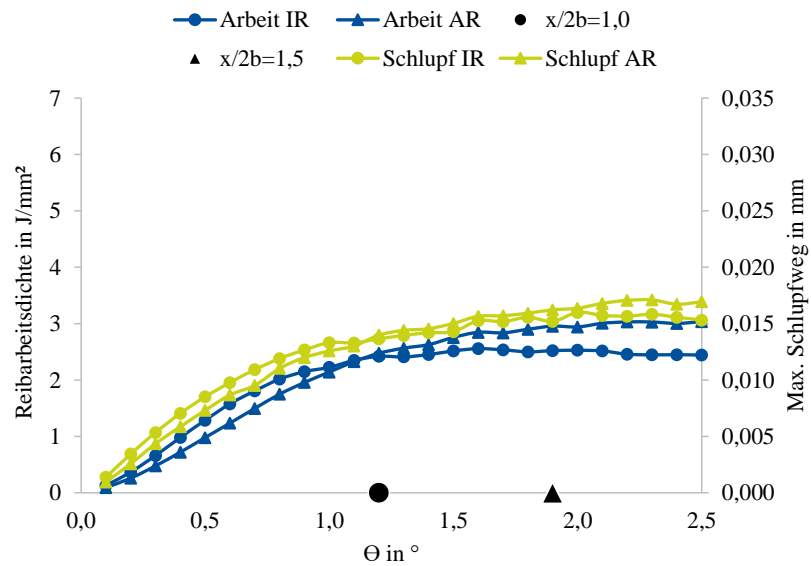


Abbildung 9.12: Parameterstudie für $\mu = 0,2$ und $P = 1,7$ GPa

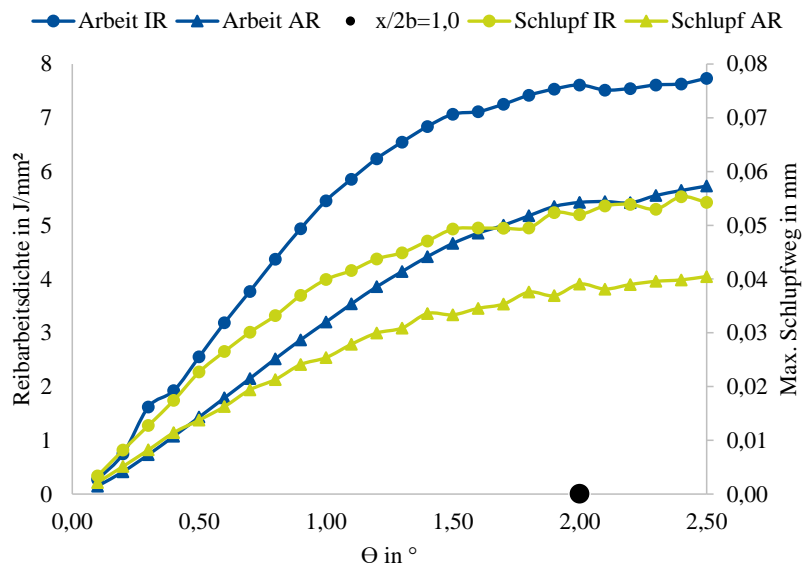


Abbildung 9.13: Parameterstudie für $\mu = 0,1$ und $P=2,79$ GPa

9.2.3 Oszillationen in Querrichtung

Neben den oszillierenden Bewegungen in Laufbahnrichtung kann es zu Bewegungen quer zur Laufbahnrichtung kommen. Ausgelöst wird diese Bewegungsform häufig durch schwellende oder wechselnde Belastungen. Durch die Belastungssituation treten relative Verschiebungen in Form des REYNOLDS-Schlupfs auf.

In der Simulationsumgebung besteht ebenfalls die Möglichkeit schwellende und wechselnde Belastungen rechnerisch zu analysieren. Nach der Eingabe der Geometrie wird die minimale Last F_{\min} , die maximale Last F_{\max} und die zeitliche Abhängigkeit der Schwingung benötigt.

In Abbildung 9.14 ist das Ergebnis für eine Simulation mit $F_{\min} = 100$ N und $F_{\max} = 500$ N für ein Axiallager (Laufkreisdurchmesser 60 mm und 94 % Schmiegun für Innen- und Außenring) exemplarisch dargestellt. Die symmetrische Form entsteht durch den REYNOLDS-Schlupf, welcher in Kapitel 2.4.2 detailliert beschrieben wurde.

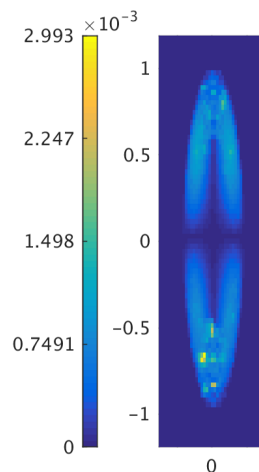


Abbildung 9.14: Simulation der zyklischer Belastung eines Axiallager

9.2.4 Parameterstudie zum Einfluss des Reibkoeffizienten

Die Reibarbeit beschreibt die Energie die durch Schlupfweg und Reibkräfte in die Oberfläche eingebracht wird. Im Folgenden soll der Einfluss des Reibkoeffizienten mittels einer Parameterstudie ermittelt werden. Zu diesem Zweck wird der Reibwert μ für konstante Simulationsbedingungen variiert. Die Simulationsparameter können in Tabelle 9.3 eingesehen werden. Der Reibkoeffizient μ wird zwischen 0,1 bis 0,4 variiert.

Abbildung 9.15 zeigt die Ergebnisse der Parameterstudie. Beim Vergleich der Simulationsergebnisse wird deutlich, dass der Einfluss von μ auf den maximal Wert der Reibarbeitsdichte deutlich ist. Der Einfluss von μ auf die gemittelte Reibarbeitsdichte hingegen ist nahezu konstant und somit nahezu

Tabelle 9.3: Simulationsparameter der Parameterstudie

Parameter	Größe
Oszillationsfrequenz	5 Hz
$x/2b_{AR}$	0,803
$x/2b_{IR}$	0,638

unabhängig vom μ . Für alle Simulationen beträgt die gemittelte Reibarbeit $W_{d,total}$ $0,27 \text{ J/mm}^2$. MINDLIN ET AL. [158] beschreibt mathematisch, dass die Tangentialspannungen für zwei elastische Kugeln, welche mit konstanter Normalkraft gegeneinandergedrückt werden und zusätzlich mit einer Tangentialkraft beansprucht werden, in den Randbereichen der Kontaktzone gegen unendlich streben, wenn die komplette Kontaktzone haftet. MINDLIN merkte an, dass diese theoretische Betrachtung nicht mit der Realität übereinstimmt, weil dies einen unendlich hohen Reibwert voraussetzen würde. Daher wurde partielles Gleiten in den Randbereichen des Kontaktes angenommen. Die Tangentialspannungen in der Gleitzone sind dabei das Produkt aus Reibwert und lokaler Kontaktpressung. Diese Annahmen von MINDLIN spiegeln sich in der Parameterstudie zum Einfluss des Reibwertes wieder. Die Abhängigkeit der maximalen und gemittelten Reibarbeit vom Reibkoeffizienten μ erklärt die verschiedenen Ausprägungen von False Brinelling und Fretting Corrosion. False Brinelling tritt in oszillierenden, geschmierten Wälzlagern auf. Aufgrund des Schmierungszustandes ist μ im Vergleich zu trockenen Bedingungen geringer. Geringere Reibwerte führen zu einer verkleinerten Haftzone und folglich einer vergrößerten Gleitzone. Die von Verschleiß betroffene Fläche vergrößert sich. Allerdings wird der Verschleiß milder ausfallen, da sich die Reibarbeit auf eine größere Fläche verteilen kann. Diese Kontaktbedingungen ergeben das typische Erscheinungsbild von False Brinelling. Fretting Corrosion entsteht in trockenen Kontakten. Hier ist der Reibwert somit höher. Somit wird die Haftzone größer und die Reibarbeit muss sich auf einer kleineren Gleitzone verteilen. Daraus folgt, dass der Verschleiß konzentriert auftritt, da der Maximalwert der eingebrachten Reibarbeit ansteigt.

9.2.5 Parameterstudie zum Einfluss der Geometrie

Die geometrischen Abmessungen des Wälzlagers haben Einfluss auf die Reibarbeit W_d und somit auf den Verschleiß. Um den Einfluss der Geometrie erforschen zu können, wurde das Simulationsmodell vollständig parametrisch aufgebaut. Die in dieser Arbeit vollzogene Parameterstudie bezieht sich auf Punktkontakte und legt den Fokus auf den Einfluss der Schmiegun, des Schmiegunungsverhältnisses und auf den Druckwinkel. Um vergleichbare Ergebnisse innerhalb der Parameterstudie zu erhalten, müssen für jeden untersuchten Parameter spezifische Annahmen getroffen werden. Da die Annahmen stark von dem untersuchten Parameter abhängen, werden die Annahmen in jedem Kapitel autark aufgeführt.

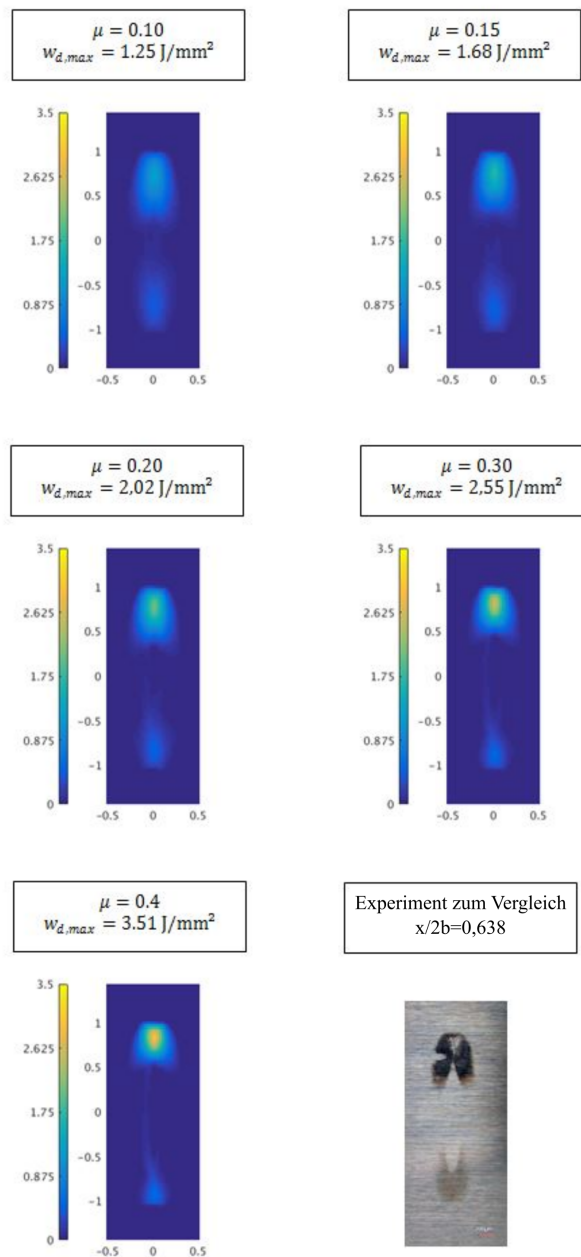


Abbildung 9.15: Parameterstudie zum Einfluss des Reibkoeffizienten

Parameterstudie zum Einfluss der Schmiegun

Die Schmiegun S_{WL} eines Kugellagers ist das Verhältni aus Radius der Laufbahn r_{LB} zum Radius des Wälzkörpers r_{WK} . Mit Hilfe der Schmiegun, können die Pressungen an Innen- und Außenring angepasst werden. Darüber hinaus kann die Schmiegun genutzt werden, um die Führung des Wälzkörpers zu beeinflussen. In Abbildung 9.16 werden die Simulationsergebnisse für drei unterschiedliche Schmiegun gezeigt. Dabei wird eine identische Schmiegun für Innen- und Außenring angenommen. In der Analyse werden Schmiegun von 92 %, 94 % und 96 % untersucht.

Die Ergebnisse in Abbildung 9.16 zeigen, dass sowohl die Kontaktpressung als auch die Reibarbeitsdichte stark von der gewählten Schmiegunge beeinflusst werden. Bei höheren Schmiegunge, die Schmiegunge wird in diesem Fall enger, nimmt die Kontaktpressung ab. Die Reibarbeit hingegen nimmt mit steigender Schmiegunge aufgrund des Einflusses des HEATHCOTE-Schlupfs zu.

Das für oszillierende Wälzlager Führungseffekte zu meist, aufgrund der geringen Schwenkwinkel, unbedeutend sind und Laufbahnermüdung nicht der limitierende Schadensmechanismus ist, kann die Schmiegunge von oszillierenden Lagern heruntersetzt werden, um die Reibarbeitsdichte zu reduzieren.

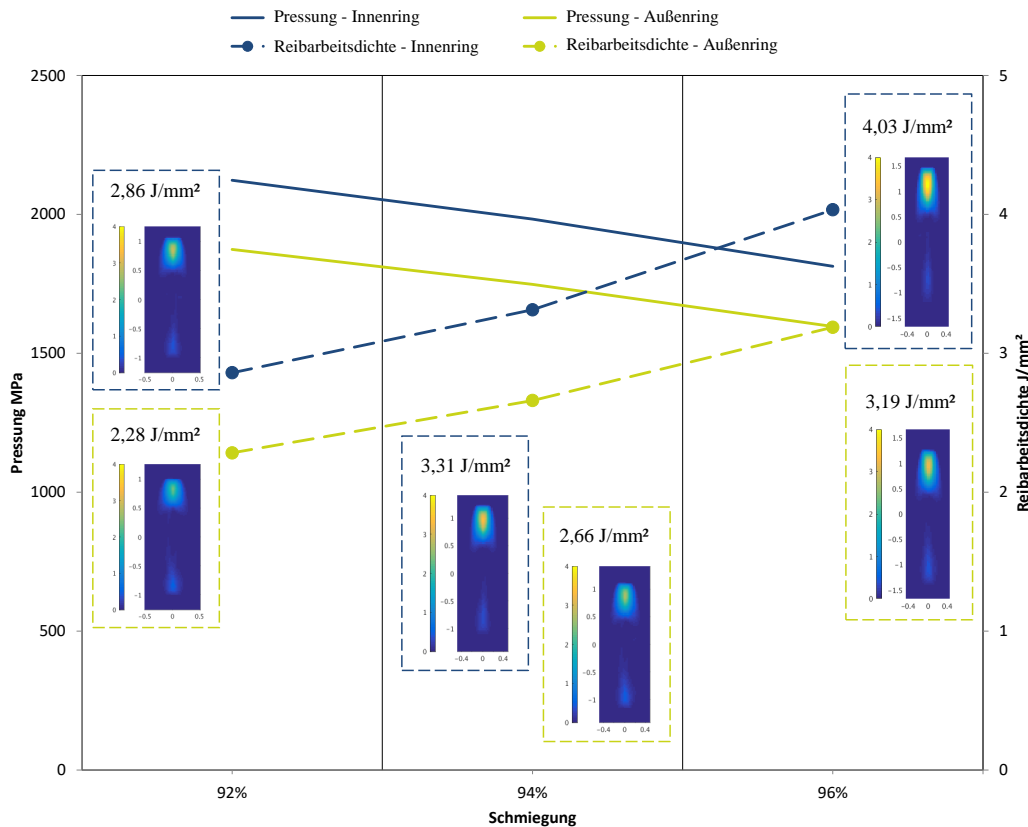


Abbildung 9.16: Parameterstudie zum Einfluss der Schmiegunge

Parameterstudie zum Einfluss des Schmiegungeverhältnisses

Die Schmiegunge an Außen- und Innenring ist häufig nicht identisch. Wie in Tabelle 9.1b erkennbar ist, besitzt das Versuchslager eine Schmiegunge von 93,8 % am Außenring und 96,0 % am Innenring ($\gamma_o = 1,023$). Die Wahl der Schmiegunge beeinflusst den jeweiligen Pressungszustand an Außen- und Innenring sowie das Führungsverhalten. In der Regel werden die Schmiegunge so angepasst, dass die HERTZ'schen Pressungen an Außen- und Innenring identisch sind. Das Verhältnis der Schmiegunge am Außen- zu denjenigen am Innenring wird im Folgenden als γ_o bezeichnet.

$$\gamma_o = \frac{S_{IR}}{S_{AR}} \quad (9.6)$$

Um den Einfluss von γ_o simulativ zu untersuchen, werden Simulationen mit Werten von 1.00, 1.03 und 1.06 für γ_o durchgeführt. Um eine möglichst hohe Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wird eine durchschnittliche Schmiegun \bar{S} von 94 % gewählt.

$$\bar{S} = \frac{S_{IR} + S_{AR}}{2} \quad (9.7)$$

Alle weiteren geometrischen Abmessungen des Lagers können der Tabelle 9.1b entnommen werden. $x/2b$ wurde ebenfalls, wie schon in den vorangegangenen Untersuchungen, auf 0,8 festgelegt. Die Ergebnisse des Vergleichs können in Abbildung 9.17 eingesehen werden. Die Abbildung zeigt, dass höhere Werte von γ_o zu einer besseren Verteilung der Pressung und der Reibarbeit zwischen Außen- und Innenring führen. Auch die Reibarbeitsdichte zeigt bei höheren Werten eine bessere Verteilung zwischen Außen- und Innenring.

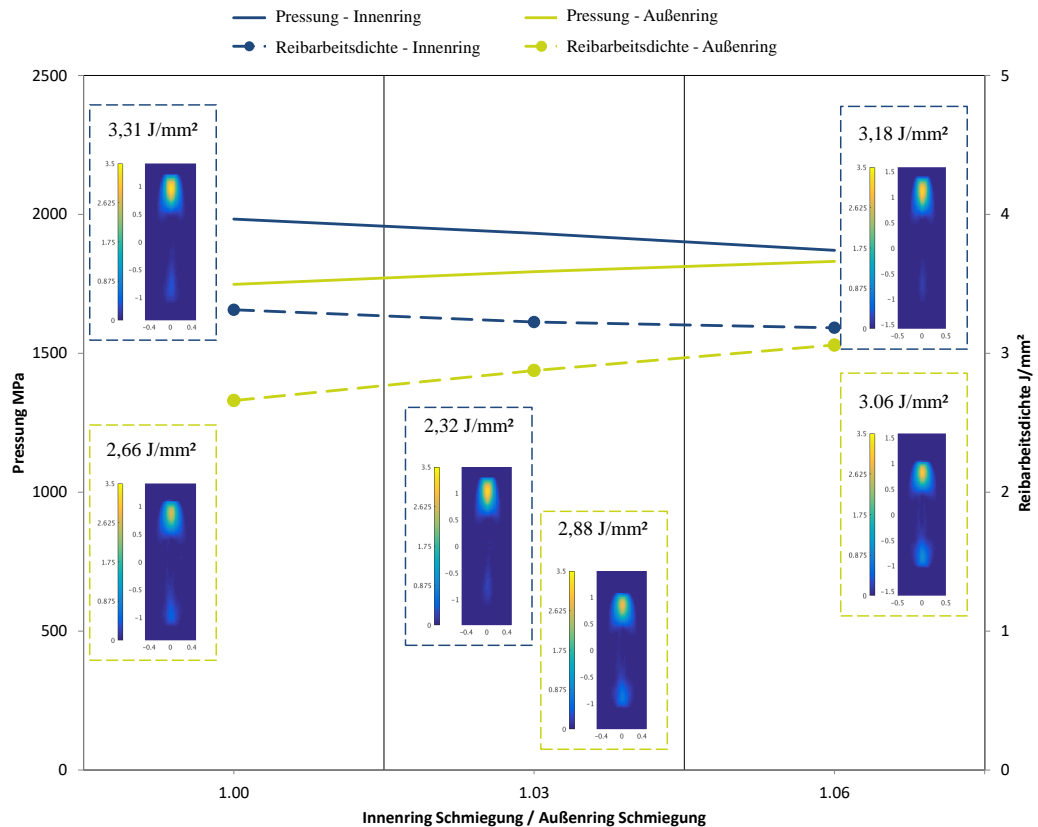


Abbildung 9.17: Parameterstudie zum Einfluss des Schmiegungsverhältnisses

Einfluss des Druckwinkels

Der Druckwinkel eines Wälzlagers hat insbesondere bei Schrägkugellagern einen großen Einfluss auf die Reibarbeitsdichte, da er ein wesentlicher Faktor für

die Ausprägung des Bohrschlupfs ist (siehe Kapitel 2). Um den Einfluss des Druckwinkels auf die Reibearbeitsdichte darzustellen, werden Simulationen mit Druckwinkel von 0° bis 90° vollzogen. Die Schmiegunng wird sowohl für den Außen- und als auch für Innenring auf 94 % festgelegt. Um eine Vergleichbarkeit zwischen Wälzlageren mit verschiedenen Druckwinkeln herzustellen, müssen die Betriebs- und Geometrieparameter abgestimmt werden. Die resultierende Kraft F_{res} wird für alle Simulationen auf 933 N festgelegt. Abbildung 9.18 zeigt die Reibearbeitsdichte für den Außen- und Innenring und die Kontaktpressung.

$$F_{res} = \sqrt{F_a^2 + F_r^2} \quad (9.8)$$

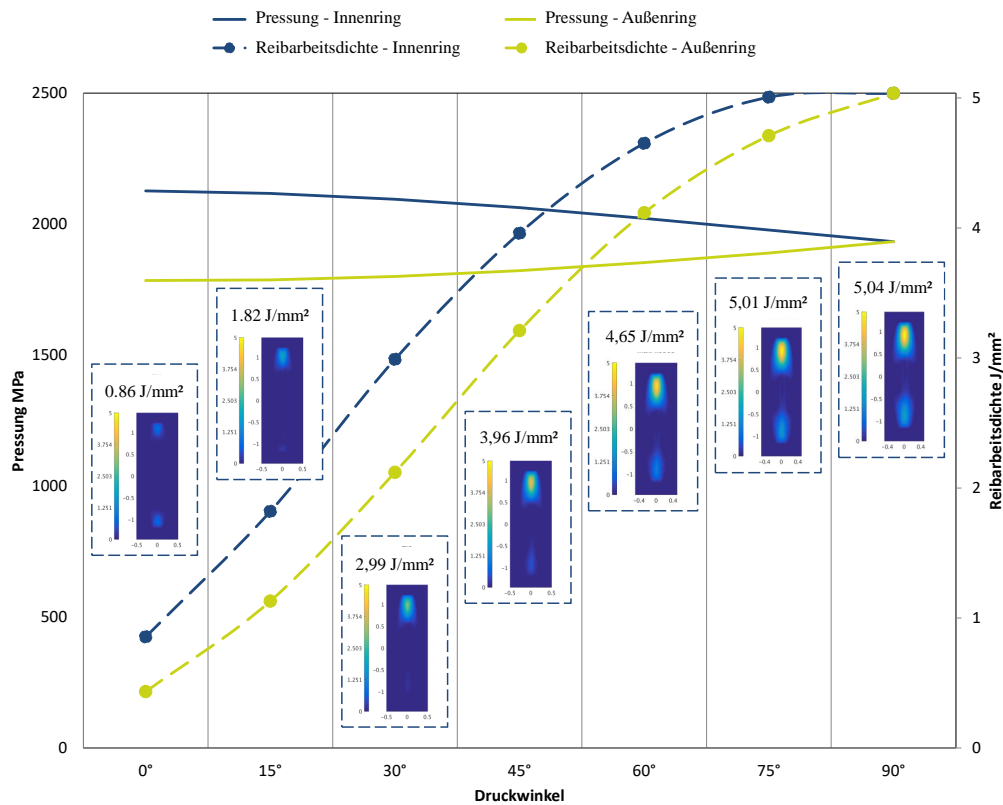


Abbildung 9.18: Parameterstudie zum Einfluss des Druckwinkels

Da die Schmiegunng für alle Simulationen identisch ist, ist der Heathcote-Schlupfweg für alle Simulationen gleich. Wie aus Abbildung 9.18 zu entnehmen ist, steigt der Wert des Bohrschlupfweges erwartungsgemäß mit steigendem Druckwinkel. Des Weiteren wird der Einfluss der Schmiegunng in Laufbahnrichtung erneut sichtbar. Für den Vergleich wurde der Laufkreisdurchmesser D_{pw} für alle Simulationen gleich gewählt. Für einen Kontaktwinkel von 0° erreicht der Unterschied zwischen den Kontaktpressungen am Außen- und Innenring den maximalen Wert. Für einen Druckwinkel von 90° ist sowohl die Reibearbeitsdichte als auch die Kontaktpressung identisch. Die Verteilung des

Schlupfweges ist in Abbildung 9.19 dargestellt. Der Schlupfweg ist für 7 charakteristische Positionen der Oszillation dargestellt. Die erste Position liegt direkt hinter dem Startpunkt, die letzte Position unmittelbar vor dem Wendepunkt.

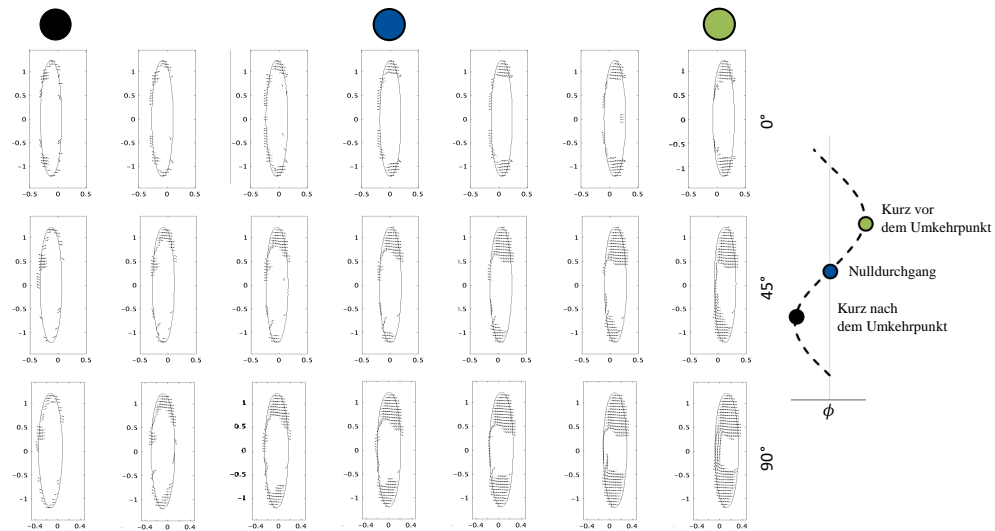


Abbildung 9.19: Schlupfwegverteilung für verschiedene Druckwinkel während der Oszillation

Die Pfeile innerhalb der jeweiligen Kontaktfläche zeigen die Richtung des lokalen Schlupfweges. Die Dichte der Pfeile wurde dabei zur besseren Sichtbarkeit verringert. In Kontaktflächen ohne Pfeile finden nur sehr geringe Relativbewegungen statt. Für einen Druckwinkel von 0° entsteht kein Bohrschlupf. Die Relativbewegungen entstehen durch den HEATHCOTE-Schlupf. Es sind drei Zonen zu erkennen, welche charakteristisch für den HEATHCOTE-Schlupf sind. Zwei der Zonen befinden sich an den äußeren Enden der Kontaktfläche. In diesen Zonen sind Relativbewegungen zu erkennen, welche in Rollrichtung zeigen. Eine weitere Zone befindet sich in der Mitte der Kontaktzone. Aufgrund der gekrümmten Laufbahn und der zwei anliegenden Rollpunkte, ist dort die Richtung des Schlupfs entgegengesetzt zur Rollrichtung. Die Simulation zum Druckwinkel von 45° ergibt zu Beginn der Oszillation eine ähnliche Verteilung wie für 0° , zum Umkehrpunkt hin wird nun aber der Einfluss des Bohrschlupfs deutlich sichtbar. Die Größe der Zone ohne Relativbewegung ist ebenfalls durch den Druckwinkel beeinflusst. Wie zu erwarten, verstärkt sich der Bohrschlupf für 90° weiter und die Kontaktfläche ohne Relativbewegung wird kleiner. In Abbildung 9.20 ist der Schlupfweg und die Richtung des Schlupfweges unmittelbar vor dem Umkehrpunkt dargestellt, wodurch der beschriebene Einfluss des Bohrschlupfs für verschiedene Druckwinkel besser sichtbar wird.

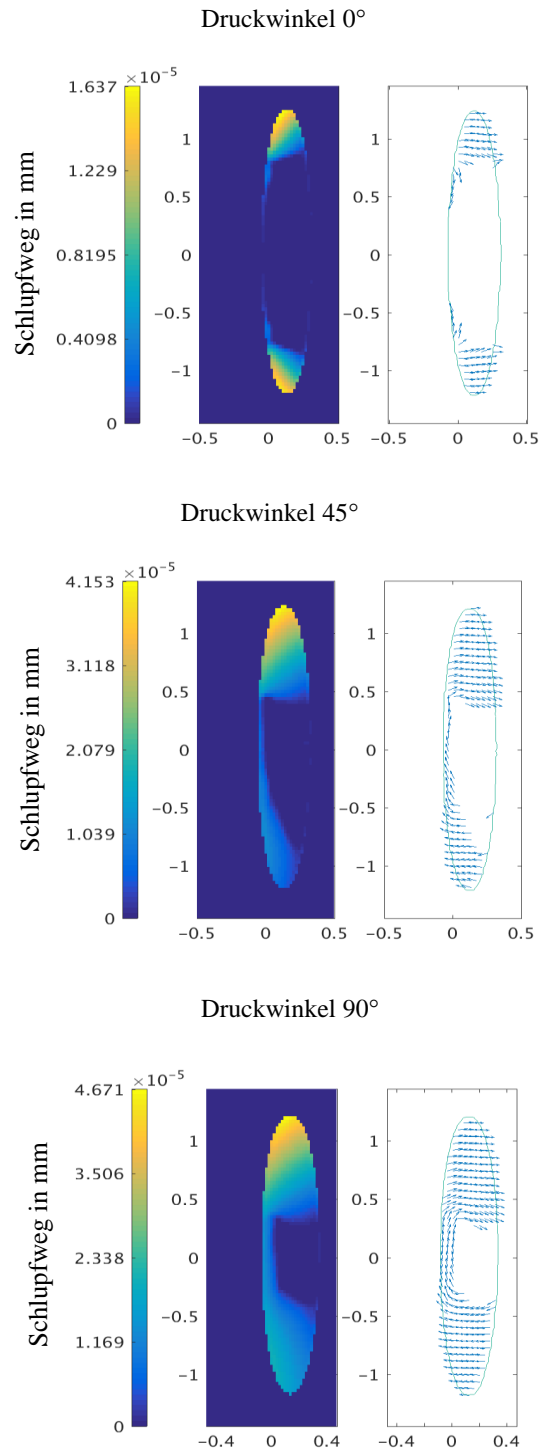


Abbildung 9.20: Schlupfwegverteilung und Schlupf für verschiedene Druckwinkel unmittelbar vor dem Umkehrpunkt

9.3 Zusammenfassung der Simulation des Wälzkontaktes

Ein Simulationsmodell wurde aufgebaut, welches die Kontaktkinematik und Pressung zwischen Laufbahn und Wälzkörper simuliert. Die Bewegung des Wälzkörpers wird ausschließlich durch die Geometrie von Laufbahn und Wälzkörper, Last und Reibwert bestimmt. Dies ermöglicht die Analyse der relativen Verschiebungen (Schlupfweg). Mit Hilfe der relativen Verschiebungen kann die Reibarbeit bestimmt werden, welche ein guter Indikator für das Auftreten von Verschleiß ist. Die Ergebnisse der Simulation wurden mit Versuchsergebnissen verglichen und zeigen gute Übereinstimmung. Das Simulationsmodell wurde genutzt, um den Einfluss der Oszillationsamplitude auf den Schlupfweg und die Reibarbeit zu analysieren. Darüber hinaus wurden Simulationen zur Unterscheidung der Schadensmechanismen False Brinelling und Fretting Corrosion durchgeführt. Die Abhängigkeiten der maximal und gemittelten Reibarbeit zum Reibwert μ erklären die verschiedenen Ausprägungen von False Brinelling und Fretting Corrosion. False Brinelling tritt in oszillierenden, geschmierten Wälzlagern auf. Aufgrund des Schmierungsstatus ist der Reibwert μ im Vergleich zu trockenen Bedingungen geringer. Geringere Reibwerte führen zu einer verkleinerten Haftzone und folglich einer vergrößerten Gleitzone. Die von Verschleiß betroffene Fläche vergrößert sich somit. Allerdings wird der Verschleiß milder ausfallen, da sich die Reibarbeit auf eine größere Fläche verteilen kann. Diese Kontaktbedingungen ergeben das typische Erscheinungsbild von False Brinelling. Fretting Corrosion entsteht in trockenen Kontakten. Hier ist der Reibwert höher. Somit wird die Haftzone größer und die Reibarbeit muss sich auf eine kleinere Gleitzone verteilen. Daraus folgt, dass der Verschleiß konzentriert auftritt, da der maximal Wert der eingebrachten Reibarbeit ansteigt. Zuletzt wurde der Einfluss der Lagergeometrie auf die Reibarbeit und Kontaktpressungen dargelegt. Die Simulationsergebnisse zeigten, dass engere Schmiegunen zwar die Kontaktpressung verringern, aber die Reibarbeit erhöhen. Der Druckwinkel α übt einen großen Einfluss auf die Reibarbeit aus. Dies steht im Zusammenhang mit dem Bohrschlupf.

Kapitel 10

Einfluss des Schmierfettes auf das Verschleißverhalten

Der Einfluss des Schmiermittels in oszillierenden Wälzlagern wurde in verschiedenen Arbeiten behandelt, z.B. von ALMEN [24], GREBE ET AL. [78, 16, 79], SCHADOW [18] und MARUYAMA ET AL. [17]. Weitere experimentelle Untersuchungen sind dennoch notwendig, da die genannten Arbeiten die Betriebsbedingungen von Rotorblattlagern nur teilweise berücksichtigen. Das verwendete Schmiermittel hat einen elementaren Einfluss auf das Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager. Daher werden im Zuge der vorliegenden Arbeit gezielt Schmierfette untersucht, welche in Rotorblattlagern Anwendung finden. Die untersuchten Betriebsparameter leiten sich aus den vorangegangenen Kapiteln ab. Die untersuchten Schmierfette und deren Eigenschaften können der Tabelle 10.1 entnommen werden. Anhand ihrer stark unterschiedlichen Zusammensetzungen wird deutlich, dass sich bisher keine optimale Formulierung herauskristallisiert hat. Bestimmte Bestandteile der industriell hergestellten Schmierfette lassen sich anhand der Grundlagen aus Kapitel 2.5 erklären.

- Synthetische und semi-synthetische Grundöle werden verwendet, um auch bei geringen Temperaturen den Kontakt mit ausreichend Grundöl zu versorgen (vgl. Kapitel 2.5.1).
- Die Konsistenz wird zwischen NLGI 1,5 und 2 gewählt um Leckage während jeder Azimutposition des Rotorblattes zu verhindern.
- Lithium und Kalzium-Verdicker werden genutzt um eine konstante Öl-abgaberate zu gewährleisten (vgl. Kapitel 2.5.2).
- Generell sind zwei alternative Strategien zu erkennen,
 - eine geringe Grundölviskosität und eine hohe Öl-abgabe, um ein Rückfließen von Grundöl in den Kontakt zwischen aufeinanderfolgenden Überrollungen zu erleichtern, oder
 - eine hohe Grundölviskosität um einen dicken Film zu erhalten und den Verdrängungswiderstand zu erhöhen. Die Inkubationszeit und das Risiko von Starvation werden dadurch erhöht.

Aufgrund der Vielzahl von Versuchsergebnissen, wird eine detaillierte Diskussion der Ergebnisse für drei (Fett A, B und E) der sechs industriellen Schmierfette durchgeführt. Die für die Diskussion gewählten Schmierfette sind aufgrund ihrer unterschiedlichen Grundölviskositäten von 50 mm²/s (A), 134 mm²/s (B) und 295 mm²/s (E) für die Analyse des Verschleißverhaltens interessant. Zusätzlich können die genannten Strategien gut in den Schmierfetten Fett A und B wiedererkannt werden, wodurch ein Vergleich dieser möglich ist.

Tabelle 10.1: Übersicht der Schmierfetteigenschaften

Name	Grundöl	NLGI	Verdicker	Grundölvis.
Fett A (Ref.)	Syn.	2	Lithium	50 mm ² /s
Fett B	Ester	2	Lithium	295 mm ² /s
Fett C	Syn.	1,5	Lithium-Komp.	420 mm ² /s
Fett D	Min./Syn.	1,5	Kalzium-Komp.	12 mm ² /s
Fett E	Min./Syn.	2	Kalzium-Komp.	134 mm ² /s
Fett F	Min./Syn.	2	Lithium-Komp.	130 mm ² /s

10.1 Versuchsparameter - Bauteilversuche

Insgesamt werden nach vollendeter Skalierung drei Versuchsparameter ausgewählt, welche aus den berechneten Belastungen (Kapitel 3), den Bewegungsformen (Kapitel 3), der Skalierung (Kapitel 4) und den Untersuchungen (Kapitel 6 und 7) und Simulationen (Kapitel 8) hergeleitet werden. Die Versuchsparameter sind in Tabelle 10.2 aufgelistet. Die α -Versuchsreihe spiegelt kleine Pitchamplituden wieder, welche während der Leistungs- und Lastregulation häufig vorkommen. Für dieses Betriebsszenario werden vergleichsweise hohe Frequenzen untersucht. Die β -Versuchsreihe kommen bei etwas größeren Windschwankungen vor und sind daher seltener im Betriebszyklus. Die γ -Versuchsreihe spiegelt einen Start- bzw. Stoppvorgang wieder.

Tabelle 10.2: Prüfparameter

Versuchsreihe	x/2b	Frequenz	N
α	0,9	8 Hz	250.000
β	13,3	2,3 Hz	250.000
γ	29,1	0,2 Hz	50.000

Damit Rückstände von Konservierungsmitteln ausgeschlossen werden können, werden die Wälzlager vor den Untersuchungen einem dreistufigen Reinigungsprozess ausgesetzt. Im ersten Schritt werden die Lager 15 Minuten in Reinigungsbenzin bei 60 °C gewaschen. Im nächsten Schritt werden die Lager mit Isopropanol gereinigt. Dies geschieht unter Rotation der Lager. Im letzten Schritt werden die Lager für 15 Minuten auf 80 °C erwärmt, damit jegliche

Rückstände des Reinigungsbenzins und des Isopropanols sich verflüchtigen. Jedes Lager wird nach der Montage händisch 3 Rotationen unter Last ausgesetzt, um eine gleichmäßige Verteilung des Schmiermittels zu gewährleisten. Der Befüllungsgrad liegt bei 60 % des überstrichenen Volumens.

Um die Veränderung der Oberfläche zahlenmäßig zu identifizieren wird der Schädigungsgrad eingeführt, welcher bereits in den Veröffentlichungen von MARUYAMA ET AL. verwendet wurde [14, 139]. Der Schädigungsgrad beschreibt die Veränderung der Oberfläche durch den Vergleich der Flächenrauheit Sz_{neu} vor dem Versuch und der Flächenrauheit nach dem Versuch Sz_{exp} .

$$SG = \frac{Sz_{\text{exp}}}{Sz_{\text{neu}}} \quad (10.1)$$

Der Fokus der Auswertung liegt auf der α und β -Reihe, da diese Betriebszustände während der Anlagenlaufzeit prozentual häufiger auftreten. Darüber hinaus führte die Mehrheit der γ -Versuche nicht zu Verschleiß.

10.2 Versuchparameter - SRV-Prüfgerät

Das Schwingungs-Reibverschleißprüfgerät (SRV) wird hauptsächlich zur Untersuchung von Verschleiß bei kleinen Oszillationsamplituden und hohen Frequenzen genutzt und ist in DIN 51843 genormt [52]. Eine detaillierte Beschreibung des Prüfaufbaus enthält Kapitel 5.

Für die Untersuchungen werden zwei Parameterkombinationen ausgewählt. Die Normallast von 100 N ergibt eine Kontaktpressung von 2,2 GPa. Der Gleitweg von 0,3 mm führt zu $x/2b=1$. Die Oszillationsfrequenz betragen 32 Hz und 8 Hz. Es werden 230.400 Oszillationszyklen für beide Parameterkombinationen ausgeführt. Die Untersuchungen wurden bei 20 °C durchgeführt. Für die Versuchsauswertung wird der Durchmesser der Verschleißmarke auf der Kugel gemessen. Ein Beispiel einer solchen Verschleißmarke ist in Abbildung 10.1 zu sehen. Es sei darauf hingewiesen, dass die Versuchsergebnisse des SRV und des Schwenkprüfstandes nicht direkt miteinander vergleichbar sind, da der SRV eine reine Gleitbewegung zwischen den Kontaktpartnern erzeugt. Die Parameter der Untersuchungen können Tabelle 10.3 entnommen werden.

10.3 Versuchparameter - Tribomesszelle

Die Schmierfette werden vordefinierten Prüfbedingungen der Firma ANTON PAAR unterzogen. Die Stahlkugel rotiert mit einem logarithmischen Geschwindigkeitsprofil. Die Gleitgeschwindigkeiten beginnen bei 10^{-7} m/s und enden bei 0,5 m/s, um die STRIBECK-Kurve abzufahren. [159, 160]. Insgesamt werden je Schmierfett fünf Untersuchungen durchgeführt. Die aufgebrachte Last entspricht einer Flächenpressung von 1 GPa.

Die Untersuchungen unter Oszillation werden mit 0,5 und 1,0 Hz durchgeführt. Der zurückgelegte Weg wird über die Frequenz und Gleitgeschwindigkeit eingestellt. Dabei werden Gleitgeschwindigkeiten für beide Frequenzen

Tabelle 10.3: Testbedingungen SRV

	SRV1	SRV2
Testzeit	2 h	8 h
Oszillationsfrequenz	32 Hz	8 Hz
Normallast	100 N	
Max. Pressung	2.2 GPa	
Gleitweg	0.3 mm	
x/2	1	
Kugeldurchmesser	10 mm	
Kugelmateriale	100Cr6	
Scheibenmateriale	100Cr6	

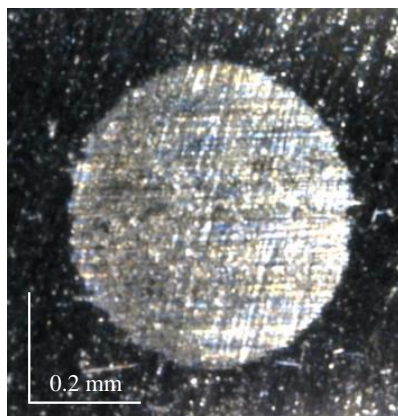


Abbildung 10.1: Beispiel einer Verschleißmarke nach SRV-Test

von 1, 2 und 3 mm/s untersucht. Ist zum Beispiel für die Frequenz 0,5 Hz eine Gleitgeschwindigkeit von 3 mm/s eingestellt, so legt der Wälzkörper pro Oszillation einen Weg von 1,5 mm zurück. Zwischen den Untersuchungen der verschiedenen Versuchsreihen wird der Prüfkörper mit einer konstanten Gleitgeschwindigkeit von 1 mm/s für eine Zeit von 5 Minuten rotiert, um eine Nachschmierung des Kontaktes zu ermöglichen

10.4 Methoden der Fettanalyse und Charakterisierung

Vor und nach den skalierten Untersuchungen der Wälzlager werden die Eigenschaften der Schmierfette untersucht. Die Ölabgaberate vor den Untersuchungen wird nach DIN 51817 [161] ermittelt. Die Konsistenz wird mit Hilfe der in DIN ISO 2137 [162] beschriebenen Konuspenetration bestimmt. Verschleißpartikel können die gemessene Konsistenz geringfügig verfälschen. Verschleißpartikel und Verunreinigungen werden mit Hilfe der Elektroden-Atomemissionsspektrometrie nach ASTM D6595-17 [163] ermittelt.

10.5 Untersuchungen an industriell hergestellten Schmierfetten

Die Vorstellung aller Untersuchungen wäre zu umfangreich. Daher wird der Fokus im Hauptteil auf drei Schmierfette gelegt. In der Zusammenfassung wird ein Vergleich des Referenzschmierfettes mit allen untersuchten Schmierfetten gezogen.

10.5.1 Ergebnisse - Schmierfett A - Referenz

Eigenschaften

Schmierfett A gehört laut Hersteller zu der Produktgruppe der Pasten (Kapitel 2.5.3), welche bei hohen Belastungen oder schnell wechselnden Bewegungsrichtungen zum Einsatz kommen. Einsatzfelder sind beispielsweise der Schienenverkehr, Teleskopkrane und Windenergieanlagen. Hervorzuheben ist die niedrige Grundölviskosität von $50 \text{ mm}^2/\text{s}$ und der Zusatz von Festschmierstoffen.

Tabelle 10.4: Eigenschaften Fett A

NLGI	2
Verdicker	Lithium
Grundölviskosität (40 °C)	$50 \text{ mm}^2/\text{s}$
Grundöl	Synthetisch
Tropfpunkt	255 °C

Alpha-Versuchsreihe

Die Ergebnisse der α -Versuchsreihe sind in Abbildung 10.2 dargestellt. Der Verschleiß fällt vergleichsweise gering aus. Der von Verschleiß betroffene Bereich ist schmal und primär durch das Reaktionsprodukt Magnetit bestimmt. Da kein Hämatit auftritt, kann davon ausgegangen werden, dass die Inkubationsphase des Schadensmechanismus noch nicht eingesetzt hat. Die gemessenen Flächenrauheitswerte ergeben einen Schädigungsgrad von $3,16 \pm 0,7$. Die Analyse des Schmierfettes zeigt einen minimal erhöhten Anteil an Eisen (41 mg/kg) und Silizium (93 mg/kg) im Vergleich zur frischen Probe (Eisen 27 mg/kg und Silizium 24 mg/kg). Die NLGI-Klasse wird durch die Beanspruchung im Versuch nicht verändert. Die Ölabgaberate wird ebenfalls nicht beeinflusst (Frisch: $10,9 \text{ mm}^2/\text{min}$ und nach Versuchsreihe α : $10,6 \text{ mm}^2/\text{min}$).

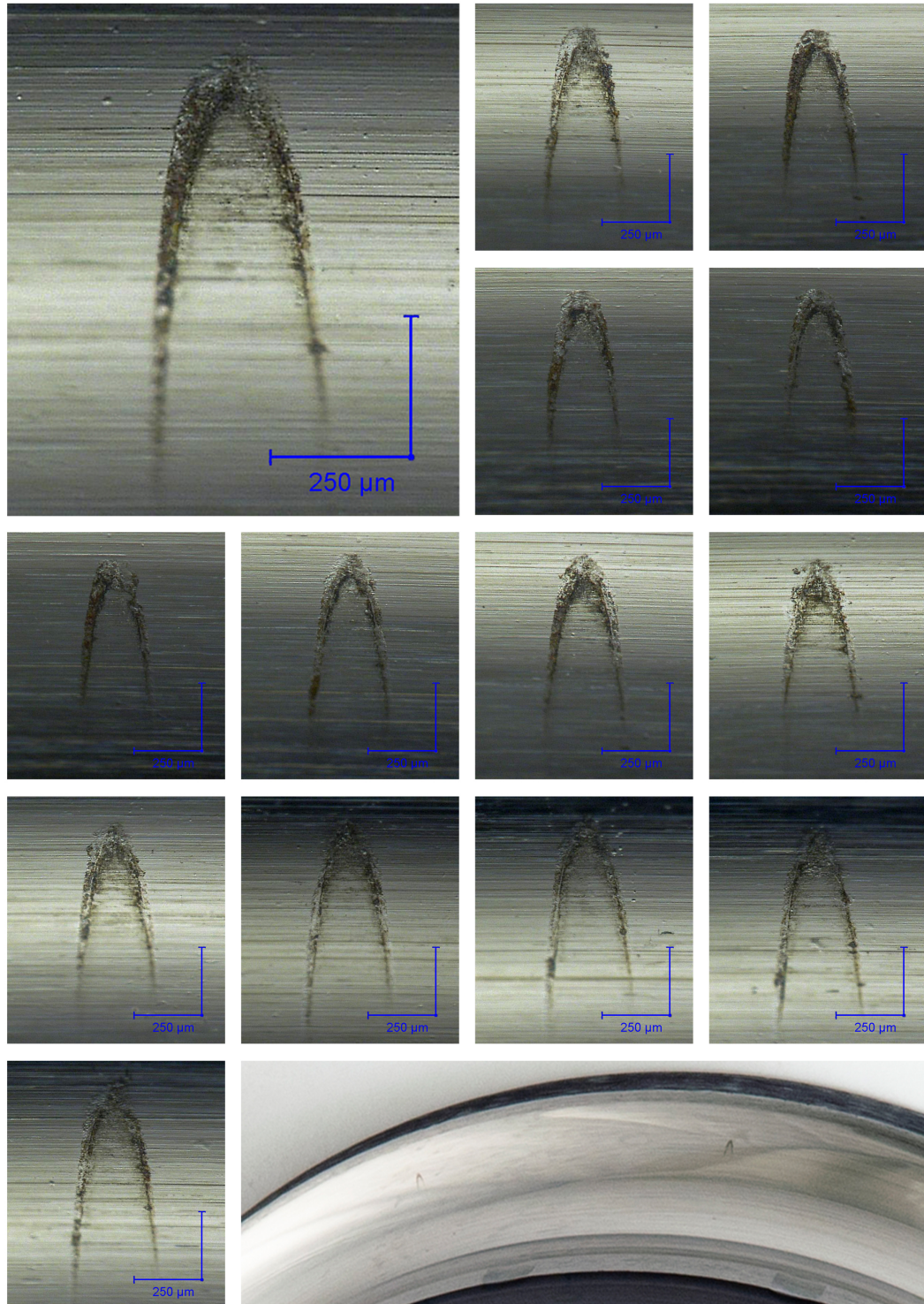


Abbildung 10.2: Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Fett A

Beta-Versuchsreihe

Abbildung 10.3 zeigt die Schadensmarken für die β -Versuchsbedingungen. Die Verschleißmarken zeigen im Bereich der Umkehrpunkte einen hohen Anteil an Hämatit, was auf metallischen-Kontakt zwischen Wälzkörper und Laufbahn hinweist. In der Mitte der Schadensmarken erscheinen Oberflächenveränderungen, die für drei Schadensmarken vergleichbar mit den Oberflächenveränderungen im Umkehrpunkt sind. Bei den anderen 11 Schadensmarken ist die Oberfläche in der Mitte metallisch glänzend. Dies deutet auf abrasiven Verschleiß hin. Die fertigungsbedingten Oberflächenstrukturen des Wälzlagers sind nicht mehr zu erkennen. Darüber hinaus sind vereinzelt Ausbrüche vorzufinden. Die Analyse des Schmierfettes bestätigt das äußere Erscheinungsbild der Schadensmarke. Im Schmierfett konnten 19605 mg/kg Eisen, 196 mg/kg Chrom und 122 mg/kg Mangan nachgewiesen werden. Die NGLI-Klasse wird von der Beanspruchung während des Versuches geringfügig beeinflusst, ebenso die Ölabgaberate (Frisch: 10,9 mm²/min und β : 9,29 mm²/min). zu beachten ist, dass die Messung der Ölabgaberate durch den erhöhten Anteil an Eisen verfälscht werden kann.

Die gemessenen Flächenrauheitswerte ergeben einen Schädigungsgrad von $4,55 \pm 0,52$. Besonders bei starken Verschleiß kann die veränderte Oberflächenrauheit allerdings nur bedingt zum Vergleich herangezogen werden.

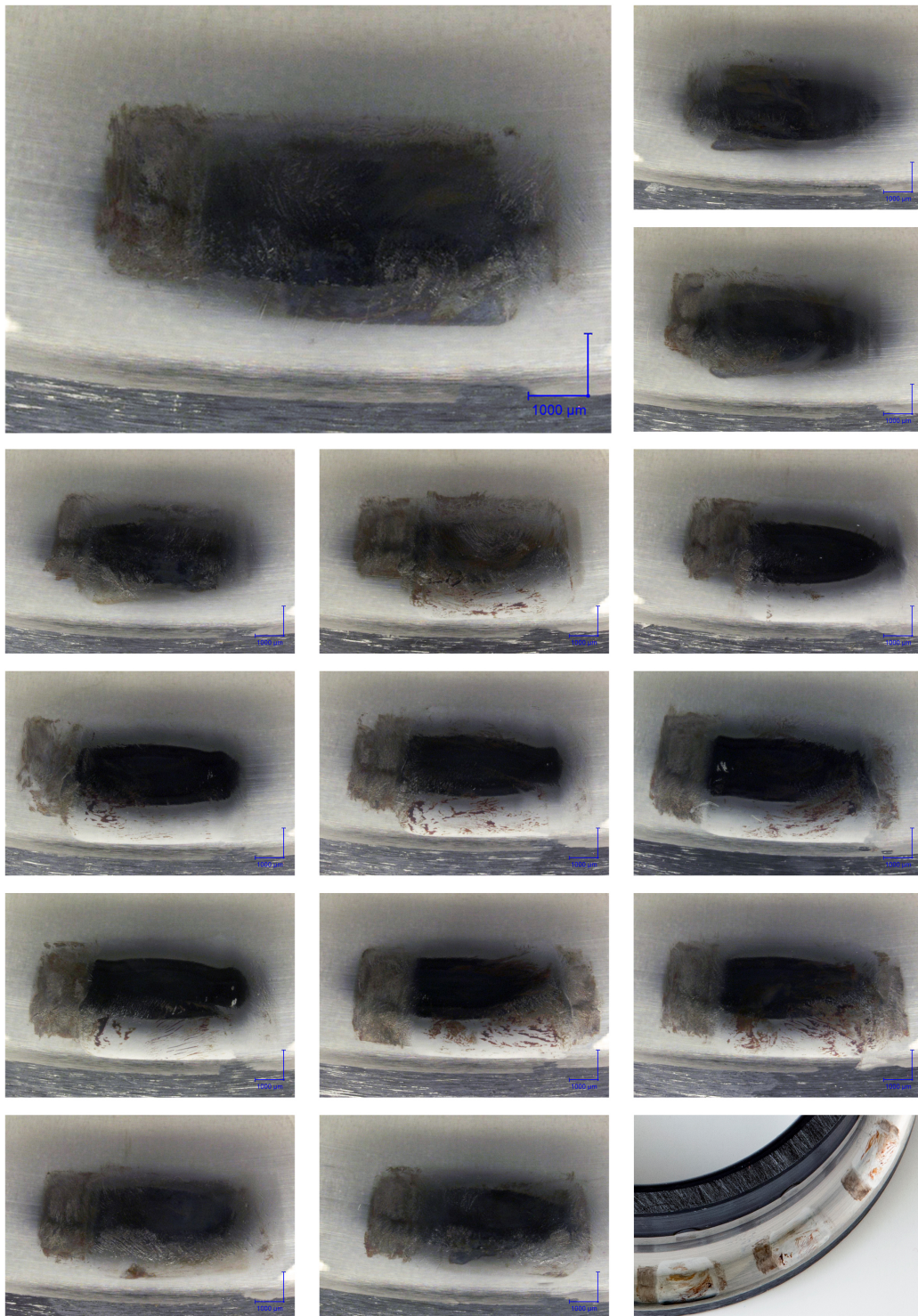


Abbildung 10.3: Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Fett A

SRV-Versuche

Für die Versuchsreihe SRV1 wurde ein Verschleißdurchmesser von $0,33 \pm 0,006$ mm ermittelt und für SRV2 $0,35 \pm 0,010$ mm.

Tribomesszelle

Die Ergebnisse der oszillierenden Untersuchungen sind in Abbildung 10.4 dargestellt. Der maximale Reibwert liegt bei 0,07 und ist damit vergleichsweise gering. Grund für die geringen Reibwerte könnten der Verdicker oder durch die Additivierung (ZDDP) entstandene Triboschichten sein.

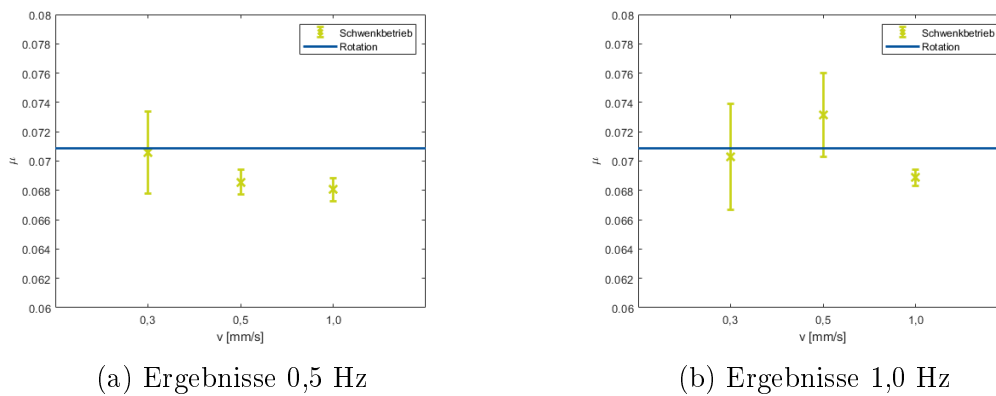


Abbildung 10.4: Oszillierende Untersuchungen - Fett A - Tribomesszelle

Zusammenfassung

Fett A ist speziell für oszillierende Anwendungen entwickelt worden. Der pastöse Schmierstoff enthält einen großen Anteil an Festschmierstoffen, welche vom Hersteller nicht offengelegt werden. Die Analyse des Schmierfettes zeigt hohe Anteile an Zink und Phosphor, welche auf das Additiv Zinkdithiophosphat (ZDDP) hinweisen. ZDDP ist ein Antiwear-Additiv, das eine dünne Schicht zum Schutz vor Verschleiß erzeugen soll.

Die Grundölviskosität ist mit $50 \text{ mm}^2/\text{s}$ gering. Die Ölabgaberate beträgt 4,4 %. Für kleine $x/2b$ (α -Versuchsreihe) konnte das Schmierfett Verschleiß nicht vollständig verhindern, aber die Ausmaße im Vergleich zu anderen Schmierfetten eingrenzen. Die β -Versuchsreihe hingegen führte zu starkem Verschleiß.

Fett A eignet sich aufgrund des hohen Anteils an Festschmierstoffen, dem Lithium-Verdicker und der geringen Grundölviskosität somit sehr gut für den Einsatz bei kleinen $x/2b$. Eine tabellarische Zusammenfassung der Ergebnisse ist in Tabelle 10.5 zu finden.

Tabelle 10.5: Zusammenfassung für Fett A

Grundölviskosität bei $40 \text{ }^\circ\text{C}$	$50 \text{ mm}^2/\text{s}$
Verdicker	Lithium
Grundöl	Synthetisch
Gemessene Ölabgaberate nach 168 h bei $40 \text{ }^\circ\text{C}$	4,4 %
Bewertung α -Versuchsreihe	Milder Verschleiß
Bewertung β -Versuchsreihe	Starker Verschleiß
Eisengehalt Frischfett	27 mg/kg
Eisengehalt nach α -Versuchsreihe	41 mg/kg
Eisengehalt nach β -Versuchsreihe	19605 mg/kg
NLGI-Klasse Frischfett	2
NLGI-Klasse nach α -Versuchsreihe	2
NLGI-Klasse nach β -Versuchsreihe	2
Ölabgaberate Frischfett	$10,9 \text{ mm}^2/\text{min}$
Ölabgaberate nach α -Versuchsreihe	$10,6 \text{ mm}^2/\text{min}$
Ölabgaberate nach β -Versuchsreihe	$9,29 \text{ mm}^2/\text{min}$
Verschleißdurchmesser SRV1	$0,33 \pm 0,006 \text{ mm}$
Verschleißdurchmesser SRV2	$0,35 \pm 0,010 \text{ mm}$
μ Tribomesszelle (Oszillation)	0,07

10.5.2 Ergebnisse - Schmierfett B

Eigenschaften

Das Fett B ist für Anwendungen in Windenergieanlagen weit verbreitet. Allerdings wird das Schmierfett primär für Hauptlager angewandt und seltener in Rotorblattlagern.

Tabelle 10.6: Eigenschaften Fett B

NLGI	2
Verdicker	Lithium
Grundölviskosität (40 °C)	295 mm ² /s
Grundöl	Ester
Tropfpunkt	186 °C

Alpha-Versuchsreihe

Die Ergebnisse der α -Versuchsreihe zeigen eindeutige False Brinelling Schädigungen. Die in GREBE definierten Schädigungszonen von False Brinelling [79] sind deutlich zu erkennen. Im oberem Bereich der Schadensmarke sind Änderungen der Oberfläche festzustellen. Der mit Hilfe der Rauheiten bestimmte Schädigungsgrad beträgt $3,56 \pm 1,59$. Darüber hinaus treten Spuren von Hämatit neben der eigentlichen Kontaktfläche auf, welche mit Partikeln im Zusammenhang stehen könnten.

Beta-Versuchsreihe

Die β -Versuchsreihe zeigt heftigen Verschleiß für alle Schadensmarken und in allen Bereichen der Schadensmarken. Das Reaktionsprodukt Hämatit ist deutlich zu erkennen, was auf trockene Reibung hinweist. Die Laufbahnoberfläche zeigt darüber hinaus deutliche makroskopische Veränderungen und vereinzelt Ausbrüche in den Umkehrpunkten. Der Schädigungsgrad beträgt $6,01 \pm 4,48$ für $x/2b=13,3$.

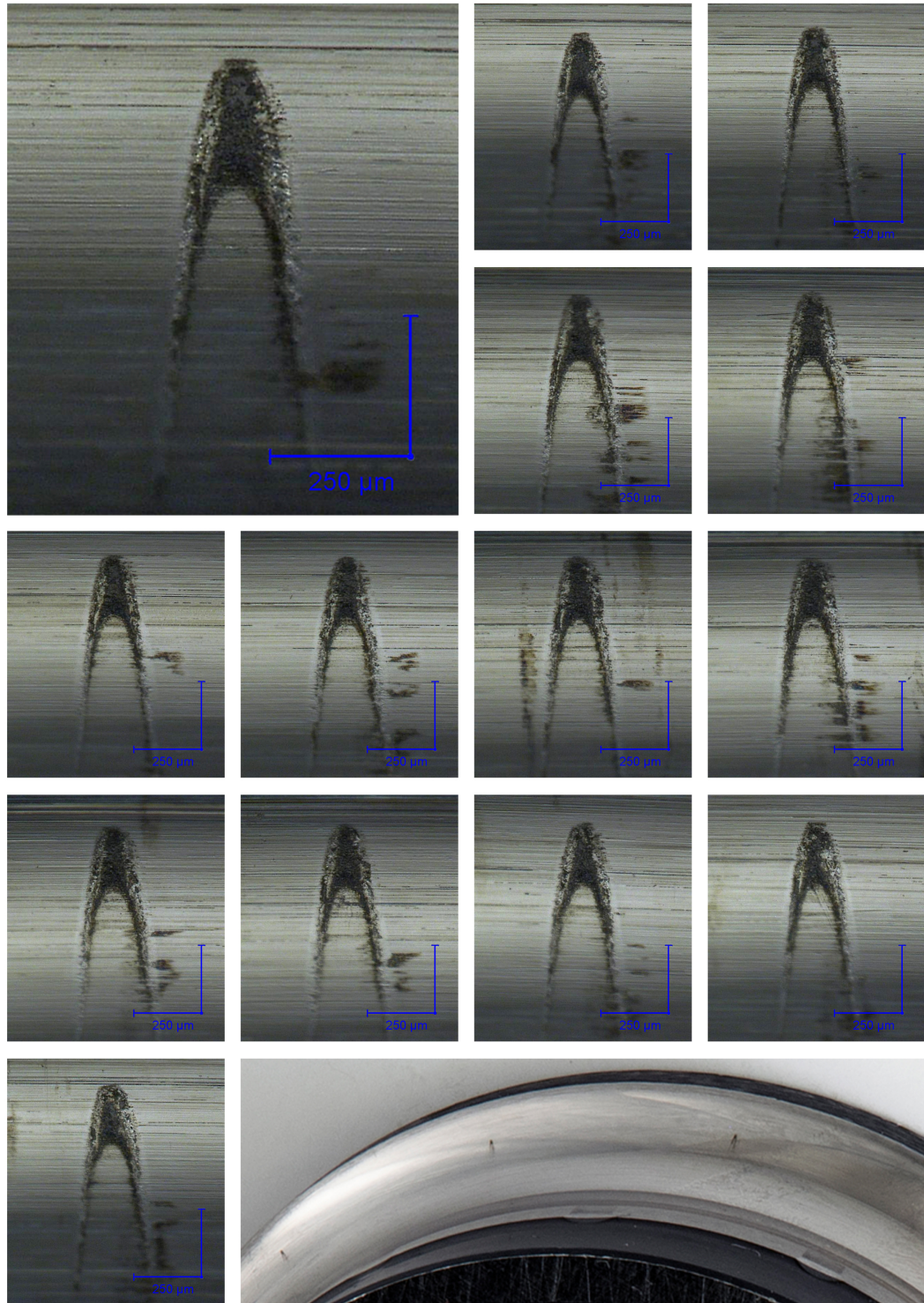


Abbildung 10.5: Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Fett B

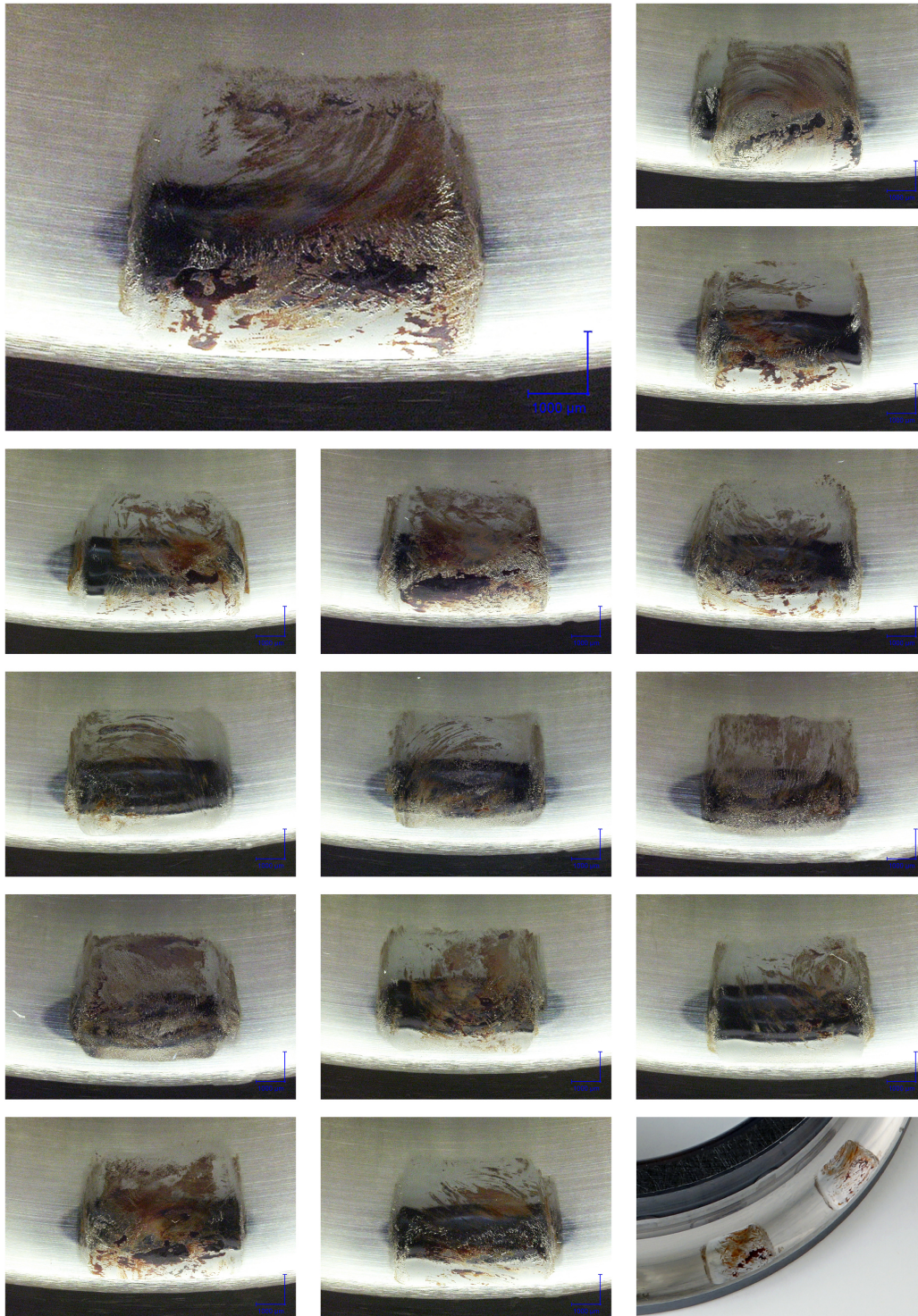


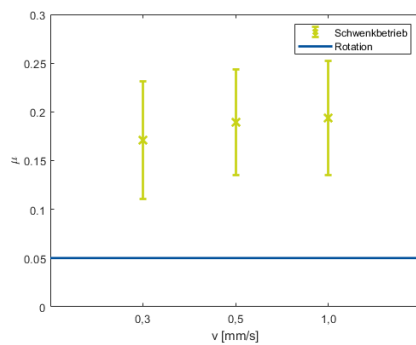
Abbildung 10.6: Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Fett B

SRV-Versuche

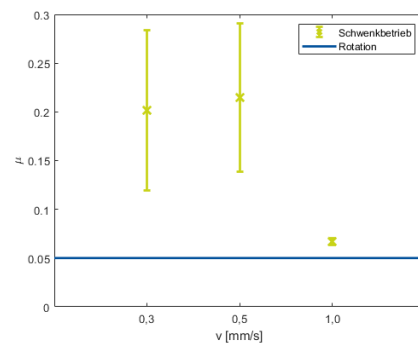
Für die Versuchsreihe SRV1 wurde ein Verschleißdurchmesser von $0,56 \pm 0,020$ mm ermittelt. Der Verschleißdurchmesser für SRV2 beträgt $0,48 \pm 0,008$ mm. Beide Werte sind im Vergleich zu den anderen untersuchten Fetten sehr hoch.

Tribomesszelle

Die Ergebnisse für die oszillierende Gleitbewegung sind in der Abbildung 10.7 dargestellt. Der maximale Reibwert liegt bei rund 0,21. Die gemessenen Reibwerte sind vergleichsweise hoch. Grund dafür könnte die vergleichsweise hohe Grundölviskosität sein.



(a) Ergebnisse 0,5 Hz



(b) Ergebnisse 1,0 Hz

Abbildung 10.7: Oszillierende Untersuchungen - Fett B - Tribomesszelle

Zusammenfassung

Fett B zeigt sowohl bei den Versuchsreihen α und β als auch bei SRV1 und SRV2 mehr Verschleiß als Schmierfett A. Auch der Reibwert der mit der Tribomesszelle ermittelt wurde ist deutlich höher als der von Schmierfett A. Es ist anzunehmen, dass die hohe Grundölviskosität des Schmierfettes B zu einem schlechteren Nachfließverhalten führt. Ähnliche Ergebnisse wurden von MARUYAMA ET AL. gezeigt [139]. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in Tabelle 10.7 zu finden.

Tabelle 10.7: Zusammenfassung für Fett B

Grundölviskosität bei 40 °C	295 mm ² /s
Verdicker	Lithium
Grundöl	Ester
Gemessene Ölabgaberate nach 168 h bei 40 °C	2,2 %
Bewertung α -Versuchsreihe	Starker Verschleiß
Bewertung β -Versuchsreihe	Sehr starker Verschleiß
Verschleißdurchmesser SRV1	0,56±0,020 mm
Verschleißdurchmesser SRV2	0,48±0,008 mm
μ Tribomesszelle (Oszillation)	0,21

10.5.3 Ergebnisse - Schmierfett E

Eigenschaften

Das Schmierfett E ist laut Hersteller speziell für hochbelastete Wälzlager formuliert. Darüber hinaus wird die Anwendung in oszillierenden Wälzlagern, insbesondere Rotorblattlager, explizit als Anwendungsgebiet genannt.

Tabelle 10.8: Eigenschaften Fett E (Nach Herstellerangaben)

Eigenschaft	Abmessung
NLGI	1
Verdicker	Calcium-Komplexseife
Grundölviskosität (40 °C)	134 mm ² /s
Grundöl	Mineral + Synthetisch
Tropfpunkt	220 °C

Alpha-Versuchsreihe

Der Verschleiß der α -Versuchsreihe ähnelt von der Form dem Verschleiß von Schmierfett A. Die typischen drei Schlupfzonen nach GREBE [79] liegen dicht aneinander. Der Verschleiß beschränkt sich auf einen schmalen Saum am Rand

der Kontaktfläche. Der Verschleiß in der partiellen Gleitzzone tritt ähnlich aggressiv auf wie für Schmierfett B. In der oberen Hälfte, in der die Superposition der dominanten Schlupfkomponenten auftritt, sind deutlich Oberflächenveränderungen und vereinzelt adhäsiver Verschleiß zu erkennen. Die Analyse des Schmierfettes zeigt, dass der Eisengehalt nach der α -Versuchsreihe auf 50 mg/kg ansteigt (Frischfett: 15 mg/kg). Die nach dem Versuch gemessene NLGI-Klasse beträgt 1,5 (Frisch: 2). Die Ölabgaberate steigt leicht von 5,01 auf 6,14 mm²/min an. Die gemessenen Flächenrauheitswerte ergeben einen Schädigungsgrad von $4,37 \pm 1,21$.

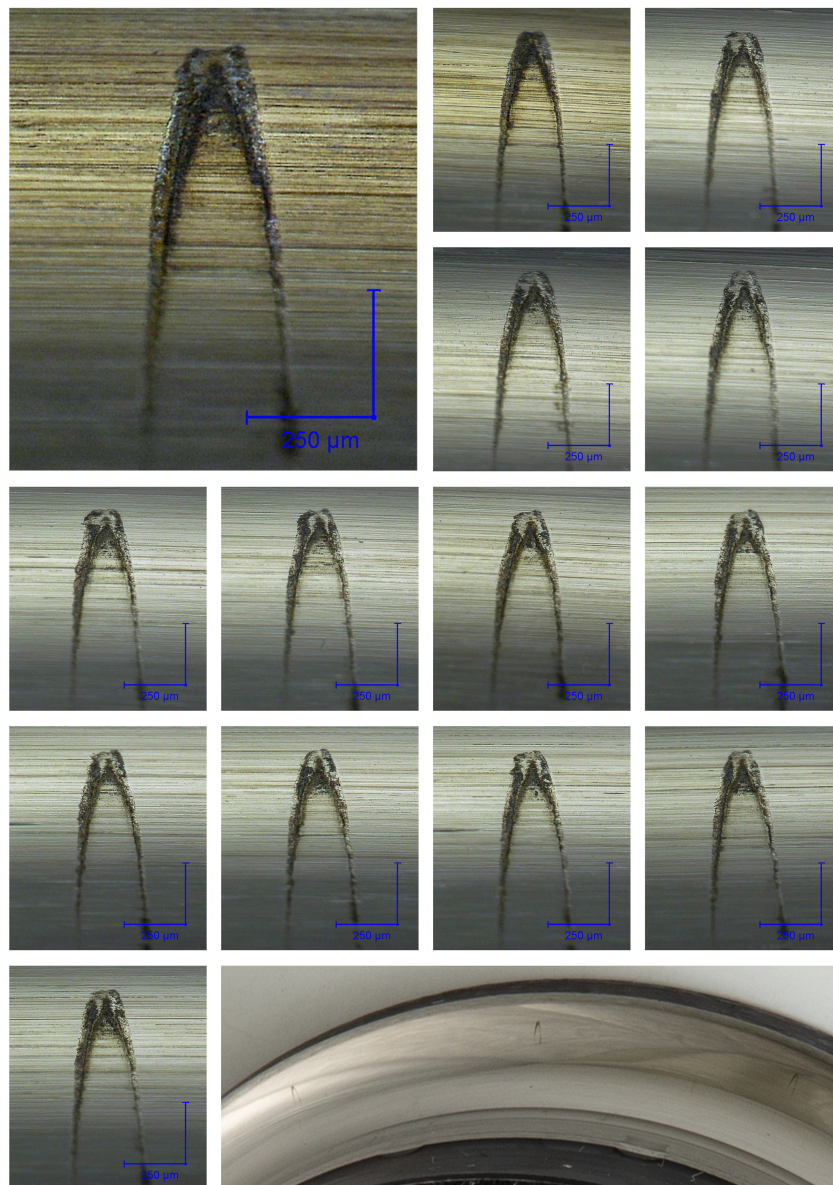


Abbildung 10.8: Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Fett E

Beta-Versuchsreihe

Die Ergebnisse der β -Versuchsreihe zeigen teilweise sehr stark ausgeprägte Schadensmarken und teilweise Kontaktflächen in denen der Verschleiß fast vollständig verhindert werden konnte. Daher wird der Verschleiß sowohl als mild als auch als stark eingeordnet. Der Eisengehalt im Schmierfett beträgt nach dem Versuch 11017 mg/kg. Die nach dem Versuch gemessene NLGI-Klasse beträgt lediglich 0,5 (Frisch: 2). Die Ölabgaberate ist nach dem Versuch mit $4,29 \text{ mm}^2/\text{s}$ vergleichbar mit der Rate des Frischfettes. Die gemessenen Flächenrauheitswerte ergeben einen Schädigungsgrad von $3,96 \pm 1,79$.

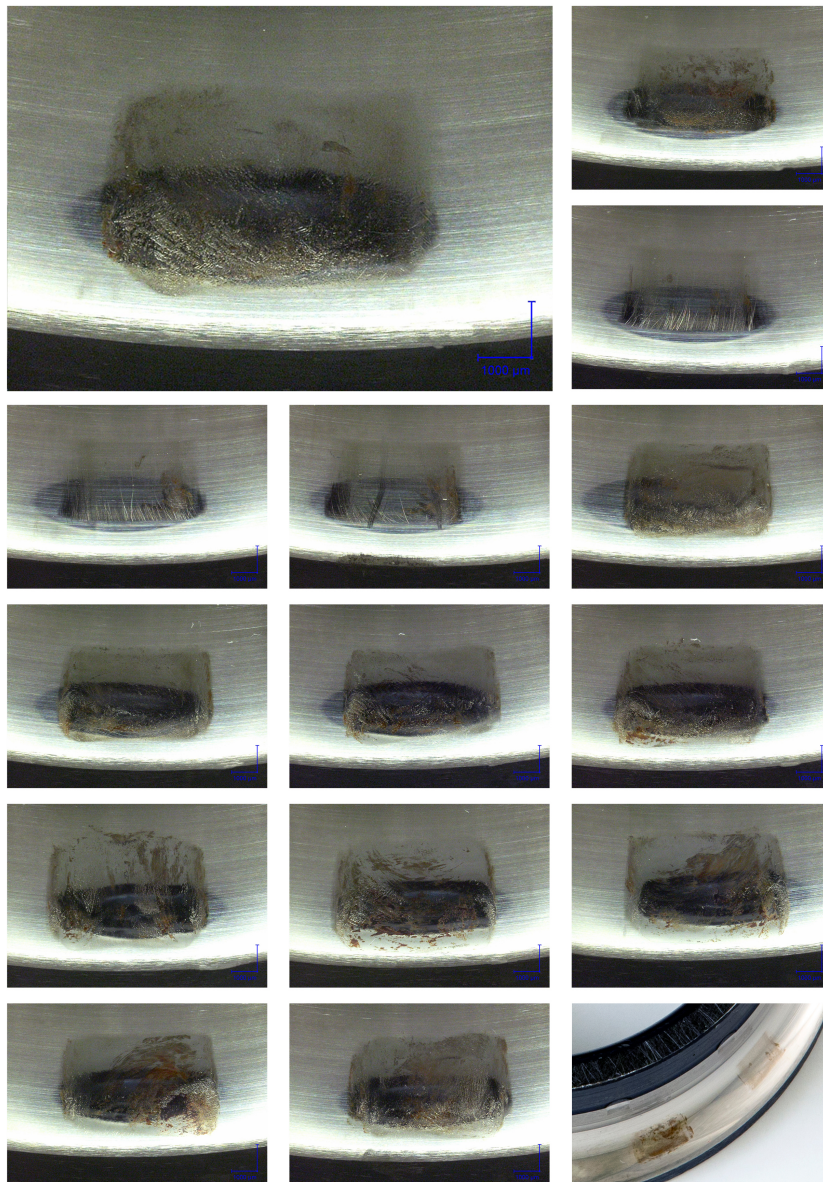


Abbildung 10.9: Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Fett E

Für die unterschiedlich starke Ausprägung der Schadensmarken ist mit hoher Wahrscheinlichkeit die Kombination aus Einbausituation des Lagers und Veränderung der NLGI-Klasse verantwortlich. Da das Lager im Prüfkopf mit horizontaler Achse montiert und experimentell untersucht wird kann es vorkommen, dass Schmierfette mit geringen NLGI-Klassen in den unteren Bereich des Lagers fließen. Tritt dieser Fall auf, sind die oberen Kontakte mit wenig und die unteren Kontakte mit viel Schmiermittel versorgt. Das beschriebene Phänomen ist in Abbildung 10.10 dargestellt.

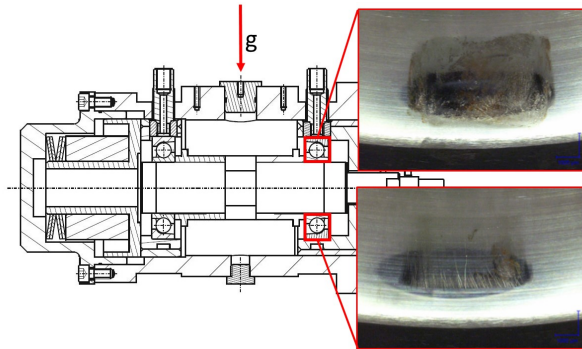


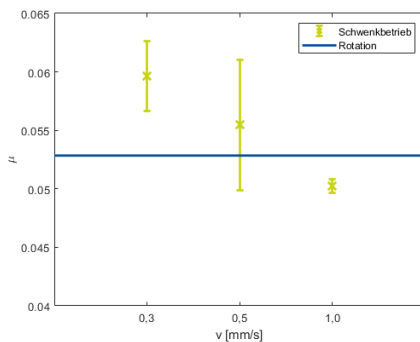
Abbildung 10.10: Einbausituation und Auswirkung auf den Verschleißgrad

SRV-Versuchsreihe

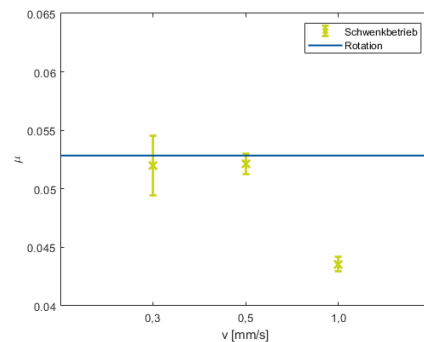
Für die Versuchsreihe SRV1 konnte ein Verschleißdurchmesser von $0,33 \pm 0,032$ mm ermittelt werden. Der Verschleißdurchmesser für SRV2 beträgt $0,32 \pm 0,033$ mm.

Tribomesszelle

Die maximalen Werte für die oszillierende Gleitbewegung sind vergleichsweise gering. Der maximale Reibwert μ beträgt 0,06.



(a) Ergebnisse 0,5 Hz



(b) Ergebnisse 1,0 Hz

Abbildung 10.11: Oszillierende Untersuchungen - Fett E - Tribomesszelle

Zusammenfassung

Schmierfett E kann Verschleiß für kleine $x/2b$ (α -Versuchsreihe) nicht verhindern. Für kleine $x/2b$ ist die von Verschleiß betroffene Fläche klein und der Verschleiß stark ausgeprägt. Für die β -Versuchsbedingungen konnte das Schmierfett den Verschleiß teilweise verhindern. Die vorgefundenen Schädigungen der verschiedenen Wälzkörper sind abhängig von der Position. Wälzkörper die sich während des Versuches oben befinden, sind am stärksten geschädigt. Die Untersuchung der NLGI-Klasse vor und nach den Untersuchungen offenbarte, dass die Konsistenz durch die Beanspruchungen im Versuch kleiner wird. Alle Ergebnisse sind in Tabelle 10.9 zu finden.

Tabelle 10.9: Zusammenfassung für Fett E

Grundölviskosität bei 40 °C	134 mm ² /s
Verdicker	Kalzium-Komplex
Grundöl	Mineral/Synthetisch
Bewertung α -Versuchsreihe	Starker Verschleiß
Bewertung β -Versuchsreihe	Milder/Starker Verschleiß
Eisengehalt Frischfett	15 mg/kg
Eisengehalt nach α -Versuchsreihe	59 mg/kg
Eisengehalt nach β -Versuchsreihe	11017 mg/kg
NLGI-Klasse Frischfett	2
NLGI-Klasse nach α -Versuchsreihe	1,5
NLGI-Klasse nach β -Versuchsreihe	0,5
Ölabgaberate Frischfett	5,01 mm ² /min
Ölabgaberate nach α -Versuchsreihe	7,59 mm ² /min
Ölabgaberate nach β -Versuchsreihe	7,17 mm ² /min
Verschleißdurchmesser SRV 1	0,33±0,032 mm
Verschleißdurchmesser SRV 2	0,32±0,033 mm
μ Tribomesszelle (Oszillation)	0,06

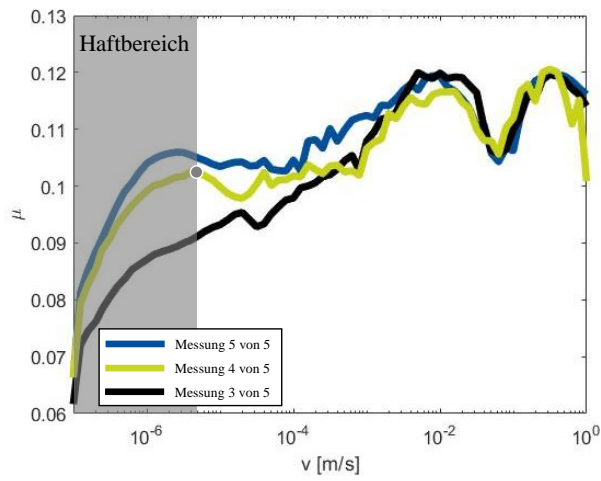
10.5.4 Tribomesszelle - Reibwerte bei Rotation

Die gemessenen Reibwerte bei rotierender Gleitbewegung sind für die Rotorblattlager in Windenergieanlagen von untergeordneter Bedeutung, da diese oszillierend betrieben werden. Daher wurden bereits Messungen bei oszillierender Gleitbewegung für die Versuchsfette vorgestellt (Kapitel 10.5).

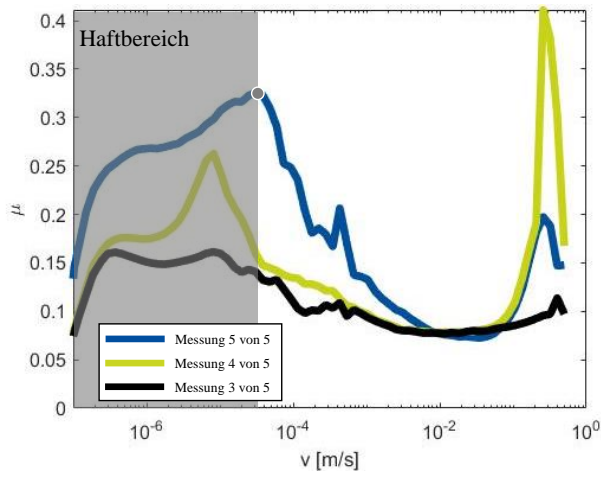
Die Reibwerte für rotierende Gleitbewegungen werden mit Hilfe der Tribomesszelle für einen Bereich von 10^{-7} bis 5 m/s ermittelt. Für jedes Schmierfett werden 5 Messungen durchgeführt. Für die Analyse werden die Messungen 3 bis 5 genutzt, da der Hersteller der Tribomesszelle dazu rät die ersten beiden Messungen, aufgrund des Einlaufverhaltens des Schmiermittels, zu ignorieren. Die ausgewerteten Messungen sind in Abbildung 10.12 dargestellt. In den Abbildungen 10.12a bis 10.12c ist der jeweils größte Haftbereich der einzelnen Messungen je Schmierfett markiert. In diesem Bereich wird der gemessene Reibwert μ durch die elastische Verformung der Messwelle beeinflusst. Mit zunehmender Geschwindigkeit tritt Gleiten auf. Die Größe des Haftbereiches hängt vom untersuchten Schmierfett ab (Fett A - $5 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}$; Fett B - $8 \cdot 10^{-4} \text{ m/s}$; Fett E - $5 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}$).

Die Messungen für das Schmierfett A sind in Abbildung 10.12a dargestellt. Die Messungen zeigen nicht den typischen Verlauf der STRIBECK-Kurve. Nachdem überwinden des Haftbereiches bleibt der Reibwert mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit nahezu konstant ($\mu \approx 0,1$). Zwischen 10^{-4} und 10^{-2} m/s ist ein linearer Anstieg des Reibwertes bis 0,12 zu sehen. Zwischen 10^{-2} und 5 m/s sinkt der Reibwert auf 0,1 und steigt danach wieder auf 0,12 an. Das Schmierfett A zeigt vergleichsweise geringe Reibwerte. Die gemessene Kurve deutet darauf hin, dass nicht das Grundöl, sondern der Verdicker oder eine durch die Additivierung (ZDDP) entstandene Triboschicht den Verlauf des Reibwertes bestimmt haben.

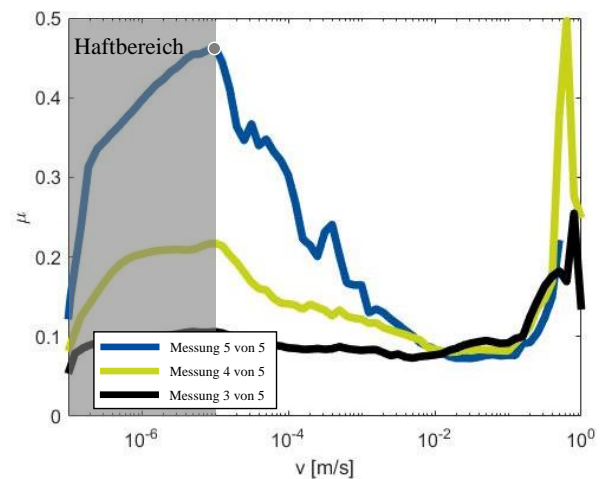
Die Messungen für Fett B (Abbildung 10.12b) und Fett E (Abbildung 10.12c) entsprechen dem typischen Verlauf der STRIBECK-Kurve. Nach dem Überwinden des Haftbereiches sinkt der Reibwert linear auf ca. 0,1 bei 10^{-2} m/s (Mischreibung). Danach steigt der Reibwert aufgrund der Flüssigkeitsreibung wieder an. Zusätzlich ist zu sehen, dass starke Abweichungen zwischen den einzelnen Messungen für die Schmierfette auftreten. Die geringsten Reibwerte kurz nach der Haftzone und kurz vor Ende der Messung sind für beide Schmierfette bei Messung 3 vorzufinden. Die höchsten Werte sind für beide Fette bei Messung 5 abzulesen. Dies kann mit der Verdrängung des Verdickers in Verbindung stehen. Mit zunehmender Anzahl an Messungen wird dieser aus dem Kontakt verdrängt und hat einen geringeren Einfluss und der gemessene Reibwert wird primär durch das abgegebene Grundöl bestimmt.



(a) Fett A



(b) Fett B



(c) Fett E

Abbildung 10.12: Ergebnisse - Tribomesszelle (Rotation)

10.6 Stichuntersuchungen an Modellschmierfetten

Die Zusammenstellung industrieller Schmierfette wird vom Fetthersteller nicht gänzlich zur Verfügung gestellt. Daher werden experimentelle Untersuchungen an Modellfetten durchgeführt, deren Zusammensetzungen vollständig bekannt sind. Die Modellfette wurden von der Firma AXEL CHRISTIERNSSON hergestellt.

Je nach Ziel der jeweiligen Untersuchung, wird die Zusammensetzung der Modellschmierfette verändert. Grundlage aller untersuchten Modellschmierfette ist ein PAO Grundöl und ein Polypropylen Verdicker.

10.6.1 Ergebnisse zum Einfluss der Grundölviskosität

Die Ergebnisse der industriell verwendeten Schmierfette suggerieren, dass sich geringe Grundölviskositäten, besonders bei kleinen $x/2b$ verschleißmindernd auswirken. Um dies experimentell zu untersuchen, werden drei Modellschmierfette mit ähnlicher Zusammensetzung und unterschiedlichen Grundölviskositäten angefertigt. Die verschiedenen Grundölviskositäten werden durch unterschiedliche Ölanteile erreicht. Die wichtigsten Eigenschaften der Modellschmierfette sind der Tabelle 10.10 zu entnehmen.

Tabelle 10.10: Datenblatt Modellschmierfette 1-3

Eigenschaft	Modellfett 1	Modellfett 2	Modellfett 3
Grundölviskosität bei 40 °C	170 mm ² /s	384 mm ² /s	497 mm ² /s
Grundölviskosität bei 100 °C	22 mm ² /s	43 mm ² /s	54 mm ² /s
Ölanteil	84,52 %	86 %	87,04 %
Verdicker	Polypropylen		
Grundöl	PAO		

In den Abbildung 10.13, 10.14 und 10.15 sind die in der α -Versuchsreihe entstandenen Schädigungen visualisiert. Der Vergleich der Ergebnisse ergibt für Modellfett 1 die geringsten Verschleißerscheinungen. Der Verschleiß der Modellfette 2 und 3 ist stärker ausgeprägt und erstreckt sich insgesamt über eine größere Fläche. Modellfett 2 schneidet in den Untersuchungen am schlechtesten ab.

Die Ergebnisse der β -Versuchsreihe sind in den Abbildungen 10.16, 10.17 und 10.18 dargestellt. Für alle drei Modellschmierfette kommt es zu starkem Verschleiß. Aufgrund der Verschleißintensität ist die Kategorisierung in besser und schlechter nicht möglich.

Die Untersuchungen der Testreihe SRV1 ergeben für Modellschmierfett 1 mit 0,47 mm den größten Verschleißdurchmesser. Für Modellfett 2 beträgt der Verschleißdurchmesser 0,33 mm und für Modellschmierfett 0,32 mm. Dieses Ergebnis deckt sich nicht mit den Bauteilversuchen. Grund dafür kann die

kürzere Versuchszeit von 2 h sein. Beim SRV-Versuch handelt es außerdem um reines Gleiten, während es bei den Bauteilversuchen eine Wälzbewegung auftritt.

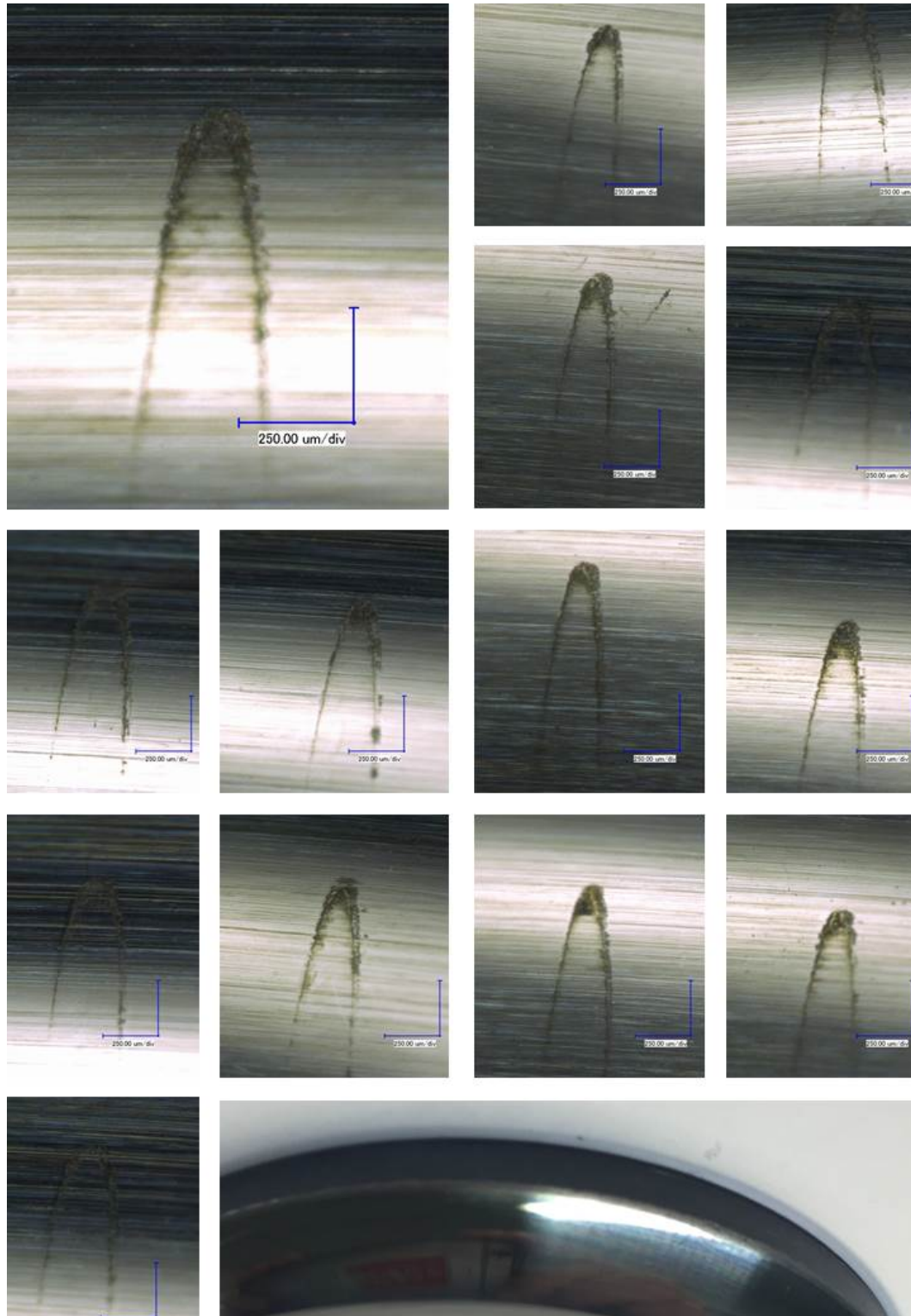


Abbildung 10.13: Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Modellfett 1 ($170 \text{ mm}^2/\text{s}$)

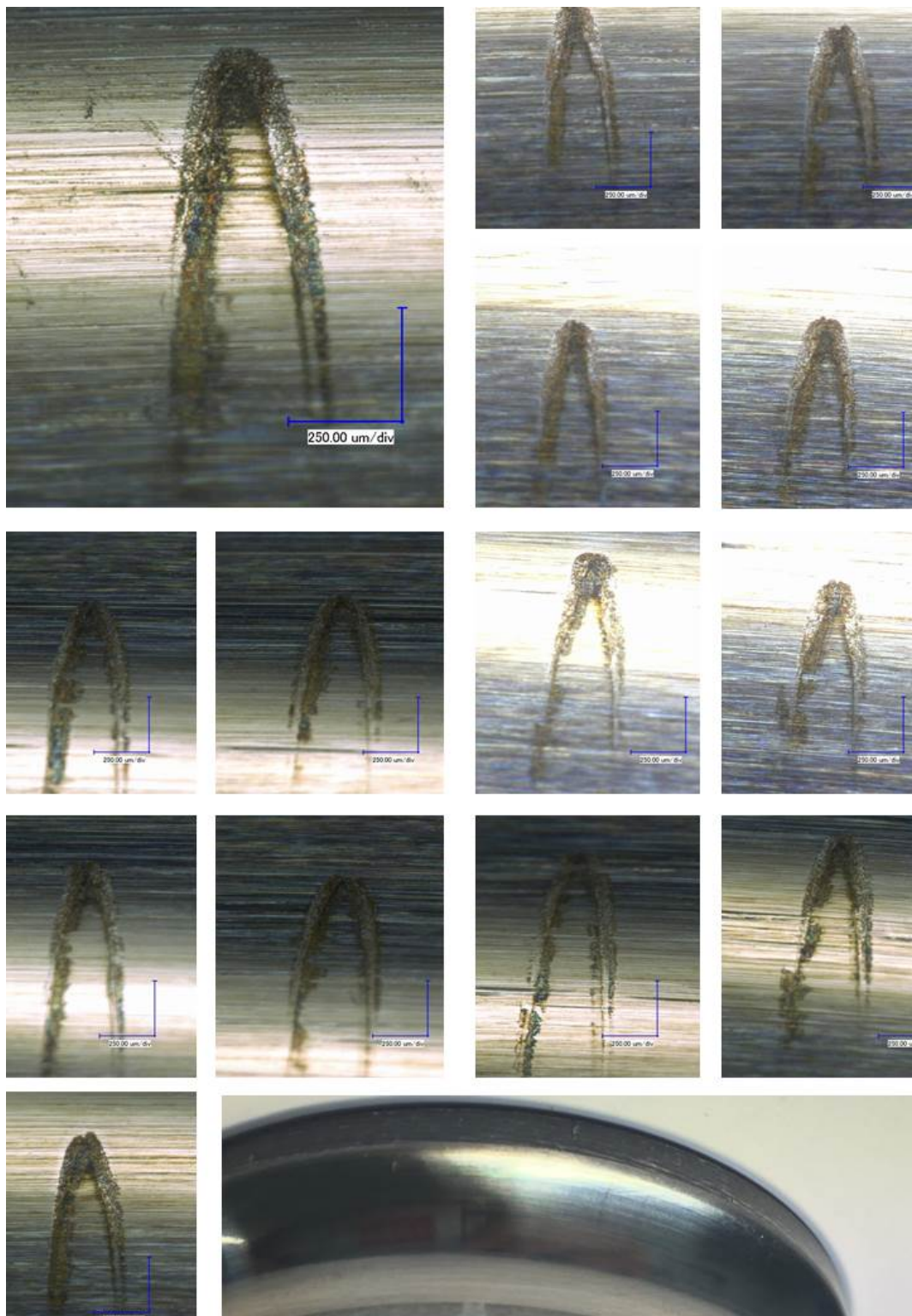


Abbildung 10.14: Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe - Modellfett 2 ($384 \text{ mm}^2/\text{s}$)

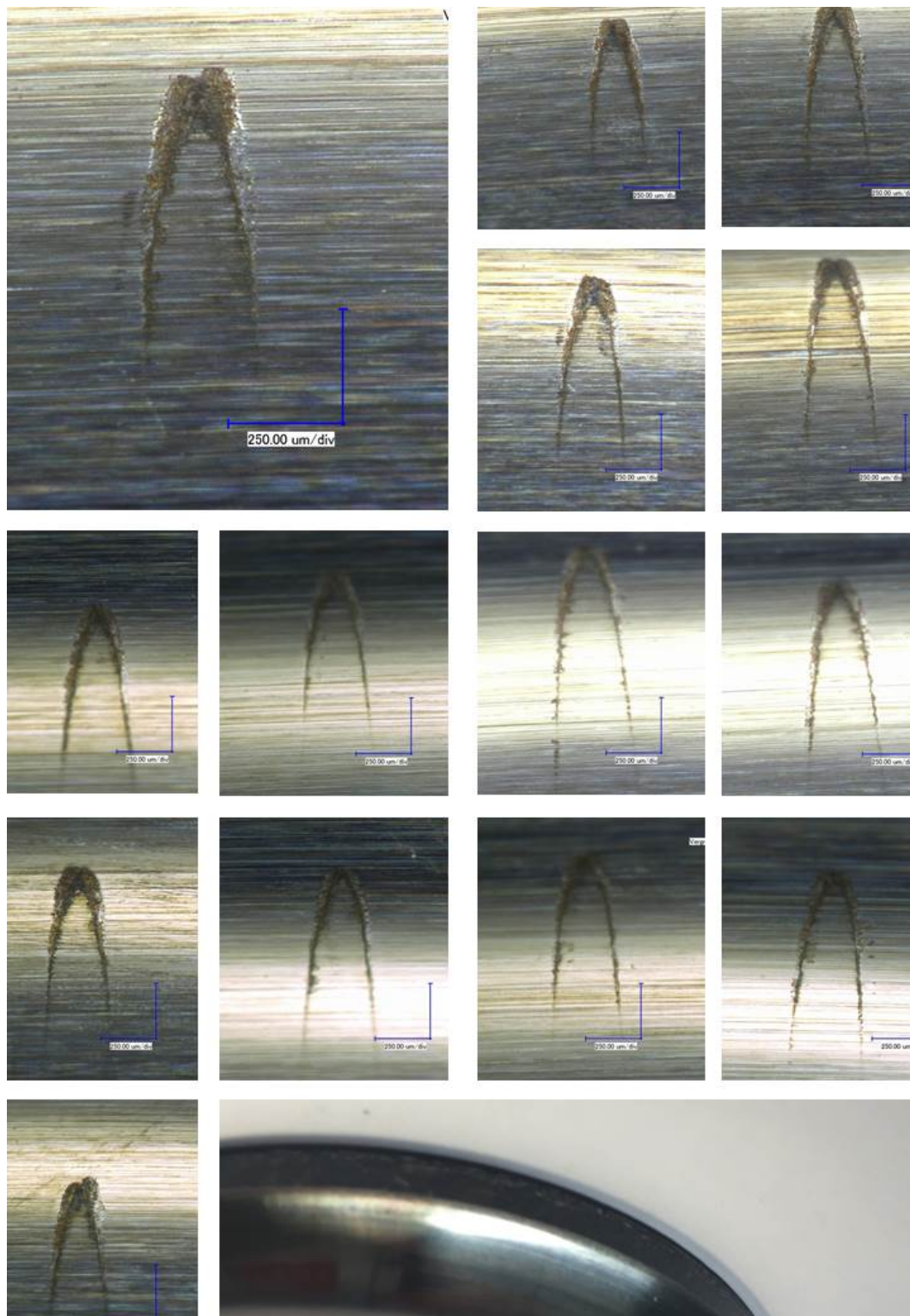


Abbildung 10.15: Oberflächenmikroskopie α -Versuchsreihe- Modellfett 3 ($496 \text{ mm}^2/\text{s}$)

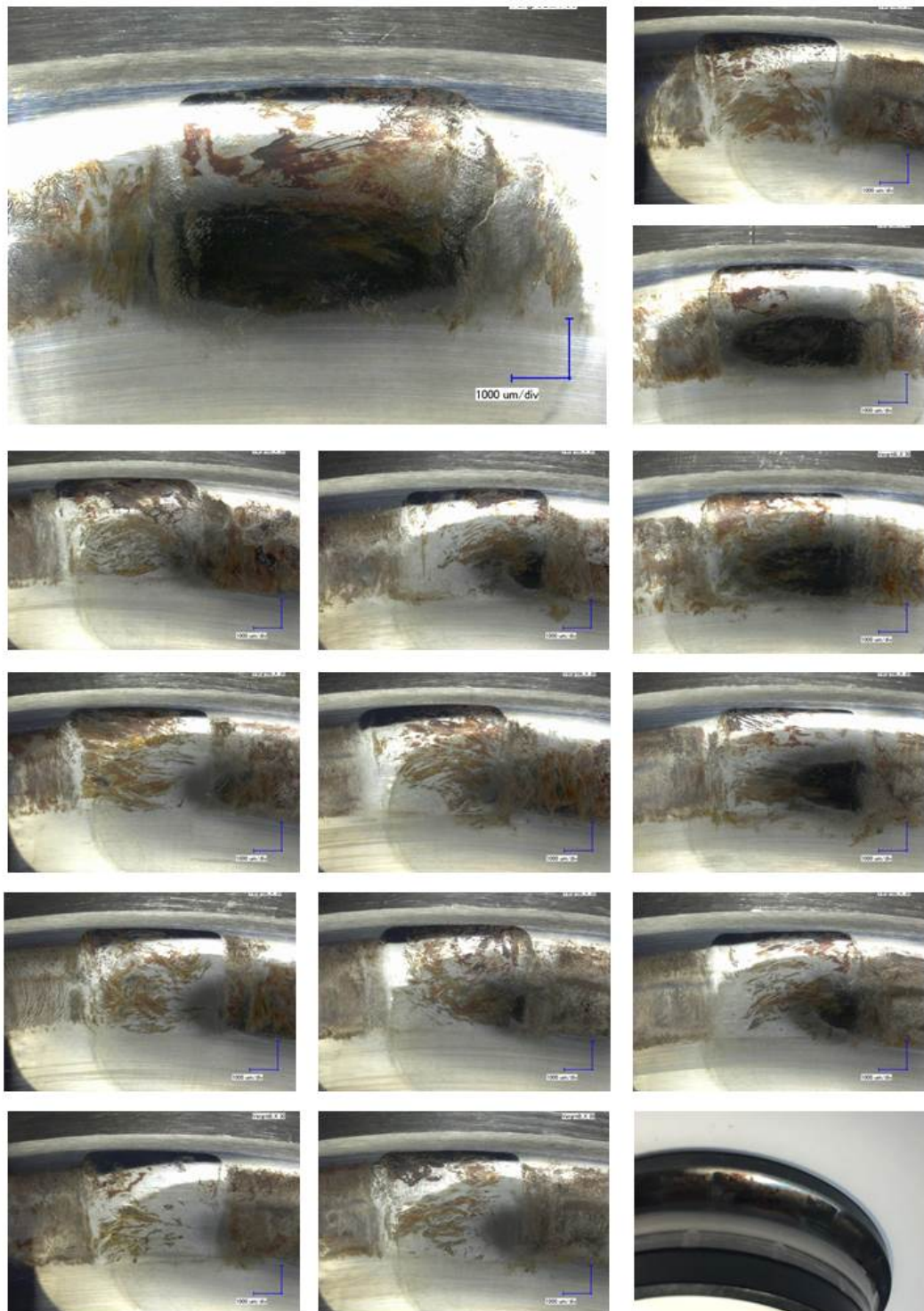


Abbildung 10.16: Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Modellfett 1 ($170 \text{ mm}^2/\text{s}$)

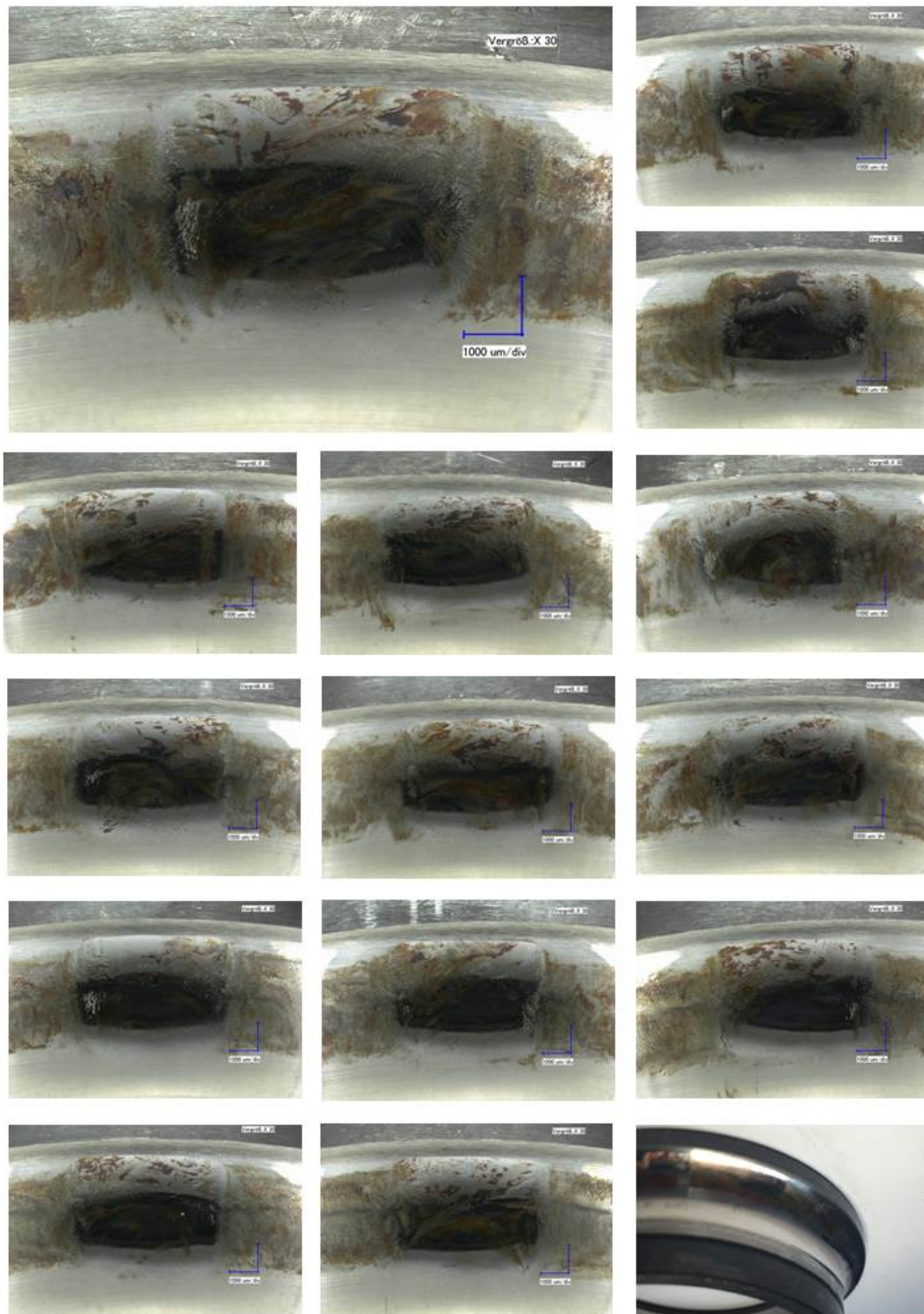


Abbildung 10.17: Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Modellfett 2 ($384 \text{ mm}^2/\text{s}$)

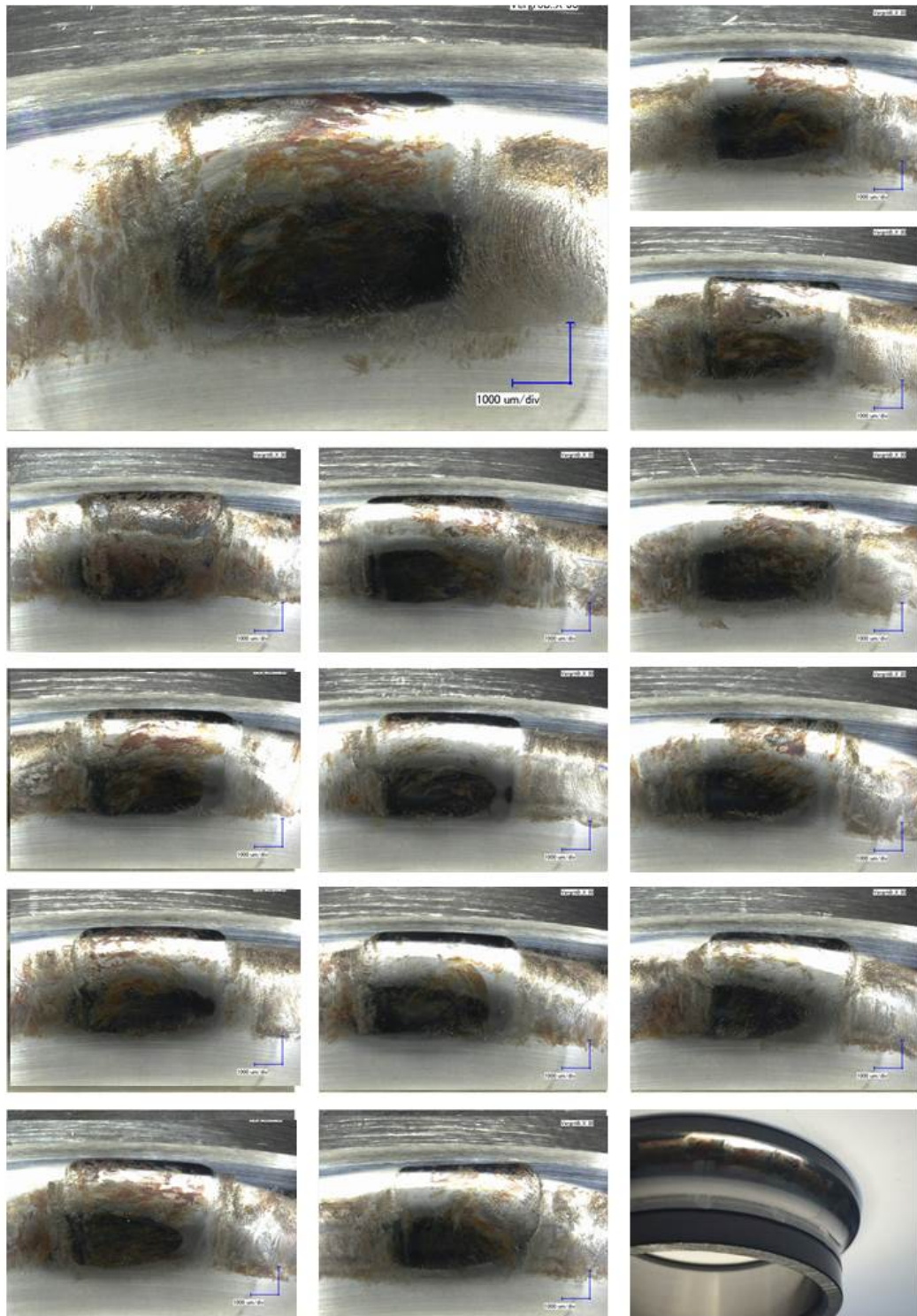


Abbildung 10.18: Oberflächenmikroskopie β -Versuchsreihe - Modellfett 3 (496 mm^2/s)

10.6.2 Ergebnisse zum Einfluss von MoS₂

Mit Hilfe der Modellschmierfette 1, 2 und 3 (Kapitel 10.6.1) wird ebenfalls der Einfluss von Molybdändisulfid (MoS₂) untersucht. Durch MoS₂ gebildete Triboschichten können Reibwerte reduzieren und Verschleiß vermindern [164]. Den Schmierfetten wird 1,6 % MoS₂ zugemischt. Die Ergebnisse der Versuchsreihen α , β und SRV1 zeigen für alle 3 Modellschmierfette einen negativen Einfluss des Festschmierstoffes. Die SRV1-Testreihe zeigen Verschleißdurchmesser von 0,60 mm, 0,53 mm und 0,36 mm. In Abbildung 10.19 sind die Versuchsergebnisse für die Schmierfette mit und ohne Molybdändisulfid dargestellt, wodurch der negative Effekt des Molybdändisulfids deutlich wird. Der negative Einfluss kann damit erklärt werden, dass sich keine Triboschicht unter den getesteten Bedingungen bilden konnten und die ursprünglichen Eigenschaften des Schmierfettes durch die Zugabe von MoS₂ verschlechtert wurden. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, dass sich die gewünschte Triboschicht gebildet hat, welche den Verschleiß aber lediglich verzögert aber nicht verhindert hat [165]. Durch die Veränderung der Schmierfettzusammensetzung könnte ein positiver Effekt von MoS₂ erzielt werden.

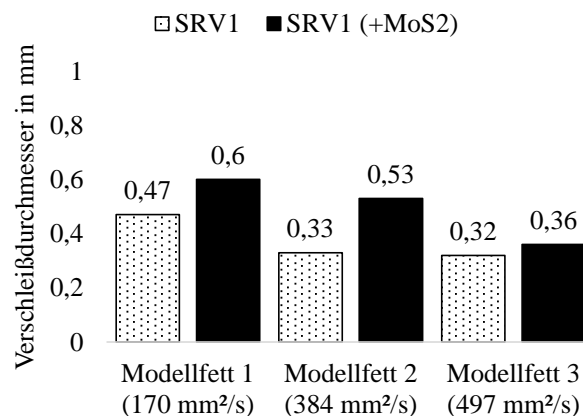


Abbildung 10.19: Verschleißdurchmesser SRV1 ohne und mit Molybdändisulfid

10.7 Zusammenfassung aller Fettuntersuchungen

Insgesamt wurden sechs industrielle hergestellten Schmierfette untersucht. In den vorangegangenen Kapiteln wurden das experimentelle Vorgehen und die Analyse der Ergebnisse an drei Schmierfetten aufgezeigt. Die Versuchsauswertung ist für alle Schmierfette in Tabelle 10.11 dargestellt. Eine normierte Darstellung der Ergebnisse ist in Abbildung 10.20 zu finden. Die Versuchsergebnisse und Standardabweichungen wurden auf die zugehörigen Versuchsergebnisse des Schmierfettes A normiert.

Abbildung 10.20a zeigt die Eigenschaften der sechs Schmierfette. Dabei wurde ebenfalls das Schmierfett A als Referenz gewählt. Von den Größen des Referenzschmierfettes wurden die Werte für die anderen Schmierfette nor-

miert. Die absoluten Werte können Tabelle 10.1 entnommen werden. Der Vergleich der Schmierfetteigenschaften zeigt anschaulich, wie unterschiedlich die Schmierfette sind. Grundölviskositäten von 14 bis 420 mm²/s wurden getestet. Darüber hinaus besitzen die Schmierfette unterschiedliche Grundöle, Verdicker und Festschmierstoffe. Dies spiegelt sich in den Ergebnissen wieder, welche in Abbildung 10.20b dargestellt sind.

Auch in Abbildung 10.20b sind die Werte normiert. Die SRV-Versuche zeigten für die Schmierfette A, D, E und F nur geringfügige Abweichungen. Die vorgefundenen Verschleißdurchmesser lagen für beide Versuchsparameter zwischen 0,31 und 0,37 mm. Die Schmierfette B (Grundölviskosität 295 mm²/s) und C (Grundölviskosität 420 mm²/s) zeigten verstärkten Verschleiß in den SRV-Untersuchungen

Für die Bauteiluntersuchungen wird das Verhältnis der Rauheiten vor und nach den Untersuchungen herangezogen. Für die Betrachtung muss die Standardabweichung zwingend berücksichtigt werden, da durch Partikel hervorgerufene Einglättungen andernfalls positive Resultate vortäuschen. Für die α -Versuchsreihe ($x/2b=0,9$) liegen die Werte zwischen $2,16\pm 0,30$ und $4,37\pm 1,21$ vor. Mit einem Wert von $3,16\pm 0,70$ liegt Fett A im Mittelfeld. Drei der Schmierfette haben für diese Versuchsreihe besser abgeschnitten. Die Verschleißwerte dieser Schmierfette sind allerdings nur geringfügig kleiner. Für die β -Versuchsreihe ($x/2b=13,3$) ergeben sich Werte von $2,19\pm 0,49$ bis $8,64\pm 4,57$. Lediglich das Schmierfett D zeigte bessere Ergebnisse als das Referenzschmierfett. Das Schmierfett D hat mit 14 mm²/s die geringste Grundölviskosität aller Versuchsfette und mit 11,9 % die höchste Ölabgaberate. In Tabelle 10.11 enthält ebenfalls die maximal vorgefundenen Werte des Schädigungsgrads. Die maximalen Werte für die α -Versuchsreihe liegen zwischen 2,37 (Fett D) und 5,83 (Fett E). Für die β -Versuchsreihe liegen die Ergebnisse zwischen 2,68 (Fett D) und 14,37 (Fett C). Schmierfette mit geringen Grundölviskositäten und hohen Ölabgaberraten schnitten durchschnittlich am besten ab.

Der Vergleich der Ergebnisse von Modell- und Bauteiluntersuchungen zeigt, dass die Modelluntersuchungen genutzt werden können um grobe Aussagen zum Verschleißverhalten der Schmierfette zu treffen. Die Bauteiluntersuchungen offenbaren stärkere Abweichungen zwischen den Schmierfetten, da Gravitation, Verschleißpartikel und veränderte Mikro- und Makrogeometrie der Laufbahn den Verschleiß verstärken können.

Wichtig ist der Hinweis, dass die Einbaulage des Lagers einen wesentlichen Einfluss auf die Verteilung der Schädigungen unterhalb der Kontakte hat. Besonders Schmierfette mit geringer NLGI-Klasse (während des Versuches) zeigen stark unterschiedlich geschädigte Kontakte. Für die β -Versuchsreihe konnte keines der getesteten Schmierfette Verschleiß vollständig verhindern. Dies zeigt, wie schwer diese Betriebsbedingungen für das Schmiermittel zu handhaben sind. Daher sollten diese Betriebsbedingungen, wenn möglich, in der Anwendung des Rotorblattlagers nur selten angefahren werden oder gänzlich vermieden werden.

Die Ergebnisse der Tribomesszelle zeigten, dass Fett A für oszillierende Gleitbewegungen vergleichsweise geringe Reibwerte aufweist. Die gemessenen

Reibwerte stimmen mit denen der Kontaktsimulation (Kapitel 9) überein. Die gemessenen STRIBECK-Kurven (Rotation) haben für Rotorblattlager wenig Aussagekraft, da der relevante Betriebsbereich nicht abgebildet werden kann. Dennoch zeigen die Messungen anschaulich, dass Schmierfette mit hohen Grundölviskositäten dem typischen Verlauf der STRIBECK-Kurve folgen, während niedrigviskose Schmierfette dies nicht tun.

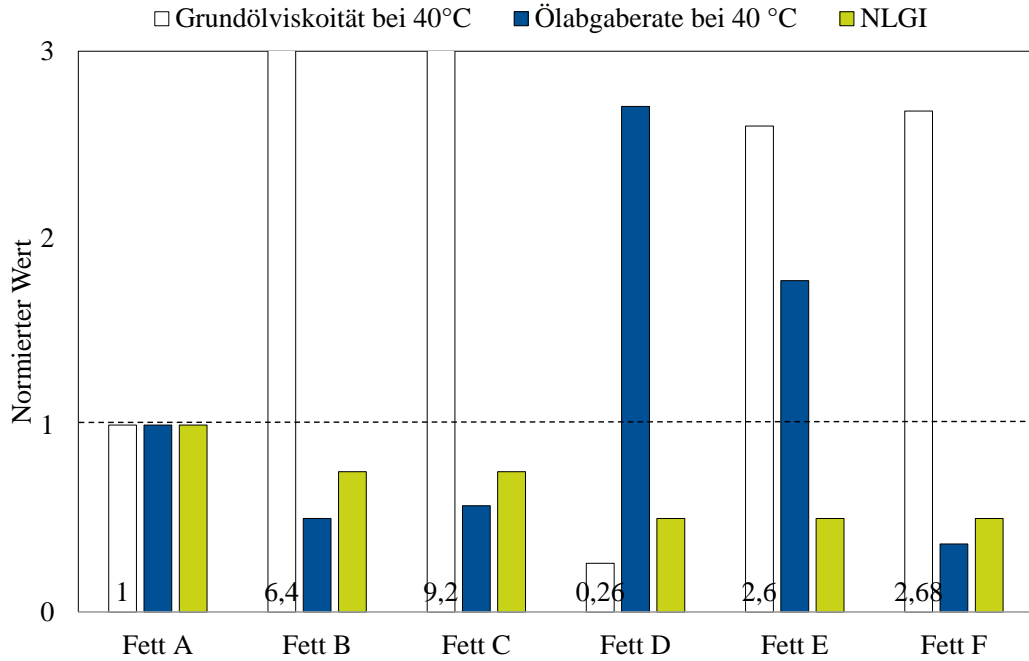
Die experimentellen Untersuchungen an Modellschmierfetten konnten für die α -Versuchsreihe zeigen, dass sich eine geringe Grundölviskosität und eine hohe Ölabgaberate verschleißmindernd auswirken können. Die Versuchsreihe SRV1 mit Modellschmierfetten konnte dies nicht bestätigen. Getestet wurden Schmierfette mit Grundölviskositäten von 170, 384 und 497 mm²/s. Im Vergleich zu den industriellen Schmierfetten sind die untersuchten Grundölviskositäten der Modellschmierfette sehr hoch. Darüber hinaus konnte gezeigt werden, dass sich MoS₂ verschleißverstärkend auswirkt.

Es muss darauf hingewiesen werden, dass Rotorblattlager in Windenergieanlagen über Nachschmieranlagen verfügen. Diese Systeme gewährleisten eine Nachschmierung der Laufbahnen, während die vorgestellten Untersuchungen lediglich initial geschmiert wurden. Ein richtig gewählter Nachschmierintervall kann Verschleiß reduzieren. Darüber hinaus interagieren Schmiermittel in Rotorblattlagern in Windenergieanlagen mit dem Reinigungsmittel (teils wasserbasiert) und Resten des Konservierungsmittels, wodurch der Verschleiß ebenfalls beeinflusst werden kann. Die Versuchslager wurden vor den Untersuchungen durch einen Reinigungsprozess gänzlich von Konservierungs- und Reinigungsmitteln befreit. Die Skalierung wurde auf Basis der gleichen Wälzkörpergeschwindigkeit vollzogen. Dies kann für Schmierfette zu schwierigen Bedingungen im kleinen Maßstab führen. Bei der direkten Übertragung von Laborversuchen auf eine reale Anwendung ist stets Vorsicht geboten.

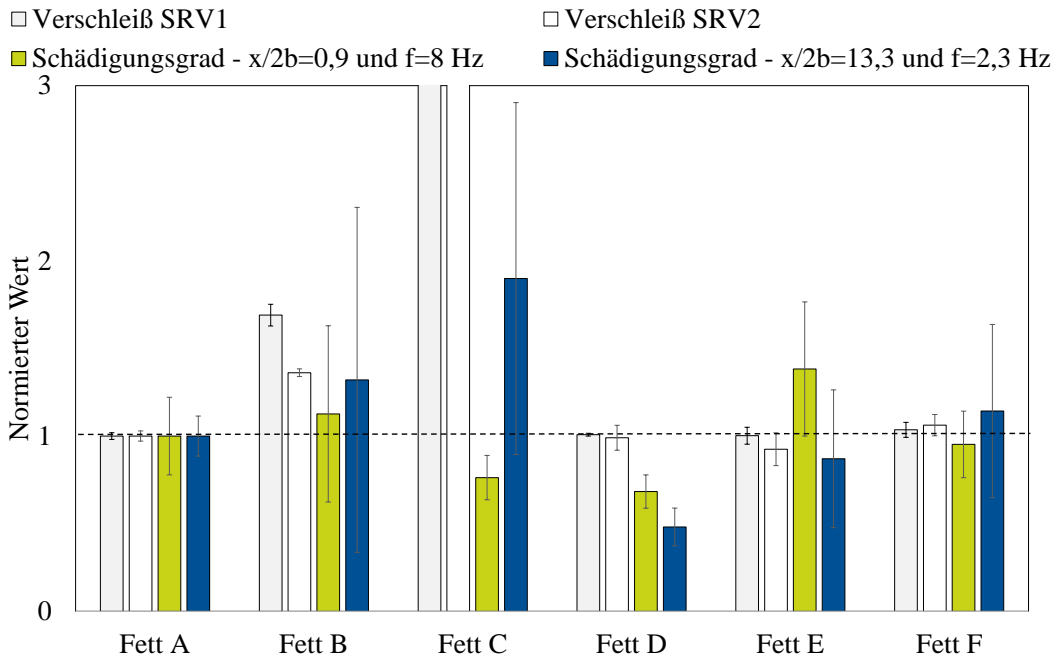
Tabelle 10.11: Tabellarische Darstellung der Fettuntersuchungen

	Verschleißdurchmesser [mm]		Damage ratio <i>SG</i>		Max. Damage ratio <i>SG</i>	
	SRV1	SRV2	x/2b=0,9	x/2b=13,3	x/2b=0,9	x/2b=13,3
Fett A	0,33±0,006	0,35±0,010	3,16±0,70	4,55±0,52	4,05	5,20
Fett B	0,56±0,020	0,48±0,008	3,56±1,59	6,01±4,48	5,80	12,27
Fett C	-*	-*	2,41±0,40	8,64±4,57	2,85	14,37
Fett D	0,31±0,003	0,33±0,025	2,16±0,30	2,19±0,49	2,37	2,68
Fett E	0,33±0,032	0,32±0,033	4,37±1,21	3,96±1,79	5,83	6,47
Fett F	0,34 ±0,014	0,37±0,021	3,01±0,60	5,20±2,25	3,84	7,39

*Versuch konnte aufgrund von starken Verschleiß nicht beendet werden.



(a) Normierte Darstellung der Fetteigenschaften



(b) Normierte Darstellung der experimentellen Fettuntersuchungen

Abbildung 10.20: Normierte Darstellung aller Fettuntersuchungen

Kapitel 11

Zusammenfassung

Oszillierende Wälzlager werden in einer Vielzahl von industriellen Applikationen eingesetzt. Rotorblattlager, Kranlager und Gelenkarmlager sind klassische Beispiele in denen Wälzlager gewollte Oszillationen durchführen. Darüber hinaus können ungewollte Oszillationen in nahezu jeder Anwendung durch Vibrationen auftreten.

Um den aerodynamischen Angriffswinkel des Rotorblattes einer Windenergieanlage einzustellen, vollzieht das Rotorblattlager eine schwenkende Bewegung um die eigene Längsachse. Darüber hinaus führt das turbulente Windfeld im Stillstand zu Mikrooszillationen zwischen Wälzkörper und Laufbahn im Rotorblattlager. Um eine Lastreduktion am Rotorblatt zu bewirken, zielen neue Regelungsstrategien darauf ab, jedes Rotorblatt individuell und kontinuierlich zu verstellen. Durch die Lastreduktion können Rotorblätter kosteneffektiver hergestellt werden, wodurch die Stromentstehungskosten von Windenergieanlagen sinken. Darüber hinaus ergibt sich durch die neue Regelungsstrategie (Individual-Pitch-Control) ein verändertes Betriebsverhalten der Rotorblattlager, welches Verschleißphänomene wie False Brinelling und Fretting Corrosion begünstigen kann. Die genannten Verschleißphänomene können die Lebensdauer des Rotorblattlagers reduzieren. Der Ausfall des Rotorblattlagers führt zum gezwungenen Stillstand der Windenergieanlage. Neben den ungewollten und gewollten Oszillationen der Rotorblattlager wirkt zusätzlich eine komplexe instationäre Lastsituation auf diese. Moderne Windenergieanlagen verwenden Rotorblattlager mit Durchmessern von über 4 m. Die Kombination der komplexen Lastsituation mit geringen Bauteilsteifigkeiten kann große Deformationen zur Folge haben.

Fragestellungen

Die Betriebsbedingungen von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen führen zu folgenden offenen Forschungsfragen:

1. Welche Betriebsbedingungen von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen müssen für die tribologischen Untersuchungen berücksichtigt werden?

2. Wie können die Betriebsbedingungen von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen auf Standardlager übertragen werden, um umfangreiche experimentelle Untersuchungen zu ermöglichen?
3. Welchen Einfluss haben die durch die Betriebsbedingungen entstehenden Parameter Oszillationsamplitude, Oszillationsfrequenz und Oszillationszyklen auf Verschleiß?
4. Wie wirken sich die Betriebsbedingungen auf den Schlupf und die Reibarbeit zwischen Wälzkörper und Laufbahn aus?
5. Welche Schmierfettzusammensetzungen eignen sich um Verschleiß zu vermeiden oder gar zu verhindern?

Ziele

Das Ziel der hier vorgestellten Forschungsarbeiten war, den Stand des Wissens in Hinblick auf die Fragestellung zu erweitern. Hierzu wurden simulative und experimentelle Methoden weiterentwickelt und erfolgreich eingesetzt. Das Ergebnis ist zum einen ein verfeinertes, umfangreich verifiziertes Simulationsmodell und zum anderen Erkenntnisse über den Einfluss der Lagerkonstruktion, des Schmierfettes und der Betriebsbedingungen auf das Verschleißverhalten. In der Kombination ergeben sich daraus neue Möglichkeiten zur Optimierung des Gesamtsystems Rotorblattlager.

Erkenntnisse

Die offenen Forschungsfragen konnten in der vorliegenden Arbeit anhand umfangreicher Experimente und Simulation beantwortet werden. Die Alleinstellungsmerkmale der vorliegenden Arbeit sind der direkte Bezug zu den Betriebsbedingungen von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen, die Untersuchungen und Simulationen in verschiedenen Maßstäben und die parametrischen Simulationsmodelle, welche umfangreiche Parameterstudien erlauben. Darüber hinaus wurde eine Skalierungsmethodik entwickelt und überprüft. Vorhandene Simulationsansätze wurden aufgegriffen und optimiert.

1. Die Betriebsbedingungen wurden für eine Referenzwindenergieanlage mit 7,5 MW und ein Referenzrotorblattlager (Vierpunktlager) mit 4.690 mm Laufkreisdurchmesser analysiert. Für die Lastanalyse wurde ein Modell aufgebaut, mit dessen Hilfe sich die Lastverteilungen und die Kontaktpressungen für beliebige Betriebszustände simulieren lassen. Das Verhalten des Pitch-Controllers konnte der Literatur entnommen werden. Im Betrieb müssen Kontaktpressungen bis zu 2,4 GPa und primär vergleichsweise kleine Oszillationsamplituden ($<2,5^\circ$) untersucht werden.
2. Da Vierpunktlager unter reiner Axiallast wie Schrägkugellager fungieren, wurden Schrägkugellager der Baugröße 7208 für die Bauteiluntersuchungen ausgewählt. Die Skalierung basiert auf dem Verhältnis des zurückgelegten Weges des Wälzkörpers in Relation zur Kontaktbreite ($x/2b$),

welches für beide Lagergrößen gleich sein muss. Der Vergleich von Verschleiß an Lagern mit Laufkreisdurchmessern von 60 mm und 675 mm zeigte bei gleichem $x/2b$ zufriedenstellende Übereinstimmung.

3. Der Einfluss der Oszillationsamplitude, Oszillationsfrequenz und Oszillationszyklen auf Verschleiß konnte mit Hilfe experimenteller Untersuchungen an Schrägkugellagern ermittelt werden.
 - Für vergleichsweise kleine $x/2b$ ($<1,5$) ist der Aufbau eines Schmierfilms nicht möglich. Dies gilt für Öle und Schmierfette.
 - Für vergleichsweise kleine $x/2b$ ($<1,5$) konnte gezeigt werden, dass das Schmiermittel mit zunehmender Zyklenzahl aus der Kontaktzone verdrängt wird und Mikroverschweißungen ein Rückfließen des Schmiermittels verhindern. Dadurch kann False Brinelling (milder Verschleiß) in Fretting Corrosion (starker Verschleiß) übergehen.
 - Für Schmieröl führt bei ausreichend großem $x/2b$, eine höhere Frequenz zu einer größeren Schmierfilmhöhe.
 - Für Schmierfett tritt je nach Zusammenstellung auch für vergleichsweise große $x/2b$ Verschleiß auf (bis $x/2b=15$)
4. Mit Hilfe eines Modells können die relativen Verschiebungen (Schlupfweg) und die Pressungen simuliert werden. Damit lässt sich die lokale Reibarbeit bestimmen. Die Verteilung der Reibarbeitsdichte stimmt mit der Form und dem Grad von in Experimenten erzeugten Verschleiß überein. Die für die Simulation angenommenen Reibwerte konnten für trockene Bedingungen der Literatur entnommen werden und für Schmierfette mit Hilfe einer Tribomesszelle bestimmt werden. Das Modell wurde parametrisch aufgebaut und nutzt einen Rechen-Cluster um umfangreiche Parameterstudien vollziehen zu können. Die Parameterstudien zeigen den Einfluss der Oszillationsamplitude, Last, Reibwert, Druckwinkel und der Schmiegun auf den Schlupfweg, die Schlupfverteilung, die Schlupfrichtung und die Reibarbeitsdichte. Es konnte gezeigt werden, dass höhere Reibwerte zu größeren Haftzonen führen, wodurch die maximale Reibarbeitsdichte auf eine kleinere Fläche wirkt und somit größere Werte annimmt, während der mittlere Wert der Reibarbeitsdichte unabhängig vom Reibwert ist. Durch diesen Zusammenhang kann die Ausprägung der Verschleißphänomene False Brinelling und Fretting Corrosion erklärt werden. Die Auflösung der Haftzone nach den Umkehrpunkten der Oszillation konnte für verschiedene Parameterkombinationen ebenfalls ermittelt werden. Der Einfluss des Bohrschlupfs wurde durch die Parameterstudie des Druckwinkels und die Analyse der Schlupfverteilung und Schlupfrichtungen während der Oszillation deutlich.
5. Es wurden Untersuchungen an sechs industriell hergestellten Schmiermitteln an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 und im Modellmaßstab am Schwingungs-Reibverschleiß-Prüfgerät durchgeführt. Mit Hilfe einer Tribomesszelle konnten Reibwerte unter oszillierender Gleitbewegung ermit-

telt werden. Zusätzlich wurden die Eigenschaften der Schmierfette mit Hilfe genormter Methoden ermittelt. Keins der untersuchten Schmiermittel war in der Lage für die untersuchten Betriebsbedingungen Verschleiß vollständig zu verhindern. Schmiermittel mit geringen Grundölviskositäten und hohen Ausblutraten zeigten durchschnittlich am wenigsten Verschleiß.

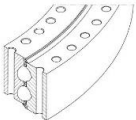

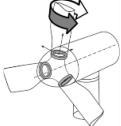
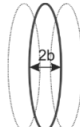


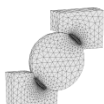

Referenz		<ul style="list-style-type: none"> • Generische 7,5 MW WEA • Doppelreihiges Vierpunktlager mit $D_{pw} = 4690$ mm • Individual-Pitch-Control
Last-analyse		<ul style="list-style-type: none"> • Aufbau eines parametrischen FE-Modells • Lastverteilung für Betriebs- und Extremlasten • Kontaktpressungen von 2,0-2,4 GPa im Betrieb
Bewegungsformen		<ul style="list-style-type: none"> • Bewegungsformen des Rotorblattlagers • Doppelte Oszillationsamplituden von 0,02-0,3° treten im Betrieb mit einer Häufigkeit von 15,3% auf.
Skalierung		<ul style="list-style-type: none"> • Skalierung der Lasten und Bewegungen • Weg des Wälzkörper durch Kontaktbreite $x/2b$ • Gleiches $x/2b$ für Referenz- und Versuchslager
Versuche 7208		<ul style="list-style-type: none"> • Zeitliche Abhängigkeit der Verschleißphänomene • False Brinelling für $x/2b < 1,6$ • Erschwerte Bedingungen für Schmierfett
Versuche Großlager		<ul style="list-style-type: none"> • Abgleich Skalierung mit 7208 • Starker Verschleiß nach $N=12.500$ • Weniger Verschleiß in der Nähe der Schmiernippel
Verschleißsimulation		<ul style="list-style-type: none"> • Parametrisches Kontaktmodell zur Simulation der Reibarbeit • Validierung mit Experimenten • Vorhersage kritischer Parameterkombinationen möglich
Fettuntersuchungen		<ul style="list-style-type: none"> • Experimente mit versch. Schmierfetten • Verschleiß für alle untersuchten Fette • Kritische Parameterkombinationen wenn möglich vermeiden.

Abbildung 11.1: Grafische Zusammenfassung

Detaillierte Ergebnisdarstellung

Im ersten Schritt wurden die in der Realität vorliegenden Betriebsbedingungen untersucht. Auf Basis der Grundlagen der Rotorblattaerodynamik können die auf das Rotorblatt wirkenden Lasten hergeleitet werden. Da die Lastsituation vom Design der Windenergieanlage bestimmt wird, wurde die Referenzwindenergieanlage IWT-7.5-164 des FRAUNHOFER INSTITUTS FÜR WINDENERGIE UND SYSTEMTECHNIK vorgestellt [49]. Die IWT ist eine Nearshore-Anlage mit einer Nennleistung von 7,5 MW, Individual-Pitch-Control und einem Rotordurchmesser von 164 m. Im Zuge verschiedener Arbeiten wurden Lastberechnung [51] und das Verhalten der Pitchregelung untersucht [50].

Um die Belastungssituation des Rotorblattlagers abzubilden, wurde ein Simulationsmodell entwickelt. Das Simulationsmodell substituiert die Wälzkörper des Lagers durch nichtlineare Federelemente [82]. Neben der Lastverteilung und den Kontaktpressungen kann das Modell auch Veränderungen des Druckwinkels bestimmen, was für die Analyse von Kantenträgen von Relevanz ist. Die Simulationen zeigten, dass sehr hohe Pressungen von über 3 GPa und Kantenträgen für Extremlasten vorkommen. Allerdings ist der Pitch während der Extremlasten nicht aktiv, weshalb eine Berücksichtigung während der experimentellen Untersuchungen nicht notwendig ist. Darüber hinaus wurde der Einfluss der Anschlusskomponenten während des Betriebs untersucht. Werden die Anschlusskomponenten nicht berücksichtigt, werden die elastischen Verformung der Laufbahnen unterschätzt. Für die experimentellen Untersuchungen wurden die Simulationsergebnisse ohne Anschlusskonstruktion verwendet, da durch die geringeren Verformungen höhere Pressungen simuliert wurden und eine konservative Annahme zu bevorzugen ist. Für die Betriebslasten liegen die maximalen Kontaktpressungen durchschnittlich zwischen 2,0 und 2,4 GPa. Experimentelle Untersuchungen im skalierten Maßstab orientieren sich an diesen Größen.

Die Skalierung zwischen verschiedenen Lagergrößen basiert auf einem konstanten Verhältnis von Flächenpressung und zurückgelegtem Weg für verschiedene Baugrößen. Um dies zu realisieren, wurde das Verhältnis des Wälzkörpers (x) zur Breite der Kontaktellipse ($2b$) nach HERTZ verwendet. Mit Hilfe von Untersuchungen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 und Großwälzlager mit Laufkreisdurchmesser 675 mm konnte die Skalierung validiert werden.

Auf Basis der Daten zum Pitchverhalten von STAMMLER ET AL. [50] konnten für das Betriebsverhalten besonders relevante Bewegungsformen ermittelt werden. Die Analyse zeigte, dass drei Bereiche für die weiteren experimentellen Untersuchungen relevant sind. Der erste Bereich ist der derjenige in dem $x/2b$ kleiner 1,6 ist. Als weiterer Bereich wird $x/2b$ von 10 bis 15 untersucht. Als dritter und letzte Bereich wird $x/2b$ größer 20 analysiert.

Mit dem bekannten Betriebsverhalten und der entwickelten Skalierungsmethode konnten experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden. Für die experimentellen Untersuchungen zur Analyse des Betriebsverhaltens wurden Schrägkugellager der Baugröße 7208 verwendet. Unter reiner Axiallast ist die Lastsituation von Vierpunktlagern vergleichbar mit der Lastsituation in Schrägkugellagern. Folgende Schlussfolgerungen ergaben sich aus den experi-

mentelle Untersuchungen und der Literatur:

- Mit steigender Zeit bzw. Zyklenzahl steigt die Wahrscheinlichkeit, dass das Schmiermittel aus dem Kontakt verdrängt wird und es zu Dammbildungen kommt, die einen Rückfluss des Schmiermittels verhindern. Dies kann zu Mischreibung und zuletzt sogar zu Trockenreibung führen, welche starken Verschleiß begünstigt. Das Phänomen wurde bereits 1956 von GODFREY als Inkubationshypothese beschrieben [136]. In experimentellen Untersuchungen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 konnte die Inkubationshypothese für Wälzlager bestätigt werden. Darüber hinaus konnte gezeigt werden, dass False Brinelling mit zunehmender Zyklenzahl zu Fretting Corrosion übergehen kann.
- In experimentellen Modellversuchen mit Öl von MARUYAMA und SAITOH konnte gezeigt werden, dass sich für $x/2b$ kleiner 1,6 kein Schmierfilm ausbildet und sich die Kontaktpartner in der Mischreibung befinden [14]. WANDEL ET AL. zeigten, dass die Ergebnisse von MARUYAMA ET AL. sich teilweise auf Wälzlager übertragen lassen [138]. Eigene Untersuchungen ergaben, dass sich die Grenze des Schmierfilmaufbaus für Schmierfette, hin zu größeren $x/2b$ verschiebt. Für $x/2b=13,3$ trat für das Referenzschmierfett Verschleiß auf. Eine genaue Grenze des Verschleißauftretens konnte dabei nicht ermittelt werden.
- MARUYAMA ET AL., WANDEL ET AL. und eigene Untersuchungen weisen darauf hin, dass für $x/2b$ größer 1,6 eine höhere Frequenz dazu beitragen kann einen Schmierfilm zwischen den Kontaktpartnern aufzubauen.

Darüber hinaus wurden experimentelle Untersuchungen an Vierpunktlagern mit einem Laufkreisdurchmesser von 675 mm durchgeführt. Das Referenzschmierfett wurde für die Untersuchungen verwendet. Die Untersuchungen an Vierpunktlagern zeigten, dass nach $N=12.500$ Zyklen für $x/2b=2,67$ insgesamt 90 % und für $x/2b=11,44$ insgesamt 83 % aller 56 Kontaktstellen schwer geschädigt sind. Da die Lager einmalig initial geschmiert wurden, kann daraus abgeleitet werden, dass eine Nachschmierung für die Versuchsparameter unterhalb von $N=12.500$ erfolgen muss. Die Analyse der Schadensverteilung ergab, dass einige Kontakte, aufgrund der Schmiermittelverteilung, besser geschmiert sind als andere. Nur leicht oder gar nicht geschädigte Kontaktflächen befinden sich häufig in der Nähe des Schmiernippels. Werden die Versuche an Vierpunktlagern mit $N=1.250$ wiederholt, sind nur 13 % der Kontaktstellen schwer geschädigt, 32 % leicht geschädigt und 55 % ungeschädigt. Die Ergebnisse stimmen mit der Inkubationshypothese überein. Da für $N=1.250$ bereits einige Kontaktstellen schwere Schädigungen aufweisen, sollte, wenn möglich, eine Nachschmierung noch früher erfolgen um das vermehrte Auftreten von Verschleißpartikeln zu verhindern. Sogenannte T-Solid-Lager wurden zum Vergleich unter vergleichbaren Bedingungen getestet und zeigten ähnliche Ergebnisse wie das Vierpunktlager.

Für kleine $x/2b$ -Verhältnisse konnten keine Ermüdungsschädigungen reproduziert werden, da Verschleiß für alle relevanten Betriebsparameter der dominierende Schadensmechanismus war. Für $x/2b > 25$ und sehr geringen Oszillationsfrequenzen ($f < 1$ Hz) trat kein Verschleiß auf. Aufgrund der geringen Frequenzen konnte auch unter diesen Bedingungen, limitiert durch die Versuchszeit, kein Ermüdungsschaden reproduziert werden. Die Kennwerte des Rotorblattlagers und die Belastungssituationen wurden genutzt, um verschiedene rechnerische Ermüdungslebensdaueransätze anzuwenden. Keiner der überprüften Ansätze erwies sich als anwendbar bis hin zu kleinen $x/2b$ -Werten.

Um kritische Parameterkombinationen in Zukunft ohne experimentelle Untersuchungen zu erkennen, wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, welches die Kontaktkinematik zwischen Laufbahn und Wälzkörper und die Lastsituation simuliert. Die Bewegung des Wälzkörpers wird durch die Geometrie von Laufbahn und Wälzkörper und der Last und den Reibwert bestimmt. Dies ermöglicht die Analyse des Schlupfweges, der durch die Kombination aus Belastung und oszillierender Bewegung auftritt und zwar über die Berechnung der relativen Verschiebungen zwischen den Knoten der Vernetzung von Wälzkörper zu Laufbahnsegment. Mit Hilfe des Schlupfweges kann die Reibarbeitsdichte bestimmt werden, welche ein guter Indikator für das Auftreten von Verschleiß ist. Die Ergebnisse der Simulation wurden mit Versuchsergebnissen an Schrägkugellagern der Baugröße 7208 verglichen. Im Vordergrund stand dabei die lokale Verteilung des Schadens in Relation zur Reibarbeitsdichte. Die Vergleiche zwischen der experimentell ermittelten lokalen Verteilung der Schädigung und der simulierten Reibarbeitsdichte zeigten dabei gute Übereinstimmung. Aufgrund des vollständig parametrischen Aufbaus des Modells konnten verschiedene Parameterstudien durchgeführt werden. Im ersten Schritt wurden Simulationen zur Unterscheidung der Schadensmechanismen False Brinelling und Fretting Corrosion durchgeführt. Die Abhängigkeit der maximalen Reibarbeitsdichte und der gemittelten Reibarbeitsdichte zum Reibwert erklären die verschiedenen Ausprägungen von False Brinelling und Fretting Corrosion. False Brinelling tritt in oszillierenden, geschmierten Wälzlagern auf. Aufgrund des Schmierungszustandes ist der Reibwert im Vergleich zu trockenen Bedingungen geringer. Geringere Reibwerte führen zu einer verkleinerten Haftzone und folglich einer vergrößerten Gleitzone. Die von Verschleiß betroffene Fläche vergrößert sich somit. Allerdings wird der Verschleiß milder ausfallen, da sich die Reibarbeit auf eine größere Fläche verteilen kann. Diese Kontaktbedingungen bestimmen das typische Erscheinungsbild von False Brinelling. Fretting Corrosion entsteht, wenn die Kontaktpartner in direkten Kontakt geraten. Hier ist der Reibwert höher. Somit wird die Haftzone größer und die Reibarbeit und der Verschleiß muss sich auf eine kleinere Gleitzone konzentrieren. Darüber hinaus wurden Simulationen zur Ausprägung der Reibarbeitsdichte am Innen- und Außenring für verschiedene Parameter vollzogen. Anhand der Parameterstudie konnte die Auflösung der Haftzone für verschiedene Parameterkombinationen verdeutlicht werden. Vor dem Auflösen der Haftzone verhält sich die Reibarbeitsdichte bei steigender Oszillationsamplitude degressiv, nach dem Auflösen linear. Zuletzt wurde der Einfluss der Lagergeometrie auf die Reibarbeitsdichte

ten und Kontaktpressungen dargelegt. Die Simulationsergebnisse zeigten, dass engere Schmiegunen zwar die Kontaktpressung verringern, aber die Reibarbeitdichte erhöhen. Der Druckwinkel α hat einen großen Einfluss auf die Reibarbeitdichte. Dies steht im Zusammenhang mit dem Bohrschlupf.

Im letzten Schritt wurde das Verschleißverhalten verschiedener Schmierfette unter blattlagerähnlichen Bedingungen untersucht. Dabei wurden sechs industrielle Schmierfette und verschiedene Modellschmierfette untersucht deren Zusammensetzung, insbesondere Verdicker, Grundöle und deren Grundölviskositäten, stark variierten. Für die Untersuchungen wurden neben dem Schwenkprüfstand ebenfalls ein Schwingungs-Reibverschleiß-Prüfgerät (SRV) zur Ermittlung des Verschleißdurchmessers im Modellkontakt und eine Tribomesszelle zur Ermittlung des Reibkoeffizienten verwendet. Bei den SRV-Versuchen schnitten Fette mit vergleichsweise hohen Grundölviskositäten deutlich schlechter ab. Für die Versuchsauswertung der Schrägkugellager wurde das Verhältnis der Rauheiten vor und nach den Untersuchungen als Schädigungsgrad herangezogen. Für den abschließenden Vergleich wurde der maximale Wert verwendet, um zu verhindern das Einglättungen das Ergebnis beeinflussen. Sowohl für $x/2b=0,9$ als auch für $x/2b=13,3$ schnitten Schmierfette mit geringen Grundölviskositäten und vergleichsweise hohen Ölabgaberaten am besten ab. Schmierfette mit geringer NLGI-Klasse zeigten stark unterschiedlich geschädigte Kontakte. Keins der getesteten Schmierfette konnte Verschleiß vollständig verhindern. Besonders für $x/2b=13,3$ trat für alle Schmierfette deutlicher Verschleiß auf. Daher sollten diese Betriebsbedingungen, wenn möglich, in der Anwendung des Rotorblattlagers nur selten angefahren werden oder gänzlich umgangen werden.

Ausblick

Die vorgestellten Ergebnisse zum Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager am Beispiel von Rotorblattlagern in Windenergieanlagen beruhen auf den Daten der Referenzwindenergieanlage IWT. Die Belastungen und Bewegungsformen hängen direkt mit dem Anlagendesign, dem Standort und dem verwendeten Controller zusammen. Demnach können die Ergebnisse nicht ohne weiteres auf alle Anlagen, Standorte und Controller übertragen werden. Zukünftig sollten daher verschiedene Pitch-Controller und Anlagen analysiert werden. Des Weiteren sind Untersuchungen in der realen Anlage, trotz des hohen Zeit- und Kostenaufwands, zu empfehlen.

Die experimentellen Untersuchungen offenbarten, dass kein der untersuchten Schmierfette für $x/2b=13,3$ Verschleiß vollständig verhindern konnte. Tendenziell könnte die Regelungsstrategie auch darauf achten, dass verschleißkritische Parameter nicht auftreten oder Schmierfahrten durchgeführt werden. Zukünftige Pitch-Controller sollte daher optimierten Regelungsstrategien verwenden, welche die vorgestellten Forschungsergebnisse berücksichtigen, ohne die primäre Funktion zu beeinträchtigen.

Die vorgestellten experimentellen Untersuchungen verfolgen das Ziel Verschleißphänomene in Wälzlagern zu studieren. Weitere Modellexperimente an Tribometern könnten dabei helfen das Verhalten des Schmiermittels im Kontakt besser zu verstehen.

Alle Versuchsergebnisse wurden mit Kugellagern durchgeführt. Dreireihige Zylinderrollenlager gewinnen mit zunehmender Anlagengröße und Belastung trotz der höheren Kosten an Bedeutung, da diese Bauform weniger Anfällig für Verformungen ist. Darüber hinaus können die Kontaktpressungen im Vergleich zu Kugellagern durch den Linienkontakt verringert werden. Die vorgestellten Ergebnisse zum Betriebsverhalten oszillierender Wälzlager können teilweise auch auf Zylinderrollenlager übertragen werden. Die Kontaktkinematik und das Verschleißverhalten von Zylinderrollenlager bieten offene Forschungsfragen.

Literaturverzeichnis

- [1] G Poll. Wälzlager. In *Dubbel: Taschenbusch des Maschinenbaus*, pages 518–539. Springer Vieweg, 23. edition, 2018.
- [2] G Poll and L Deters. Lagerungen, Gleitlager, Wälzlager. In *Konstruktions-elemente des Maschinenbaus 2*, pages 69–193. Springer Vieweg, 2018.
- [3] H Dahlke. *Handbuch Wälzlagertechnik: Bauarten, Gestaltung, Betrieb*. Vieweg+Teubner Verlag, 1. edition, 1994.
- [4] TA Harris and MN Kotzalas. *Rolling bearing analysis*. CRC, Taylor & Francis, 5. edition, 2007.
- [5] EG Paland. Fretting Corrosion in Rolling Bearings – Causes and Avoidance. *Sutton Coldfield (UK): INA Bearing Comp. Ltd. Technical Report*, 1982.
- [6] A Palmgren. Die Lebensdauer von Kugellagern. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 68(4):339–341, 1924.
- [7] G Lundberg and A Palmgren. Dynamic capacity of roller bearing. *Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series*, 1(3):1–52, 1947.
- [8] A Palmgren. Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern. *VDI-Berichte*, 20:117–121, 1957.
- [9] BJ Hamrock and D Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts: Part 1 – Theoretical formulation. *Journal of Lubrication Technology*, 98(2):223–228, 1976.
- [10] BJ Hamrock and D Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts: Part 2 – Ellipticity parameter results. *Journal of Lubrication Technology*, 98(3):375–381, 1976.
- [11] BJ Hamrock and D Dowson. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts: Part 3 – Fully flooded results. *Journal of Lubrication Technology*, 99(2):264–275, 1977.
- [12] F Schwack, M Stammer, G Poll, and A Reuter. Comparison of life calculations for oscillating bearings considering individual pitch control in wind turbines. *Journal of Physics: Conference Series*, 753:112013, 2016.

- [13] M Stammer, F Schwack, N Bader, A Reuter, and G Poll. Friction torque of wind-turbine pitch bearings – comparison of experimental results with available models. *Wind Energy Science*, 3(1):97–105, 2018.
- [14] T Maruyama and T Saitoh. Oil film behavior under minute vibrating conditions in EHL point contacts. *Tribology International*, 43(8):1279–1286, 2010.
- [15] R Karbacher. Fettschmierung von Wälzlagern bei oszillierender Beanspruchung. *Tribologie und Schmierungstechnik*, 45(5):23–31, 1998.
- [16] M Grebe, P Feinle, and W Hunsicker. Möglichkeiten zur Reduzierung von False Brinelling Schäden. In *Tribologie-Fachtagung, Göttingen, Deutschland*. GfT, 2008.
- [17] T Maruyama, T Saitou, and A Yokouchi. Differences in mechanisms for fretting wear reduction between oil and grease lubrication. *Tribology Transactions*, 60(3):497–505, 2016.
- [18] C Schadow. *Stillstehende fettgeschmierte Wälzlager unter dynamischer Beanspruchung*. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, 2016.
- [19] Deutsches Institut für Normung. DIN ISO 281 - Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. *Beuth Verlag*, 2010.
- [20] L Wöll, G Jacobs, and A Kramer. Lifetime calculation of irregularly oscillating bearings in offshore winches. *Modeling, Identification and Control*, 39(2):61–72, 2018.
- [21] EA Bossanyi. Individual blade pitch control for load reduction. *Wind Energy*, 6(2):119–128, 2003.
- [22] EA Bossanyi. Further load reductions with individual pitch control. *Wind Energy*, 8(4):481–485, 2005.
- [23] T Harris, JH Rumbarger, and CP Butterfield. *Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life: Technical Report*. NREL/TP-500-42362. NREL, 2009.
- [24] JO Almen. Lubricants and false brinelling of ball and roller bearings. *Mechanical Engineering*, 59(6):415–422, 1937.
- [25] I Hlavacek, V Slama, and J Najnar. Zur Frage der durch an Textilmaschinen verursachten Schäden. In *Europäischer Tribologie Kongreß, Eurotrib, Düsseldorf, Deutschland*, 1977.
- [26] H Pittroff. Fretting corrosion caused by vibration with rolling bearings stationary. *Journal of Basic Engineering*, 87(3):713–723, 1965.

- [27] K Fischer, F Besnard, and L Bertling. Reliability-centered maintenance for wind turbines based on statistical analysis and practical experience. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 27(1):184–195, 2012.
- [28] M. Stammer and J. Wenske. Integration von Schadensmechanismusanalyse und Blattlagertests in den Entwicklungsprozess von WKA. In *VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen, Schweinfurt, Deutschland*, 2015.
- [29] T Burton, D Sharpe, N Jenkins, and E Bossanyi. *Wind Energy Handbook*. Wiley & Sons, London, 2. edition, 2012.
- [30] R Gasch and J Tvele. *Windkraftanlagen: Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb*. Vieweg-Teubner, 5. edition, 2007.
- [31] E Hau. *Windkraftanlagen: Grundlagen. Technik. Einsatz. Wirtschaftlichkeit*. Springer, Berlin, 6. edition, 2017.
- [32] MOL Hansen. *Aerodynamics of wind turbines*. Routledge, 3. edition, 2015.
- [33] J Zhang, M Cheng, Z Chen, and X Fu. Pitch angle control for variable speed wind turbines. In *Electric Utility Deregulation and Restructuring and Power Technologies*, pages 2691–2696, 2008.
- [34] J Roskam. *Airplane flight dynamics and automatic flight controls*. DAR-corporation, 1998.
- [35] F Massi, N Bouscharain, S Milana, G Le Jeune, Y Maheo, and Y Bert-hier. Degradation of high loaded oscillating bearings: Numerical analysis and comparison with experimental observations. *Wear*, 317(1-2):141–152, 2014.
- [36] P Jamieson. *Innovation in wind turbine design*. John Wiley & Sons, 2. edition, 2018.
- [37] P He, R Hong, H Wang, X Ji, and C Lu. Calculation analysis of yaw bearings with a hardened raceway. *International Journal of Mechanical Sciences*, 144, 2018.
- [38] W Sun and M Chen. Life prediction of yaw bearing of wind generator turbines on reliability theory. *Manufacturing Automation*, 5, 2011.
- [39] DE Dickie. *Crane handbook*. Butterworth-Heinemann, 1. edition, 2013.
- [40] M Krynke and A Vasko. Management the safety of exploitation of the rotation mechanism in a self- propelled crane. *System Safety: Human-Technical Facility-Environment*, 1(1):624–631, 2019.
- [41] R Abbrugiati. Deck cranes mounted on slewing rings. *Ball Bearing Journal*, (183):22–23, 1975.

- [42] RW Postma. Pointing mechanisms. *NASA space mechanisms handbook, NASA TM-206988*, pages 113–123, 1999.
- [43] H Freund. Kingpin bearing arrangements for commercial vehicles. *Ball Bearing Journal*, 213:1–7, 1982.
- [44] JH Rumbarger. Evaluation of the life margin of oscillating needle roller bearings. *ASLE Transactions*, 12(2):162–170, 1969.
- [45] H Schmitt. Lagerschäden bei maschinenstillständen vermeiden. *Wochenblatt für Papierfabrikation*, 138(4):318–319, 2010.
- [46] ML Philpott, BP Welcher, DR Pankow, and D Vandenberg. A two phase circular regression algorithm for quantifying wear in CV joint ball race tracks. *Wear*, 199(2):160–168, 1996.
- [47] J Strackeljan and S Goreczka. Requirements for wheel bearing diagnostics. *International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies*, 7:627–636, 2010.
- [48] C Sidoroff, N Bardez, S Ruhland, and D Girodin. False brinelling in automotive wheel bearings: Importance of test parameters for representative grease testing. In *STLE Annual Meeting and Exhibition, St. Louis, USA*, pages 313–315, 2012.
- [49] A Sevinc, M Rosemeier, M Bätge, R Braun, F Meng, M Shan, D Horte, C Balzani, and A Reuter. IWES Wind Turbine IWT-7.5-164. *Fraunhofer IWES*, 2014.
- [50] M Stammeler, A Reuter, and G Poll. Cycle counting of roller bearing oscillations – case study of wind turbine individual pitching system. *Renewable Energy Focus*, 25:40–47, 2018.
- [51] F Schwack, M Stammeler, H Flory, and G Poll. Free contact angles in pitch bearings and their impact on contact and stress conditions. In *European Wind Energy Association, Hamburg, Deutschland*, 2016.
- [52] Deutsches Institut für Normung. DIN 51834 - Prüfung von Schmierstoffen - Tribologische Prüfung im translatorischen Oszillations-Prüfgerät. *Beuth Verlag*, 2010.
- [53] M Grebe and P Feinle. Brinelling, False-Brinelling, "false" False-Brinelling. In *Tribologie-Fachtagung, Göttingen, Deutschland*, 2006.
- [54] D Godfrey. Fretting corrosion or false brinelling? *Tribology & Lubrication Technology*, 59(12):28–29, 2003.
- [55] R Errichello. Another perspective: False brinelling and fretting corrosion. *Tribology & Lubrication Technology*, 60(4):34–36, 2004.

- [56] TE Tallian. *Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements*. The American Society of Mechanical Engineers, New York, 2. edition, 1999.
- [57] Deutsches Institut für Normung. DIN EN ISO 6506 - Metallische Werkstoffe - Härteprüfung nach Brinell. *Beuth Verlag*, 2015.
- [58] R Errichello. True brinelling, & fretting corrosion- what's the difference? *GEARTECH*, 2014.
- [59] K Fallahnezhad, S Liu, O Brinji, M Marker, and Meehan PA. Monitoring and modelling of false brinelling for railway bearings. *Wear*, 424:151–164, 2019.
- [60] GA Tomlinson. An investigation of the fretting corrosion of closely fitting surfaces. 141(1):223–249, 1948.
- [61] D Godfrey. Investigation of fretting corrosion by microscopic observation. *Technical Note 2039*, 1950.
- [62] I Ming-Feng and BG Rightmire. The mechanism of fretting. *Lubrication Engineering*, 1953(9):134–158, 1953.
- [63] I Ming-Feng and BG Rightmire. An experimental study of fretting. 170(1):1055–1064, 1956.
- [64] JM Bailey and D Godfrey. Coefficient of friction and damage to contact area during the early stage of fretting: Part 1. *N.A.C.A. Techn. Note*, 1954(3144), 1954.
- [65] D Godfrey and JM Bailey. Coefficient of friction and damage to contact area during the early stage of fretting: Part 2. *N.A.C.A. Techn. Note*, 1954(3144), 1954.
- [66] PL Hurricks. The mechanism of fretting — A review. *Wear*, 15(6):389–409, 1970.
- [67] ZR Zhou, Nakazawam K, MH Zhu, N Maruyama, P Kapsa, and L Vincent. Progress in fretting maps. *Tribology International*, 39(10):1068–1073, 2006.
- [68] MJ Breward. Lagerlebensdauer bei Schwingungsbeanspruchung. *SKF Kugellager-Zeitschrift*, 174, 1973.
- [69] W Barrois. Repeated plastic deformation as a cause of mechanical surface damage in fatigue, wear, fretting-fatigue, and rolling fatigue - A review. *International Journal of Fatigue*, 1(4):167–189, 1979.
- [70] W Barrois. Common mechanisms of conventional fatigue and mechanical damage modes of surfaces. *Mecanique, materiaux, electricite*, pages 146–157, 1980.

- [71] C Barthou, M Phaner-Goutorbe, L Porte, and B Vannes. False brinelling and scanning tunnelling microscopy: Characterization of the surface topography. *Revue de Metallurgie. Cahiers D'Informations Techniques*, 93(12):1598–1604, 1996.
- [72] M Phaner-Goutorbe, C Barthou, L Porte, and B Vannes. Scanning tunneling microscopy study of wear induced by false brinelling on rolling bearings. *Applied Surface Science*, 108(1):45–51, 1997.
- [73] C Barthou, B Vannes, D Girodin, M Pierantoni, and E Sauger. Methodology of characterisation of the raceway/lubricant/ball contacts submitted to vibrations and degraded by false brinelling. In *Tribology for Energy Conservation, Proceedings of the 24th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, volume 34 of *Tribology Series*, pages 389–398. 1998.
- [74] RD Evans, EP Cooke, CR Ribaudou, and GL Doll. Nanocomposite tribological coatings for rolling element bearings. *Materials Research Society Symposium - Proceedings*, 750:407–417, 2002.
- [75] GL Doll, CR Ribaudou, and RD Evans. Engineered surfaces for steel rolling element bearings and gears. *Materials Science and Technology*, 2:367–374, 2004.
- [76] GL Doll. Improving the performance of rolling element bearings with nanocomposite tribological coatings. *SAE Technical Papers*, 2006.
- [77] M Eckels, MN Kotzalas, and GL Doll. Attaining high levels of bearing performance with a nanocomposite diamond-like carbon coating. *Tribology Transactions*, 56(3):410–416, 2013.
- [78] M Grebe, P Feinle, and W Hunsicker. Einfluß verschiedener Faktoren auf die Entstehung von Stillstandsmarkierungen (False-Brinelling-Effekt). In *Tribologie-Fachtagung, Göttingen, Deutschland*. GfT, 2007.
- [79] M Grebe. *False Brinelling - Standstill marks at roller bearings*. Dissertation, Slovak University of Technology, Bratislava, 2012.
- [80] Germanischer Lloyd. *Guideline for the Certification of Wind Turbines*. Hamburg, 2010.
- [81] D Sandoval, U Leturiondo, F Pozo Montero, Vida Segui Y, and O Salgado. Trends in condition monitoring of pitch bearings. In *Proceedings of the 16th International Conference on Condition Monitoring and Asset Management*, pages 1–12, 2019.
- [82] A Daidie, Z Chaib, and A Ghosn. 3D simplified finite elements analysis of load and contact angle in a slewing ball bearing. *ASLE Transactions*, 130(8), 2008.

- [83] L Kania. Modelling of rollers in calculation of slewing bearing with the use of finite elements. *Mechanism and Machine Theory*, 41(11):1359–1376, 2006.
- [84] S Lacroix, D Nelias, and A Leblanc. Four-point contact ball bearing model with deformable rings. *Journal of Tribology*, 135(3):031402, 2013.
- [85] M Olave, X Sagartzazu, J Damian, and A Sema. Design of four contact-point slewing bearing with a new load distribution procedure to account for structural stiffness. *Journal of Mechanical Design*, 132(2):021006, 2010.
- [86] R Potočnik, P Göncz, and S Glodež. Static capacity of a large double row slewing ball bearing with predefined irregular geometry. *Mechanism and Machine Theory*, 64:67–79, 2013.
- [87] J Amasorrain, X Sagartzazu, and J Damian. Load distribution in a four contact-point slewing bearing. *Mechanism and Machine Theory*, 38(6):479–496, 2003.
- [88] L Fingersh, M Hand, and A Laxson. Wind turbine design cost and scaling model. Technical report, National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO (United States), 2006.
- [89] M Juettner, A Hasse, and S Tremmel. Flexure pitch bearing concept for individual pitch control of wind turbines. *Wind Energy*, 21(2):129–138, 2018.
- [90] HL Heathcote. The ball bearing: In the making, under test and on service. *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*, 1(15):569–702, 1920.
- [91] PM Lugt. A review on grease lubrication in rolling bearings. *Tribology Transactions*, 52(4):470–480, 2009.
- [92] Deutsches Institut für Normung. DIN 51825 - Schmierstoffe. *Beuth Verlag*, 2004.
- [93] WH Bauer, AP Finkelstein, and SE Wiberley. Flow properties of lithium stearate-oil model greases as functions of soap concentration and temperature. *ASLE Transactions*, 3(2):215–224, 1960.
- [94] PM Lugt. *Grease Lubrication in Rolling Bearings: Tribology Series*. John Wiley & Sons, Chichester, 1. edition, 2013.
- [95] SY Poon. An experimental study of grease in elastohydrodynamic lubrication. *Journal of Lubrication Technology*, 94(1):27–34, 1972.
- [96] AR Wilson. The relative thickness of grease and oil films in rolling bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 193(1):185–192, 1979.

- [97] ER Booser and DF Wilcock. Minimum oil requirements of ball bearings. *Lubrication Engineering*, 9(3):140–143, 1953.
- [98] AE Baker. Grease bleeding—a factor in ball bearing performance. *NLGI spokesman*, 22(9):271–277, 1958.
- [99] NA Scarlett. Paper 21: Use of grease in rolling bearings. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, volume 182, pages 585–624. SAGE Publications Sage UK: London, England, 1967.
- [100] PM Cann, BP Williamson, RC Coy, and HA Spikes. The behaviour of greases in elastohydrodynamic contacts. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 25(1A):A124, 1992.
- [101] PM Cann. Film thickness measurements of lubricating greases under normally starved conditions. *NLGI spokesman*, 56(2), 1992.
- [102] S Hurley and PM Cann. Ir spectroscopic analysis of grease lubricant films in rolling contacts. In *Tribology Series*, volume 36, pages 589–600. Elsevier, 1999.
- [103] FI Farcas and MD Gafitanu. Some influence parameters on greases lubricated rolling contacts service life. *Wear*, 225:1004–1010, 1999.
- [104] R Kühl. Ölabgabeverhalten bei tiefen und hohen Temperaturen—Einfluß auf den Temperatureinsatzbereich eines Schmierfettes in Wälzlagern. In *GfT Tribologie-Fachtagung, Göttingen, Deutschland*, 1998.
- [105] O Saita. Evaluation of greases contributing to maintenance interval extension of shinkansen’s traction motor. *NLGI Spokesman*, 73(5):38–45, 2009.
- [106] UJ Möller. *Schmierstoffe im Betrieb*. Springer-Verlag, 2. edition, 2013.
- [107] DM Pirro and E Daschner. *Lubrication fundamentals*. CRC Press, 2 edition, 2001.
- [108] E Kuhn. Zur Tribologie der Schmierfette: Eine energetische Betrachtungsweise des Reibungs- und Verschleißprozesses. *Expert*, 2009.
- [109] D Klamann. *Schmierstoffe und verwandte Produkte*. Chemie Weinheim, 2. edition, 1982.
- [110] J Kuhlmann. *Tribologische Eigenschaften von Wälzlagerschmierfetten bei dauerhaft niedrigen Betriebstemperaturen*. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2009.
- [111] GB Frouishteter. *Rheological and thermophysical properties of greases*. CRC Press, 1989.

- [112] G Schmidt. Chemie und Herstellung der Metallseifenfette am Beispiel der Metallseifenfette. *Schmierfette. Expert, Renningen-Malmsheim*, pages 55–63, 2000.
- [113] C Madius and W Smets. *Grease Fundamentals: Covering the Basis of Lubricating Grease*. Axel Christiernsson, 2013.
- [114] A Betz. *Windenergie und ihre Ausnutzung durch Windmühlen*. Vandenhoeck, 1926.
- [115] J Jonkman, S Butterfield, W Musial, and G Scott. Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development. *National Renewable Energy Laboratory, Golden, CO, Technical Report No. NREL/TP-500-38060*, 2009.
- [116] C Bak, F Zahle, R Britsche, T Kim, A Yde, LC Henriksen, MH Hansen, JP Blasques, M Gaunaa, and A Natarajan. *The DTU 10-MW Reference Wind Turbine*. Danish Wind Power Research, Denmark, 2013.
- [117] W Popko, P Thomas, A Sevinc, M Rosemeier, M Bätge, R Braun, F Meng, D Horte, C Balzani, Bleich O, Daniele E, Stoevesandt B, Wentingmann M, Polman JD, Leimeister M, Schümann B, and Reuter A. IWES Wind Turbine IWT-7.5-164 Rev. 4. *Fraunhofer Institute for Wind Energy Systems IWES, Bremerhaven*, 2018.
- [118] International Electrotechnical Commission. IEC 61400-1 Edition 3 – Wind turbines – Part 1: Design requirements. 2005.
- [119] I Heras, J Aguirrebeitia, M Abasolo, and I Coria. An engineering approach for the estimation of slewing bearing stiffness in wind turbine generators. *Wind Energy*, 22(3):376–391, 2019.
- [120] MN Kotzalas and GL Doll. Tribological advancements for reliable wind turbine performance. *Philosophical transactions. Series A, Mathematical, physical, and engineering sciences*, 368(1929):4829–4850, 2010.
- [121] L Chen, XT Xia, and M Qiu. Analysis and control of fretting wear for blade bearing in wind turbine. *Applied Mechanics and Materials*, 26:167–170, 2010.
- [122] G Chen and J Wen. Load performance of large-scale rolling bearings with supporting structure in wind turbines. *Journal of Tribology*, 134:041105, 2012.
- [123] D Becker. *Hoch belastete Großwälzlagerungen in Windenergieanlagen*, volume 16. Shaker, Aachen, 2012.
- [124] Y Wang and Q Yuan. Static load-carrying capacity and fatigue life of a double row pitch bearing with radial interference. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 228(2):307–316, 2013.

- [125] J Aguirrebeitia, R Avilés, I Fernández de Bustos, and M Abasolo. Calculation of general static load-carrying capacity for the design of four-contact-point slewing bearings. *Journal of Mechanical Design*, 132(6):064501, 2010.
- [126] J Aguirrebeitia, M Abasolo, R Avilés, and I Fernández de Bustos. General static load-carrying capacity for the design and selection of four contact point slewing bearings: Finite element calculations and theoretical model validation. *Finite Elements in Analysis and Design*, 55:23–30, 2012.
- [127] J Aguirrebeitia, J Plaza, M Abasolo, and J Vallejo. Effect of the preload in the general static load-carrying capacity of four-contact-point slewing bearings for wind turbine generators: Theoretical model and finite element calculations. *Wind Energy*, 17(10):1605–1621, 2014.
- [128] R Liu, H Wang, BT Pang, XH Gao, and HY Zong. Load distribution calculation of a four-point-contact slewing bearing and its experimental verification. *Experimental Techniques*, 42(3):243–252, 2018.
- [129] F Massi, J Rocchi, A Culla, and Y Berthier. Coupling system dynamics and contact behaviour: Modelling bearings subjected to environmental induced vibrations and ‘false brinelling’ degradation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(4):1068–1080, 2010.
- [130] D Tonazzi, F Massi, Lt Baillet, J Brunetti, and Y Berthier. Interaction between contact behaviour and vibrational response for dry contact system. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 110:110–121, 2018.
- [131] L Houpert. An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity—Part I. *Journal of Tribology*, 123(3):582–588, 2001.
- [132] HR Hertz. Über die berührung fester elastischer körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, 92:156–171, 1881.
- [133] AM Legendre. *Traité des fonctions elliptiques et des intégrales Eulériennes: avec des tables pour en faciliter le calcul numérique. Contenant divers suppléments à la théorie des fonctions elliptiques*, volume 3. Huzard-Courcier, 1828.
- [134] F Schwack, F Prigge, and G Poll. Finite element simulation and experimental analysis of false brinelling and fretting corrosion. *Tribology International*, 126:352–362, 2018.
- [135] D Godfrey. Iron oxides and rust (hydrated iron oxides). *Lubrication Engineering*, 1999(2):33–37, 1999.
- [136] D Godfrey. A study of fretting wear in mineral oil. *Lubrication Engineering*, 12(1):37–42, 1956.

- [137] GJ Johnston, R Wayte, and HA Spikes. The measurement and study of very thin lubricant films in concentrated contacts. *Tribology Transactions*, 34(2):187–194, 1991.
- [138] S Wandel, F Schwack, and G Poll. Oszillierende Wälzlager in Windenergieanlagen - Abgrenzung der Schadensmechanismen. In *VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen, Schweinfurt, Germany*, pages 221–232, 2019.
- [139] T Maruyama, Ti Saitoh, and A Yokouchi. Differences in mechanisms for fretting wear reduction between oil and grease lubrication. *Tribology Transactions*, 60(3):497–505, 2017.
- [140] M Grebe, J Molter, F Schwack, and G Poll. Damage mechanisms in pivoting rolling bearings and their differentiation and simulation. *Bearing World Journal*, 3:72–85, 2018.
- [141] JX Gui, GB Wang, and Z Zhou. Load Analysis of pitch bearing considering non-quenching zone. *Vibroengineering Procedia*, 25:7–12, 2019.
- [142] F Sadeghi, B Jalalahmadi, TS Slack, N Raje, and NK Arakere. A review of rolling contact fatigue. *Journal of Tribology*, 131(4):469–480, 2009.
- [143] E Ioannides, G Bergling, and A Gabelli. An analytical formulation for the life of rolling bearings. *Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series*, 127, 1999.
- [144] W Weibull. A statistical theory of the strenght of material. *Ingeniörsvetenskapsakademiens*, 151:1–45, 1939.
- [145] F Pape, T Neubauer, O Maiß, B Denkena, and G Poll. Influence of residual stresses introduced by manufacturing processes on bearing endurance time. *Tribology Letters*, 65(2):87, 2017.
- [146] E Ioannides and TA Harris. A new fatigue life model for rolling bearings. *Journal of Tribology*, 1985(107):367–377, 1985.
- [147] WK Yu and TA Harris. A new stress-based fatigue life model for ball bearings. *Tribology Transactions*, 44(1):11–18, 2001.
- [148] G Lundberg and A Palmgren. Dynamic capacity of roller bearing. *Acta Polytechnica Scandinavia - Mechanical Engineering Series*, 2(4), 1952.
- [149] R Schmelter. Über die Lebensdauerberechnung oszillierender Wälzlager. *IMW-Institutsmitteilung*, 36:35–42, 2011.
- [150] L Houpert. Bearing life calculation in oscillatory applications©. *Tribology Transactions*, 42:136–143, 1999.
- [151] H Krause and G Poll. Wear of wheel-rail surfaces. *Wear*, 113(1):103–122, 1986.

- [152] O Brinji, K Fallahnezhad, and PA Meehan. Analytical model for predicting false brinelling in bearings. *Wear*, page 203135, 2019.
- [153] K Fallahnezhad, O Brinji, A Desai, and PA Meehan. The influence of different types of loading on false brinelling. *Wear*, 440:203097, 2019.
- [154] D Godfrey and JM Bailey. Early stages of fretting of cooper, iron and steel. *Lubrication Engineering.*, 1954(10), 1954.
- [155] A Lenart, P Pawlus, A Dzierwa, J Sep, and K Dudek. The effect of surface topography on dry fretting in the gross slip regime. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 17(4):894–904, 2017.
- [156] KL Johnson, editor. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
- [157] KL Johnson. Motion and forces at a point of contact. In *Contact Mechanics*, pages 1–10. Cambridge University Press, Cambridge, 1985.
- [158] RD Mindlin. Compliance of elastic bodies in contact. *Journal of Applied mechanics, ASME*, 16:259–268, 1949.
- [159] R Stribeck. Kugellager für beliebige belastungen. *VDI-Zeitschrift*, 45(3), 1901.
- [160] B Jacobson. The stribeck memorial lecture. *Tribology International*, 36(11):781–789, 2003.
- [161] Deutsches Institut für Normung. DIN ISO 51817 - Prüfung von Schmierstoffen - Bestimmung der Ölabscheidung aus Schmierfetten unter statischen Bedingungen. *Beuth Verlag*, 2014.
- [162] Deutsches Institut für Normung. DIN ISO 2137 - Mineralölerzeugnisse und Schmierstoffe - Bestimmung der Konuspenetration von Schmierfetten und Petrolatum. *Beuth Verlag*, 2016.
- [163] American Society of Testing and Material. ASTM D6595-17 - Standard Test Method for Determination of Wear Metals and Contaminants in Used Lubricating Oils or Used Hydraulic Fluids by Rotating Disc Electrode Atomic Emission Spectrometry. *ASTM International, West Conshohocken*, 2003.
- [164] AR Lansdown. *Molybdenum disulphide lubrication*. Elsevier, 35. edition, 1999.
- [165] D Godfrey and EE Bisson. Effectiveness of molybdenum disulfide as a fretting-corrosion inhibitor. Technical Note 2180, 1950.

Anhang A

Studentische Arbeiten

In Verbindung mit dieser Arbeit entstanden folgende studentische Arbeiten, welche vom mir, Fabian SCHWACK, ausgeschrieben und betreut wurden.

- Felix Konstantin PRIGGE 2016, *FE-Simulation eines Schrägkugellagers in oszillierender Anwendung - Numerische Analyse und mikroskopische Betrachtung primärer Verschleißerscheinungen*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Bachelorarbeit.
- Artjom BYCKOV 2016, *Analyse der Verschleißerscheinungen in oszillierenden Schrägkugellagern in Relation zur Anzahl der Schwenkzyklen*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Bachelorarbeit.
- Steffen HELMEDAG 2017, *Untersuchung verschiedener Schmierfette in oszillierend betriebenen Wälzlagern*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Bachelorarbeit.
- Sirin GNADEBERG 2017, *Vereinfachte 3D Finite-Elemente-Analyse des lastabhängigen Kontaktwinkels eines Schrägkugellagers*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Projektarbeit.
- Gergö TOTH 2018, *Beziehung zwischen Verschleiß und Betriebsparametern in oszillierenden Wälzlagern für den Einsatz in Windenergieanlagen*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Bachelorarbeit.
- Sirin GNADEBERG 2018, *Simulation hochbelasteter Drehverbindungen im oszillierenden Betrieb*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Diplomarbeit.
- Artjom BYCKOV 2018, *Erweiterte Untersuchungen zum Schmiermitteleinfluss in oszillierenden Wälzlagern*. Hannover, Leibniz Universität Hannover, Projektarbeit.

Anhang B

Liste der Vorveröffentlichungen

Peer-Reviewed Publikationen

- M Stammer, P Thomas, A Reuter, F Schwack and G Poll. (2020) Effect of load reduction mechanisms on loads and blade bearing movements of wind turbines, *Wind Energy*, 23(2), p. 274-290, doi:10.1002/we.2428.
- M Grebe, J Molter, F Schwack and G Poll (2018) Damage mechanisms in pivoting rolling bearings and their differentiation and simulation. *Bearing World Journal*, 3(1), p. 71-86, ISSN:2513-1753.
- F Schwack, F Prigge and G Poll. (2018) Finite Element Simulation and Experimental Analysis of False Brinelling and Fretting Corrosion. *Tribology International*, 126(1), p. 352-362, doi:10.1016/j.triboint.2018.05.013.
- M Stammer, F Schwack, N Bader, A Reuter and G Poll (2018) Friction Torque of Wind-Turbine Pitch Bearings - Comparison of Experimental Results with Available Models. *Wind Energy Science*, 3(1), p. 97-105. doi:10.5194/wes-3-97-2018.
- F Schwack, M Stammer, G Poll and A Reuter (2016) Comparison of Life Calculations for Oscillating Bearings - Considering Individual Pitch Control in Wind Turbines. *Journal of Physics – Conference Series*, 753(11), p. 1-11. doi:10.1088/1742-6596/753/11/112013.

Publikationen in Konferenzbänden

- S Wandel, F Schwack and G Poll (2019) Oszillierende Wälzlager in Windenergieanlagen – Abgrenzung der Schadensmechanismen, 13. *VDI-Fachtagung Gleit- und Wälzlagerungen 2019*, p. 221-232, Schweinfurt, Germany.
- F Schwack, M Stammer, A Bartschat, F Pape and G Poll (2018) Solutions to Reduce Wear in Wind Turbine Blade Bearings, 2. *Bearing World 2018*, p. 47-52, Kaiserslautern, Germany.
- F Prigge, F Schwack and G Poll (2017) FE-Simulation eines Schrägkugellagers in oszillierender Anwendung, 58. *Tribologie-Fachtagung 2017*, p. F3/1-F3/6, Göttingen, Germany.

- F Schwack, F Prigge and G Poll (2017) Frictional Work in Oscillating Bearings - Simulation of an Angular Contact Ball Bearing under Dry Conditions and Small Amplitudes, *6. World Tribology Conference 2017*, Beijing, China.
- F Schwack, A Bykov, N Bader and G Poll (2017) Time-dependent analyses of wear in oscillating bearing applications, *72. STLE Annual Meeting 2017*, Atlanta, USA.
- F Schwack, M Stammer, H Flory and G Poll (2016) Free Contact Angles in Pitch Bearings and their Impact on Contact and Stress Conditions. *WindEurope Summit 2016*, Hamburg, Germany.

Pubilkationen in Fachmagazinen

- F Schwack and G Poll (2016) Problems Faced in Service Life Estimation of Blade Bearings - Service Life of Blade Bearings, *WindtechInternational*, November/December, p. 19-21.

Anhang C

Lebenslauf

Persönliche Daten	Fabian Schwack Geboren am 14.06.89 in Dülmen
09.1996 bis 08.2000	Primarstufe Ludgerus-Grundschule, Buldern
09.2000 bis 08.2006	Sekundarstufe Hermann-Leser-Realschule, Dülmen
08.2006 bis 08.2009	Berufsausbildung zum Feinwerkmechaniker Drehtechnik Frecking GmbH, Dülmen
08.2009 bis 06.2010	Fachhochschulreife Richard-von-Weizsäcker-Berufskolleg, Lüdinghausen
10.2010 bis 08.2013	Bachelor of Science Hochschule Osnabrück Maschinenbau
10.2013 bis 10.2015	Master of Science Leibniz Universität Hannover Windenergie-Ingenieurwesen
10.2015 bis 03.2020	Wissenschaftlicher Mitarbeiter Leibniz Universität Hannover Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie