

Fortschritt-Berichte VDI

VDI

Reihe 1

Konstruktions-
technik/
Maschinen-
elemente

Nr. 447

M.-Eng. Stephan Ritzer,
Rennertshofen

Berechnung von Vier- punkt-Großwälzlagern mittels eines Mehrkörper- simulationsansatzes unter Berücksichtigung der Lagerringverformung



Berichte aus dem
Institut für Maschinenelemente,
Konstruktion und Fertigung der
Technischen Universität Bergakademie Freiberg

Berechnung von Vierpunkt-Großwälzlagern mittels eines Mehrkörpersimulationsansatzes unter Berücksichtigung der Lagerringverformungen

Von der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik
der Technischen Universität Bergakademie Freiberg
genehmigte

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
(Dr.-Ing.)

vorgelegt

von M.-Eng. Ritzer Stephan
geboren am 10. März 1982 in Donauwörth

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Matthias Kröger, TU Freiberg
Prof. Dr.-Ing. Thomas Suchandt, TH Ingolstadt

Tag der Verleihung: 05.02.2018

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 1

Konstruktionstechnik/
Maschinenelemente

M.-Eng. Stephan Ritzer,
Rennertshofen

Nr. 447

Berechnung von
Vierpunkt-Großwälzlagern
mittels eines Mehrkörper-
simulationsansatzes unter
Berücksichtigung der
Lagerringverformung



Berichte aus dem
Institut für Maschinenelemente,
Konstruktion und Fertigung der
Technischen Universität Bergakademie Freiberg

Ritzer, Stephan

Berechnung von Vierpunkt-Großwälzlagern mittels eines Mehrkörper-simulationsansatzes unter Berücksichtigung der Lagerringverformung

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 1 Nr. 447 . Düsseldorf: VDI Verlag 2018.

144 Seiten, 127 Bilder, 32 Tabellen.

ISBN 978-3-18344701-5 ISSN 0178-949X,

€ 52,00/VDI-Mitgliederpreis € 46,80.

Für die Dokumentation: Vierpunkt-Großwälzlager – Kugeldrehverbindung – Simulation von Wälzkörperkräften – Mehrkörpersimulation

In der vorliegenden Arbeit werden heutzutage übliche Lagerberechnungsansätze in Hinsicht auf die Berechnung von Vierpunkt-Großwälzlagern untersucht. Eine nähere Betrachtung zur statischen Tragfähigkeit, Steifigkeit, Lebensdauer und zum Reibmoment zeigte, dass Berechnungsansätze, die auf Basis der einzelnen Wälzkörperkräfte aufbauen, besser für Vierpunkt-Großwälzlager geeignet sind. Ein wichtiger Faktor zur Bestimmung der einzelnen Wälzkörperkräfte ist die Betrachtung der Verformungen der Lagerringe sowie die Kippmomente-Belastung. Schwerpunkt in der Arbeit liegt in der Entwicklung eines Berechnungsansatzes, der mit einem geringen Rechenaufwand möglichst exakt die einzelnen Wälzkörperkräfte berechnet. Als Grundlage hierfür wird die Mehrkörpersimulation verwendet. An einem Beispiel aus der Praxis wird der neu entwickelte Berechnungsansatz aufgezeigt. Reale Versuche an einem Großwälzlagerprüfstand sichern die Berechnungsergebnisse ab.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie
(German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at
www.dnb.de.

Dissertation TU Bergakademie Freiberg

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2018

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-949X

ISBN 978-3-18-344701-5

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Zentrum für Angewandte Forschung der Technischen Hochschule Ingolstadt. Die Promotion wurde im Verbund mit dem Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung der Technischen Universität Bergakademie Freiberg ausgeführt.

Für die Übernahme der Aufgabe des Doktorvaters, sowie die Unterstützung und auch für das Interesse an diesem Thema gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Matthias Kröger von der Technischen Universität Bergakademie Freiberg.

Einen weiteren Dank möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Suchandt von der Technischen Hochschule Ingolstadt aussprechen. Einerseits für die Übernahme des Zweitgutachters, aber auch für die gute fachliche Betreuung. Besonders dankbar bin ich ihm für die mir gewährten Freiheiten zur Fertigstellung dieser Arbeit, sowie auch für die grundsätzliche Möglichkeit, dass ich diese Arbeit durchführen konnte.

Außerdem danke ich den Professoren der Technischen Universität Bergakademie Freiberg, die zusätzlich in der Prüfungskommission dieser Dissertation tätig waren.

Ein ganz besonderer Dank gilt meinem Industriepartner, der Firma WMH Herion Antriebstechnik GmbH in Wolnzach mit Herrn Prof. Claude Herion an der Spitze des Unternehmens. Mein Dank geht auch an die Kollegen der Firma WMH Herion Antriebstechnik GmbH für die kollegiale Zusammenarbeit, sowie für die gute Unterstützung.

Weiterhin danke ich allen Kollegen am Zentrum für Angewandte Forschung der Technischen Hochschule Ingolstadt. Namentlich möchte ich hier Herrn Leonid Koval und Herrn Christoph Dütsch nennen. Vielen Dank an die Studenten, die mit ihren studentischen Arbeiten einen Teil zur Entstehung dieser Arbeit beigetragen haben.

Danken möchte ich den Mitarbeitern am Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung der Technischen Universität Bergakademie Freiberg, die mir unter anderem Unterlagen zum Ablauf der Promotion und den erforderlichen Prüfungen zur Verfügung gestellt haben.

Herzlicher Dank gilt auch den Kollegen, Verwandten und Freunden, die die Aufgabe des Korrekturlesens dieser Arbeit übernommen haben. Namentlich möchte ich hier Frau Marion Stasch nennen.

Rennertshofen, den 05.02.2018

Ritzer Stephan

Inhaltsverzeichnis

Formelverzeichnis	VII
Kurzfassung	XIII
Abstract	XIV
1 Einleitung	1
1.1 Allgemeines	1
1.2 Einsatzfälle	5
1.3 Literatur zum heutigen Stand der Forschung	6
1.4 Zielsetzung	9
2 Analyse und grundlegende Betrachtungen	11
2.1 Eingesetzter Prüfaufbau zur Analyse der Berechnungsverfahren	12
2.2 Hertz'sche Theorie	13
2.3 Statische Tragfähigkeit	15
2.4 Lagersteifigkeit	18
2.4.1 Einfluss der Lagerringverformung auf die Lagersteifigkeit	20
2.4.2 Versuchsergebnisse zur Nachgiebigkeit des Großwälzlagers	24
2.5 Lagerlebensdauer	25
2.6 Lagerreibung	26
2.6.1 Stand der Technik zur Berechnung des Reibmomentes	27
2.6.2 Versuchsergebnisse	29
2.6.3 Analyse der Berechnung des Reibmomentes	31
2.6.4 Herleitung eines Berechnungsmodells basierend auf den einzelnen Wälzkörperbelastungen	33
2.7 Iterativer Berechnungsansatz zur Ermittlung der Wälzkörperkräfte	36
3 Entwicklung des Simulationsansatzes	42
3.1 Aufbau der Simulation mittels Mehrkörpersimulation	44
3.1.1 Simulation des Steifigkeitsverhaltens am Wälzkontakt	45
3.1.2 Geometrische Kontur der Lagerringe und Wälzkörper	48
3.1.3 Berücksichtigung der Elastizität der Lagerringe	49

3.1.4 Berücksichtigung der Änderung der Lage des Kontaktpunktes Wälzkörper zur Laufbahn	52
3.2 Berechnungsablauf	53
3.3 Allgemeine Betrachtungen der Verformungen der Lagerringe	56
3.4 Vier-Kugel-Modell	63
3.4.1 Erarbeitung der Anzahl und Lage der Masterpunkte	65
3.4.2 Vergleich der Simulationsergebnisse	72
3.5 Vereinfachtes Lagermodell	74
3.6 Numerische Stabilisierung der Wälzkörper durch Federelemente	79
3.7 Auswertung der Wälzkörperbelastungen	80
3.8 Simulation Großwälzlager	81
3.8.1 Anbindung und Berücksichtigung der Anschlusskonstruktion	83
3.8.2 Bestimmung der simulationstechnischen Parameter	85
3.8.3 Anbindung der Krafteinleitung	87
3.8.4 Simulation des Steifigkeitsverhaltens	88
3.8.5 Simulation der Wälzkörperkräfte	91
4 Gesamtsimulation am Praxisbeispiel	93
4.1 Beschreibung des Praxisbeispiels	93
4.2 Bestimmung der Simulationsparameter	97
4.3 Aufbau, Durchführung und Validierung der Simulation	98
4.4 Anwendung der Wälzkörperkräfte auf lagerrelevante Berechnungen	100
5 Zusammenfassung und Ausblick	111
Anhang	115
A Abmessungen Blattlager	115
B Theoretische Berechnung der Lagerringverschiebung	116
C Reibmoment	117
D Großwälzlager	118
E Mittlerer Steifigkeitsfaktor am Wälzkontakt	120
Literaturverzeichnis	121

Formelverzeichnis

Selten benutzte Formelzeichen sind ausschließlich im Text erläutert.

Lateinische Notation

A	mm ²	Fläche
$a_1, a_2, a_3 - a_k$	-	Faktoren für die Lebensdauer von Wälzlagern
a_4	-	Life Modification Factor for Flexible Support Structure
b_m	-	Faktor zur Bestimmung der dynamischen Tragzahl
C_a	N	dynamische Tragzahl
$C_{a,h}$	N	reduzierte dynamische Tragzahl bzgl. des Härteeinflusses
C_{\max}	Ns/mm	Dämpfungskoeffizient am Kontakt
C_0	N	statische Tragzahl
D_A	mm	Lageraußendurchmesser
D_{Aa}	mm	Durchmesser des Lageraußenringes am Außendurchmesser
D_{Ai}	mm	Durchmesser des Lageraußenringes am Innendurchmesser
D_l	mm	Lagerinnendurchmesser
D_{la}	mm	Durchmesser des Lagerinnenringes am Außendurchmesser
D_{li}	mm	Durchmesser des Lagerinnenringes am Innendurchmesser
D_{pw}	mm	Teilkreisdurchmesser
D_w	mm	Wälzkörperdurchmesser
$D_{w,neu}$	mm	korrigierter Wälzkörperdurchmesser
e	-	Exponent der Kontaktsteifigkeit
E	N/mm ²	E-Modul
F	N	allgemein Belastung
F_a	N	Axialkraft
f_{cm}	-	geometrischer Hilfswert zur Berechnung der dynamischen Tragzahl
f_H	-	Minderungsfaktor bezüglich der Härte für Lebensdauer
F_k	N	Wälzkörperkraft bzw. Kontaktkraft am Wälzkontakt

$F_{k,a}$	N	Wälzkörperkraft aufgrund axialer Belastung
$F_{k,i}$	N	Kontaktkraft am Wälzkontakt eines einzelnen Wälzkörpers i
$F_{k,max}$	N	maximale Wälzkörperkraft
F_{kr}	N	radiale Komponente der Kräfte am Wälzkontakt
$F_{kres,i}$	N	resultierende Belastung eines einzelnen Wälzkörpers i
$F_{k,tat}$	N	tatsächliche Wälzkörperkraft
$F_{kx,i}$	N	Belastungskomponente eines einzelnen Wälzkörpers i in x-Richtung
$F_{ky,i}$	N	Belastungskomponente eines einzelnen Wälzkörpers i in y-Richtung
$F_{kz,i}$	N	Belastungskomponente eines einzelnen Wälzkörpers i in z-Richtung
F_r	N	Radialkraft
F_{res}	N	resultierende Lagerkraft
f_s	-	Abminderungsfaktor für die Härte des Werkstoffes in der statischen Tragfähigkeit
F_x	N	Radialkraft in x-Richtung
F_y	N	Radialkraft in y-Richtung
G_a	mm	Axialspiel
G_r	mm	Radialspiel
H	mm	Höhe des Wälzlagers
HV	-	Härte in Vickers
K_A	$N/mm^{1,5}$	mittlerer Steifigkeitsfaktor am Wälzkontakt
K_{Aa}	$N/mm^{1,5}$	Steifigkeitsfaktor am Wälzkontakt Außenring zu Wälzkörper
K_{Ai}	$N/mm^{1,5}$	Steifigkeitsfaktor am Wälzkontakt Innenring zu Wälzkörper
k_{ij}	1/mm	Kehrwert der Krümmung am Wälzkontakt $i=1,2; j=1,2$
L_{10}	Umdr.	nominelle Lebensdauer in Umdrehungen
L_{10h}	Std.	Lebensdauer in Stunden
M_k	Nm	Kippmoment
MKS	-	Mehrkörpersimulation
M_R	Nm	Lagerreibmoment
M_{Ra}	Nm	Lagerreibmomentanteil aufgrund der axialen Belastung
M_{Rk}	Nm	Lagerreibmomentanteil aufgrund der Kippmomentenbelastung
M_{Rl}	Nm	lastabhängiges Reibmoment
M_{R0}	Nm	Lagerreibmoment ohne Belastung
M_{Rr}	Nm	Lagerreibmomentanteil aufgrund der radialen Belastung
M_x	Nm	Kippmoment um x-Achse
M_y	Nm	Kippmoment um y-Achse

M_z	Nm	Drehmoment des Wälzlagers zum Schwenken
N	Osz./min	Oszilationsgeschwindigkeit der Lagerschwenkbewegung
n	-	Anzahl der Laufbahnen
n_m	U/min	mittlere Wälzlagerdrehzahl
$n_{m,i}$	U/min	mittlere Wälzlagerdrehzahl eines einzelnen Belastungszyklus
O	°	Oszilationsamplitude der Lagerschwenkbewegung
O_{crit}	°	kritische Oszilationsamplitude der Lagerschwenkbewegung
p	N/mm ²	Flächenpressung
p	-	Exponent zur Bestimmung der dynamischen äquivalenten Belastung
P_{ea}	N	dynamische äquivalente Belastung
$P_{ea,i}$	N	dynamische äquivalente Belastung eines einzelnen Belastungszyklus
p_{max}	N/mm ²	maximale vorhandene Hertz'sche Pressung
$p_{max,zul}$	N/mm ²	maximale zulässige Hertz'sche Pressung
$p_{max,zul,norm}$	N/mm ²	maximale zulässige Hertz'sche Pressung nach Norm
P_0	N	statisch äquivalente Belastung
r	mm	Radius allgemein
r_A	mm	Rillenradius der Laufbahn am Lageraußenring
R_A	mm	Krümmungsradius der Laufbahn im Axialschnitt am Wälzlageraußenring
r_I	mm	Rillenradius der Laufbahn am Lagerinnenring
R_I	mm	Krümmungsradius der Laufbahn im Axialschnitt am Wälzlagerrinnenring
r_{ij}	mm	Radien am Wälzkontakt i=1,2; j=1,2
$R_{j,i}$	mm	Abstand der Mittelpunkte der Laufbahnkrümmungen eines Wälzkörpers
R_0	mm	Abstand der Mittelpunkte der Krümmungsradien im unbelasteten Zustand
R_w	mm	Wälzkörperradius
S	Ns/mm	Funktion zur Beschreibung der Abhängigkeit des Dämpfungsverhaltens am Kontakt
S	kN/mm	Steifigkeit allgemein
S_a	kN/mm	Axiale Steifigkeit
S_k	kNm/mrad	Kippsteifigkeit
s_0	-	Kennzahl zur statischen Beanspruchung
$s_{0,Fk}$	-	Kennzahl zur statischen Beanspruchung anhand der maximal auftretenden Wälzkörperbelastung

$S_{0,Hertz}$	-	Kennzahl zur statischen Beanspruchung anhand der maximal auftretenden Hertz'schen Pressung
S_r	kN/mm	Radiale Steifigkeit
t_i	-	Zeitanteil eines einzelnen Belastungszyklus
T_R	Nm	Reibmoment allgemein
T_s	mm	Schalendicke der Zwischenelemente
u_j	-	Überrollungen des Lagerringes bei einer Wälzlagerrumtdrehung
u_x	mm	Verschiebung der Lagerringe zueinander in x-Richtung
u_y	mm	Verschiebung der Lagerringe zueinander in y-Richtung
u_z	mm	Verschiebung der Lagerringe zueinander in z-Richtung
X	-	Radialfaktor für die dynamische äquivalente Belastung
x	mm	Abstand zweier Kontaktkörper unter Belastung
\dot{x}	mm/s	Aufprall- bzw. Eindringgeschwindigkeit zweier Kontaktkörper
$X_{Aj,i}, Y_{Aj,i}, Z_{Aj,i}$	mm	Koordinaten der Mittelpunkte der Laufbahnkrümmungen des Außenringes am Wälzkontakt in x-, y- und z-Richtung
$X_{AO,i}, X_{AU,i}$	-	x-Koordinate der Masterpunkte der einzelnen Wälzkörper
$X_{lj,i}, Y_{lj,i}, Z_{lj,i}$	mm	Koordinaten der Mittelpunkte der Laufbahnkrümmungen des Innenringes am Wälzkontakt in x-, y- und z-Richtung
X_0	-	Radialfaktor für die statisch äquivalente Belastung
x_0	mm	Abstand zweier Kontaktkörper ohne Belastung
$Y_{AO,i}, Y_{AU,i}$	-	y-Koordinate der Masterpunkte der einzelnen Wälzkörper i
Y	-	Axialfaktor für die dynamische äquivalente Belastung
Y_0	-	Axialfaktor für die statisch äquivalente Belastung
z	-	Wälzkörperanzahl
Z_{AO}, Z_{AU}	-	z-Koordinate der Masterpunkte

Griechische Notation

α	\circ	Betriebsdruckwinkel
α_0	\circ	Nenndruckwinkel
α_i	\circ	Betriebsdruckwinkel eines bestimmten Wälzkörpers
γ	-	Beiwert zur Bestimmung des geometrischen Hilfswertes zur Berechnung der dynamischen Tragzahl
$\cos\tau$	-	Hilfsbeiwert zur Bestimmung der Hertz'schen Beiwerthe
δ	mm	Betrag der Annäherung der Kontaktpartner
δ_A	mm	Betrag der Annäherung des Wälzkörpers zur Laufbahn am Außenring
δ_{Hertz}	mm	Betrag der Annäherung der Kontaktpartner nach Hertz

δ_I	mm	Betrag der Annäherung des Wälzkörpers zur Laufbahn am Innenring
$\Delta\alpha$	°	Änderung des Druckwinkels
ΔF	N	Änderung der Belastung
$\Delta\Theta$	°	Änderung des Kippwinkels
ΔM	Nm	Änderung der Momentenbelastung
ΔR	mm	Abstandsänderung der Krümmungsradienabstände der Laufbahnen unter Belastung
Δr_A	mm	Lagerringaufweitung am Außenring
Δr_I	mm	Lagerringstauchung am Innenring
Δu	mm	Änderung der Verschiebung
η	-	Beiwert nach Hertz
Θ	°	Kippwinkel der Lagerringe
Θ_x	°	Kippwinkel der Lagerringe um x-Achse
Θ_y	°	Kippwinkel der Lagerringe um y-Achse
κ	-	Schmiegung
κ_A	-	Schmiegung am Außenring
κ_I	-	Schmiegung am Innenring
μ	-	Reibkoeffizient
v	-	Querkontraktionszahl
ξ	-	Beiwert nach Hertz
π	-	Kreiszahl pi
Σk	-	Summe der Krümmungen am Wälzkontakt
ψ	-	Beiwert nach Hertz

Vektoren und Matrizen

D	Dämpfungsmaatrix
D_{red}	reduzierte Dämpfungsmaatrix
M	Massenmaatrix
M_{red}	reduzierte Massenmaatrix
p	Lastvektor
p_{red}	Lastvektor eines reduzierten Systems
q	Verschiebungsvektor eines reduzierten Systems
\dot{q}	Geschwindigkeitsvektor eines reduzierten Systems
\ddot{q}	Beschleunigungsvektor eines reduzierten Systems
S	Steifigkeitsmaatrix
S_{red}	reduzierte Steifigkeitsmaatrix

T	Transformationsmatrix
u	Verschiebungsvektor
\dot{u}	Geschwindigkeitsvektor
\ddot{u}	Beschleunigungsvektor

Kurzfassung

Die Berechnung von Vierpunkt-Großwälzlagern erfolgt heutzutage mit Berechnungsverfahren nach DIN Normen, die in der Regel für kleinere Standardwälzlagern entwickelt wurden. Zur Berücksichtigung der Unterschiede, die zwischen einem Vierpunkt-Großwälzlagern und einem Standardwälzlagern vorliegen, werden üblicherweise pauschale Abminderungsfaktoren verwendet. Diese haben aber oftmals eine Überdimensionierung des Wälzlagers zur Folge.

Zu Beginn der Arbeit werden die Berechnungsansätze zur Bestimmung der statischen Tragfähigkeit, der Steifigkeit, der Lebensdauer und des Reibmomentes für den speziellen Anwendungsfall „Vierpunkt-Großwälzlagern“ näher betrachtet. Dabei zeigt sich, dass Berechnungsansätze, die die einzelnen Wälzkörperkräfte berücksichtigen, besser für Vierpunkt-Großwälzlagern geeignet sind als die heutzutage üblichen Standardberechnungsverfahren. Die Ermittlung der exakten Wälzkörperkräfte ist jedoch in diesen Ansätzen die größte Schwierigkeit, da die Verformungen der Lagerringe, die unter einer Belastung entstehen, beachtet werden müssen. Zur Berechnung der Wälzkörperkräfte gibt es bereits iterative Rechenansätze, die jedoch nur mit sehr großem Aufwand die Verformung der Lagerringe berücksichtigen.

Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit speziell für Vierpunkt-Großwälzlagern ein Berechnungsansatz erarbeitet, der die Wälzkörperkräfte im Inneren des Vierpunkt-Großwälzlagers berechnet und dabei das Verformungsverhalten der Lagerringe im Zusammenhang mit der Verformung der Anschlusskonstruktion berücksichtigt. Als grundlegender Ansatz hierfür wird die Mehrkörpersimulation verwendet. Mit ihr kann die Abbildung des Kontaktverhaltens zwischen den einzelnen Wälzkörpern und den Laufbahnen der Lagerringe einfach gestaltet werden.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Grundlage für einen neuen Berechnungsansatz zu schaffen, der als einfaches Handwerkzeug bereits sehr früh im Konstruktionsprozess zur Berechnung der einzelnen Wälzkörperkräfte verwendet werden kann. An einem Beispiel aus der Praxis wird der neu entwickelte Berechnungsansatz aufgezeigt.

Schlagwörter: Vierpunkt-Großwälzlagern, Kugeldrehverbindung, Simulation von Wälzkörperkräften, Mehrkörpersimulation

Abstract

Nowadays, the calculation of four-point slewing bearings is normally carried out with calculation methods in accord with DIN standards, which have been developed for smaller standard bearings in the first place. For the consideration of the differences between a four-point slewing bearing and a standard bearing normal reduction factors are used. In many cases, however, the consequences are over dimensions of the bearing.

At the beginning of the work process the basic approach of the calculation of the load capacity, the stiffness, the life cycle time and the friction for special application ‘four-point slewing bearing’ are examined more closely. This reveals that calculation methods, based on a calculation of the individual ball forces, are more suitable for the calculation of the four-point slewing bearings than the standard calculation methods which are commonly used these days. However, the determination of the exact ball forces is the greatest difficulty in these approaches. The bearing rings of a four-point slewing bearing often have larger deformations; this factor needs to be included in the calculation. Iterative calculation methods for the calculation of these ball loads do already exist, nevertheless it is a large effort to consider the deformation of the bearing rings in this method.

For this reason, a calculation approach especially for four-point slewing bearings is developed in this work which calculates the ball force inside the four-point slewing bearing and considers the deformation behavior of the bearing rings in connection with the deformation of the connector construction. The multi-body-simulation is used as a basis for this calculation method, because the reproduction of the contact behavior between the individual rolling elements and the raceways of the bearing rings can be simulated very simply that way.

The aim of this work is creating the basis for a new calculation method, which can even be used at an elementary stages as a simple hand tool of the design process for calculating the various ball forces of slewing bearings. They can be used in separate calculations, e.g. for calculating the static load carrying capacity. This newly developed method is shown in a practical example.

Tags: four-point slewing bearing, ball bearing slewing ring, simulating ball forces,
multi-body-simulation

1 Einleitung

Vierpunkt-Wälzlager werden im Vergleich zu den klassischen Wälzlagern mit Kugeln oder Rollen relativ selten eingesetzt. Aus diesem Grund wird in vielen Berechnungsansätzen nicht speziell darauf eingegangen. Eine Abwandlung des Vierpunkt-Großwälzlagers ist umgangssprachlich die sogenannte „Drehverbindung“. Sie entspricht einem Vierpunkt-Wälzlager mit größeren Abmessungen. In dieser Form hat das Vierpunkt-Wälzlager in den letzten Jahrzehnten stark an Bedeutung gewonnen, da es in Wachstumsmärkten, wie den Erneuerbaren Energien, viele neue Einsatzgebiete findet. Abmessungen mit einem Durchmesser von bis zu 3 m sind zum Beispiel bei Windkraftanlagen keine Seltenheit. Ein Wälzlager mit diesen Dimensionen verhält sich in Bezug auf Lastverteilung und Verformung unterschiedlich zu Wälzlagern kleinerer Bauform. Dies hat zur Folge, dass die klassischen Berechnungsansätze, die für Wälzlagern mit kleineren Dimensionen entwickelt wurden, bei Vierpunkt-Großwälzlagern nicht zu realitätsnahen Ergebnissen führen. Neue Berechnungsansätze sind deshalb erforderlich.

1.1 Allgemeines

Grundsätzlich werden Wälzlagern aufgrund der Art der Wälzkörper - Kugeln oder Rollen - unterschieden. Das Vierpunkt-Wälzlager gehört dabei zur Kategorie der Wälzlagern mit Kugeln. Die Besonderheit der Vierpunkt-Wälzlagern liegt darin, dass sie am Innen- sowie am Außenring jeweils zwei kreisbogenförmige, gekrümmte Laufbahnen besitzen. Die Krümmungsmittelpunkte dieser Laufbahnen sind gegeneinander versetzt, so dass eine Berührung der Wälzkörper mit den Lagerringen an vier Punkten stattfinden kann. Im Gegensatz dazu besitzt das klassische Rillenkugellager nur eine einfach gekrümmte, kreisbogenförmige Laufbahn, was zur Folge hat, dass nur ein einziger Kontaktspunkt zwischen Wälzkörper und Lagerring entsteht. **Bild 1.1 a)** und **b)** zeigen den Unterschied zwischen einem Vierpunkt-Wälzlager und einem Rillenkugellager anhand der Anzahl und Position der Berührungsstellen zwischen Laufbahn und Wälzkörper. Die Baugröße eines Wälzlagers wird im Allgemeinen durch die Bohrungskennzahl beschrieben. Sie gibt einen Rückschluss auf die Lagergröße, insbesondere auf den Bohrungsdurchmesser des Lagerinnenringes. Dieses Verfahren wird bei kleineren Wälzlagern verwendet. Größere Wälzlagern werden durch den Teilkreisdurchmesser D_{pw} beschrieben. Er entspricht

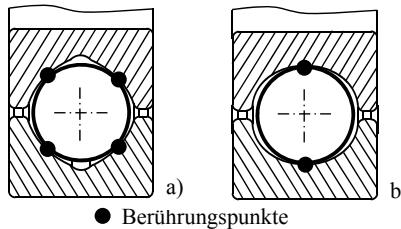


Bild 1.1: Berührungs punkte der Wälzkörper Laufbahn: Vierpunkt-Wälz lager a) Rillenkugellager b)

dem Durchmesser, in dem alle Wälzkörper in ihrer Mittelachse abrollen. Eine feste Größe, ab wann ein Wälz lager als Großwälz lager bezeichnet wird, gibt es jedoch nicht.

Übliche Standard-Vierpunkt lager kleinerer Bauarten, wie sie im allgemeinen Maschinenbau eingesetzt werden, sind wie in **Bild 1.2 a)** dargestellt, aufgebaut. Standard-Vierpunkt wälz lager besitzen einen ein teiligen Außenring sowie einen Innenring, der sich aus zwei Teilen zusammensetzt. Durch den geteilten Innenring wird die Bestückung des Wälz lagers mit den Wälzkörpern erleichtert. Auch erhöht sich dadurch die Anzahl der Wälzkörper, die verbaut werden können. Als Werkstoff für die Lagerringe wird im Normalfall der Wälz lager stahl 100Cr6 eingesetzt. Der Käfig, der den Abstand zwischen den einzelnen Wälzkörpern vorgibt, ist aus Messing, Stahl oder Kunststoff gefertigt. Zu beachten ist, dass bei Standard-Vierpunkt lagen eine axiale Belastung F_a im Verhältnis

$$F_a \geq 1,22 F_r \tan \alpha_0 \quad (1.1)$$

zur radialen Belastung F_r vorhanden sein sollte, wobei hier der Nenndruckwinkel α_0 des Wälz lagers eine Rolle spielt. Bei Standard-Vierpunkt lagen ist dieser im Normalfall 35° . Dadurch haben die Wälzkörper jeweils einen definierten Kontakt punkt mit dem Innen- bzw. dem Außenring. Ist dies nicht der Fall, sind die Kontaktstellen der einzelnen Wälzkörper unterschiedlich und die kinematischen Abrollverhältnisse der Wälzkörper sind nicht korrekt definiert. Dies führt zu einem erhöhten Verschleiß und einer erhöhten Lagerreibung. Oftmals wird der Außenring eines Standard-Vierpunkt lagers in ein Gehäuse eingepresst bzw. der Innenring auf eine Welle auf gesteckt. Die umbauten Bauteile erzeugen somit eine zusätzliche Stützwirkung, die die Steifigkeit der Lagerringe des Wälz lagers erhöht.

Im Gegensatz zu den Standard-Vierpunkt lagen kleinerer Bauarten wird ein Vierpunkt-Großwälz lager wie in **Bild 1.2 b)** dargestellt, ohne geteilten Innenring ausgeführt. Die Bestückung des Wälz lagers mit den Wälzkörpern erfolgt über eine Bohrung in einem der Lager ringe, die nach dem Bestücken mit einem Bolzen verschlossen wird. Wenn möglich ist diese Bohrung in einem Bereich des Lagerringes angebracht, in dem aufgrund der äußeren Lasten nur geringe Wälzkörperkräfte auftreten.

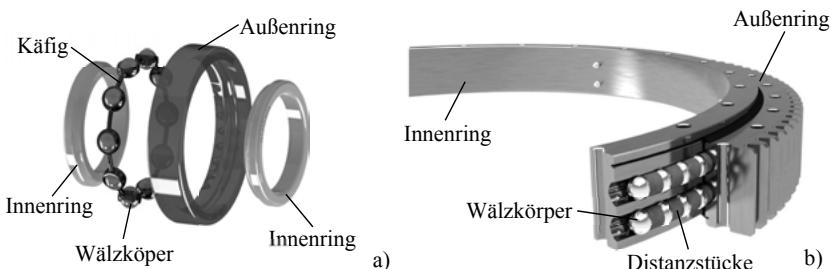


Bild 1.2: Aufbau Standard-Vierpunktwälzlagerring [nach Due14] a) Aufbau Vierpunkt-Großwälzlagerring [nach Wmh16] b)

Als Werkstoff für die Lagerringe wird überwiegend ein modifizierter 42CrMo4-Vergütungsstahl verwendet. Gegenüber dem Standardwerkstoff 42CrMo4 weist er einen höheren Reinheitsgrad auf. Die Laufbahnen werden im Bereich der Randschicht induktiv mit einer Einhärtetiefe im Bereich von 0,1 bis 0,15 mal des Wälzkörperlängsdurchmessers [Esc95] gehärtet. Die Härte, die dabei erreicht wird, ist geringer als die Härte des 100Cr6 Stahls, der für kleinere klassische Wälzlagerringe eingesetzt wird. Dieser Unterschied muss aufgrund des Ermüdungsverhaltens bei der Berechnung eines Vierpunkt-Großwälzlagerringes berücksichtigt werden. Die Wälzkörper sind, wie bei kleineren Standardwälzlagern, aus dem Wälzlagerringstahl 100Cr6 gefertigt.

Häufig wird bei Großwälzlagern einer der Lagerringe als Flansch ausgeführt, so dass er mit der anliegenden Konstruktion verschraubt werden kann. Dies gibt den Lagerringen eine geringere Zusatzsteifigkeit im Gegensatz zu kleineren Standardwälzlagern, bei denen die Lagerringe von der Anschlusskonstruktion ummantelt werden. Der zweite Lagerring wird in vielen Einsatzfällen mit einer Verzahnung versehen.

Bei Vierpunkt-Großwälzlagern sind Distanzstücke aus Kunststoff oder Messing anstelle eines Käfigs verbaut. Der Einsatz der Distanzstücke kann für Lager in dauerhafter Rotation problematisch werden. Grund hierfür ist, dass ein Verschleiß des Wälzlagerringes zu einem immer größer werdenden Spiel zwischen den einzelnen Wälzkörpern und Distanzstücken führt. Wird das Spiel zu groß, können die Distanzstücke zum Kippen in der Laufbahn neigen, was wiederum ein Klemmen des Wälzlagerringes hervorrufen kann. Alternativ werden auch Stahlkäfige in Vierpunkt-Großwälzlagern verbaut.

Für sehr hohe Anforderungen an die Tragfähigkeit können vollrollige Lager eingesetzt werden. Nachteilig ist jedoch die höhere Reibung, die aufgrund der Gleitreibung zwischen den einzelnen Wälzkörpern entsteht. Alternativ besteht die Möglichkeit einer zweireihigen Bauform, in der das Vierpunkt-Großwälzlagerring mit zwei Wälzkörperlaufbahnen ausgeführt wird.

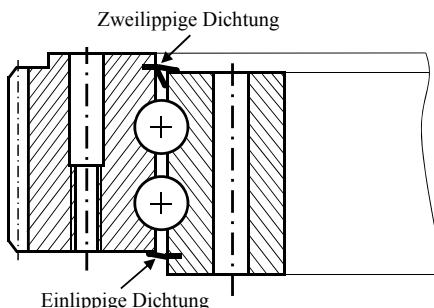


Bild 1.3: Schnittbild eines zweireihigen Vierpunkt-Großwälzlagers mit Innenverzahnung

Teilweise werden Vierpunkt-Großwälzläger mit einer Vorspannung der Wälzkörper versehen. Dies bedeutet, dass das Wälzlagerring im unbelasteten Zustand kein Lagerspiel aufweist. Die Wälzkörper besitzen bereits ohne äußere Belastung eine Grundbelastung. Die Größe der Vorspannung ist vom jeweiligen Anwendungsfall abhängig. Eine Vorspannung erhöht das Reibmoment des Wälzlagerringes. In der Regel wird die Höhe der Vorspannung durch das Reibmoment im unbelasteten Zustand eingestellt. Zusätzlich gibt die Vorspannung dem Vierpunkt-Großwälzlagerring eine höhere Steifigkeit, was den Einsatz in Anwendungen mit höheren Anforderungen an die Genauigkeit ermöglicht.

Vierpunkt-Großwälzläger sind in der Regel nicht in abgeschlossenen, ölgeschmierten Gehäusen verbaut, was eine Abdichtung sowie eine Fettbefüllung erfordert. Über Schmierbohrungen wird das Wälzlagerring in regelmäßigen Zeitabständen mit neuem Schmiermittel versorgt. Die Dichtungen an den Spalten zwischen dem Innen- und Außenring des Wälzlagerringes können dabei einlippig oder zweilippig ausgeführt werden. Das verbrauchte Schmiermittel gelangt im Normalfall über die einlippige Spaltabdichtung aus dem Großwälzlagerring. Die Spaltabdichtung ist oftmals der Schwachpunkt des Wälzlagerringes. An dieser Stelle kann Feuchtigkeit in das Innere eindringen, was zu Korrosion und folglich zu einem frühzeitigen Ausfall des Lagers führen kann. **Bild 1.3** zeigt in einer Schnittdarstellung die konstruktive Ausführung eines zweireihigen Vierpunkt-Großwälzlagerringes, welches auf der Oberseite eine zweilippige Dichtung und auf der Unterseite eine einlippige Dichtung verwendet.

Ein Vierpunkt-Großwälzlagerring ist in der Lage große Momentenbelastungen aufzunehmen im Gegensatz zu zahlreichen anderen Wälzlagern Bauformen, die nur radiale und axiale Belastung aufnehmen können. In vielen Anwendungen ist dies erforderlich, da das Großwälzlagerring als Einzellager verbaut wird und die Kräfte nicht zentrisch in das Wälzlagerring eingeleitet werden.

Bild 1.4 zeigt den dreiaxisigen Belastungsfall eines Vierpunkt-Großwälzlagerringes. F_a entspricht der axialen Belastung, die in z-Richtung des Wälzlagerringes definiert wird. F_x entspricht der radialen Belastung in x-Richtung, sowie F_y der radialen Belastung in y-Richtung. Oftmals wer-

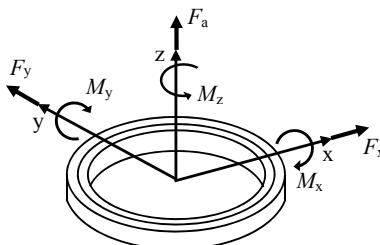


Bild 1.4: Dreiachsiger Belastungsfall eines Vierpunkt-Großwälzlagers

den die radialen Belastungen zu einer resultierenden radialen Belastung F_r zusammengefasst. M_x und M_y sind die Momentenbelastungen um die jeweilige x- bzw. y-Achse. Auch hier wird in vielen Literaturstellen nur ein resultierendes Kippmoment M_k verwendet. M_z ist die Belastung, die im offenen Freiheitsgrad zum Verdrehen des Wälzlagers wirkt.

In der Regel wird bei einem Vierpunkt-Großwälzlager ein Nenndruckwinkel α_0 von 45° verwendet. Je nach Verhältnis der einzelnen Belastungen zueinander kann bei Bedarf der Nenndruckwinkel angepasst werden. Ein größerer Nenndruckwinkel steigert zum Beispiel die axiale Tragfähigkeit des Wälzlagers.

1.2 Einsatzfälle

Das Einsatzgebiet von vorgespannten Vierpunkt-Großwälzlagern liegt unter anderem im Bereich der Windkraftanlagen. Hier werden Vierpunkt-Großwälzlagere zum Verstellen der Rotorblätter (Pitchlager) verwendet. Der Einsatz eines Vierpunkt-Großwälzlagers als Pitchlager unterscheidet sich vom üblichen klassischen Wälzlagereinsatz, was damit zusammenhängt, dass in dieser Anwendung das Vierpunkt-Wälzlagere überwiegend nur kleinen oszillierenden Schwenkbewegungen aufgrund von Windschwankungen unter einer hohen Momentenbelastung ausgesetzt ist. Auch als Turmdrehlager (Azimutlager) zum Verstellen der Gondel in Windrichtung kommen Vierpunkt-Großwälzlagere zum Einsatz. In Windkraftanlagen werden derzeit Vierpunkt-Wälzlagere mit Durchmessern von bis zu 3 m verbaut. Aufgrund des erforderlichen Leichtbaus sind die angebauten Komponenten (Rotornabe und Rotorblatt) sehr weich ausgeführt, so dass die Lagerringe durch die Anschlusskonstruktion nur geringfügig gestützt werden. Dies führt dazu, dass große elastische Verformungen der Wälzlagerringe auftreten. Aus diesem Grund werden die Lager meist stark überdimensioniert, so dass nur eine geringe rechnerische Ausfallwahrscheinlichkeit auftritt. Dies zeigt auch eine Studie, die auf der BWE-Fachtagung „Service, Wartung und Betrieb“ am 29./30. September 2009 in Hamburg vom Fraunhofer Institut [Fau09] vorgestellt wurde. In dieser Studie sind die Ausfallhäufigkeiten

einzelner Komponenten, die in einer Windkraftanlage verbaut sind, dargestellt. Unter anderem auch die des Pitch- und Azimutlagers.

Vierpunkt-Großwälzlagern werden auch in Kränen oder Baggern eingesetzt, wo sie oft umgangssprachlich als Kugeldrehverbindungen bezeichnet werden. Die Anforderungen an die Genauigkeit spielen hier eine untergeordnete Rolle. Problematisch sind in diesen Anwendungen oftmals die stoßartigen Belastungen, die zum Beispiel bei großen Raupenbaggern auftreten.

Aber auch in Industrieanlagen kommen Vierpunkt-Großwälzlagern zum Einsatz. So sind zum Beispiel in Montageanlagen Rundtische mit einem Vierpunkt-Großwälzlagern gelagert. Hier werden oft hohe Anforderungen an die Steifigkeit und an die Präzision des Wälzlagers, im Zusammenspiel mit der umliegenden Struktur, gestellt. Ein Beispiel hierfür ist eine Entwicklung eines neuen spielfreien Antriebes für Rotationstische [Kov15].

In vielen Konstruktionen wird das Vierpunkt-Großwälzlagern als Einzellager verbaut, was bei Standard-Wälzlagern nicht der Fall ist. Diese werden meistens nur als Lagerpaar (Los- und Festlager) mit mindestens zwei Lagern verbaut. Eine X- oder O-Anordnung, wie z.B. bei Schräkgugel- oder Kegelrollenlagern zur Aufnahme von Momentenbelastungen, ist bei Vierpunkt-Großwälzlagern nicht üblich.

1.3 Literatur zum heutigen Stand der Forschung

Die allgemeinen Berechnungen von Wälzlagern werden sehr ausführlich im Fachbuch „Die Wälzlagерpraxis“ [Esc95] von Eschmann, Hasbargen, Weigand und Brändlein sowie in der überarbeiteten Version von Schaeffler [Sch15] dargestellt. Zahlreiche Publikationen über Maschinenelemente, darunter das Standardwerk von Niemann, Winter und Höhn [Nie01], beschreiben zusätzlich die theoretischen Grundlagen zur Berechnung der Wälzlagere. In der Regel sind die Berechnungsverfahren für Wälzlagere genormt; hier ist zum Beispiel die DIN ISO 281 [Beu10] zu nennen. Diese Quellen gehen jedoch meist nicht speziell auf die Thematik der Vierpunkt-Großwälzlagere ein. Die Berechnung von Vierpunkt-Großwälzlagern ist nicht genormt. In den üblichen Standard-Einsatzfällen kann ein Standard-Vierpunkt-wälzlagere wie ein Schräkgugellager berechnet werden, wovon wiederum Berechnungen für die Großwälzlagere abgeleitet werden.

Ein großer Unterschied zwischen den Vierpunkt-Großwälzlagern und den Standard-Vierpunkt-lagern liegt im Bereich der Lagerbelastung. Vierpunkt-Großwälzlagere werden neben einer axialen und radialem Belastung oftmals auch einer Momentenbelastung ausgesetzt. Eine Berücksichtigung der Momentenbelastung kann jedoch nicht mit den üblichen Berechnungsverfahren erfolgen. Bei Vierpunkt-Großwälzlagern bewirkt aber gerade diese Momentenbelas-

tung die dominierende Beanspruchung. In „Die Wälzlagерpraxis“ [Esc95] und [Sch15] ist ein iteratives Berechnungsverfahren beschrieben, mit dem die Belastungen der einzelnen Wälzkörper berechnet werden können. Die Erfassung einer Momentenbelastung ist somit möglich. Die Gesamtbelastung wird auf die Belastungen der einzelnen verbauten Wälzkörper umgerechnet. Die DIN ISO/TS 16281 [Beu08] beschreibt eine erweiterte Berechnungsmethode für Wälzlagere, mit der die einzelnen Wälzkörperbelastungen berücksichtigt werden können. Sie beinhaltet ein Beispiel für die Berechnung eines spielbehafteten Rillenkugellagers. Dieses Berechnungsverfahren ist bereits standardmäßig in zahlreichen Berechnungstools für Maschinenelemente, wie zum Beispiel in KISSsoft [Kis17], integriert. Größere Wälzlaghersteller verwenden zur Berechnung ihrer Wälzlagere eigene Programme, so zum Beispiel Bearnix [Sch17] von der Schaeffler Technologies AG & Co. KG.

Die Grundlagen zur Wälzlagereberechnung ergeben sich aus der Theorie von Hertz über die Berührung fester, elastischer Körper [Her81]. Hier wird das Verhalten des nicht linearen Einzelkontaktes am Kontaktspunkt zwischen Laufbahn und Wälzkörper mathematisch beschrieben. Zahlreiche weitere Arbeiten, unter anderen von Föppl [Föp36] und Lundberg [Lun32], haben dieses Berechnungsmodell überarbeitet bzw. verifiziert. Es erfolgt sowohl eine Aussage über die im Kontaktbereich auftretende Spannung, als auch über die Annäherung der beiden Kontaktkörper.

In der DIN ISO 281 [Beu10] werden für die Berechnung der statischen Tragfähigkeit eines Wälzlagers Maximalwerte der Hertz'schen Pressung genannt. Sie gelten für den Wälzlagerringstahl 100Cr6 und nicht für den Vergütungsstahl 42CrMo4. Mit dem Vergütungsstahl, wie er üblicherweise bei Vierpunkt-Großwälzlagern zum Einsatz kommt, wird jedoch eine deutlich geringere Härte erzielt, was sich wiederum auf die maximal zulässige Hertz'sche Pressung auswirkt. Minderungsfaktoren aufgrund der Werkstoffunterschiede sind bereits bekannt [Esc95].

Auf die Berechnung von Vierpunkt-Großwälzlagern in Windkraftanlagen wird speziell in der Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life [Har09] vom National Renewable Energy Laboratory (NREL) eingegangen. Hier werden unter anderem Minderungsfaktoren genannt, die es ermöglichen, Berechnungsergebnisse, die aus Standardberechnungsverfahren gewonnen werden, für Vierpunkt-Großwälzlagerringe in Windkraftanlagen anzupassen. So ist hier zum Beispiel in der NREL ein Faktor zur Berücksichtigung einer nicht idealen Lastverteilung durch eine elastische Anschlusskonstruktion zu finden.

Die Bedeutung der Berücksichtigung der Elastizität der Lagerringe zur Auslegung von Vierpunkt-Großwälzlagern ist keine neue Erkenntnis. Kahn [Kah64] hat sich im Rahmen seiner Arbeit bereits 1964 mit dem Thema „Ein Beitrag zur Berechnung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen“ befasst. Er erstellte Kurven zur Verteilung der Belastungen im Inneren des Wälzlagers. Dabei berücksichtigte er bereits Verformungen, die durch die Steifigkeit der Dreh-

verbindung und des Gesamtsystems verursacht werden. Zur Erfassung der tatsächlichen Wälzkörperbelastungen führte er spannungsoptische Versuche durch. Die Ergebnisse der Berechnung konnten zur Ermittlung einer äquivalenten Rollkörperbelastung für die Lebensdauerberechnung der Drehverbindungen herangezogen werden.

Zahlreiche weitere Arbeiten bauen auf die Arbeit von Kahn [Kah64] auf bzw. verfolgen ähnliche Ansätze. So sind zum Beispiel Arbeiten von Matthias zu nennen. Er entwickelte in seinen Arbeiten [Mat79] und [Mat65] unter Annahme der Voraussetzung von starren Wälzlagerringen ein Modell zur Berechnung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen. Sie dienen als Basis heutiger iterativer Berechnungen zur Bestimmung der Wälzkörperkräfte in Wälzlagern. In einer weiteren Arbeit [Mat83] berücksichtigte er bereits bestimmte Verformungen der Lagerringe zur Berechnung der Lastverteilung auf die einzelnen Wälzkörper.

Brändlein beschreibt in seinen Beiträgen [Bra80a] und [Bra80b] ein Verfahren zur Berechnung der Wälzkörperkräfte unter Berücksichtigung der Verformung von Anschlusskonstruktionen. Zur Berechnung der axialen Verformung nutzt er sogenannte Einflusszahlen. Für die grundlegende Berechnung wird ein iteratives Berechnungsverfahren verwendet, wie es von Matthias [Mat65] beschrieben wurde. Eine weitere Arbeit in diesem Themengebiet entstand von Breucker [Bre85]. Er verwendet zur Berücksichtigung der Steifigkeit der Anschlusskonstruktion bei der Berechnung der Lastverteilung im Kugeldrehverbindungen in seiner Dissertation ein Schalenmodell. Die Wälzkörper stellte er als Stabelemente dar.

Unter Belastung ändert sich die Lage des Kontaktpunktes zwischen den einzelnen Wälzkörpern und den Laufbahnen. Hier wird von der sogenannten Druckwinkeländerung gesprochen, die in vielen Arbeiten nicht berücksichtigt wird. Eine etwas neuere Arbeit von Handreck [Han93] befasst sich mit der Berechnung der Wälzkörperkräfte in Kugeldrehverbindungen unter Berücksichtigung der Druckwinkeländerung. Für die Berücksichtigung der Verformungen der Anschlusskonstruktion nutzte er Einflusszahlen, die er mit einer Finite-Elemente-Berechnung ermittelte.

Woznaik [Woz81] hat in einem weiteren Beitrag mit theoretischen und experimentellen Betrachtungen die Wälzkörperkräfte in Drehverbindungen erarbeitet. Auch er berücksichtigt den Einfluss des elastischen Verhaltens der Anschlusskonstruktion.

Zu erwähnen ist, dass alle Arbeiten von Matthias sowie von Brändlein, Breucker, Handreck und Woznaik in Zeiten entstanden sind, in denen noch keine hohe Rechenleistung für aufwendige Simulationen vorhanden waren. Deshalb wurden für Finite-Elemente-Berechnungen oftmals nur sehr vereinfachte Modelle verwendet. Auch wurde die Anwendung von Vierpunkt-Großwälzlagern in Windkraftanlagen zu diesem Zeitpunkt nicht betrachtet, da es in dieser Branche noch keinen großen Markt für Vierpunkt-Großwälzlagern gab. Die Arbeiten befassen sich hauptsächlich mit Einsatzfällen in Kränen oder Baggern.

Einen Beitrag zur Berechnung der Lastverteilung und Lebensdauer von Wälzlagern mit elastischen Lagerringen hat Raabe von der Firma Mesys AG [Raa12] veröffentlicht. Seine Ideen wurden in der eigens entwickelten Lagerberechnungssoftware Mesys [Mes17] aufgenommen. Diese Software berücksichtigt die elastische Deformation des Außenringes.

Für die Berechnung der Elastizitäten des Lageraußenringes, zum Beispiel bei Rollenlagern, gibt es Ansätze, die den Ring als elastisches Balkenelement betrachten. Oftmals wird in externen Berechnungstools, wie zum Beispiel in FEM-Berechnungen, die Biegelinie der einzelnen Lagerringe berechnet. Diese Biegelinie wird anschließend in der Lagerberechnung berücksichtigt.

Eine neuere Arbeit, die sich mit Großwälzlagern in Windkraftanlagen befasst, ist die Dissertation „Hoch belastete Großwälzlager in Windenergieanlagen“ von Becker [Bec12]. Er betrachtete hauptsächlich das Verschleißverhalten der Großwälzlager in Windkraftanlagen.

Fritz [Fri11] befasste sich in seiner Dissertation mit dem Titel „Modellierung von Wälzlagern als generische Maschinenelemente einer Mehrkörpersimulation“ mit der Mehrkörpersimulation von Wälzlagern. Eine Berücksichtigung der Elastizität der Lagerringe erfolgt in seinen Modellen jedoch nicht. Auch wird in dieser Arbeit nicht speziell auf Großwälzlager eingegangen.

Die genannten Literaturangaben zeigen zahlreiche Quellen, die sich bereits mit ähnlichen Themengebieten befasst haben. Auf nähere Einzelheiten zum Stand der Technik wird in den einzelnen Kapiteln bei Bedarf nochmals eingegangen.

1.4 Zielsetzung

Vierpunkt-Großwälzlager sind häufig als Einzellager verbaut und dabei großen Momentenbelastungen ausgesetzt. Dies ist kein klassischer Anwendungsfall für Wälzlager, welcher in Standardwälzlagerberechnungen berücksichtigt wird. Sie führen deshalb teilweise nicht zu aussagekräftigen Ergebnissen. Besser geeignet sind Berechnungsansätze, die auf die einzelnen Wälzkörperbelastungen, die im Inneren des Wälzlagers entstehen, aufbauen. Mit ihnen ist eine realitätsnähere Beurteilung der Tragfähigkeit, der Nachgiebigkeit sowie des Reibmomentes und der Lebensdauer möglich. Jedoch müssen vorab die Belastungen der einzelnen Wälzkörper im Lagerinneren ermittelt werden. Dies ist grundsätzlich über einen iterativen Berechnungsansatz möglich. In Relation zu kleineren Standardwälzlagern haben jedoch die Lagerringe der Großwälzlager selbst nur eine relativ geringe Eigensteifigkeit. Werden diese Lager in einer weichen Anschlusskonstruktion verbaut, wie es zum Beispiel in einer Windkraftanlage zum Verstellen der Rotorblätter der Fall ist, sind unter Belastung Verformungen der Lagerringe von bis zu einigen Millimetern keine Seltenheit. Die bekannten iterativen Berechnungsansätze zur Ermittlung

lung der einzelnen Wälzkörperbelastungen können diese Verformungseinflüsse oftmals nicht ausreichend in der Berechnung abbilden, bzw. sind nur mit einem enormen Rechenaufwand umzusetzen.

Ziel dieser Arbeit ist deshalb, ein neues Verfahren zur Ermittlung der einzelnen Wälzkörperbelastungen für Vierpunkt-Großwälzlager zu entwickeln. Dabei werden sowohl eine Momentenbelastung, als auch die Verformungen der Lagerringe, die im Zusammenhang mit der umliegenden Bauteilkonstruktion entstehen, berücksichtigt. Als Grundlage des Rechenansatzes soll die Mehrkörpersimulation dienen, weil gerade hier große Vorteile in Richtung einer kurzen Rechenzeit ersichtlich sind. Dies hängt damit zusammen, dass in der Mehrkörpersimulation die Möglichkeit besteht, dass das Kontaktverhalten zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen sehr einfach abgebildet werden kann.

Neben der Entwicklung des Rechenansatzes zur Bestimmung der einzelnen Wälzkörperbelastungen wird zusätzlich gezeigt, wie die berechneten Wälzkörperbelastungen in den einzelnen Berechnungen zur Tragfähigkeit, Nachgiebigkeit, Lebensdauer und Lagerreibmoment genutzt werden können. Abschließend wird exemplarisch anhand eines Praxisbeispiels im Rahmen dieser Arbeit das komplette Berechnungsverfahren angewandt und validiert.

2 Analyse und grundlegende Betrachtungen

Die heutigen Berechnungsansätze für Wälzlager beruhen auf einer idealen Belastungsverteilung im Inneren des Wälzlagers. Dies setzt die Annahme von steifen Lagerringen voraus. Ist dies nicht der Fall, werden oftmals in den einzelnen Berechnungsansätzen Minderungsfaktoren für die Berücksichtigung der Lagerringverformung verwendet. In der NREL DG03 [Har09] wird beispielsweise ein Minderungsfaktor a_4 „Life Modification Factor for Flexible Supporting Structure“ für den Einsatz eines Vierpunkt-Großwälzlagers in Windkraftanlagen genannt. Dieser Minderungsfaktor soll die analytisch nicht erfasste, nicht ideale Kraftverteilung, die im Zusammenhang mit der elastischen Anschlusskonstruktion entsteht, berücksichtigen. **Tabelle 2.1** zeigt den Minderungsfaktor a_4 für ein Vierpunkt-Großwälzlagern in Windkraftanlagen.

Tabelle 2.1: Life Modification Factor a_4 for Flexible Support Structure nach NREL DG03
[Har09]

Application	Condition	a_4
Pitch bearing	Hub deformation	0,85
Yaw bearing	Tubular tower	0,85
Yaw bearing	Four-leg tower	0,25

Der Tabelle ist zu entnehmen, dass beim sogenannten „Four-leg tower“, also bei der Verwendung eines Gittermastes für das Turmlager, hier als „Yaw-bearing“ bezeichnet, ein Abminderungsfaktor $a_4 = 0,25$ verwendet wird. Mit diesem Faktor wird die theoretisch errechnete Lebensdauer multipliziert. Dadurch ergibt sich für ein Vierpunkt-Großwälzlagern in dieser Anwendung aufgrund der elastischen Verformung eine Reduzierung der Lebensdauer auf 25 % des nominalen Wertes. Durch diese relativ große Abminderung wird gezeigt, dass die elastische Verformung auf die Auslegung des Vierpunkt-Großwälzlagers einen starken Einfluss haben kann.

Der Einsatz von Minderungsfaktoren ist die heutzutage übliche Methode, mit der die Unterschiede zu einem Standardlager berücksichtigt werden. Bei der Verwendung von Abminderungsfaktoren besteht jedoch die Gefahr der Überdimensionierung der Lagereinheit. Dies hängt damit zusammen, dass Abminderungsfaktoren oftmals den jeweiligen Einsatzfall nur sehr pauschal betrachten. Speziell beim Abminderungsfaktor a_4 „Life Modification Factor for Flexi-

ble Support Structure“ kann jedoch bereits eine kleine konstruktive Änderung das Gesamtsteifigkeitsverhalten der Lagereinheit deutlich verbessern. Dies reduziert die Belastungen, die auf die einzelnen Wälzkörper im Inneren des Wälzlagers wirken, was wiederum die Lebensdauer des Wälzlagers erhöht. Mit dem Abminderungsfaktor a_4 , wie er zum Beispiel in **Tabelle 2.1** dargestellt wurde, kann dies jedoch nicht berücksichtigt werden. Um für eine detaillierte Berechnung nicht auf einen Minderungsfaktor zurückgreifen zu müssen, ist deshalb eine Anpassung der Berechnungsverfahren sinnvoll. Denkbar wären dabei Berechnungsverfahren, die als Basis zur Berechnung die einzelnen Wälzkörperkräfte unter Berücksichtigung der Lagerringverformungen verwenden. Hierzu müssten die heutzutage üblichen verwendeten Berechnungsansätze näher analysiert und überarbeitet werden. Dass dies bereits teilweise schon erfolgt ist und dies grundsätzlich möglich ist, wird im weiteren Verlauf dieses Kapitels gezeigt.

2.1 Eingesetzter Prüfaufbau zur Analyse der Berechnungsverfahren

Für eine genauere Analyse der Berechnungsansätze wurde in Zusammenarbeit mit dem Institut für Technik und Design e.V., der Firma WMH Herion Antriebstechnik GmbH, sowie der Firma INOVA zu Beginn der Arbeit ein Prüfstand für die Durchführung von Tests an Großwälzlagern mit einem Durchmesser von bis zu 2.800 mm entwickelt. Der Grundaufbau des Prüfstandes besteht aus zwei massiven Stahlrahmen, in denen zwei Großwälzlagerelemente verbaut sind, wie im **Bild 2.1** zu erkennen ist. Der mittlere rotierende Ring wird über eine E-Maschine angetrieben, so dass die Wälzlagerelemente im Rotationsbetrieb getestet werden können. **Bild 2.1** zeigt zusätzlich die prinzipielle Aufbringung der einzelnen Belastungen. Mit dem Prüfstand können Axiallasten F_a von bis zu 3.400 kN, Kippmomente M_k von bis zu 6.800 kNm und Radiallasten F_r von bis zu 1.000 kN aufgebracht werden. Über mehrere Beschleunigungssensoren, die an den einzelnen Lagerringen verbaut werden, sind zum Beispiel Grübchen oder plastische Deformationen nach einer Überschreitung der Tragfähigkeit des Wälzlagers zu erkennen. Ebenso können Versuche zum Reibmoment des Großwälzlagers durchgeführt werden. **Bild 2.2 a)** zeigt die konstruktive Umsetzung des Großwälzlagerprüfstandes, **Bild 2.2 b)** den fertiggestellten Großwälzlagerprüfstand.

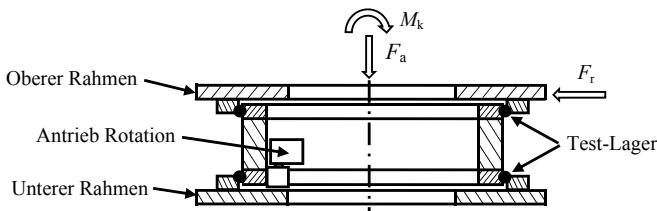


Bild 2.1: Prinzipieller Aufbau Prüfstand

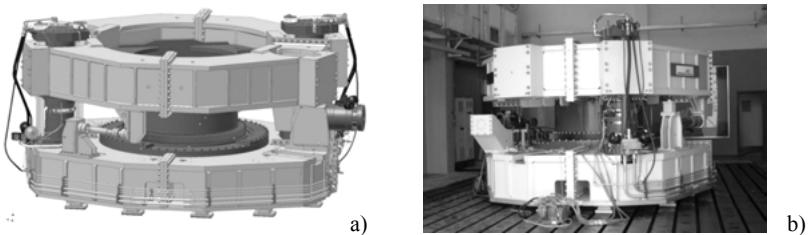


Bild 2.2: Konstruktive Umsetzung des Großwälzlagerteststades [Ino12] a) und fertiggestellter Großwälzlagerteststand [Rit13] b)

Die nachfolgend vorgestellten Versuchsergebnisse wurden mit einem zweireihigen, vorgespannten Vierpunkt-Großwälzlagern mit Fettbefüllung und Käfig ermittelt. Es entspricht den heutzutage üblicherweise bei Windkraftanlagen eingesetzten Blattlagern. Die technischen Daten des getesteten Vierpunkt-Großwälzlagers sind der **Tabelle 2.2** zu entnehmen.

Tabelle 2.2: Technische Daten des Großwälzlagert Prüflings

Wälzkörperanzahl	$z = 2 \times 129$
Anzahl der Laufbahnen	$n = 2$
Wälzkörperl durchmesser	$D_w = 40 \text{ mm}$
Teilkreis durchmesser	$D_{pw} = 1900 \text{ mm}$
Rillenradius am Innenring	$r_I = 20,5 \text{ mm}$
Rillenradius am Außenring	$r_A = 20,5 \text{ mm}$
Nenndruckwinkel	$\alpha_o = 45^\circ$

Detaillierte Informationen zum Vierpunkt-Großwälzlagern können dem **Anhang A** entnommen werden. Versuchsergebnisse sind in den folgenden Kapiteln dargestellt.

2.2 Hertz'sche Theorie

Die Grundlage zur Berechnung eines Wälzlagers ist die Hertz'sche Theorie [Her81]. Die Hertz'sche Theorie beschreibt allgemein das Kontaktverhalten zwischen zwei Körpern, die sich gegenseitig unter Belastung berühren. Sie macht eine Aussage über die Spannungen, die im Bereich des Kontaktpunktes auftreten. Die im Kontaktbereich maximal auftretende Spannung wird als Hertz'sche Pressung p_{\max} bezeichnet und kann mit der Formel

$$p_{\max} = \frac{1}{\xi * \eta} \sqrt[3]{\frac{3 F E^2 (\Sigma k)^2}{8 \pi^2 (1 - \nu^2)^2}} \quad (2.1)$$

berechnet werden. Dabei beschreiben ξ und η nach Hertz definierte Beiwerte. Diese Beiwerte sind Tabellen zu entnehmen, die z.B. im Technischen Taschenbuch vom Schaeffler [Stt14] zu finden sind. Zur Auswahl der Beiwerte wird zusätzlich der Hilfswert $\cos \tau$ benötigt:

$$\cos \tau = \frac{k_{11} - k_{12} + k_{21} - k_{22}}{\Sigma k} \quad (2.2)$$

Mit ihm werden die Krümmungsverhältnisse am Kontaktpunkt zwischen Laufbahn und Wälzkörper beschrieben. Der Ausdruck Σk bildet dabei die Summe der Krümmungen am Kontaktpunkt:

$$\Sigma k = k_{11} + k_{12} + k_{21} + k_{22} \quad (2.3)$$

Die Einzelelemente k_{ij} (k_{11}, k_{12}, k_{21} u. k_{22})

$$k_{ij} = \frac{1}{r_{ij}} \quad (\text{konvex}) \quad , \quad k_{ij} = -\frac{1}{r_{ij}} \quad (\text{konkav}) \quad (2.4)$$

entsprechen den Kehrwerten der Krümmungsradien r_{ij} am Kontaktpunkt zweier Kontaktkörper. In diesem Fall werden die Krümmungsradien r_{ij} durch die Geometrie der Laufbahnen der Laggerringe und der Kugelgeometrie der Wälzkörper festgelegt. Insbesondere sind dies der Rillenradius r_l am Lagerinnenring, der Rillenradius r_A am Lageraußenring, der Wälzkörperfadius R_w sowie die Krümmungsradien R_l und R_A im Axialschnitt (xy-Ebene) des Wälzlagers, wobei für die Krümmungsradien R_l und R_A in der Regel, aufgrund der Größe eines Großwälzlagers, der halbe Teilkreisdurchmesser D_{pw} verwendet werden kann. Zu beachten ist jedoch, dass aufgrund der unterschiedlichen Krümmungsverhältnisse in der xy-Ebene eine Unterscheidung zwischen einer konvexen und einer konkaven Krümmung erfolgen muss. **Bild 2.3 a)** zeigt die Schnittebenen am Kontakt eines Wälzkörpers; **Bild 2.3 b)** und **c)** zeigen die einzelnen Krümmungsradien.

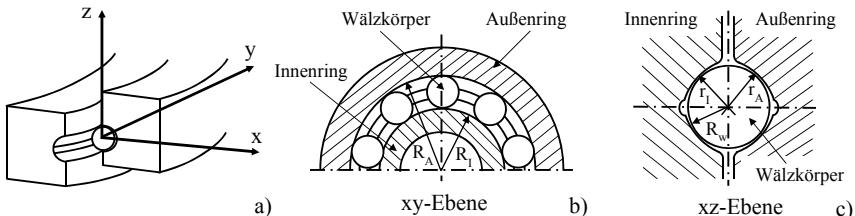


Bild 2.3: Krümmungsebenen und Radien der Kontaktpartner: Festlegung der Schnittebenen a) in der xy-Ebene b) in der xz-Ebene c)

Neben der Hertz'schen Pressung p_{\max} macht die Hertz'sche Theorie eine weitere Aussage über den Betrag der Annäherung der beiden Kontaktpartner. Dieser Betrag wird mit δ_{Hertz} beschrieben und kann mit

$$\delta_{\text{Hertz}} = \frac{\psi^3}{\xi} \sqrt{\frac{9F^2 \Sigma k (1-v^2)^2}{8E^2}} \quad (2.5)$$

ermittelt werden. Dabei wird ein weiterer Beiwert ψ benötigt. Auch dieser Beiwert ist den Tabellen, wie z.B. im Technischen Taschenbuch von Schaeffler [St14], zu entnehmen. Sowohl bei der Berechnung der maximalen Hertz'schen Pressung p_{\max} , als auch bei der Berechnung der Hertz'schen Annäherung δ_{Hertz} werden zusätzlich die materialspezifischen Konstanten Elastizitätsmodul E und Querkontraktionszahl v benötigt. Zu beachten ist, dass aufgrund der unterschiedlichen Krümmungsverhältnisse, konkav bzw. konvex, die maximale Hertz'sche Pressung p_{\max} an einem Kontakt zwischen Wälzkörper und Innenring auftritt.

2.3 Statische Tragfähigkeit

Eine wichtige Größe zur Auslegung eines Vierpunkt-Großwälzlagers ist die statische Tragfähigkeit. In Standardfällen wird für die Bewertung der statischen Tragfähigkeit die statische Tragzahl C_0 verwendet. Diese gibt die Grenze der maximal zulässigen statischen Belastung des Wälzlagers an. Die statische Tragzahl C_0 wird nach DIN ISO 76:2009-01 [Beu09] ermittelt. Für Standardwälzlager sind Werte in den Katalogen der Lagerhersteller zu finden. Zur Berücksichtigung der auf das Wälzlagerring wirkenden Belastungen wird die äquivalente Lagerbelastung P_0 genutzt. Aus der statischen Tragzahl C_0 und der äquivalenten Lagerbelastung P_0 kann eine Kennzahl zur statischen Beanspruchung s_0

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (2.6)$$

ermittelt werden. Ist diese ausreichend groß, so kann das Wälzlagerring als statisch tragfähig bezeichnet werden. In den üblichen Anwendungen, in denen sowohl eine radiale Belastung F_r als auch eine axiale Belastung F_a auf das Wälzlagerring wirkt, muss die äquivalente Lagerbelastung P_0 mit

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad (2.7)$$

berechnet werden. Ein Radial-Faktor X_0 und ein Axial-Faktor Y_0 berücksichtigt die unterschiedliche Einflussstärke der jeweiligen Belastung. Auch hierfür sind Werte in den Katalogen der Wälzlagerringhersteller zu finden. Eine Momentenbelastung M_k wird dabei nicht erfasst. Die Er-

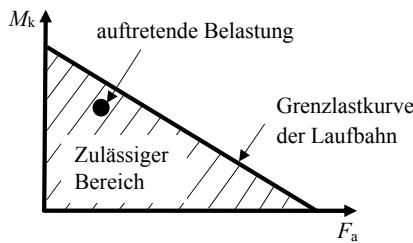


Bild 2.4: Grenzlastdiagramm Vierpunkt-Großwälzlagern

fassung dieser Belastung ist bei Vierpunkt-Großwälzlagern jedoch zwingend erforderlich. Zur Aufnahme der Momentenbelastung M_k wäre ein sogenannter „Momenten-Faktor“ notwendig, der bisher nicht eingeführt wurde. Eine statische Berechnung des Vierpunkt-Großwälzlagers mit diesem Ansatz ist somit nicht zielführend.

Eine Alternative zur Betrachtung der statischen Tragfähigkeit für Vierpunkt-Großwälzlagern, mit der eine Momentenbelastung M_k berücksichtigt werden kann, sind sogenannte Grenzlastdiagramme. Sie werden speziell für das jeweilige Lager erstellt. Dabei wird das zulässige Kippmoment M_k in Abhängigkeit der Axiallast F_a aufgetragen. Liegen die im Betrieb auftretenden Belastungen unterhalb der Grenzlastkurve, ist die statische Tragfähigkeit des Wälzlagers gegeben. **Bild 2.4** zeigt beispielhaft ein Grenzlastdiagramm zur Beurteilung der statischen Tragfähigkeit eines Vierpunkt-Großwälzlagers. Sowohl eine radiale Belastung F_r , als auch Verformungen der Lagerringe können hierbei jedoch nicht berücksichtigt werden. Eine Betrachtung der Lagerringverformung wäre grundsätzlich wieder nur durch einen pauschalen Faktor möglich, mit dem die einzelnen Lagerbelastungen multipliziert werden. Nähere Informationen hierzu sind in den Produktkatalogen der einzelnen Lagerhersteller zu finden, siehe u.a. [Dvb14].

Eine exaktere Beurteilung kann über die Beurteilung der Hertz'schen Pressung p_{\max} des am höchsten belasteten Wälzkontakte erfolgen. Hierzu macht die DIN 281 [Beu10] die Aussage, dass für ein Wälzlagern die Grenze der statischen Tragfähigkeit überschritten ist, wenn nach Entlastung des Wälzlagers an einem der Wälzlagerringe oder an einem der Wälzkörper eine bleibende plastische Verformung von maximal 0,01% des Wälzkörperlängsdurchmessers D_w auftritt. Nach der DIN ISO 76:2009-01 [Beu09] ergibt sich aus dieser Definition für die statische Tragzahl C_0 eine Hertz'sche Pressung $p_{\max,zul,norm}$ am Wälzkontakt in Höhe von 4.200 MPa für ein Axialkugellager. Eine direkte Aussage, die speziell auf Vierpunkt-Großwälzlagern zutrifft, gibt es in dieser Norm nicht. Zu beachten ist jedoch, dass in dieser Norm von Standardwälzlagern mit Lagerringen aus dem Wälzlagernstahl 100Cr6 ausgegangen wird, die eine Mindesthärte von 58 HRC erreichen. Die Lagerringe der Vierpunkt-Großwälzlagern sind jedoch üblicherweise aus einem 42CrMo4 Vergütungsstahl gefertigt. Oftmals wird hier nur eine Härte von 55 HRC er-

reicht. Entsprechend muss eine geringere zulässige Hertz'sche Pressung $p_{\max,zul}$ für das Erreichen der zulässigen statischen Tragfähigkeit C_0 angesetzt werden. In der NREL DG03 [Har09] des National Renewable Energy wird hierfür ein Abminderungsfaktor f_s

$$f_s = 1,5 \left(\frac{HV}{800} \right)^2 \leq 1,00 \quad (2.8)$$

zur Berücksichtigung des Härteunterschiedes beschrieben. Bei dem verwendeten Stahl 42CrMo4 wird, wie bereits erwähnt, eine Mindesthärte von 55 HRC erreicht, was einer Vickershärte von ca. 600 HV entspricht. Damit ergibt sich nach der Gl. (2.8) ein Minderungsfaktor $f_s = 0,844$. Eine Multiplikation des Faktors f_s mit der nach Norm zulässigen Hertz'sche Pressung $p_{\max,zul,norm}$ in Höhe von 4.200 MPa ergibt somit eine zulässige Hertz'sche Pressung $p_{\max,zul} = 3.545$ MPa für die statische Tragfähigkeit eines Vierpunkt-Großwälzlers.

Bild 2.5 zeigt die Wälzkörperlaufbahn eines Vierpunkt-Großwälzlers nach dem deutlichen Überschreiten der maximal zulässigen statischen Belastung, wie es am Großwälzlagerprüfstand bei einem Versuch entstanden ist. Dabei sind bleibende Verformungen aufgrund einer zu hohen Belastung in der Laufbahn zu erkennen. Unter Belastung war beim Durchdrehen des Wälzlers ein deutliches Rattern zu bemerken.

Ob die genannte 0,01% Grenze nach Norm auch für die statische Tragfähigkeit eines Vierpunkt-Großwälzlers sinnvoll ist, kann nicht pauschal festgelegt werden. Hierfür ist eine Betrachtung der einzelnen Anforderungen an das Wälzlagern sinnvoll. So treten zum Beispiel bei Blattlagern in Windkraftanlagen überwiegend nur kleine, langsam oszillierende Drehbewegungen auf. Die Laufruhe des Wälzlers spielt in dieser Anwendung nur eine untergeordnete Rolle, was somit auch größere Unebenheiten in der Laufbahn der Lagerringe zulässt. Eine Aussage über die Grenzen der statischen Tragfähigkeit von Wälzlagern, die nur kleine Schwenkbewegungen ausführen, ist in [Esc95] zu finden. Hier werden je nach auftretender Belastungsart (stoßartig bzw. nicht stoßartig) Werte von 0,02 % bzw. 0,025 % als Grenze der bleibenden Verformung genannt. In den weiteren Berechnungen dieser Arbeit wird die nach Norm übliche Grenze von 0,01 % verwendet.

Grundsätzlich wäre auch denkbar, dass die statische Tragfähigkeit eines Vierpunkt-Großwälzlers über eine FEM-Berechnung nachgewiesen wird. Ein Beitrag zur statischen Tragfähigkeit

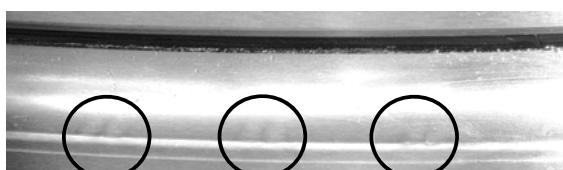


Bild 2.5: Bleibende Verformungen in der Wälzkörperlaufbahn [Rit14]

mittels einer FEM-Simulation wurde von Aguirrebeitia, Avilés, und Fernandez de Bustos [Agu12a] erarbeitet. Auf die Berechnung der statischen Tragfähigkeit von Vierpunkt-Großwälzlagern, speziell in Windkraftanlagen, wird in [Agu12b] eingegangen. Problematisch ist bei einer FEM-Simulation, dass in einem Vierpunkt-Großwälzlager mehrere hundert Wälzkontakte vorhanden sind. Die Abbildung des Wälzkontaktees erfordert eine sehr feine Vernetzung, die nur mit sehr großem Rechenaufwand zu lösen ist. Eine Berechnung der statischen Tragfähigkeit mittels einer FEM-Simulation ist somit sehr zeitintensiv.

Zu beachten ist, dass bei vorgespannten Vierpunkt-Großwälzlagern bereits eine Grundbelastung ohne äußere Lagerbelastung vorliegt. Diese muss in der Berechnung der statischen Tragfähigkeit berücksichtigt werden. Die einzelnen Wälzkörperbelastungen müssen deshalb in Einbezug der Lagervorspannung ermittelt werden. Einen Beitrag zur Auswirkung der Lagervorspannung auf die statische Tragfähigkeit bei Vierpunkt-Großwälzlagern wurde von Aguirrebeitia, Plaza, Abasolo, und Vallejo in [Agu13] erarbeitet.

2.4 Lagersteifigkeit

Bei Anwendungen, die eine erhöhte Präzision bzgl. Rundlauf und Positionierung an das Vierpunkt-Großwälzlager fordern, ist meist eine Berechnung der Verschiebung u bzw. der Neigung Θ der Wälzlagerringe erforderlich. Hierbei spielt die Lagersteifigkeit des Wälzlagers eine große Rolle. Ist die Lagersteifigkeit nicht ausreichend gewährleistet, kommen oft Kreuzrollenlager, mehrreihige Rollenlager oder hydrostatische Lager zum Einsatz.

Wird ein Vierpunkt-Großwälzlager belastet, so ergibt sich eine Verlagerung der Lagerringe relativ zueinander. Bei einer axialen Belastung F_a erfolgt eine Verschiebung u_z in axialer Richtung. Bei einer radialen Belastung F_x oder F_y folgt analog eine radiale Verschiebung u_x bzw. u_y , in die Richtung in die die radiale Belastung F_r auf das Wälzlagerringe wirkt. Die Momentenbelastung M_k verursacht eine Neigung Θ des Lagerrings. Je nachdem um welche Achse die Momentenbelastung M_x bzw. M_y auftritt, wird sie durch den Kippwinkel Θ_x oder Θ_y beschrieben. Bild 2.6 a) zeigt ein unbelastetes VierpunktLAGER in der xz-Ebene. Bild 2.6 b), c) und d) zeigen die Verschiebungen u_x und u_z , sowie die Neigung Θ der Lagerringe eines VierpunktLAGERS unter der jeweiligen Belastung.

Die Verschiebung u bzw. die Neigung Θ der Lagerringe eines Vierpunkt-Großwälzlagers ergibt sich aus dem Spiel des Wälzlagers, aus den Verformungen die an den einzelnen Wälzkontakten zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen auftreten und den Verformungen der Lagerringe, die in Zusammenhang mit den Verformungen der umliegenden Anschlusskonstruktion entstehen.

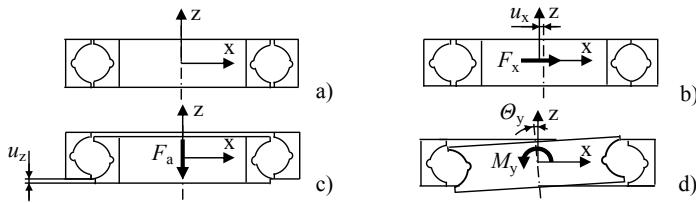


Bild 2.6: Verschiebung u und Neigung Θ der Lagerringe: ohne Belastung a) mit radia-
ler Belastung F_x b) mit axialer Belastung F_a c) mit Momentenbelastung M_y d)

Anhand der Verschiebung u und der Belastung F kann mit dem einfachen mathematischen Zusammenhang analog der Federsteifigkeit eine Steifigkeit S

$$S = \frac{\Delta F}{\Delta u} \quad (2.9)$$

des Wälzlagers berechnet werden. Wobei ΔF der Belastungsänderung und Δu der Änderung der Verschiebung der Lagerringe entspricht. Die Lagersteifigkeit S muss für jeden einzelnen Betriebspunkt ermittelt werden, da sich die Höhe der Steifigkeiten je nach Größe der Belastungen F ändert. Dies hängt damit zusammen, dass sich mit zunehmender Wälzkörperbelastung die Kontaktfläche der einzelnen Wälzkörper mit der jeweiligen Laufbahn erhöht. Die axiale und radiale Lagersteifigkeit $S(x,y,z)_i$ für die jeweilige Belastungsrichtung x, y und z an einem bestimmten Betriebspunkt i kann nach

$$S(x,y,z)_i = \frac{\Delta F(x,y,z)_i}{\Delta u(x,y,z)_i} \quad (2.10)$$

berechnet werden. Dabei ist die Steifigkeit S_x aufgrund der Rotationssymmetrie des Wälzlagers in der Regel theoretisch gleich der Steifigkeit S_y . Zu beachten ist jedoch, dass die Steifigkeit der Lagerringe durch die Steifigkeit der Anschlusskonstruktion beeinflusst wird und diese evtl. nicht rotationssymmetrisch ist. Das bedeutet, dass für jede Koordinatenrichtung eine eigene Steifigkeit ermittelt werden muss.

Die Kippsteifigkeit $S_k(x,y)_i$ um die jeweilige x- oder y-Achse an einem bestimmten Betriebspunkt i ist mit

$$S_k(x,y)_i = \frac{\Delta M(x,y)_i}{\Delta \Theta(x,y)_i} \quad (2.11)$$

definiert. ΔM entspricht der Änderung des Momentes und $\Delta \Theta$ beschreibt die hierzu auftretende Verkippsänderung. Allgemeine Informationen zur Lagersteifigkeit können einer Dissertation von Breuer [Bre94] entnommen werden. In der Arbeit erfolgte sowohl eine theoretische als auch eine experimentelle Untersuchung der Lagersteifigkeit von Standardwälzlagern.

Weitere Informationen sind in [Die97] und [Esc95] zu finden. Grundsätzlich kann die Steifigkeit auch von der Verdrehposition des Wälzlagers abhängig sein. Die Steifigkeiten der beiden Anschlußkonstruktionen, Lagerinnenring zu Lageraußenring, können sich gegenseitig beeinflussen.

2.4.1 Einfluss der Lagerringverformung auf die Lagersteifigkeit

Durch die Belastung des Vierpunktlagers entstehen an den Wälzkörpern Kräfte, die eine Aufweitung Δr_A des Außenringes bzw. eine Stauchung Δr_I des Innenringes hervorrufen. Insbesondere der radiale Anteil F_{kr} der einzelnen Wälzkörperkräfte F_k ist hierfür verantwortlich. **Bild 2.7 a)** zeigt den radialen Anteil F_{kr} der einzelnen Wälzkörperkräfte sowie die daraus resultierende Aufweitung Δr_A des Außenringes. **Bild 2.7 b)** zeigt das Gleiche für den Innenring, an dem eine Stauchung Δr_I erfolgt. Die Aufweitung des Außenringes bzw. die Stauchung des Innenringes, die aufgrund einer axialen Belastung F_a entsteht, gehen in die axiale Lagersteifigkeit des Vierpunkt-Großwälzlagers ein. Das gleiche gilt entsprechend für die radiale Steifigkeit und die Kippmomentensteifigkeit.

Die Aufweitung des Außenringes Δr_A bzw. die Stauchung des Innenringes Δr_I kann durch einen einfachen mathematischen Berechnungsansatz überschlägig berechnet werden. Hierfür sind jedoch einige Modellannahmen erforderlich, die zu einer Vereinfachung des Modells führen. So wird die Annahme getroffen, dass sich die axiale Belastung F_a auf alle Wälzkörper gleich verteilt. Das bedeutet, dass alle Wälzkörperkräfte F_{kr} den gleichen Wert besitzen. Des Weiteren wird eine Änderung des Druckwinkels α vernachlässigt. Der Betriebsdruckwinkel α wird dem Nenndruckwinkel α_0 gleichgesetzt. Die einzelnen Wälzkörperkräfte F_k , die aufgrund einer axialen Belastung F_a entstehen, können aufgrund der Annahmen F_k und $\alpha = \text{const.}$ vereinfacht

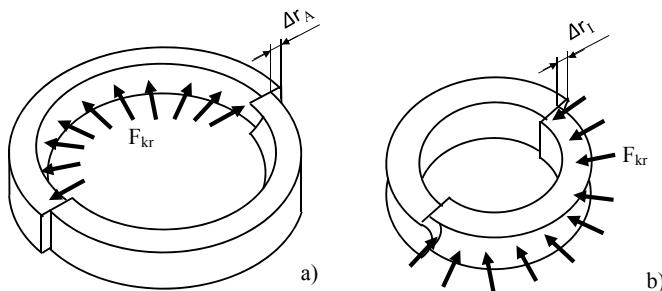


Bild 2.7: Aufweitung des Außenringes Δr_A a) Stauchung des Innenringes Δr_I b)

mit

$$F_k = \frac{F_a}{\sin \alpha_0} \quad (2.12)$$

ermittelt werden. Wobei z der Anzahl der Wälzkörper und n der Anzahl der Laufbahnen entspricht. Die Aufweitung Δr_a des Lageraußenringes kann näherungsweise mit der Gleichung:

$$\Delta r_A \approx p \frac{D_{Ai}^2}{2(D_{Aa} - D_{Ai})E} \quad (2.13)$$

berechnet werden. Dabei wird von einer Belastung des Lagerringes ausgegangen, die einer Flächenpressung p am Innendurchmesser des Lagerringes entspricht. Die Umrechnung der Wälzkörperbelastungen in eine Flächenpressung p

$$p = \frac{\sum F_{kr}}{A} \quad (2.14)$$

erfolgt mit Hilfe der Summe der radialen Kraftkomponenten F_{kr} der einzelnen Wälzkörperkräfte F_k , die anschließend durch die innere Mantelfläche A

$$A = D_{Ai} \pi H \quad (2.15)$$

des Lageraußenringes dividiert wird, wobei D_{Ai} dem inneren Durchmesser des Lageraußenringes und H der Höhe des Lagerringes entspricht.

Die radialen Kraftkomponenten F_{kr} der einzelnen Wälzkörperkräfte F_k , die mit Gl. (2.12) ermittelt wurden, können mit Hilfe des Nenndruckwinkels α_0

$$F_{kr} = F_k \cos \alpha_0 \quad (2.16)$$

ermittelt werden.

Mit Hilfe der ermittelten Flächenpressung p , dem Lagerringinnendurchmesser D_{Ai} , dem Lagerringaußendurchmesser D_{Aa} des äußeren Lagerringes, sowie den Werkstoffdaten Elastizitätsmodul E und Querkontraktionszahl v kann nun überschlägig die Aufweitung des Lageraußenringes Δr_A nach Gl. (2.13) berechnet werden. Als Grundmodell für die Berechnung der Ringaufweitung wird ein zylindrischer Ring unter Vernachlässigung der Laufbahnkontur berechnet. Dabei wird vorausgesetzt, dass der Lagerring nicht durch eine Anschlusskonstruktion gestützt wird.

Analog zur Berechnung der Aufweitung des Lageraußenringes Δr_A kann für den Innenring die Lagerringstauchung Δr_I

$$\Delta r_I \approx p \frac{D_{Ia}^2}{2(D_{Ia} - D_{II})E} \quad (2.17)$$

berechnet werden. Zu beachten ist, dass die Flächenpressung p aufgrund der Änderung der

Mantelfläche A am Lagerinnenring neu ermittelt werden muss. Als geometrische Größen werden der Lagerringaußendurchmesser D_{la} und der Lagerringinnendurchmesser D_{li} des inneren Lagerringes verwendet.

Zur Berechnung der axialen Verschiebung u_z , unter Berücksichtigung der Lagerringverformung, wurde ein Berechnungsalgorithmus aufgebaut. **Bild 2.8** zeigt den Algorithmus. Basis der Berechnung ist ein iterativer Ansatz. Zu Beginn des Berechnungsprozesses werden aus der axialen Belastung F_a die einzelnen Wälzkörperkräfte $F_{k,a}$ nach Gl. (2.12) ermittelt. Mit Hilfe der Wälzkörperkräfte kann nun die Hertz'sche Annäherung δ , wie bereits in Abschnitt 2.3 Gl. (2.5) beschrieben, für die einzelnen Wälzkörperkontakte aufgrund der Kontaktdeformation berechnet werden. Es ergibt sich δ_l für die Annäherung der Wälzkörper zum Innenring und δ_A für die Annäherung der Wälzkörper zum Außenring. Für das weitere Vorgehen wird die Annahme getroffen, dass die durch die Belastung entstandenen Annäherungen δ_l und δ_A den Durchmesser der Wälzkörper D_w beeinflussen. Es entsteht ein neuer Wälzkörperlurchmesser $D_{w,neu}$.

$$D_{w,neu} = D_w - (\delta_A + \delta_l) \quad . \quad (2.18)$$

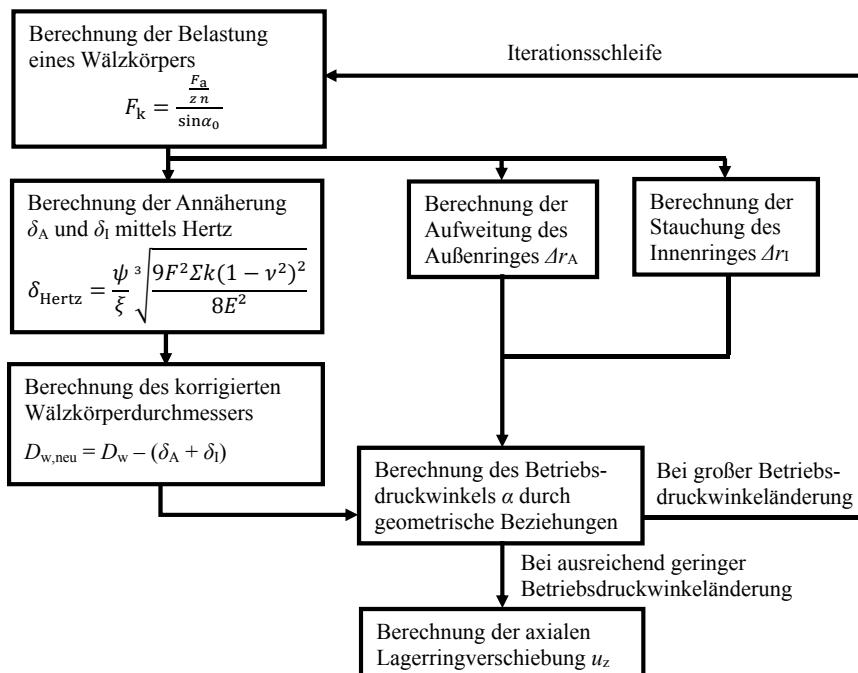


Bild 2.8: Struktur zur analytischen Berechnung der axialen Verschiebung

In der Realität verteilt sich die Deformation auf beide Kontaktpartner: Wälzkörper und Laufbahn. Der verwendete Berechnungsansatz berücksichtigt die gesamte Verformung am Wälzkörper, was jedoch keinen Einfluss auf das Ergebnis hat. Für das weitere Vorgehen wird die Aufweitung des Außenringes Δr_A bzw. die Stauchung des Innenringes Δr_I nach Gl. (2.13) und Gl. (2.17) berechnet. Mit Hilfe geometrischer Beziehungen, unter Berücksichtigung des geänderten Wälzkörperfurchmessers $D_{w,\text{neu}}$, sowie der Ringaufweitung und der Ringstauchung, kann der Druckwinkel α ermittelt werden. Treten große Abweichungen zwischen dem berechneten Druckwinkel α und dem Druckwinkel α aus der vorangegangenen Iterationsschleife auf, muss eine neue Wälzkörperfurchmesser $F_{k,a}$ ermittelt und eine weitere Iterationsschleife berechnet werden. Dabei wird der Nenndruckwinkel α_0 in der neuen Iterationsschleife durch den neu berechneten Druckwinkel α ersetzt. Treten nur noch kleine Änderungen des Druckwinkels α auf, so kann die Iteration abgebrochen und die axiale Verschiebung u_z über die geometrischen Beziehungen ermittelt werden.

Der komplette Berechnungsablauf, der die axiale Verschiebung u_z des Wälzlagers berechnet, wird in einem Excel-Datenblatt [Web15], siehe **Anhang B**, umgesetzt. Mit diesem Excel-Datenblatt kann sowohl die Aufweitung Δr_A des Außenringes, als auch die Stauchung Δr_I des Innenringes berücksichtigt werden. Es dient der Validierung der erzielten Simulationsergebnisse in Kapitel 3 und 4.

Bild 2.9 zeigt die berechnete Lagerringverschiebung u_z . Bei dem berechneten Wälzlagern handelt es sich um das Blattlager, wie es in Abschnitt 2.1 in **Tabelle 2.2** (Seite 13) beschrieben und am Großwälzlagerprüfstand getestet wurde. Die relative axiale Verschiebung der Lagerringe ohne der Berücksichtigung der Aufweitung Δr_A des Außenringes und der Stauchung Δr_I des Innenringes erreicht 0,1 mm bei einer axialen Belastung F_a in Höhe von 3.000 kN. Sie entsteht ausschließlich aufgrund der Hertz'schen Abplattung δ und der Verlagerung des Druckwinkels α am Wälzkontakt. Der Einfluss der Lagerringstauchung am Innenring Δr_I bzw. der Einfluss der Aufweitung des Außenringes Δr_A auf die axiale Verschiebung u_z ist zusätzlich

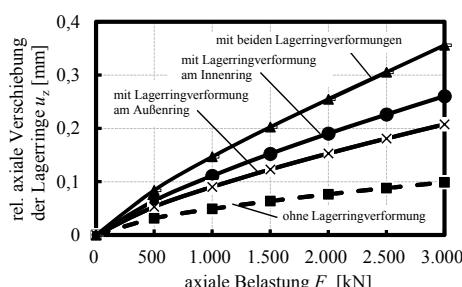


Bild 2.9: Einfluss der Lagerringverformung auf die axiale Verschiebung u_z

im **Bild 2.9** dargestellt. Falls sowohl die Lagerringaufweitung Δr_A , als auch die Lagerringstauchung Δr_I berücksichtigt werden, tritt bei einer axialen Belastung F_a in Höhe von 3.000 kN eine gesamte axiale Verschiebung von 0,35 mm auf. Das ist mehr als das Dreifache der axialen Verschiebung bei der die Lagerringverformung nicht berücksichtigt wurde. Dieses Beispiel zeigt deutlich, dass sich die Lagerringverformung erheblich auf die Steifigkeit des Wälzlagers auswirkt.

2.4.2 Versuchsergebnisse zur Nachgiebigkeit des Großwälzlers

Zusätzlich wurde das berechnete Lager am Großwälzlerprüfstand getestet. **Bild 2.10 a)** und b) zeigen die Versuchsergebnisse. Wird das Vierpunkt-Großwälzler mit einer positiven axialen Belastung F_a beaufschlagt, so ergibt sich bei einer Belastung von 3.000 kN eine axiale Verschiebung u_z der Lagerringe von 0,38 mm. Dies entspricht circa dem in der Berechnung erzielten Ergebnis in Höhe von 0,35 mm, wie es bereits in **Bild 2.9** dargestellt wurde. Der Unterschied kann aufgrund der Schwächung der Lagerringe hinsichtlich der Schraubenbohrung sowie der Abweichung zum reinen Kreisringquerschnitt, wie er bei der theoretischen Berechnung angenommen wurde, durch die Laufbahngemometrie erklärt werden. Bei einer negativen axialen Belastung $F_a = -3.000$ kN erfolgt eine axiale Verschiebung u_z von -0,6 mm. Dieser Wert ist größer als bei einer betragsgleichen positiven Belastung, was damit zusammenhängt, dass neben der Aufweitung des Lagerringes auch ein Tordieren des Lagerringes erfolgt. Eine genauere Betrachtung der Lagerringverformung mittels einer FEM-Berechnung zeigt dieses Phänomen. Näheres hierzu ist in Abschnitt 3.3 (Seite 56) beschrieben. **Bild 2.10 b)** zeigt das Kippen der Lagerringe unter einer Kippmomentenbelastung M_k . Das Kippen der Lagerringe, was auch als Lagerneigung bekannt ist, wird mit dem Kippwinkel Θ beschrieben.

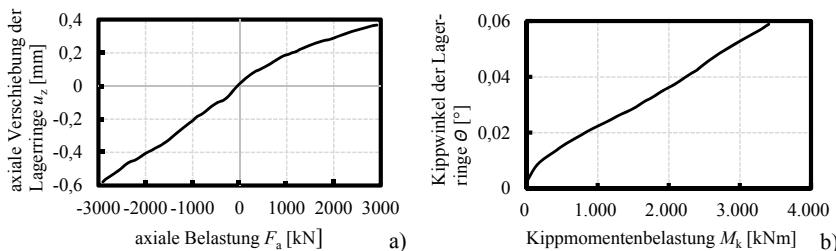


Bild 2.10: Versuchsergebnis Nachgiebigkeit: axiale Verschiebung u_z a) Kippwinkel Θ b)

2.5 Lagerlebensdauer

Während der Lebenszeit eines Wälzlagers treten sowohl an den Laufbahnen wie auch an den Wälzkörpern Ermüdungserscheinungen auf. Dabei brechen in der Regel kleine Werkstoffpartikel an den Oberflächen der Wälzkörper und Laufbahnen aus. Es entsteht die sogenannte Grübchenbildung, die die Laufruhe des Wälzlagers erheblich verschlechtert. Im Normalfall ist dies dann auch der Auslöser für das Lebensdauerende des Wälzlagers. Weitere Schadensbilder sind der Abrieb, der zu einem unzulässigen Lagerspiel bzw. zur Abnahme der Vorspannung im Wälzlagern führt, sowie Verschleiß aufgrund von Korrosion. Werden Distanzstücke, wie es oftmals bei Vierpunkt-Großwälzlagern üblich ist, eingesetzt, können diese zusätzlich von Verschleiß betroffen sein. Ein zu großer Verschleiß der Distanzstücke kann zum Kippen einzelner Distanzstücke führen und das Wälzlagern beschädigen.

Die Berechnung der Lebensdauer eines Standardwälzlagers erfolgt nach DIN ISO 281 [Beu10] und entspricht der Gebrauchsduer eines Wälzlagers, die es unter einer bestimmten Belastung mit 90 % Wahrscheinlichkeit erreicht. Sie errechnet sich mit der sogenannten nominellen Lebensdauer L_{10}

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_{ea}} \right)^3 . \quad (2.19)$$

Neben der dynamischen Tragzahl C_a , die in zahlreichen Wälzlagerkatalogen zu finden ist, wird für die auftretende Belastung, ähnlich wie bei der statischen Tragfähigkeit, eine dynamische äquivalente Lagerbelastung

$$P_{ea} = X F_r + Y F_a \quad (2.20)$$

verwendet. Üblicherweise wird die äquivalente Belastung P_{ea} mit Hilfe eines Radialfaktors X und eines Axialfaktors Y aus der radialen Belastung F_r und der axialen Belastung F_a berechnet. Auch hier kann, wie bereits bei der statischen Berechnung, eine Momentenbelastung M_k in der Berechnung nicht berücksichtigt werden. Aus diesem Grund ist in der Lebensdauerberechnung für Vierpunkt-Großwälzlagern ein Ansatz von Vorteil, der als Grundlage die einzelnen Wälzkörperbelastungen verwendet. In der NREL DG03 [Har09] wird eine Gleichung zur Bestimmung einer äquivalenten axialen Kraft P_{ea} erwähnt:

$$P_{ea} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{i=1}^z F_{k,i}^3 \right)^{\frac{1}{3}} z \sin\alpha . \quad (2.21)$$

Dabei stellt $F_{k,i}$ die jeweilige einzelne Wälzkörperbelastung, z die Anzahl der Wälzkörper und α den Druckwinkel dar. Diese äquivalente axiale Kraft kann für die Lebensdauerberechnung

verwendet werden. Eine Berücksichtigung der Momentenbelastung in der Lebensdauerberechnung ist somit mit diesem Ansatz möglich.

Zahlreiche weitere Aspekte beeinflussen die Lebensdauer eines Vierpunkt-Großwälzlagers. Diese werden oftmals mit zusätzlichen Faktoren $a_1, a_2, a_3 \dots a_k$ erfasst. In der NREL DG03 [Har09] werden speziell für Vierpunkt-Großwälzlager in Windkraftanlagen angepasste Faktoren erwähnt. Hier ist zum Beispiel die Schmierstoffverschmutzung oder die zulässige Ausfallwahrscheinlichkeit zu nennen. Durch Multiplikation der nominellen Lebensdauer L_{10} mit den einzelnen Faktoren ergibt sich eine sogenannte erweiterte Lebensdauer

$$L_{\text{nm}} = a_1 a_2 a_3 \dots a_k L_{10} \quad . \quad (2.22)$$

Zusätzlich zu beachten ist, dass Vierpunkt-Großwälzlager oftmals in Anwendungen eingesetzt werden, in denen sie nur geringe oszillierende Drehbewegungen ausführen. Dies ist auch beim Blattlager in Windkraftanlagen der Fall. Aufgrund von unterschiedlichen Windlastzonen, in denen die Windstärke von der Höhe über Grund abhängig ist und die das Rotorblatt in einer Rotorumdrehung durchläuft, tritt eine ständige Belastungsänderung am Rotorblatt auf. Eine Belastungsänderung führt in Zusammenhang mit der Steifigkeit der Antriebeinheit zur Verstellung des Rotorblattes zu einer ständigen geringfügigen oszillierenden Drehbewegung des Wälzlagers. Diese oszillierende Drehbewegung muss in der Lebensdauerberechnung berücksichtigt werden, da es zu einem anderen Schadensbild, wie es üblicherweise in Standardwälzlagern auftritt, führen kann. Hier ist beispielhaft das sogenannte „false brinelling“ [Alm37] zu nennen. Dabei entstehen aufgrund der ständigen oszillierenden Drehbewegungen des Wälzlagers sogenannte Stillstandmarkierungen in den Lagerringen. Dies hängt damit zusammen, dass zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn der Schmierstoff verdrängt wird und es zu einer Mangelschmierung kommen kann. Informationen zur Erfassung der oszillierenden Drehbewegungen sind in einem Beitrag von Schmelter [Sch11] zu finden. Hier werden unterschiedliche Ansätze für das Erfassen der oszillierenden Drehbewegung zusammengefasst und verglichen. Zahlreiche weitere Informationen zur Lebensdauerberechnung sind im Abschlussbericht „Forschungsvorhaben ELA, Erweiterte Lebensdaueranalyse für Windkraftanlagen“ [Dal02] zu finden. Es handelt sich hierbei um eine Sammlung unterschiedlicher Beiträge zur Lebensdaueranalyse einer Windkraftanlage. Unter anderem wird in zahlreichen Beiträgen auch speziell das Blattlager behandelt.

2.6 Lagerreibung

Für die Dimensionierung des Antriebes zum Verdrehen der Wälzlagerringe sind Kenntnisse über das Reibungsverhalten des Wälzlagers erforderlich. Ein Berechnungsverfahren zur Be-

stimmung des Reibmomentes auf Basis der einzelnen Wälzkörperbelastungen ist für ein Vierpunkt-Großwälzlager noch nicht bekannt und wird deshalb in diesem Abschnitt erarbeitet.

2.6.1 Stand der Technik zur Berechnung des Reibmomentes

Die Lagerreibung eines Vierpunkt-Großwälzlagers setzt sich aus einem lastunabhängigen und einem lastabhängigen Anteil zusammen. Das Reibmoment des Lagers lässt sich zurückführen auf die Roll- und Gleitreibung, die zwischen den Laufbahnen und den Wälzkörpern verursacht wird. Zusätzliche Anteile entstehen aufgrund der Gleitreibung, die zwischen den Wälzkörpern und dem Lagerkäfig bzw. den verbauten Distanzstücken auftritt sowie der Gleitreibung an den Abdichtungen und der Schmierstoffreibung. Grundsätze zum Reibverhalten von Wälzlagern wurden von Snare erarbeitet. Er veröffentlichte in seinen Beiträgen [Sna57a] und [Sna57b] Informationen über das Reibungsmoment an belasteten Wälzkörperkontakte sowie Erkenntnisse über das Reibungsmoment in belasteten Kugellagern. Zahlreiche weitere Informationen zur Wälzlagereitung können der Dissertation „Reibung fettgeschmierter Wälzlager“ von Baly [Bal05] entnommen werden. Für Standardwälzlagern kann das Reibmoment T_R

$$T_R = \mu P_{ea} \frac{D_{pw}}{2} \quad (2.23)$$

überschlägig mit der äquivalenten Lagerbelastung P_{ea}

$$P_{ea} = X F_r + Y F_a , \quad (2.24)$$

wie sie bereits bei der Lebensdauerberechnung zum Einsatz kommt, berechnet werden. Hierfür wird auch hier ein Radialfaktor X und ein Axialfaktor Y verwendet. Da die Reibung an den Wälzkörpern entsteht, wird in der Berechnung des Reibmomentes zusätzlich der Abstand von den Wälzkörpern zur Drehachse benötigt. Dieser wird über den Laufkreisdurchmesser D_{pw} ermittelt. Eine nähere Betrachtung des Berechnungsansatzes zeigt, dass wie bereits bei der statischen Tragfähigkeit und der Lebensdauerberechnung nur die radiale Belastung F_r und die axiale Belastung F_a berücksichtigt werden können. Eine Betrachtung der Momentenbelastung ist mit diesem Ansatz nicht möglich. Als Reibungsfaktor μ wird bei Vierpunktlagern oftmals ein Wert von 0,0024 angenommen.

Ein weiteres etwas ausführlicheres Berechnungsmodell wurde von Palmgren [Pal57] erarbeitet. In seiner Berechnung wird zwischen einem lastunabhängigen Anteil des Reibmomentes M_{R0} und einem lastabhängigen Anteil des Reibmomentes M_{RI} unterschieden. Er ermittelte das Reibmoment des Wälzlagers in Abhängigkeit der Lagerdrehzahl, der Schmierstoffviskosität und der Belastung. Eine ausführliche Beschreibung dieses Verfahrens kann der Literaturstelle

[Esc95] entnommen werden. Jedoch wird auch in diesem Verfahren eine Momentenbelastung M_k nicht berücksichtigt.

In der NREL DG03 [Har09] wird speziell für Vierpunkt-Großwälzlagere eine Gleichung zur Berechnung des Reibmomentes T_R

$$T_R = \mu \frac{D_{pw}}{2} \left(\frac{4,4 M_k}{D_{pw}} + 2,2 F_r + F_a \right) \quad (2.25)$$

genannt. Dabei wird je nach Bauart des Wälzlagers ein definierter Reibungsfaktor μ , wie in **Tabelle. 2.3** dargestellt, verwendet. Eine zusätzliche Berücksichtigung der Momentenbelastung M_k in der Berechnung der Lagerreibung kann mit diesem Ansatz erfolgen.

Tabelle. 2.3: Reibungsfaktoren μ der Vierpunkt-Großwälzlagere nach NREL DG03 [Har09]

Bearing type	μ
Ball bearing with cage	0,003
Ball bearing with spacers	0,004
Cross cylinder roller bearing	0,004

Ansätze nach Gl. (2.25) sind heutzutage die gängigsten Verfahren zur Berechnung des Reibmomentes von Vierpunkt-Großwälzlagern. Hersteller von Vierpunkt-Großwälzlagern, wie zum Beispiel [Rot17] und [Imo17], veröffentlichen ähnliche Berechnungsansätze. Teilweise verwenden sie je nach Lagertyp unterschiedliche Faktoren zur Berücksichtigung der einzelnen Belastungsarten.

Da im unbelasteten Zustand bereits ein Reibmoment für das Vierpunkt-Großwälzlagere vorliegt, ergänzen viele Wälzlaghersteller die Berechnung des Reibmoment T_R aus Gl (2.25) mit einem Reibmomentenanteil M_{R0} , der das Reibmoment des Wälzlagers im unbelasteten Zustand definiert. Die Berechnung des Reibmomentes M_R kann somit nach der Gleichung

$$M_R = M_{R0} + \mu \frac{D_{pw}}{2} \left(\frac{4,4 M_k}{D_{pw}} + 2,2 F_r + F_a \right) \quad (2.26)$$

erfolgen.

Handelt es sich um ein vorgespanntes Wälzlagere muss das Reibmoment, welches zusätzlich aufgrund der Vorspannung entsteht, in der Berechnung des Gesamtgerreibmomentes M_R zusätzlich berücksichtigt werden. Dies kann anhand des Reibmomentenanteil M_{R0} erfolgen.

2.6.2 Versuchsergebnisse

Am Großwälzlagerprüfstand, der bereits in Abschnitt 2.1 (Seite 12) dargestellt ist, erfolgten Versuche zum Reibmoment des Vierpunkt-Großwälzlagers. Verwendet wurde dabei das zweireihige Vierpunkt-Großwälzlagerring, wie es als Blattlager in Windkraftanlagen zum Einsatz kommt und in Abschnitt 2.1 mit den technischen Parametern (Tabelle 2.2) beschrieben wird. Zur Ermittlung des tatsächlichen Reibmomentes werden die beiden verbauten Drehverbindungen unter Belastung mit konstanter Drehzahl durch eine E-Maschine verdreht. Die Antriebseinheit für die Drehbewegung des Wälzlagerringes stützt sich dabei am unteren Rahmengestell ab. Am Zwischenring erfolgt die Krafteinleitung für die Drehbewegung der beiden Wälzläger. Mit Hilfe einer Kraftmessdose, die in **Bild 2.11** dargestellt ist und sich zwischen dem oberen und unteren Rahmen befindet, wird das Reibverhalten des oberen Wälzlagerringes gemessen. Unter Bezugnahme des Hebelarmes von der Kraftmessdose zum Mittelpunkt des Wälzlagerringes kann nun das vorhandene Reibmoment des Vierpunkt-Großwälzlagers ermittelt werden. Zu beachten ist, dass die radiale Belastung F_r so eingeleitet werden muss, dass diese nicht die Messung des Reibmomentes M_R beeinflusst.

Zu Beginn wird das Reibmoment des Testlagers ohne Einwirkung einer äußeren Belastung gemessen. **Bild 2.12 a)** zeigt das Reibmoment M_{R0} des unbelasteten Vierpunkt-Großwälzlagers. Es beträgt im zeitlichen Mittel circa 8,1 kNm und wird durch ein periodisches Reibmoment in Höhe von rund $\pm 0,25$ kNm überlagert. Diese periodisch auftretende Drehmomentenschwankung, die sich mit jeder Umdrehung wiederholt, ist auf Fertigungstoleranzen (u. a. aus der Unrundheit der Lagerringe) zurückzuführen. Auch bei höheren, konstanten Belastungen des vorgespannten Vierpunkt-Großwälzlagers ist ein ähnliches Verhalten zu erkennen. Eine detaillierte Aufspaltung des Lagerreibmomentes des unbelasteten Wälzlagerringes kann dem **Anhang C** entnommen werden. Hierfür wurde ein eigenständiger Prüfstand gebaut, der in **Anhang C2** gezeigt wird. Der Verlauf des Reibmomentenanteils M_{Ra} bei steigender Axialkraft F_a ist in **Bild 2.12 b)** dargestellt. Es zeigt einen linearen Anstieg. Der Reibmomentanteil M_{Rr} unter einer radialen Belastung F_r , kann **Bild 2.12 c)** entnommen werden. Ein linearer Anstieg

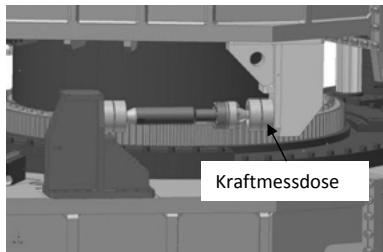


Bild 2.11: Anbringung der Kraftmessdose zum Messen des Reibmomentes [nach Ino12]

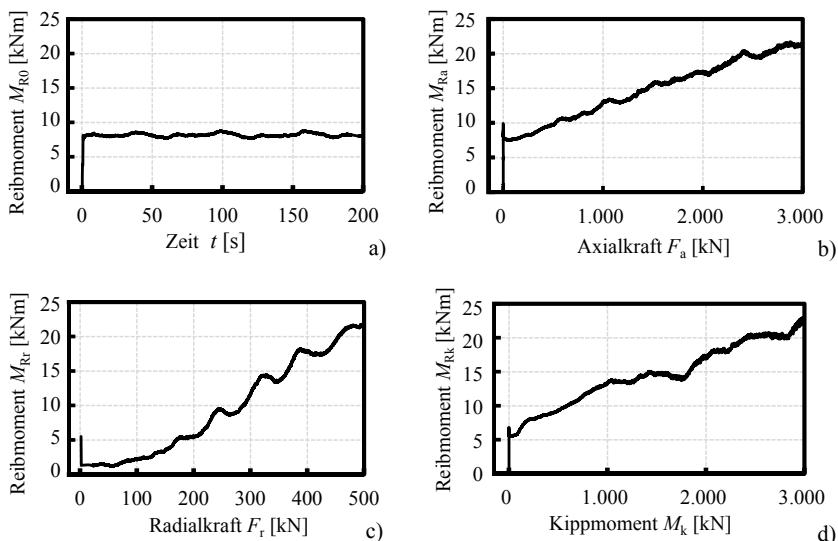


Bild 2.12: Reibungsverhalten des Vierpunkt-Großwälzlagers: ohne Belastung a) bei einer axialen Belastung F_a b) bei einer radialen Belastung F_r c) bei einem Kippmoment M_k d) [nach Dan16]

des Reibmomentes ist auch hier ab einer Belastung in Höhe von ca. 150 kN zu erkennen. Der geringere Anstieg der Kurve bis ca. 150 kN und der im **Bild 2.12 c)** vermeintlich geringere Startwert des Reibmomentes bei einer Belastung von $F_r = 0$ kN ist auf die Vorspannung des Wälzlagers zurückzuführen. Diese wird zu Beginn der Aufbringung der Belastung auf der kraftabgewandten Seite abgebaut. Es erfolgt eine Verlagerung der Kräfte von den Wälzkörpern der einen Seite auf die gegenüberliegende Seite. Im Falle der radialen Belastung F_r tritt bei den belasteten Wälzkörpern überwiegend ein Vierpunkt-Kontakt auf. Das Reibungsverhalten unter Momentenbelastung M_k , ist in **Bild 2.12 d)** dargestellt. Auch hier ist ein annähernd linearer Anstieg des Reibmomentes zu erkennen.

In der Realität treten eine axiale Belastung F_a , eine radiale Belastung F_r , sowie eine Momentenbelastung M_k gleichzeitig auf. **Tabelle 2.4** zeigt drei unterschiedliche Belastungsfälle die sich aus einer axialen Belastung F_a , einer radialen Belastung F_r und einer Momentenbelastung M_k zusammensetzen. Bei den Versuchen wurde das gleiche Vierpunkt-Großwälzalger verwendet, mit dem auch die Versuche, wie sie in den **Bild 2.12 a), b), c)** und d) dargestellt sind, durchgeführt wurden.

Tabelle 2.4: Zusammengesetzte Belastungen der Reibmomentenversuche

Belastungsfall	axiale Belastung	radiale Belastung	Momentenbelastung
	F_a [kN]	F_r [kN]	M_k [kNm]
1	1.000	250	1.000
2	2.000	500	500
3	500	250	3.000

Bei den Versuchen entstanden die Reibmomente M_R für die einzelnen Belastungsfällen wie sie in **Tabelle 2.5** dargestellt sind.

Tabelle 2.5: Reibmomente M_R aufgrund der zusammengesetzten Belastungen

Belastungsfall	Reibmoment M_R [Nm]	
	Versuch	Berechnung nach Gl. (2.26)
1	37.000	19.000
2	44.000	24.000
3	41.000	21.000

Zu erkennen ist, dass die berechneten Reibmomente M_R (nach Gl. (2.26) siehe **Tabelle 2.5**) deutlich geringer sind, als sie in den Versuchen ermittelt wurden.

Das mit Gl. (2.26) beschriebene Berechnungsverfahren zeigt die grundsätzliche Vorgehensweise zur Berechnung des Lagerreibmomentes M_R eines Vierpunkt-Großwälzlagers. Viele Lagerhersteller verwenden dieses Verfahren, passen jedoch oftmals die einzelnen Faktoren speziell für ihre Wälzlager an. Mit Berechnungsmethoden, die ähnlich aufgebaut sind und wie sie von zahlreichen Herstellern [Rot17] und [Imo17] von Vierpunkt-Großwälzlagern auf den Internetseiten veröffentlicht werden, wurde ebenfalls das Reibmoment berechnet. Auch die damit erzielten Ergebnisse weichen teilweise deutlich von den Ergebnissen aus den Versuchen ab. Zusammengefasst lässt sich deshalb sagen, dass das tatsächliche Reibmoment oftmals nicht dem Ergebnis der Berechnung entspricht.

2.6.3 Analyse der Berechnung des Reibmomentes

Eine Umstellung der Gl. (2.26) zur Berechnung des Reibmomentes ergibt

$$M_R = M_{R0} + \underbrace{\mu \frac{D_{pw}}{2} \frac{4,4 M_k}{D_{pw}}}_{M_{Rk} \text{ aus } M_k} + \underbrace{\mu \frac{D_{pw}}{2} 2,2 F_r}_{M_{Rr} \text{ aus } F_r} + \underbrace{\mu \frac{D_{pw}}{2} F_a}_{M_{Ra} \text{ aus } F_a}. \quad (2.27)$$

Es ist zu erkennen, dass es sich bei der Berechnung des Gesamtreibmomentes um einen Ansatz handelt, der die einzelnen Anteile des Reibmomentes addiert, wobei sich die einzelnen Anteile des Reibmomentes aufgrund der einzelnen Belastungsarten nicht gegenseitig beeinflussen.

Im Grundsatz entsteht ein Reibmoment M_R nach dem Ansatz:

$$M_R = F \mu l \quad . \quad (2.28)$$

Wobei F eine allgemeine Belastung beschreibt, die gedanklich der Wälzkörperbelastung F_k entsprechen könnte. Zusätzlich wird ein Reibfaktor μ sowie ein Hebelarm l zwischen dem Punkt, an dem die Reibung entsteht und der Rotationsachse des Wälzlagers benötigt. Eine gemeinsame Betrachtung der Gl. (2.27) mit der Gl. (2.28) lässt darauf zurückschließen, dass ein Zusammenhang zwischen dem Gesamtlagerreibmoment M_R und den einzelnen Wälzkörperkräften F_k vorhanden sein muss. Dies ist auch logisch nachvollziehbar, weshalb das Reibmoment eines Vierpunkt-Großwälzlagers zum größten Teil an den einzelnen Wälzkörpern entsteht. Da in Gl. (2.27) ein Additionsansatz der einzelnen Reibmomente aufgrund der unterschiedlichen Belastungsarten vorliegt, lässt sich wiederum darauf zurückschließen, dass sich die einzelnen Wälzkörperkräfte F_k , die aus den einzelnen Belastungsarten entstehen, auch nicht gegenseitig beeinflussen dürfen.

Eine Betrachtung der einzelnen Wälzkörperkräfte F_k an einem einfachen Beispiel zeigt jedoch, dass sich die einzelnen Wälzkörperkräfte aufgrund der unterschiedlichen Belastungen gegenseitig beeinflussen. Dabei wird ein Zwei-Kugel-Modell verwendet. **Bild 2.13 a)** zeigt eine axiale Belastung F_a , die sich auf beide Wälzkörper gleichmäßig verteilt. Das gleiche gilt auch für die Momentenbelastung M_k , wie es in **Bild 2.13 b)** erkennbar ist. Jedoch wirkt hier die Wälzkörperbelastung F_k des rechten Wälzkörpers in entgegengesetzter Richtung. In **Bild 2.13 c)**

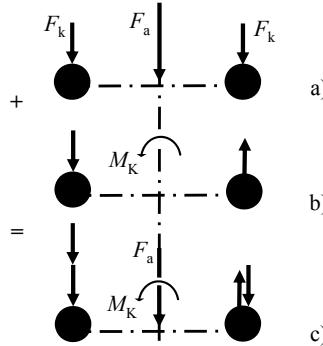


Bild 2.13: Zwei-Kugelmodell: axiale Belastung F_a a) Kippmomentenbelastung M_k b) Zusammengesetzte Belastung c)

werden beide Belastungen gleichzeitig betrachtet, so dass sich die einzelnen Wälzkörperkräfte F_k , die aus den einzelnen Belastungsarten entstehen, addieren. Das wiederum bedeutet auch, dass sich die Wälzkörperkräfte zum Teil bzw. ganz aufheben können (siehe rechter Wälzkörper). Dies widerspricht im Grundsatz den Berechnungsansätzen, die einen Additionsansatz für die einzelnen Reibmomente verwenden. Im konkreten Fall bedeutet dies im Rückschluss auf das Reibmoment, dass sich ein Teil des Reibmomentes, der aufgrund einer anderen Belastung entsteht, durch eine teilweise Kompensation der Wälzkörperkräfte aus einer anderen Belastung reduzieren kann.

Den Diagrammen aus **Bild 2.12 a), b), c) und d)** kann für die einzelnen Belastungen das Reibmoment entnommen werden. Zu beachten ist, dass in den einzelnen Reibmomentenkurven das Reibmoment des unbelasteten Wälzlagers, wie es in **Bild 2.12 a)** dargestellt wird, bereits beinhaltet. Eine Addition der einzelnen Reibmomentanteile aus **Bild 2.12 a), b), c) und d)** (abzüglich des unbelasteten Reibmomentes), die bei der jeweiligen Belastung (**Tabelle 2.4**) entstehen, müsste das gesamte Reibmoment ergeben. Falls dies der Fall ist, ist ein Additionsansatz, wie in Gl. (2.27) angewandt, zur Berechnung des Lagerreibmomentes zulässig. Aber auch hier entstehen große Widersprüche zu den in den Versuchen für die zusammengesetzte Belastung ermittelten Reibmomenten.

Zusammengefasst kann erwähnt werden, dass sowohl das Vier-Kugelmodell, welches eine Betrachtung der einzelnen Wälzkörperkräfte beinhaltet, und auch die Versuchsergebnisse zu den Reibmomenten ein widersprüchliches Ergebnis zu einem Additionsansatz zur Berechnung des Reibmomentes zeigen. Aus diesem Grund wird im nachfolgenden Kapitel ein Berechnungsansatz für das Reibmoment erarbeitet, der auf die einzelnen Wälzkörperkräfte aufbaut.

2.6.4 Herleitung eines Berechnungsmodells basierend auf den einzelnen Wälzkörperbelastungen

Wie bereits am Anfang dieses Kapitels 2.6 erwähnt wurde, erfolgt die Berechnung des Reibmomentes T_R eines Standardwälzlagers üblicherweise mit der Gl. (2.23), was bedeutet, dass das Reibmoment M_R für das Vierpunkt-Großwälzlager nach

$$M_R = \mu P_{ea} \frac{D_{pw}}{2} \quad (2.29)$$

berechnet werden kann. In dieser Berechnung ist zu erkennen, dass zusätzlich neben dem konstanten Reibfaktor μ auch noch der Teilkreisdurchmesser D_{pw} des Lagers erforderlich ist. Dieser bildet den Hebelarm zwischen den Punkten, an denen die Reibkraft entsteht und der Mittelachse (Drehachse) des Wälzlagers. P_{ea} entspricht, wie bereits in Gl. (2.24) beschrieben, dabei der

äquivalenten Lagerbelastung. Auch wurde bereits erwähnt, dass ein Zusammenhang zwischen der Lagerreibung und den einzelnen Wälzkörperkräften vorhanden sein muss. Der einfachste Ansatz zur Berechnung des lastabhängigen Reibmomentanteiles M_R wäre die äquivalente Lagerbelastung P_{rea} aus Gl. (2.29) einfach durch die Summe der einzelnen Wälzkörperkräfte ΣF_k zu ersetzen. Die äquivalente Lagerbelastung P_{ea} entspricht jedoch nicht der Summe der einzelnen Wälzkörperkräfte ΣF_k . Dies hängt mit dem Druckwinkel α , der die Belastungsrichtung der einzelnen Wälzkörperkräfte beschreibt, zusammen. Zur Korrektur dieses Unterschiedes wäre deshalb ein noch unbekannter Faktor X denkbar. Ein Ersetzen der äquivalenten Lagerbelastung P_{ea} mit dem Term $X \Sigma F_k$ ergäbe einen neuen Rechenansatz für das Reibmoment M_R

$$M_R = \mu X \Sigma F_k \frac{D_{pw}}{2} . \quad (2.30)$$

Zur Bestimmung des Faktors X , der den Unterschied zwischen der äquivalenten Lagerbelastung P_{ea} und der Summe der einzelnen Wälzkörperkräfte ΣF_k kompensieren sollte, müsste die Bedingung

$$P_{ea} = X \Sigma F_k \quad (2.31)$$

gelten. Für den Fall, dass keine radiale Belastung F_r auftritt, entsteht eine einfache Bedingung für den Zusammenhang zwischen der resultierenden Lagerbelastung F_{res} , der axialen Belastung F_a und der Summe der Wälzkörperbelastungen ΣF_k :

$$F_{res} = F_a = X \Sigma F_k . \quad (2.32)$$

Wie bereits in Abschnitt 2.4.1 erwähnt, sind theoretisch alle einzelnen Wälzkörperbelastungen F_k , bei einer reinen axialen Belastung F_a , gleich groß, wobei die einzelnen Wälzkörperbelastungen F_k nach

$$F_k = \frac{F_a}{z} \frac{1}{\sin \alpha} \quad (2.33)$$

mit der Wälzkörperanzahl z und dem Druckwinkel α berechnet werden. Die Summe der Wälzkörperkräfte ΣF_k ergibt sich deshalb nach

$$\Sigma F_k = \frac{F_a}{z} \frac{1}{\sin \alpha} z , \quad (2.34)$$

wobei sich die Anzahl der Wälzkörper z herauskürzt:

$$\Sigma F_k = F_a \frac{1}{\sin \alpha} . \quad (2.35)$$

Eine Umstellung nach F_a ergibt

$$F_a = \Sigma F_k \sin \alpha . \quad (2.36)$$

Eine Gegenüberstellung von Gl. 2.32 mit Gl. 2.36 zeigt, dass der Faktor $X \sin \alpha$ entspricht. Bei

einem Druckwinkel $\alpha = 45^\circ$ ergibt sich daraus ein Wert X von 0,7. Wie bereits bekannt, tritt im realen Betrieb eine Veränderung des Druckwinkels α auf, was Einfluss auf den Faktor X hätte. Dieser wird jedoch als relativ gering angesehen und der hierdurch entstehende Einfluss auf die Lagerreibung kann vernachlässigt werden. Folglich wird für den Faktor X ein Wert in Höhe von 0,7 für ein Vierpunkt-Großwälzlagern mit einem Druckwinkel von $\alpha = 45^\circ$ angenommen. Entsprechen die in diesem Abschnitt durchgeführten Annahmen der Richtigkeit, so kann das Reibmoment nach

$$M_R = M_{R0} + \mu 0,7 \Sigma F_k \frac{D_{pw}}{2} \quad (2.37)$$

berechnet werden, wobei die Berechnung des Reibmomentes um den lastunabhängigen Reibmomentanteil M_{R0} ergänzt wird. Zu beachten ist jedoch, dass in diesem Fall das Reibmoment M_{R0} nicht das Reibmoment aufgrund der Vorspannung beinhalten darf, da dieses bereits mit den Wälzkörperkräften erfasst wird.

Zur Bestimmung des Reibfaktors μ wird die Reibmomenten-Kurve der axialen Lagerbelastung F_a aus **Bild 2.12 b)** verwendet. Da das Reibmoment M_{Ra} in Abhängigkeit der axialen Belastung F_a ein lineares Verhalten aufweist, kann mit Hilfe der Gl. (2.37) der Reibfaktor μ nach

$$\mu = \frac{M_R - M_{R0}}{0,7 \Sigma F_k \frac{D_{pw}}{2}} \quad (2.38)$$

ermittelt werden. Es ergibt sich ein Reibfaktor μ in Höhe von 0,005. Dieser liegt über dem Reibfaktor $\mu = 0,003$ aus **Tabelle 2.3** für den gleichwertigen Lagerfall „bearing with cage“ nach [Har09]. Weitere Informationen zur Ermittlung von Reibfaktoren für langsam laufende Wälz-lager, u.a. auch für ein Vierpunkt-lager, wurden von Joshi, Kacchia, Kikkari, Sridhar und Neliais in [Jos15] veröffentlicht.

Ob dieser neue Berechnungsansatz dem tatsächlichen Reibverhalten entspricht, zeigt das Praxisbeispiel in Kapitel 4. Hier wird aus den einzelnen Wälzkörperbelastungen F_k das Reibmoment M_R , des in Abschnitt 2.1 erwähnten Blattlagers nach Gl. (2.37) berechnet und anschließend mit den Versuchen aus Abschnitt 2.6.2 verglichen.

Neben der analytischen Berechnung des Reibmomentes gibt es weitere Ansätze, die das Reibmoment mittels einer FEM-Simulation ermitteln. Hierzu ist ein aktueller Beitrag aus dem Jahr 2015 von Aguirrebeitia, Abasolo, Plaza und Heras [Agu15] entstanden. Auch die Mehrkörper-simulation wird bereits in Simulationsansätzen zur Bestimmung der Lagerreibung verwendet [Fie11].

2.7 Iterativer Berechnungsansatz zur Ermittlung der Wälzkörperkräfte

Die Belastungen der einzelnen Wälzkörper eines Wälzlagers setzen sich aus den Lastanteilen aller äußeren Belastungen zusammen. In **Bild 2.14** sind die Anteile der äußeren Belastungen dargestellt, die aufgrund einer Axialkraft F_a , einer Radialkraft F_r , sowie eines Kippmomentes M_k auf die einzelnen Wälzkörper wirken. Die axiale Belastung F_a verteilt sich gleichmäßig auf alle Wälzkörper. Das Kippmoment M_k verursacht die größten Belastungen an den Wälzkörpern mit den größten Abständen zur neutralen Kippachse. Um die neutrale Kippachse ist keine Wälzkörperbelastung aus dem Kippmoment M_k zu erwarten. Die radiale Belastung F_r erzeugt nur einen Belastungsanteil auf die in Kraftrichtung liegenden Wälzkörper. Die äußeren Belastungen verteilen sich auf viele Wälzkörper im Inneren des Vierpunkt-Großwälzlagers. Es ergibt sich ein statisch überbestimmtes System, welches nicht geschlossen analytisch lösbar ist. Eine hinreichend gute Näherung zur Berechnung der einzelnen Wälzkörperkräfte wird mit einem iterativen Ansatz erreicht.

In den Literaturstellen „Wälzlagерpraxis“ [Esc95] und [Sch15] wird zur Berechnung der Lastverteilung auf die einzelnen Wälzkörper folgende Theorie dargestellt: „Bei der Berechnung wird von einer gegenseitigen Verschiebung bzw. Verkippung der beiden Lagerringe (Innen- und Außenring) ausgegangen. Anschließend wird in der Berechnung die Formänderung aller Kontaktflächen (Annäherung der beiden Kontaktpartner) im Lager mit der Hertz'schen Theorie berechnet. Mit Hilfe der ermittelten Formänderung kann wiederum nach der Hertz'schen Theorie die Belastung F_k auf jeden einzelnen Wälzkörper im Gesamtsystem ermittelt werden. Die vektorielle Summe aller wirkenden Kräfte und die daraus resultierenden Momente ergeben anschließend die äußeren Belastungen, die auf das Wälzlagir wirken. Diese werden mit der Soll-Belastung verglichen. Durch Iteration wird die Verschiebung und Verkippung der Lagerringe solange angepasst, bis die einzelnen Kräfte hinreichend genau den äußeren Lagerbelastungen entsprechen.“

Bild 2.15 zeigt schematisch den grundsätzlichen Aufbau des iterativen Berechnungsansatzes zur Ermittlung der einzelnen Wälzkörperkräfte F_k in einem Vierpunkt-Großwälzlagir. Dabei

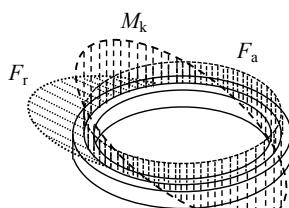


Bild 2.14: Lastverteilung im Inneren des Vierpunkt-Großwälzlagers

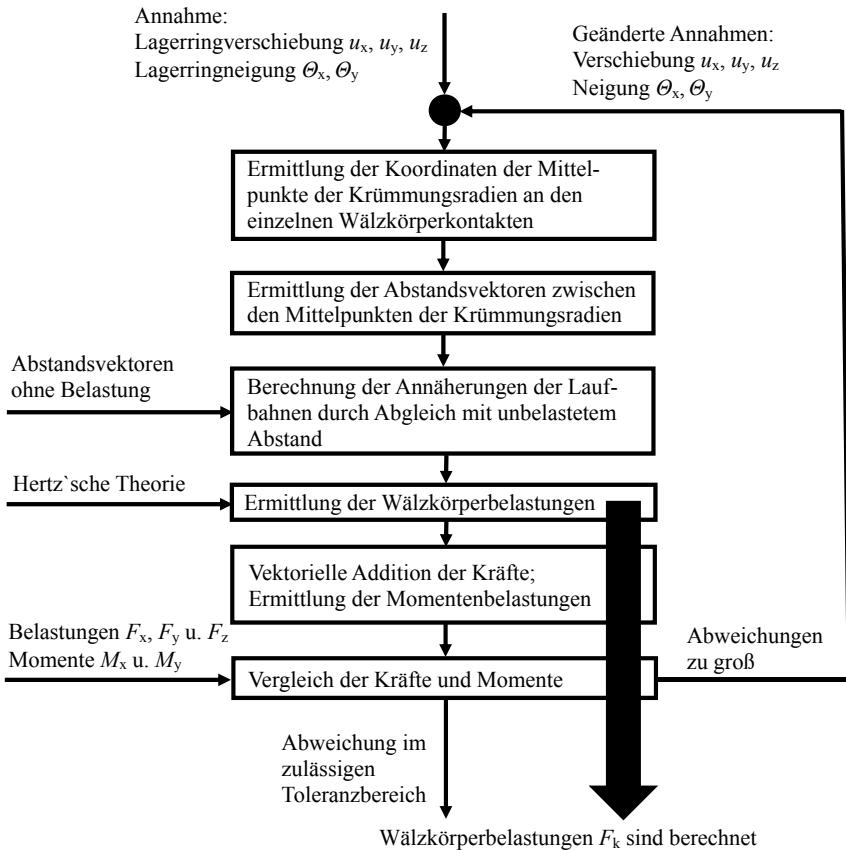


Bild 2.15: Schema des iterativen Berechnungsprozesses zur Ermittlung der Wälzkörperbelastungen F_k

wird zu Beginn der Berechnung eine Verschiebung u_x , u_y und u_z , sowie eine Neigung θ_x und θ_y zwischen dem inneren und dem äußeren Lagerring angenommen. Anschließend können mit Hilfe der geometrischen Daten der Wälzlagerringe die Koordinaten der Mittelpunkte der Krümmungsradien der Laufbahnen in den einzelnen Schnittebenen der Wälzkörper bestimmt werden.

Für jeweils zwei schräg gegenüberliegende Laufbahnen kann mit Hilfe der geometrischen Daten der Laufbahnen der Abstand $R_{j,i}$

$$R_{j,i} = \sqrt{\left((X_{lj,i} - X_{aj,i})^2 + (Y_{lj,i} - Y_{aj,i})^2 + (Z_{lj,i} - Z_{aj,i})^2 \right)} \quad (2.39)$$

zwischen zwei gegenüberliegenden Mittelpunkten der Krümmungsradien bestimmt werden, an

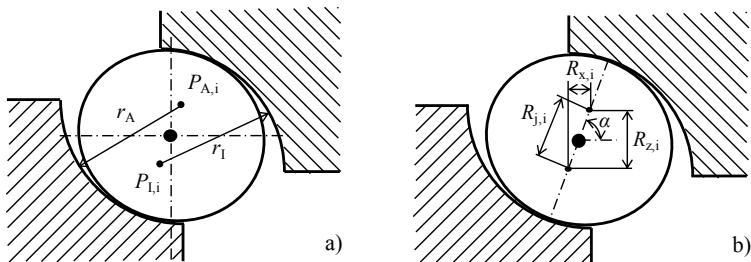


Bild 2.16: Mittelpunkte der Krümmungsradien
a) Mittelpunktsabstand der Krümmungsradien
en b)

denen die einzelnen Wälzkörper anliegen. $X_{lj,i}, X_{aj,i}, Y_{lj,i}, Y_{aj,i}, Z_{lj,i}$ und $Z_{aj,i}$ beschreibt die Koordinaten der einzelnen Krümmungsradien in der jeweiligen Achsrichtung. Der Index $(0)_{l,-}$ steht für den inneren und der Index $(0)_{A,-}$ für den äußeren Lagerring. Mit dem Index $(0)_{j,-}$ wird zwischen den einzelnen Wälzkörperreihen des Wälzlagers unterschieden. Der Index $(0)_{-,i}$ steht für die jeweiligen Wälzkörper.

Bild 2.16 a) zeigt die Mittelpunkte der Krümmungsradien der Laufbahn. **Bild 2.16 b)** zeigt grafisch den Mittelpunktabstand $R_{j,i}$. Falls keine Verschiebung u_x, u_y und u_z bzw. Neigung Θ_x und Θ_y der Lagerringe auftritt, haben die Mittelpunkte der Krümmungsradien einen Abstand von R_0

$$R_0 = r_A + r_I - D_w \quad . \quad (2.40)$$

Wobei r_A dem Rillenradius im äußeren Lagerring, r_I dem Rillenradius im inneren Lagerring und D_w dem Wälzkörperl durchmesser entspricht. Nun kann der tatsächlich vorhandene Abstand $R_{j,i}$ vom Abstand ohne Verschiebung R_0 abgezogen werden. Dies ergibt eine Abstandsänderung ΔR

$$\Delta R = R_0 - R_{j,i} \quad . \quad (2.41)$$

Eine Teilung durch zwei ergibt die Kontaktverformung δ

$$\delta_A \approx \delta_I \approx \delta \approx \frac{\Delta R}{2} \quad , \quad (2.42)$$

die zwischen einer Laufbahn und dem Wälzkörper entsteht, wobei zu erwähnen ist, dass die Annahme getroffen wurde, dass am Kontakt Wälzkörper zur Laufbahn am Innenring die identische Kontaktverformung wie am Kontakt Wälzkörper zur Laufbahn am Außenring auftritt. In der Realität sind diese jedoch nicht identisch. Grund hierfür ist, dass am Innenring

eine Kontaktpaarung zwischen Laufbahn und Wälzkörper mit zwei konvex gekrümmten Körperrn in der xy-Schnittebene des Wälzlagers sowie am Wälzkontakt am Lageraußenring eine Kontaktpaarung mit einer konkaven und einer konvexen Krümmung in der xy-Schnittebene vorhanden ist. Bei Großwälzlagern ist der Unterschied aufgrund des großen Verhältnisses vom Wälzkreisdurchmesser zum Wälzkörperlängsdurchmesser vernachlässigbar, so dass die Annahme, die mit Gl. (2.42) getroffen wurde, zulässig ist.

Die Kontaktverformung δ entspricht der Hertz'schen Annäherung δ_{Hertz} . Wird die bereits erwähnte Gl. (2.5) für δ_{Hertz} nach der Kraft F umgestellt, so ergibt sich die jeweilige Wälzkörperkraft $F_{k,i}$

$$F_{k,i} = \left(\frac{\delta_{\text{Hertz}}}{\frac{\psi^2}{\xi} \sqrt{\frac{2E(1-\nu^2)}{8E^2}}} \right)^{\frac{2}{3}} . \quad (2.43)$$

Im nächsten Schritt werden die berechneten Wälzkörperkräfte in die Kraftkomponenten zerlegt, die in die jeweiligen Koordinatenrichtungen x, y und z wirken. Hierfür ist der Druckwinkel α des einzelnen Kraftangriffes erforderlich. Er kann mit den in der Schnittebene berechneten Abstandskomponenten $R_{x,i}$ und $R_{z,i}$ berechnet werden, die in **Bild 2.16** dargestellt sind.

Es ergibt sich somit unter Belastung der Druckwinkel α

$$\alpha = \arctan \frac{R_{z,i}}{R_{x,i}} . \quad (2.44)$$

Nun kann die vektorielle Summe $\sum \vec{F}_{k,i}$ aller Kräfte sowie die Momentenbelastung M_k berechnet werden. Der z-Anteil der vektoriellen Summe $\sum \vec{F}_{kz,i}$ der Einzelkräfte entspricht der axialen Lagerbelastung F_a :

$$F_a = \sum \vec{F}_{kz,i} . \quad (2.45)$$

Der x- bzw. y-Anteil $\sum \vec{F}_{kx,i}$ und $\sum \vec{F}_{ky,i}$ entspricht der jeweiligen radialen Lagerbelastung F_x bzw. F_y :

$$F_x = \sum \vec{F}_{kx,i} . \quad (2.46)$$

und

$$F_y = \sum \vec{F}_{ky,i} . \quad (2.47)$$

Die Momentenbelastung M_k wird aus der Summe der Kraftkomponenten der Kräfte, die in z-Richtung wirken $\vec{F}_{kz,i}$ und den jeweiligen Abständen \vec{l}_i der Wälzkörper zum Lagermittelpunkt berechnet. Dabei wird zwischen einer Momentbelastung M_{kx} , die um die x-Achse wirkt, bzw. einer Momentenbelastung M_{ky} , die um die y-Achse wirkt, unterschieden. Dementsprechend sind

die Abstände $\overrightarrow{l_{x,i}}$ der einzelnen Wälzkörper zum Lagermittelpunkt in x-Richtung bzw. die Abstände $\overrightarrow{l_{y,i}}$ in y-Richtung erforderlich. Die Momentenbelastungen M_{kx} und M_{ky} errechnen sich nach

$$M_{kx} = \Sigma(\overrightarrow{F_{kz,i}} \times \overrightarrow{l_{x,i}}) \quad (2.48)$$

und

$$M_{ky} = \Sigma(\overrightarrow{F_{kz,i}} \times \overrightarrow{l_{y,i}}) \quad . \quad (2.49)$$

Stimmen die hierdurch erzielten Ergebnisse mit den eingangs gegebenen Belastungen mit ausreichender Genauigkeit überein, sind die einzelnen Wälzkörperbelastung $F_{k,i}$ ermittelt. Ist dies nicht der Fall, so muss ein neuer Iterationsschritt begonnen werden, bei dem die Verschiebungen u_x , u_y und u_z sowie die Kippwinkel Θ_x und Θ_y angepasst werden.

Verformungen der Lagerringe können mit der Berechnung der Biegelinie der Lagerringe erfasst werden. Die Biegelinie kann mit den jeweiligen errechneten Wälzkörperkräften $F_{k,i}$ aus den einzelnen Iterationsschritten ermittelt werden. Dies erfolgt beispielsweise mit einer FEM-Berechnung. Eine Berücksichtigung der Biegelinie würde bei der geometrischen Betrachtung der Mittelkreispunkte die Lage der einzelnen Punkte beeinflussen. Die Komplexität der Ermittlung der Koordinaten der einzelnen Mittelkreispunkte steigt an. Eine ausführliche Betrachtung der Verformungen der Lagerringe mit Hilfe des iterativen Berechnungsansatzes kann der Dissertation von Handreck [Han93] entnommen werden. Die Ermittlung der Lastverteilung auf die einzelnen Wälzkörper kann mit Hilfe von Wälzlagerberechnungsprogrammen, wie zum Beispiel KISSsoft, erfolgen. In ihnen ist der iterative Berechnungsansatz abgebildet. Ein kleiner Auszug der Berechnungsergebnisse der Belastungen, die auf die einzelnen Wälzkörper wirken, ist in **Bild 2.17 a)** in tabellarischer Form dargestellt. **Bild 2.17 b)** zeigt graphisch die Lastverteilung auf die einzelnen Wälzkörper.

Wälzkörper Nr.	F_k [kN]	F_x [kN]	F_y [kN]	F_z [kN]	α [°]	P_{max} [N/mm²]
1	3,4	2,4	0,0	2,4	44.96	1.098
2	3,2	2,3	0,1	2,3	44.97	1.077
3	3,0	2,2	0,2	2,2	44.97	1.056
4	2,9	2,0	0,3	2,0	44.98	1.035
5	2,7	1,9	0,4	1,9	44.99	1.014
6	2,5	1,8	0,4	1,7	44.99	992
7	2,4	1,7	0,5	1,6	44.74	970
8	2,2	1,6	0,6	1,3	44,34	940

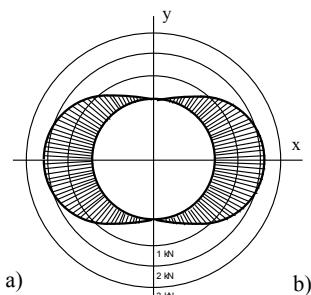


Bild 2.17: Berechnungsergebnisse der Lastverteilung auf die einzelnen Wälzkörper: Teilausschnitt tabellarisch a) graphisch b)

Bei der Belastungsverteilung hat das Lagerspiel bzw. die Vorspannung des Lagers einen großen Einfluss. Dies kann am Beispiel des Kippmomentes besonders gut dargestellt werden. **Bild 2.18** a), b) und c) zeigen die Lastverteilung auf die einzelnen Wälzkörper für drei unterschiedliche Lagerspiele. Dabei wird jeweils vom gleichen Kippmoment M_k ausgegangen. Zu erkennen ist, dass sich bei einer Verringerung des Lagerspiels die Belastung auf immer mehr Wälzkörper verteilt. Bei großer Vorspannung, wie in **Bild 2.18 c)**, dominiert der Belastungsanteil aus der Vorspannung gegenüber dem aus der äußeren Belastung. Näheres zum Einfluss des Wälzlager-spiels auf die innere Lastverteilung eines Wälzlagers kann der Literaturstelle [Osw12] entnommen werden.

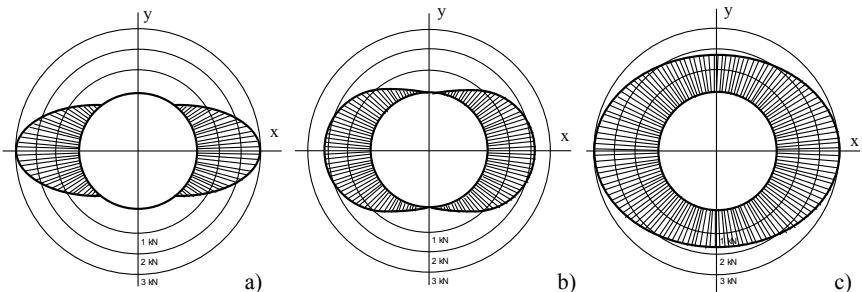


Bild 2.18: Lastverteilung auf die einzelnen Wälzkörper bei unterschiedlichem Spiel und Vorspannung: 0,1 mm Lagerspiel a) 0 mm Lagerspiel b) -0,1 mm Lagerspiel (Vorspannung) c)

3 Entwicklung des Simulationsansatzes

Kapitel 2 zeigt, dass für die Berechnung eines Vierpunkt-Großwälzlagers Ansätze, die auf Basis der einzelnen Wälzkörperkräfte aufbauen, bessere Ergebnisse erzielen als die klassischen Berechnungsansätze, die heutzutage eingesetzt werden. Die Güte dieser Berechnungsansätze ist jedoch von der Güte der ermittelten Wälzkörperkräfte abhängig. Die exakte Ermittlung der Wälzkörperkräfte wird deshalb zum Schwerpunkt dieser Arbeit. Für die Berechnung der Wälzkörperkräfte sind unter Berücksichtigung der elastischen Lagerverformung grundsätzlich drei Ansätze denkbar:

Iterativer Ansatz: Als erster Ansatz ist das bereits in Abschnitt 2.7 erwähnte mathematische Berechnungsmodell zur Ermittlung der einzelnen Wälzkörperkräfte zu nennen, welches auf einem iterativen Berechnungsansatz aufbaut. Zahlreiche vorangegangene Arbeiten haben sich mit diesem Ansatz bereits ausführlich befasst. Hier ist vorrangig ein Berechnungsmodell, welches in einem Beitrag von Handreck [Han93] erarbeitet wurde, zu erwähnen. Dieser Beitrag baut auf Arbeiten, unter anderem von Matthias [Mat95], Breucker [Bre85], Patz [Pat87] und Wozniak [Woz91] auf. Neben dem linearelastischen Verformungsverhalten der Lagerringe, dem linearelastischen Verhalten der Anschlusskonstruktionen und dem nicht linearen Federrungsverhalten der Wälzpaarung wird in Handreck [Han93], gegenüber den vorangegangenen Arbeiten, bereits die Druckwinkeländerung $\Delta\alpha$ an den einzelnen Wälzkörpern berücksichtigt. Somit ist es mit dem iterativen Ansatz möglich alle wichtigen und technisch relevanten Aspekte für die Ermittlung der Wälzkörperkräfte zu erfassen. Die Steifigkeit der Anschlusskonstruktion und das daraus folgende Verformungsverhalten der Lagerringe werden mit Hilfe von sogenannten Einflusszahlen erfasst. Diese werden vor der iterativen Berechnung in einer FEM-Analyse ermittelt. Dabei werden die Lagerringe als vereinfachtes Ringmodell, bestehend aus mehreren Balkenelementen, modelliert. Zu erwähnen ist, dass zum Zeitpunkt der Entwicklung dieses Berechnungsmodells, welches im Jahre 1992 entstanden ist, die zur Verfügung stehende Rechenleistung für einen Simulationsansatz mit der heutigen Rechenleistung nicht vergleichbar ist. Die FEM-Modelle zur Ermittlung der Lagerringverformung mussten deshalb sehr vereinfacht betrachtet werden. Problematisch ist auch, dass das Verformungsverhalten der Lagerringe, sowie das Kontaktverhalten an den einzelnen Wälzkörpern im Inneren des Wälzlagers, getrennt voneinander betrachtet werden. Gegenseitige Wechselwirkungen zwischen dem Verformungsverhalten der Lagerringe und dem Kontaktverhalten am Wälzkontakt können nur sehr aufwendig durch mehrere Iterationsschleifen oder zum Teil gar nicht berücksichtigt werden. Auch

wird oftmals zur Vereinfachung des Berechnungsablaufes nur das axiale Verformungsverhalten der Lagerringe berücksichtigt. Ein weiteres Problem ist, dass ein Tordieren der Lagerringe, was im späteren Verlauf dieser Arbeit im Abschnitt 3.3 dieses Kapitels näher gezeigt wird, bei den heutigen iterativen Berechnungsansätzen nicht berücksichtigt wird. Das Tordieren der Lagerringe führt jedoch zu einer nicht gleichmäßigen Aufweitung der Lagerringe und kann deshalb das Gesamtsteifigkeitsverhalten des Wälzlagers beeinflussen. Dies ist zum Beispiel bei der axialen Verschiebung u_z des Wälzlagers ersichtlich. Tritt die axiale Belastung F_a in positiver bzw. negativer Richtung auf, so ist das Torsionsverhalten der Lagerringe unterschiedlich. Im Versuch am Großwälzlagerprüfstand zur axialen Verschiebung u_z , siehe Bild 2.10 (Seite 24), ist dieses Phänomen deutlich zu erkennen und kann eindeutig auf das Tordieren der Lagerringe zurückgeführt werden, vgl. Abschnitt 3.3 (Seite 57). Der iterative Berechnungsansatz ist die heutzutage am meisten verbreitete Methode zur Ermittlung der Wälzkörperkräfte eines Vierpunkt-Großwälzlagers. Zahlreiche Hersteller, unter anderem [Kis16] und [Mes16], bieten eine Software zur Berechnung von Wälzlagern an, die den iterativen Berechnungsansatz beinhalten.

FEM-Ansatz: Ein zweiter und weiterer möglicher Lösungsansatz zur Ermittlung der einzelnen Wälzkörperkräfte in einem Vierpunkt-Großwälzlagern ist die vollständige Abbildung des Gesamtsystems über die Finiten-Elemente-Methode (FEM). Ein Beispiel hierzu wird in [Tka10] gezeigt. Die Abbildung der Steifigkeit eines einzelnen Wälzkontakte mittels FEM ist sehr gut möglich. Für ein zuverlässiges Ergebnis zur Abbildung der Kontaktsteifigkeit an den Wälzkörper- / Laufbahnnkontakten ist ein sehr feines Netz erforderlich. Problematisch ist dabei die Vielzahl der Kontakte, da in einem Vierpunkt-Großwälzlagern oftmals mehr als 200 Wälzkörper verbaut sind, wobei pro Wälzkörper vier Kontaktstellen vorhanden sind. All diese Kontaktstellen müssen sehr fein vernetzt werden. Hinzu kommt noch, dass sich die Lage jedes Kontaktstellen unter Belastung des Wälzlagers aufgrund der Druckwinkeländerung verschiebt. Somit muss ein größerer Bereich an jedem Wälzkörperkontakt sehr fein vernetzt werden. Dies erfordert eine hohe Rechenleistung bzw. sehr viel Rechenzeit. Ein Einsatz einer reinen FEM-Abbildung des Gesamtsystems zur Bestimmung der einzelnen Wälzkörperkräfte ist deshalb für den alltäglichen Gebrauch im Entwicklungsprozess eines Unternehmens in absehbarer Zeit nicht sinnvoll. Bereits vorhandene FEM-Modelle zur Berechnung der Vierpunkt-Großwälzlagern führen starke Vereinfachungen im Bereich der Modellierung der Wälzkörper durch. So werden z.B. die Wälzkörper als kreuzweise angeordnete Druckstäbe abgebildet. Die Anzahl der Knoten wird dabei stark reduziert. Hierdurch kann jedoch die Änderung des Kontaktstellen nicht mehr berücksichtigt werden, da die Druckstäbe an einem fest definierten Punkt mit den Lagerringen verbunden sind. Ein Beitrag von Daidié, Chaib und Ghosn „3D Simplified Finite Elements Analysis of Load and Contact Angle in a Slewing Ball Bearing“ [Dai08] befasst sich beispielsweise mit der FEM-Simulation von Vierpunkt-Großwälzlagern. Dabei werden die einzelnen Wälzkörper durch Balken- bzw. Feder-Elemente ersetzt. Zur Einleitung der Wälzkörper-

kräfte in die flexiblen Lagerringe kommen zusätzlich elliptisch geformte Schalenelemente als Zwischenelemente zum Einsatz. Zahlreiche weitere Publikationen [Agu12a], [Agu12b], [Azi13] und [Gao11] zeigen ähnliche Ansätze.

MKS-Ansatz: Ein dritter Ansatz, der in dieser Arbeit erarbeitet wird, ist die Berechnung des Wälzlagers mittels eines Mehrkörpersimulationsansatzes. Im Bereich der Simulation mit Kontakten ist die Mehrkörpersimulation, kurz MKS, im Vorteil gegenüber der FEM-Berechnung. Das Kontaktverhalten zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen kann durch eine einfache mathematische Gleichung beschrieben werden. Dies hat zur Folge, dass aufgrund des Wegfalls der feinen Vernetzung der Lagerringe an den Kontaktpunkten eine erhebliche Reduzierung der Rechenzeit gegenüber der Berechnungsmethode mit einer FEM-Simulation möglich ist. Flexible Bauteile können in modernen MKS-Berechnungen mit sogenannten Ansatzfunktionen beschrieben werden. Gewonnen werden sie durch eine „Modale Reduktion“. Dies ermöglicht die Beschreibung des Verformungsverhaltens der einzelnen Lagerringe im Zusammenhang mit der Anschlusskonstruktion. Die MKS erfüllt die grundsätzlichen Voraussetzungen für die Berechnungen der Wälzkörperkräfte in einem Vierpunkt-Großwälzlager unter Berücksichtigung der Elastizitäten der Lagerringe. Sie wird deshalb in dieser Arbeit in Betracht gezogen. Wie bereits erwähnt, wird der große Vorteil dabei in der einfachen und sehr schnellen Berechnung der Kontakte zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen gesehen. Grundsätzlich müsste die Möglichkeit gegeben sein, dass ein praxistauglicher Ansatz zur Berechnung der Vierpunkt-Großwälzlager umgesetzt werden kann.

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels wird das Mehrkörpersimulationsmodell zur Berechnung der einzelnen Wälzkörperkräfte ausgearbeitet. Dass die Mehrkörpersimulation bereits Einzug in die Berechnung der Wälzlager erhalten hat, zeigen Beiträge von Fritz [Fri11], [Fri09a] und [Fri09b], sowie zahlreiche weitere Veröffentlichungen anderer Autoren [Str08], [Sei14], [Lem11], [Qia13], [Tie12] und [Bov13]. Oftmals wird die Mehrkörpersimulation auch in der Wälzlagersimulation in den Getrieben der Windkraftanlagen eingesetzt, bei denen ähnliche Fragestellungen auftreten, siehe u.a. [Hel08]. Die iterative Berechnung und auch die FEM-Berechnung dienen hier dem Vergleich und der Bewertung der Ergebnisse, die mit dem neuen Mehrkörpersimulationsmodell gewonnen werden.

3.1 Aufbau der Simulation mittels Mehrkörpersimulation

Beim Aufbau eines MKS-Modells für die Berechnung der Wälzkörperkräfte in einem Vierpunkt-Großwälzlager sind folgende vier Punkte zu betrachten:

Steifigkeitsverhalten am Wälzkontakt: Das Steifigkeitsverhalten am Wälzkontakt zwischen

den Wälzkörpern und den Laufbahnen der Lagerringe muss durch ein nicht lineares Kontaktsteifigkeitsverhalten abgebildet werden. Das mathematische Verhalten dieser Kontaktsteifigkeit wird durch die Hertz'sche Theorie [Her81], wie sie bereits in Abschnitt 2.2 erwähnt wurde, beschrieben. In Zusammenhang mit der Hertz'schen Theorie kann eine Gleichung zur Abbildung der Kontaktsteifigkeit erarbeitet werden.

Geometrische Kontur der Lagerringe und der Wälzkörper: Die einzelnen Wälzkörper können sich unter Belastung entlang der Laufbahnkontur bewegen. Eine Abbildung der Konturen, insbesondere der Laufbahnen und der Wälzkörper, ist deshalb im Simulationsmodell erforderlich. Die Änderung des Kontaktpunktes aufgrund der Druckwinkeländerung ist oftmals nur sehr gering. Auch die Verformungen am Kontakt Laufbahn zum Wälzkörper liegen nur im μm -Bereich. Fehler in der Abbildung der Konturen, die zum Beispiel bei der Beschreibung durch kleine Teilsegmente auftreten, sind deshalb nicht zulässig. Eine exakte Konturbeschreibung der Wälzkörper und der Laufbahnen in den Lagerringen ist entscheidend für die Güte der Simulationsergebnisse.

Berücksichtigung der elastischen Verformung der Lagerringe: Im MKS-Simulationsmodell muss die Steifigkeit der einzelnen Lagerringe erfasst werden, wobei die Lagerringe selbst nur eine sehr geringe Eigensteifigkeit besitzen. Die Steifigkeit der Ringe wird deshalb durch die umbaute Anschlusskonstruktion beeinflusst und muss zusätzlich berücksichtigt werden. Zur Erfassung der Steifigkeit der Lagerringe im MKS-Modell, in Zusammenhang mit der Anschlusskonstruktion, werden sogenannte Ansatzfunktionen verwendet, die mittels einer modalen Reduktion gewonnen werden.

Berücksichtigung der Änderung der Lage des Kontaktpunktes Wälzkörper zur Laufbahn: Die Änderung der Lage des Kontaktpunktes zwischen den einzelnen Wälzkörpern und der Laufbahn ist von dem bereits erwähnten Steifigkeitsverhalten am Wälzkontakt, der geometrischen Kontur der Lagerringe und der Wälzkörper, sowie der elastischen Verformung der Lagerringe abhängig. Im weiteren Verlauf der Arbeit zeigt sich, dass die Änderung des Kontaktpunktes der schwierigste Teil des Aufbaus des Simulationsmodells ist. Aus diesem Grund wird dieses Thema in einem separaten Abschnitt nochmal näher betrachtet.

Nähere Details zu den einzelnen Punkten werden in den folgenden Abschnitten erarbeitet.

3.1.1 Simulation des Steifigkeitsverhaltens am Wälzkontakt

Die Stärken der Mehrkörpersimulation werden darin gesehen, dass eine Abbildung des Kontaktverhaltens zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen mit einer mathematischen Glei-

chung für die Kontaktkraft F_k

$$F_k = \begin{cases} K_A(x-x_0)^e + SC_{\max} \dot{x} & x < x_0 \\ 0 & x \geq x_0 \end{cases} \quad (3.1)$$

erfolgen kann. Folgende zwei Fälle werden dabei unterschieden:

- für $x < x_0$ treten beide Körper in Kontakt und
- für $x \geq x_0$ tritt kein Kontakt auf.

Der Faktor K_A dient der Beschreibung der Federsteifigkeit des Wälzkontakte. Der Term $(x - x_0)$ beschreibt den Betrag der Annäherung beider Kontaktkörper. Wobei x_0 den Abstand der beiden Kontaktkörper berührend, aber ohne Belastung und x den Abstand der beiden Kontaktkörper unter Belastung definiert. Mit zunehmender Annäherung bzw. Deformation wächst die theoretische Kontaktfläche und führt zu einem nicht linearen Steifigkeitsverhalten des Wälzkontakte. Die Beschreibung des nichtlinearen Steifigkeitsverhaltens der Kontaktsteifigkeit erfolgt durch den Exponenten e . Er wird nach Flores [Flor05] für metallische Werkstoffe mit 1,5 angesetzt. Der Term $SC_{\max} \dot{x}$ beschreibt zusätzlich das Dämpfungsverhalten des Kontaktes, wobei S einer Funktion entspricht, mit der die Abhängigkeit des Dämpfungsverhaltens in Abhängigkeit der Eindringtiefe beider Kontaktpartner beschrieben werden kann. Mit einem Dämpfungskoeffizient C_{\max} der zwischen

$$C_{\max} = 0,01 \dots 0,001 K_A \quad (3.2)$$

liegen sollte, wurden in den durchgeföhrten Simulationen konvergierende Simulationsergebnisse erzielt. Ohne Dämpfung erfolgte ein Aufschwingen der Berechnung und führte zu keinem Ergebnis. \dot{x} entspricht der Aufprall- bzw. der Eindringgeschwindigkeit eines Kontaktkörpers. Weitere Informationen zu den Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten können unter anderem einem Beitrag von Sarangi, Majumdas und Sekhar [Sar04] entnommen werden. Sie befassen sich mit den Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten an geschmierten Wälzkörperkontakten wie sie in Wälzlagern auftreten.

Das Kontaktverhalten wird durch die Hertz'sche Theorie [Her81] beschrieben. Nähere Details hierzu sind dem Abschnitt 2.2 zu entnehmen. Für die Ermittlung des Steifigkeitsparameters K_A muss ein Zusammenhang mit der Hertz'schen Theorie hergestellt werden. Hierzu ist es zunächst sinnvoll, den Dämpfungsterm $SC_{\max} \dot{x}$ zu vernachlässigen. Damit ergibt sich eine vereinfachte Gleichung zur Berechnung der Kontaktkraft F_k :

$$F_k = K_A(x - x_0)^e \quad . \quad (3.3)$$

Die Annäherung $(x - x_0)$ entspricht der von Hertz beschriebenen Annäherung δ_{Hertz} . $(x - x_0)$ kann deshalb durch δ_{Hertz} ersetzt werden. Eine anschließende Umstellung nach δ_{Hertz} ergibt:

$$\delta_{\text{Hertz}} = \left(\frac{F_k}{K_A} \right)^{\frac{1}{e}} = \sqrt[e]{\frac{F_k}{K_A}} . \quad (3.4)$$

In Abschnitt 2.2 wurde die Gl. (2.5) zur Berechnung der Hertz'schen Annäherung δ_{Hertz} nach der Theorie von Hertz bereits dargestellt. Werden Gl. (2.5) und Gl (3.4) gleichgesetzt und anschließend nach K_A aufgelöst, so ergibt sich folgender mathematischer Zusammenhang zur Berechnung des Steifigkeitsfaktors K_A :

$$K_A = \left(\frac{\xi}{\psi} \right)^e \left(\frac{8}{9\Sigma k} \right)^{\frac{e}{3}} \left(\frac{E}{(1-\nu^2)} \right)^{\frac{2e}{3}} . \quad (3.5)$$

Somit ist die Berechnung des Steifigkeitsfaktors K_A mit Hilfe der nach Hertz [Her81] definierten Beiwerte ξ und ψ , den geometrischen Größen des Wälzkontaktes, die durch die Summe der Krümmungen Σk beschrieben werden, und den materialtechnischen Parametern E und ν möglich. Zur Berechnung des Steifigkeitsfaktors K_A wurde eine Excel-Datei, wie in **Bild 3.1** dargestellt, aufgebaut.

Schmiegeung	κ	0,025		-		
Werkstoffdaten						
Steifigkeitsexponent	e	1,5		-		
E-Modul	E	210.000		MPa		
Querkontraktionszahl	V	0,3		-		
Wälzkörper						
Wälzkörperlängsdurchmesser	$D_w = 2 * R_w$	40		mm		
Wälzkörperradius	R_w	20		mm		
Innenring				Außenring		
Rillenradius	r_{21}	20,5		mm	r_{21}	20,5 mm
Lagerring	r_{22}	100		mm	r_{22}	100 mm
	r_{22_i}	80		mm	r_{22_a}	120 mm
Berechnungsfaktoren						
Krümmungen	k_{11}	0,05		1/mm	k_{11}	0,05 1/mm
	k_{12}	0,05		1/mm	k_{12}	0,05 1/mm
	k_{21}	-0,04878049		1/mm	k_{21}	-0,04878049 1/mm
	k_{22_i}	0,0125		1/mm	k_{22_a}	-0,00833333 1/mm
	Σk_i	0,06371951		1/mm	Σk_a	0,04288618 1/mm
	$\cos \tau_i$	0,9617		-	$\cos \tau_a$	0,9431 -
Hertz'sche Beiwerte	ψ / ξ_i	0,543		-	ψ / ξ_a	0,598 -
Steifigkeit						
Steifigkeitsfaktor	K_{Ai}	2.154.099		N/mm ^{1,5}	K_{Aa}	2.271.910 N/mm ^{1,5}
Mittelwert	K_A	2.213.004		N/mm ^{1,5}	K_A	2.213.004 N/mm ^{1,5}

Bild 3.1: Excel-Datenblatt zur Ermittlung des Steifigkeitsfaktors K_A

Weitere Informationen zu den einzelnen Faktoren können dem Kapitel 2.2, in dem die Hertz'sche Theorie näher erläutert wurde, entnommen werden. Aufgrund der unterschiedlichen Krümmungsverhältnisse am Kontaktpunkt des Innenrings zum Wälzkörper bzw. am Kontaktpunkt des Außenrings zum Wälzkörper, werden zwei unterschiedliche Steifigkeitsfaktoren K_{Ai} und K_{Aa} ermittelt. Bei größeren Wälzlagern ist in der Regel der Unterschied sehr gering. Es kann mit einem Mittelwert K_A , wie er in der letzten Zeile in **Bild 3.1** abgebildet wird, gerechnet werden.

Ein Überblick zum Steifigkeitsfaktor K_A in Abhängigkeit der unterschiedlichen Lagerparametern, wie zum Beispiel der Schmiegeung, des Wälzkörperl durchmesser D_w und des Laufkreis-durchmessers D_{pw} kann dem **Anhang E** entnommen werden.

Detaillierte Informationen zur Kontaktmodellierung können der Dissertation „Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik“ von Hippmann [Hip04] entnommen werden. In dieser Arbeit wird unter zahlreichen weiteren Beispielen die Kontaktmodellierung anhand eines Wälzlagers gezeigt. Es besteht auch die Möglichkeit, dass bei der Kontaktmodellierung das Reibungsverhalten am Kontakt berücksichtigt wird (siehe [Sta11]). Dies ist jedoch für den Simulationsansatz in dieser Arbeit nicht zwingend erforderlich. Sollte eine direkte Berechnung des Reibmomentes, wie in Abschnitt 2.6 beschrieben ist, in der Mehrkörpersimulation erfolgen, ist dies jedoch ein möglicher Ansatz. Weitere allgemeine Informationen zur Kontaktbeschreibung in der Mehrkörpersimulation sind unter anderem in [Ada16], [Due15], [Flo16], [Gie12], [Kon08], [Mac12] und [Sie10] zu finden.

3.1.2 Geometrische Kontur der Lagerringe und Wälzkörper

In der Regel erhält der Berechnungsingenieur CAD-Daten des Vierpunkt-Großwälzlers aus der Konstruktionsabteilung. Hier wird bereits die geometrische Kontur des Vierpunkt-Großwälzlers mit einer CAD-Software festgelegt. Um einen zeitintensiven Neuaufbau der geometrischen Daten, die für die MKS benötigt werden, zu vermeiden, macht es Sinn die bereits erstellten CAD-Daten in das MKS-Tool zu übertragen. Zu beachten ist jedoch, dass die geometrischen Konturen dabei im Bereich des Wälzkontakte von der Laufbahn und den einzelnen Wälzkörpern exakt abgebildet werden müssen. Sowohl bei der Erstellung der CAD-Daten in der Konstruktion, als auch in der Schnittstellenübertragung zwischen dem CAD-System und dem MKS-Tool ist darauf zu achten. Die Verformungen, die am Wälzkontakt aufgrund des Steifigkeitsverhaltens auftreten, liegen im μm -Bereich. Bereits geringe Fehler in der Abbildung der Geometrie können deshalb einen erheblichen Einfluss auf das Simulationsergebnis haben. Eine Beschreibung der Kontur aus zusammengesetzten Oberflächensegmenten, wie es

bei zahlreichen Schnittstellen der Fall ist, ist nicht zulässig. Es ist eine Schnittstelle erforderlich, die den Konturverlauf an der Laufbahn exakt beschreibt. Bei der Übertragung der CAD-Daten wird im weiteren Vorgehen die Parasolid-Schnittstelle [Par08] verwendet. Sie beschreibt die geometrischen Konturen mathematisch exakt. Zahlreiche andere Schnittstellen beschreiben ebenfalls die Konturen exakt und können deshalb auch für diesen Anwendungsfall verwendet werden. Die Erstellung der CAD-Modelle, die in dieser Arbeit genutzten Lagermodelle, erfolgte mit Solid-Works. Andere CAD-Systeme, wie zum Beispiel Catia oder Siemens NX, sind jedoch für diesen Einsatz ebenfalls geeignet. Weitere Informationen zu Möglichkeiten der CAD-Datenübertragung ins MKS-Tool werden in [Sad14] gezeigt.

3.1.3 Berücksichtigung der Elastizität der Lagerringe

Beim Aufbau des MKS-Modells ist die Elastizität der Lagerringe zu berücksichtigen. Deformationen der Lagerringe beeinflussen die einzelnen Wälzkörperkräfte im Inneren des Vierpunkt-lagers. Viele MKS-Programme besitzen die Möglichkeit der Integration von flexiblen Bauteilen, so auch die verwendete Software „Adams“ von „MSC“ [Msc17] mit dem Tool „Adams Flex“. Zur Abbildung der elastischen Bauteile wird hierbei die Steifigkeit der Bauteile in einem integrierten FEM-Solver ermittelt. In der vorliegenden Anwendung wird jedoch der externe FEM-Solver „Nastran“ verwendet. Externe FEM-Tools bieten in der Regel mehr Möglichkeiten als die integrierten Softwarebausteine der MKS-Programme. Für das sogenannte Preprocessing des FEM-Modells wird die Software „Patran“ verwendet. „Adams“, „Nastran“ und „Patran“ sind vom gleichen Softwarehersteller „MSC“. Dadurch ergibt sich eine gute Kompatibilität der Schnittstellen. Programme anderer Anbieter, wie zum Beispiel „Ansys“, [Ans17] besitzen ebenfalls Schnittstellen zu Adams und könnten deshalb ebenso verwendet werden.

Zur Berücksichtigung der flexiblen Bauteile in der MKS-Berechnung werden sogenannte Ansatzfunktionen verwendet. Diese Ansatzfunktionen beschreiben das elastische Verhalten der einzelnen Bauteile und beinhalten eine auf ausgewählte Knoten reduzierte Beschreibung der Bauteilstifigkeit. Allgemein wird das Verfahren zur Erstellung der Ansatzfunktionen auch als „modale Reduktion“ bezeichnet.

Grundsätzlich wäre auch die Möglichkeit gegeben, dass die flexiblen Bauteile in der MKS-Simulation als nicht reduziertes FEM-Modell abgebildet werden. Dabei wird das komplette FE-Netz des jeweiligen Bauteils im MKS-Ansatz berücksichtigt. Dies ist zum Beispiel in der MKS-Software Recodyn [Rec17] möglich. Jedoch ist diese Variante sehr rechenintensiv und wurde deshalb in dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt. Einen Überblick über die unterschiedlichen Möglichkeiten zur Berücksichtigung von flexiblen Bauteilen in einem Mehrkörpersystem können einer Veröffentlichung von Shabana [Sha97] entnommen werden.

Beim Aufbau des MKS-Ansatzes im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden die flexiblen Bau- teile in reduzierter Form berücksichtigt. Die reduzierte Form wird mittels einer modalen Reduktion erreicht. Bei der modalen Reduktion wird ein System mit einer hohen Anzahl von Freiheitsgraden, wie es in der FEM der Fall ist, durch die Bewegungsgleichung

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{S}\mathbf{u} = \mathbf{p} \quad (3.6)$$

beschrieben mit seiner Massenmatrix \mathbf{M} , der Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und der Steifigkeitsmatrix \mathbf{S} , durch eine Transformation

$$\mathbf{u} = \mathbf{T} q \quad (3.7)$$

mit der Reduktionsmatrix \mathbf{T} in ein System mit einer Anzahl von reduzierten Freiheitsgraden

$$\mathbf{M}_{\text{red}}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{D}_{\text{red}}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{S}_{\text{red}}\mathbf{q} = \mathbf{p}_{\text{red}} \quad (3.8)$$

überführt. Hierfür gibt es unterschiedliche Methoden. Für die Reduktion in statischen Anwendungsfällen kann die statische Kondensation, die auch als sogenannte „Guyan Reduktion“ [Guy65] bekannt ist, verwendet werden. Das deutlich komplexere Verfahren ist die „Craig-Bampton-Reduktion“ [Cra68] und [Cra00a]. Sie ist für eher dynamische Anwendungsfälle geeignet. Ein Vergleich sowie eine nähere Beschreibung der beiden Reduktionsverfahren ist dem Beitrag „Reduktion elastischer Strukturen für MKS Anwendungen“ von Woschke, Daniel und Strackeljan [Wos07] zu entnehmen. Für das Lagersimulationsmodell dieser Arbeit wäre die statische Kondensation ausreichend, da im Grundsatz eine rein statische Berechnung der Wälzkörperkräfte in einem Belastungsfall ausreichend ist. Die Software „MSC Adams“ [Msc17] verwendet jedoch die „Craig-Bampton-Reduktion“ [Cra68], was damit zusammenhängt, dass die MKS-Methode und somit auch die MKS-Software „Adams“ überwiegend für dynamische Anwendungsfälle eingesetzt wird. Jedoch bringt die Craig-Bampton-Reduktion keinen nennenswerten Nachteil mit sich und beschreibt das Verschiebungsverhalten der einzelnen Knotenpunkte für die vorliegende Anwendung ausreichend. Einziger Nachteil ist der etwas höhere Rechenaufwand gegenüber der statischen Kondensation, was jedoch in Kauf genommen werden kann. Im weiteren Vorgehen wird deshalb die Craig-Bampton-Reduktion [Cra68] verwendet.

Für die Durchführung der Reduktion wird die Software „Nastran“ in Verbindung mit „Patran“ [Msc17] verwendet. Zur Übertragung der CAD-Daten in den FEM-Preprocessor wird die Parasolid-Schnittstelle eingesetzt. Andere Schnittstellen wären jedoch hierbei auch denkbar. Für die Reduktion ist keine exakte Beschreibung der geometrischen Daten erforderlich. Nach Übertragung der Daten müssen in „Patran“ die für die Reduktion relevanten Punkte zur Einleitung der Wälzkörperkräfte sowie die Kontaktpunkte zur umliegenden Konstruktion erzeugt werden. Dies erfolgt mit Hilfe von sogenannten „Master-Punkten“. Aus ihnen wird eine sogenannte DOF-Liste „degree of freedom“ erstellt, mit der für die einzelnen Punkte die translatorischen

sowie rotatorischen Freiheitsgrade festgelegt werden. Zusätzlich müssen die Materialeigenschaften des Bauteils anhand der Parameter: E-Modul E , Dichte ρ und Querkontraktionszahl v festgelegt werden. Nach dem Vernetzen wird mit dem Solver „Nastran“ die erforderliche MNF-Datei „modal neutral fileformat“ erzeugt. Sie beinhaltet die Ansatzfunktionen, die anschließend für das jeweilige flexible Bauteil in die MKS-Simulation eingelesen werden können. In anderen MKS-Programmen werden teilweise abweichende Datei-Formate verwendet. Hier ist zum Beispiel die FBI-Datei „flexibel body input“ (in „Simpack“ [Sim17]) zu nennen.

Die Modellgüte der flexiblen Bauteile hängt von der Anzahl und der Qualität der Ansatzfunktionen ab. Zu beachten ist, dass mit einer steigenden Anzahl der Ansatzfunktionen der Berechnungsaufwand zunimmt. Zur Abbildung von statischen globalen Deformationen sind die Ansatzfunktionen eigentlich nicht erforderlich. Da diese jedoch softwaretechnisch bei der MNF-Datei Erstellung erforderlich sind, wurde für die folgenden Berechnungsbeispielen immer eine geringe Anzahl von Ansatzfunktionen ausgewählt.

Neben dem Steifigkeitsverhalten einzelner ausgewählter Punkte, auf die sich die Reduktion bezieht, werden zusätzlich in der MNF-Datei die sogenannten „Eigenmoden“ miterfasst. Diese sind oft auch als „Eigenformen“ bekannt und beschreiben das Verformungsverhalten des Bauteils zwischen den ausgewählten Punkten. Zur korrekten Abbildung der Biegelinie sind je nach Komplexität der Biegelinie mehrere Eigenmoden erforderlich. Die zu berücksichtigenden Eigenmoden können im Modelaufbau vom Software-User bestimmt werden.

Weitere Informationen zur Durchführung der Reduktion, speziell für die Mehrkörpersimulation, sind in der Dissertation von Litter [Lit14] „Integration von flexiblen Strukturen in Mehrkörpersysteme - Modellerstellung und automatisierte Selektion von Ansatzfunktionen“ und in der Dissertation von Waltz [Wal01] „Grundlagenuntersuchungen zur MKS-Simulation unter Berücksichtigung von modalen Daten elastischer Systeme“ zu finden.

Bei der MKS-Berechnung handelt es sich um ein dynamisches Berechnungsmodell, welches oftmals zum Schwingen neigt. Es muss deshalb zusätzlich eine Materialdämpfung berücksichtigt werden. Dies erfolgt nach Einlesen der MNF-Datei in der Mehrkörpersimulationssoftware.

Die verwendete Software „Adams“ erkennt in der Regel selbstständig die Kontaktpunkte zwischen den flexiblen Bauteilen und den umliegenden Bauteilen, an denen die Kräfte in die flexiblen Bauteile eingeleitet werden. Sie entsprechen den Punkten der im FEM-Preprocessor erstellten DOF-Liste und werden als Markerpunkte in Adams automatisch gesetzt.

Bei Anwendungen, wie zum Beispiel an Lenkern der Fahrzeugachsen, kann dieses Verfahren einfach angewandt werden. Hier werden an fest definierten Gelenkpunkten die Kräfte in den Bauteilen eingeleitet. Im Falle des Vierpunkt-Großwälzlagers ist dies jedoch nicht so einfach möglich. Es sind keine festen Kontaktpunkte zwischen den Lagerringen und den Wälzkörpern

vorhanden. Verursacht wird dies durch die Druckwinkeländerung $\Delta\alpha$

$$\Delta\alpha = \alpha - \alpha_0 , \quad (3.9)$$

die eine Verlagerung des Kontaktpunktes zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn zur Folge hat. Eine Änderung der Krafteinleitungspunkte an den flexiblen Bauteilen würde somit eine Neuberechnung der Ansatzfunktionen erforderlich machen, da diese speziell für einzelne ausgewählte Kontaktpunkte erstellt werden. Eine Aktualisierung der Ansatzfunktionen müsste solange erfolgen, bis keine Änderung der Lage des Druckwinkels mehr erfolgt und die Krafteinleitungspunkte für die Erstellung der Ansatzfunktionen konstant bleiben. Ein sehr zeitintensiver Prozess, der den Vorteil der MKS-Berechnung im Vergleich zur FEM-Berechnung zunichtenmachen würde. Aus diesem Grund ist, wie im nachfolgenden Abschnitt beschrieben wird, eine Krafteinleitung über ein Zwischenelement erforderlich.

3.1.4 Berücksichtigung der Lageänderung des Kontaktpunktes Wälzkörper zur Laufbahn

Für die MKS-Modellbildung ist die Änderung des Kontaktpunktes zwischen den Wälzkörpern und den Lagerringen ein Hauptproblem. Grund hierfür ist, dass für die Darstellung der flexiblen Lagerringe feste Punkte zur Einleitung der Wälzkörperkräfte in die Lagerringe erforderlich sind. In der Realität ist dies jedoch aufgrund der Druckwinkeländerung so nicht der Fall, was eine direkte Einleitung der Wälzkörperkräfte in die Lagerringe unterbindet. Ein Ansatz zur Lösung dieses Problems besteht darin, dass die Wälzkörperkräfte in die Ringe über Zwischenelemente, die die Laufbahnkontur der Lagerringe am Wälzkontakt exakt abbilden, eingeleitet werden. Die Freiheit zur Änderung des Kontaktpunktes kann zwischen dem Zwischenelement und den Wälzkörpern erfolgen. Das Zwischenelement selbst ist mit einem oder mehreren Knotenpunkten mit den Lagerringen verbunden. Über diese Knotenpunkte werden die Wälzkörperbelastungen an festen Punkten in die Lagerringe eingeleitet. Die reduzierte Beschreibung des Steifigkeitsverhaltens der Lagerringe ist somit für diese ausgewählten Knotenpunkte möglich. **Bild 3.2 a)** zeigt hierzu ein vereinfachtes Modell, bei dem die Bewegungsfreiheit des Wälzkörpers entlang eines Linienelements erfolgt und somit eine Druckwinkeländerung abgebildet werden kann. Die Kontaktsteifigkeit wird zwischen dem Linienelement und den Wälzkörpern ermöglicht. Das Linienelement leitet anschließend an zwei fest vorgegebenen Krafteinleitungspunkten die Wälzkörperbelastung in den Lagerring ein. Dabei wird das Linienelement selbst als ein starres Bauteil angenommen. Im Falle der Verwendung eines Linienelements als Zwischenelement wäre es möglich, dass die Wälzkörper selbst als ein Kreisring-Linienelement gestaltet werden. Ein Gesamtlagermodell könnte wie in **Bild 3.2 b)** dargestellt aussehen. Der

Aufbau eines Modells mit Linienkontakten wäre für ein Wälzlager mit rein axialen Belastungen und einem rotationssymmetrisch aufgebauten Gesamtsteifigkeitsverhalten eine gute Lösung. Kontaktberechnungen mit Linienelementen erfolgen sehr schnell und stabil. Dies hängt damit zusammen, dass die Linienelemente die Geometrien sehr exakt beschreiben und der Rechenaufwand zur Kontaktfindung gegenüber der Kontaktfindung an dreidimensionalen Flächen deutlich geringer ist. Sobald aber radiale Kräfte F_r oder Momentenbelastungen M_k ins Spiel kommen bzw. eine sehr ungleichmäßige Steifigkeitsverteilung am Lagerringumfang vorliegt, wird das Linienkontaktmodell den auftretenden Anforderungen nicht mehr gerecht, was damit zusammenhangt, dass sich die Wälzkörperfkontakte auch in Umfangsrichtung verschieben. Zur Abbildung des Kontaktes müssen jedoch die einzelnen Linienelemente in einer Ebene liegen. Verlieren die Linien den Ebenen-Zusammenhang, so kann keine Berechnung mehr durchgeführt werden. Ebene-Zwangsbeziehungen zwischen den einzelnen Linienelementen würden den Berechnungsablauf ermöglichen, führen jedoch zu in der Realität nicht vorhandenen Zwangskräften zwischen den Wälzkörpern und den Lagerringen. Aus diesem Grund ist ein Modell mit einem dreidimensionalen Zwischenelement erforderlich, mit dem eine realitätsnahe Verlagerung des Wälzkörperfkontakte ermöglicht wird. Der höhere Rechenaufwand zur Kontaktfindung gegenüber einem Linienkontakt muss dabei in Kauf genommen werden.

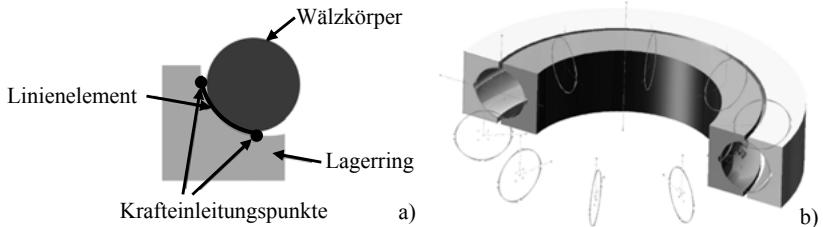


Bild 3.2: Simulationsmodell: Kontakt mit Linienelement a) Schnitt Gesamtmodell b)

3.2 Berechnungsablauf

Der neue Berechnungsansatz baut auf den Grundlagen der Mehrkörpersimulation auf. In der Mehrkörpersimulation (kurz MKS) wird ein Gesamtsystem, welches aus zahlreichen massebehafteten Körpern besteht, mathematisch beschrieben. Dabei erfolgt im speziellen eine vektorielle Beschreibung der Lage und des Bewegungsverhaltens der einzelnen Körper, die im Gesamtsystem eine Verbindung zueinander aufweisen. Die hierfür notwendige Mathematik, wie sie in der MKS zum Einsatz kommt, kann zahlreichen Literaturquellen entnommen werden. Hier sind unter anderem folgende Quellen zu nennen: [Ril17] und [Woe11].

Zu Beginn der Berechnung liegt aus der Konstruktion ein CAD-Modell des Vierpunkt-Großwälzlagers mit der Anschlusskonstruktion vor. Für die MKS ist ein vereinfachtes CAD-Modell erforderlich, was bedeutet, dass zum Beispiel nicht steifigkeitsrelevante Details entfernt werden können. Des Weiteren müssen die Zwischenelemente, an denen die Kontakte zwischen den Laufbahnen und den Wälzkörpern auftreten, eingefügt werden. Das kann mit Hilfe der CAD-Software oder makrogesteuert mit einem hierfür erstellten Makro im MKS-Tool erfolgen. Eine weitere Vereinfachung zur Betrachtung der Anschlusskonstruktion kann durch einen Zusammenschluss der Anschlusskonstruktion mit dem jeweiligen Lagerring zu einem gemeinsamen Bauteil erfolgen. Sind diese Schritte durchgeführt, kann das CAD-Modell in das MKS-Tool mit der Parasolid Schnittstelle übertragen werden. Für das weitere Vorgehen müssen die Anzahl und Lage der Masterpunkte, die die Koppelpunkte zwischen den Zwischenelementen und den Lagerringen bilden, festgelegt werden. Anschließend werden die einzelnen Geometrien der Lagerringe zusammen mit den steifigkeitsrelevanten Bauteilen der Anschlusskonstruktionen in den FEM-Preprozessor übertragen.

Im Preprozessor erfolgt die Zuweisung der materialspezifischen Kennwerte zu den einzelnen Bauteilen. Des Weiteren wird eine sogenannte „DOF-Liste“ erstellt. Diese Liste beinhaltet die einzelnen Masterpunkte, an denen die Verbindung der Zwischenelemente mit den Lagerringen erfolgt. Zusätzlich beinhaltet sie weitere Punkte an denen die Lagerung des Modelles bzw. die Belastungseinleitung auf das Gesamtsystem erfolgt. Mit der DOF-Liste werden die Punkte festgelegt, die den Knotenpunkten entsprechen, für die mit Hilfe der modalen Reduktion die Ansatzfunktionen erstellt werden. Anschließend erfolgt die Vernetzung der Lagerringe mit den steifigkeitsrelevanten Bauteilen der Anschlusskonstruktion. Eigenschaften wie zum Beispiel Elementart und Elementgröße müssen hierfür festgelegt werden. Da ausschließlich das Steifigkeitsverhalten an den einzelnen Masterpunkten von Bedeutung ist und auch eine Spannungsanalyse in den Lagerringen nicht erforderlich ist, ist zur Bildung der Ansatzfunktionen keine sehr feine Netzstruktur erforderlich. Bei den nachfolgenden Modellen war eine Netzgröße von ca. drei bis fünf Elementen, die über den Lagerringquerschnitt verteilt sind, ausreichend. Zum Abschluss werden die MNF-dateispezifischen Parameter eingestellt, so zum Beispiel die Anzahl der Eigenformen aus der Modalreduktion. Mit Hilfe eines FEM-Solvers erfolgt die Erstellung der MNF-Dateien für die flexiblen Bauteile. Diese werden in das MKS-Programm übertragen und beschreiben dort das Steifigkeitsverhalten der flexiblen Bauteile.

Im MKS-Tool müssen zusätzlich für die flexiblen Bauteile Dämpfungseinstellungen erfolgen, um ein Aufschwingen der Berechnungsergebnisse zu verhindern. Des Weiteren erfolgen die Kontaktverknüpfungen zwischen den Zwischenelementen und den Lagerringen an den einzelnen Masterpunkten. Auch müssen die Kontaktbedingungen zwischen den Wälzkörpern und den Zwischenelementen erstellt werden. Neben den Steifigkeitsparametern beinhalten sie die Dämpfungseigenschaften des Kontaktes. Zusätzlich wird das Gesamtsystem gelagert und die

Belastungen, die auf das System einwirken, aufgebracht. Nach Einstellung der Solverbedingungen: Solverart, Anzahl der Berechnungsschritte und Berechnungsdauer, kann die Berechnung durchgeführt werden. Nähere Informationen zum Solver und den Solvereinstellungen sind in [Ada11] zu finden. Zum Abschluss können die Berechnungsergebnisse im Postprozessor der MKS-Software ausgewertet werden.

Auswertungen über die Verteilung der Wälzkörperkräfte sowie zur Steifigkeit des Wälzlagers können direkt im MKS-Tool ausgeführt werden. Grundsätzlich könnten auch die in Kapitel 2 erarbeiteten Methoden zur Lagerlebensdauer und zum Lagerreibmoment direkt in das MKS-Tool mit integriert werden, so dass eine komplett automatische Wälzlagereberechnung möglich wäre. Eine Programmierung der hierfür notwendigen Makros, die die in Kapitel 2 erarbeiteten Formeln beinhalten, wäre jedoch noch erforderlich. **Bild 3.3** zeigt den MKS-Simulationsansatz.

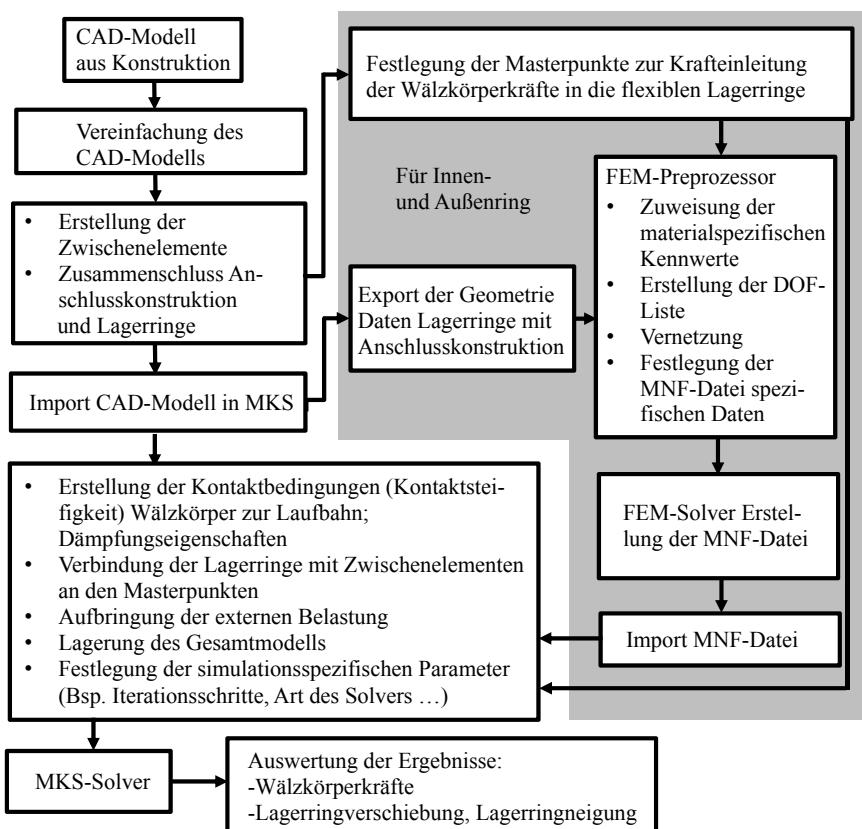


Bild 3.3: Schema MKS-Simulationsansatz

3.3 Allgemeine Betrachtungen der Verformungen der Lagerringe

An den Lagerringen treten unter Belastung unterschiedliche Arten der Ringverformung auf. Diese Verformungen sind von der Lagerringsteifigkeit in Verbindung mit der Steifigkeit der Anschlusskonstruktion abhängig und werden durch unterschiedliche Belastungsfälle, die auf das Wälzlagern wirken, verursacht. Das Simulationsmodell muss diese Arten der Verformungen abbilden. Eine nähere Analyse der Lagerringverformung ist deshalb erforderlich. Die Untersuchung erfolgt anhand des Vierpunkt-Großwälzlagers, wie es im Großwälzlagerteststand verbaut wurde und mit den technischen Daten aus **Tabelle 2.2** beschrieben wird. Betrachtet wird dabei der Außenring. Am Innenring entsteht ein ähnliches Verformungsbild. Der vereinfachte Querschnitt des Lageraußenringes ist in **Bild 3.4 a)** dargestellt und entspricht überwiegend dem realen Lagerring. Ein Teil der Anschlusskonstruktion wird als einfacher Kreisring konstruiert. Zur Vereinfachung wird dieser als gemeinsames Bauteil mit dem Lagerring modelliert. Die Steifigkeit der Anschlusskonstruktion findet dadurch in der Simulation Berücksichtigung. Zur Betrachtung der unterschiedlichen Verformungsarten wird ein FEM-Modell verwendet. Die auftretenden Wälzkörperkräfte werden mit dem iterativen Berechnungsverfahren aus Abschnitt 2.7 berechnet und punktuell auf den Lagerring am theoretischen Kraftangriffspunkt aufgebracht. Wie bereits in Abschnitt 2.4.1 erwähnt, erzeugen die einzelnen Wälzkörperkräfte am Außenring eine Aufweitung bzw. am Innenring eine Stauchung. Hierfür ist die radiale Kraftkomponente F_{kr} der einzelnen Wälzkörperkräfte F_k verantwortlich. In diesen theoretischen Betrachtungen wurde jedoch bisher nur eine radiale Aufweitung bzw. Stauchung der Lagerringe berücksichtigt. In der Realität erfolgt zusätzlich noch eine Verdrehung des Ringquerschnittes, wie sie in **Bild 3.4 b)** ersichtlich ist. Dieses Verdrehen wird durch ein sogenanntes „Krempelmoment“ verursacht. Das Krempelmoment entsteht durch eine asymmetrische Einleitung der Wälzkörperkräfte in die Lagerringe, bzw. durch eine asymmetrische Steifigkeit der Lagerringe. Die Art und Größe des Verdrehens ist von der Konstruktion und vom Belastungsfall abhängig. **Bild 3.5 a) und b)** zeigen das Verformungsverhalten des Wälz-

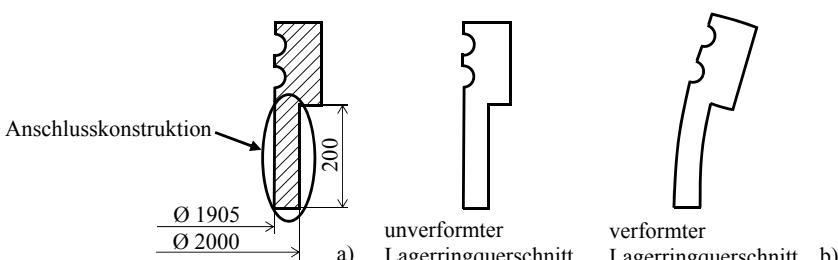


Bild 3.4: Lageraußenringquerschnitt mit Anschlusskonstruktion: Abmessungen a) Vergleich des Lagerringes: unverformter Ringquerschnitt zu verformtem Ringquerschnitt b)

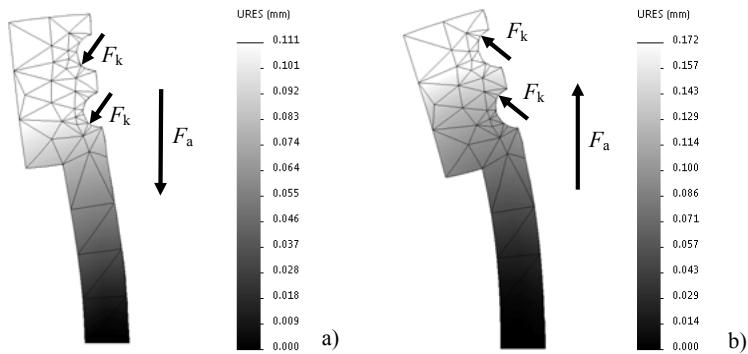


Bild 3.5: Unterschiedliche Verformungen am Lagerringquerschnitt: positive axiale Belastung (Druck) a) negative axiale Belastung (Zug) b)

lagerringes bei einer axialen positiven und negativen Belastung F_a in Höhe von 2.000 kN. Durch das unterschiedliche Verformungsverhalten in positiver bzw. negativer Richtung lässt sich auch das unterschiedliche axiale Steifigkeitsverhalten, wie es am Großwälzlagerteststand gemessen wurde und in **Bild 2.10 a)** aus Abschnitt 2.4.2 zu entnehmen ist, erklären. Dass die Verdrehung des Lagerringquerschnittes nicht zu vernachlässigen ist, wird in **Bild 3.6** beispielhaft gezeigt. Dabei wird der Lagerring mit einer Zugbelastung, wie im Fall b) aus **Bild 3.5 b)**, belastet. Es entsteht am unteren äußeren Eckpunkt des Lagerrings eine Verformung in Höhe von 0,063 mm, sowie am oberen Eckpunkt des Lagerrings eine Verformung von 0,163 mm. Diese Querschnittsverdrehung des Lagerrings ist auch unter dem Namen „Klaffen der Lagerringe“ bekannt. Speziell zum Aufklaffen der Lagerringe an Wälzlagern in Windkraftanlage sind

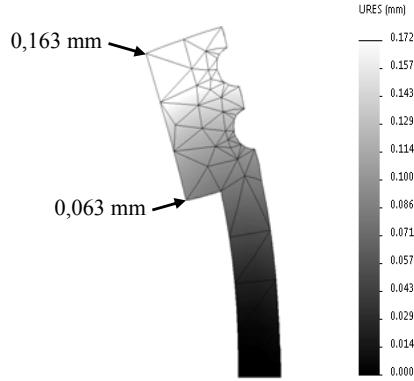


Bild 3.6: Unterschiedliche Aufweitung und Verdrehung des Lagerringes aufgrund eines Krempelmomentes

Informationen in einem Beitrag von Dalhoff [Dal03b] zu finden. Allgemeine Informationen zum Klaffen der Lagerringe von Großwälzlagern sind im Produktkatalog Großwälzlagern der Firma Liebherr-Components AG [Lie17] und in [Han02] zu finden.

Lagerringverformung bei einer axialen Belastung: Anhand einer axialen Last F_a werden die einzelnen Wälzkörper gleichmäßig belastet. **Bild 3.7 a)** zeigt den Verlauf der Belastungsverteilung für die einzelnen Wälzkörper im Inneren des Vierpunkt-Großwälzlagers. Bei der Simulation wurde eine positive axiale Belastung F_a von 2.000 kN angenommen. Die einzelne Wälzkörperbelastung F_k beträgt dabei 10.438 N. Dementsprechend entsteht, wie in **Bild 3.7 b)** dargestellt, am Umfang eine gleichmäßige Verformung des Lagerringes. Die maximale resultierende Verformung liegt bei 0,111 mm.

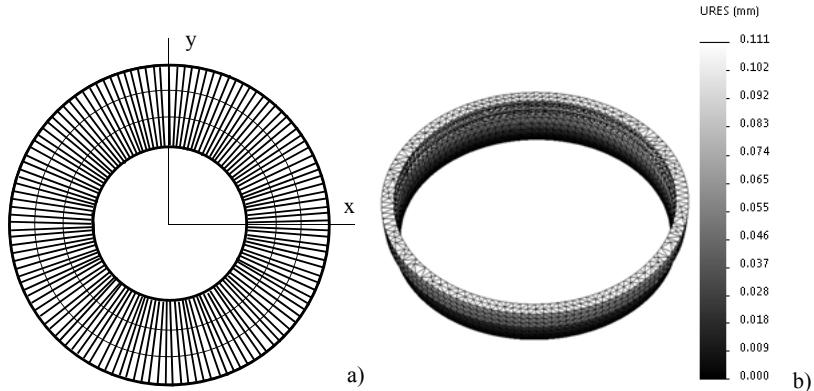


Bild 3.7: Axiale Belastung F_a : Belastungsverteilung a) resultierende Lagerringverformung b)

Lagerringverformung bei einer radialen Belastung: Bei einer radialen Last F_r werden die einzelnen Wälzkörper im Inneren des Vierpunkt-Großwälzlagers unterschiedlich stark belastet. Es entsteht eine Belastungsverteilung, wie in **Bild 3.8 a)** dargestellt. Die Höhe der angenommenen radialen Belastung F_r beträgt 500 kN. Belastet werden nur die Wälzkörper, die in Belastungsrichtung der radialen Belastung F_r liegen. Es entsteht, wie in **Bild 3.8 b)** zu erkennen ist, eine ungleichmäßige Verformung des Lagerringes. Der maximal belastete Wälzkörper hat eine Belastung F_k von 7.665 N, an dem auch die größte Verformung entsteht. Es erfolgt eine Aufweitung des Lagerringes, sowie ein überlagertes Verdrehen des Lagerringquerschnittes. Beim modellierten Lager wurde von einem Wälzlagern mit einem Lagerspiel von 0 mm aus gegangen. Ist dies nicht der Fall, kann ein Einschnüren des Lagerringes im Seitenbereich erfolgen. Ein Maximum der resultierenden Verformung von 0,245 mm wird erreicht.

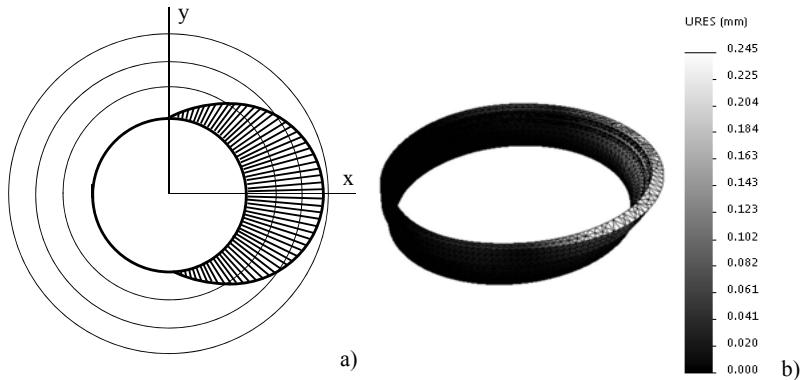


Bild 3.8: Radiale Belastung F_r : Belastungsverteilung a) resultierende Lagerringverformung b)

Lagerringverformung bei einer Momentenbelastung: Wird das Lager mit einem Kippmoment M_k belastet, stellt sich eine Belastungsverteilung wie in **Bild 3.9 a)** dargestellt ein. Das Kippmoment M_k beträgt dabei 500 kNm. Es entsteht eine maximale Wälzkörperbelastung F_k von 6.182 N. Die größten Wälzkörperbelastungen F_k ergeben sich an den Wälzkörpern, die am weitesten von der Kippachse entfernt sind. Folglich ist in diesem Bereich auch mit den größten Verformungen am Lagerring zu rechnen. In der Nähe der Kippachse treten keine Wälzkörperbelastungen F_k auf. Bei einem Kippmoment M_k verlagern sich die Wälzkörperbelastungen F_k zum Teil auf die obere bzw. auf die untere Laufbahn des Lagerringes. Somit treten unterschiedliche Verformungen auf beiden Seiten auf. **Bild 3.9 b)** zeigt die dazugehörige Verformung des Lagerrings. Die maximale Verformung des Lagerringes entspricht in diesem Fall 0,117 mm.

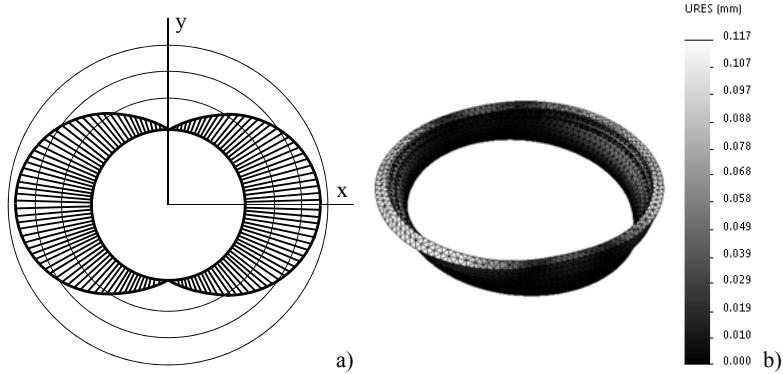


Bild 3.9: Kippmoment M_k : Belastungsverteilung a) resultierende Lagerringverformung b)

Lagerringverformung bei einer zusammengesetzten Belastung: Neben den einzelnen Lasten kann eine zusammengesetzte Belastung auftreten. Beispielsweise wird eine kombinierte Belastung, wie in **Tabelle 3.1** dargestellt, angenommen.

Tabelle 3.1: Kombinierte Belastung zur Berechnung der Ringverformung

Axiallast	$F_a = 500 \text{ kN}$
Radiallast (x-Richtung)	$F_r = 500 \text{kN}$
Kippmoment	$M_k = 2.000 \text{ kNm}$

Es entsteht eine Belastungsverteilung auf die einzelnen Wälzkörper wie in **Bild 3.10 a)** dargestellt. Die hierzu entsprechende Verformung des Lageraußenringes wird in **Bild 3.10 b)** gezeigt. Bei einer kombinierten Belastung kann keine allgemeingültige Aussage über das Verhalten der Lagerringverformung getroffen werden. Deshalb muss das Verformungsverhalten der Lagerringe für jede Kombination der Belastungen separat betrachtet werden. In diesem Fall der Belastungskombination wird eine maximale Verformung von 0,621 mm erreicht.

Falls eine Addition der einzelnen Wälzkörperkräfte der einzelnen Belastungen aus **Bild 3.7**, **Bild 3.8** und **Bild 3.9** erfolgt, so würde sich eine Belastungsverteilung, wie sie in **Bild 3.11** dargestellt ist, ergeben. Wie zu erkennen ist, sind die einzelnen Wälzkörperbelastungen größer im Vergleich zu den Wälzkörperbelastungen wie sie tatsächlich bei einer komponierten Belastung, siehe **Bild 3.10**, auftreten. Exemplarisch entspricht die höchste Wälzkörperbelastung bei der addierten Wälzkörperbelastung 36.500 N im Vergleich zur tatsächlichen Wälzkörperbelastung aufgrund der komponierten Belastung 32.700 N (**Bild 3.10**). Die höheren Wälzkörperbelastungen würden somit auch eine größere resultierende Lagerringverformung hervorrufen.

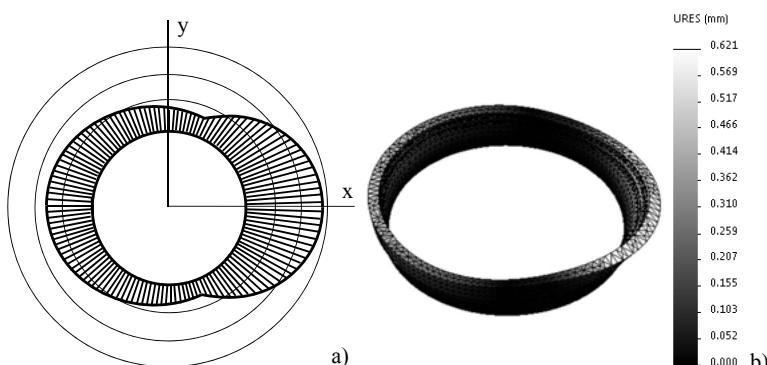


Bild 3.10: Kombinierte Belastung: Belastungsverteilung a) resultierende Lagerringverformung b)

Gründe für die höheren Wälzkörperkräfte können aufgrund der teilweisen Kompensation von Kräften, wie sie am Beispiel in **Bild 2.13** auf Seite 32 dargestellt wurden, zurückgeführt werden.

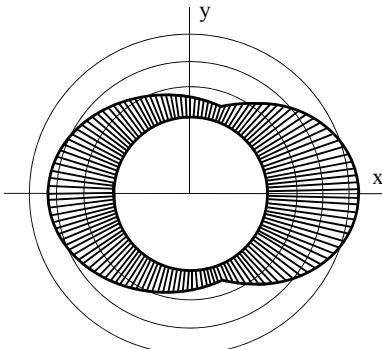


Bild 3.11: Belastungsverteilung aufgrund der einzelnen Belastungen

Einfluss der Anschlusskonstruktion auf die Lagerringverformung: Dass für die Lagersimulation die Anschlusskonstruktion ein wichtiger Faktor ist, zeigen zahlreiche Publikationen. So ist zum Beispiel eine Veröffentlichung aus dem Forschungsvorhaben ELA vom Germanischen Lloyd und der Universität Siegen mit dem Titel „Bauteile im Verbund modellieren – Pflicht oder Kür?“ [Dal03a] zu nennen. Hier wird anhand des Turmlagers in Windkraftanlagen die Notwendigkeit der Betrachtung des Großwälzlers im Zusammenspiel mit der umliegenden Struktur erarbeitet. Dabei wurde ein Ergebnis erzielt welches zeigt, dass aufgrund des zunehmenden Trends hin zu immer mehr Leichtbau, eine Untersuchung des Vierpunkt-Großwälzlers im Verbund mit der umliegenden Konstruktion erforderlich ist. Auch ein weiterer Beitrag, der von der Firma aerodyn Energiesysteme GmbH auf der DEWEK`98 [Rah98] vorgestellt wurde, befasst sich mit dem Aspekt der „Lagerüberlastung durch ungenaue Erfassung der Anschlusssteifigkeiten“. Dabei wird in diesem Beitrag deutlich gezeigt, dass eine Berücksichtigung der elastischen Lagerringverformung in Verbindung mit der umliegenden Struktur erforderlich ist. Auch außerhalb der Windkraftbranche gibt es zu diesem Thema Veröffentlichungen. Hier ist beispielhaft eine Literaturstelle von Smolnicki, Stańco und Pietrusiak [Smo13] zu nennen. Sie befasst sich mit dem Einfluss der umliegenden Bauteilstruktur auf ein Großwälzler für einen Großbagger im Über Tagebau.

Wie unterschiedlich der Einfluss der Anschlusskonstruktion auf die Verformung der Lagerringe sein kann, wird an einem einfachen Beispiel gezeigt. Dazu wird als Anschlusskonstruktion eine Platte verwendet, die mit einer dreibeinigen Unterkonstruktion (**Bild 3.12 a)**) bzw. mit einer vierbeinigen Unterkonstruktion (siehe **Bild 3.12 b)**) versehen ist. In der Simulation wird von gleichen Belastungswerten wie bei der kombinierten Belastung aus **Tabelle 3.1** ausgegangen.

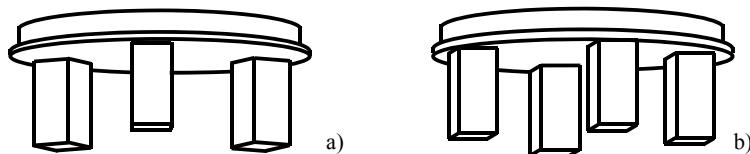


Bild 3.12: Steifigkeitseinfluss: dreibeinige Unterkonstruktion a) vierbeinige Unterkonstruktion b)

Bild 3.13 a) und Bild 3.13 b) zeigen die daraus resultierenden Verformungen des Lagerringes für die unterschiedlichen Anschlusskonstruktionen. Die erzielte Deformation erreicht ein Maximum in Höhe von 4,74 mm bei einer Anschlusskonstruktion mit einer dreibeinigen Unterkonstruktion. Bei der Verwendung einer vierbeinigen Unterkonstruktion wird bei der gleichen Belastung eine erheblich geringere Verformung in Höhe von 1,27 mm erreicht. Das bedeutet, dass sich in diesem Beispiel durch die unterschiedlichen Anschlusskonstruktionen die Lagerringverformung um den Faktor vier ändert.

Im Allgemeinen können die einzelnen Verformungsarten als sehr gleichmäßig bzw. als eine „sinusförmige“ Verformung betrachtet werden. Zur Durchführung der modalen Reduktion ist deshalb oftmals ein sehr grobes Netz im FEM-Tool ausreichend. Ein Vorteil der sich auf die Gesamtrechenzeit des MKS-Berechnungsansatzes positiv auswirkt.

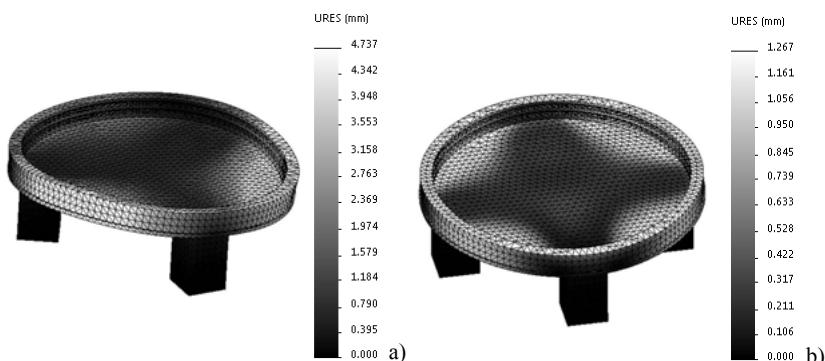


Bild 3.13: Resultierende Lagerringverformung unter kombinierter Last: dreibeinige Unterkonstruktion a) vierbeinige Unterkonstruktion b)

3.4 Vier-Kugel-Modell

Für die Erstellung des MKS-Modell-Ansatzes, sowie zum Test und für die Überprüfung des grundsätzlichen Modellaufbaues wird ein vereinfachtes Simulationsmodell eingeführt. Es sollte die elementare Kontaktgeometrie eines Vierpunkt-Großwälzlagers beinhalten. Das neue Modell wird als ein einfaches sogenanntes „Vier-Kugel-Modell“ ausgeführt. Die geometrischen Daten des Vier-Kugel-Modells sind in **Tabelle 3.2** dargestellt. Die Geometrie der Laufbahn, insbesondere der Wälzkörperlängsdurchmesser, der Rillenradius und der Druckwinkel entspricht dem am Großwälzlagerteststand getesteten Vierpunkt-Großwälzlagers.

Tabelle 3.2: Technische Daten Vier-Kugel-Modell

Wälzkörperanzahl	$z = 4$
Wälzkörperlängsdurchmesser	$D_w = 40 \text{ mm}$
Teilkreisdurchmesser	$D_{pw} = 100 \text{ mm}$
Rillenradius am Innenring	$r_I = 20,5 \text{ mm}$
Rillenradius am Außenring	$r_A = 20,5 \text{ mm}$
Nenndruckwinkel	$\alpha_0 = 45^\circ$

Bild 3.14 zeigt die Abmessungen des Modells. Der Außenring des Vier-Kugel-Modells besitzt einen dünnwandigen Flansch, welcher die Nachgiebigkeit der Anschlusskonstruktion beschreibt. Die Belastung wird am massiv ausgelegten Innenring eingeleitet. Der Innenring des Vier-Kugel-Modells wird zur Vereinfachung als nicht flexibles Bauteil ausgeführt. Das vereinfachte Simulationsmodell beinhaltet nur eine Laufbahn pro Lagerring, was ausschließlich eine positive axiale Belastung F_a des Modells ermöglicht. Das MKS-Modell ist nach dem im

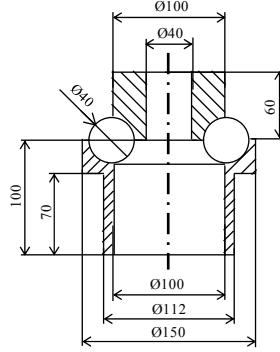


Bild 3.14: Abmessungen Vier-Kugel-Modell

Bild 3.3 beschriebenen Schema aufgebaut. Da nur der Außenring als flexibles Bauteil gestaltet wird, sind ausschließlich Zwischenelemente zwischen dem Außenring und den Wälzkörpern erforderlich. **Bild 3.15 a)** zeigt den Aufbau des MKS-Modells. Der Detailausschnitt eines einzelnen Wälzkörpers in Verbindung mit dem Zwischenelement, welches die Belastung in den Lageraußenring über einen Masterpunkt einleitet, wird in **Bild 3.15 b)** gezeigt.

Zum Abgleich des Modells wird die axiale Lagerringverschiebung u_z des Lagerinnenringes unter einer axialen Belastung F_a herangezogen. Als Referenzmodell wird das in Kapitel 2.4.1 erarbeitete mathematische Modell zur Berechnung der axialen Lagerringverschiebung u_z verwendet, jedoch kann mit diesem mathematischen Modell nur eine gleichmäßige Lagerringverformung berücksichtigt werden. Da nur vier Wälzkörper im Modell verbaut sind, wird allerdings eine ungleichmäßige Aufweitung des Lagerringes erwartet. Ein zusätzliches FEM-Modell wird als weiteres Referenzmodell aufgebaut. Neben der ungleichmäßigen Aufweitung des Lagerringes berücksichtigt dies auch die Lagerringquerschnittsverdrehung, wie sie bereits in Abschnitt 3.3 näher erläutert wurde.

Entsprechen die in der MKS-Simulation erzielten Werte der axialen Lagerringverschiebung u_z , den Ergebnissen der analytischen Berechnung, sowie den in der FEM-Simulation gewonnen Ergebnisse, so kann darauf geschlossen werden, dass der neue MKS-Ansatz vom Grundgedanken richtig ist. Zusätzlich wird das Verformungsbild des Außenringes zwischen der MKS- und FEM-Simulation verglichen. Zeigen beide Simulationen das gleiche Verformungsverhalten, so ist dies ein weiterer Hinweis für die Richtigkeit des neuen MKS-Simulationsansatzes.

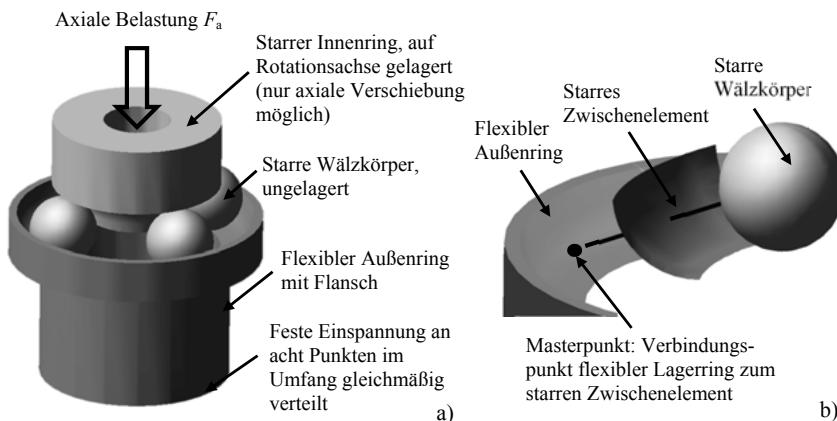


Bild 3.15: Vier-Kugel-Modell: Aufbau MKS-Modell a) Detail Laufbahn Außenring mit Zwischenelement b)

Für den Aufbau des Simulationsmodells ist der Kontaktsteifigkeitsfaktor K_A zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn erforderlich. Dies erfolgt nach dem in Abschnitt 3.1.1 erarbeiteten Gl. (3.5). Dabei ergeben sich die in **Tabelle 3.3** dargestellten Steifigkeitsfaktoren.

Tabelle 3.3: Steifigkeitsfaktoren des Vier-Kugel-Modells

Laufbahn Außenring zu Wälzkörper	$K_{Aa} = 2.272 \times 10^3 \text{ N/mm}^{1,5}$
Laufbahn Innenring zu Wälzkörper	$K_{Ai} = 2.154 \times 10^3 \text{ N/mm}^{1,5}$
Gemittelter Steifigkeitsfaktor	$K_A = 2.213 \times 10^3 \text{ N/mm}^{1,5}$

Erwartungsgemäß ist nur ein geringer Unterschied zwischen dem Steifigkeitsfaktor K_{Aa} am Außenring und dem Steifigkeitsfaktor K_{Ai} am Innenring vorhanden. Zur Vereinfachung des Modellaufbaus kann deshalb mit einem gemittelten Steifigkeitsfaktor K_A für beide Kontakte gerechnet werden.

3.4.1 Erarbeitung der Anzahl und Position der Masterpunkte

Ein weiterer wichtiger Punkt beim Aufbau des MKS-Simulation-Modells ist die Bestimmung der Anzahl und der Position der Verbindungspunkte zwischen den Zwischenelementen und den Lagerringen, wie sie in Abschnitt 3.1.4 eingeführt wurden. Hierfür werden zunächst sogenannte „Masterpunkte“ an den Lagerringen und den einzelnen Zwischenelementen gesetzt. An diesen Punkten erfolgt im Anschluss die Verbindung der Zwischenelemente mit den Lagerringen. Gleichzeitig sind diese Masterpunkte auch die Stellen, auf die sich die modalen Reduktionsgleichungen der flexiblen Körper beziehen. Was auch bedeutet, dass an diesen Punkten die Wälzkörperkräfte in die Wälzlagerringe eingeleitet werden. Das relativ einfach aufgebaute Vier-Kugel-Modell soll neben der grundlegenden Überprüfung der Richtigkeit des Modellansatzes auch der Ermittlung der richtigen Anzahl und der Positionen der Masterpunkte für den Modellansatz dienen.

Im Zusammenhang mit den Masterpunkten ist zu klären, welche Arten von Verbindungen an den Masterpunkten verwendet werden. Diese Verbindungen sind das Bindungsglied zwischen den Zwischenelementen und den flexiblen Lagerringen; hier können sogenannte „Fixed Joint-Verbindungen“ eingesetzt werden. Diese ermöglichen eine feste Kopplung zweier Punkte zwischen zwei Bauteilen. Der Einsatz einer „Fixed Joint-Verbindung“ ermöglicht sowohl eine Kraft- als auch eine Momentenübertragung. Diese Art der Verbindung ist zwingend erforderlich, falls nur ein einzelner Masterpunkt pro Zwischenelement zum Einsatz kommt. Wird eine Bindungsart verwendet, die nur Kräfte übertragen kann, so werden mehrere Masterpunkte be-

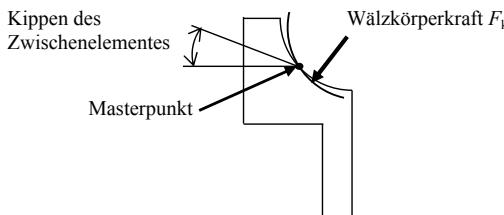


Bild 3.16: Kippen des Zwischenelementes

nötigt. Ist dies nicht der Fall, kann es zum Kippen der Zwischenelemente, wie in **Bild 3.16** dargestellt, kommen. Aber auch Verbindungen, die einzelne Freiheitsgrade nicht übertragen, wie zum Beispiel „Drehgelenke“ oder „Kugelgelenke“, sind grundsätzlich denkbar.

Die Anzahl der erforderlichen Masterpunkte soll möglichst gering gehalten werden, da diese in Bezug auf die Bildung der modalen Ansatzfunktionen Rechenzeit und Datenaufwand in Anspruch nehmen. Dies spricht für die Verwendung eines einzelnen Masterpunktes pro Zwischenelement. Bei der Verwendung eines einzelnen Masterpunktes ist jedoch zu beachten, dass es zum Kippen der Zwischenelemente kommen kann. Dies könnte auch der Fall sein, wenn eine feste „Fixed Joint-Verbindung“, die sowohl Kräfte als auch Momente übertragen kann, als Bindungsglied an den Masterpunkten verwendet wird. Problematisch ist hier, dass die Wälzkörperfunktion F_k unter Belastung nicht direkt über dem Masterpunkt liegt. Es tritt ein Hebelarm zwischen dem Masterpunkt und der Wälzkörperbelastung F_k auf. Besitzt der Masterpunkt zur Krafteinleitung am flexiblen Lagerring selbst nicht die ausreichende Kippsteifigkeit, so kommt es zu einem Kippen der Zwischenelemente. Die Kontur der Lagerlaufbahn weicht von der in der Realität vorhandenen Laufbahngeometrie ab und es ergeben sich falsche Lagersteifigkeitswerte. Ob dieses Problem im MKS-Modell auftritt, zeigt ein Vergleich zwischen zwei Simulationsmodellen, welches einen Masterpunkt pro Zwischenelement bzw. zwei Masterpunkte pro Zwischenelement beinhaltet. Treten in der axialen Verschiebung u_z keine Abweichungen zwischen den beiden Simulationsergebnissen auf, so kann darauf zurückgeschlossen werden, dass kein Kippen des Zwischenelementes erfolgt.

Denkbar wäre auch, dass das Kippen der Zwischenelemente in Lagerumfangsrichtung auftritt. Auch hier ist mit einer Verlagerung des Wälzkörperkontaktpunktes zu rechnen. Wäre dies neben dem Kippen des Zwischenelementes in Lagerquerschnittsrichtung der Fall, wären mindestens drei Masterpunkte zur Verbindung eines Zwischenelementes mit den flexiblen Lagerringen erforderlich. Zu beachten ist aber, dass das Zwischenelement selbst als ideal steifes Bau teil modelliert wird. Ist das steife Zwischenelement an mehreren Masterpunkten mit dem flexiblen Lagerring verbunden, so führt dies zu einer in der Realität nicht vorhandenen Versteifung des Lagerringes im Bereich der einzelnen Masterpunkte. **Bild 3.17** verdeutlicht dieses Problem,

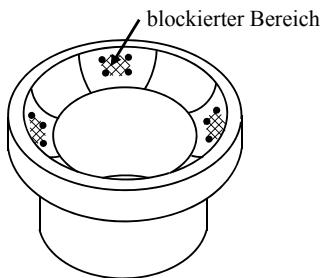


Bild 3.17: Blockieren der Elastizität der Lagerringe

hier als „blockierter Bereich“ dargestellt. Zur besseren Darstellung wurden im Bild vier Masterpunkte verwendet. Der „blockierte Bereich“ könnte das Simulationsergebnis massiv verfälschen. Bei der Verwendung von mehreren Masterpunkten ist es deshalb wichtig, dass die Masterpunkte eines einzelnen Zwischenelementes möglichst nahe zusammenliegen und somit der verstieft Bereich des Lagerringes nur sehr klein gegenüber dem nicht verstieften Bereich ausgeführt ist.

Die Problematik des Kippens des Zwischenelementes kann aber auch mit der Bildung der modalen Ansatzfunktionen behoben werden. Zu erklären ist dies damit, dass bei der modalen Reduktion für die einzelnen Punkte, auf die sich die Ansatzfunktionen beziehen, festgelegt werden kann, ob translatorische und oder rotatorische Freiheitsgrade ermöglicht werden. Werden die rotatorischen Freiheitsgrade der „Masterpunkte“ nicht zugelassen, wird ein Kippen der Zwischenelemente, wie im **Bild 3.16** dargestellt ist, „blockiert“. Eine Verdrehung des Lagerquerschnittes selbst, wie in Abschnitt 3.3 (Seite 57) in **Bild 3.6** dargestellt ist, darf jedoch dabei nicht behindert werden. Werden keine rotatorischen Freiheitsgrade für die Masterpunkte zugelassen, so erfolgt eine rein translatorische Verschiebung des Zwischenelementes. Dies führt zu

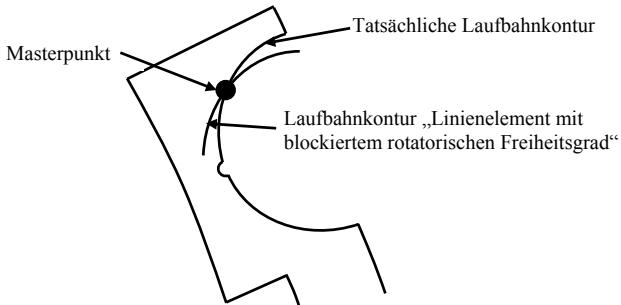


Bild 3.18: Unterschied Laufbahnabbildung: tatsächliche Laufbahnkontur und Linienelement mit blockiertem rotatorischem Freiheitsgrad

Abweichungen zwischen der tatsächlichen Laufbahnkontur und der im Simulationsmodell abgebildeten Laufbahnkontur, wie in **Bild 3.18** ersichtlich ist. Ein großer Vorteil bei Nichtzulassung der rotatorischen Freiheitsgrade ist, dass ein in der Realität nicht vorhandenes Kippen der Zwischenelemente, wie es in **Bild 3.16** der Fall ist, komplett ausgeschlossen werden kann. In der Realität liegt jedoch ein geringfügiges Kippen aufgrund der Lagerringquerschnittsverdrehung vor. Dies kann aber ohne rotatorische Freiheitsgrade nicht mehr abgebildet werden. Wie groß der Fehler beim Blockieren des rotarischen Freiheitsgrades ist und ob dieser Fehler akzeptabel ist, wird anhand der in Abschnitt 3.3 in **Bild 3.6** dargestellten Verdrehung des Lagerquerschnittes gezeigt. Bei einer Aufweitung von $\Delta r_{Au} = 0,063$ mm am unteren Lagerringeckpunkt sowie einer Aufweitung am oberen Lagerringeckpunkt von $\Delta r_{Ao} = 0,0163$ mm, erfolgt eine Verdrehung des Lagerringquerschnittes $\alpha_L = 0,043^\circ$. Dies bedeutet, dass bei nicht zugelassenem rotatorischem Freiheitsgrad die Kontur der Laufbahngeometrie um einen Winkel von $\alpha_L = 0,043^\circ$ falsch abgebildet wird. Im Anwendungsfall tritt bei der Belastung von $F_a = 2.000$ kN ein Betriebsdruckwinkel $\alpha = 52,5^\circ$ auf. Mit Hilfe des Betriebsdruckwinkels α kann die Kontaktstelle Laufbahn zu Wälzkörper ermittelt werden. An dieser Stelle kann anschließend der Fehler der Abweichung zwischen der tatsächlichen Laufbahngeometrie und der Laufbahngeometrie am Zwischenelement ermittelt werden. Es ergibt sich ein Fehler $f_L = 0,003$ mm in x-Richtung, in der auch die beiden genannten Verschiebungswerte Δr_{Au} und Δr_{Ao} liegen. Die Aufweitung des Lagerringes liegt in diesem Bereich bei $\Delta r_A = 0,143$ mm. Dies bedeutet, dass ein Fehler in der Abbildung der Laufbahnkontur von gerade einmal 2,1 % vorhanden ist. **Bild 3.19** zeigt eine Grafik zur Verdeutlichung des Fehlers. Dieser geringe Fehler kann in der Modellbildung in Kauf genommen werden und es wird festgelegt, dass die rotatorischen Freiheitsgrade an den Masterpunkten nicht berücksichtigt werden.

Neben einer nicht ausreichenden Kippsteifigkeit, die zum Kippen des Zwischenelementes führt, wäre auch eine nicht ausreichend translatorische Steifigkeit der Lagerringe an den einzelnen

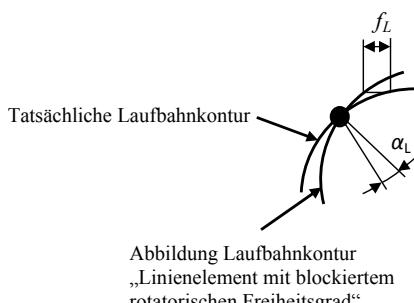


Bild 3.19: Unterschied Laufbahnabbildung, tatsächliche Laufbahnkontur und Linienelement mit blockiertem rotatorischem Freiheitsgrad

Masterpunkten problematisch. Dies könnte sich so auswirken, dass an den Lagerringen im Bereich der Masterpunkte ein punktueller Dellen auftritt. Auch hier können mehrere Masterpunkte, die über eine bestimmte Fläche verteilt sind, Abhilfe schaffen. Ob diese Problematik auftritt, zeigt ein Vergleich der Simulationsergebnisse von Modellen, in denen mehrere Masterpunkte verwendet werden. Näheres hierzu ist in Abschnitt 3.4.2 in **Tabelle 3.5** dargestellt.

Wie sich im weiteren Verlauf der Arbeit zeigt, ist die Verwendung eines einzelnen Masterpunktes, in Zusammenhang mit einer festen Verbindung, der beste Ansatz. Die Lage der Masterpunkte wird so definiert, dass diese am jeweiligen Wälzkörperkontaktpunkt im unbelasteten Zustand liegen. Dies entspricht bei einem Wälzlagern mit einem Lagerspiel von null dem Kontaktspunkt am Nenndruckwinkel α_0 . Auch für Wälzlagern mit einem Lagerspiel ungleich null können die Masterpunkte an den gleichen Koordinaten gesetzt werden, da nur geringfügige Unterschiede zu erwarten sind.

Im folgenden Ablauf werden die allgemeingültigen Gleichungen zur Ermittlung der Koordinaten zur Bestimmung der Lage der Masterpunkte erarbeitet. Gleichzeitig werden die Masterpunkte, die für ein zweireihiges Wälzlagern erforderlich sind, hergeleitet. Als Bezugspunkt, auf den sich die einzelnen Koordinaten beziehen, dient der Lagermittelpunkt. Bei einem zweireihigen Lager wird der Lagermittelpunkt mittig zwischen den beiden Laufbahnen festgelegt. Die einzelnen Koordinaten werden mit unterschiedlichen Indizes versehen. Der erste Index steht für den jeweiligen Lagerring: ()_A für den Außenring, ()_I für den Innenring. Der zweite Index steht für die jeweilige Laufbahn einer Wälzkörperreihe: ()_O für die obere Laufbahn, ()_U für die untere Laufbahn. **Bild 3.20 a)** zeigt ein Schnittbild des Lagerringes mit den Koordinaten der einzelnen Masterpunkte für ein einreihiges Wälzlagern. Die Richtungen der Koordinaten der Masterpunkte entsprechen dem im **Bild 1.4** in Kapitel 1 eingeführten Koordinatensystem.

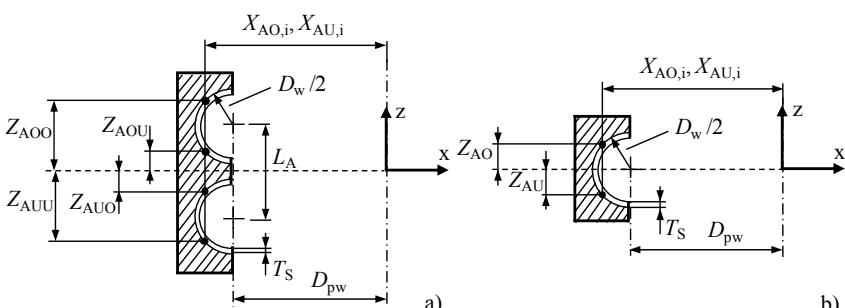


Bild 3.20: Koordinaten der Masterpunkte: Lage im Querschnitt des Lagerringes bei einem einreihigen Wälzlagern a) Lage im Querschnitt des Lagerringes bei einem zweireihigen Wälzlagern b)

Es ergibt sich bei einem einreihigen Wälzlager eine z-Koordinate für den oberen Masterpunkt am Außenring Z_{AO}

$$Z_{AO} = \sin\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) , \quad (3.10)$$

sowie für den unteren Masterpunkt Z_{AU}

$$Z_{AU} = -\sin\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) . \quad (3.11)$$

Zu erwähnen ist, dass die z-Koordinaten für eine Laufbahnreihe für alle Wälzkörper gleich sind. T_s entspricht der Schalendicke des Zwischenelements. Diese Dicke sollte nicht zu groß gewählt werden, da der Krafteinleitungspunkt auch in der Realität im Randbereich der Laufbahnen der Lagerringe liegt. In den folgenden Simulationen wurde ein $T_s = 0,5$ mm verwendet. Entsprechend sind die Laufbahnkrümmungen der Lagerringe um diese Dicke zu vergrößern. Bei der Erstellung der MNF-Datei im „Patran“ – Preprocessor ist es erforderlich, dass die Masterpunkte exakt auf der Bauteiloberfläche liegen. Die Koordinatenpunkte müssen aus diesem Grund mit einer hohen Genauigkeit erzeugt werden. In der Simulation werden sie deshalb mit sechs Nachkommastellen erfasst. D_w entspricht dem Wälzkörperlurchmesser und α_0 dem Nenndruckwinkel. Für den Innenring gelten die gleichen z-Koordinaten wie am Außenring, was bedeutet, dass bei einem einreihigen Vierpunktler $Z_{IO} = Z_{AO}$ und $Z_{IU} = Z_{AU}$ entspricht. Handelt es sich um ein zweireihiges Vierpunkt-Großwälzlager, wie es im vorliegenden Praxisbeispiel dem Blattlager der Fall ist und in **Bild 3.20 b)** dargestellt ist, so müssen die z-Koordinaten um den halben Abstand L_A der beiden Wälzkörperreihen korrigiert werden. Zur Unterscheidung der beiden Wälzkörperreihen wird ein dritter Index eingeführt: $(_O)$ für die obere Wälzkörperreihe, $(_U)$ für die untere Wälzkörperreihe. Daraus resultieren für ein zweireihiges Vierpunkt-Großwälzlager, für die obere Wälzkörperreihe die Koordinaten Z_{AOO} und Z_{AOU}

$$Z_{AOO} = \sin\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) + \frac{L_A}{2} , \quad (3.12)$$

$$Z_{AOU} = -\sin\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) + \frac{L_A}{2} , \quad (3.13)$$

sowie für die untere Wälzkörperreihe die Koordinaten Z_{AUO} und Z_{AUU}

$$Z_{AUO} = \sin\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) - \frac{L_A}{2} , \quad (3.14)$$

$$Z_{AUU} = -\sin\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) - \frac{L_A}{2} . \quad (3.15)$$

Auch hier gelten für den Innenring die gleichen Koordinaten: $Z_{IOO} = Z_{AOO}$, $Z_{IOU} = Z_{AOU}$, $Z_{IUO} = Z_{AUO}$ und $Z_{IUU} = Z_{AUU}$.

In x- und y-Richtung müssen für jeden Wälzkörper die Koordinatenpunkte neu berechnet werden. Hierfür wird der Laufindex (---_i) eingeführt. Alle Masterpunkte, die in einer Schnitt-ebene des Lagerringes liegen, haben die gleichen Koordinaten (siehe **Bild 3.20 a) und b)**). Daher ist eine Unterscheidung zwischen der oberen und der unteren Wälzkörperreihe nicht erforderlich. Zusätzlich wird der Laufkreisdurchmesser D_{pw} benötigt. Die x-Koordinaten $X_{A,i}$ werden mit

$$X_{A,i} = \left(\frac{D_{pw}}{2} + \cos\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) \right) \cos \left(\frac{360}{z} i \right) \quad i = 1 \dots z \quad (3.16)$$

berechnet. Für den Außenring werden die y-Koordinaten $Y_{A,i}$ mit

$$Y_{A,i} = \left(\frac{D_{pw}}{2} + \cos\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) \right) \sin \left(\frac{360}{z} i \right) \quad i = 1 \dots z \quad (3.17)$$

berechnet. Die x-Koordinaten am Innenring $X_{I,i}$ ergeben sich mit

$$X_{I,i} = \left(\frac{D_{pw}}{2} - \cos\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) \right) \cos \left(\frac{360}{z} i \right) \quad i = 1 \dots z \quad (3.18)$$

sowie für die y-Achse $Y_{I,i}$

$$Y_{I,i} = \left(\frac{D_{pw}}{2} - \cos\alpha_0 \left(\frac{D_w}{2} + T_s \right) \right) \sin \left(\frac{360}{z} i \right) \quad i = 1 \dots z \quad . \quad (3.19)$$

Die Masterpunkte werden mit einem Excel-Datenblatt generiert. Anschließend werden die Lagekoordinaten der Masterpunkte in das Mehrkörpersimulationsprogramm eingelesen, sowie zum Erzeugen der MNF-Datei im FEM-Programm genutzt. Grundsätzlich könnte auf die Schalendicke T_s in der Berechnung der Koordinatenpunkte verzichtet werden. Da die Masterpunkte jedoch auf der Oberfläche der Lagerringe liegen müssen, würden sich die Zwischen-elemente und die Lagerringe graphisch überschneiden. Dies ist jedoch nur ein optisches Problem in der Modelldarstellung. Es ergibt sich eine Wertetabelle für die x-, y-, und z-Koordinaten der Masterpunkte, wie in **Tabelle 3.4** dargestellt für das Vier-Kugel-Modell.

Tabelle 3.4: Wertetabelle der Masterpunkte des Vier-Kugel-Modells (gerundet)

<u>Außenring</u>			
Wälzkörper	$X_{A,i}$	$Y_{A,i}$	Z_{AU}
1	64,496	0	-14,496
2	0	64,496	-14,496
3	-64,496	0	-14,496
4	0	-64,496	-14,496

Zusätzlich müssen weitere Punkte erstellt werden. An ihnen erfolgt die Verbindung zu den umliegenden Bauteilen bzw. werden die Bauteile gelagert oder die Belastungen, die auf das Gesamtsystem wirken, eingeleitet.

3.4.2 Vergleich der Simulationsergebnisse

Um die Zuverlässigkeit des Vier-Kugel-Modells abzusichern, wird ein zusätzliches FEM-Modell erstellt. **Bild 3.21 a)** zeigt das FEM-Modell unter einer axialen Belastung F_a in Höhe von 40.000 N. **Bild 3.21 b)** zeigt das hierbei entstandene Verformungsverhalten des äußeren Lagerrings. Hierbei ist, wie im Vorfeld vermutet, zu erkennen, dass aufgrund von nur vier verwendeten Wälzkörpern eine ungleichmäßige Verformung am Umfang des Lagerringes entsteht.

Des Weiteren wird die in Abschnitt 2.4.1 eingeführte analytische Berechnung für einen zusätzlichen Vergleich verwendet. Als Kriterium zur Beurteilung der Richtigkeit wird die axiale Verschiebung u_z des starr angenommenen Innenringes herangezogen. **Bild 3.22** zeigt die Ergebnisse der unterschiedlichen Berechnungsarten zur axialen Verschiebung u_z . Die MKS-Be-

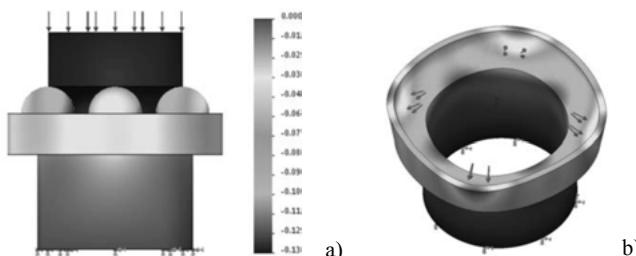


Bild 3.21: Vier-Kugel-Modell: axiale Verschiebung am FEM-Modell a) resultierende Verformung am Außenring b)

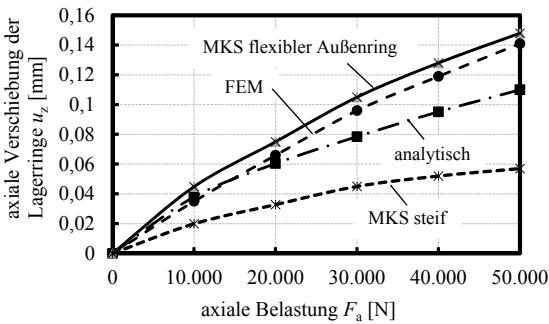


Bild 3.22: Vergleich der Ergebnisse Vier-Kugel-Modell: MKS steif, analytisch, FEM und MKS mit flexiblem Außenring

rechnung erzielt sehr ähnliche Berechnungsergebnisse wie die FEM-Simulation. Die Ergebnisse der analytischen Berechnung liegen unterhalb den Simulationsergebnissen. Bei der analytischen Berechnung wird von einer gleichmäßigen Aufweitung der Lagerringe ausgegangen. Bei nur vier Wälzkörpern erfolgt jedoch eine sehr ungleichmäßige Aufweitung des Lagerrings. Neben der Aufweitung kommt es zusätzlich, wie in Abschnitt 3.3 gezeigt wurde, auch noch zu einer Verdrehung des Lagerrings. Auch diese wurde mit der analytischen Methode nicht berücksichtigt. Dass die Verdrehung des Lagerringquerschnittes einen erheblichen Einfluss auch auf die axiale Nachgiebigkeit u_z hat, wurde bereits an einem Versuch am Großwälzlagerringprüfstand in Kapitel 2.4.2 (siehe **Bild 2.10 a)** gezeigt. Die Verdrehung des Lagerringquerschnittes verursacht eine zusätzliche axiale Verschiebung u_z . Im Versuch wurde dies durch den Unterschied in der axialen Nachgiebigkeit u_z bei einer axialen Belastung F_a in positiver bzw. negativer Richtung nachgewiesen. Daraus lässt sich der geringere berechnete analytische Verlauf mit den Abweichungen zu den simulierten Werten aus der FEM- bzw. der MKS-Simulation erklären. Die zusätzlich eingetragene Lagerringverschiebung u_z (**Bild 3.22**) des MKS-Modells mit steifen Innen- und Außenringen zeigt, dass sich die Außenringverformung deutlich auf die axiale Lagerringverschiebung u_z auswirkt.

Das MKS-Simulationsmodell ermittelt somit annähernd identische Werte wie die FEM-Simulation. Zusätzlich ergibt sich ein gleichartiges Verformungsbild des Lageraußenringes bei der FEM- und der MKS-Berechnung. Die Unterschiede der analytischen Berechnung zu den mit den Simulationen erzielten Werten sind nachzuvollziehen. Es kann deshalb grundsätzlich darauf geschlossen werden, dass die Validierung des verwendete MKS-Simulationsansatzes gelungen ist.

Aufgrund der noch offen stehenden Frage, bezüglich des Dellens der Lagerringe, was bei einer zu geringen Steifigkeit der Masterpunkte, wie in Abschnitt 3.4.1 auf Seite 69 erläutert wurde,

entstehen könnte, wird das Vier-Kugel-Modell mit ein und zwei Masterpunkten zur Anbindung der Zwischenelemente an die flexiblen Lagerringe untersucht. Sind keine Abweichungen vorhanden in der axialen Verschiebung u_z , so kann darauf zurückgeschlossen werden, dass kein Dellen auftritt und ein einziger Masterpunkt als Verbindungspunkt ausreichend ist. In der Variante mit zwei Masterpunkten wurde die Lage der Masterpunkte so gewählt, dass sie $+/- 10^\circ$ vom theoretischen Kontaktwinkel, der beim Nenndruckwinkel α_0 auftreten würde, liegen. Bei zwei Masterpunkten wurde zusätzlich eine Variante untersucht, bei der die rotatorischen Freiheitsgrade zugelassen wurden, was jedoch keine Auswirkung auf das Ergebnis zeigte. **Tabelle 3.5** zeigt die Ergebnisse der axialen Verschiebung u_z für sechs unterschiedliche axiale Belastungen F_a mit einem bzw. zwei Masterpunkten pro Zwischenelement.

Tabelle 3.5: Vier-Kugel-Modell, axiale Verschiebung u_z bei ein bzw. zwei Masterpunkten

	F_a [N]	5.000	10.000	20.000	30.000	40.000	50.000
ein Masterpunkt	u_z [mm]	0,020	0,045	0,075	0,105	0,128	0,148
zwei Masterpunkte	u_z [mm]	0,020	0,045	0,075	0,105	0,128	0,148

Es zeigt sich, dass in den Ergebnissen der Berechnungen der axialen Verschiebung u_z , aufgrund der Verwendung eines einzelnen bzw. zwei Masterpunkten, keine Unterschiede entstehen. So mit kann ein Dellen des Lagerringquerschnittes im Bereich der Anbindungsstelle des flexiblen Lagerringes zum Zwischenelement ausgeschlossen werden und es wird festgelegt, dass ein Masterpunkt pro Zwischenelement verwendet wird.

3.5 Vereinfachtes Lagermodell

Das Vier-Kugel-Modell ist, aufgrund einer einzigen Laufbahn pro Lagerring, ausschließlich in der Lage positive axiale Belastungen F_a aufzunehmen. Nun wird dieses Modell erweitert zu einem Modell mit zwei Laufbahnen pro Lagerring, welches mehr der Realität eines Vierpunkt-wälzlagers entspricht, so dass auch weitere Belastungsarten simuliert werden können. In **Tabelle 3.6** sind die Parameter sowie die Abmessungen des neuen Simulationsmodells dargestellt.

Tabelle 3.6: Lagerparameter und Abmessungen „Vereinfachtes Lagermodell“

Wälzkörperanzahl	$z = 4$
Wälzkörperl durchmesser	$D_w = 40 \text{ mm}$
Teilkreisdurchmesser	$D_{pw} = 100 \text{ mm}$
Rillenradius am Innenring	$r_I = 20,5 \text{ mm}$
Rillenradius am Außenring	$r_A = 20,5 \text{ mm}$
Nenndruckwinkel	$\alpha_o = 45^\circ$
Lagerspiel	$G_a = 0 \text{ mm}$
Lageraußendurchmesser	$D_A = 150 \text{ mm}$
Lagerinnendurchmesser	$D_I = 50 \text{ mm}$
Höhe des Wälzlers	$H = 60 \text{ mm}$

Im Grundsatz entspricht das „vereinfachte Lagermodell“ dem vorangegangenen Vier-Kugel-Modell. **Bild 3.23** zeigt den Aufbau des neuen Modells. Zur Validierung des MKS-Modells wird, wie bereits beim einfachen Vier-Kugel-Modell, ein FEM-Modell erstellt, welches wiederum nochmals mit einer analytischen Berechnung verglichen wird. Die Masterpunkte werden mit dem bereits benannten Excel-Datenblatt aus Abschnitt 3.4.1 erzeugt. **Tabelle 3.7** zeigt die Masterpunkte der Zwischenelemente an den vier Wälzkörpern, sowohl für den Innenring, als auch für den Außenring. Da sich bei der Lagergeometrie im Bereich der inneren Geometrie an den Laufbahnen und den Wälzkörpern keine Unterschiede zu dem „Vier-Kugel-Modell“ ergeben, werden für die Steifigkeitswerte K_A für die Wälzkörper- / Laufbahnkontakte die gleichen Werte wie beim Vier-Kugel-Modell verwendet.

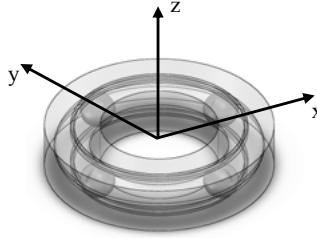
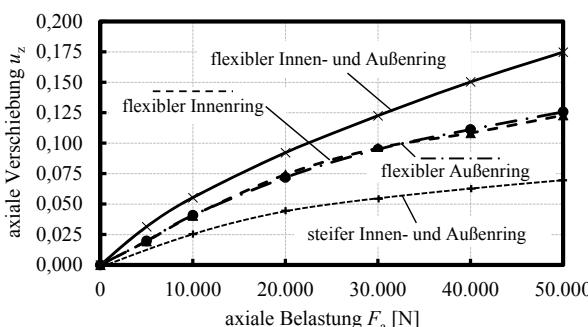
**Bild 3.23:** MKS-Test-Modell Vierpunkt-Lager „Vereinfachtes Lagermodell“

Tabelle 3.7: Wertetabelle der Masterpunkte „Vereinfachtes Lagermodell“ (gerundet)

<u>Außenring</u>			
Wälzkörper	$X_{A,i}$	$Y_{A,i}$	Z_{AO} / Z_{AU}
1	64,496	0	+/- 14,496
2	0	64,496	+/- 14,496
3	- 64,496	0	+/- 14,496
4	0	- 64,496	+/- 14,496

<u>Innenring</u>			
Wälzkörper	$X_{I,i}$	$Y_{I,i}$	Z_{IO} / Z_{IU}
1	35,504	0	+/- 14,496
2	0	35,504	+/- 14,496
3	-35,504	0	+/- 14,496
4	0	-35,504	+/- 14,496

Bild 3.24 zeigt die Simulationsergebnisse zur axialen Verschiebung u_z des Lagerinnenringes unter einer axialen Belastung F_a . Die axiale Verschiebung u_z wurde mit flexiblem Außen- und steifem Innenring, flexiblem Innen- und steifem Außenring, sowie flexiblem Innen- und Außenring untersucht. Wie zu erwarten, ist die axiale Verschiebung u_z bei der Verwendung von steifen Lagerringen am geringsten. Für die Fälle, in denen nur einer der beiden Lagerringe als flexibler Lagerring betrachtet wird, wurden annähernd identische Ergebnisse erzielt, was damit zusammenhängt, dass beide Lagerringe vom Querschnitt sehr ähnlich sind. Ein Vergleich der neuen Ergebnisse mit den Ergebnissen vom „Vier-Kugel-Modell“ (siehe Abschnitt 3.4.2, **Bild 3.22**) zeigt für die axiale Verschiebung u_z im Fall „flexibler Außenring“ kleinere Werte. Dies hängt damit zusammen, dass der Lagerring aufgrund der zweiten Laufbahn etwas mehr Höhe

**Bild 3.24:** Simulationsergebnisse axiale Verschiebung u_z unter axialer Belastung F_a

erhält und deshalb mehr Steifigkeit besitzt. Dies gibt bereits eine erste Aussage über das richtige Simulationsverhalten des neuen Simulationsmodells. Die größte axiale Verschiebung u_z wird erzielt, wenn beide Lagerringe flexibel sind. Bei größeren Belastungen zeigt sich ein ziemlich lineares Verhalten der axialen Verschiebung u_z . Dies hängt damit zusammen, dass im Grundsatz die Aufweitung bzw. Stauchung der Lagerringe nach der Annahme der Rohrverformung unter Innendruck, wie sie bereits in Abschnitt 2.4.1 (Seite 20) betrachtet wurde, linear in Abhängigkeit der Belastung ist.

Aufgrund der unterschiedlichen Verdrehung des Lagerringquerschnittes im Falle einer Druckbelastung F_a (+) bzw. Zugbelastung F_a (-) ergeben sich unterschiedliche Ergebnisse für die axiale Verschiebung u_z . Exemplarisch wird dies für eine axiale Belastung $F_a = 30.000$ N betrachtet. Es ergibt sich im Falle der axialen Druckbelastung eine axiale Verschiebung u_z von 0,126 mm. Bei einer Zugbelastung entsteht eine axiale Verschiebung u_z in Höhe von 0,134 mm (nicht in **Bild 3.24** dargestellt). Die axiale Lagerringverschiebung u_z bei einer Zugbelastung ist somit größer als bei einer Druckbelastung, was auch aufgrund der einseitigen Einspannung des Lageraußenringes und der hieraus entstehenden Verdrehung des Lagerringquerschnittes, wie sie in Abschnitt 3.3 gezeigt wurde, nachzuvollziehen ist.

Auch beim vereinfachten Lagermodell erfolgte ein Vergleich des MKS-Modells mit einer FEM-Simulation. Zur Betrachtung der unterschiedlichen Einflüsse der Lagerringverformung ist ein Blockieren der Aufweitung bzw. der Stauchung der einzelnen Lagerringe erforderlich. Dies muss durch unterschiedliche Arten der Einspannung der einzelnen Lagerringe im FEM-Modell erfolgen. **Bild 3.25 a), b), c) und d)** zeigen die unterschiedlichen Varianten hierfür.

Bild 3.26 zeigt den Vergleich anhand der axialen Verschiebung u_z des inneren Lagerrings unter einer axialen Belastung F_a . Im Bild ist der Fall gezeigt, bei dem der äußere Lagerring als flexibles Bauteil und der innere Ring als starrer Lagerring angenommen wird. Zu erwähnen ist, dass die exakte Auswertung der axialen Verschiebung u_z des Lagerinnenringes unter einer axi-

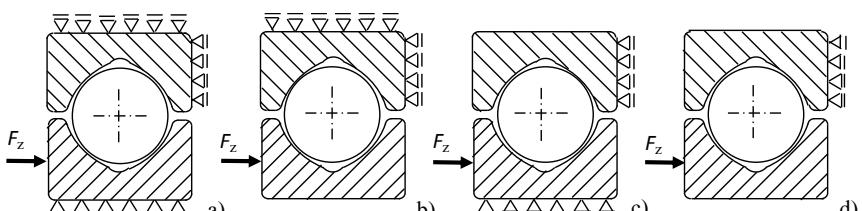


Bild 3.25: Unterschiedliche Lagerungen des FEM-Simulationsmodells: Aufweitung Außenring und Stauchung Innenring blockiert a) Aufweitung Außenring blockiert b) Stauchung Innenring blockiert c) ohne Blockierung der Aufweitung und Stauchung d)

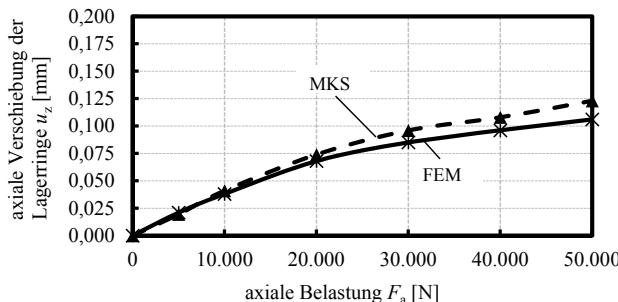


Bild 3.26: Vergleich FEM- / MKS-Simulationsergebnisse mit flexiblem Außenring; axiale Verschiebung u_z der Lagerringe unter axialer Belastung F_a

alen Belastung F_a bei der Verwendung eines flexiblen Innenringes nur schwer und ungenau zu erfassen ist. Dies hängt damit zusammen, dass aufgrund der aufgebrachten Flächenbelastung am flexiblen Innenring eine ungleichmäßige Verformung auftritt, welches eine Art Durchbiegung mit einer etwas stärkeren axialen Nachgiebigkeit u_z im Bereich zwischen den einzelnen Wälzkörpern hervorruft als an den Wälzkörpern.

Eine Betrachtung der beiden Kurven in **Bild 3.26** zeigt ein ähnliches Verhalten der axialen Verschiebung u_z des inneren Lagerringes zwischen der MKS- und der FEM-Simulation. Auch in diesem neuen Modell liegen die mit der FEM-Simulation erzielten Werte, wie bereits beim „Vier-Kugel-Modell“, etwas unter den Werten der MKS-Simulation.

Neben der axialen Verschiebung u_z aufgrund der axialen Belastung F_a wird auch die radiale Verschiebung u_y der Lagerringe unter einer radialen Belastung F_r betrachtet. **Bild 3.27** zeigt die radiale Verschiebung u_y des inneren Lagerringes unter einer radialen Belastung F_r . Eine nähere Auswertung, bzw. ein Vergleich der radialen Verschiebung des Lagerringes u_y unter einer radialen Belastung F_r ist nicht aussagekräftig, da die Verschiebung u_y sehr stark von der Lage der Wälzkörper abhängig ist, bzw. sich am Innenring am Umfang unterschiedliche Verschiebungswerte u_y ergeben. Für die im **Bild 3.27** dargestellten Werte wurde deshalb auch der Innenring als steifes Bauteil angenommen und der Lagermittelpunkt ausgewertet. Abschließend ist jedoch ersichtlich, dass im Grundsatz die Simulation einer radialen Belastung F_r möglich ist.

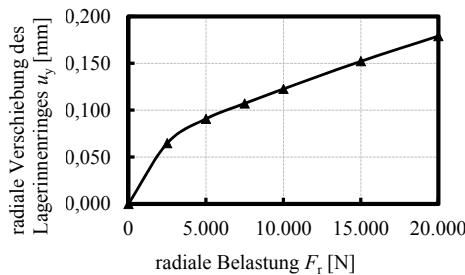


Bild 3.27: Radiale Verschiebung des Lagerringenrings u_y unter radialem Belastung F_r

3.6 Numerische Stabilisierung der Wälzkörper durch Federelemente

In manchen Simulationen besteht die Gefahr, dass die einzelnen Wälzkörper im Umfang zu wandern beginnen. Das Problem ist hierbei, dass das Simulationsmodell ein mathematisches Modell ist, welches zu Schwingungen führen kann. Im Extremfall wandern die Wälzkörper so weit, dass Sie über die Zwischenelemente fallen, was zum Zerfall des Simulationsmodells führt. In der Realität werden diese Wanderbewegungen durch den Lagerkäfig bzw. den Distanzstücken zwischen den Wälzkörpern nicht zugelassen. Jedoch darf in der Lagersimulation keine steife Verbindung zwischen den einzelnen Wälzkörpern vorhanden sein. Dies hängt damit zusammen, dass die einzelnen Wälzkörper unterschiedliche Druckwinkel α besitzen. Eine gewisse Flexibilität des Abstandes zwischen den einzelnen Wälzkörpern muss vorhanden sein. Dieser Abstand kann mit Federelementen ermöglicht werden. Die Federelemente greifen dabei an den Mittelpunkten der einzelnen Wälzkörper an. Eine nähere Betrachtung des Simulationsmodells zeigt, dass ein ständiges Schwingen der Wälzkörper in Umfangsrichtung auftritt. Rein theoretisch treten keine Kräfte auf, die eine größere Wanderbewegung der Wälzkörper in Umfangsrichtung hervorrufen, jedoch ist dieser Freiheitsgrad nicht blockiert. Es handelt sich hier um ein Modellierungsproblem, welches ein Aufschwingen der Wälzkörper in Umfangsrichtung bewirkt. Durch eine Dämpfung zwischen den einzelnen Wälzkörpern kann ein Aufschwingen der Wälzkörper verhindert werden. Die Federsteifigkeit sollte dabei möglichst klein eingestellt werden, so dass keine zusätzlichen Zwangskräfte aufgrund der Federn entstehen. Bild 3.28 zeigt die Problematik des Abwanderns der Wälzkörper, sowie die Federelemente zwischen den Wälzkörpern. Eine Lagerung eines einzelnen Wälzkörpers in einer Ebene mit den Lagerringen wäre technisch möglich. Es könnte so ein gemeinsames Abwandern aller Wälzkörper verhindert werden. Dieses Phänomen ist jedoch im Rahmen der Simulationen nicht aufgetreten, eine entsprechende Gegenmaßnahme war daher nicht erforderlich.

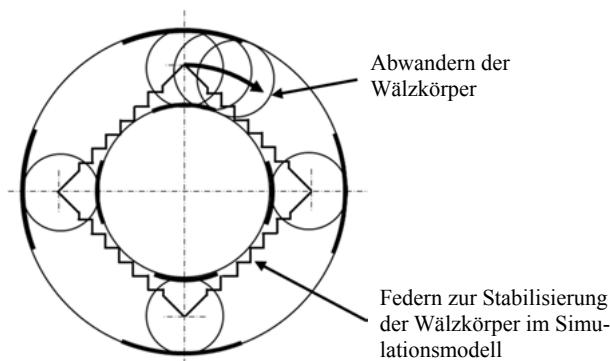


Bild 3.28: Simulationsmodell mit Federelementen zur Verhinderung der Abwanderung der Wälzkörper

3.7 Auswertung der Wälzkörperbelastungen

Für die Berechnung der statischen Tragfähigkeit, der Nachgiebigkeit, des Reibmomentes und der Lebensdauer des Vierpunkt-Großwälzlagers, werden, wie in Kapitel 2 dargestellt, die einzelnen Wälzkörperbelastungen $F_{k,i}$ benötigt. Die Berechnung der Wälzkörperkräfte $F_{k,i}$ erfolgt mit der bereits aus Abschnitt 3.1.1 bekannten Gl. (3.1), die das Kontaktverhalten zwischen den einzelnen Wälzkörpern und der Laufbahn abbildet. Zusätzlich können die Kontaktkräfte in den jeweiligen Kraftkomponenten des Lagerkoordinatensystems betrachtet werden. Somit ergibt sich eine Auflistung aller Kontaktkräfte $F_{k,i}$ in den einzelnen Kraftkomponenten der x-, y- und z-Richtung des Lagerkoordinatensystems. Dies ist für die Ermittlung des Druckwinkels α an den Wälzkörpern von Vorteil. Der Druckwinkel α kann aus den Kraftkomponenten für die Wälzkörper berechnet werden. Hierzu ist die Bildung einer resultierenden Belastung F_{kres} ,

$$F_{kres,i} = \sqrt{F_{kx,i}^2 + F_{ky,i}^2} \quad (3.20)$$

erforderlich, die sich aus den Komponenten der Kontaktkräfte in x- und y-Richtung $F_{kx,i}$ und $F_{ky,i}$ zusammensetzt. Zur Berechnung des Druckwinkels α_i für den jeweiligen Wälzkörper ist anschließend die Umkehrfunktion des Tangens in Zusammenhang mit der Kontaktkraftkomponente $F_{kz,i}$.

$$\alpha_i = \arctan \frac{F_{kres,i}}{F_{kz,i}} \quad (3.21)$$

erforderlich.

Anhand der axialen Belastung F_a in Höhe von 30.000 N, am vereinfachten Lagermodell, werden beispielhaft die Wälzkörperkräfte $F_{k,i}$ näher betrachtet. **Tabelle 3.8** zeigt die bei dieser Belastung entstandenen Kontaktkräfte (Wälzkörperkräfte) zwischen den einzelnen Wälzkörpern und dem Lageraußenring.

Tabelle 3.8: Kontaktkräfte an den Wälzkontakten „vereinfachtes Lagermodell“ bei

$$F_a = 30.000 \text{ N}$$

Wälzkörper	F_{kx} [N]	F_{ky} [N]	F_{kz} [N]	F_k [N]
1	5.830	0	7.500	9.500
2	0	5.830	7.500	9.500
3	5.830	0	7.500	9.500
4	0	5.830	7.500	9.500

Die Kontaktkräfte entsprechen der jeweiligen Wälzkörperkraft $F_{k,i}$. Aufgrund des erforderlichen Kräftegleichgewichtes am Wälzkörper sind die Kontaktkräfte, die zwischen den Wälzkörpern und den Innenring auftreten, identisch mit Kontaktkräften, die zwischen den Wälzkörpern und den Außenringen entstehen. Geringfügige Abweichungen können bezüglich der in Abschnitt 3.6 eingeführten Federn zur Stabilisierung der Wälzkörper auftreten. Jedoch sind nur sehr geringe Unterschiede aufgrund der kleinen Federsteifigkeitswerte, die für diese Federn verwendet wurden, zu erwarten. Es ergibt sich somit nach Gl. (3.20) und (3.21) ein Druckwinkel α bei einer axialen Belastung F_a in Höhe von 38,19° für alle Wälzkörper. Das Wälzlagerring wurde ausschließlich mit einer axialen Belastung F_a belastet. Zur Überprüfung des Simulationsmodells müssen deshalb alle Kraftkomponenten F_{kz} , die in z-Richtung wirken, zusammengefasst der axialen Belastung F_a (30.000 N) entsprechen.

3.8 Simulation Großwälzlagerring

Die vorangegangenen Lagermodelle besitzen nur vier Wälzkörper. Sie dienten ausschließlich der grundsätzlichen Überprüfung, ob eine Realisierung der Berechnung eines Vierpunkt-Großwälzlagerring mit dem in Abschnitt 3.2 beschriebenen Mehrkörpersimulationsansatz möglich ist.

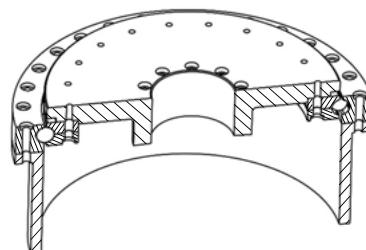


Bild 3.29: Schnittbild Großwälzlagereinheit mit Anschlusskonstruktion

In diesem Abschnitt wird dieser Ansatz für ein Wälzlagern mit 45 Wälzkörpern angewendet. Erstmals wird eine realitätsnähere Anschlusskonstruktion in der Simulation berücksichtigt. Es wird eine Lagereinheit, die für einen sogenannten „Drehantrieb“ (siehe [Kov15] und [Rit14a]) entwickelt wurde, verwendet. Die Lagereinheit dient der Lagerung der Tischplatte des Drehantriebes. Da diese Lagereinheit sowie die simulierte Anschlusskonstruktion in der Realität gebaut wurde, können Versuche zur Validierung der Simulationsergebnisse durchgeführt werden. Dies ergibt eine weitere Möglichkeit zur Beurteilung der Richtigkeit des Simulationsansatzes. Ein Schnittbild in **Bild 3.29** zeigt den Aufbau der Lagereinheit. Die technischen Daten des Vierpunkt-Großwälzlagers sind der **Tabelle 3.9** zu entnehmen.

Tabelle 3.9: Technische Daten Großwälzlagereinheit

Wälzkörperanzahl	$z = 45$
Wälzkörperlängsdurchmesser	$D_w = 15 \text{ mm}$
Teilkreisdurchmesser	$D_{pw} = 250 \text{ mm}$
Rillenradius am Innenring	$r_1 = 7,8 \text{ mm}$
Rillenradius am Außenring	$r_A = 7,8 \text{ mm}$
Nenndruckwinkel	$\alpha_o = 45^\circ$
Lagerspiel	$G_a = 0 \text{ mm}$

Es handelt sich hierbei um ein einreihiges Wälzlagern. Nähere Details können den technischen Skizzen der einzelnen Lagerbauteile im **Anhang D** entnommen werden. Die Lagereinheit wird einem dreidimensionalen Belastungsfall ausgesetzt. **Tabelle 3.10** zeigt die Belastung, bei der die einzelnen Wälzkörperkräfte bestimmt werden.

Tabelle 3.10: Belastung Großwälzlagereinheit zur Berechnung der Wälzkörperkräfte

Axiallast	$F_a = 8.000 \text{ N}$
Radiallast	$F_r = 6.500 \text{ N}$
Kippmoment	$M_k = 2.000 \text{ Nm}$

Für eine weitere Beurteilung der Qualität des Simulationsmodells kommt wieder eine FEM-Berechnung zum Einsatz. Bei diesem noch relativ kleinen Vierpunkt-Großwälzlagern mit einer Wälzkörperanzahl von 45 Wälzkörpern ist eine FEM-Simulation bereits sehr aufwendig und rechenzeitintensiv.

3.8.1 Anbindung und Berücksichtigung der Anschlusskonstruktion

Am Innenring des Wälzlagers befindet sich als Anschlusskonstruktion eine kreisförmig dünnwandige Platte, die mittig eine Bohrung besitzt. Am Außenring ist ein topfartiges Gebilde angebunden. **Bild 3.30 a) und b)** zeigen die beiden Lagerringe mit den Anschlusskonstruktionen. Im vorliegenden Fall besteht die Anschlusskonstruktion pro Lagerring jeweils nur aus einem einzigen steifigkeitsrelevanten Bauteil. Die Berücksichtigung der Steifigkeit der Lagerringe in Zusammenhang mit der Anschlusskonstruktion erfolgt mit Hilfe der modalen Reduktion, wie sie bereits in Abschnitt 3.1.3 eingeführt wurde. Die hierfür notwendigen Ansatzfunktionen werden in einem externen FEM-Solver erstellt. Denkbar sind unterschiedliche Varianten, mit denen die Anschlusskonstruktion berücksichtigt wird. Als erste Variante wäre es möglich, dass für die Lagerringe sowie für die einzelnen Bauteile der Anschlusskonstruktion die modale Reduktion einzeln durchgeführt wird. Eine Verbindung der einzelnen Bauteile müsste dann im Mehrkörpersimulationsmodell mit geeigneten Verbindungsarten an den Masterpunkten erfolgen. Ob die Anschlusskonstruktion aus einzelnen Bauteilen besteht bzw. der Lagerring und die Anschlusskonstruktion getrennt betrachtet werden, ist jedoch grundsätzlich im MKS-Modell nicht von Bedeutung. Einfluss auf das Simulationsverhalten hat lediglich das Steifigkeitsverhalten der Lagerringe im Zusammenhang mit der Anschlusskonstruktion. Somit ist als zweite Variante eine Zusammenfassung der Lagerringe mit allen steifigkeitsrelevanten Bauteilen denkbar. Wichtig ist nur, dass die durch die modale Reduktion entstandenen Gleichungen das Steifigkeitsverhalten der Lagerringe in Zusammenhang mit der Anschlusskonstruktion ausreichend wiedergeben. Die Berücksichtigung der Anschlusskonstruktion ist somit ein Problem, welches im FEM-Teil des Modellaufbaus, in dem die modale Reduktion durchgeführt wird, zu lösen ist. Als besonders problematisch wird dabei die Schraubenverbindung zwischen den Lagerringen und der Anschlusskonstruktion gesehen. Auch diese muss bei der modalen Reduktion berücksichtigt werden. Oftmals besitzen FEM-Programme spezielle Programmbausteine mit denen Schweißnähte oder Schraubenverbindungen abgebildet werden können. In MKS-Programmen ist dies üblicherweise nicht der Fall. Dies ist ein weiterer wichtiger Grund, welcher dafür spricht, dass der Lagerring mit der Anschlusskonstruktion inklusive der Schraubenverbindung als ein gemeinsames Bauteil in der MKS-Simulation erfasst wird. Informationen zum FEM-Modellaufbau von Schrauben-Flanschverbindungen können den Publikationen [Pol05] und [Sei03] entnommen werden.

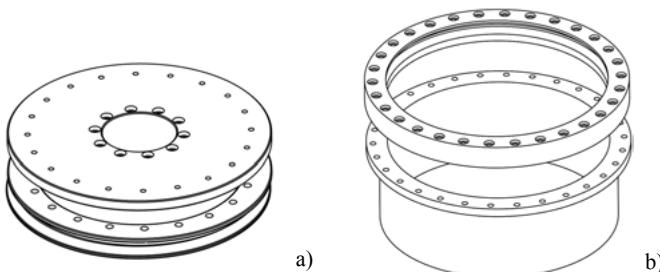


Bild 3.30: Anschlusskonstruktionen der Lagerringe Großwälzlagere: Innenring a) Außenring b)

Im vorliegenden Anwendungsfall wird die Anschlusskonstruktion zur Vereinfachung mit den Lagerringen als ein gemeinsames Bauteil für das MKS-Modell zusammengefasst. **Bild 3.31 a), b) und c)** zeigen den Ablauf der Vereinfachung am Beispiel des Lageraußenringes. In diesem Beispiel wird eine Anschlusskonstruktion verwendet, die eine rotationssymmetrische Steifigkeit sowohl am Innenring, als auch am Außenring besitzt. Wäre dies nicht der Fall, so müsste in der Simulation zusätzlich die Lage des Innenringes zum Außenring berücksichtigt werden. Ist die Position der Lagerringe zueinander, bei der eine bestimmte Belastung auftritt, nicht fest definiert, so muss die Simulation bei unterschiedlichen Verdrehungen durchgeführt werden. Um die maximale Wälzkörperfunktion zu ermitteln, muss die Drehposition gefunden werden, bei der die Wälzkörper den größten Belastungen ausgesetzt sind. Dementsprechend sind mehrere Simulationen des Vierpunkt-Großwälzlagers in unterschiedlichen Winkelpositionen erforderlich. Es empfiehlt sich dabei eine Verdrehung pro Rechenschritt, der dem Abstand zwischen zwei Wälzkörpern entspricht. Dies ist bei einem Vierpunkt-Großwälzlagere, wie in diesem Beispiel mit 45 Wälzkörpern eine Schrittweite von 8° . Ist dies möglich, so kann eine einfache Änderung des Simulationsmodells zwischen den einzelnen Berechnungsschritten vorgenommen werden. Die modale Reduktion für die Anschlusskonstruktion ist in diesem Fall nicht für

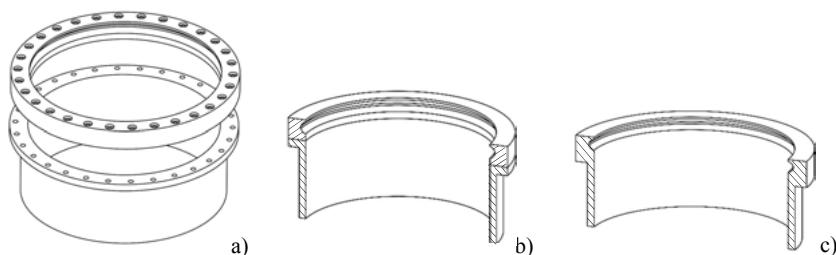


Bild 3.31: Berücksichtigung der Anschlusskonstruktion: Realitätsnahe Ausgangsmodell a) Vereinfachter Lagerring und Anschlusskonstruktion b) Zusammenschluss der Anschlusskonstruktion mit Lagerring zu einem gemeinsamen Bauteil c)

jede einzelne Schrittweite erneut durchzuführen. Wird ein Vierpunkt lager und / oder eine bestimmte Position als sehr kritisch betrachtet, muss diese Stelle gegebenenfalls in kleineren Teilschritten betrachtet werden. Jedoch ist es hierfür erforderlich, dass die modale Reduktion neu ausgeführt und die Lage der Zwischenstücke sowie der Masterpunkte geändert werden muss.

3.8.2 Bestimmung der simulationstechnischen Parameter

Für das Simulationsmodell müssen die Zwischenelemente, die Masterpunkte, die Kontaktsteifigkeitswerte und die Federelemente, die das Simulationsmodell stabilisieren, festgelegt werden.

Zwischenelemente: Die Zwischenelemente wurden mit einer Schalendicke $T_s = 0,1$ mm angenommen. Verwendet werden, wie bereits in den vorangegangenen Beispielen, vier Zwischenelemente pro Wälzkörper, was bedeutet, dass für dieses Simulationsmodell 180 Zwischenelemente erforderlich sind.

Masterpunkte: Die Masterpunkte, siehe Abschnitt 3.4.1, sind die Punkte, an denen die Verbindungen der Zwischenelemente mit dem Außenring bzw. die Verbindungen der Zwischenelemente mit dem Innenring erfolgen. **Tabelle 3.11** zeigt die Koordinaten in x-, y- und z-Richtung für die einzelnen Masterpunkte.

Tabelle 3.11: Wertetabelle Masterpunkte des Großwälzlagers (gerundet) in [mm]

<u>Außenring</u>			
oben			
Wälzkörper	$X_{A,i}$	$Y_{A,i}$	Z_{AO}
1	0	130,374	5,374
2	18,145	129,105	5,374
3	35,936	125,324	5,374
:			
45	- 18,145	129,105	5,374
unten			
Wälzkörper	$X_{A,i}$	$Y_{A,i}$	Z_{AU}
1	0	130,374	- 5,374
2	18,145	129,105	- 5,374
3	35,936	125,324	- 5,374
:			
45	- 18,145	129,105	- 5,374

<u>Innenring</u>			
oben			
Wälzkörper	$X_{I,i}$	$Y_{I,i}$	Z_{IO}
1	0	119,626	5,374
2	16,649	118,462	5,374
3	32,973	114,992	5,374
:			
45	- 16,649	118,462	5,374
unten			
Wälzkörper	$X_{I,i}$	$Y_{I,i}$	Z_{IU}
1	0	119,626	- 5,374
2	16,649	118,462	- 5,374
3	32,973	114,992	- 5,374
:			
45	- 16,649	118,462	- 5,374

In dem vorangegangenen „Vier-Kugel-Modell“ hat sich herausgestellt, dass ein Masterpunkt pro Zwischenelement ausreichend ist. Die Berechnungen zu den Masterpunkten für die Wälzkörper 1 bis 45 erfolgen mit den in Abschnitt 3.4.1 erstellten Gleichungen. Es ergeben sich vier Masterpunkte pro Wälzkörper, was in Summe 180 Masterpunkten entspricht. Zusätzliche Masterpunkte sind für die Krafteinleitung und für die Lagerung des Gesamtmodells erforderlich. Näheres hierzu ist Abschnitt 3.8.3 zu entnehmen.

Steifigkeitsfaktoren: Die Steifigkeitsfaktoren K_{Ai} und K_{Aa} , die zur Simulation des Steifigkeitsverhaltens am Wälzkontaktpunkt benötigt werden, sind in **Tabelle 3.12** dargestellt. Die Berechnung erfolgt auf Basis der Gl. (3.5), die im Abschnitt 3.1.1 erarbeitet wurde.

Tabelle 3.12: Steifigkeitsfaktoren K_A an den Wälzkontaktpunkten des Drehantriebes

Laufbahn Innenring zu Wälzkörper	$K_{Ai} = 1.144 \times 10^3 \text{ N/mm}^{1,5}$
Laufbahn Außenring zu Wälzkörper	$K_{Aa} = 1.161 \times 10^3 \text{ N/mm}^{1,5}$
Gemittelter Steifigkeitsfaktor	$K_A = 1.152 \times 10^3 \text{ N/mm}^{1,5}$

Für den Steifigkeitsexponenten e wird, wie bereits in den vorangegangenen Berechnungen, 1,5 angenommen. Auch hier zeigt sich wieder, dass für den Steifigkeitsfaktor K_A nur ein geringer Unterschied zwischen dem Kontakt Laufbahn Innenring zu Wälzkörper und dem Kontakt Laufbahn Außenring zu Wälzkörper vorhanden ist. Es wird deshalb in der Simulation wie bisher der gemittelte Steifigkeitsfaktor K_A verwendet.

Federelemente: Zur Stabilisierung des Berechnungsmodells, bzgl. des Abwanderns der Wälzkörper in Umfangsrichtung wurden, wie im „Vereinfachten Lagermodell“, zusätzliche Feder-elemente zwischen den einzelnen Wälzkörpern angebracht. Auch in diesem Beispiel werden die Steifigkeitswerte sehr gering und die Dämpfungswerte als sehr hoch angenommen. Größere Unterschiede in den Simulationsergebnissen aufgrund unterschiedlicher Dämpfungs- und Steifigkeitswerte für die Federelemente wurden nicht festgestellt.

3.8.3 Anbindung der Krafteinleitung

Die Krafteinleitung an der Platte kann aufgrund der modalen Reduktion nur an einzelnen ausgewählten Punkten erfolgen. In der Realität wirkt jedoch eine Flächenlast auf die Platte. Durch das Setzen einer Vielzahl von Krafteinleitungspunkten an der Platte kann eine flächenlast-ähnliche Belastung erzeugt werden. Dieses Vorgehen ist jedoch sehr zeitintensiv. Mit den derzeitig vorhandenen Möglichkeiten müsste jeder Krafteinleitungspunkt manuell ausgewählt und mit einer Belastung versehen werden. Bei einer Vielzahl von unterschiedlichen Belastungen (u.a. zur Bildung der Steifigkeitskurven, siehe Abschnitt 3.8.4), die mit diesem Modell simuliert werden, ist diese Vorgehensweise nicht sinnvoll. Auch ist eine Momentenbelastung M_k mittels einer Vielzahl von Einzelpunkten nur sehr schwer zu realisieren. Es ist deshalb sinnvoll, die Belastungen an einem einzigen zentralen Punkt im Lagermittelpunkt einzuleiten. Dies ist jedoch nicht möglich, da die Platte in diesem Bereich mit einer Bohrung versehen ist und hier kein Masterpunkt, der für die modale Reduktion erforderlich ist, gesetzt werden kann. Eine Möglichkeit wäre, eine Tischplatte ohne Mittelbohrung zu verwenden. Dies wiederum ist jedoch problematisch, da die Krafteinleitung an einem einzigen Punkt in ein flexibles Bauteil eine in der Realität nicht vorhandene Verwölbung der Tischplatte im Krafteinleitungsbereich hervorruft. Am Punkt der Krafteinleitung, im Mittelpunkt der Tischplatte, sollten zusätzlich die Verschiebungen u_z und u_y ermittelt werden. Eine Verwölbung der Tischplatte würde die hierfür erforderlichen Ergebnisse verfälschen. Ein starres Bauteil in der Mitte der Tischplatte ist hier deshalb von Vorteil. **Bild 3.32** zeigt das Simulationsmodell mit einem zusätzlichen starren Zylinder, der an neun Punkten mit der Tischplatte verbunden ist. Die Lagerung des Simulationsmodells erfolgt an der Anschlusskonstruktion des Außenringes. Hierfür wurden weitere Masterpunkte mittig an der unteren Kreisringfläche der zylinderartigen Anschlusskonstruktion am Außenring gesetzt. Viele MKS-Programme besitzen eine Funktion mit der eine Art „spinnenförmige“ Kraftverteilung einer Einzelkraft erfolgen kann. Anstelle des Zusatzzyllinders könnte diese Funktion zur Krafteinleitung verwendet werden. Der Zusatzzyylinder würde dadurch entfallen. Aufgrund der einfacheren Auswertung der Ringverschiebung und der

Ringverkippung im Mittelpunkt des Wälzlagers wurde jedoch die Variante mit dem Zusatzzyylinder bevorzugt.

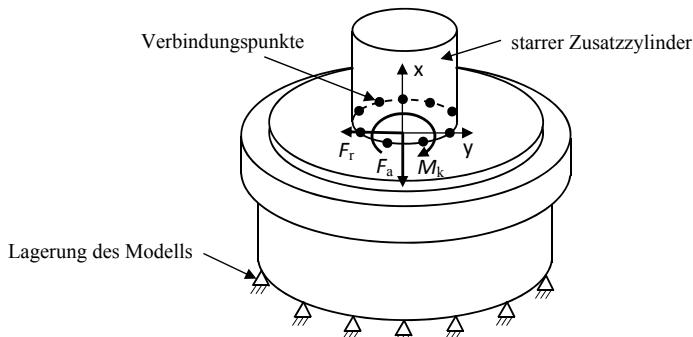


Bild 3.32: Simulationsmodell „Vierpunkt-Großwälzlagerring“ mit Zylinder zum Einleiten der Belastung in die Tischplatte, sowie Lagerung des Gesamtmodells

3.8.4 Simulation des Steifigkeitsverhaltens

Zu Beginn der Simulation werden die einzelnen Belastungsarten getrennt voneinander betrachtet. **Bild 3.33 a) und b)** zeigen die Verschiebung u_z bzw. u_y der Lagerringe bei einer axialen Belastung F_a bzw. einer radialen Belastung F_r . Dabei werden ähnliche Kurvenverläufe sowohl für die axiale Lagerverschiebung u_z , als auch für die radiale Lagerverschiebung u_y wie bei den vorangegangenen Modellen erzielt. Der Kurvenverlauf bei der radialen Belastung ist nachzuvollziehen. Mit immer größer werdender Belastung verteilt sich die Belastung auf immer mehr Wälzkörper. Dies führt zu einem deutlich geringeren Anstieg der Lagerringverschiebung bei

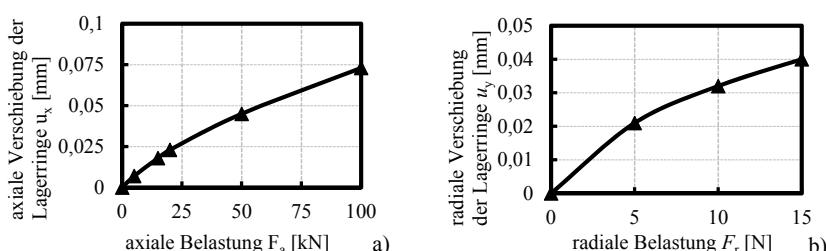


Bild 3.33: Verschiebung der Lagerringe: unter einer axialen Belastung F_a a) unter einer radialen Belastung F_r b)

höheren Belastungen als bei niedrigen Belastungen. Ob das Verhalten des MKS-Modells der Richtigkeit entspricht, soll anhand der axialen Verschiebung u_z der Lagerringe unter der Axialbelastung F_a gezeigt werden. Hierfür werden Vergleichswerte mittels Versuch und FEM-Simulation ermittelt.

Versuch: In Bild 3.34 a) und b) ist die Versuchseinheit zu erkennen. Für den Versuch wurde eine handelsübliche Hydraulikpresse verwendet. Über den Hydraulikdruck wird eine fest definierte Belastung F_a , die auf die Lagereinheit wirkt, eingestellt. Mittels einer Messuhr kann die axiale Verschiebung u_z unter einer axialen Belastung F_a ermittelt werden. Die Versuche erbrachten etwas größere Ergebnisse als die MKS-Simulation. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass die Lagerringe mit Bohrungen für das Verschrauben mit der Anschlusskonstruktion versehen sind und die Querschnitte der Lagerringe an den Bohrungen dadurch geschwächt sind. Es entsteht im Vergleich zur Simulation, die die Bohrlöcher nicht beinhaltet, sowohl am Außenring eine etwas größere Aufweitung, als auch eine etwas größere Stauchung am Innenring. Des Weiteren wird in der Lagereinheit, die im Versuch verwendet wurde, aus montagetechnischen Gründen ein zweiteiliger Lagerinnenring verwendet, der sich zusätzlich negativ auf die Steifigkeit des Innenringes auswirkt. Die genauen Ergebnisse und die Vergleiche sind am Ende dieses Kapitels der Tabelle 3.13 zu entnehmen.

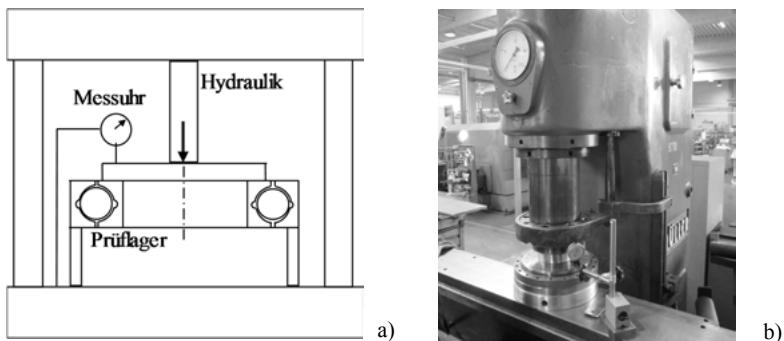


Bild 3.34: Versuch axiale Verschiebung u_z der Lagerringe unter einer Axialbelastung F_a
schematisch a) Hydraulikpresse im Versuch b)

FEM: Bild 3.35 zeigt das Modell der FEM-Simulation. Die im Bild dargestellten Werte zeigen beispielhaft eine axiale Verschiebung u_z von -0,012 mm bei einer axialen Belastung F_a von 10.000 N. In Zusammenhang mit der MKS-Simulation ergab sich für 10 kN eine Verschiebung des Innenringes u_z , wie es dem Diagramm in Bild 3.33 a) zu entnehmen ist, von 0,014 mm. Die hier erzielte Differenz von 0,002 mm entspricht einer Abweichung von ca. 14 %. Am Außen-

ring entstand eine Verschiebung u_z von nur -0,001 mm im FEM-Modell in z-Richtung. Es zeigt sich, dass der Einfluss der axialen Nachgiebigkeit des Topfes nur sehr geringfügig ist. Der etwas höhere axiale Verschiebungswert u_z der MKS-Simulation lässt sich vermutlich darauf zurückführen, dass die Krafteinleitung nur mittig in der Platte erfolgt. Ausgewertet wurde im MKS-Modell die axiale Verschiebung im Lagermittelpunkt, so dass die Wölbung der Platte im Ergebnis zusätzlich mit einbezogen wird. Bei der FEM-Berechnung erfolgte eine auf die ganze Platte gleichmäßig verteilte Belastung. Für die Verschiebung u_z wurde ein mittlerer Wert erfasst.

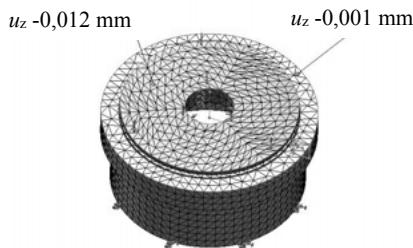


Bild 3.35: FEM-Vergleichsrechnung zur axialen Verschiebung u_z der Lagereinheit unter einer Axialbelastung F_a von 10.000 N

Vergleich: Eine komplette Gegenüberstellung der Ergebnisse für die Verschiebung in u_z bei unterschiedlichen Belastungen kann der **Tabelle 3.13** entnommen werden. Die Ergebnisse, die mittels der FEM-Simulation sowie im Versuch ermittelt wurden, haben nur geringfügige Abweichungen zu den Ergebnissen aus der MKS-Simulation. Es zeigt sich somit eine gute Genauigkeit der MKS-Simulation.

Tabelle 3.13: Gegenüberstellung der axialen Verschiebung u_z

Belastung F_a [N]	u_z (MKS)		u_z (FEM)		u_z (Versuch)	
	[mm]	Δ [%]	[mm]	Δ [%]	[mm]	Δ [%]
5.000	0,008	0,007	-12,5	0,010	25,0	
15.000	0,018	0,016	-11,1	0,021	16,7	
20.000	0,023	0,020	-13,0	0,028	21,7	
50.000	0,045	0,041	-8,8	0,051	13,3	
100.000	0,073	0,067	-8,2	0,082	12,3	

3.8.5 Simulation der Wälzkörperkräfte

Die Wälzkörperkräfte werden unter einer Belastung, wie sie zu Beginn des Abschnittes 3.8 in **Tabelle 3.10** (Seite 82) dargestellt sind, ermittelt. Ein Ausschnitt der einzelnen Wälzkörperkräfte ist in **Tabelle 3.14** dargestellt.

Tabelle 3.14: Wertetabelle Wälzkörperkräfte $F_{k,i}$ [N] Großwälzlag

Wälzkörper	innen oben	außen unten	innen unten	außen oben
1	850	850	0	0
⋮				
10	680	680	0	0
⋮				
14	690	690	0	0
15	710	710	10	10
⋮				
22	1.460	1.460	1.210	1.210
23	1.480	1.480	1.260	1.260
24	1.460	1.460	1.210	1.210
⋮				
31	710	710	10	10
32	690	690	0	0
⋮				
36	680	680	0	0
⋮				
45	850	850	0	0

Dabei ist ein symmetrisches Verhalten der Wälzkörperbelastungen zu erkennen. Es handelt sich um ein rotationssymmetrisches Bauteil. Die Radialbelastung F_r zur Momentenbelastung M_k wird dementsprechend aufgebracht, damit ein symmetrisches Kraftverhältnis vorliegt. Zudem entsteht an den Wälzkörpern 15 bis 31 eine Belastung, die sich auf beide Laufbahnen innerhalb einer Wälzkörperlaufbahn verteilt. Hier treten nicht ideale Abrollverhältnisse der einzelnen Wälzkörper (Übergang Zwei-Punkt-Kontakt zu Vier-Punkt-Kontakt) auf.

Die graphische Darstellung der Wälzkörperkraftverteilung ist in **Bild 3.36 a)** und **b)** dargestellt, wobei **Bild 3.36 a)** die Wälzkörperkräfte zwischen den Laufbahnen innen-oben zu außen-unten und **Bild 3.36 b)** die Wälzkörperkräfte zwischen den Laufbahnen innen-unten zu außen-oben zeigen. Die maximale Wälzkörperbelastung F_k beträgt 1.480 N. Eine Kontrolle, ob die Wälzkörperkräfte richtig berechnet wurden, kann über die Summe der Richtungskomponenten der einzelnen Wälzkörperkräfte erfolgen. Die MKS-Simulation liefert bereits die Ergebnisse der einzelnen Wälzkörperkräfte $F_{k,i}$ in den einzelnen Richtungskomponenten $F_{kx,i}$, $F_{ky,i}$ und $F_{kz,i}$.

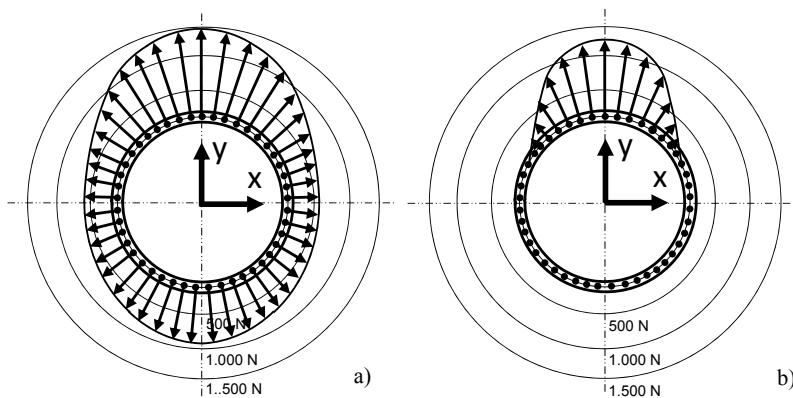


Bild 3.36: Graphische Darstellung der Verteilung der Wälzkörperkräfte auf die einzelnen Laufbahnen: Laufbahn innen-oben zu außen-unten a) Laufbahn innen-unten zu außen-oben b)

Die Summe aller in z-Richtung $\Sigma F_{kz,i}$ wirkenden Wälzkörperfunktionanteile müssen der axialen Belastung F_a entsprechen. Es gilt somit:

$$\Sigma F_{kz,i} = F_a \quad . \quad (3.22)$$

Dies ist möglich, da sich die Anteile der Kräfte, die in z-Richtung wirken und aus der Momentenbelastung entstehen, gegenseitig aufheben. Für die radialen Komponenten können analoge Aussagen getroffen werden. Die Summe aller in x-Richtung $\Sigma F_{kx,i}$ wirkenden Wälzkörperfunktionanteile entspricht der radialen Belastung F_x in x-Richtung. Hier muss deshalb folgende Beziehung gelten:

$$\Sigma F_{kx,i} = F_x \quad . \quad (3.23)$$

Im vorliegenden Fall wirkt keine äußere Kraft auf das Wälzlagerring in x-Richtung, deshalb ergibt sich für die Summe aller Wälzkörperfunktionen in x-Richtung $\Sigma F_{kx,i}$ null. Der gleiche Zusammenhang kann auch für die radialen Wälzkörperfunktionen in y-Richtung $F_{ky,i}$ gebildet werden. Hier gilt, dass die Summe der radialen Wälzkörperfunktionen $\Sigma F_{ky,i}$ der radialen Belastung F_y entspricht:

$$\Sigma F_{ky,i} = F_y \quad . \quad (3.24)$$

Die einzelnen Berechnungen zu den Summen der einzelnen Wälzkörperfunktionkomponenten $\Sigma F_{kz,i}$, $\Sigma F_{kx,i}$ und $\Sigma F_{ky,i}$ entsprechen den Belastungen F_a , F_x und F_y , die in die gleichen Kraftrichtungen auf das Vierpunkt-Großwälzlagerring wirken. Es kann deshalb drauf zurückgeschlossen werden, dass die Simulationsergebnisse korrekt sind.

4 GesamtSimulation am Praxisbeispiel

Die Simulation eines Vierpunkt-Großwälzlagers in Kombination mit einer realitätsnahen Anschlusskonstruktion wird an einem Beispiel aus der Praxis gezeigt. Verwendet wird das in Abschnitt 2.1 bereits vorgestellte Blattlager. Die Simulationsergebnisse werden mit den Versuchsergebnissen, die in den einzelnen Abschnitten in Kapitel 2 erarbeitet wurden, verifiziert. Anschließend wird beschrieben, wie die in der Simulation ermittelten Wälzkörperkräfte in der Wälzlagerauslegung, insbesondere in der Beurteilung der statischen Tragfähigkeit, der Lagersteifigkeit, der Lagerlebensdauer und der Lagerreibung verwendet werden können. Hierfür kommen die bereits in Kapitel 2 erarbeiteten Ansätze zum Einsatz.

4.1 Beschreibung des Praxisbeispiels

Das verwendete Vierpunkt-Großwälzlagertyp, welches als Praxisbeispiel in diesem Simulationsmodell zum Einsatz kommt, wird in der Realität als Blattlager in Windkraftanlagen eingesetzt. Als Anschlusskonstruktion werden die Rotornabe am Lageraußenring und die Blattwurzel des Rotorblattes am Lagerinnenring berücksichtigt. Im Gegensatz zu den in Kapitel 3 simulierten Wälzlagern handelt es sich beim Blattlager um ein zweireihiges Vierpunkt-Großwälzlagertyp. **Bild 4.1 a)** zeigt den Aufbau des zweireihigen Vierpunkt-Großwälzlagers. **Bild 4.1 b)** zeigt ein Schnittbild von der Einbausituation des Wälzlagers in einer Windkraftanlage.

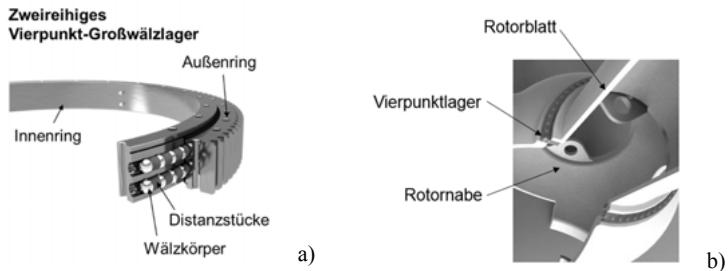


Bild 4.1: Schnittbild Praxisbeispiel Blattlager [nach WMH16] a), Schnittbild Blattlager Einsatz in einer Windkraftanlage b)

Die für die Simulation des Wälzlagers erforderlichen technischen Daten sind in der **Tabelle 4.1** zusammengefasst. Weitere Details und Abmessungen sind den Skizzen im **Anhang A** zu entnehmen.

Tabelle 4.1: Technische Daten Simulationsmodell Blattlager

Wälzkörperanzahl	$z = 2 \times 129$
Anzahl der Laufbahnen	$n = 2$
Wälzkörperlängsdurchmesser	$D_w = 40 \text{ mm}$
Teilkreisdurchmesser	$D_{pw} = 1900 \text{ mm}$
Rillenradius am Innenring	$r_i = 20,5 \text{ mm}$
Rillenradius am Außenring	$r_A = 20,5 \text{ mm}$
Nenndruckwinkel	$\alpha_0 = 45^\circ$

Belastungen des Blattlagers: In einem realen Einsatzfall treten unterschiedliche Belastungsfälle auf. Diese sind dem Lastkollektiv in **Tabelle 4.2** zu entnehmen. Das Lastkollektiv wird üblicherweise an einem Simulationsmodell vom Gesamtrotor der Windkraftanlage ermittelt.

Tabelle 4.2: Lastkollektiv Blattlager

Belastungsfall	Radialbelastung F_r	Axialbelastung F_a	Momentenbelastung M_k
	[N]	[N]	[Nm]
1	94.000	38.500	420.800
2	188.000	44.000	841.600
3	208.000	86.000	1.261.600
4	380.000	113.000	1.673.200
5	384.000	99.400	1.441.200
6	176.500	34.800	347.000

Die gesamte Belastung setzt sich aus den drei dargestellten Belastungsarten, wie sie der **Tabelle 4.2** zu entnehmen sind, zusammen. **Bild 4.2** zeigt das Koordinatensystem am Blattlager mit den Belastungen aus **Tabelle 4.2**. Hierbei handelt es sich um eine vereinfachte Annahme. Als Koordinatenzentrum wird der Mittelpunkt des Vierpunkt-Großwälzlagers, mittig zwischen den beiden Laufbahnen, verwendet.

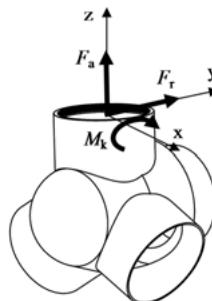


Bild 4.2: Koordinatensystem mit Belastungen am Blattlager

Anschlusskonstruktion des Blattlagers: Das Anschlussselement am Wälzlageraußenring ist in Windkraftanlagen die Rotornabe. In der Simulation wird ein Drittel der Rotornabe verwendet. Um ein realitätsnäheres Ergebnis zu erhalten, müsste das Simulationsmodell an den Schnittflächen eine Lagerung erhalten, die ein symmetrisches Lagerungsverhalten abbildet. Zur Vereinfachung des Simulationsmodells erfolgt jedoch an den ein Drittel-Schnittflächen eine feste Einspannung. Die feste Einspannung erfolgt punktuell, an einzeln dafür ausgewählten Punkten. Einzelne Punkte sind erforderlich, da sich die modale Reduktion auf diese Punkte bezieht. **Bild 4.3 a)** zeigt die Rotornabe als ganzes Modell, sowie **Bild 4.3 b)** das reduzierte Modell mit den Punkten zur festen Einspannung, wie es für die Simulation verwendet wird. Wie bereits im Modell „Großwälzlager“ in Kapitel 3, wird der Lagerring mit der Anschlusskonstruktion für die MKS-Simulation zu einem Bauteil zusammengefasst. Im Grundsatz müsste zusätzlich das Steifigkeitsverhalten der Schrauben, die die Verbindung zwischen dem Lagerring und der Rotornabe darstellen, in der Simulation berücksichtigt werden, was im Rahmen der modalen Reduktion erfolgen müsste. Da in dieser Arbeit jedoch der Schwerpunkt auf die Wälzlagerversuchsimulation gelegt wird und die Schraubenverbindung selbst ein umfangreiches Thema darstellt, werden sie in diesem Simulationsmodell nicht berücksichtigt. Nähere Informationen zur Mo-

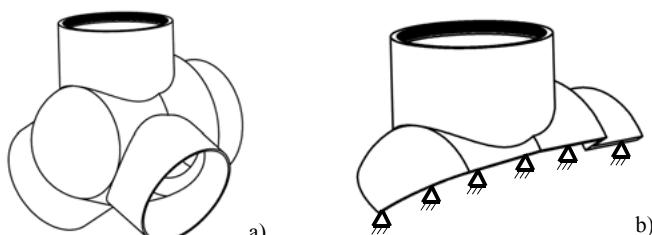


Bild 4.3: Lageraußenring mit Rotornabe: Gesamtmodell a), Eindrittelmodell mit Lagerung b)

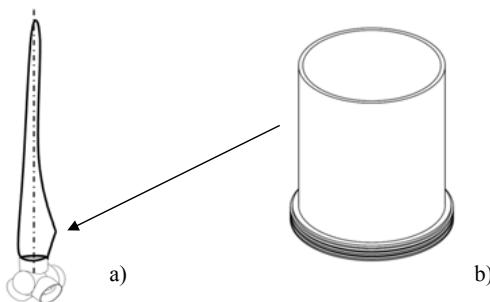


Bild 4.4: Lageraußenring mit Rotorblatt: Gesamtmodell a), reduziertes Modell b)

dellierung der Rotornabe unter Betrachtung dieser Schraubenverbindung sind in einem Beitrag von Subramanian [Sub03] unter dem Thema: „Modellierung im Verbund – Lasteinleitung bei der FE-Modellierung für die Strukturanalyse einer Rotornabe“ zu finden.

Am Lagerinnenring ist das Rotorblatt angebunden. Im Simulationsmodell wird für das Rotorblatt ein reduziertes Modell verwendet, welches die Blattwurzel des Rotorblattes beinhaltet. Falls das komplette Verformungsverhalten des Rotorblattes in die Simulation mit einbezogen werden sollte, finden sich hierzu in [Rei08] weitere Informationen. **Bild 4.4 a)** zeigt das reale Rotorblatt, **Bild 4.4 b)** das reduzierte Modell für die Simulation. Wie bereits bei der Rotornabe wird auch die Blattwurzel mit dem Lagerinnenring zu einem Bauteil zusammengefasst. Auch in diesem Fall wird die Schraubenverbindung in der Schnittstelle Rotorblatt zum Lagerring nicht betrachtet. Falls diese jedoch berücksichtigt werden soll, kann speziell zur Anbindung des Rotorblattes an die Rotornabe auf eine Literaturstelle des „Germanischer Lloyd“ verwiesen werden. Hier befassen sich Pollicino und Schleeßelmann [Pol05] mit der Berechnung der hochbelasteten Schraubenverbindungen am Rotorblatt.

Die Krafteinleitung erfolgt, wie bereits im Modell „Großwälzlager“ aus Kapitel 3, zentrisch im Lagermittelpunkt, wodurch ein weiteres Bauteil im Zentrum des Lagers erforderlich wird. Verwendet wird hierzu ein einfaches zylindrisches Bauteil. **Bild 4.5** zeigt einen Schnitt des gesamten Modells inklusive des Zusatzauteils sowie den Krafteinleitungsplatz. Das zusätzliche Bauteil im Lagerzentrum wird als starres Bauteil ausgeführt. Der Kraftübergang zwischen dem starren Zusatzauteil und der flexiblen Blattwurzel erfolgt an 20 Punkten, die an der Verbindungsstelle zwischen dem Zusatzauteil und dem gekürzten Rotorblatt liegen. Die Punkte sind am Umfang gleichmäßig verteilt. Grundsätzlich könnte auch eine komplettete Betrachtung der Verformung der Rotorblätter unter Einbezug der Anströmung des Rotorblattes in der MKS-Simulation erfolgen. Ein sehr realitätsnahe Simulationsergebnis des Gesamtsystems würde somit erzielt werden.

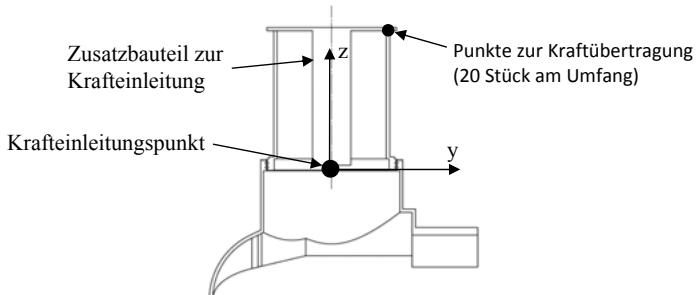


Bild 4.5: Schnittmodell mit Krafteinleitung

4.2 Bestimmung der Simulationsparameter

Für das Simulationsmodell sind, wie bereits in den vorangegangenen Modellen, die Zwischenelemente, die Masterpunkte, die Steifigkeitsparameter am Kontakt und die Federn zur Stabilisierung der Wälzkörper zu bestimmen.

Zwischenelemente und Masterpunkte: Die Masterpunkte werden mit dem aus Abschnitt 3.4.1 beschriebenen Verfahren mit dem hierfür erstellten Excel-Datenblatt generiert. Angewandt werden vier Zwischenelemente pro Wälzkörper wie sie in **Bild 4.6** dargestellt sind. Die Berechnung der Koordinatenpunkte erfolgt mit den Gl. (3.10) bis Gl. (3.19) aus Abschnitt 3.4.1. Zu beachten ist der Abstand zwischen den beiden Laufbahnen L_A aufgrund des zweireihigen Vierpunkt-Großwälzlagers.

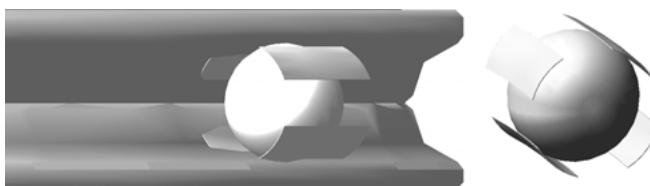


Bild 4.6: Zwischenelemente mit Masterpunkt für Blattlager

Steifigkeitsparameter: Die Steifigkeitsfaktoren K_{Ai} und K_{Aa} , die zur Simulation des Steifigkeitsverhaltens am Wälzkontaktpunkt benötigt werden, sind in **Tabelle 4.3** dargestellt. Die Berechnung erfolgt auf Basis der Gl. (3.5) aus Kapitel 3.1.1.

Tabelle 4.3: Steifigkeitsfaktoren K_A an den Wälzkontaktpunkten des Blattlagers

Laufbahn Innenring zu Wälzkörper	$K_{Ai} = 2.216 \times 10^3 \text{ N/mm}^{1,5}$
Laufbahn Außenring zu Wälzkörper	$K_{Aa} = 2.221 \times 10^3 \text{ N/mm}^{1,5}$
Gemittelter Steifigkeitsfaktor	$K_A = 2.219 \times 10^3 \text{ N/mm}^{1,5}$

Auch in dieser Anwendung wird wieder der gemittelte Steifigkeitsfaktor K_A verwendet. Der Steifigkeitsexponent e entspricht 1,5.

Federelemente: Wie beim Simulationsmodell „Großwälzlager“ aus Abschnitt 3.8 werden Federelemente zwischen den einzelnen Wälzkörpern angebracht. Sie verbinden die Mittelpunkte der Wälzkörper untereinander und verhindern ein Aufschwingen bzw. ein Wandern der Wälzkörper in Umfangsrichtung (siehe auch Abschnitt 3.6, Seite 79).

4.3 Aufbau, Durchführung und Validierung der Simulation

Der Aufbau und die Durchführung der Simulation erfolgt nach dem in Abschnitt 3.2 beschriebenen Verfahren. Zur Verifizierung des MKS-Simulationsmodells wird das Verhalten des Blattlagers unter einer axialen Belastung F_a , sowie einer Momentenbelastung M_k betrachtet. Dabei wird die axiale Verschiebung u_z und das Kippen Θ_x der Lagerringe mit den Versuchsergebnissen, die am Großwälzlagerprüfstand im Abschnitt 2.4 ermittelt wurden und in **Bild 2.10** dargestellt sind, abgeglichen.

Steifigkeit des Wälzlagers: **Bild 4.7 a)** zeigt unter einer axialen Belastung F_a die Lagerringverschiebung u_z . **Bild 4.7 b)** zeigt den Kippwinkel Θ der Lagerringe unter einer Momentenbelastung M_k . Neben den simulierten Kurven sind zusätzlich die am Großwälzlagerprüfstand ermittelten Verläufe dargestellt. Sowohl bei der axialen Verschiebung u_z unter der axialen Belastung F_a , wie auch beim Kippen Θ der Lagerringe unter einer Momentbelastung M_k , ist ein ähnliches Verhalten zwischen Simulation und Versuch ersichtlich. Es kann deshalb angenommen werden, dass das Simulationsmodell seiner Richtigkeit entspricht. Die etwas geringeren Nachgiebigkeitswerte, sowohl in der axialen Verschiebung u_z , als auch am Kippwinkel Θ , die durch die Versuche ermittelt wurden, können darauf zurückgeführt werden, dass die im Versuch verwendete Anschlusskonstruktion nicht identisch im Prüfstand abgebildet wird. Konkret ist hier die Rotorabe zu nennen. Am Prüfstand ist diese durch eine sehr massive Konstruktion dargestellt, was sich auf eine geringere Aufweitung des Außenringes auswirkt. Daneben ist in der Simulation, ähnlich wie im Versuch, ein unterschiedliches Verhalten in der axialen Lagerringverschiebung u_z bei Zug- bzw. Druckbelastung F_a zu erkennen. Dies zeigt, dass die Lager-

ringquerschnittsverdrehung, wie sie in Abschnitt 3.3 in **Bild 3.5** (Seite 57) gezeigt wurde, in diesem Simulationsmodell abgebildet wird.

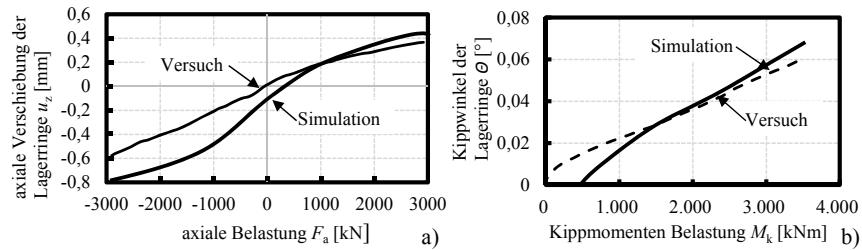


Bild 4.7: Vergleich Simulationswerte mit Versuch für das Blattlager: axiale Verschiebung u_z a) Kippwinkel Θ b)

Wälzkörperbelastungen: Für die Belastungsfälle aus **Tabelle 4.2** wurden die Wälzkörperbelastungen $F_{k,i}$ berechnet. **Tabelle 4.4** zeigt die maximal ermittelte Wälzkörperbelastung für den jeweiligen Belastungsfall. Die höchste Belastung entsteht beim Lastfall vier und erreichte einen Wert von $F_{k,max} = 28.800$ N.

Tabelle 4.4: Maximale Wälzkörperbelastung $F_{k,max}$ bei unterschiedlichen Belastungsfällen

Belastungsfall	$F_{k,max}$ [N]
1	7.200
2	14.500
3	22.000
4	28.800
5	25.100
6	7.400

Auch in diesem Simulationsmodell kann die Summe aller in z-Richtung $\Sigma F_{kz,i}$ wirkenden Kraftanteile der Wälzkörperkräfte für die einzelnen Belastungsfälle berechnet werden. Für eine zusätzliche Überprüfung des Simulationsmodells muss $\Sigma F_{kz,i}$ der axialen Lagerbelastung F_a entsprechen. **Tabelle 4.5** zeigt die Ergebnisse.

Tabelle 4.5: Überprüfung der in z-Richtung wirkenden Lastkraftanteile der einzelnen Wälzkörper mit der Axialbelastung F_a

Belastungsfall	$\Sigma F_{kz,i}$ [N]	Axialbelastung F_a [N]
1	38.100	38.500
2	43.800	44.200
3	86.300	86.000
4	113.700	113.000
5	99.200	99.400
6	34.700	34.800

Zu erkennen ist, dass nur geringe Abweichungen bei den einzelnen Belastungsfällen vorhanden sind. Sie lassen sich unter anderem auf Rundungsfehler und der Vielzahl der Wälzkörper bzw. der Konvergenz der Ergebnisse zurückführen.

4.4 Anwendung der Wälzkörperkräfte auf lagerrelevante Berechnungen

Mit Hilfe der nun bekannten Wälzkörperbelastungen können die für das Vierpunkt-Großwälzlager relevanten Berechnungen zur statischen Tragfähigkeit, Lagersteifigkeit, Lebensdauer und Lagerreibung durchgeführt werden.

Statische Tragfähigkeit: Zur Bewertung der statischen Tragfähigkeit, kann wie in Kapitel 2.3 beschrieben, der am höchsten belastete Wälzkörper betrachtet werden. In der Simulation der Wälzkörperkräfte, siehe **Tabelle 4.4**, wurde eine maximale Belastung $F_{k,max}$ in Höhe von 28.800 N ermittelt. Sie entsteht im vierten Belastungsfall. Die daraus resultierende auftretende Hertz'sche Pressung p_{max} entspricht 2.232 N/mm² und tritt am Kontakt mit dem Lagerinnenring auf. Am Kontakt Wälzkörper zu Außenring tritt eine etwas geringere Hertz'sche Pressung in Höhe von $p = 2.202$ N/mm² auf. Die verwendeten Lagerringe sind aus dem Werkstoff 42CrMo4. Sie besitzen an der Laufbahn eine Härte von 55 HRC, was eine maximal zulässige Hertz'sche Pressung $p_{max,zul} = 3.545$ N/mm² ergibt, wie sie bereits in Kapitel 2.3 (Seite 17) ermittelt wurde. Damit liegt die zulässige Hertz'sche Pressung $p_{max,zul}$ über der vorhandenen Pressung p_{max} und das Blattlager ist deshalb ausreichend statisch tragfähig dimensioniert.

In den üblichen Lageranwendungen wird die statische Tragfähigkeit mit Hilfe der statischen Tragzahl C_0 und der äquivalenten Lagerbelastung P_0 ermittelt. Aus diesen beiden Werten kann eine Kennzahl s_0 zur Beurteilung der statischen Tragfähigkeit des Wälzlers, siehe Gl. (2.6) Kapitel 2.3, bestimmt werden. Für ein Großwälzlager besteht die Möglichkeit der Berechnung

einer statischen Kennzahl s_0 anhand der maximalen Wälzkörperbelastung $F_{k,\max}$ ($s_{0,Fk}$) bzw. der maximal auftretenden Hertz'schen Pressung p_{\max} ($s_{0,Hertz}$). Die statische Kennzahl $s_{0,Fk}$ anhand der maximal auftretenden Wälzkörperbelastung $F_{k,\max}$ kann mit

$$s_{0,Fk} = \frac{F_{k,\max}}{F_{k,zul}} \quad (4.1)$$

berechnet werden. Die statische Kennzahl $s_{0,Hertz}$ aufgrund der maximal auftretenden Hertz'schen Pressung p_{\max} kann mit

$$s_{0,Hertz} = \frac{p_{\max}}{p_{\max,zul}} \quad (4.2)$$

berechnet werden. Die zulässige Wälzkörperbelastung $F_{k,zul}$ wird über die zulässige Hertz'sche Pressung $p_{\max,zul}$ ermittelt. Hierfür ist eine Umstellung der Gl. (2.1) aus Kapitel 2.2 (Seite 14) erforderlich. Es ergibt sich daraus eine zulässige Wälzkörperbelastung $F_{k,zul}$

$$F_{k,zul} = \frac{(p_{\max} \xi * \eta)^3 8\pi^3 (1-\nu^2)^2}{3E^2(\Sigma k)^2} \quad (4.3)$$

in Höhe von 113.352 N. Die Informationen zu den einzelnen Faktoren, die zur Berechnung der zulässigen Wälzkörperbelastung $F_{k,zul}$ erforderlich sind, können dem Kapitel 2.2 entnommen werden. Es ergibt sich somit eine statische Kennzahl $s_{0,Fk} = 3,94$ anhand der maximal auftretenden Wälzkörperbelastung nach Gl. (4.1). Eine Berechnung der statischen Kennzahl $s_{0,Hertz}$ aufgrund der maximal auftretenden Hertz'schen Pressung nach Gl. (4.2) ergibt einen Wert von 1,59. Wie zu erkennen ist, gibt es zwischen den beiden Werten große Unterschiede. Dies hängt damit zusammen, dass kein linearer Zusammenhang zwischen der Wälzkörperbelastung F_k und der Hertz'schen Pressung p existiert. Insbesondere ist dies auf die Zunahme der Größe der Kontaktfläche zwischen den Kontaktpartnern zurückzuführen, was zur Folge hat, dass bei einer immer größer werdenden Wälzkörperbelastung F_k die Hertz'sche Pressung p immer weniger zunimmt. Das Diagramm in **Bild 4.8**, welches den Zusammenhang zwischen der Wälzkörperbelastung F_k und der Hertz'schen Pressung p zeigt, verdeutlicht dies.

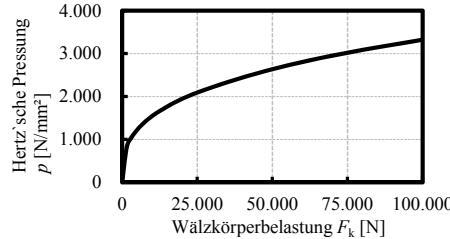


Bild 4.8: Zusammenhang zwischen der Wälzkörperbelastung F_k und der Hertz'schen Pressung p

Lagersteifigkeit: Die axiale Lagersteifigkeit S_z und die Kippmomentensteifigkeit S_k können anhand der Verschiebung u_z , sowie des Kippwinkels Θ berechnet werden. Da sowohl S_z als auch S_k keine Konstanz über den gesamten Belastungsbereich des Vierpunkt-Großwälzlagers aufweist, müssen die Steifigkeiten für jeden einzelnen Betriebspunkt gesondert betrachtet werden. Dies kann mit Gl. (2.10) und Gl. (2.11) erfolgen. Werte zur Berechnung der Steifigkeiten können den Diagrammen in **Bild 4.7 a)** und **b)** aus Abschnitt 4.3 entnommen werden. Beispielhaft sollen die Steifigkeiten bei einer axialen Belastung $F_a = 94.000 \text{ N}$ und einem Kippmoment $M_k = 420.800 \text{ Nm}$ ermittelt werden. Es ergibt sich ein $S_z = 5.000 \text{ kN/mm}$ für die axiale Steifigkeit und ein $S_k = 76.900 \text{ kNm}^\circ$ für die Kippmomentensteifigkeit.

Lagerlebensdauer: Die Lebensdauer des Vierpunkt-Großwälzlagers im vorliegenden Drehantrieb berechnet sich wie bereits in Kapitel 2.5 beschrieben mit der nominellen Lebensdauer L_{10}

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_{ea}} \right)^3 . \quad (2.19)$$

Sie entspricht der Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen, die das Wälzlagern bis zu seinem Lebensdauerende mit einer 90 prozentigen Ausfallwahrscheinlichkeit ausführen kann. Zu erwähnen ist, dass bei dieser Lebensdauerberechnung von einer kontinuierlichen Drehbewegung ausgegangen wird. Im Anwendungsfall Blattlager ist jedoch eine kleine oszillierende Schwenkbewegung die maßgebende Einflussgröße für die Lebensdauer. Dies ist bei der Ermittlung der äquivalenten Lagerbelastung zu beachten. Neben der dynamischen Tragzahl C_a muss zur Berechnung der nominellen Lebensdauer L_{10} die äquivalente dynamische Lagerbelastung P_{ea} aus den einzelnen Wälzkörperkräften $F_{k,i}$ berechnet werden. Da mehrere Belastungsfälle vorliegen, muss für jeden einzelnen Belastungsfall eine äquivalente dynamische Lagerbelastung $P_{ea,i}$

$$P_{ea,i} = \left(\frac{1}{Z} \sum_{i=1}^{i=z} F_{k,i}^3 \right)^{\frac{1}{3}} z \sin\alpha \quad (4.4)$$

ermittelt werden. Die Wälzkörperkräfte $F_{k,i}$ sind den Simulationsergebnissen zu entnehmen, z entspricht der Wälzkörperanzahl und α dem Druckwinkel. Es ergeben sich aus den einzelnen Wälzkörperkräften Werte zur äquivalenten dynamischen Lagerbelastung $P_{ea,i}$, wie sie in **Tabelle 4.6** dargestellt sind.

Tabelle 4.6: Äquivalente dynamische Lagerbelastung $P_{ea,i}$ des Blattlagers für die einzelnen Belastungsfälle

Belastungsfall	dynamische Lagerbelastung $P_{ea,i}$ [N]
1	769.000
2	1.540.000
3	2.378.000
4	3.057.000
5	2.655.000
6	754.442

Aus den einzelnen äquivalenten dynamischen Lagerbelastungen $P_{ea,i}$ lässt sich die dynamische Lagerbelastung P_{ea}

$$P_{ea} = \left(\frac{\sum_{i=1}^z (P_{ea,i})^p N_i t_i O_i^x}{\sum_{i=1}^z (N_i t_i O_i^x)} \right)^{\frac{1}{p}} , \quad (4.5)$$

die als Gesamtbelastung auf das Blattlager wirkt, [nach Har09] ermitteln. Sie beinhaltet die jeweilige dynamisch äquivalente Lagerbelastung $P_{ea,i}$ der einzelnen Belastungsfälle; sowie die dabei auftretende Oszillationsgeschwindigkeit N_i , die Oszillationsamplitude O_i und die Zeitanteile der einzelnen Belastungen t_i . Der Exponent p ist bei Lagern mit Punktberührung 3, bei Lagern mit Linienberührung 10/3. Ein weiterer Exponent x ist von der oszillierenden Amplitude abhängig. Ist die oszillierende Amplitude O kleiner als eine erforderliche oszillierende Amplitude O_{crit} , bei der jeder Punkt der Lagerringfläche überrollt wird, also $O \leq O_{crit}$ entspricht, so ist ein Exponent x von 1 zu verwenden. Falls $O > O_{crit}$ vorliegt, ist ein Exponent x in Höhe von 9/10 zu verwenden. Die erforderliche Amplitude O_{crit} wird mit

$$O_{crit} = \frac{720}{u_j} \frac{1}{1 - \frac{\cos \alpha_0}{(D_{pw} / D_w)}} \quad (4.6)$$

berechnet. Hierfür muss die Anzahl der Überrollungen u_j , die der Wälzlagerring bei einer Umdrehung des Lagerringes erreicht, berechnet werden. Diese berechnen sich mit der Gleichung:

$$u_j = \frac{z}{2} \left(1 + \frac{\cos \alpha_0}{(D_{pw} / D_w)} \right) . \quad (4.7)$$

Dabei wird die Anzahl der Wälzkörper z , der Nenndruckwinkel α_0 , der Teilkreisdurchmesser D_{pw} und der Wälzkörperdurchmesser D_w benötigt. Für das verwendete Blattlager ergibt sich ein O_{crit} in Höhe von $11,17^\circ$. Die Zeitanteile t_i , sowie die Oszillationsgeschwindigkeit N_i und die Oszillationsamplitude O_i für die einzelnen Belastungszyklen können der **Tabelle 4.7** entnom-

men werden. Da in allen Belastungsfällen die Oszillationsamplitude $O \leq O_{\text{crit}}$ ist, kann ein Exponent $x = 1$ für die Berechnung der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung P_{ea} angenommen werden.

Tabelle 4.7: Oszillierende Drehbewegung

Belastungsfall	Zeitanteil t_i	Oszillationen pro Minute N_i	Oszillierende Amplitude O_i
	[%]	[Osz./min]	[°]
1	43,75	7,25	0,422
2	23,96	8,97	0,602
3	10,51	9,26	0,894
4	9,67	10,17	1,062
5	9,36	9,59	0,826
6	1,75	9,02	0,838

Werden alle Werte in Gl. (4.5) für das verwendete Anwendungsbeispiel eingesetzt, wird eine dynamische Lagerbelastung P_{ea} in Höhe von 2.239.000 N errechnet.

Neben der dynamischen Lagerbelastung P_{ea} muss zusätzlich die dynamische Tragzahl C_a berechnet werden. Die Berechnung der dynamischen Tragzahl C_a erfolgt nach DIN ISO 281 [Beu10]. Eine detaillierte Beschreibung zur Berechnung der dynamischen Tragzahl C_a liefert das Buch „Die Wälzlagapraxis“ [Esc95]. Zu beachten ist, dass die Art der Berechnung der dynamischen Tragzahl C_a von der Wälzkörpergröße D_w abhängig ist. Für Wälzläger mit Wälzkörpern, die einen Durchmesser von $D_w \leq 25,4$ mm aufweisen, errechnet sich die dynamische Tragzahl C_a nach:

$$C_a = b_m f_{cm} (i \cos \alpha_0)^{0,7} z^{\frac{2}{3}} D_w^{1,8} \tan \alpha_0 , \quad (4.8)$$

bzw. für Wälzkörper mit einem Durchmesser $D_w > 25,4$ mm nach:

$$C_a = 3,647 b_m f_{cm} (i \cos \alpha_0)^{0,7} z^{\frac{2}{3}} D_w^{1,4} \tan \alpha_0 . \quad (4.9)$$

Der b_m -Faktor entspricht bei einem Axial-Kugellager 1,3 mm. Da es keinen speziellen Wert für Vierpunktllager gibt, gilt dieser Wert auch für das verwendete Blattlager. Der geometrische Hilfswert f_{cm} kann für Wälzläger, die einen Druckwinkel α_0 von 45°, 60° oder 75° aufweisen, der **Tabelle 4.8** entnommen werden.

Tabelle 4.8: Geometrischer Hilfswert f_{cm} zur Berechnung der dynamischen Tragzahl C_a
[nach Esc95]

γ	$\alpha_0=45^\circ$	$\alpha_0=60^\circ$	$\alpha_0=75^\circ$
0,01	42,1	39,2	37,3
0,02	51,7	48,1	45,9
0,03	58,2	54,2	51,7
0,04	63,3	58,9	56,1
0,05	67,3	62,6	59,7
0,06	70,7	65,8	62,7
0,07	73,5	68,4	65,2
0,08	75,9	70,7	67,3
0,09	78,0	72,6	69,2
0,10	79,7	74,2	70,7
0,12	82,3	76,6	
0,14	84,1	78,3	
0,16	85,1	79,2	
0,18	85,5	79,6	
0,20	85,4	79,5	
0,22	84,9		
0,24	84,0		
0,26	82,8		
0,28	81,3		
0,30	79,6		

Als weitere Bedingung muss gelten, dass die Schmiegeung $\kappa \leq 0,08$ entspricht. Ist die Schmiegeung $\kappa > 0,08$, so wird der Tabellenwert f_{cm} zusätzlich mit einem Faktor von 1,172 korrigiert. Bei Wälzlagern mit einem Druckwinkel α_0 , der nicht in der **Tabelle 4.8** genannt wurde, kann der geometrische Hilfswert f_{cm} interpoliert werden. Zur Ermittlung des geometrischen Hilfswertes f_{cm} ist ein Beiwert γ , der sich mit

$$\gamma = D_w \frac{\cos \alpha_0}{D_{pw}} \quad (4.10)$$

berechnen lässt, erforderlich. Er berechnet sich aus dem Wälzkörperdurchmesser D_w , dem Nenndruckwinkel α_0 und dem Teilkreisdurchmesser D_{pw} .

Zusätzlich wird zur Berechnung der dynamischen Tragzahl C_a noch die Anzahl der Laufbahnen i und die Anzahl der Wälzkörper pro Laufbahn z benötigt. Bei dem Blattlager handelt es sich

um ein Vierpunkt-Großwälzlager, in dem die Wälzkörper einen Durchmesser von $D_w > 25,4$ mm aufweisen. Nach Gl. (4.9) ergibt sich deshalb eine dynamische Tragzahl C_a in Höhe von 1.266.000 N.

Die berechnete dynamische Tragzahl C_a gilt für Wälzlager, die an der Laufbahn und an den einzelnen Wälzkörpern eine Mindesthärte von 58 HRC aufweisen. Aufgrund des Werkstoffes 42CrMo4 wird nur eine Mindesthärte von 55 HRC erreicht. Eine Korrektur der Tragzahl C_a ist deshalb erforderlich. Auch hierzu ist im Fachbuch „Die Wälzlagapraxis“ [Esc95] mit dem Faktor f_H eine Aussage zu finden. Der Faktor f_H kann dem **Bild 4.9** entnommen werden und entspricht in diesem Fall 0,85.

Durch eine Multiplikation der berechneten dynamischen Tragzahl C_a mit dem Faktor f_H ergibt sich eine neue dynamische Tragzahl $C_{a,h}$

$$C_{a,h} = C_a f_H \quad (4.11)$$

in Höhe von 1.076.000 N, die anstelle der bereits berechneten dynamischen Tragzahl C_a zur Ermittlung der nominellen Lebensdauer L_{10} in Gl. (2.19) verwendet werden kann.

Eine weitere wichtige Einflussgröße, die die Lebensdauer des Vierpunkt-Großwälzlagers beeinflusst, ist der Reinheitsgrad K_4 der Lagerwerkstoffe. Mit ihm wird die Menge der nichtmetallischen Einschlüsse wie z.B. Sulfide und Oxide beschrieben, die zu einem frühzeitigen Ermüdungsverhalten der Lagerringe führen. Speziell entstehen hier, ausgehend von Einschlüssen, durch die hohe Anzahl der Überrollungen sogenannte Mikrorisse in den Laufbahnen. Daraus entstehen wiederum Abblattungsschäden (Pitting) an der Oberfläche der Wälzlagerringlaufflächen, was zu einem frühzeitigen Ausfall des Vierpunkt-Großwälzlagers führt.

Bild 4.10 a) und **Bild 4.10 b)** zeigen das Verhalten der Lebensdauer in Abhängigkeit der Verunreinigungen und der Partikelgrößen von Verschmutzungen, die im Werkstoff vorhanden sind. Der Reinheitsgrad K_4 beim verwendeten Werkstoff der Lagerringe für den Drehantrieb ist nicht bekannt und kann deshalb nicht weiter betrachtet werden. Es kann jedoch festgehalten werden,

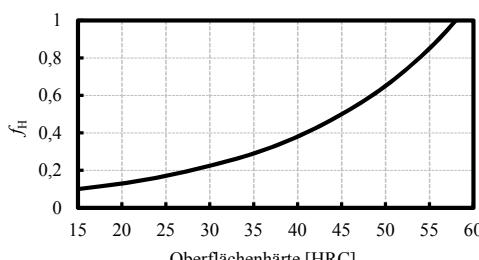


Bild 4.9 Faktor f_H der dynamischen Tragzahl C_a zur Berücksichtigung des Härteeinflusses

[nach Esc95]

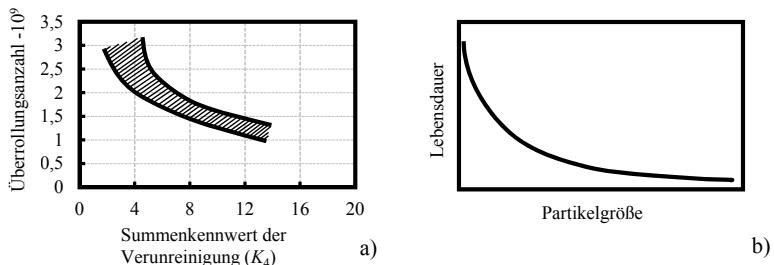


Bild 4.10: Verschmutzung: Einfluss des Werkstoff-Reinheitsgrades am Bsp. des 100 Cr-6 auf die Lagerlebensdauer [nach Esc95] a) Einfluss der Partikelgröße auf die Lagerlebensdauer [nach Esc95] b)

dass der Reinheitsgrad K_4 ein wichtiger Einflussfaktor auf die Lagerlebensdauer ist und deshalb nur Werkstoffe mit erhöhtem Reinheitsgrad K_4 , die zum Beispiel mit dem Herstellungsverfahren „Vakumentgasen“ produziert werden, zu verwenden sind. Weitere Infos zum Reinheitsgrad sind im Fachbuch „Die Wälzlagapraxis“ [Esc95] zu finden.

Nach Gl. (2.19) ergibt sich somit eine nominelle Lebensdauer L_{10} in Höhe von $0,11 \cdot 10^6$ Umdrehungen. Eine Umrechnung der Lebensdauer L_{10} in eine Lebensdauer in Stunden L_{10h} ist mit

$$L_{10h} = L_{10} \frac{10^6}{60 n} \quad (4.12)$$

möglich. Für die Berechnung der Lebensdauer L_{10h} in Stunden ist es erforderlich, dass die oszillierende Bewegung aus **Tabelle 4.7** in eine Drehzahl mit Umdrehungen pro Minute n_i umgerechnet wird. Das kann mit Hilfe der Gleichung

$$n_i = \frac{1}{360} N_i O_i \quad (4.13)$$

erfolgen. Wobei N_i die Anzahl der Oszillationen pro Minute und O_i die Größe der oszillierenden Amplitude für die einzelnen Belastungsfälle beschreiben. **Tabelle 4.9** zeigt die umgerechneten Werte.

Tabelle 4.9: Umrechnung der oszillierenden Drehbewegungen in Umdrehungen pro Minute n_i

Belastungsfall	Umdrehungen pro Minute n_i [U/min]
1	0,0085
2	0,015
3	0,023
4	0,030
5	0,022
6	0,021

Da unterschiedliche Drehzahlen vorliegen, muss eine gemittelte Drehzahl n_m

$$n_m = n_1 \frac{t_1}{100} + n_2 \frac{t_2}{100} + \dots \quad (4.14)$$

berechnet werden. Hierfür sind die in **Tabelle 4.9** dargestellten oszillierenden Drehgeschwindigkeiten in Umrechnung pro Minute n_i , sowie die einzelnen Zeitanteile t_i in % aus **Tabelle 4.7** für die einzelnen Belastungszyklen erforderlich.

Es ergibt sich in diesem Anwendungsbeispiel nach Gl. (4.12) eine Lebensdauer L_{10h} von 122.222 Std. für das Blattlager. Mit weiteren Faktoren kann eine erweiterte Lebensdauer L_{nm} berechnet werden (siehe Abschnitt 2.5). Zusätzliche Informationen sind in den Literaturstellen [Har09] bzw. [Esc95] zu finden.

Lagerreibmoment: Zur Berechnung des Lagerreibmomentes kommt die in Abschnitt 2.6.4 erarbeitete Gl. (2.37) zum Einsatz

$$M_R = M_{R0} + \mu 0,7 \sum F_k \frac{D_{pw}}{2} \quad . \quad (2.37)$$

Das lastunabhängige Reibmoment M_{R0} wird anhand eines Versuches ermittelt und beträgt, wie es **Bild 2.12 a)** aus Kapitel 2.6.2 entnommen werden kann, ca. 8.000 Nm. Als Reibfaktor μ wird der in Abschnitt 2.6.4 anhand der axialen Lagerbelastung F_a erarbeitete Wert in Höhe 0,005 verwendet. Die Summe der Wälzkörperkräfte $\sum F_k$ kann mit den ermittelten Wälzkörperkräften $F_{k,i}$ aus der Simulation berechnet werden. Die Betrachtung des Reibmomentes erfolgte an drei neuen Belastungsfällen wie sie in **Tabelle 4.10** dargestellt sind. Sie entsprechen den Belastungen, mit denen die Reibmomente im Versuch (siehe Kapitel 2.6.2, **Tabelle 2.4**, Seite 31) bereits ermittelt wurden. In den verwendeten Belastungsfällen aus **Tabelle 4.2** zur Berechnung der Lagerlebensdauer hatten die Belastungen immer ein sehr ähnliches Verhältnis zueinander, was jedoch für eine Beurteilung der neuen Berechnungsmethode für die Lagerreibung nicht brauchbar ist. **Tabelle 4.10** zeigt deshalb weitere Belastungsfälle, die für die Reibmomentenbe-

rechnung verwendet werden, sowie das jeweilige Reibmoment, wie es im Versuch ermittelt wurde.

Tabelle 4.10: Belastungen F_r , F_a und M_k des Blattlagers mit den im Versuch ermittelten Reibmomentwerten M_R

Belastungsfall	Belastung			Reibmoment*
	Axial	Radial	Kippmoment	
	F_a [kN]	F_r [kN]	M_k [kNm]	
1	1.000	250	1.000	37.000
2	2.000	500	500	44.000
3	500	250	3.000	41.000

* Reibmomentwerte aus Versuch ermittelte Werte

Die neuen Belastungsfälle sind so gewählt, dass die Belastungen F_a , F_r und M_k zueinander variieren. Für diese Belastungsfälle wurden die Wälzkörperkräfte $F_{k,i}$ neu ermittelt. Es ergeben sich für die Summe der Wälzkörperkräfte ΣF_k die Werte wie sie in **Tabelle 4.11** dargestellt sind.

Tabelle 4.11: Summe der Wälzkörperkräfte ΣF_k für Reibmomentenberechnung

Belastungsfall	Summe der Wälzkörperkräfte ΣF_k [N]
1	2.202.502 N
2	2.703.230 N
3	4.981.978 N

Tabelle 4.12 zeigt das berechnete Reibmoment nach Gl. (2.37) für die einzelnen Belastungsfälle im Vergleich mit den im Versuch ermittelten Werten.

Tabelle 4.12: Reibmomente M_R

Belastungsfall	Reibmoment M_R [Nm]		
	Versuch	Berechnung nach Gl. (2.27) (bisherige Vorgehensweise)	Berechnung nach Gl (2.37) (neue Vorgehensweise)
1	37.000	19.000	15.300
2	44.000	24.000	17.000
3	41.000	21.000	24.600

Zusätzlich enthält die **Tabelle 4.12** das berechnete Reibmoment M_R nach der bisherigen Vorgehensweise Gl. (2.27). Es ist zu erkennen, dass die Ergebnisse zum Reibmoment M_R unter-

einander sehr widersprüchlich sind. Die mit der Berechnung, sowohl mit der bestehenden als auch mit der neuen Methode, erzielten Werte sind deutlich unter den in den Versuchen ermittelten Werten. Dies hängt vermutlich damit zusammen, dass das Abrollverhalten der einzelnen Wälzkörper im Inneren des Wälzlagers sehr problematisch ist. Bei den Belastungsfällen, die in **Tabelle 4.10** dargestellt sind, treten im Wälzlagern Abrollverhältnisse an den einzelnen Wälzkörpern auf, die zwischen einem Zwei-Punkt-Kontakt und einem Vier-Punkt-Kontakt wechseln, was auf große radiale Belastungen F_r zurückzuführen ist. Zusätzlich wechseln die Wälzkörperkontakte in einer Wälzkörperreihe zwischen der oberen und der unteren Laufbahn. Dies tritt gerade bei großen Momentenbelastungen M_k auf. Es kann zu Verspannungen im Lagerkäfig kommen, was das Reibmoment erhöht. Zusätzlich kann dies sogar unter Umständen zu einer Beschädigung des Käfigs führen, was wiederum den Ausfall des Vierpunkt-Großwälzlagers hervorruft. Auch aus diesem Grund wird die zu Beginn der Arbeit erwähnte Bedingung (siehe Gl. (1.1)), mit der die Grenzen der Verhältnisse der zulässigen axialen Belastung F_a zur radialen Belastung F_r für ein Standard-Vierpunkt-Wälzlagern festgelegt werden, verwendet. Eine Aussage über die Grenzen der Verhältnisse der einzelnen Belastungen unter Einbezug der Momentenbelastung M_k , wie es bei einem Standardwälzlagern für die Belastungen F_a und F_r der Fall ist, gibt es jedoch für die Vierpunkt-Großwälzlagern nicht. Um hier die Grenzen der Belastungskombinationen zu erkennen, die für das Wälzlagern nicht mehr akzeptabel sind, ist es erforderlich, dass die Abläufe im Inneren des Wälzlagers bekannt sind. Hierfür liefert das in dieser Arbeit entwickelte Simulationsmodell einen Beitrag. Neben den einzelnen Wälzkörperkräften F_k zeigt es auch, wie und wo die Wälzkörper mit welchen Laufbahnen in Kontakt sind.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Zur Auslegung eines Wälzlagers ist es erforderlich, dass für das Wälz Lager die statische Tragfähigkeit, die Lebensdauer, die Nachgiebigkeit sowie das Reibmoment berechnet werden. Die hierfür notwendigen Berechnungsansätze basieren zum größten Teil auf Normen und sind dadurch standardisiert. Diese Normen wurden für kleinere Standardwälzlagern entwickelt. Sie eignen sich deshalb oftmals nur für die Auslegung von kleineren Wälzlagern. Mit Hilfe von pauschalen Abminderungsfaktoren werden diese Verfahren heutzutage für den speziellen Anwendungsfall „Vierpunkt-Großwälzlager“ angepasst. Die größte Schwierigkeit bei der Berechnung eines Vierpunkt-Großwälzlagers ist die Berücksichtigung der Verformungen der Lagerringe. Diese haben einen sehr großen Einfluss auf das Lagerverhalten und dürfen bei einer Auslegung eines Vierpunkt-Großwälzlagers nicht vernachlässigt werden. Gerade in Wachstumsmärkten wie den Windkraftanlagen, in denen das Vierpunkt-Großwälz Lager in den Verstellleinheiten der Rotorblätter bzw. zur Verstellung der Gondel in die Windrichtung eingesetzt werden, ist die Lagerringverformung ein wichtiges Thema. Da hier neben den großen Abmessungen zusätzlich ein Augenmerk auf Leichtbau gesetzt wird, entstehen Verformungen der Lagerringe von bis zu einigen Millimetern unter Belastung. Zahlreiche Veröffentlichungen, wie zum Beispiel in [Rah98] und [Sub03], bestätigen dies. Aber nicht nur das Verformungsverhalten der Lagerringe ist für die Auslegung der Vierpunkt-Großwälz Lager eine wichtige Einflussgröße. Vierpunkt-Großwälz Lager werden oftmals als Einzellager verbaut und müssen deshalb neben den radialen und axialen Kräften zusätzlich Momentenbelastungen aufnehmen. Eine Momentenbelastung wird aber bei den genormten Berechnungen ebenfalls nicht berücksichtigt. Recherchen sowie detaillierte Betrachtungen der unterschiedlichen Berechnungsansätze zu Beginn der Arbeit zeigen, dass Berechnungen auf Basis der einzelnen Wälzkörperbelastungen für ein Vierpunkt-Großwälz Lager deshalb besser geeignet sind. Mit diesem Verfahren können sowohl die Lagerringverformungen, als auch die Momentenbelastung berücksichtigt werden.

Mit iterativen Rechenansätzen werden bereits die einzelnen Wälzkörperbelastungen eines Vierpunkt-Großwälzlagers berechnet. Jedoch ist es mit diesen Ansätzen schwierig, die Verformungseinflüsse, die aus dem Steifigkeitsverhalten des Wälzlagers in Zusammenhang mit der Anschlusskonstruktion entstehen, exakt zu berücksichtigen. Die Verformung der Lagerringe kann mit einer FEM-Berechnung erfolgen. Hier werden punktuell die einzelnen Wälzkörperbelastungen in die Lagerringe eingeleitet. Mit Hilfe der FEM-Berechnung wird eine sogenannte „Biegelinie“ der Lagerringe berechnet. Diese Biegelinie kann im Anschluss in der iterativen Berechnung der Wälzkörperkräfte berücksichtigt werden. Die iterative Berechnung liefert da-

durch eine Aussage über die Wälzkörperkräfte unter Berücksichtigung der Lagerringverformungen. Die Wälzkörperkräfte jedoch beeinflussen wiederum das Verformungsverhalten. Es muss deshalb eine weitere Iterationsschleife um die eigentliche Iterationsschleife zur Berechnung der Wälzkörperkräfte gelegt werden, so dass das Verformungsverhalten der Lagerringe an die aktuell ermittelten Wälzkörperkräfte angepasst werden kann. Dies alles nimmt sehr viel Zeit in Anspruch, was unter anderem daran liegt, dass die Schnittstellen zwischen der FEM-Simulation zur Ermittlung des Verformungsverhaltens der Lagerringe und der Berechnung der Wälzkörperkräfte mittels des iterativen Berechnungsansatzes in den heutigen Berechnungstools nicht automatisiert sind, was jedoch lösbar wäre. In der Praxis werden heutzutage zur Reduzierung der Rechenzeit sehr viele Vereinfachungen getroffen, was jedoch zu verfälschten Ergebnissen führen kann. So ist hier zum Beispiel eine Verdrehung des Lagerringquerschnittes zu nennen, die bei einem iterativen Berechnungsansatz nicht berücksichtigt wird. Dass diese Verdrehung jedoch einen großen Einfluss auf das Lagerverhalten hat, zeigt ein Versuch in dieser Arbeit.

Gegenstand dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Berechnungsverfahrens zur Ermittlung der einzelnen Wälzkörperbelastungen unter Berücksichtigung des Verformungsverhaltens der Lagerringe sowie der zusätzlich vorhandenen Momentbelastung. Dabei wird eine geringe Rechenzeit angestrebt. Grundsätzlich könnte dieses Problem mit einer FEM-Berechnung, die das gesamte Vierpunkt-Großwälzlager in Zusammenhang mit der Anschlusskonstruktion abbildet, gelöst werden. Dass dies möglich ist, wird im Rahmen dieser Arbeit gezeigt. Die Abbildung des Kontaktverhaltens zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn ist jedoch ebenfalls sehr rechenintensiv. Dies hängt damit zusammen, dass an den Kontaktstellen eine sehr feine Vernetzung erforderlich ist. Hinzu kommt noch die große Anzahl an Kontaktpunkten. Eine Abbildung des Kontaktverhaltens zum Beispiel durch Stabelemente, die die Wälzkörper ersetzen, würde die Rechenzeiten deutlich verkürzen. Jedoch müssten hierfür Vereinfachungen getroffen werden, wie zum Beispiel die Fixierung der Stäbe an festen Punkten im Lagerring. Aufgrund dieser Vereinfachung ist die Änderung des Kontaktpunktes durch die Druckwinkeländerung allerdings nicht mehr möglich. Diese hat jedoch einen großen Einfluss auf das Ergebnis. Grundsätzlich kann die Aussage getroffen werden, dass mit einem FEM-Modell mit den heutigen Rechenleistungen eine Berechnung der Wälzkörperkräfte in einer geringen Rechenzeit nicht erfolgen kann.

Bereits im frühen Stadium einer Entwicklung sind erste Berechnungen zur Verformung der Lagerringe jedoch sinnvoll, da zu diesem Zeitpunkt die Anschlusskonstruktionen, die für die Steifigkeit der Lagerringe von Bedeutung sind, noch am einfachsten geändert werden können. Eine neue Methode zur Ermittlung der Wälzkörperkräfte ist deshalb erforderlich. Im Rahmen dieser Arbeit wird hierfür ein Ansatz, der auf Basis der Mehrkörpersimulation aufbaut, gewählt. Großes Potential wird dabei in der einfachen Abbildung des Kontaktverhaltens zwischen den

Wälzkörpern und den Laufbahnen gesehen. Dies erfolgt mittels einer einfachen mathematischen Gleichung in der MKS, die einen sehr geringen Rechenaufwand benötigt.

Die größte Problematik ist die realitätsnahe Einleitung der Wälzkörperkräfte in die flexiblen Lagerringe. Eine Gestaltung von flexiblen Bauteilen in der MKS-Berechnung setzt feste Kontaktpunkte voraus an denen die Kraftübertragung erfolgt. Dies ist erforderlich zur Bildung von sogenannten „Ansatzfunktionen“, die das Steifigkeitsverhalten einzelner Elementpunkte eines Bauteiles beschreiben. Die Lage der Kontaktpunkte ändert sich jedoch mit dem Druckwinkel. Es konnte gezeigt werden, dass die Abbildung des Kontaktverhaltens zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn mit einem zusätzlich eingeführten Zwischenelement erfolgen kann. Dieses Zwischenelement bildet ein Teilstück der Laufbahn im näheren Umfeld des ursprünglichen Kontaktpunktes dreidimensional ab. Auf diesem Zwischenelement kann nun die Lage des Kontaktes variieren. Die resultierenden Kräfte werden anschließend an fest definierten Punkten in die flexiblen Lagerringe eingeleitet. Durch diesen Ansatz ist es gelungen in der Mehrkörpersimulation die variablen Kontaktpunkte auf den elastischen Lagerringen zu berücksichtigen.

Zur Bewertung der Ergebnisse aus dem MKS-Modell werden analytische Vergleichsrechnungen sowie eine FEM-Simulation verwendet. Im ersten Schritt erfolgt dies nur unter Berücksichtigung einer axialen Last, was eine analytische Berechnung sehr leicht ermöglicht. Anschließend erfolgt schrittweise die Steigerung der Komplexität des Modelles, um sich der Realität der Vierpunkt-Großwälzlager anzunähern. Das Verhalten des MKS-Modelles konnte somit über den Vergleich der FEM-Berechnungen quantitativ verifiziert werden.

Zuletzt wird die Anwendung des erarbeiteten Berechnungsverfahrens an einem Praxismodell aufgezeigt. Dies erfolgt anhand eines Vierpunkt-Großwälzlagers, wie es in Blattlagern für Windkraftanlagen zum Einsatz kommt. Dabei dienen Versuchsergebnisse der Validierung und der Bewertung des Praxismodelles. Am Praxismodell wird zusätzlich das Reibmoment des Wälzlagers betrachtet. Beim heutigen Berechnungsansatz zum Reibmoment werden die Anteile aus den einzelnen Belastungen getrennt voneinander betrachtet. Anschließend erfolgt die Addition der einzelnen Reibmomentenanteile. Oftmals führt dieser Berechnungsansatz zu falschen Ergebnissen, was im Rahmen dieser Arbeit anhand von mehreren Versuchen an einem Großwälzlager gezeigt werden kann. Eine nähere Analyse begründet dieses Verhalten: Die Summe der Wälzkörperbelastungen aller Wälzkörper unter einer kombinierten Belastung entspricht nicht der Summe der Wälzkörperbelastungen aus den Einzelbelastungen, was jedoch für die bekannten Rechenansätze vorausgesetzt wird.

Der Aufwand zur Berechnung der tatsächlichen Wälzkörperkräfte in einem Vierpunkt-Großwälzlager kann mit dem neuen Berechnungsansatz auf Basis der Mehrkörpersimulation reduziert werden. Es zeigt sich, dass eine Berechnung der einzelnen Wälzkörperkräfte auf Basis der Mehrkörpersimulation gegenüber der FEM-Simulation einen deutlichen zeitlichen Vorteil

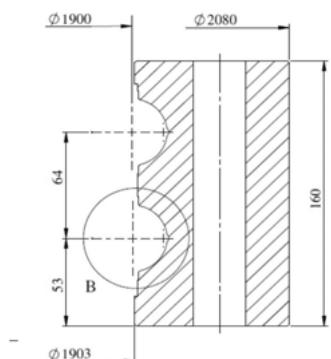
bringt. Das liegt, wie bereits erwähnt, an den einfachen Kontaktgleichungen, die das Kontaktverhalten zwischen der Laufbahn und den Wälzkörpern abbilden. Ein Vergleich der Berechnungsverfahren zeigt auch gegenüber den analysierten Berechnungen ein sehr gutes Ergebnis, jedoch ist momentan die Aufbereitung des Berechnungsmodells noch sehr zeitintensiv. Dies hängt damit zusammen, dass die einzelnen Verbindungspunkte, zum Beispiel zwischen den Zwischenelementen und den Ringen manuell definiert werden müssen. Hier wäre der Einsatz von Makrofunktionen sehr hilfreich. Dass in der Erstellung von MKS-Modellen sehr viel automatisiert erfolgen kann, wird in einem Beitrag von Sadowski [Sad14] gezeigt. Auch wäre ein eigenes Programm zur Lagerberechnung, welches den Mehrkörpersimulationsansatz für diese Problematik beinhaltet, denkbar. Dies ist aber für einen praxisgerechten Einsatz noch zu entwickeln.

Insgesamt ist es gelungen einen Berechnungsansatz zur Ermittlung der Wälzkörperkräfte im Inneren des Vierpunkt-Großwälzlers auf Basis der Mehrkörpersimulation darzustellen. Er berücksichtigt sowohl die wichtigsten Einflussfaktoren, als auch das Verformungsverhalten der Lagerringe unter dem Einfluss der Steifigkeit der Anschlusskonstruktion. Neben den klassischen analytischen Ansätzen kann mit diesem neuartigen Ansatz auch eine Momentenbelastung berücksichtigt werden. Es hat sich gezeigt, dass die Mehrkörpersimulation für diesen neuen Anwendungsfall einen Berechnungsansatz ermöglicht, der ohne einen großen Rechenaufwand schnell zu einem aussagekräftigen Ergebnis führt.

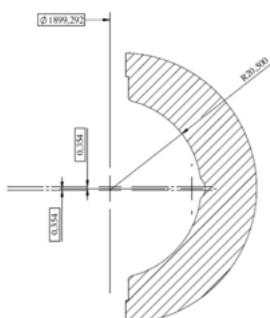
Anhang

A Abmessungen Blattlager

A1 Innenring

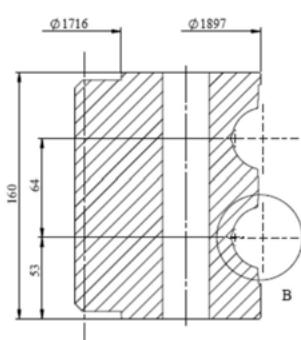


Schnittansicht Innering

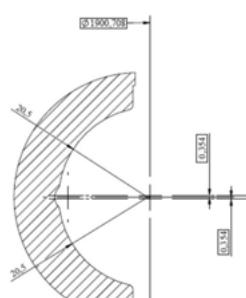


Detail B Laufbahn

A2 Außenring



Schnittansicht Außenring



Detail B Laufbahn

B Theoretische Berechnung der Lagerringverschiebung

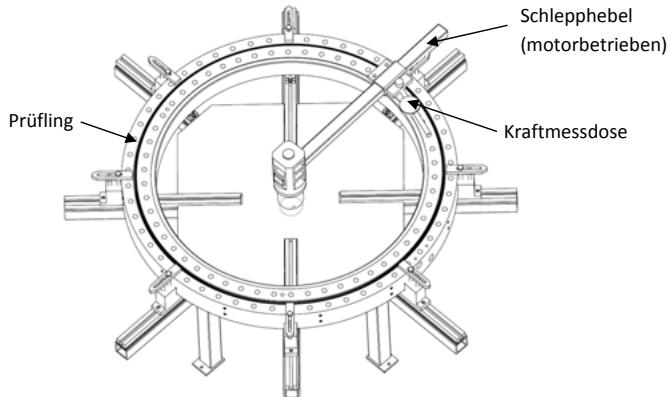
Lagergeometrie	Außenring nachgiebig	Innenring nachgiebig	Beide Lagerringe nachgiebig
z 129	E-Modul 210000 [N/mm ²]	E-Modul 210000 [N/mm ²]	
D_w 40 [mm]	v 0,3	v 0,3	
D_{pw} 1900 [mm]	r_i 951 [mm]	r_i 850 [mm]	
α_0 45 [°]	r_a 1050 [mm]	r_a 944 [mm]	
r_J 20,5 [mm]	r 1050 [mm]	r 944 [mm]	
r_A 20,5 [mm]	Q 0,9057	Q 0,9004	
d 1700 [mm]	A 298765,4614 [mm ²]	A 296566,35 [mm ²]	
D 2100 [mm]			
d_1 1888 [mm]			
D_1 1902 [mm]			
T 50 [mm]			
Wirkende Kräfte			
F _a 500000 [N]			
F ₀ 5182 [N]			
Axialverschiebung	Axialverschiebung	Axialverschiebung	Axialverschiebung
U _x 0,0491	U _x 0,1383	U _x 0,1104	U _x 0,1902
Betriebsdruckwinkel	Betriebsdruckwinkel	Betriebsdruckwinkel	Betriebsdruckwinkel
α 48,41	α 49,95	α 49,08	α 51,33
Hertz'sche Pressung			
Innenring	Innenring	Innenring	Innenring
Hertz'sche Beiwerte	Hertz'sche Beiwerte	Hertz'sche Beiwerte	Hertz'sche Beiwerte
$\cos \tau$ 0,953	$\cos \tau$ 0,953	$\cos \tau$ 0,953	$\cos \tau$ 0,953
ξ 2,6	ξ 2,6	ξ 2,6	ξ 2,6
η 0,507	η 0,507	η 0,507	η 0,507
$\xi^* \eta$ 1,32	$\xi^* \eta$ 1,32	$\xi^* \eta$ 1,32	$\xi^* \eta$ 1,32
ψ/ξ 0,745	ψ/ξ 0,745	ψ/ξ 0,745	ψ/ξ 0,745
p _{max_i} 1576 [MPa]	p _{max_i} 1563 [MPa]	p _{max_i} 1570 [MPa]	p _{max_i} 1552 [MPa]
Außenring		Außenring	
Hertz'sche Beiwerte	Hertz'sche Beiwerte	Hertz'sche Beiwerte	Hertz'sche Beiwerte
$\cos \tau$ 0,952	$\cos \tau$ 0,952	$\cos \tau$ 0,952	$\cos \tau$ 0,952
ξ 2,53	ξ 2,53	ξ 2,53	ξ 2,53
η 0,515	η 0,515	η 0,515	η 0,515
$\xi^* \eta$ 1,3	$\xi^* \eta$ 1,3	$\xi^* \eta$ 1,3	$\xi^* \eta$ 1,3
ψ/ξ 0,755	ψ/ξ 0,755	ψ/ξ 0,755	ψ/ξ 0,755
p _{max_a} 1571 [MPa]	p _{max_a} 1560 [MPa]	p _{max_a} 1566 [MPa]	p _{max_a} 1550 [MPa]

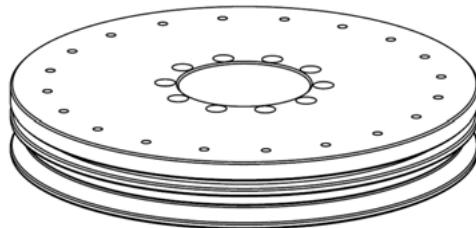
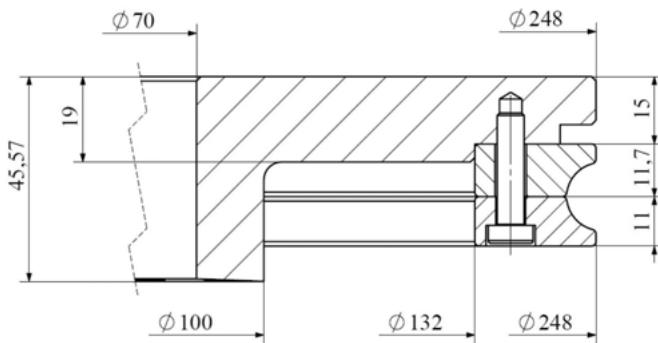
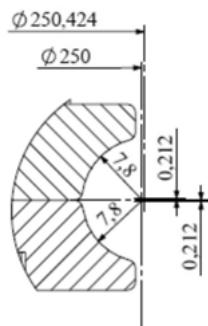
C Reibmoment

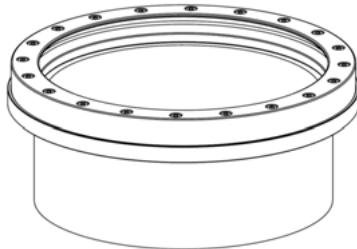
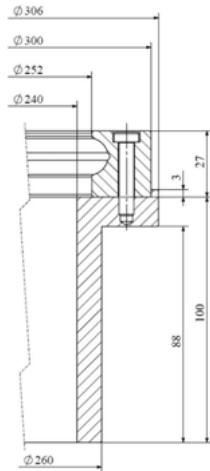
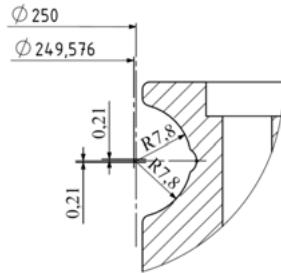
C1 Entstehung des Reibmoments

Versuch	Laufbahn 1	Laufbahn 2	Dichtung 1/2	Fettbefüllung	Reibmoment
Nr.	Anzahl der Wälzkörper	Anzahl der Wälzkörper			M_R [Nm]
1	10	0	no/no	no	400
2	20	0	no/no	no	1050
3	30	0	no/no	no	1960
4	40	0	no/no	no	2250
5	50	0	no/no	no	2300
6	60	0	no/no	no	2500
7	70	0	no/no	no	2550
8	80	0	no/no	no	2900
9	90	0	no/no	no	2860
10	100	0	no/no	no	2960
11	129 (full)	0	no/no	no	3080
12	129 (full)	20	no/no	no	3350
13	129 (full)	40	no/no	no	3550
14	129 (full)	60	no/no	no	3750
15	129 (full)	80	no/no	no	4200
16	129 (full)	100	no/no	no	4150
17	129 (full)	129(full)	no/no	no	4260
18	129 (full)	129(full)	yes/no	no	6150
19	129 (full)	129(full)	yes/yes	no	8340
20	129 (full)	129(full)	yes/yes	yes	7560

C2 Eingesetzter Prüfaufbau zur Ermittlung des Reibmomentes

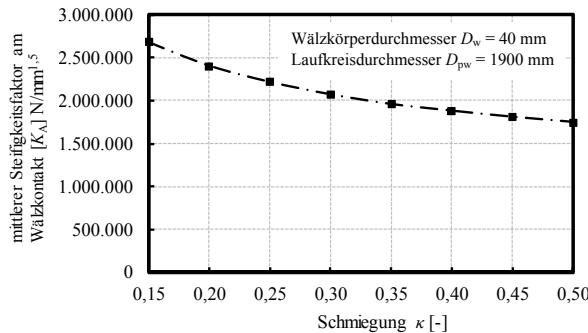


D Großwälzlager**D1 Innenring****Dreidimensionale Gesamtansicht****Schnittansicht Querschnitt mit Hauptabmessungen****Detailansicht Laufbahn**

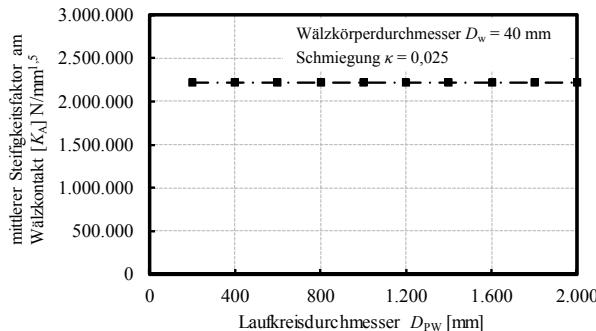
D2 Außenring**Dreidimensionale Gesamtansicht****Schnittansicht Querschnitt mit Hauptabmessungen****Detailansicht Laufbahn**

E Mittlerer Steifigkeitsfaktor am Wälzkontakt

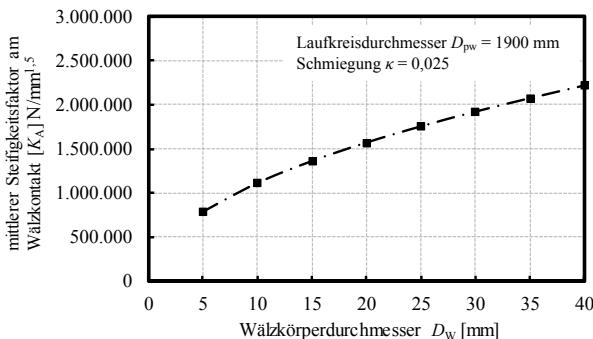
E1 In Abhängigkeit der Schmiegung



E2 In Abhängigkeit des Laufkreisdurchmessers



E3 In Abhängigkeit des Wälzkörperlängsdurchmessers



Literaturverzeichnis

- [Ada11] MSC Adams: Adams/Solver help - MSC Adams 2011; Help document for Adams/Solver - MSC Adams 2011; <https://simcompanion.mscsoftware.com>; Docs ID: DOC9836; Published date: 04/27/2011; 2011
- [Ada16] Adams G. G., Nosonovsky M.: Contact modeling - forces; Tribology International, 33(5-6), Mai 2000, S. 431-442; USA; 2000
- [Agu12a] Aguirrebeitia J., Abasolo M., Avile's Fernández de Bustos I.: 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, August 2012, S. 23-30; 2012
- [Agu12b] Aguirrebeitia J., Plaza J., Abasolo M., Vallejo J.: General static load-carrying capacity of four-contact-point slewing bearings for wind turbine generator actuation system; Wind Energy, 16(5), Juli 2013, S. 759-774; 2012
- [Agu13] Aguirrebeitia J., Plaza J., Abasolo M., Vallejo J.: Effect of the preload in the general static load-carrying capacity of four-contact-point slewing bearings for wind turbine generators theoretical model and fin.; Wind Energy, 17(10), S. 1605-1621; 2013
- [Agu15] Aguirrebeitia J., Abasolo M., Plaza J., Heras I.: FEM model for friction moment in ball-raceway contact point slewing bearings.; 14th World Congress in Mechanism and Machine Science, 25 – 30 Oktober 2015; Taiwan; 2015
- [Alm37] Almen J.: Lubricants and False Brinelling of Ball and Roller Bearings; Mechanical Engineering, 59(6), S. 415-422, September 1937; 1937
- [Ans17] Ansys Software: FEM-Software; CADFEM GmbH; München; 2017
- [Azi13] Azianou A. E. , Debray K., Bolaers F., Chiozzi P., Palleschi F.: Modeling of the Behavior of a Deep Groove Ball Bearing in Its Housing; Journal of Applied Mathematics and Physics, 1(4), October 2013, S. 45-50; 2013

- [Bal05] Baly H.: Reibung fettgeschmierter Wälzlager; Dissertation; Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Tribologie (IMKT); Universität Hannover; deutsche-digitale-bibliothek; Hannover; 2005
- [Bec12] Becker D.: Hoch belastete Großwälzlagerungen in Windenergieanlagen; Dissertation; Fortschrittsberichte des Instituts für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen; TU Clausthal; Shaker Verlag GmbH; Herzogenrath; 2012
- [Beu08] ISO/TS 16281:2008-06: Vornorm; Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer-Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager; Beuth-Verlag; Berlin; 2008
- [Beu09] DIN ISO 76:2009-01: Norm; Wälzlager - Statische Tragzahlen; Beuth-Verlag; Berlin; 2009
- [Beu10] DIN ISO 281:2010-10: Norm; Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer; Beuth-Verlag; Berlin; 2010
- [Bov13] Bovet C., Linares J.M., Zamponi L., Mermoz E.: Multibody modeling of non planar ball bearing; Mechanics & Industry 14, Oktober 2013, S. 335-345; 2013
- [Bra80a] Brändlein J.: Lastübertragung durch Großwälzlager bei schwenkbaren auf Ringträger abgestützten Großgeräten; Fördern und Heben, 30; Mainz; 1980
- [Bra80b] Brändlein J.: Lastverteilung in Großwälzlagern bei elastischen Ringen als Unter- und Oberkonstruktion; Fördern und Heben, 30 Mainz; 1980
- [Bre85] Breucker U.: Experimentelle und theoretische Bestimmung der Lastverteilung in Wälzdrehverbindungen bei Stützung durch ungleichmäßig elastische Anschlußkonstruktionen; Dissertation; Ruhr-Universität Bochum; Schriftenreihe des Instituts; Bochum; 1985
- [Bre94] Breuer M.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Wälzlagерsteifigkeit; Dissertation; Institut für Maschinenelemente, Konstruktionstechnik und Sicherheitstechnik (IMKS); Universität Hannover; Fortschritt-Berichte VDI-Verlag; Hannover; 1994
- [Cra68] Craig R. R., Bampton M. C.: Coupling of Substructures for Dynamic Analysis; AIAA Journal, 6(7), Juli 1968, S. 1313-1319; 1968
- [Cra00a] Craig R. R.: A Brief Tutorial On Substructure Analysis and Testing; 18 th International Modal Analysis Conference; San Antonio, Texas; 2000

- [Dai08] Daidié A., Chaib Z., Ghosn A.: 3D Simplified Finite Elements Analysis of Load and Contact Angle in a Slewing Ball Bearing; J.Mech, 130(8), August 2008; 2008
- [Dal03a] Dalhoff P., Frese T., Wacker G.: Bauteile im Verbund modellieren – Pflicht oder Kür?; Germanischer Lloyd; Bericht im Abschlussbericht Forschungsvorhaben ELA, Erweiterte Lebensdaueranalyse für Windenergieanlagen; Hamburg; 2003
- [Dal03b] Dalhoff P.: Abschlussbericht; Forschungsvorhaben ELA, Erweiterte Lebensdaueranalyse für Windenergieanlagen; Germanischer Lloyd; Sammelwerk unterschiedlicher Berichte zur Lebensdaueranalyse von Windkraftanlagen; Hamburg; 2003
- [Dan16] siehe Sonstige Literaturen und Quellen
- [Die97] Dietl P.: Damping and Stiffness Characteristics of Rolling Element Bearings, Theory and Experiment; Dissertation; Institut für Maschinendynamik und Meßtechnik; Technische Universität Wien; Wien; 1997
- [Due14] siehe Sonstige Literaturen und Quellen
- [Due15] siehe Sonstige Literaturen und Quellen
- [Dvb14] DV-B Drehverbindungen Bautzen GmbH: Katalog 88-3; Bautzen; 2014
- [Esc95] Eschmann P., Hasbargen L., Weigand K., Brändlein J.: Die Wälzlagерpraxis; Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen; Vereinigte Fachverlage; Mainz; 1995
- [Fau09] Faulstich S., Hahn B.: Schadensdatenbanken Fehlerhäufigkeitsanalyse und Prognose von technischen Problemen; BWE-Fachtagung „Service, Wartung und Betrieb“; Fraunhofer IWES; Hamburg; 2009
- [Fie11] Fiedler S., Kiekbusch T., Sauer B.: Investigation of inner contact and friction conditions of a spherical roller bearing using multi-body simulation; Institute of Machine Elements, Gears, and Transmissions (MEGT); University of Kaiserslautern; Kaiserslautern; 2011
- [Flo08] Flores P., Amprosio J., Claro P., Lankarani H.: Kinematics and Dynamics of Multibody Systems with Imperfect Joints: Models and Case Studies; Springer-Verlag GmbH; Heidelberg; 2008
- [Flo16] Flores P., Lankarani H.: Contact Force Models for Multibody Dynamics; Springer Verlag GmbH; Heidelberg; 2016

- [Föp36] Föppel L.: Der Spannungszustand und die Anstrengung des Werkstoffes bei der Berührung zweier Körper; Forschung auf dem Gebiet des Ingenier-Wesens, 7(5), Januar 1936, Seite 209-221; Deutscher Ingenieur-Verlag GmbH; 1936
- [Fri09a] Fritz F., Seemann W., Hinterkausen M.: Modellierung von Rollenlagern als Element einer Mehrkörperdynamiksimulation; Achte Internationale Tagung Schwingungen in Rotierenden Maschinen, 23-25 Februar 2009; Technische Universität Wien; Wien, Österreich; 2009
- [Fri09b] Fritz F., Basler A., Seemann W.: Simulation of High-Speed Ball Bearings with MSC/ADAMS; PAMM Proceedings in Applied mathematics and Mechanics, 9(1), S 115-116; <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/epdf/10.1002/pamm.200910032>; 2009
- [Fri11] Fritz F.: Modellierung von Wälzlagern als generische Maschinenelemente einer Mehrkörpersimulation; Dissertation; Karlsruher Institut für Technologie; <https://www.ksp.kit.edu/9783866446670>; Karlsruhe; 2011
- [Gao11] Gao X., Huang D., Wang H., Chen J.: Modelling of ball-raceway contacts in a slewing bearing with non-linear springs; Journal of Mechanical Engineering Science, 225(4), April 2011; 2011
- [Gie12] Giesbers J.: Contact Mechanics in MSC Adams, A technical evaluation of the contact models in multibody dynamics software MSC Adams; Bachelor Thesis; University of Twente; Enschede, Niederlande; 2012
- [Guy65] Guyan R. J.: Reduction of stiffness and mass matrices; The American Institute of Aeronautics and Astronautics, AIAA Journal, 3(2), S. 380, Februar 1965; Reston, USA; 1965
- [Han02] Handreck T.: Berechnung von Großwälzlagern in Verbindung mit kunden-spezifischen Anschlusskonstruktionen; forum Technische Mitteilungen ThyssenKrupp 1/2002, S. 40-45; ThyssenKrupp AG; Düsseldorf; 2002
- [Han93] Handreck T.: Berechnung der Wälzkörperkräfte in Kugeldrehverbindungen unter Berücksichtigung der Steifigkeit der Anschlusskonstruktion; Dissertation; Technische Universität Dresden; Dresden; 1993
- [Har09] Harris T., Rumbarger J. H., Butterfield C. P.: Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life; National Renewable Energy Laboratory; 2009

- [Hel08] Helsen J., Heirman G., Vandepitte D., Desmet W.: The influence of flexibility within multibody modeling of multi-megawatt wind turbine gearboxes; International Conference on Noise and Vibration Engineerin ISMA 2008, K. U. Leuven, Department of Mechanical Engineering; Leuven, Belgium; 2008
- [Her81] Hertz H.: Über die Berührung fester elastischer Körper; Gesammelte Werke Band 1, S. 155-173 und S. 174-196; Leipzig; 1881
- [Hip04] Hippmann G.: Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik; Dissertation; Technischen Universität Wien, Fakultät für Maschinenbau; Wien; 2004
- [Imo17] IMO: Drehverbindungshersteller; IMO Holding GmbH; Gremsdorf; 2017
- [Ino12] Inova Testing Systems, INOVA GmbH: Beschreibung Großwälzlagerringprüfstand WMH Herion Antriebstechnik GmbH, internes Dokument; Bad Schwalbach; 2012
- [Jos15] Joshi A., Kachhia B., Kikkari H., Sridhar M., Nelias D.: Running torque of slow speed two-point and four-point contact bearings; Lubricants, 3(2), April 2015, S. 181-196; 2015
- [Kah64] Kahn R.: Ein Beitrag zur Berechnung der Lastverteilung in Kugeldrehverbindungen; Technische Hochschule Hannover, Lehrstuhl für Stahlbau; Schriftenreihe Heft 3; Hannover; 1964
- [Kis17] KISSsoft AG: Berechnungssoftware für den Maschinenbau - Auslegen, Nachrechnen, Optimieren; CH-Bubikon; 2017
- [Kon08] Kong D., Meagher J. M., Xu C., Wu X., Wu Y.: Nonlinear Contact Analysis of Gear Teeth for Malfunction Diagnostics; 26th IMAC: Conference and Exposition on Structural Dynamics 2008; Orlando, Florida; 2008
- [Kov15] siehe Sonstige Literaturen und Quellen
- [Lem11] Lemu Hirpa G.: Multibody dynamics modeling and analysis of bearing loads in a transmission system; TMT 2011, 15th International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology" 12-18 September 2011; Prague, Czech Republic; 2011
- [Lie17] Liebherr-Components AG: Produktkatalog Großwälzlager; 2017

- [Lit14] Litter, S.: Integration von flexiblen Strukturen in Mehrkörpersysteme Modellerstellung und automatisierte Selektion von Ansatzfunktionen; Dissertation; Universität der Bundeswehr München, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik; München; 2014
- [Lun32] Lundberg G., Odquist F.: Studien über die Spannungsverteilung in der Umgebung der Berührungsstellen von elastischen Körpern mit Anwendungen; Akademie für Ingenieurwissenschaften; Stockholm; 1932
- [Mac12] Machado M., Moreira P., Flores P., Lankarani H. M.: Compliant contact force models in multibody dynamics: Evolution of the Hertz contact theory; Mechanism and Machine Theory, S. 99-121; 2012
- [Mat79] Matthias K.; Berechnung der Wälzkörperkräfte in Großwälzlagern; Fördern und Heben, 29(2), S. 107-110; Mainz; 1979
- [Mat82] Matthias K.: Praktische Hinweise zur Berechnung von Großwälzlagern; Hebezeuge und Fördermittel, 22(6), S. 164-167; Berlin; 1982
- [Mat95] Mathias K.: Berechnung von Kugeldrehverbindungen bei beliebiger Belastung; Dissertation; Technischen Universität Dresden; Dresden; 1965
- [Mes17] MESYS AG: Wälzlagerberechnungssoftware; Zürich Schweiz; 2017
- [Msc17] MSC Software GmbH: Nastran, Patran, Adams; München; 2017
- [Nie01] Niemann G., Winter H., Höhn B. R.: Maschinenelemente: Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen; Springer Verlag; Berlin, Heidelberg, New York; 2001
- [Osw16] Oswald B., Zaretsky E.: Effect of Internal Clearance on Load Distribution and Life of Radially Loaded Ball and Roller Bearings; NASA/TM—2012-217115; Glenn Research Center; Cleveland, Ohio; 2012
- [Pal57] Palmgren A.: Neue Untersuchungen über Energieverluste in Wälzlagern; VDI-Berichte; Band 20; 1957
- [Par08] Parasolid XT Format Reference April 2008: Beschreibung von Geometriedaten; Siemens; April 2008; 2008
- [Pat87] Patz M.: Nichtlineare Berechnung der Lastverteilung in Wälzlagerdrehverbindungen unter Betrachtung von Tragwerksverformungen; Dissertation; Ruhr-Universität Bochum; Bochum; 1987

- [Pol05] Pollicino F., Schleeßelmann R.: Berechnung der hochbelasteten Rotornabe-Welle-Schraubenverbindung einer Windenergieanlage mittels FEM und VDI 2230; Pin VDI-Berichte, 1903, S. 255-280; Berechnung, Gestaltung, Anwendung, Schraubenverbindungen; VDI-Verlag; Düsseldorf; 2005
- [Qia13] Qian W.: Dynamic Simulation of Cylindrical Roller Bearings; Dissertation; Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen; publications.rwth-aachen.de; Aachen; 2013
- [Raa12] Raabe M.: Firma Mesys AG; Berechnung der Lastverteilung und Lebensdauer von Wälzlagern mit elastischen Lagerringen; Tagungsband SMK 2012; Rapperswil, Schweiz; 2012
- [Rah98] Rahlf U., Osthorst R., Göbel W.: Lagerüberlastung durch ungenaue Erfassung der Anschlußsteifigkeiten; aerodyn Energiesysteme GmbH; DEWEK'98 Tagungsband, S. 277-280; 1998
- [Rec17] RecurDyn Software: MKS-Software; FunctionBay GmbH; München; 2017
- [Rei08] Reinert U., Indorf N., Sellmann F.: Projekt Rotorblatt; Strukturmechanik und Simulation; Fachbereich Maschinenbau, Hochschule Bremen; Bremen; 2008
- [Ril17] Rill G., Schaeffer T.: Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation; Vieweg+Teubner Verlag; Wiesbaden; 2017
- [Rit13] siehe Sonstige Literaturen und Quellen
- [Rit14] siehe Sonstige Literaturen und Quellen
- [Rit14a] siehe Sonstige Literaturen und Quellen
- [Rot17] Rothe Erde: Drehverbindungshersteller; Thyssen Krupp, Rothe Erde; Dortmund; 2017
- [Sad14] Sadowski T.: Automatisierte Modellerstellung für die Mehrkörpersystemsimulations, Ein Beitrag zur rechnergestützten Integration von Gestaltung und Berechnung in der Entwicklung von Kurbelwellen; Dissertation; Technischen Universität Berlin; Berlin; 2014
- [Sar04] Sarangi M., Majumdas B., Sekhar S.: Stiffness and damping characteristics of lubricated ball bearings considering the surface roughness effect. Part 1: theoretical formulation; Journal of Engineering Tribology, 218(6), S. 529-538, Juni 2004; 2004

- [Sch11] Schmelter R.: Über die Lebensdauerberechnung oszillierender Wälzlager; TU-Clausthal; Institut für Maschinenwesen IMW, Institutsmitteilung Nr. 36; Clausthal; 2011
- [Sch15] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: Wälzlagerpraxis; Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagern; Vereinigte Fachverlage GmbH; Herzogenaurach; 2015
- [Sch17] BEARINX: Wälzlagerberechnungsprogramm der Firma Schaeffler; 2017
- [Sei03] Seidel M.: Auslegung von Flanschverbindungen mit hochfesten, vorgespannten Schrauben für Windenergieanlagen; 7. Informations- und Diskussionsveranstaltung „Schraubenverbindungen – Neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis“, 7 Mai 2003; Darmstadt; 2003
- [Sei14] Seiler K., Stadler M., Tremmel S., Hahn B., Wartzack S., Graf-Goller O.: Modeling of cage guidance in a rolling bearing multi-body dynamic simulation programm for a power efficient bearing design; STLE Annual Meeting & Exhibition, 18 - 21 Mai 2014; Florida, USA; 2014
- [Sha97] Shabana A.: Flexible Multibody Dynamics: review of Past and recent Developments; Multibody System Dynamics 1(2), S. 189-222; 1997
- [Sie10] Siemers A.: Contributions to Modelling and Visualisation of Multibody Systems Simulations with Detailed Contact Analysis; Dissertation; Department of Computer and Information Science Linköpings Universitet; Linköping, Sweden; 2010
- [Sim17] Simpack Software: MKS-Software; Dassault Systemes Deutschland GmbH; Gilching; 2017
- [Smol13] Smolnicki T., Stańco M., Pietrusiak D.: Distribution of loads in the large size bearing – problems of identification; Technical Gazette 20(5), Oktober 2013; S. 831-836; 2013
- [Sna57a] Snare B.: Das Reibungsmoment in belasteten Kugelkontakten; Die Kugellager-Zeitschrift, Nr. 154, S. 3-14; 1957
- [Sna57b] Snare B.: Das Reibungsmoment in belasteten Kugellagern; Die Kugellager-Zeitschrift, Nr. 155, S. 13-22; 1957
- [Sta11] Stamm W.: Modellierung und Simulation von Mehrkörpersystemen mit flächigen Reibkontakten; Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Fakultät für Maschinenbau; Karlsruhe; 2011

- [Str08] Strackeljan J., Doguer T., Daniel C.: Nutzung von Mehrkörperdynamikprogrammen zur Simulation von Wälzlagerschäden; Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau Institut für Mechanik; Magdeburg; 2008
- [Sub03] Subramanian S.: Modelierung im Verbund – Lasteinleitung bei der FE-Modellierung für die Strukturanalyse einer Rotornabe; Germanischer Lloyd; Bericht im Abschlussbericht Forschungsvorhaben ELA Erweiterte Lebensdaueranalyse für Windenergieanlagen; Hamburg; 2003
- [Tie12] Tietzel K., Hahn T.: Schaeffler Technologies AG & Co. KG; Enhanced Modeling of Rolling Bearings; SIMPACK News; Dezember 2012, S. 7-9; 2012
- [Tka10] Tkachuk P.; Strackeljan J.: A 3D-ball bearing model for simulation of axial load variations; Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Mechanik; The Seventh International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies, 22 - 24 Juni 2010; Magdeburg; 2010
- [Wal01] Waltz M.: Grundlagenuntersuchung zur MKS-Simulation unter Berücksichtigung von modalen Daten elastischer Systeme; Dissertation; Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule RWTH Aachen; Aachen; 2001
- [Web15] siehe Sonstige Literaturen und Quellen
- [Wmh16] WMH Herion Antriebstechnik GmbH: allgemeines Infomaterial der Firma WMH Herion Antriebstechnik GmbH; Wolnzach; 2016
- [Woe11] Woernle C.: Mehrkörpersysteme, Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper; Springer Verlag; Berlin; 2011
- [Wos07] Woschke E., Daniel C., und Strackeljan J.: Reduktion elastischer Strukturen für MKS Anwendungen; Uni Magdeburg; Tagungsband 8. Magdeburger Maschinenbau-Tage, Januar 2007; Magdeburg; 2007
- [Woz81] Woznaik J.: Lastverteilung in Wälzdrehverbindungen, Ein Beitrag zur theoretischen und experimentellen Bestimmung von Wälzkörper-Kraftvektoren; Dissertation; Ruhr Universität Bochum; Bochum; 1981

Unveröffentlichte studentische Arbeiten

- [Dan16] Maier D.: Betrachtung des Reibverhaltens von Vierpunkt-Großwälzlagern im Rotorblatt- und Azimutverstellsystem von Windkraftanlagen; Masterarbeit; Technische Hochschule Ingolstadt; Ingolstadt; 2014

- [Due14] Dütsch C.: Aufbau eines MKS-Modells zur dynamischen Simulation und Analyse der Belastungsverteilung in Vierpunktlagern; nicht veröffentlichte Bachelorarbeit; OTH Regensburg; Regensburg; 2014
- [Web15] Weber C.: FEM-Betrachtung eines Vierpunktlagers; nicht veröffentlichte Bachelorarbeit; OTH Regensburg; Regensburg; 2015

Eigene Quellen

- [Due15] Dütsch C., Ritzer S., Ehrlich I., Suchandt T.: Contact Force Model for Gear Transmission in Multibody Systems based on MSC Adams; Applied Research Conference 2015; Nürnberg; 2015
- [Kov15] Koval L., Ritzer S., Suchandt T., Dütsch C.: Design of an innovative backlash-free drive system for rotation tables; Conference Electric Drives Production Conference, Konferenz Tagungsband zur EDPC-2015; Seite 433-436; Nürnberg; 2015
- [Rit13] Ritzer S., Suchandt T.: Großwälzlagern im Test; KEM, Ausgabe 12-2013; 2013
- [Rit14] Ritzer S., Suchandt T., Kröger M.: Das Vierpunkt Lager im Einsatz als Großwälzlager, Einflüsse unterschiedlicher konstruktiver Parameter auf die statische Grenzlast der Laufbahnen; SMK Tagungsband zum Schweizer Maschinenelemente Kolloquium; 2014
- [Rit14a] Ritzer S.: Drehantrieb, Europäische Patentanmeldung EP 2 822 159 A2; WMH Herion Antriebstechnik GmbH; Wolnzach; 2014

Online-Buchshop für Ingenieure

■■■ VDI nachrichten

Online-Shops



Fachliteratur und mehr -
jetzt bequem online recher-
chieren & bestellen unter:
www.vdi-nachrichten.com/
Der-Shop-im-Ueberblick



Täglich aktualisiert:
Neuerscheinungen
VDI-Schriftenreihen



BUCHSHOP

Im Buchshop von vdi-nachrichten.com finden Ingenieure und Techniker ein speziell auf sie zugeschnittenes, umfassendes Literaturangebot.

Mit der komfortablen Schnellsuche werden Sie in den VDI-Schriftenreihen und im Verzeichnis lieferbarer Bücher unter 1.000.000 Titeln garantiert fündig.

Im Buchshop stehen für Sie bereit:

VDI-Berichte und die Reihe **Kunststofftechnik**:

Berichte nationaler und internationaler technischer Fachtagungen der VDI-Fachgliederungen

Fortschritt-Berichte VDI:

Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte aus sämtlichen ingenieurwissenschaftlichen Fachrichtungen

Newsletter „Neuerscheinungen“:

Kostenfreie Infos zu aktuellen Titeln der VDI-Schriftenreihen bequem per E-Mail

Autoren-Service:

Umfassende Betreuung bei der Veröffentlichung Ihrer Arbeit in der Reihe Fortschritt-Berichte VDI

Buch- und Medien-Service:

Beschaffung aller am Markt verfügbaren Zeitschriften, Zeitungen, Fortsetzungsreihen, Handbücher, Technische Regelwerke, elektronische Medien und vieles mehr – einzeln oder im Abo und mit weltweitem Lieferservice

VDI nachrichten

BUCHSHOP www.vdi-nachrichten.com/Der-Shop-im-Ueberblick

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
- 2 Fertigungstechnik
- 3 Verfahrenstechnik
- 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
- 6 Energietechnik
- 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
- 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
- 10 Informatik/Kommunikation
- 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
- 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
- 15 Umwelttechnik
- 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
- 21 Elektrotechnik
- 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-344701-5