

Hydrodynamisch wirkende zylindrische Radialgleitlager für die
Rotorwellenlagerung in Windenergieanlagen -
Beitrag zu den Einsatzmöglichkeiten und Anwendungsgrenzen

Dissertation
zur
Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
der Universität Rostock

vorgelegt von
Ingo Jonuschies, geb. am 10.11.1978 in Schwerin
aus Rostock

Rostock, den 13.01.2015

Gutachter:

1. Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Klaus Brökel,
Lehrstuhl für Konstruktionstechnik / CAD, Fakultät für Maschinenbau und
Schiffstechnik, Universität Rostock

2. Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Frank Rieg,
Lehrstuhl für Konstruktionslehre und CAD, Fakultät für Ingenieurwissenschaften,
Universität Bayreuth

Datum der Einreichung:

13. Januar 2015

Datum der Verteidigung:

09. Juni 2015

Verzeichnis der Symbole

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Flächeninhalt	m ²
A _f	relativer Verformungsfaktor	
B/D	Breiten-Durchmesser-Verhältnis	
D	Lagerinnendurchmesser	mm
D _R	Rotordurchmesser	mm
D _w	Wellendurchmesser	mm
Eu	Eulerzahl	
F	Lagerkraft	N
Fr	Froudezahl	
G	Gewicht	kg
H ₀	Nullhypothese	
I _{ref}	Erwartungswert der Turbulenzintensität	
K _b	Betriebskosten	€
K _{b_{sp}}	spezifische Betriebskosten	€/kWh
L _{10h}	nominelle Lebensdauer bei 90 % Überlebenswahrscheinlichkeit	h
M	Drehmoment	Nm
M _f	Reibmoment	Nm
P	Leistung	W
Q	Schmiermitteldurchsatz	l/min
R	Radius	mm
Re	Reynoldszahl	
S _o	Sommerfeldzahl	
S _{xx}	spektrale Leistungsdichte	
T _{grenz}	Grenztemperatur	°C
V _{ave}	Jahresmittel der Windgeschwindigkeit	m/s
V _{e1}	1-Jahres-Bö	m/s
V _{e50}	50-Jahres-Bö	m/s
V _{hub}	Windgeschwindigkeit in Nabenhöhe	m/s
V _{in}	Einschaltwindgeschwindigkeit WEA	m/s
V _{out}	Ausschaltwindgeschwindigkeit WEA	m/s
V _r	Bemessungswindgeschwindigkeit WEA	m/s
V _{ref}	Bezugswindgeschwindigkeit WEA	m/s
W	produzierte Strommenge	kWh

a_f	absoluter Verformungsfaktor	mm/Pa
b	Lagerbreite	mm
ba	Balligkeit	mm
c_p	Leistungsbeiwert	
c_{p_ideal}	idealer Leistungsbeiwert / Betzcher Faktor	
e	absolute Exzentrizität	mm
f	Reibungszahl	
h	Schmierspalthöhe	mm
h^*	relative Schmierspalthöhe	
m	Masse	kg
p	Lagerdruck	Pa
r	Wellenradius	mm
s	absolutes Lagerspiel	mm
t_{Aq}	Ausquetschzeit	s
t_{life}	Laufzeit	h
u_{Bl}	Umfangsgeschwindigkeit der Blattspitze	m/s
v	Geschwindigkeit	m/s
v_w	Windgeschwindigkeit	m/s
y_r	Querkoordinate am Rotor (transversal)	m
z	Höhe über Geländeoberfläche	m
z_{hub}	Nabenhöhe der WEA	m
Λ_1	Turbulenzlängenparameter	m
α	Höhenexponent	
β	Verlagerungswinkel	°
γ	Lastrichtungswinkel	°
δ	Winkel des engsten Spaltes	°
ε, E	relative Exzentrizität	
η	dynamische Viskosität	Pas
λ	Schnelllaufzahl	
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Standardabweichung	
φ	allg. Ähnlichkeitskennzahl	
ψ	relatives Lagerspiel	
θ	Windrichtungsänderung	°
θ_e	extreme Windrichtungsänderung	°
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Verzeichnis der Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
ASALAST	Analyse und Statistische Auswertung von Lagerlasten
AVA	Aerodynamische Versuchsanstalt Göttingen
BMU	Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
DIN	Deutsches Institut für Normung
DLC	Design Load Case
ECD	Extreme kohärente Bö mit Richtungsänderung
EDC	Extreme Windrichtungsänderung
EE	Erneuerbare Energien
EEG	Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz)
EHD	Elastohydrodynamik
EN	Europäische Norm
EOG	Extreme Betriebsbö
ETM	Extremes Windturbulenzmodell
EWM	Extremes Windgeschwindigkeitsmodell
EWS	Extremer Windgradient
GUI	Graphical User Interface
HD	Hydrodynamik
IEC	International Electrotechnical Commission
IPC	Individual Pitch Control
ISO	International Organization for Standardization
MKS	Mehrkörpersimulation
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NTM	Normales Windturbulenzmodell
NWP	Normales Windprofilmodell
NX	Stützstelle in Umfangsrichtung
NZ	Stützstelle in Breitenrichtung
OFG	Obere Frequenzgrenze
PEEK	Polyetheretherketon
PTFE	Polytetrafluorethylen
R-DGL	Reynoldssche Differentialgleichung
TEHD	Thermoelastohydrodynamik
THD	Thermohydrodynamik
UFG	Untere Frequenzgrenze

VE	Einheitsverformungsmatrix
VG	Gesamtverformungsmatrix
VHR	Vollumschlossenes Hydrodynamisches Radialgleitlager
VP	Partielle Verformungsmatrix
VPE	Partielle Einheitsverformungsmatrix
WEA	Windenergieanlage
XP	Koordinaten des Druckes in Umfangsrichtung
XV	Koordinaten einer verformten Stützstelle in Umfangsrichtung
ZP	Koordinaten des Druckes in Breitenrichtung
ZV	Koordinaten einer verformten Stützstelle in Breitenrichtung

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der Symbole.....	III
Verzeichnis der Abkürzungen.....	V
1 Einleitung.....	1
1.1 Entwicklung der Windenergieanlagen.....	3
1.1.1 Historische Entwicklung	3
1.1.2 Technisch - Wirtschaftliche Entwicklung.....	4
1.2 Anforderungen an Rotorwellenlager in WEA	11
1.3 Ziel der Untersuchung	14
2 Stand der Technik WEA.....	20
2.1 Systematisierung der Lager einer WEA.....	20
2.1.1 Lagerung Positionieraufgaben-übernehmender Wellen.....	20
2.1.2 Lagerung leistungsübertragender Wellen	23
2.2 Lagerung der Hauptrotorwelle von WEA	25
2.2.1 Rotorlagerung im Getriebe	26
2.2.2 Momentenlagerung	27
2.2.3 Zweipunktlagerung	28
2.2.4 Dreipunktlagerung	28
2.2.5 Lagerarten.....	29
2.3 Auslegung nach IEC 61400.....	31
2.3.1 Auslegungsmethode.....	32
2.3.2 WEA-Klassen	33
2.3.3 Windbedingung	34
2.3.4 Methodisches Vorgehen bei der Auslegung	38
3 Flüssigkeitsgeschmierte Gleitlager	41
3.1 Bauformen von Gleitlagern.....	41
3.2 Anforderungen für den Einsatz in WEA	43
3.3 Designbeschränkung hydrodynamischer Gleitlager.....	45
3.3.1 Schmierfilmgrenzen.....	45
3.3.2 Trockenlauf und Notlaufeigenschaften	46

3.3.3	Temperatur und Flächenpressung	48
3.3.4	Thermische Stabilität des Schmiermittels	48
3.3.5	Wärmeausdehnung	49
3.4	Auslegungsmethoden vollumschlossener hydrodynamischer Radialgleitlager	49
3.4.1	Belastungen von Gleitlagern	49
3.4.2	Reynoldssche Gleichung (R-DGL)	52
3.4.3	Erweiterte Ansätze	57
3.4.4	Verhalten des Schmiermittels im Schmierspalt	61
3.5	Werkzeuge für die Auslegung hydrodynamischer Radialgleitlager	64
3.5.1	Normung	65
3.5.2	SIRIUS	65
3.5.3	Weitere Simulationstools	70
4	Methoden zur Auswertung der Lagerlasten von WEA	72
4.1	Simulationsdatenbasis von Lagerlasten	72
4.2	Repräsentativer Belastungsumfang zur Gleitlagerauslegung	75
4.2.1	Statistische Verfahren zur Datenanalyse der Gleichheit	77
4.2.2	Differenz der spektralen Leistungsdichte S	81
4.3	Repräsentative Belastungsarten zur Gleitlagerauslegung	82
4.3.1	Stationäre Lasten durch konstante Belastung	82
4.3.2	Instationäre Lasten durch periodische Belastung	83
4.3.3	Quasistatische Lasten durch nichtperiodische Belastung	88
5	Beispiele für die Modellierung und Auslegung	96
5.1	Datenbasis der Auslegungslasten für die Beispielrechnungen	96
5.2	Zusammenfassung von Auslegungslastfällen	99
5.3	Aufbau des hydrodynamischen Modells	102
5.4	Beispielrechnungen zur hydrodynamischen Tragfähigkeit	104
5.4.1	Instationäre Rechnung mit periodischen Lasten	105
5.4.2	Quasistationäre Rechnung mit nichtperiodischen Lasten	109
5.5	Erweiterte Untersuchung am hydrodynamischen Modell	119
5.5.1	Elastizität der Lagerschale	119

5.5.2	Energiebilanz	121
6	Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse.....	124
7	Ausblick	129
	Verzeichnis der Abbildungen und Tabellen.....	130
	Quellenverzeichnis	135
	Anhang.....	142

Kurzfassung

Bei der Entwicklung der Energiebereitstellung aus erneuerbaren Energien in Deutschland ist in den letzten 20 Jahren ein deutlicher Aufschwung zu verzeichnen. Im Jahr 2012 stellte die Windenergietechnik mit 35,6 % den größten Anteil an der Strombereitstellung dar. Die aktuell installierte Windleistung beträgt 33,7 GW und wird nach dem Energiekonzept der Bundesregierung auf 45 GW im Jahr 2020 und bis auf 85 GW im Jahr 2050 steigen. Unter dem Einfluss des ständigen Wachstums und neuer technologischer Möglichkeiten müssen die Windenergieanlagen und ihre Komponenten neu betrachtet und bewertet werden. Bei der Untersuchung der Lagerung des Antriebsstranges aktueller WEA kristallisieren sich verschiedene Lagerungskonzepte heraus. Es ist zu erkennen, dass der Fokus bei der Lagerauswahl auf den Wälzlagern liegt. Im Zusammenhang mit immer größer werdenden Windenergieanlagen können Gleitlager eine Alternative darstellen, da sie theoretisch verschleißfrei arbeiten.

Im Rahmen dieser Arbeit sind die Lagerungsorte innerhalb einer WEA systematisiert worden. Dabei wurde festgestellt, dass hydrodynamisch wirkende Radialgleitlager ausschließlich bei der Rotorwellenlagerung eingesetzt werden können. Die Hinweise zur Gleitlagerauslegung in den Auslegungsrichtlinien für Windenergieanlagen sind in ihrer aktuellen Ausarbeitung nicht für die Verwendung von Gleitlagern anwendbar. Die Forderungen für die Lagerungen beziehen sich ausschließlich auf Wälzlagerkenngrößen und -normen. Aufgrund der Diskrepanz zwischen den Forderungen innerhalb der Richtlinien und dem Vorgehen bei der Gleitlagerauslegung wurde auf Grundlage der in den Richtlinien definierten Auslegungslastfälle eine Methodik zur Gleitlagerauslegung als Rotorwellenlager entwickelt.

Die aus den Windrichtlinien stammenden Auslegungslastfälle liefern zeitliche Belastungsverläufe von Drehzahl-Radialkraft-Paarungen. Diese Verläufe der jeweiligen Auslegungslastfälle können in ihrer Form, als zeitlich diskrete Wertereihe, nicht für die instationäre Auslegung von Gleitlagern verwandt werden. Zur instationären Lösung der zugrunde liegenden Reynoldsschen Differentialgleichung (R-DGL) sind periodische Lastverläufe Voraussetzung. Es wurde im Rahmen der Arbeit eine Methode zur Ableitung periodischer Lastverläufe aus den zeitlich diskreten Wertereihen entwickelt, deren Anwendbarkeit durch Beispielrechnungen gezeigt wird. Die Beispielrechnungen sind für eine 5 MW Anlage durchgeführt worden und beziehen sich ausschließlich auf die Radiallagerung.

Ungleichförmige dynamische Lasten infolge zeitlich veränderlicher nicht periodischer Belastungsverläufe sind zwar streng genommen instationär, werden jedoch durch die Definition der Instationarität bei Gleitlagern als quasistationär behandelt. Die zeitlichen Belastungsverläufe einer WEA weisen letztendlich genau dieses Lastverhalten auf. Daher wird ein Vorge-

hen zur quasistationären Auslegung auf Grundlage der vorhandenen zeitlichen Belastungsverläufe vorgestellt und an Beispielrechnungen nachvollzogen. Im Anschluss wurden die beiden Methoden miteinander verglichen. Die Unterschiede der Ergebnisse resultieren zum größten Teil aus der Vernachlässigung der Trägheitskräfte bei der quasistationären Auslegung.

Den Abschluss bildet die Betrachtung der Energiebilanz innerhalb des hydrodynamisch wirkenden zylindrischen Radialgleitlagers. Es wurden die Verlustleistungen im Lager bestimmt. Sie sind eine Kombination aus der Leistung des für die Schmierung notwendigen Versorgungssystems und der Reibleistung der Welle. Die Verlustleistungen wurden den durch die Rotorwelle übertragenen Leistungen gegenübergestellt und die Wirkungsgrade je Windgeschwindigkeit bestimmt.

1 Einleitung

Bei der Entwicklung der Energiebereitstellung aus erneuerbaren Energien (EE) in Deutschland ist in den letzten 20 Jahren ein deutlicher Aufschwung zu verzeichnen. Lag 1990 der Energieanteil bei 1,9 %, ist der Anteil 2012 mit 12,7 % am Endenergieverbrauch der Bundesrepublik Deutschland deutlich gestiegen. Dabei stellte 2012 von den drei klassischen Säulen der erneuerbaren Energieformen Strom, Wärme und Kraftstoff die Stromerzeugung mit 44,8 % den größten Anteil dar. War die Strombereitstellung aus erneuerbaren Energieträgern 1990 noch bei 3,4 %, ist der Anteil bis 2012 auf 23,5 % am Bruttostromverbrauch angewachsen (Abbildung 1-1). Dem Aufschwung ist damit noch kein Ende gesetzt, geht es nach der Bundesregierung, liegen die erklärten Ziele am Bruttostromverbrauch 2020 bei mindestens 35 % und 2050 bei 80 % [1]¹.

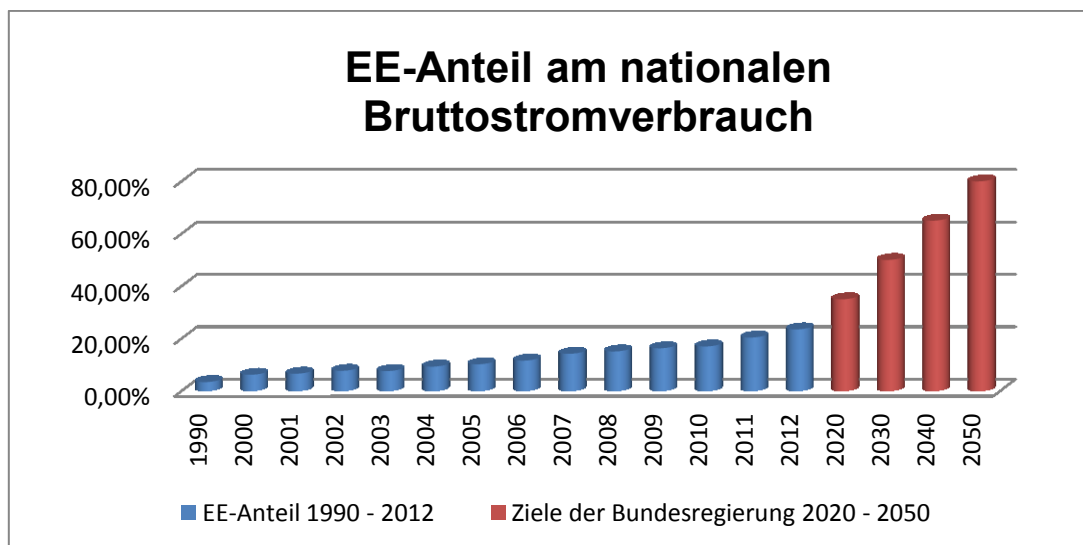


Abbildung 1-1: EE-Anteil am Stromverbrauch 1990 – 2012 vs. Ziele der Bundesregierung (Datenquelle: [1])

Bezogen auf die Strombereitstellung ist ein Blick auf die einzelnen Ressourcen der erneuerbaren Energien sehr interessant (Abbildung 1-2). Im Jahr 2012 stellte die Windenergietechnik mit 35,6 % den größten Anteil an der Strombereitstellung dar, dicht gefolgt von der Gesamtheit der Energieträger aus Biomasse mit 30,6 %. Dahinter folgen in einigem Abstand die Photovoltaik mit 18,5 % und die Wasserkraft mit 15,3 %. Die Ressourcen Klärgas, Deponiegas und Geothermie spielen hingegen eher eine untergeordnete Rolle und finden daher keine weitere Betrachtung.

¹[1] S. 9, 12, 13

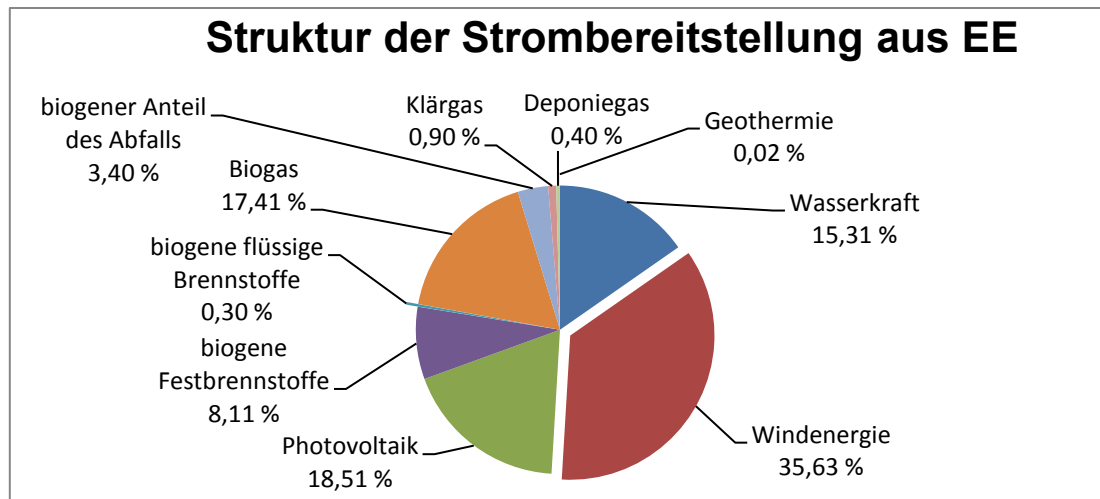


Abbildung 1-2: Struktur der Strombereitstellung aus EE in Deutschland 2012 (Datenquelle: [1])

Bei dem Vergleich der vier großen Energieressourcen Wind, Wasser, Sonne und Biomasse ist in den letzten zwei Jahrzehnten ein klarer Aufwärtstrend der Stromerzeugung aus Wind, Sonne und Biomasse zu erkennen. Waren 1990 die Stromgewinnung aus Wind mit 0,38 %, aus Sonne mit 0,05 % und aus Biomasse mit 7,57 % noch weit hinter der Energiegewinnung aus Wasser mit 92,05 % zurück, haben sie aktuell die Wasserkraft weit hinter sich gelassen [1]². Das größte anteilige Wachstum hat dabei die Windenergie-technik vorzuweisen. Ob das nun an dem stark angewachsenen Industrialisierungsgrad auf Grundlage neuer Erkenntnisse und Technologien oder an dem für regenerative Energien guten Wirkungsgrad liegt, ist nicht genau differenzierbar. Es ist zu erkennen und spiegelt sich auch in den aktuellen energiepolitischen Diskussionen wider, dass der Windenergie-technik die aussichtsreichsten Chancen und die größte Akzeptanz zugesprochen werden, was vor allen Dingen der Anti-Nuklear Einstellung der Entwickler, Regierung und Bevölkerung zuzuschreiben ist [2]. Das liegt nicht nur an den guten technischen Entwicklungen der letzten Jahre, dem starken Ausbau der Onshorewindparks, sondern auch an der noch recht jungen Offshore-technologie, mit der neue Potentiale erreichbar werden. Ende 2012 lag die installierte Leistung in Deutschland von Windenergieanlagen im Offshorebereich mit 435 MW von 31304 MW gesamtinstallierter Windenergieleistung noch recht weit hinter dem Onshorebereich zurück. Dieser Trend wird sich nach Angaben und Verständigung der EU-Länder stark ändern. Das gewünschte Ziel der EU, von einer im Jahr 2012 installierten Leistung auf See von 4995 MW auf eine Leistung im Jahr 2020 größer als 44 GW zu kommen, wird stark gefördert und verfolgt [1]. Um diese ehrgeizigen Ziele zu realisieren, bedarf es vieler Bemühungen. Neben den rechtlichen und infrastrukturellen Rahmenbedingungen, die hier außer Acht gelassen werden, müssen auch die Windenergieanlagen und ihre Komponenten unter dem Einfluss des ständigen

² [1] S. 14, 18, 20, 66

Wachstums und neuer technologischer Möglichkeiten neu betrachtet und bewertet werden. Bei der Untersuchung der Lagerung des Antriebsstranges aktueller Windenergieanlagen kristallisieren sich verschiedene Lagerungskonzepte heraus. Ein goldener Weg der Lagerung ist dabei nicht zu erkennen. Ob dieses an gewissen Affinitäten der Hersteller zu einzelnen Lagerungskonzepten oder an einer Adaptierung der Lagerungskonzepte durch kurze Entwicklungszeiten gepaart mit rasanten Leistungssteigerungen liegt, ist nicht genau nachzuvollziehen. Jedoch ist zu erkennen, dass der Fokus bei der Lagerauswahl auf den Wälzlagern liegt. Im Zusammenhang mit immer größer werdenden Windenergieanlagen können Gleitlager eine Alternative darstellen, da sie theoretisch verschleißfrei arbeiten. Andererseits bringen sie auch große Herausforderungen mit sich. Die Fragestellung der Einsatzmöglichkeit, einer Auslegungsstrategie und den Anwendungsgrenzen von Gleitlagern in WEA ist Gegenstand dieser Arbeit und liefert einen innovativen Beitrag zur Problematik der Rotorlagerung. Um den aktuellen Stand der Technik der Windenergieanlagen besser zu verstehen, lohnt es sich, einen Blick zurück auf die lange traditionsreiche Entwicklungsgeschichte der Windenergieanlagen zu werfen.

1.1 Entwicklung der Windenergieanlagen

1.1.1 Historische Entwicklung

Die Technologie zur Nutzung von Windenergie ist keine Entdeckung der Neuzeit, sondern eher eine Wiederentdeckung bzw. Rückbesinnung auf die von der Natur zur Verfügung gestellten Ressourcen. Die ersten zuverlässigen Informationen stammen aus Quellen aus den Jahren 635 - 644 n.Chr. [3],[4]³. Demnach sind Windmühlen mit vertikaler Drehachse in den wasserarmen Länderstrecken Asiens zum Getreidemahlen eingesetzt worden (Abbildung 1-3).



Abbildung 1-3: Modell einer Persischen Windmühle (Bildquelle:[5])

³ [4] S. 1 ff.

In Europa fand die Nutzung der Windkraft einige Jahrhunderte später, um die Zeit der Kreuzzüge, seinen Anfang. Zu diesem Zeitpunkt waren auch schon in weiten Teilen Chinas die Windräder mit vertikaler Drehachse zum Entwässern der Reisfelder im Einsatz. Ob die Chinesen die Windtechnik vor oder nach den Persern kannten, ist nicht belegt [6]⁴. Die sich aus Frankreich heraus rasch in Europa verbreitende klassische Windmühle mit horizontaler Drehachse wird das erste Mal in einem von Mabillon veröffentlichten Diplom aus dem Jahr 1105 betrachtet [4]. Der erste belegbare Hinweis stammt aus dem Jahr 1180, wonach in der Normandie eine Bockwindmühle stand. Diese hielt sich durch ihre einfache und zweckmäßige Bauform bis ins 20. Jahrhundert. Ein weiterer Meilenstein in der geschichtlichen Entwicklung ist die im 16. Jahrhundert verbesserte Holländer-Mühle. Den entscheidenden Vorteil stellt der feststehende Mühlenbau mit dem zur Windrichtungsnachführung drehbar gelagerten Turmkopf dar. Diese neuartige Bauweise war der Vorläufer der modernen Azimutverstellung. Aufgrund der Neuerung ist das Anwendungsspektrum der Windräder vom klassischen Getreidemahlen bis hin zum Antrieb für Sägewerke bis ins 19. Jahrhundert stark gewachsen. Zu Beginn des 19. Jahrhunderts wurde in den USA die Halladysche Windturbine entwickelt, die zum größten Teil zum Betreiben von Wasserpumpen in entlegenen Gebieten der USA eingesetzt wurde und somit die unbewohnten Prärien Amerikas bewohnbar machte. Die Besonderheit liegt in der zum Wind veränderlichen Flügelstellung bei Überdrehzahl, die in Anlehnung an den Fliehkraftregler von Dampfmaschinen nachempfunden wurde [7]⁵. Das Konzept kann gewissermaßen als Vorläufer der Pitchregelung genannt werden. Mit dem Aufkommen der damals noch preiswerten Ressourcen Kohle und Öl und der daraus resultierenden Möglichkeit der dauerlaufenden Dampfmaschinen fand die weitverbreitete Nutzung der Windmühlen in den Anfängen des 19. Jahrhunderts ihr Ende.

1.1.2 Technisch - Wirtschaftliche Entwicklung

Die Betrachtung der technisch - wirtschaftlichen Entwicklung der WEA bezieht sich auf die Anlagen zur Stromerzeugung. Die erste systematische Entwicklung von Windkraftanlagen für diesen Zweck fand in Dänemark statt. Dem Dänen Poul La Cour ist der Übergang von der klassischen Windmühle zur stromerzeugenden Windenergieanlage zu verdanken. Seine erste experimentelle Anlage aus dem Jahr 1891 ähnelte noch sehr der klassischen Windmühle. Das Drehmoment wurde dabei nicht für einen mechanischen Antrieb genutzt, sondern zum Antrieb eines Dynamos verwendet. Selbst über die Energiespeicherung machte sich La Cour Gedanken und gebrauchte den Gleichstrom für die Elektrolyse zur Gewinnung von Wasserstoffgas. Den industriellen Sprung schaffte La Cour in der Zusammenarbeit mit der Firma Lykkegard. Die La Cour-Lykkegard Anlagen wurden in verschiedenen Leistungsgrößen von 10 - 35 kW gebaut. Charakteristisch waren die vierblättrigen Flügel mit einem Durchmesser

⁴ [6] S. 2 ff.

⁵ [7] S. 45 ff., 118

von bis zu 20 m [6]⁶. Erst mit der Einführung einer neuen wissenschaftlichen Disziplin - der Aerodynamik - und den daraus resultierenden Ergebnissen wurden neue Ansätze für die Weiterentwicklung gewonnen. Unter der Federführung von Ludwig Prandtl arbeiteten in den 20er Jahren bedeutende Wissenschaftler wie Albert Betz, Theodor von Kármán, Jacob Ackert, Hermann Schlichting, Carl Wieselberg, Otto Flachsbarth und Max Munk in der Aerodynamischen Versuchsanstalt Göttingen (AVA) zusammen [7]. Sie untersuchten die Fragen nach der maximalen Windradleistung und der Gestalt eines optimalen Windrades. Dabei wurde erstmalig die Leistungsziffer der Schnelllaufzahl λ eingeführt (1.1), welche heute noch ein entscheidender Parameter ist.

$$\lambda = \frac{u_{Bl}}{v_w} = \frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit der Blattspitze}}{\text{Windgeschwindigkeit}} \quad (1.1)$$

Weiterhin entwickelte Betz in seinem Aufsatz „Das Maximum der theoretisch möglichen Ausnützung des Windes durch Windmotoren“ den idealen Leistungsbeiwert c_{p_ideal} , auch bekannt als Betzcher Faktor, der eine prinzipielle Obergrenze für die aus dem Wind zu nutzende Leistung festlegt. Der Leistungsbeiwert c_p kann als Funktion des Geschwindigkeitsverhältnisses v_{w2}/v_{w1} , d. h. Windgeschwindigkeit hinter dem Rotor zur Windgeschwindigkeit vor dem Rotor, angegeben werden (1.2).

$$c_p \left(\frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right) = \frac{1}{2} * \left[1 - \left(\frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right)^2 \right] * \left[1 + \frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right] \quad (1.2)$$

Die Gleichung (1.2) differenziert nach (v_{w2}/v_{w1})

$$\frac{\partial c_p}{\partial \left(\frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right)} = \frac{1}{2} * \frac{\partial \left(\left[1 - \left(\frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right)^2 \right] * \left[1 + \frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right] \right)}{\partial \left(\frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right)} \quad (1.3)$$

ergibt

$$c_p' \left(\frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right) = \frac{1}{2} \left(1 - 2 \left(\frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right) - 3 \left(\frac{v_{w2}}{v_{w1}} \right)^2 \right) \quad (1.4)$$

und daraus ein theoretisches Maximum als idealer Leistungsbeiwert $c_{p_ideal} = 16/27$. Demzufolge ist es maximal möglich, 16/27 bzw. 59,3 % der im Wind vorhandenen Energie als mechanische Leistung zu gewinnen. Ausgehend von den neuen Ergebnissen der Aerodynamik wurden die ersten Anlagen mit aerodynamischen Flügelformen entworfen. So stellte Poul

⁶ [6] S. 25

Vinding 1919 seinen „Agricco-Motor“ vor, der mit fünf Flugzeugpropellern nachempfundenen Flügeln bei einem Durchmesser von 11 m eine Nennleistung von 35 kW erbrachte [7]⁷. Im Jahr 1931 wurde im russischen Balaklava die WIME D-30 aufgestellt. Eine Dreiblattrotoranlage mit 30 m Durchmesser und einer Nennleistung von ca. 100 kW. Smidth entwickelte in den USA im Jahr 1942 seine „Aeromotor“ Anlagen. Diese Anlagen gab es in einer Zweiblattrotorausführung mit 17,5 m Durchmesser und einer Nennleistung von 50 kW und einer Dreiblattrotorausführung mit 24 m Durchmesser und einer Nennleistung von 70 kW. Das damalige Ende der technischen Entwicklung in Europa stellten die im Jahr 1957 von Johannes Juul in Gedser errichtete Dreiblattanlage (Abbildung 1-4) mit 24 m Durchmesser und einer Nennleistung von 200 kW und die von Hüttner auf der Schwäbischen Alb errichtete W34 mit 34 m Durchmesser und einer Nennleistung von 100 kW dar [6]⁸.



Abbildung 1-4: Dänische Gedser-Anlage 1957 (Bildquelle: [8])

Im Rahmen der Weltwirtschaftskrise ereilte den meisten Anlagen dasselbe Schicksal und sie wurden stillgesetzt bzw. abgerissen. Aufgrund mangelnder Investitionsmittel, des noch stark solitären Auftretens und des daraus resultierenden minimalen wirtschaftlichen Nutzens verloren die Betreiber und staatlichen Einrichtungen das Interesse an der Windenergie. Beim Vergleich der damaligen Anlagen fällt interessanterweise die Vielfältigkeit der Bauarten auf. So wurden verschiedene Turmkonzepte vom Gitter- über den Holz- bis hin zum Betonturm verfolgt. Ähnlich verhält es sich bei der Ausrichtung der Hauptrotorwelle und der Anzahl der Rotorblätter. Es gab eine Vielzahl von Horizontalachsenanlagen, aber auch das Pendant der Vertikalachsenanlagen. Auch die Bandbreite der Rotorblattanzahl schwankte von der Einblatt-Rotor-Anlage bis zur Vielblatt-Rotor-Anlage mit bis zu fünf Rotorblättern. Bei den Lagerungskonzepten waren zwei Arten vertreten, die klassische Zweipunktlagerung einer Rotor-

⁷ [7] S. 125

⁸ [6] S. 28, 32, 41, 42

welle und die direkte Anbindung des Rotors an das Getriebe. Die Frage nach dem vielversprechendsten Konzept beschäftigte die Errichter schon damals und konnte bis heute noch nicht abschließend geklärt werden. Nach der Weltwirtschaftskrise 1975 begann die moderne Zeit der WEA. Angetrieben von den großen staatlichen Förderprogrammen der achtziger Jahre zur Errichtung von Versuchsanlagen im Megawattbereich beschäftigten sich nun ausschließlich große Industriefirmen mit der Realisierung solcher Projekte. Darunter waren Industriegiganten wie Boeing, General Electric, MAN, Dornier oder Voith Deutschland vertreten. So wurden in den USA von 1975 die Zweiblattanlagen MOD-0 mit einem Durchmesser von 38 m und einer Nennleistung von 200 kW bis zur MOD-5 im Jahr 1987 mit einem Durchmesser von 97 m und einer Nennleistung von 3200 kW von Boeing errichtet. In Europa entstanden etwa ab Mitte der achtziger Jahre die ersten großen Anlagen. Die WTS-75 mit einem Durchmesser von 75 m und einer Nennleistung von 2000 kW wurde 1983 in Schweden errichtet oder die LS-1 mit einem Durchmesser von 60 m und einer Nennleistung von 3000 kW, die 1988 in England errichtet wurde [6]⁹. Bis zu diesem Zeitpunkt ist allen Anlagen die schnelllaufende Zweiblatttechnologie gemein. Ende der achtziger Jahre wurde in Kanada die Entwicklung der Vertikalachsenanlage der Darrieus-Bauart verfolgt. Die bis heute größte Darrieus-Anlage war die Eóle (Abbildung 1-5), welche 1987 mit einem Durchmesser von 64 m, einer Höhe von 100 m und einer Nennleistung von 4000 kW aufgestellt wurde.



Abbildung 1-5: Darrieus-Anlage Eóle (Bildquelle: [9])

Ab den Anfängen der neunziger Jahre begann die Optimierung der Anlagen bezüglich der Rotorblattanzahl. Den besten Kompromiss stellen dabei die heutigen langsam drehenden Dreiblattanlagen dar. Sie weisen eine wesentlich bessere Laufruhe auf. Das spiegelt sich in einer reduzierten Geräuschemission und somit in geringeren Verlusten wider. Weiterhin ver-

⁹ [6] S. 47 ff., 53 ff.

fügen sie über die besten Rotorleistungsbeiwerte , was wiederum zu höheren Drehmomenten führt (Abbildung 1-6).

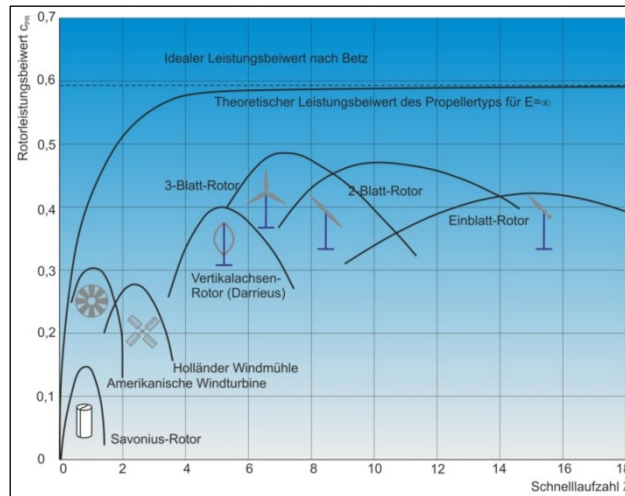


Abbildung 1-6: Rotorleistungsbeiwert von Windrotoren unterschiedlicher Bauart (Bildquelle: [10])

Heutige Anlagen sind weitestgehend im Leistungsbereich zwischen 2,5 – 5 MW wiederzufinden. Darüber hinaus gibt es WEA im Leistungsbereich zwischen 5 – 10 MW wie beispielsweise die E 126 der Firma Enercon mit 7,58 MW Nennleistung und einem Rotordurchmesser von 127 m, welche momentan die größte Serienanlage darstellt. Multimegawattanlagen > 10 MW befinden sich aktuell in der Entwicklung und es kann in den nächsten Jahren mit ihrer Markteinführung gerechnet werden (Abbildung 1-7).

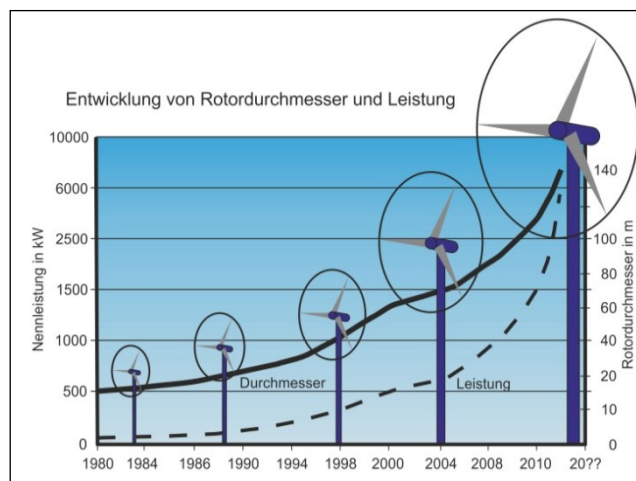


Abbildung 1-7: Entwicklung der Rotordurchmesser und Anlagenleistung

Der größte Unterschied im Betrieb heutiger WEA im Gegensatz zu damaligen Anlagen liegt in ihrem Betreiberkonzept. In der Vergangenheit waren die Anlagen eher solitär aufgestellt

und dienten als Einzeleinspeiseanlagen. Heute werden sie in großen Windparks als Multianlagenverbund in Form eines Kraftwerkes betrieben. Das führte dazu, dass die Bemühungen und Forschungen in der jüngsten Vergangenheit eher auf Zusammenschluss der Anlagen, Netzstabilität, Zuverlässigkeit und Optimierung maßgebender Module wie Generatoren und Getriebe abzielten. Die Windparks werden im Auftrag der großen Energiekonzerne errichtet und betrieben, was mit einem stark wirtschaftlichen Interesse einhergeht. Daraus resultierte, dass mit der Leistungssteigerung eine eher konservative Hochadaptierung der Anlagenkomponenten stattgefunden hat und die Entwicklung im Bereich neuer Antriebsstrangkonzeppte bzw. Lagerungskonzeppte nicht für notwendig erachtet wurde. Hinzu kommt, dass im Bereich der Lagerung ein einseitiges Auftreten namhafter Wälzlagerhersteller vorliegt, sich die zugrunde liegenden Normen zur Auslegung von Windenergieanlagen hauptsächlich auf Wälzlager beziehen und teilweise falsche Vorurteile gegenüber Gleitlagern vorherrschen. So behauptet Hau:

„Gleitlager zeichnen sich durch äußerst geringen Verschleiß aus, sie sind jedoch teuer und erfordern eine aufwändige Schmierung. Außerdem reagieren sie empfindlich auf dynamische Lastspitzen und Verformungen.“ [6]¹⁰

Werden heutige Wälzlagereinheiten in WEA betrachtet, sind es Sonderlager mit eigenen Schmiersystemen, wonach die Frage nach Kostenneutralität neu gestellt werden muss. Dass Gleitlager empfindlicher auf dynamische Lastspitzen reagieren, kann nicht bestätigt werden, da sie für solche Bedingungen aufgrund ihres Dämpfungsvermögens gut geeignet sind. Dieser Effekt beruht darauf, dass ein viskoser Schmierstoff nicht augenblicklich aus dem Raum zwischen zwei sich aufeinander zubewegenden Oberflächen herausgequetscht werden kann. Während des Ausquetschens werden durch die inneren Kohäsionskräfte des Schmiermittels, die der Verdrängungskraft entgegenwirken, Druckkräfte im Schmierfilm aufgebaut, die der Belastung entgegenwirken [11]¹¹. Die Fachliteratur bezeichnet dies als Polstereffekt, welcher über die Ausquetschzeit t_{Aq} definiert wird.

Für ein unendlich breites Lager gilt:

$$t_{Aq} = \frac{24\eta br}{\psi^2 F} \left[\arctan \left(\frac{1+\varepsilon}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \right) * \frac{\varepsilon}{\sqrt{1-\varepsilon^2}} \right] \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \quad (1.5)$$

Bezogen auf die Belastungen und die typische Bauraumkonfiguration des Hauptlagers einer 2,5 MW Anlage bei einer beispielhaften dynamischen Überhöhung der Grundlast von 50 % sind nach (1.5) Ausquetschzeiten t_{Aq} zwischen ca. (1,3 – 2,7) s bei B/D-Verhältnissen von

¹⁰ [6] S. 309

¹¹ [11] S. 83

0,5 bis 1 vorhanden (Tabelle 1-1). Das bedeutet, dass bei einer entsprechenden Wahl des B/D-Verhältnisses die t_{Aq} ausreichend sind, um die Zeitspannen der dynamischen Überhöhungen, die im Bereich von (0,5 – 1,5) s liegen, zu überdecken und somit die kurzzeitigen Überlastungen abzdämpfen.

Tabelle 1-1: Parameter Ausquetschzeit

Parameter	Werte bei B/D 0,5	Werte bei B/D 1	Einheit	Benennung
η	$90 \cdot 10^{-3}$	$90 \cdot 10^{-3}$	Pa*s	dyn. Viskosität Lagerschmierstoff
b	250	500	mm	Lagerbreite
r	500	500	mm	Wellendurchmesser
ψ	0,001	0,001		Relatives Lagerspiel
F	500	500	kN	50 % der Grundlast
ε_1	0,4	0,4		Exzentrizität bei Grundlast
ε_2	0,8	0,8		max. zul. Exzentrizität
t_{Aq}	1,3	2,7	s	Ausquetschzeit

Im Fall der Verformung kann die Lagerschale an die jeweilige zu erwartende Wellenbiegung angepasst werden, da bei einer Wellenbiegung ein erheblicher Abfall der Lagertragfähigkeit zu beobachten ist. So untersuchten Wegmann, Kreja und Brökel [12] die Tragfähigkeiten von Gleitlagern bei einer gezielten Anpassung der Balligkeit ba von der Lagerschale, um eine optimale Konturfügung zwischen gebogener Welle und Lagerschale zu erreichen (Abbildung 1-8). Demnach ist es möglich, durch gezielte Lagerschalenverformung im hydrodynamischen Lager den Ort für das Maximum der Tragfähigkeit an den Punkt der maximalen Biegung anzupassen. Es wird eine höhere Tragfähigkeit als bei einer zylindrisch ausgeführten Lagerschale mit gebogener Welle erreicht.

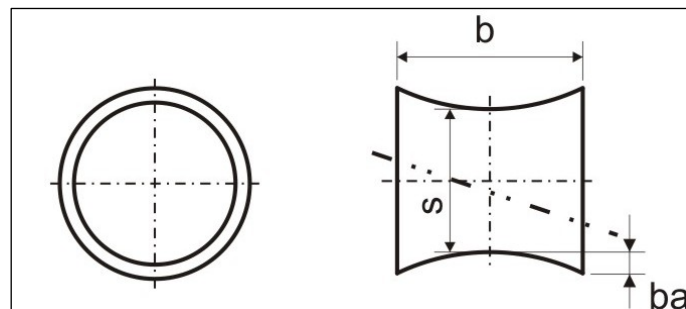


Abbildung 1-8: Definition der Balligkeit ba (Bildquelle: [12])

1.2 Anforderungen an Rotorwellenlager in WEA

Mit immer größer werdenden Leistungsklassen bei den Windenergieanlagen steigen die Anforderungen an die Lagerung des Antriebsstranges aufgrund zweier primärer Gründe. Auf der einen Seite steht die unausweichliche Massenzunahme der Anlage durch deren Wachstum, was eine stark steigende statische Belastung mit sich bringt. Dies impliziert ein Wachstum der Rotorwelle und somit des gesamten Antriebsstranges. Dem liegt folgende Ähnlichkeitstheorie zugrunde. Unter der Annahme, dass die geometrischen Abhängigkeiten konstant bleiben, ruft eine Größenänderung die gleichen Stufensprünge, in der jeweiligen physikalisch abhängigen Form, in den Folgegrößen hervor. Es wird dabei von dem Quadratisch-Kubischen-Gesetz gesprochen. Beispiel einer solchen Ähnlichkeitsbetrachtung ist in (1.6) bis (1.8) für eine Kugel dargestellt. Daraus folgt, dass eine Verdopplung des Durchmessers eine Vervierfachung der Fläche und somit eine Verachtfachung der Masse zur Folge hat.

$$\varphi_R = \frac{R_2}{R_1} \tag{1.6}$$

$$\varphi_A = \frac{A_2}{A_1} = \frac{\pi \cdot R_2^2}{\pi \cdot R_1^2} = \varphi_R^2 \tag{1.7}$$

$$\varphi_m = \frac{m_2}{m_1} = \frac{\frac{3}{4} \cdot \pi \cdot R_2^3 \cdot \rho}{\frac{3}{4} \cdot \pi \cdot R_1^3 \cdot \rho} = \varphi_R^3 \tag{1.8}$$

Bezogen auf den Ansatz der Ähnlichkeitsregeln haben Gasch und Tvele [13]¹² für WEA den Größeneinfluss des Rotordurchmessers unter den Annahmen:

- Beibehalten der Schnelllaufzahl
- Beibehalten der Profile, Flügelzahl und Werkstoffe
- Veränderung aller Abmessungen im gleichen Verhältnis

untersucht. Das Ergebnis ist ebenfalls die unausweichliche nicht lineare Massenzunahme bei Erhöhung der Anlagenleistung (1.9).

$$G \propto P^{\frac{3}{2}} \tag{1.9}$$

Auf der anderen Seite steigen aufgrund der höheren Anlagen oder der windseitig gesehen besseren Standortbedingungen im Offshorebereich die Windbelastungen. Das hat zur Folge, dass ein stärkeres Windprofil vorherrscht. Im Mittel ergeben sich höhere Windgeschwindigkeiten und ein stärkerer Turbulenzanteil, was höheren dynamischen Belastungen gleichkommt (Abbildung 1-9).

¹² [13] S. 261

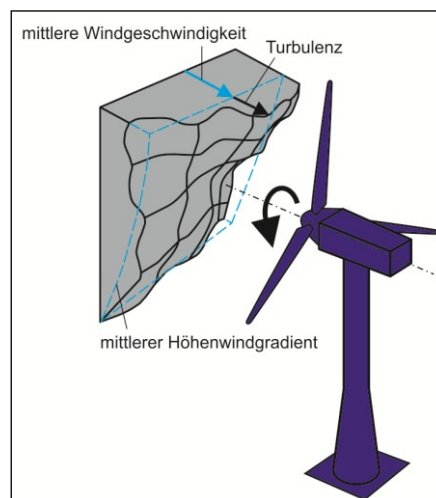


Abbildung 1-9: Windprofil einer Windenergieanlage

Weiterhin kommt es bei einer im Normalbetrieb entstehenden Schiefanströmung des Rotors zu einer wesentlichen Überhöhung des Biegemomentes der Rotorwelle als durch die Belastung, die durch das Rotoreigengewicht selbst hervorgerufen wird [14]. Eine der größten Forderungen an die hydrodynamische Gleitlagerung in diesem Zusammenhang ist die Zuverlässigkeit. Dabei wird die Zuverlässigkeit in zwei Gesichtspunkte unterteilt. Der erste Punkt ist die Funktionssicherheit im Betrieb bzw. die Tragfähigkeit, d. h. die garantierte Vermeidung von Kontakt zwischen Welle und Lagerschale und somit von Verschleiß. Der zweite Punkt ist die Betriebssicherheit, das meint die Sicherstellung der Einsatzbereitschaft der gesamten Anlage unter dem Einfluss aller Bedingungen. Folglich sind neben den mechanischen und windbedingten Anforderungen noch eine Reihe von externen Bedingungen zu berücksichtigen (Tabelle 1-2).

Tabelle 1-2: Auszug sonstige Umweltbedingung nach [15]

Bedingung	Bereich
Temperatur	(-20 bis – 50) °C
Feuchtigkeit	bis zu 95 %
Luftdichte	1,225 kg/m ³
Sonneneinstrahlung	1000 W/m ²
Eis	Für Standard WEA-Klassen keine mind. Angaben

In Bezug auf die international zugrunde liegende Norm für die Auslegung von Windenergieanlagen IEC 61400-1 [15] sind die Anforderungen an die Lagerung differenziert zu betrachten. So heißt es in der DIN EN 61400-1 (Deutsche Fassung der IEC 61400-1), dass die Aus-

legungslasten die Lasten der verschiedenen Lastfälle der Norm und die damit einhergehenden Teilsicherheitsbeiwerte widerspiegeln müssen [15]. Diese Forderung ist insofern auf Gleitlager anwendbar, da aus der Definition der Lastfälle (vgl. Kapitel 2.3) und den Kenntnissen eines vorherrschenden Windprofils die Auslegungslasten berechnet werden können. Für die Lagerung der Hauptrotorwelle mittels Wälzlager fordert [15] mit Bezug auf die ISO 76 [16] und ISO 281 [17]:

$$L_{10h} = 20 \text{ Jahre} \quad (1.10)$$

Speziell für Gleitlager fordert [15] mit Bezug auf die ISO 76 [16]:

$$\frac{\text{statische Tragzahl}}{\text{Auslegungslast}} = 1 \quad (1.11)$$

$$\frac{\text{statische Tragzahl}}{\text{Bemessungslast}} = 1,5 \quad (1.12)$$

Für eine weitere Betrachtung müssen an dieser Stelle die Definitionen von statischer Tragzahl, Auslegungslast und Bemessungslast geklärt werden:

Statische Tragzahl – Belastung, die einer errechneten Beanspruchung in der Berührstelle im Mittelpunkt der am höchsten belasteten Berührstelle zwischen Wälzkörper und Laufbahn entspricht [16]

Auslegungslast – Für die Auslegungsberechnung in Betracht gezogene Last nach Lastfalldefinition [15]

Bemessungslast – Eine im Allgemeinen von einem Hersteller für eine Komponente, eine Einrichtung oder ein Betriebsmittel für eine festgelegte Betriebsbedingung zugeordnete Lastgröße [15]

In diesem Zusammenhang ist die Forderung insofern zweifelhaft, da im Bereich der Gleitlagerauslegung nicht von statischer Tragzahl gesprochen werden kann. Der Begriff statische Tragzahl ist der Auslegung von Wälzlagern vorbehalten, was sich anhand des Bezugs zur ISO 76 erkennen lässt. Eine mögliche Anforderung in diesem Kontext könnte die Aufrechterhaltung einer minimalen Schmierstathöhe zur Vermeidung von Trocken-, Grenz- und Mischreibung sein. Ähnlich könnten Verweise auf die speziellen Gleitlagernormen dargeboten werden, wie z. B. auf die ISO 7902 – 1, dessen Ziel die:

„[...] complete separation of the shaft and bearing sliding surfaces by a film of lubricant, used for designing plain bearings that are reliable in operation. It deals with circular cylindrical bearings having angular spans, Ω , of 360°, 180°, 150°, 120° and 90°, the arc segment being loaded centrally.“ [18]¹³

ist. Forderungen bzw. Verweise auf einschlägige Normen wie sie speziell für Wälzlager in den Normen verankert sind, sind für Gleitlager gar nicht oder fraglich vorhanden.

1.3 Ziel der Untersuchung

Die Untersuchung zu der Einsatzmöglichkeit von Gleitlagern als Alternative zu den vorhandenen Lagerungskonzepten wird Gegenstand der vorliegenden Arbeit sein. Dabei werden die Lagerungsorte innerhalb einer Windenergieanlage auf den Einsatz von Gleitlagern untersucht. Es wird das für die Auslegung einer Windenergieanlage gängige Vorgehen dargestellt, Diskrepanzen zu den geforderten Auslegungsmethoden für hydrodynamisch wirkende Radialgleitlager aufgedeckt und Vorschläge zur Auslegungsmethode von Gleitlagern als Rotorwellenlagerung ausgearbeitet und diskutiert. Eine Übersicht allgemeiner Eigenschaften von hydrodynamischen Gleitlagern im Gegensatz zu Wälzlagern ist im Folgenden aufgeführt:

- geringe Anforderungen an die Werkstoff- und Oberflächeneigenschaften
- hohe Robustheit bei richtiger Ausführung
- hohe Reibung beim An- und Abfahren
- minimal höhere Reibung im Betrieb
- weniger anfällig auf Partikel und Verschmutzung im Schmierstoff
- niedrige Anforderungen an die Fertigungstoleranzen
- kein Verschleiß bzw. Materialermüdung im Betriebszustand
- fordert Minstdrehzahl für vollhydrodynamischen Betrieb
- weniger anfällig auf Material- und Oberflächenfehler
- mehr Zulieferer bzw. Hersteller verfügbar

Aktuell gibt es eine Vielzahl von Lagerungskonzepten für den Antriebsstrang von Windenergieanlagen. Die Konzepte gehen von der klassischen Zweipunktlagerung bis hin zu den Momentenlagerungen (vgl. Kapitel 2.2). Allen aktuellen Konzepten ist der Einsatz von Wälzlagern gemein. Daher werden in dieser Arbeit neue Ansätze für die Rotorwellenlagerung mittels Gleitlager untersucht. Dass Gleitlager eine Alternative darstellen können, ist anhand einer Analogiebetrachtung zum Schiffbau erkennbar.

¹³ [18] S. 1

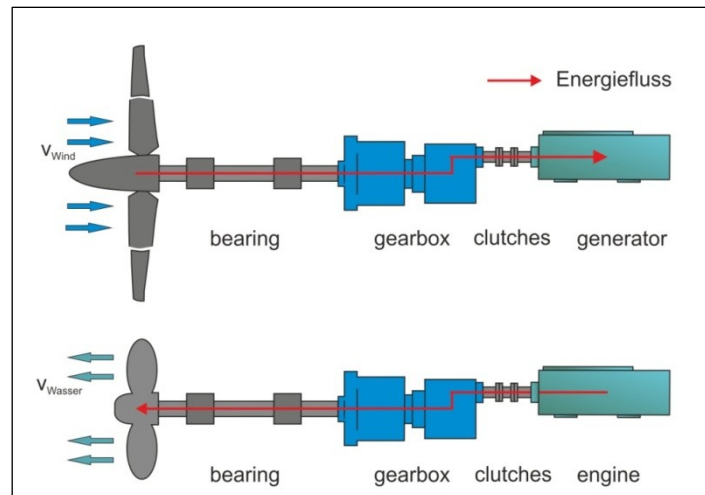


Abbildung 1-10: Antriebsstrang Schiffbau vs. Windenergie

Im Schiffbau werden für die Lagerung der Propellerwelle seit Jahren erfolgreich hydrodynamisch wirkende Gleitlager eingesetzt. Der prinzipielle Aufbau des Antriebsstranges, bis auf den umgekehrten Energiefluss, ist dabei ähnlich. So wird im Gegensatz zu den Windenergieanlagen nicht die Energie aus dem umströmenden Medium mittels eines Rotors entnommen und über einen Antriebsstrang in einen Generator geleitet, sondern über eine Antriebsmaschine eine Welle angetrieben, die mittels eines Propellers die Energie an das umströmende Medium abgibt (Abbildung 1-10). Im Hinblick auf die Belastungen der Lagerung sind ebenfalls Parallelen zu erkennen. Bei einem Vergleich der Sommerfeldzahl S_o (1.13) hydrodynamisch wirkender Radialgleitlager eines Schiffsantriebs und einer möglichen Lagerung in einer WEA (Tabelle 1-3) sind die S_o innerhalb der Grenzen für den Schwerlastbereich einzuordnen (Tabelle 1-4).

Tabelle 1-3: Parameter Propellerwellenlagerung vs. WEA-Lagerung (Datenquelle: [19])

Parameter	WEA	Schiffsantrieb
p_m – mittlerer Lagerdruck [Pa]	$6,6 \cdot 10^5$	$8,1 \cdot 10^6$
ψ – relatives Lagerspiel	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$
η – dyn. Viskosität [Pas]	$90 \cdot 10^{-3}$	$90 \cdot 10^{-3}$
ω – Winkelgeschwindigkeit [s^{-1}]	1,6	14,7
S_o – Sommerfeldzahl	4,7	6,2

Das lässt den Schluss zu, dass ein langjähriger Einsatz hydrodynamisch geschmierter Gleitlager im Schwerlastbereich, gemessen an den Erfahrungen aus dem Schiffbau, möglich ist. Die Sommerfeldzahl S_o gibt als dimensionslose Kennzahl den Zusammenhang zwischen

Belastung, geometrischen Randbedingungen, Schmierstoffeigenschaften und Drehzahl als Vergleichs-, Ähnlichkeits- bzw. Belastungskennzahl an.

$$S_o = \frac{p_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \quad (1.13)$$

Tabelle 1-4: Bereichseinteilung Sommerfeldzahl

Sommerfeldzahl	Bereich
$S_o \leq 1$	Schnelllaufbereich
$1 < S_o < 3$	Mittelastbereich
$S_o > 3$	Schwerlastbereich
$1 < S_o < 10$	Sollgrenzen
$10 < S_o \leq \infty$	Mischreibungsbereich
$S_o = \infty$	Haftreibungsbereich

Eine Übersicht an Herausforderungen für den Einsatz in WEA bezogen auf typische Anwendungsfälle ist im Folgenden gelistet:

- Gravitationskräfte sind maßgebend für die hohen Belastungen beim Start
- geringe Drehzahlen
- häufiges An- und Abfahren
- keinen direkten Einfluss auf die externen Belastungen

Weiterhin wird in der Windenergietechnik, wie auch im Schiffbau, ein hohes Maß an Zuverlässigkeit verlangt. Die Forderungen nach hoher Zuverlässigkeit und langer Lebensdauer resultieren in beiden Anwendungen aus nahezu gleichen Gründen. So erfordern beide Anwendungen eine hohe Investitionssumme und müssen daher eine lange, wartungs- und reparaturfreie Laufzeit zur Rentabilität sicherstellen. Die Investitionskosten für eine WEA weichen für Onshore- und Offshoreanlagen stark voneinander ab, hingegen ist die geforderte Laufzeit von 20 Jahren gleich. Bei der Stromerzeugung aus Windenergie an Land belaufen sich die Kosten auf ca. 1,15 Mio. €/MW, dabei entfällt mit ca. 70 % der Kosten der größte Anteil auf die Turbine [20]. Die Offshorewindstromerzeugung ist mit 3,3 - 3,6 Mio. €/MW etwa dreimal so kostenintensiv, wobei die Turbinenkosten mit 35 % noch den größten Teil darstellen [20]. In diesem Bereich kann bei dem Einsatz von hydrodynamisch wirkenden Gleitlagern der Vorteil des theoretisch verschleißfreien Betriebes im hydrodynamischen Gebiet genannt werden und somit eine Möglichkeit zur Rentabilitätssteigerung ermöglicht werden. In der

Vergangenheit kam es immer wieder zu Schäden am Wellenstrang von Windenergieanlagen [21]. Dabei hat sich die Schadensrate am Wellen- bzw. Antriebsstrang in den letzten Jahren unwesentlich verändert. Im Jahr 2003 lag die Schadensrate bei ca. 7 % [22] und damit im Vergleich zu den restlichen Anlagenkomponenten im unteren Bereich (Abbildung 1-11).

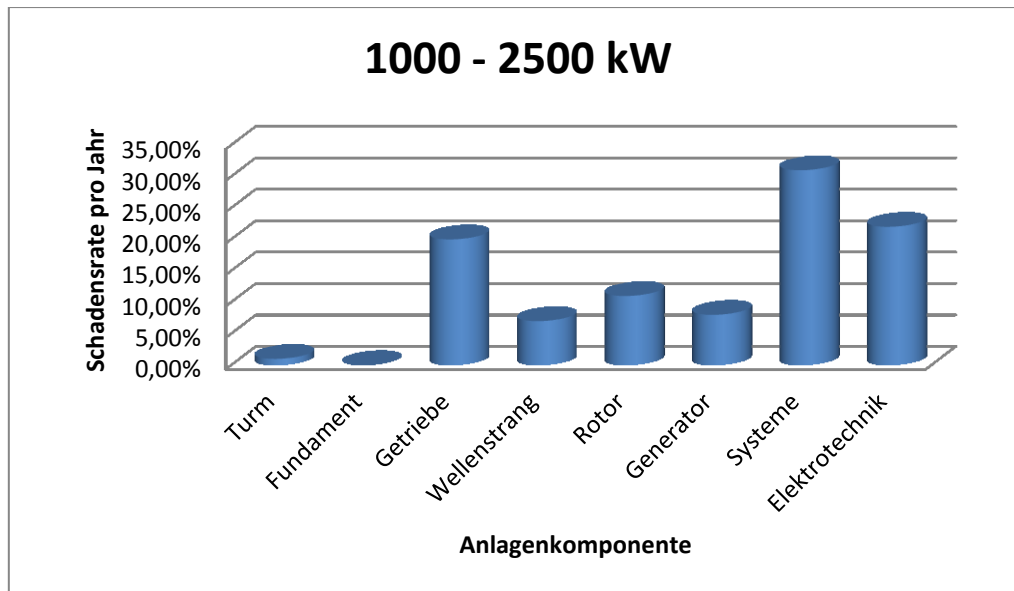


Abbildung 1-11: Schadensrate je Anlagenkomponente bei 1 - 2,5 MW WEA (Datenquelle: [23])

Im Jahr 2010 lag die Schadensrate in der Norddeutschen Tiefebene bei ca. 5 % und in den deutschen Küstenregionen bei ca. 7 % [23]. Das stellt die niedrigste Schadensrate je Anlagenkomponente dar. Bezogen auf die daraus resultierende Ausfallzeit je Schaden ist der Antriebsstrang jedoch an dritter Position (Abbildung 1-12) und hat daher einen großen Einfluss auf den finanziellen Schaden pro Ausfall. Ein langwieriger Ausfall der Anlage bedingt eine Verringerung der erreichten Volllaststundenzahl. Das hat nicht nur einen verminderten Stromertrag und Einspeisevergütungen zur Folge, sondern auch eine Erhöhung der Wartungs- und Reparaturkosten als spezifische Betriebskosten. Bei der Stromerzeugung werden die spezifischen Betriebskosten Kb_{sp} als Betriebskosten Kb bezogen auf die produzierte Strommenge W definiert (1.14). Im Bereich der WEA sind die Wartungs- und Reparaturkosten mit 72 % Offshore und 65 % Onshore der Kb die größten Betriebskostenpunkte [24], woran sich der große Einfluss der Ausfallzeit erklären lässt.

$$Kb_{sp} = \frac{Kb}{W} \quad (1.14)$$

Die hohen Ausfallzeiten im Bereich des Antriebsstranges resultieren aus der aufwendigen Austauschbarkeit der Komponenten innerhalb des Maschinenhauses. Beim Ausfall einer

Triebstrangkomponente, speziell bei den Lagern, wird in der Regel der gesamte Triebstrang vom Turm gehoben bzw. muss mit Schwerlastkränen in großen Höhen agiert werden. Dies hat einen hohen logistischen und technischen Aufwand zur Folge, was einen der Hauptgründe für Ausfallzeiten und -kosten darstellt. Durch die Segmentbauweise von Radialgleitlagern können die Ausfallzeiten gesenkt werden. Im Fall eines Lagerschadens besteht die Möglichkeit, die Lagerschale vor Ort in ihre Segmente zu zerlegen und die Einzelteile innerhalb des Maschinenhauses auszutauschen. Daraus ergibt sich, dass der Aufwand des Lagerwechsels reduziert wird, da nicht wie bei Wälzlagern das gesamte Lager von der Welle abgezogen werden muss. Bemühungen der Wälzlagerindustrie, die großen Sonderlager in teilbare Lagerbauweisen zu überführen, um die Vorteile der Segmentbauweise nutzen zu können, sind in der Vergangenheit immer wieder fehlgeschlagen. Der Einsatz flüssigkeitsgeschmierter Gleitlager kann neben der technischen Alternative auch einen Beitrag zur Minimierung der Ausfallzeiten und somit zur Kostensenkung liefern.

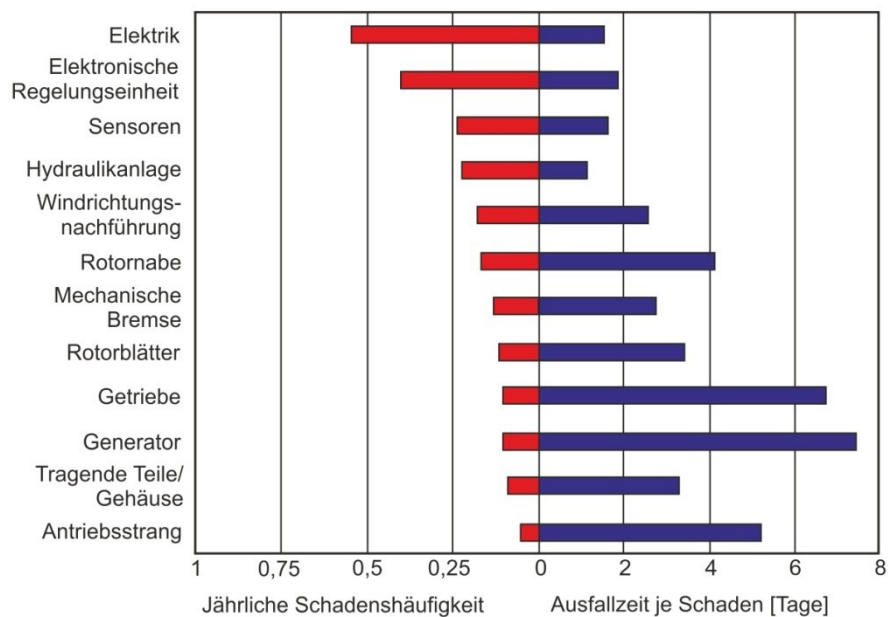


Abbildung 1-12: Schadenshäufigkeit und Ausfallzeit je Schaden (Bildquelle: [25])

Ob ein hydrodynamischer Betrieb möglich ist und wie eine eventuelle Auslegungsstrategie aussehen kann, wird Gegenstand der Arbeit sein, da, wie in Kapitel 1.2. beschrieben, für die Auslegung und den Tragfähigkeitsnachweis von Gleitlagern keine anwendbaren Hinweise verankert sind. Lediglich die Lastfälle der IEC 61400-1 werden als Auslegungslasten herangezogen (vgl. Kapitel 2.3). Es wird ein Vorgehen vorgestellt, um die Möglichkeit der Zusammenfassung von Auslegungslastfällen durch eine Gleichheitsdefinition zu prüfen. Die durch die Definition der Lastfälle resultierenden Belastungsgrößen in Form zeitlicher Belastungsverläufe können nicht direkt für die Gleitlagerauslegung genutzt werden. Daher werden Me-

thoden zur Bestimmung der Lasten für die Auslegung hydrodynamisch wirkender Radialgleitlager in WEA entwickelt. Es wird eine Möglichkeit zur Definition periodischer Lasten aus den zeitlichen Belastungsverläufen aufgezeigt, welche für die instationäre Auslegung von Gleitlagern notwendig sind. Zur Verwendung eines quasistationären Ansatzes der Gleitlagerauslegung in WEA werden eine weitere Methode und ein im Rahmen dieser Arbeit entwickeltes Werkzeug zur Bestimmung der dafür notwendigen Lasten vorgestellt.

2 Stand der Technik WEA

2.1 Systematisierung der Lager einer WEA

Eine WEA besteht im Wesentlichen aus sechs Hauptbaugruppen - Rotor, Rotorblätter, Gondel, Turm, elektrische Einheit und dem Fundament. Für die Aufnahme und Wandlung der Antriebsleistung stellt die Gondel die zentrale Einheit dar. Die Gondel einer WEA beherbergt die zur Energieerzeugung benötigte Technik. Die drehenden Teile zur Übertragung des Drehmomentes werden als Triebstrangkomponenten bezeichnet. Dazu zählen Rotor, Wellen- und Rotorlagerung, Bremsen, Kupplung, Getriebe und Generator. Durch die nicht konstante Richtung des Windes als Antriebsmedium sind noch weitere Lagerungseinheiten notwendig, die nicht direkt zum Triebstrang gezählt werden können. Sie dienen zur Positionierung der WEA in Strömungsrichtung des Windes als Windrichtungsnachführung (I - Abbildung 2-1) und zur anströmungsoptimalen Ausrichtung der Rotorblätter als Blattwinkelverstellung (II - Abbildung 2-1).

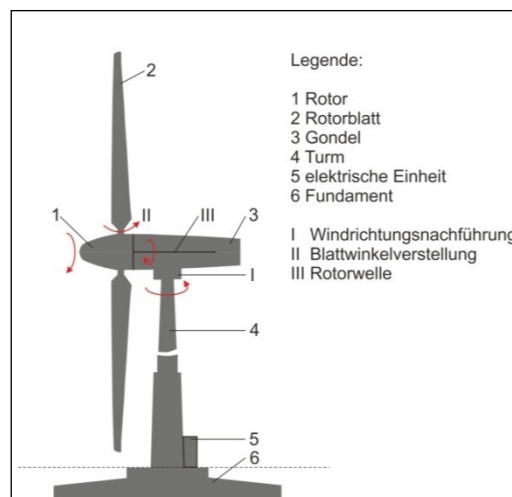


Abbildung 2-1: Hauptbaugruppen einer WEA

2.1.1 Lagerung Positionieraufgaben-übernehmender Wellen

Die Belastungssituationen der Positionieraufgaben-übernehmenden Lagerung sind für alle Arten von Lagern vergleichsweise ungünstig, da geringe Drehbewegungen bei hohen statischen und wechselnden Lasten vorliegen. Hinzu kommt eine ständige unvermeidliche Verformung der Lageranbindung. Wälzlager werden in den Bereichen auf Riffelbildung und Reibkorrosion ausgesetzt. Die bei Wälzlagern übliche Auslegung nach Lebensdauer bezüglich der Anzahl an Überrollungen spielt eine untergeordnete Rolle [6]¹⁴. Bei den Gleitlagern wird der Fokus auf die Flächenpressung, das Losbrechmoment und die Vorhersagbarkeit

¹⁴ [6] S. 296

des Verschleißes gelegt [26]. Aufgrund der geringen Drehbewegungen, die zumeist oszillierend sind, sind hydrodynamisch wirkende Gleitlager keine Alternative. Dieses Kapitel stellt eine Vervollständigung der Systematisierung dar.

2.1.1.1 Blattwinkelverstellung

Zur Leistungsregulierung moderner Multimegawattanlagen wird eine Blattwinkelverstellung nach dem Pitch-Prinzip ausgeführt. Im Vergleich zur festen Anbindung der Rotorblätter und der Leistungsbegrenzung über den Stall-Effekt bietet das technisch aufwändigere Pitch-System einige Vorteile, die mit zunehmender Anlagengröße einen kostenreduzierenden Einfluss haben [27]¹⁵. Unter Pitch-Prinzip ist eine Verdrehung des Rotorblattes um deren Längsrotorblattachse (Abbildung 2-2) zu verstehen. Dabei wird zur Leistungsregulierung im Netzbetrieb der Pitch-Winkel zwischen 0° und 30° variiert. Darüber hinaus kann bei 70° im Leerlaufbetrieb ein für die Lagerung und Schmierung günstiges langsames Trudeln und bei 90° ein sofortiges Stoppen der Anlage erwirkt werden (Tabelle 2-1). In neueren Anlagen wird auf eine kollektive Blattwinkelverstellung verzichtet. Stattdessen kommen individuelle Blattwinkelverstellungen (IPC) zum Einsatz, um den Änderungen der Luftkräfte entlang des Höhengradienten der Anlage entgegenzuwirken und somit die dynamischen Lasten zu verringern [28].

Tabelle 2-1: Pitch-Winkel je Anlagenstatus

Anlagenstatus	Pitch-Winkelbereich
Netzbetrieb	0° - 30°
Trudeln bei netzentkoppeltem Triebstrang	70°
Stopp / Fahnenstellung	90°

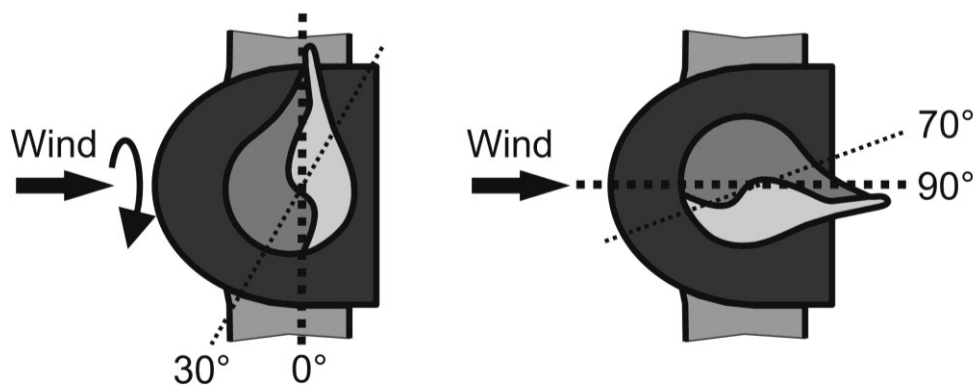


Abbildung 2-2: Pitch-Winkel in Abhängigkeit des Anlagenstatus

¹⁵ [27] S. 225

Die für die Blattwinkelverstellung notwendigen Blattlager nehmen die Fliehkräfte aus den Rotorblattmassen, die Biegemomente aus den Blattgewichten und die Kräfte aus dem Schub und dem Antriebsmoment auf [13]¹⁶. Für die Lagerung kommen dafür Wälzlager sowie Gleitlager zum Einsatz. Bei einer Wälzlagerausführung werden dabei in der Regel ein- oder zweireihige Vierpunktlager (Abbildung 2-4) mit veredelten Dichtungsanlaufflächen und aus hochfestem Vergütungsstahl, zum Beispiel 42CrMo4V, eingesetzt [29]. In den letzten Jahren sind Gleitlager entwickelt worden, die prinzipiell auch als Rotorblattlager eingesetzt werden können. Es handelt sich dabei nicht um Gleitlager mit hydrodynamischer Schmierung, sondern es werden Lager mit beispielsweise Kunststoffgleitbahnen eingesetzt, deren Abrieb als Schmierung dient [26]. Ein möglicher Aufbau nach einem US Patent der Firma Vestas Wind System A/S ist in Abbildung 2-3 dargestellt. Ein innerer Ring ist fest am Rotorblatt montiert. Der zweigeteilte äußere Ring umschließt den inneren Ring wie eine Art Klammer und wird an der Nabe montiert. Der äußere Ring ist innen mit Gleitpads an den oberen, unteren und seitlichen Kontaktflächen versehen, um ein kombiniertes Axial-Radiallager zu realisieren. Außerdem kann über einen Flansch, der mit der Nabe verschraubt ist, das Lagerspiel eingestellt werden. Die Gleitpads können Metalllegierungen, Kompositmaterialien, Kunststoffe oder Kombinationen aus ihnen sein [30].

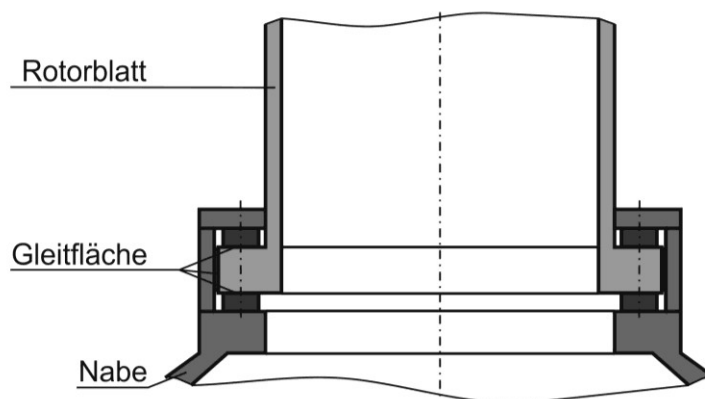


Abbildung 2-3: Rotorblattlager als Gleitlagerausführung nach [30]

2.1.1.2 Windrichtungsnachführung

Die Windrichtungsnachführung, welche bei modernen Anlagen als elektrische bzw. hydraulische Azimutantriebseinheit realisiert ist, hat die primäre Aufgabe, die Gondel im Wind zu halten. Stellt sich über eine gewisse Zeit eine bestimmte gemittelte Schräganströmung ein, wird die Gondel nachgeführt. Eine Korrelation zur zeitlich gemittelten Schräganströmung ist insofern wichtig, damit nicht zu häufig kleine Bewegungen ausgeführt werden. Die Anforderung

¹⁶ [13] S. 69

rungen an das Azimut- bzw. Turmkopflager sind widersprüchlich. Auf der einen Seite muss die Windrichtungsnachführung leichtgängig sein und eine lange Lebensdauer gewährleisten. Auf der anderen Seite ist während der Nachführung eine schwingungsdämpfende Drehhemmung gewollt. Diese Schwingungsdämpfung vermeidet Gierschwingungen, welche andernfalls ein Schlagen der Gondel innerhalb der Antriebsverzahnung hervorrufen und somit die Lebensdauer der Komponenten reduzieren [27]¹⁷. Die Lagerung des Maschinenhauses erfolgt auf einem großen Momentenlager. Die Lager sind in ähnlicher Form wie die unter Kapitel 2.1.1.1 beschriebenen Blattlager aufgebaut. Die Wälzlager sind Großlager mit Außen- oder Innenverzahnung und sind als ein- oder zweireihiges Vierpunktlager ausgeführt (Abbildung 2-4). Alternativ gibt es Turmkopflager, bei denen der Maschinenhausflansch auf Gleitbahnen aus Kunststoffkörpern gelagert ist [31]. Bei diesen Konzepten ist eine integrierte Dämpfungsfunktion vorhanden, sodass die Gierschwingungen vermieden werden. Nachteilig ist aufgrund der erhöhten Reibung eine größere geforderte Antriebsleistung.



Abbildung 2-4: Zweireihiges Vierpunktlager mit Innenverzahnung (Bildquelle: [32])

2.1.2 Lagerung leistungsübertragender Wellen

Leistungsübertragende Wellen im Sinne einer Drehmomentübertragung zur Leistungsgenerierung befinden sich ausschließlich im Triebstrang.

$$P_{mech} = M_W * \omega_W \quad (2.1)$$

P_{mech} = mechanische Leistung des Antriebsstranges

M_W = Drehmoment an der Welle aus den aerodynamischen Kräften

ω_W = Winkelgeschwindigkeit der Rotorwelle

¹⁷ [27] S. 233

Der Triebstrang wird in zwei Wellenstränge unterteilt, die schnell drehende Generatorwelle und die Hauptrotorwelle.

2.1.2.1 Generatorwelle

Die Generatorwelle dient zur Verbindung zwischen dem hochübersetzenden Getriebe $i \sim 100$ und dem Generator. Die Getriebe sind in der Regel Stufenplanetengetriebe mit ein bis zwei Planetenstufen und ein bis zwei Stirnradstufen [33]. Bei kleineren WEA kann der Generator direkt an das Getriebe angeflanscht werden, sodass eine extra ausgeführte Generatorwelle entbehrlich wird. Bei modernen größeren Anlagen ist dieses Konzept nicht mehr umsetzbar, da der Triebstrang dauerhaften Verformungen ausgesetzt ist. Dieses Problem fordert eine flexible Verbindung zwischen den beiden Komponenten. Hierbei werden die Getriebeausgangswelle und die Generatoreingangswelle mit einer elastischen Kupplung getrennt, welche zudem mit einer Rutschkupplung zur Überlastsicherung ausgeführt ist. Auf der Getriebeausgangswelle sitzt zugleich noch eine Bremsscheibe zur Triebstrangbremsung. Alle drei Komponenten in ihrer Kombination stellen die Generatorwelle dar. Durch diesen Aufbau ist eine zusätzliche Lagerung der Generatorwelle nicht nötig, da die Getriebeausgangswelle im Getriebe und die Generatoreingangswelle im Generator gelagert sind. Diese Lagerungen sind eher unproblematisch. So wurden beispielsweise nach vier Jahren Produktionsbetrieb des Prototypen der AREVA MULTIBRID Anlage nach 25.844 Betriebsstunden keine nennenswerten Schäden an den Getriebelagern festgestellt [34]. Es gibt trotzdem immer wieder Bemühungen, die üblichen mechanischen Lagerungen an diesen Stellen zu ersetzen oder vollkommen neue Konzepte zu entwickeln. So untersuchten Xiao, Sun und Li die Einsatzmöglichkeit von Magnetlagern innerhalb des Generators. Das Ziel, die eingetragenen Schwingungen durch die Dämpfungseigenschaft des Magnetfeldes zu minimieren und einen Anstieg des Wirkungsgrades, auf Grundlage der Elimination der Reibungsverluste, zu erhalten, wurde bestätigt [35]. Es gibt weiterhin Konzepte innerhalb des mechanischen Antriebsstranges, ein vollhydrostatisches Windkraftgetriebe zu verwenden. Die aus dem Wind gewonnene Leistung wird in einen Hochdruck-Ölvolumenstrom umgewandelt. Je nach Betriebspunkt der Anlage wird der Ölvolumenstrom auf verschiedene Hydraulikmotoren aufgeteilt und in eine konstante Generator-drehzahl überführt [36]. Bei diesem Konzept ist keine zusätzliche Lagerung notwendig.

2.1.2.2 Hauptrotorwelle

Das durch die Rotoren erzeugte Drehmoment wird über die Hauptrotorwelle zum restlichen Triebstrang übertragen. Die für die Auslegung entscheidenden Belastungen sind eine Kombination aus Torsion, Querkraft und Biegemoment, welche sich aus den Drehmomenten, Eigengewichten und aerodynamischen Kräften ableitet.

Tabelle 2-2: Belastungsarten und Ursachen an der Hauptrotorwelle

Belastungsart	Belastungsursache
Torsion	Drehmoment
Torsionsschwingung	Schlagmoment
Querkraft in vertikaler Achse	Eigengewicht
Querkraft in horizontaler Achse	Schräganströmung
Biegemoment um vertikale Achse	Kipp- / Giermoment
Biegemoment um horizontale Achse	Kipp- / Nickmoment
Axialkraft	Schub

Die Lagerung der Hauptrotorwelle muss, bis auf den Torsionsanteil, in der Lage sein, all diese Belastungen (Tabelle 2-2) aufzunehmen und an die Maschinenträgerstruktur abzuleiten. Dafür sind verschiedene Lagerungskonzepte vorhanden. In Kapitel 2.2 folgt eine umfangreiche Beschreibung, da sie als Grundlage für die weitere Betrachtung dient.

2.2 Lagerung der Hauptrotorwelle von WEA

Die Aufgabe der Lagerung besteht in der Verbindung des Rotors mit dem nachgelagerten Teil des Triebstranges sowie mit der stehenden Grundstruktur der WEA. Die Lager müssen die Rotorlasten in die Grundstruktur ableiten und das Drehmoment an den nachfolgenden Triebstrang übertragen. Der Kraftfluss ist ein entscheidendes Kriterium zur Wahl des geeigneten Konzeptes. Darüber hinaus haben die Gestaltung und die Integrationsstufe einen erheblichen Einfluss auf die Bauweise des Maschinenhauses und auf die Turmkopfmassen. Die gestellten Bedingungen an ein Lagerkonzept sind zudem sehr gegensätzlich. Kurze Kraftflusswege vom Rotor zum Turm und damit eine kompakte Bauweise stehen der Integration der Komponenten im Hinblick auf Zugänglichkeit und Wartungsfreundlichkeit gegenüber.

Kompakte Bauweise (geringe Massen) ↔ aufgelöste Bauweise (Service, Reparatur)

Aus den Bedingungen und den Gegensätzen sind mehrere Konzepte entstanden. Ein *goldenes Konzept* ist dabei nicht zu erkennen. Die führenden Hersteller verfolgen dabei selbst zum Teil unterschiedliche Konzepte in einer Produktpalette. Grundsätzlich sind drei Integrationsstufen zu unterscheiden (Tabelle 2-3), denen unterschiedliche Lagerungs- bzw. Triebstrangkonzepete zugeordnet werden [37].

Tabelle 2-3: Lagerungskonzeptmatrix

Integrationsstufe	Merkmal	Lagerungskonzept
Vollintegrierte Bauform	Alle Funktionen sind in einzelnen wenigen Komponenten zusammengefasst	Rotorlagerung im Getriebe, Momentenlagerung, Getriebelos
Teilintegrierte Bauform	Mehrere Funktionen sind in einzelnen Komponenten zusammengefasst	Dreipunktlagerung
Aufgelöste Bauform	Jeder Funktion ist einer Komponente zugeordnet	Zweipunktlagerung

2.2.1 Rotorlagerung im Getriebe

Die Rotorlagerung unmittelbar am oder im Getriebe zählt zu der vollintegrierten Bauform. Bevorzugt kommt dieses Lagerungskonzept bei kleinen und mittleren Anlagen zum Einsatz. Der Maschinenträger kann bei dieser Bauart verkleinert werden bzw. bei kleinen Anlagen ganz wegfallen. Sämtliche Komponenten und Nebenaggregate werden direkt an das Getriebe montiert. Somit ersetzt das Getriebegehäuse mit dem direkten Anschluss zum Turm die tragende Maschinenträgerstruktur (Abbildung 2-5). Bei der Integration eines Rotorlagers innerhalb des Getriebes gilt es weiterhin, die Verzahnung des Getriebes eingangsseitig von den Verformungen des Rotorlagers und der Umgebungskonstruktion zu entkoppeln. Damit wird gewährleistet, dass die folgende Eingangswelle ein reines Drehmoment erfährt und der exakte Zahneingriff nicht gestört wird [38]. Für das als Hybridturbine bekannte Konzept sind laut Hersteller großer Wälzlager Untersuchungen zum Einsatz in Multimegawatt-Offshoreanlagen denkbar. Eindeutige Ergebnisse liegen noch nicht vor.

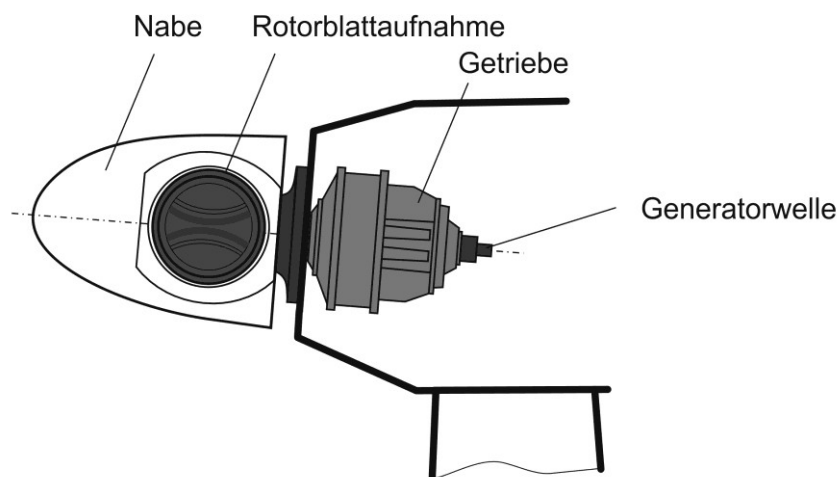


Abbildung 2-5: Rotorlagerung im Getriebe

2.2.2 Momentenlagerung

2.2.2.1 Direktangetrieben

Bei den getriebelosen Triebstrangkzepten kommt das Prinzip der feststehenden Achse zum Einsatz. Bei dieser vollintegrierten Bauform werden auf einem Lagerzapfen der Rotor und der direktangetriebene Generator mittels eines Momentenlagers gelagert. Untersuchungen zur Verformung des an der Nabe zentral angeordneten Lagers ergaben eine überwiegende Verkipfung aufgrund der hohen Nickmomente und weniger ein radiales Einfedern, wie es bei Zweipunktkzepten vorherrscht [38]. Die einflussgebenden hohen Momente müssen direkt von der Lagerung aufgenommen werden, um eine Verformung im nachgelagerten Generator zu vermeiden. Daher zählt diese Lagerung zur Gruppe der Momentenlager. Das Ergebnis ist ein kurzer, kompakter, aber hoher Triebstrangaufbau. Durch das Fehlen des Getriebes und der damit einhergehenden Drehzahlvergrößerung muss ein Ringgenerator eingesetzt werden. Die für die Netzfrequenz notwendige Drehzahl des Läufers, Anzahl der Poldurchgänge pro Sekunde, wird durch mehrere auf dem Umfang gegenüberliegende Polpaare ersetzt. Daraus und aus der Notwendigkeit zur Aufnahme der Biegemomente resultiert ein für dieses Konzept typisch hoher Durchmesser.

2.2.2.2 Einlager-Konzept

Die Momentenlagerung mit nachgelagertem Getriebe stellt die zurzeit kompakteste Bauweise dar und zählt wie das direktangetriebene Konzept zu der vollintegrierten Bauform. Der Maschinenträger umschließt dabei rotorseitig das Momentenlager. Alle Kräfte und Biegemomente werden von der Rotorwelle über das Hauptlager auf den Maschinenträger abgeleitet. Das Momentenlager sitzt auf einer kurzen Rotorwelle zwischen Nabe und Getriebe (Abbildung 2-6). Aufgrund dieses Aufbaus sind die Möglichkeiten zur Wartung und Zugänglichkeit beschränkt.

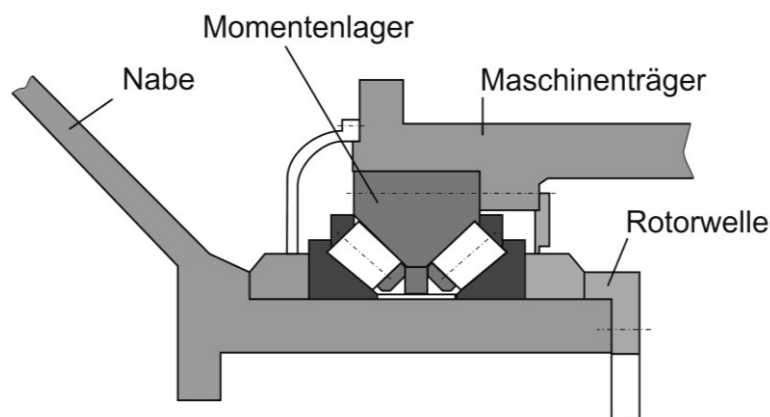


Abbildung 2-6: Momentenlagerung nach [6]

Bei kleineren Anlagen kann das Momentenlager in die Maschinenhausvorderwand integriert werden. Die tragende Maschinenhausplattform wird bei modernen großen Anlagen durch einen kompakten und steifen Gusskörper in Schalenbauweise ersetzt, in dem das Momentenlager integriert ist. Die nachträgliche Montage oder Demontage einzelner Komponenten stellt daher die Hersteller vor Herausforderungen.

2.2.3 Zweipunktlagerung

Eine Zweipunktlagerung oder doppelte Lagerung stellt die klassische Lösung einer Wellenlagerung dar. Die Rotorwelle wird mit zwei separaten Lagern auf dem lasttragenden Maschinenträger gelagert, über den sämtliche Lasten an den Turm übertragen werden. Dieses Konzept, resultierend aus den zwei Lagern und dem bedingten Abstand zueinander, benötigt den längsten Bauraum. Das nachgelagerte Getriebe wird als Aufsteckgetriebe ausgeführt, weshalb es als aufgelöste Bauform betitelt wird. Dieses Lagerkonzept wird in zwei Varianten unterschieden, eine doppelte Lagerung mit getrenntem Gehäuse und eine mit gemeinsamem Gehäuse (Abbildung 2-7) [27]¹⁸.

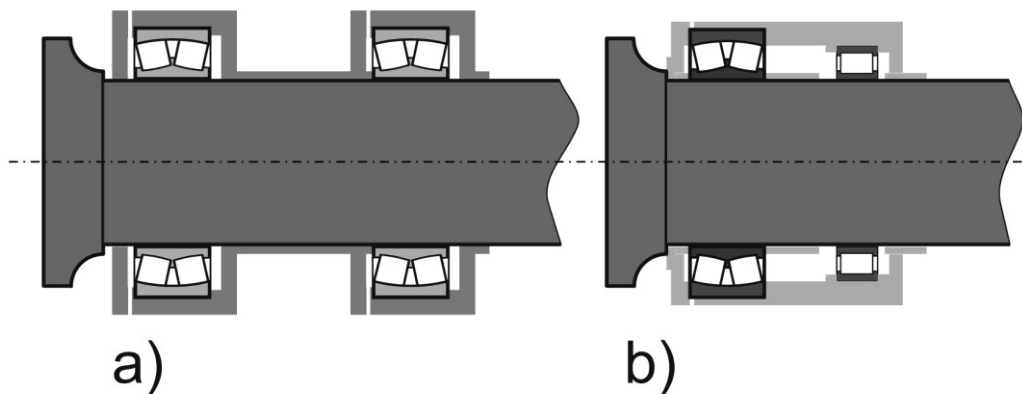


Abbildung 2-7: Doppelte Lagerung a) zwei Einzellager b) Lagerung im Rohrgehäuse nach [6]

Dem nachteiligen langen Bauraum steht die Möglichkeit der Einzelmontage und Demontage der Komponenten sowie die gute Wartung und Zugänglichkeit gegenüber. Im Bereich der Offshoreanlagen findet dieses Konzept daher neuen Zuspruch.

2.2.4 Dreipunktlagerung

Die Integration des hinteren Rotorwellenlagers in das Getriebe kennzeichnet die Dreipunktlagerung, die zu den teilintegrierten Bauformen zählt. Gelagert wird die Baugruppe durch ein vorderes Rotorlager und die zwei seitlichen Getriebeauflager, welche zusätzlich als Momentenstütze dienen (Abbildung 2-8). Der Anzahl der Verbindungspunkte zum Maschi-

¹⁸ [27] S. 241

nenträger verdankt dieses Konzept seine Bezeichnung. Die Einsparung des hinteren Rotorlagers hat einen kompakten Aufbau zur Folge, zudem kann es vormontiert und als gesamte Baugruppe eingebaut werden [6]¹⁹. Dieses Konzept ist durch seinen rationellen Zusammenbau und der Materialeinsparung aufgrund der kompakten Bauform weitverbreitet. Das Getriebe ist neben den reinen Drehmomenten ständigen Lasteinwirkungen ausgesetzt und kann genau wie das Lager nicht ohne größeren Aufwand ausgetauscht werden [27]²⁰.

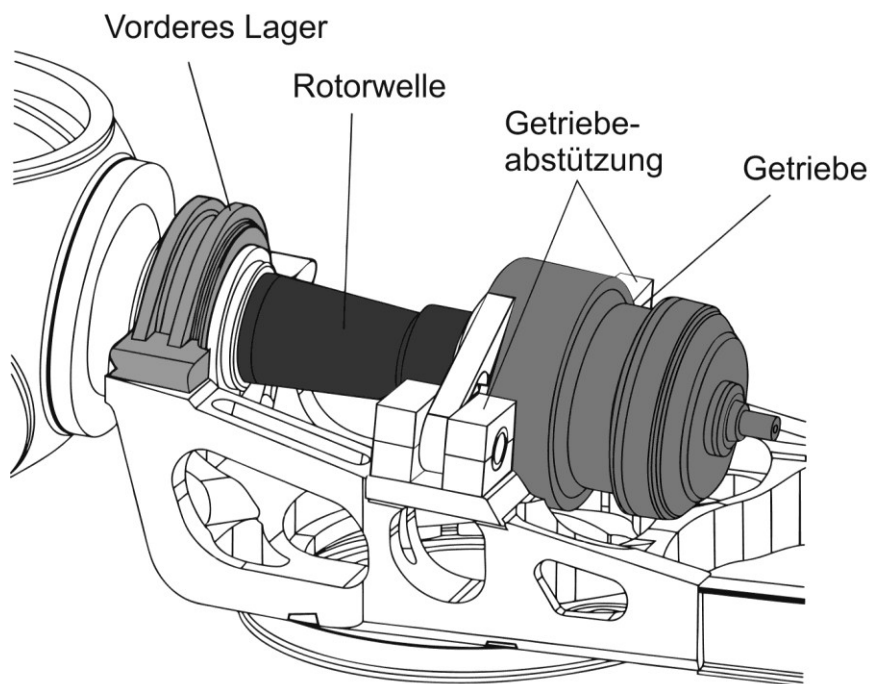


Abbildung 2-8: Dreipunktlagerung von Rotorwelle und Getriebe nach [6]

2.2.5 Lagerarten

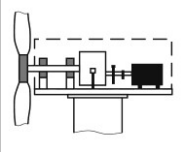
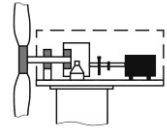
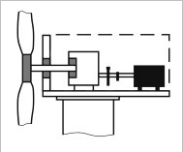
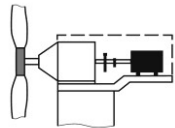
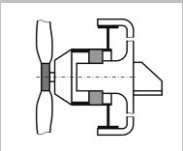
Die Gesamtheit der Lagerkonzepte vereint aktuell die Verwendung von Wälzlagern. Die Gründe für die zurzeit ausschließliche Verwendung von Wälzlagern sind vielseitig. Es ist zum Teil historisch bedingt, da die ersten Anlagen der Neuzeit zur Stromerzeugung einfach aufgebaute Triebstränge waren und beim kontinuierlichen Anlagenwachstum eine Hochadaptierung der Komponenten stattgefunden hat. Die damaligen Anforderungen an die Lagerung gestalteten sich ähnlich wie bei heutigen Anlagen. So müssen die Wälzlager die für ihre Anwendungszwecke eher ungünstigen Betriebsbedingungen wie häufiges Hoch- und Abfahren der Anlage, irreguläre Stopps und hohe dynamische Belastungen ertragen. Lediglich die Größenordnung der Belastungen war bei Anlagen < 1 MW um den Faktor 8-10 kleiner als bei heutigen Anlagen [39]. Für eine optimale Lagerspezifikation werden die Parameter Lagertyp, Lagerluft, Anzahl der Wälzkörper, Laufflächenausführung und Käfig angepasst. Die geforder-

¹⁹ [6] S. 311

²⁰ [27] S. 241

ten Baugrößen mit unterschiedlicher Variation der Parameter konnten für kleinere Anlagen aus dem Standardprogramm der Lagerlieferanten gewählt werden, wobei hingegen bei heutigen Lagerungen ausschließlich Sonderanfertigungen zum Einsatz kommen. Hinzukommt eine wälzlagerlastige Auslegung der einschlägigen Normungen im Windenergiesektor und mangelndes Fachwissen über Gleitlager (vgl. Kapitel 1.1.2). Eine Übersicht der meist verwendeten Lagertypen mit Bezug zum Lagerungskonzept ist in Tabelle 2-4 dargestellt.

Tabelle 2-4: Lagertyp in Bezug zum Lagerungskonzept

Lagerungskonzept	rotorseitig	getriebeseitig	Merkmale
Zweipunktlagerung 	PRL PRL PRL	PRL ZRL ZKRL	<ul style="list-style-type: none"> • zwei separate Lager • Aufsteckgetriebe • aufgelöste Bauform
Dreipunktlagerung 	PRL	ZRL	<ul style="list-style-type: none"> • ein separates Lager • Getriebe übernimmt zweiten Lagerpunkt • teilintegrierte Bauform
Momentenlagerung 	ZKRL	—	<ul style="list-style-type: none"> • ein integriertes Lager • Belastungen werden über Maschinenhausvorderwand aufgenommen • vollintegrierte Bauform
Lagerung im Getriebe 	—	ZKRL ZZRL	<ul style="list-style-type: none"> • Getriebe übernimmt die komplette Lagerung • vollintegrierte Bauform
Getriebelos (Direct drive) 	ZKRL ZZRL	—	<ul style="list-style-type: none"> • ein integriertes Lager • Belastungen werden über Maschinenhausvorderwand aufgenommen • vollintegrierte Bauform

PRL: Pendelrollenlager

ZKRL: zweireihiges Kegelrollenlager

ZRL: Zylinderrollenlager

ZZRL: zweireihiges Zylinderrollenlager

Die im Bereich der Momentenlagerung eingesetzten zweireihigen Kegelrollenlager nehmen die Radialkräfte, zweiseitig angreifende Axialkräfte und die Biegemomente auf. Um den hohen auftretenden Nick- und Giermomenten aus den Rotorlasten entgegenzuwirken, werden die Momentenlager mit großen Lagerdurchmessern ausgeführt. Aktuelle Lager besitzen Durchmesser im Bereich von 3,5 m und sind daher keine Standardbauteile, es sind vielmehr Sonderanfertigungen [40]. Bei der Zweipunkt- bzw. Dreipunktlagerung werden für das vordere Lager in der Regel Pendelrollenlager als Festlager eingesetzt. Sie besitzen die Eigenschaft, Radial- und zweiseitige Axialkräfte aufzunehmen und bieten die Möglichkeit, Fluchtungsfehler auszugleichen. Für das Loslager kommen konventionelle Zylinderrollenlager zum Einsatz. Neuere Entwicklungen setzen für das Loslager Kegelrollenlager ein, um das hohe Axialspiel, welches bei Pendelrollenlagern vorhanden ist, zu verhindern. Bei der Verwendung der Lagerpaarung Kegel- und Zylinderrollenlager werden statische Winkelfehler durch Kugelflächen zwischen Außenring und Gehäuse ausgeglichen. Beide Lageraußenringe besitzen eine kugelige Mantelfläche, welche in den hohlkugeligen Aufnahmebohrungen vom Gehäuse sitzen [41]. Der Einsatz von hydrodynamisch wirkenden Gleitlagern als Rotorwellenlager ist nicht bekannt. Thomsen entwickelte in seiner Arbeit ein numerisches Multiphysik-Lagermodell, mit dem eine Berechnungsgrundlage geschaffen wurde [42]. Aussagen zur Möglichkeit eines Einsatzes werden dabei nicht gemacht. Es gibt Entwicklungen, bei denen Gleitlager als Alternative zu Wälzlagern in Getrieben eingesetzt werden. Die Gründe und Anforderungen gestalten sich dabei ähnlich wie für Rotorwellenlager. Die rechnerisch geforderte Lebensdauer von mindestens 20 Jahren oder 175.000 Betriebsstunden wird vor allem in der Multimegawattklasse nicht erreicht. Die Praxis zeigt, dass im Bereich hoch belasteter langsam laufender Wälzlager Schäden auftreten, die die Berechnungsmethoden nicht vorhersagen [43]. Betreiber von Anlagen mit Dreipunktlagerungen verzeichnen früher als erwartet Feldausfälle. Dieses hat einen Ausfall des gesamten Systems zur Folge. Dem Windparkbetreiber entsteht dadurch ein erheblicher wirtschaftlicher Schaden (vgl. Kapitel 1.3). Ein ungeplantes Ersetzen der Rotorlagerung kann bis zu 360.000 € kosten [44]. Die Berechnungsmethodik und Auslegung für Wälzlager sind für spezifische Anforderungen, wie sie im Fahrzeug- und Stationärmaschinenbau vorkommen, ausgerichtet. Das steht im Gegensatz zu den für Wälzlager ungünstigen und untypischen Kombinationen großer Abmessungen, einem extrem breiten und dynamischen Lastspektrum und elastischen Verformungen wie sie im Windbereich vorkommen [45].

2.3 Auslegung nach IEC 61400

Die IEC 61400 umfasst die wichtigsten Auslegungsanforderungen zur Sicherstellung der technischen Integrität von Windenergieanlagen, um Schäden während der geplanten Lebensdauer vorzubeugen. Die Norm gilt für WEA jeder Größe, für alle WEA-Komponenten und für die tragende Struktur. Allgemein gilt, dass die angegebenen Anforderungen an-

wendbar auf Konstruktion, Fertigung, Errichtung und Handbücher für Betrieb und Wartung und das damit verbundene Qualitätsmanagement sind. Darüber hinaus sind die in den unterschiedlichen Technikgebieten angewandten Sicherheitsvorschriften zu berücksichtigen [15]. An dieser Stelle wird auf Kapitel 1.2 verwiesen, in dem die Unzulänglichkeit der Norm in Bezug auf andere Lagerarten als Wälzlager für die Rotorlagerung dargestellt ist. Im weiteren Kapitel werden die in der IEC beschriebene Auslegungsmethode, die Bedingungen zur Definition von Auslegungslastfällen und der daraus abgeleitete Weg zur Bestimmung der Bemessungslasten dargestellt.

2.3.1 Auslegungsmethode

Für die Ermittlung der Bemessungslasten verlangt die Norm die Verwendung eines dynamischen Strukturmodells. Damit werden die Lasten über einen Bereich von Windgeschwindigkeiten bestimmt. Es sind die Turbulenzen, extreme Winde und die Betriebsbedingungen, wie sie in der Norm definiert sind, anzuwenden. Durch die Kombination der Bedingungen und der Windgeschwindigkeitsbereiche sind die in Tabelle 2-5 dargestellten Auslegungslastfälle definiert. Darüber hinaus verlangt die Norm eine Verifikation, dass die Auslegung ausreichend ist. Die Verifikation muss rechnerisch und/oder durch Messungen erfolgen. Das für die Ermittlung der Bemessungslasten verwendete dynamische Strukturmodell der WEA wird in speziell für die Windenergietechnik entwickelten Computerprogrammen aufgebaut [46]. Die Programme basieren auf der MKS-Technologie. Es wird ein Simulationsmodell der zu untersuchenden WEA mit all seinen für das dynamische System notwendigen Randbedingungen erstellt. Stand der Technik aktueller Softwareanwendungen ist die Berücksichtigung komplexer und schlanker Strukturen und die integrierte Analyse von Wind und Seeganganregung [47]. Als Eingangsgröße für das Simulationsmodell dienen die Auslegungslastfälle, welche über das Windprofil des zu untersuchenden Standortes bzw. bei einer Offshoreanwendung zusätzlich über das Wellenprofil aus dem Seegang definiert sind. Die Ergebnisse sind die Antwortfunktionen des dynamischen Systems, woraus sich die Bemessungslasten ableiten lassen. Demzufolge sind die Bemessungslasten standort- und anlagenabhängig. Ausgehend von dieser Methode folgt, dass beispielsweise für die Triebstrangkomponenten lediglich die Art und Weise der Anordnungen im Modell festgelegt werden und nicht die Ausführung. Bezogen auf die Lager bedeutet dies, dass die Lagerarten und deren Dimensionen noch nicht festgelegt sind, da sie in der Regel durch Massenpunkte definiert werden. Das wiederum führt dazu, dass die ermittelten Bemessungslasten als Auslegungslasten für alle Arten von Lagern herangezogen werden können.

Tabelle 2-5: Definition der Auslegungslastfälle nach [15]

Auslegungszustand	DLC	Windbedingung	Sonstige Bedingung
1. Produktionsbetrieb	1.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Für die Extrapolation auf extreme Zustände
	1.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	
	1.3	ETM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	
	1.4	ECD $V_{hub} = V_r - 2 \text{ m/s}$ $V_r, V_r + 2 \text{ m/s}$	
	1.5	EWS $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	
2. Produktionsbetrieb und Auftreten eines Fehlers	2.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Fehler im Betriebsführungssystem oder Netzausfall
	2.2	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	Ausfall des Sicherheitssystems
	2.3	EOG $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ und V_{out}	Externer oder interner elektrischer Fehler
3. Start	3.1	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	
	3.2	EOG $V_{hub} = V_{in}, V_r \pm 2 \text{ m/s}$ und V_{out}	
	3.3	EDC $V_{hub} = V_{in}, V_r \pm 2 \text{ m/s}$ und V_{out}	
4. Normale Abschaltung	4.1	NWP $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	
	4.2	EOG $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ und V_{out}	
5. Notabschaltung	5.1	NTM $V_{hub} = V_r \pm 2 \text{ m/s}$ und V_{out}	
6. Parken (Stillstand oder Leerlauf)	6.1	EWM <i>Wiederkehrperiode</i> <i>50 Jahre</i>	
	6.2	EWM <i>Wiederkehrperiode</i> <i>50 Jahre</i>	Netzausfall
	6.3	EWM <i>Wiederkehrperiode</i> <i>1 Jahr</i>	Extremer Gierfehler
	6.4	NTM $V_{hub} < 0,7 V_{ref}$	

2.3.2 WEA-Klassen

Um WEA und deren Standorte kategorisieren zu können, werden die WEA in Klassen eingeteilt. Die WEA-Klassen sind abhängig von den Windgeschwindigkeiten und Turbulenzpara-

metern definiert. Die Werte für die Windgeschwindigkeiten und die Parameter der Turbulenz sind so gewählt, dass sie die Kennwerte für viele verschiedene Standorte und nicht die genaue Darstellung eines spezifischen Standortes wiedergeben. Zur Eingruppierung wird die Klasse gewählt, bei der der 10-min-Mittelwert der Windgeschwindigkeit in Nabenhöhe V_{hub} in einen Bereich der 10-min-Mittelwerte der Bezugsgeschwindigkeit V_{ref} in der Klassendefinition fällt. Ähnliches gilt für die Turbulenzintensität. Zur Bestimmung der standortbedingten Mittelwerte der Windgeschwindigkeit bzw. der Turbulenzintensität werden Windmessungen am Standort durchgeführt oder, wenn vorhanden, die Daten aus einem Windatlas entnommen. Die in Tabelle 2-6 aufgelisteten Grundparameter für WEA-Klassen dienen zur Bestimmung des Windprofils.

Tabelle 2-6: Grundparameter für WEA-Klassen nach [15]

WEA-Klasse	I	II	III	S
V _{ref} (m/s)	50	42,5	37,5	Werte sind vom Hersteller anzugeben
A I _{ref} (-)	0,16			
B I _{ref} (-)	0,14			
C I _{ref} (-)	0,12			

Die Werte aus Tabelle 2-6 gelten in Nabenhöhe:

- V_{ref} 10-min-Mittelwerte der Bezugsgeschwindigkeit
- A Kategorie für höhere Turbulenzwerte
- B Kategorie für mittlere Turbulenzwerte
- C Kategorie für niedrigere Turbulenzwerte
- I_{ref} Erwartungswert der Turbulenzintensität bei 15 m/s

2.3.3 Windbedingung

Für die Lastbetrachtung werden die Windverhältnisse in normale und extreme Windbedingungen unterteilt. Normale Windbedingungen treten im Betrieb der WEA häufig auf. Extreme Windbedingungen treten nach Definition in einem 1-Jahres oder 50-Jahres Wiederkehrzeitraum auf. Die Windbedingungen setzen sich zusammen aus einer konstanten mittleren Anströmung und einem variierenden, deterministischen Böenprofil oder aus überlagerten Turbulenzen. Turbulenzen beschreiben die zufälligen Schwankungen der Windgeschwindigkeit von den 10-min-Mittelwerten. Turbulente Windgeschwindigkeiten sind in drei Komponenten definiert [15]:

- longitudinal – entlang der Richtung der mittleren Windgeschwindigkeit

- transversal – horizontal und senkrecht zur longitudinalen Windrichtung
- aufwärts – senkrecht zur longitudinalen und transversalen Windrichtung

Windgeschwindigkeitsverteilung

Die Häufigkeit einzelner Lastanteile in den normalen Auslegungslastfällen ist über die Windgeschwindigkeitsverteilung bestimmt. Über eine Rayleigh-Verteilung auf Nabenhöhe wird der 10-min-Mittelwert der Windgeschwindigkeit definiert:

$$P_R(V_{hub}) = 1 - \exp \left[-\pi \left(\frac{V_{hub}}{2 \cdot V_{ave}} \right)^2 \right] \quad (2.2)$$

- V_{hub} Windgeschwindigkeit in Nabenhöhe
- V_{ave} Jahresmittel der Windgeschwindigkeit in Nabenhöhe

V_{ave} ist für Standard-WEA-Klassen wie folgt anzunehmen:

$$V_{ave} = 0,2 \cdot V_{ref} \quad (2.3)$$

Normales Windprofilmodell (NWP)

Das für Standard-WEA-Klassen exponentiell wachsende Windprofil $V(z)$ beschreibt die mittlere Windgeschwindigkeit als Funktion der Höhe z über der Geländeoberfläche.

$$V(z) = V_{hub} * \left(\frac{z}{z_{hub}} \right)^\alpha \quad (2.4)$$

- z Höhe über Geländeoberfläche
- z_{hub} Nabenhöhe der WEA
- α Höhenexponent

Normales Turbulenzmodell (NTM)

Für die Standardabweichung der Turbulenz σ_1 ist im normalen Turbulenzmodell das 90-%-Fraktile für die gegebene Windgeschwindigkeit anzunehmen. Für Standard-WEA-Klassen gilt:

$$\sigma_1 = I_{ref} * (0,75 * V_{hub} + b); b = 5,6 \text{ m/s} \quad (2.5)$$

Extremes Windgeschwindigkeitsmodell (EWM)

Das extreme Windgeschwindigkeitsmodell beschreibt die über drei Sekunden gemittelten, kurzzeitigen, extremen Windgeschwindigkeiten. Dabei gilt, dass aus der Referenzgeschwindigkeit die 50-Jahres-Bö V_{e50} , extreme Windgeschwindigkeit mit einem Wiederkehrzeitraum von 50 Jahren, und die 1-Jahres-Bö V_{e1} , extreme Windgeschwindigkeit mit einem Wiederkehrzeitraum von einem Jahr, abgeleitet wird.

$$V_{e50}(z) = 1,4 * V_{ref} * \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^{0,11} \quad (2.6)$$

$$V_{e1}(z) = 0,8 * V_{e50}(z) \quad (2.7)$$

Extreme Betriebsbö (EOG)

Im Betrieb auftretende Böen mit größerer Häufigkeit werden als „extreme operating gusts“ V_{gust} bezeichnet. Für Standard-WEA-Klassen in Nabenhöhe gilt:

$$V_{gust} = \min \left\{ \begin{array}{l} 1,5 * (V_{e1} - V_{hub}) \\ 3,3 * \left(\frac{\sigma_1}{1+0,1 \left(\frac{D_R}{\Lambda_1} \right)} \right) \end{array} \right. \quad (2.8)$$

- σ_1 Standardabweichung der Turbulenz nach (2.5)
- Λ_1 Turbulenzlängenparameter
- D_R Rotordurchmesser

Damit wird für einen festdefinierten Zeitraum T und für das normale Windprofil $V(z)$ der Windgeschwindigkeitsverlauf während der EOG folgendermaßen definiert:

$$V(z, t) = \begin{cases} V(z) - 0,37 * V_{gust} * \sin\left(3\pi \frac{t}{T}\right) * \left(1 - \cos\left(2\pi \frac{t}{T}\right)\right) & 0 \leq t \leq T \\ V(z) & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.9)$$

Extremes Turbulenzmodell (ETM)

Bei dem extremen Turbulenzmodell wird das NWP (vgl. 0) zugrunde gelegt. Für die Standardabweichung der longitudinalen Komponente der Turbulenz gilt:

$$\sigma_1 = c * I_{ref} * \left(0,072 \left(\frac{V_{ave}}{c} + 3\right) \left(\frac{V_{hub}}{c} - 4\right) + 10\right); c = 2 \text{ m/s} \quad (2.10)$$

Extreme Windrichtungsänderung (EDC)

Für einen maximal begrenzten Bereich von $\pm 180^\circ$ ist die extreme Windrichtungsänderung θ_e folgend definiert:

$$\theta_e = \pm 4 \arctan \left(\frac{\sigma_1}{V_{hub} \left(1 + 0,1 \left(\frac{D_R}{\Lambda_1} \right) \right)} \right) \quad (2.11)$$

- σ_1 Standardabweichung der Turbulenz nach 0
- Λ_1 Turbulenzlängenparameter
- D_R Rotordurchmesser

Mit θ_e ist der zeitliche Verlauf der Windrichtungsänderung $\theta(t)$ für einen festdefinierten Zeitraum T gegeben durch:

$$\theta(t) = \begin{cases} 0^\circ & t < 0 \\ \pm 0,5 * \theta_e * \left(1 - \cos \left(\frac{\pi * t}{T} \right) \right) & 0 \leq t \leq T \\ \theta_e & t > T \end{cases} \quad (2.12)$$

Als Windprofil ist das NWP nach 0 anzuwenden.

Extreme kohärente Bö mit Richtungsänderung (ECD)

Die ECD hat einen festdefinierten Windgeschwindigkeitsbetrag V_{cg} von:

$$V_{cg} = 15 \text{ m/s} \quad (2.13)$$

Daraus definiert sich der Windgeschwindigkeitsverlauf $V(z,t)$ für einen festdefinierten Zeitraum nach dem NWP (vgl. 0):

$$V(z,t) = \begin{cases} V(z) & t < 0 \\ V(z) + 0,5 * V_{cg} * \left(1 - \cos \left(\frac{\pi * t}{T} \right) \right) & 0 \leq t \leq T \\ V(z) + V_{cg} & t > T \end{cases} \quad (2.14)$$

Es muss angenommen werden, dass der Anstieg der Windgeschwindigkeit gleichzeitig mit dem Richtungswechsel von $\theta = 0^\circ$ bis einschließlich θ_{cg} stattfindet. Für θ_{cg} gilt:

$$\theta_{cg} = \begin{cases} 180^\circ & V_{hub} < 4 \text{ m/s} \\ \frac{720^\circ * m/s}{V_{hub}} & 4 \text{ m/s} \leq V_{hub} \leq V_{ref} \end{cases} \quad (2.15)$$

Damit lässt sich die gleichzeitige Richtungsänderung $\theta(t)$ angeben mit:

$$\theta(t) = \begin{cases} 0^\circ & t < 0 \\ \pm 0,5 * \theta_{cg} * \left(1 - \cos\left(\frac{\pi * t}{T}\right)\right) & 0 \leq t \leq T \\ \theta_{cg} & t > T \end{cases} \quad (2.16)$$

Extremer Windgradient (EWS)

Bei dem extremen Windgradienten wird unterteilt in den transienten vertikalen und den transienten horizontalen Gradienten. Bei der Anwendung werden beide EWS nicht gleichzeitig aufgebracht.

Transienter vertikaler Gradient:

$$V(z, t) = \begin{cases} V_{hub} \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha \pm \left(\frac{z - z_{hub}}{D_R}\right) \left(2,5 + 0,2\beta\sigma_1 \left(\frac{D_R}{\Lambda_1}\right)^{\frac{1}{4}}\right) \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right)\right) & 0 \leq t \leq T \\ V_{hub} \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.17)$$

Transienter horizontaler Gradient:

$$V(y, z, t) = \begin{cases} V_{hub} \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha \pm \left(\frac{y_R}{D_R}\right) \left(2,5 + 0,2\beta\sigma_1 \left(\frac{D_R}{\Lambda_1}\right)^{\frac{1}{4}}\right) \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi t}{T}\right)\right) & 0 \leq t \leq T \\ V_{hub} \left(\frac{z}{z_{hub}}\right)^\alpha & \text{sonst} \end{cases} \quad (2.18)$$

2.3.4 Methodisches Vorgehen bei der Auslegung

Die zeitlichen Antwortreaktionen der Struktur und somit die Bemessungslasten bzw. Strukturbelastungen werden durch die Verknüpfung der theoretischen Modelle und Verfahren aus Abbildung 2-9 berechnet. Dazu zählt das Windmodell, welches den zeitlichen Verlauf der einwirkenden Belastungen beschreibt. Als einwirkende Belastungen gelten die Auslegungslastfälle wie sie in Kapitel 2.3.1, gefüllt mit den aus Kapitel 2.3.3 definierten Windbedingungen, festgelegt sind. Hinzukommt das aerodynamische Modell, welches aus dem Windgeschwindigkeitsverlauf die aerodynamischen Kräfte ermittelt. Durch Anwendung des elastischen Strukturmodells ergeben sich dann die Strukturantworten über die Zeit. Die Ergebnisse sind die Strukturbelastungen, welche als Schnittgrößen in Abhängigkeit der Zeit an definierten Schnittstellen ausgegeben werden. Mit Kenntnis über die Konstruktion und Bauweise können die Beanspruchung ermittelt und mit der Beanspruchbarkeit der Struktur verglichen bzw. unter Berücksichtigung der Sicherheitsfaktoren die Festigkeitsnachweise geführt werden. Als Hinweis sei hier erwähnt, dass bei der Auslegung von hydrodynamischen Gleitla-

gern der Punkt der Festigkeitsnachweise durch den Zusatz „dynamische Tragfähigkeit“ ergänzt werden muss.

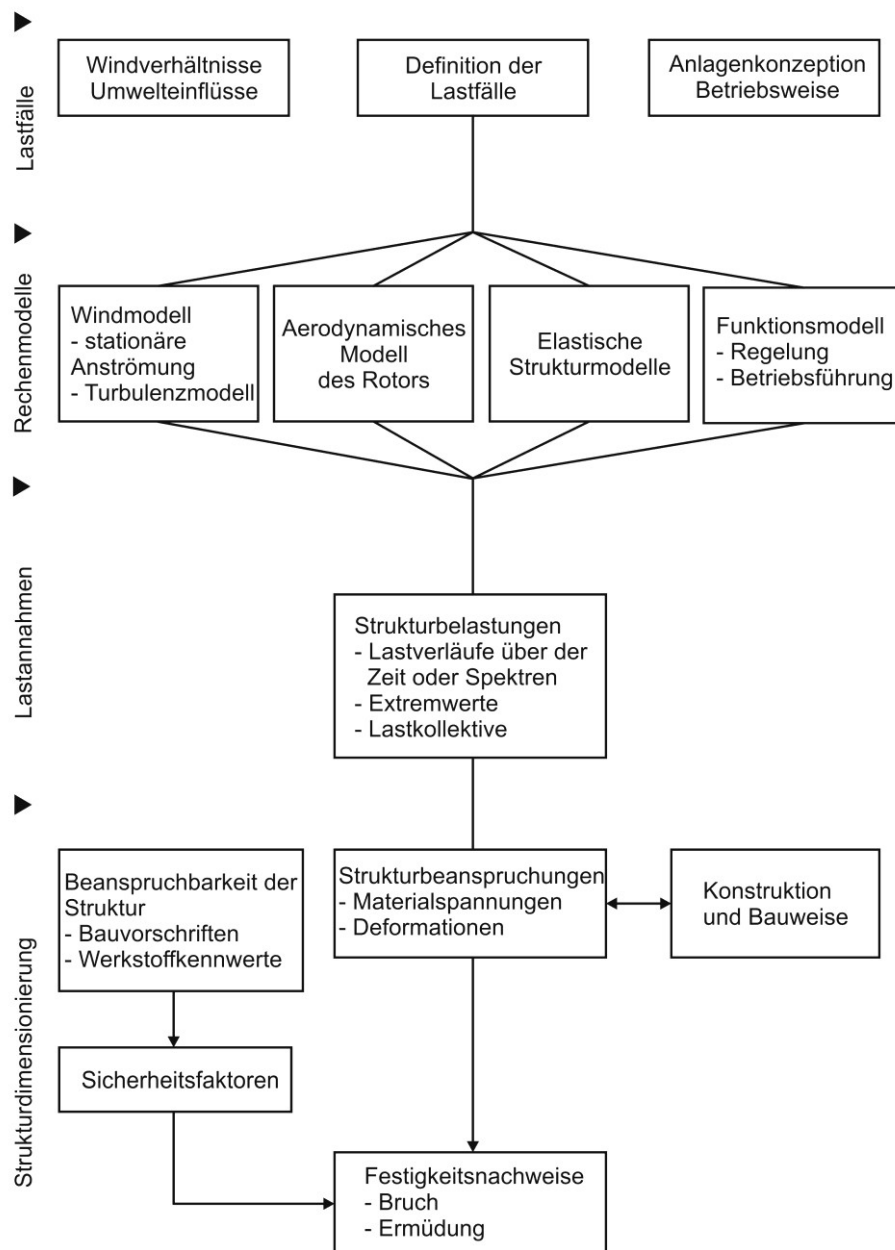


Abbildung 2-9: Rechenmodelle und Vorgehensweise bei der Berechnung der Belastung und Dimensionierung der Struktur nach [6]²¹

Für den Nachweis der Festigkeiten werden in der Regel zwei Verfahren angewandt. Dazu zählt die Zeitverlaufsmethode und die Spektralmethode (Abbildung 2-10), welche die Belastungen entweder als Verlauf über der Zeit oder die Spektren in Abhängigkeit der Frequenz darstellen. Demgegenüber tritt ein deterministisches Vorgehen, welches auf der Vorgabe von Einzelereignissen beruht, immer mehr in den Hintergrund [6]. Das bedeutet gleichermaßen,

²¹ [6] S. 216 ff.

dass eine dynamische Strukturauslegung gefordert wird bzw. bezogen auf die zu betrachtenden Gleitlager eine Möglichkeit der instationären Auslegung zugrunde gelegt werden muss.

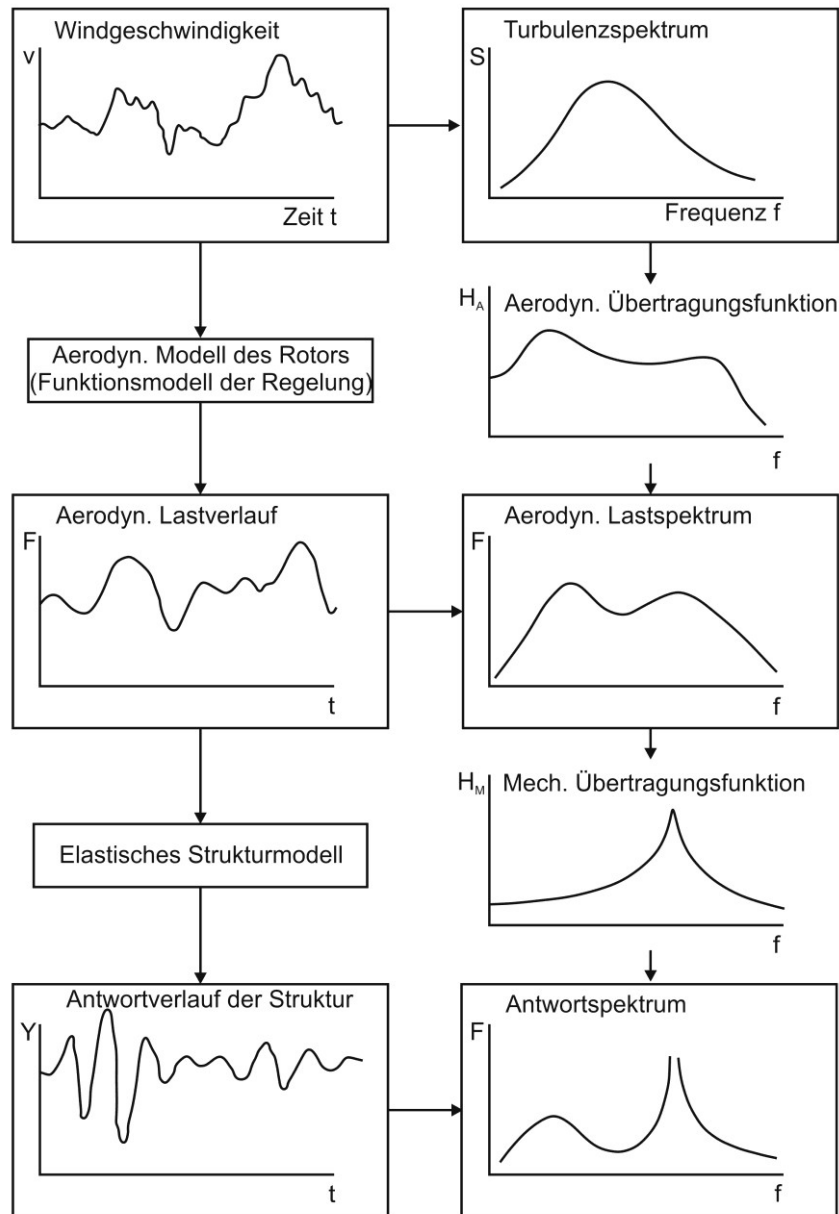


Abbildung 2-10: Berechnungsverfahren zur Ermittlung der dynamischen Antwortreaktion nach [6]²²

²² [6] S. 218

3 Flüssigkeitgeschmierte Gleitlager

Im folgenden Kapitel wird auf die Grundlagen der flüssigkeitgeschmierten Gleitlager eingegangen. Neben der Übersicht grundlegender Bauformen werden die speziellen Anforderungen für den Einsatz in WEA und die Grundlagen der Auslegung beschrieben. Es werden ausschließlich flüssigkeitgeschmierte Gleitlager zur Lagerung drehender Wellen betrachtet.

3.1 Bauformen von Gleitlagern

Im letzten Jahrhundert sind eine Vielzahl von Patenten entstanden, da das Verständnis der Wirkungsweise von Gleitlagern immer detaillierter und die industrielle Anwendung immer expansiver wurde. Bei der Betrachtung der Patentanmeldung für Gleitlager zur Lagerung von drehenden Wellen ist ein sprunghafter Anstieg ab den 70er Jahren des 20. Jahrhunderts zu erkennen (Abbildung 3-1). Erklären lässt sich diese Progression durch die Möglichkeit der rechnerunterstützten Auslegung.

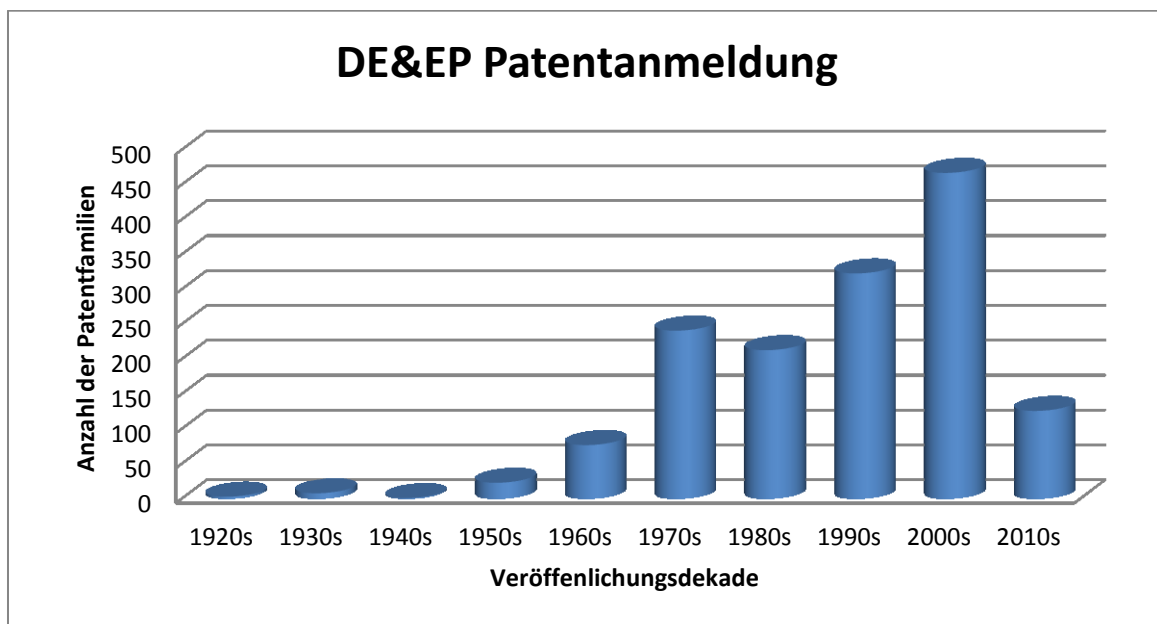


Abbildung 3-1: DE&EP Patentanmeldung (Datenquelle: [48])

Bedingt durch eine hohe Anzahl von Patentanmeldungen und den Zuwachs in der industriellen Anwendung sind unterschiedlichste Bau- und Wirkformen entstanden. Die Bauformen lassen sich in drei Hauptgruppen kategorisieren (Abbildung 3-2):

- hydrodynamisch wirkende Gleitlager
- hydrostatisch wirkende Gleitlager
- Hybridgleitlager (Kombination aus Hydrodynamik und Hydrostatik)

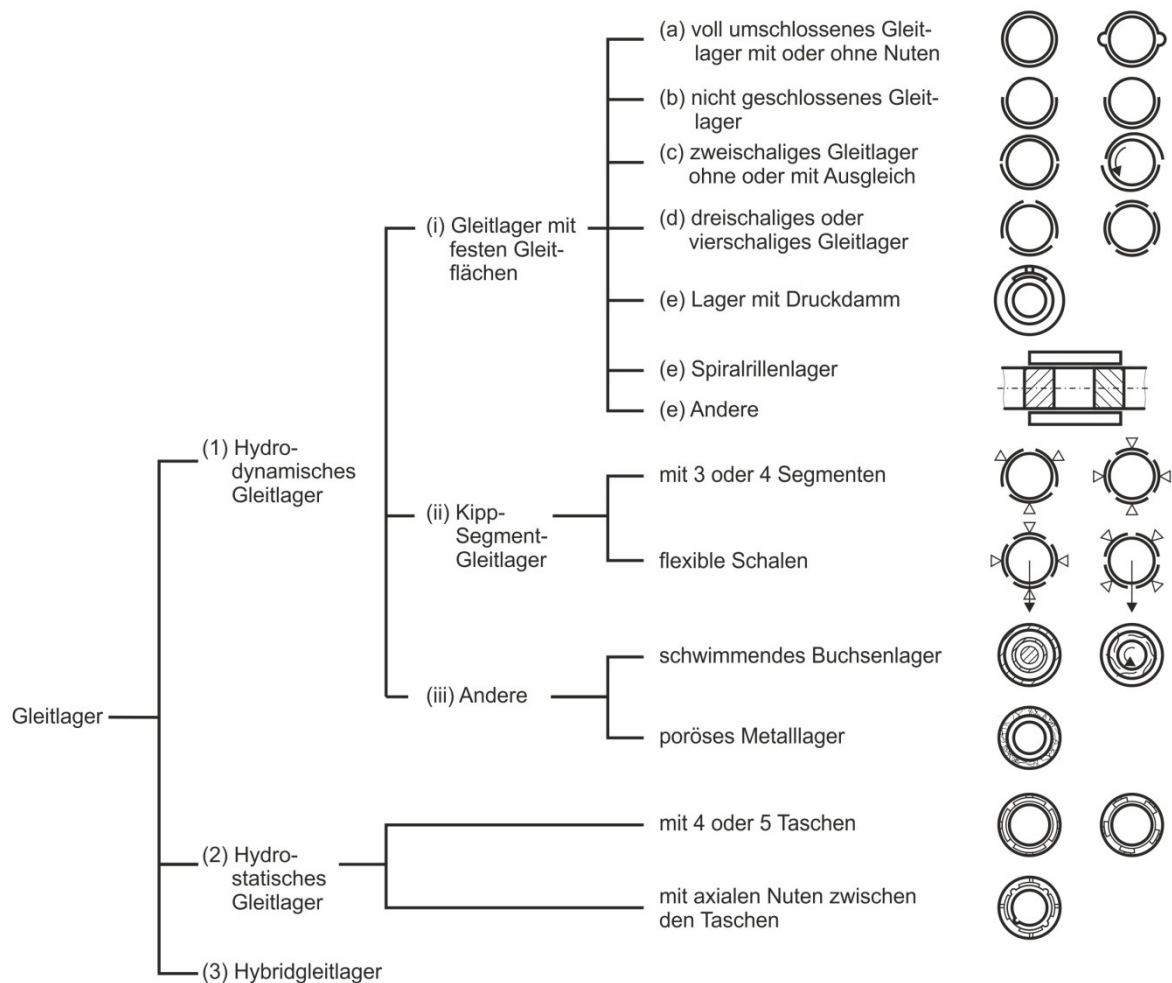


Abbildung 3-2: Bauformen flüssigkeitsgeschmierter Gleitlager nach [49]

Dabei stellen die hydrodynamischen Gleitlager die umfangreichste und in der Auslegung komplexeste Gruppe dar. Für die Betrachtung zum Einsatz in WEA werden ausschließlich vollumschlossene hydrodynamische Radialgleitlager (VHR) mit festen Gleitflächen untersucht. Bei den VHR rotiert eine Welle in einer geschlossenen Lagerschale. Dabei wird durch das zugeführte Schmiermittel ein tragfähiger Schmierfilm selbstständig aufgebaut. Dieser physikalische Effekt der Schmierkeilwirkung und dem daraus resultierenden Druckaufbau kommt zustande, da das Schmiermittel durch die Scherspannung infolge der rotierenden Welle in den konvergierenden Schmierspalt zwischen Welle und Lagerschale gedrückt wird. Tower bestätigte erstmals versuchstechnisch dieses Phänomen [50]. Reynolds hat in seiner späteren Arbeit gezeigt, dass die Schmiermittelströmung in einem Gleitlager mit den Grundlagen der Hydrodynamik untersucht werden kann [51]. Aufbauend auf die mathematische Beschreibung von Reynold hat Gümbel nachgewiesen, dass die Reynoldsschen Beziehungen für die praktische Berechnung von Gleitlagern angewandt werden können [52].

3.2 Anforderungen für den Einsatz in WEA

Die Wahl fällt auf die vollumschlossenen hydrodynamischen Radialgleitlager mit festen Gleitflächen. Die Gründe dafür liegen einerseits in den guten Einsatzmöglichkeiten bei dynamischen Lasten und andererseits in der Einfachheit der Fertigung und Montage bzw. der Realisierbarkeit der Segmentbauweise. Für den dauerhaften Einsatz in WEA müssen die freiverfügbaren Randbedingungen so gewählt werden, dass die mittleren Beanspruchungen im Normalbetrieb, ausgedrückt über die Sommerfeldzahl, im Mittellastbereich $1 < S_o \leq 3$ bzw. im unteren Schwerlastbereich $3 < S_o < 6$ liegen (vgl. Kapitel 1.3). Nur bei Lastspitzen im Normalbetrieb bzw. in Extremfällen, beispielsweise 1-Jahres,- bzw. 50-Jahres-Bö, sind Sommerfeldzahlen im oberen Schwerlastbereich $6 < S_o < 10$ kurzzeitig zulässig. Weiterhin muss sich der Reibungszustand nach Stribeck für den Normalbetrieb im Gebiet der Flüssigkeitsreibung befinden. Beim hydrodynamischen Lager sind Welle und Lagerschale durch den Schmierfilm getrennt. Folglich ist die Reibung des Lagers im Betrieb nahezu unabhängig von der Werkstoffpaarung und den Oberflächenbeschaffenheiten, solange die Haftbedingungen gegeben sind. Die Reibung hängt stark von der Gleitgeschwindigkeit ω , der dynamischen Viskosität η des Schmierstoffes und der Dicke des Schmierstofffilms h ab. Bei den Betriebszuständen Anfahren, Abfahren und Trudeln ist eine vollständige Trennung der Welle von der Lagerschale nicht gegeben. Der Schmierfilm kann hier nicht dauerhaft aufgebaut werden, da die für die Tragfähigkeit erforderliche Gleitgeschwindigkeit ω nicht über den gesamten Zeitraum vorhanden ist. Die Reibungszustände eines Gleitlagers, als Kennzeichen ihres Reibungsverhaltens, wurden von Stribeck versuchstechnisch ermittelt [53] und besitzen heute noch ihre Gültigkeit. So untersuchten Pandazaras und Petropoulos die rechnerunterstützte Abschätzung der kritischen Drehzahl zur Auslegung der Gleitlagerung von Antriebswellen in Verbrennungsmotoren und bestätigten die Ergebnisse von Stribeck [54]. Die in der Stribeck-Kurve dargestellte Abhängigkeit des Reibungskoeffizienten μ von der Drehzahl n definiert drei Bereiche (Abbildung 3-3). Der Reibungskoeffizient ist bei $n = 0$ am größten und wird als Haftreibungskoeffizient bezeichnet. Im Bereich niedriger Drehzahlen liegt das Gebiet der Grenzreibung mit einem großen Reibungskoeffizienten, dem schließt sich das Gebiet der Mischreibung mit kleinen Reibungskoeffizienten an. In Richtung steigender Drehzahlen wird das Mischreibungsgebiet durch den Ausklinkpunkt begrenzt, der annähernd mit dem Reibungsminimum zusammenfällt und eine Übergangsdrehzahl festlegt. Ab dem Ausklinkpunkt beginnt das Gebiet der Flüssigkeitsreibung, d. h. vollständige Trennung von Welle und Lagerschale, in dem der Reibungskoeffizient bis zu einem Grenzwert steigt.

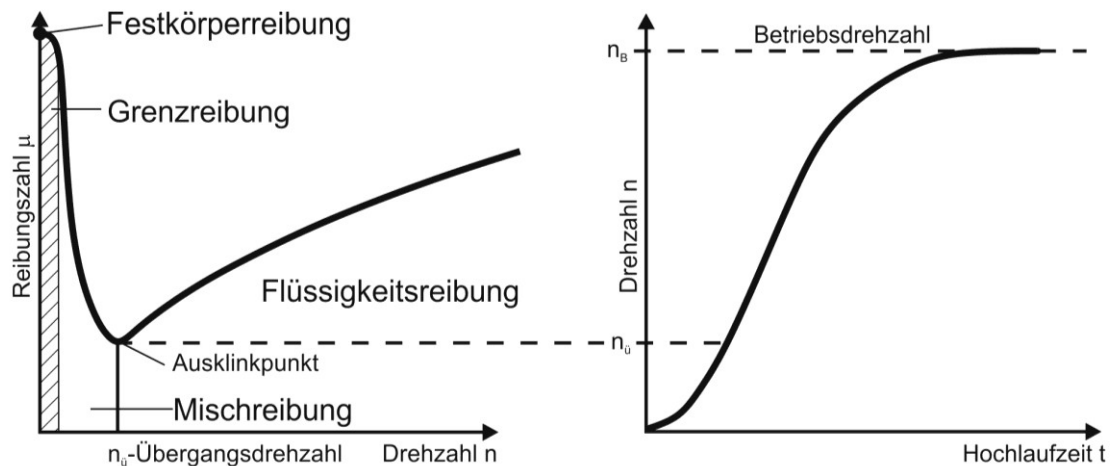


Abbildung 3-3: links: Stribeck-Kurve / rechts: Drehzahlkurve beim Anlaufen

Für die Betriebszustände An- bzw. Abfahren ist ein Durchfahren aller Reibungsgebiete unumgänglich. Um eine Beschädigung des Lagers während dieser Vorgänge zu vermeiden und den Verschleiß im Lager zu minimieren, bestehen mehrere Möglichkeiten. Einerseits muss ein möglichst schnelles Durchlaufen dieser Bereiche erreicht werden, was durch eine niedrige Übergangsdrehzahl $n_{\bar{u}}$ erfolgen kann (Abbildung 3-3). Andererseits muss hier auf die Wahl der richtigen Werkstoffpaarungen geachtet werden. Diese Problematik ist nicht neu, so werden für die Lagerung der Propellerwelle von Schiffsantrieben oder für die Wellenlagerung in Verbrennungsmotoren seit Jahrzehnten erfolgreich hydrodynamische Gleitlager eingesetzt. Als Werkstoffe für die Lagerschalen kommen Weißmetalle zum Einsatz, die für eine gewisse Trockenlaufzeit eine selbstschmierende Wirkung haben [55]. Weiterhin könnte durch Anwendung neuartiger Oberflächenbehandlung, beispielsweise durch das Einbringen von Kohlenstoffschichten in die Oberfläche, die Reibung minimiert werden [56]. Eine weitere Möglichkeit wäre eine hydrostatische Anfahrunterstützung in Form eines Hybridlagers, was eine aufwendige Hochdruckschmierung mit sich bringt [57], [58]. Das für die Wälzlagerung und deren Schmierung günstige Trudeln während des Betriebszustandes Parken (vgl. Kapitel 2.1) darf bei der Verwendung von Gleitlagern nicht vorhanden sein und muss durch Festsetzen der Bremse umgangen werden. Das Trudeln wurde eingeführt, da es sich positiv auf die Lebensdauer der Wälzlager auswirkt. Die Wälzkörper drücken sich bei längerem Stillstand aufgrund der hohen Hertzschen Pressung in die Lagerschale ein bzw. werden die Wälzkörper flach gedrückt. Das für den hydrodynamischen Betrieb erforderliche Schmiersystem muss so gewählt werden, dass die Einflüsse aus den unterschiedlichen Klima- und Umweltbedingungen an einem Standort keinen Ausfall des Systems oder große Änderungen der Schmiermitteleigenschaften zur Folge haben. Dazu zählen große Temperaturschwankungen, die eine Änderung der Viskosität des Schmiermittels und somit der Tragfähigkeit des Lagers hervorrufen. Da diese Temperaturbedingungen nicht nur die Gleitlager betreffen, sondern

sämtliche Komponenten im Triebstrang, gibt es bereits verschiedene Bauausführungen, die diese Anforderungen abdecken. Die Hersteller von WEA unterscheiden in cold-climate-version, normal-climate-version und hot-climate-version Ausführung [59]. Im Bereich der Kühlung kommt hinzu, dass mit der Höhe der dynamischen Viskosität η , der Geschwindigkeit ω , der Belastung p und der Lagerbreite b die Reibarbeit im Lager zunimmt und damit die Erwärmung des Lagers. Es muss sichergestellt sein, dass die Wärme über folgende Vorgänge abgeführt wird:

- Wärmekonvektion über die Bauteile
- aktive Kühlung der Lagerschalen
- Rückführung und Abköhlkreislauf des Schmiermittels

3.3 Designbeschränkung hydrodynamischer Gleitlager

Im folgenden Kapitel werden allgemeine Beschränkungen an das Design einer hydrodynamischen Gleitlagerung beschrieben. Es wird eingegangen auf:

- Schmierfilmgrenzen
- Temperatur und Flächenpressung der Lagerschale
- thermische Stabilität des Schmiermittels
- Wärmeausdehnung

3.3.1 Schmierfilmgrenzen

Wie in Kapitel 3.2 beschrieben lassen sich die Reibungszustände in drei Bereiche gliedern: Grenzreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung (Abbildung 3-3). Für einen geforderten hydrodynamischen Betrieb muss sich der Arbeitspunkt des Lagers im Bereich der Flüssigkeitsreibung befinden:

- Grenzreibung
 - keine Trennung der Gleitpaare durch den Schmierfilm
 - signifikanter Kontakt bedingt hohe Reibung und Verschleiß
 - Reibung und Verschleiß können nur durch Werkstoff- oder Oberflächenbeschaffenheiten beeinflusst werden
 - Viskosität des Schmiermittels hat keinen Einfluss [60]²³

²³ [60] S. 532

- Mischreibung
 - teilweise Trennung der Gleitpaare durch den Schmierfilm
 - Reibungszustand wird durch eine Kombination aus Festkörperreibung und Flüssigkeitsreibung beschrieben
- Flüssigkeitsreibung
 - komplette Trennung der Gleitpaare durch den Schmierfilm
 - Schmierfilmtragfähigkeit wird durch die Reynoldssche Gleichung beschrieben
 - typischer Bereich für hydrodynamische Gleitlager

Ein optimal ausgelegtes hydrodynamisches Gleitlager muss seinen Betriebspunkt in der Nähe und rechts vom Ausklinkpunkt haben (vgl. Abbildung 3-3). Das stellt eine hydrodynamische Schmierung und die geringsten Reibungsverluste sicher. Die minimal geforderte Schmierfilmdicke h_0 ist von den Oberflächenrauheiten der Gleitlagerpaare abhängig und ist folgend definiert:

$$h_0 = h_{min,zul} \geq \sum(R_{z,W/S} + W_{t,W/S}) \quad (3.1)$$

$R_{z,W/S}$ = gemittelte Rautiefe der Welle/Schale

$W_{t,W/S}$ = Wellentiefe der Welle/Schale

3.3.2 Trockenlauf und Notlaufeigenschaften

Werkstoffe hydrodynamischer Gleitlager müssen so beschaffen sein, dass sie auch bei Störung der Vollschnierung, also im Mischreibungsgebiet, noch ein möglichst betriebssicheres Funktionieren der Gleitlagerung gewährleisten. In diesem Fall finden die Notlaufeigenschaften eines Gleitlagers Berücksichtigung. In der Vergangenheit wurden dazu Gleitlagerwerkstoffe mit einem erhöhten Kohlenstoffgraphitanteil eingesetzt. Dieser Anteil dient als Trockenschmiermittel und bewirkt im Mischreibungsgebiet bei einem Trockenlaufen des Lagers eine Reduktion des Reibungskoeffizienten. Das gute Trockenlaufverhalten begründet sich zum einen in Graphitbasisflächen, welche sich vorzugsweise parallel zur beanspruchten Oberfläche orientieren, zum anderen entsteht ein Graphitfilm, der sich auf dem Gegenlaufwerkstoff ausbildet. Der Graphitfilm vergrößert durch Überdeckung der Rauheiten des Gegenlaufwerkstoffes den Traganteil der Oberfläche [61]²⁴. Aktuelle Entwicklungen gehen zur Verwendung moderner Werkstoffe wie Hochleistungskunststoff oder den Metall-Kunststoff-

²⁴ [61] S. 143 ff.

Verbund über. Vorteile liegen in niedrigeren Reibungszahlen im Mischreibungsgebiet. Berger [62] untersuchte das Reibungsverhalten im Mischreibungsgebiet von:

- Bronze (Kupfer-Zinn-Legierung CuSn12)
- Metall-Kunststoff-Verbund (Stahl-Bronzesinterschicht + modifiziertes PTFE)
- Hochleistungskunststoff (PEEK + Aramidfasern + PTFE)

Das Reibungsverhalten wurde anhand der Reibungszahl f in Bezug zur relativen minimalen Schmierspalthöhe h für den statischen und den dynamischen Fall verglichen (Tabelle 3-1).

$$f = \frac{M_f \cdot 2}{F \cdot D} \quad (3.2)$$

Tabelle 3-1: Vergleich der Reibungszahlen [62]

Werkstoffvariante	h^*_{\min}	f_{dyn}	f_{stat}
Bronze	0,11	0,1500	$0,30 \pm 0,12$
Metall-Kunststoff-Verbund	0,11	0,0007	$0,15 \pm 0,07$
Hochleistungskunststoff	0,11	0,0035	$0,24 \pm 0,10$

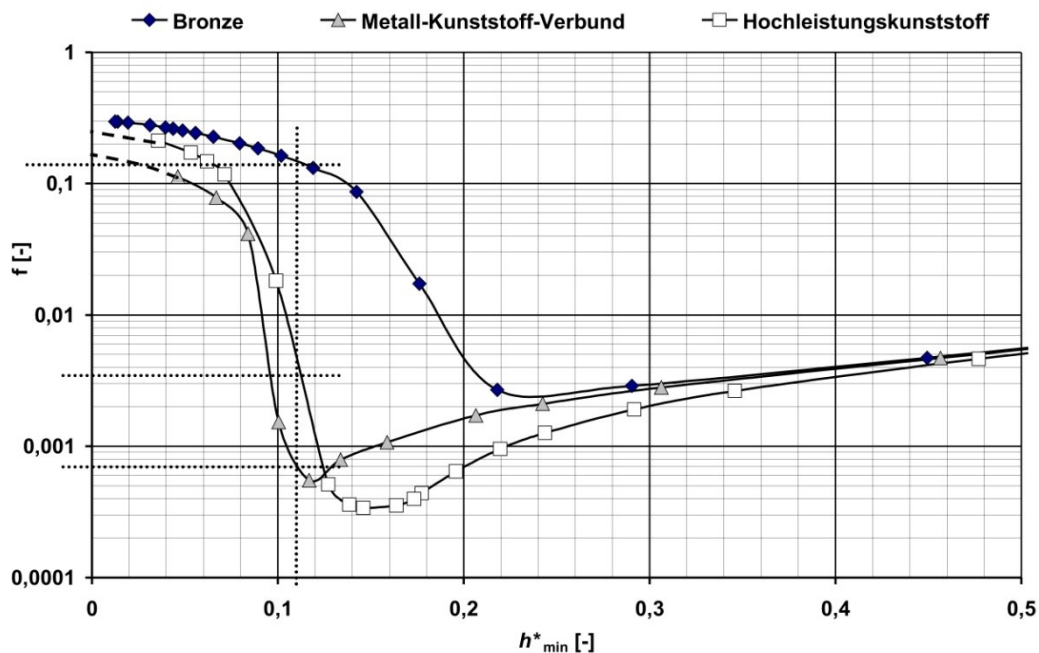


Abbildung 3-4: Vergleich dynamischer Reibungszahlverläufe (Bildquelle: [62])

Die Vorteile der Verbundwerkstoffe durch die Kombination von Metall und Kunststoff werden in Abbildung 3-4 deutlich. Begründen lässt sich der Kurvenverlauf durch die geringere Anlaufreibung in Verbindung mit dem elastischen Verhalten des Kunststoffanteils. Dies führt dazu, dass die Verbundlager noch im Bereich kleinster Schmierpalthöhen zeitweise operieren können, was bei einem plötzlichen Abfall der Gleitgeschwindigkeit oder einer Störung der Schmiermittelversorgung als Puffer dient.

3.3.3 Temperatur und Flächenpressung

Die mechanischen Eigenschaften der Lagerschale haben maßgeblichen Einfluss auf das Design einer Gleitlagerung. Das Maximum der Lagertemperatur ist theoretisch beim Schmelzpunkt des Lagerwerkstoffes. Die mechanische Beanspruchbarkeit sinkt jedoch signifikant im Bereich hoher Temperaturen. Daher ist die Grenztemperatur weit unter dem Schmelzpunkt anzusetzen, um ein Kriechen des Werkstoffes bei hohen Drücken zu vermeiden. E. Booser et al. [63] untersuchten die maximal ertragbaren Lagertemperaturen und Flächenpressungen für Weißmetallwerkstoffe hydrodynamischer Gleitlager, bevor sie zu kriechen beginnen. Dabei sind starke Abhängigkeiten der zulässigen Flächenpressung von der Temperatur zu erkennen. Die untersuchten Weißmetalllegierungen ertrugen beispielsweise 7 MPa bei 127 °C bzw. 1,4 MPa bei 190 °C. Weitere Untersuchungen zum Thema thermischer Effekte hydrodynamischer Radialgleitlager von M. M. Khonsari bestätigen die Ergebnisse [64].

3.3.4 Thermische Stabilität des Schmiermittels

Die für den Schmierfilm eingesetzten Schmiermittel sind in der Regel Öle. Mineralöle wie auch synthetische Öle haben in einem definierten Temperaturbereich eine thermische Stabilität, bevor sie sich ab einer Grenztemperatur T_{grenz} anfangen zu zersetzen.

Thermische Stabilität - Widerstandsfähigkeit eines Schmiermittels gegen die Zerstörung oder Veränderung der molekularen Verbindung bei Temperaturerhöhung und Sauerstoffausschluss. [65]²⁵

Bei Überschreitung der T_{grenz} beginnen sich Methan, Ethan und Ethylen aus den Ölen zu lösen, was eine signifikante Änderung der Eigenschaften mit sich bringt. Die thermische Stabilität kann durch einen Raffinationsprozess, bei dem der Sauerstoffanteil im Öl reduziert wird, beeinflusst werden und nicht durch Additive [65]. Die Grenztemperatur ist darüber hinaus abhängig von der Laufzeit t_{life} und vom Öltyp. Mineralische Öle besitzen eine geringere thermische Stabilität als synthetische Öle.

²⁵ [65] S. 40

Tabelle 3-2: Grenztemperaturen in Abhängigkeit des O₂-Anteils und der Laufzeit (Datenquelle: [65])

Öltyp und O ₂ -Anteil	T _{grenz} bei t _{life} = 100 h	T _{grenz} bei t _{life} = 10000 h
Mineralöl O ₂ -gesättigt	(75 – 80) °C	(30 – 35) °C
Mineralöl ohne O ₂	(350 – 355) °C	(295 – 300) °C
Synthetisches Öl O ₂ -gesättigt	(300 – 305) °C	(260 – 265) °C
Synthetisches Öl ohne O ₂	(495 – 500) °C	(430 – 435) °C

3.3.5 Wärmeausdehnung

Wärmeentwicklungen im Lager implizieren eine Wärmeausdehnung aller an der Lagerung beteiligten Komponenten. Die Wärmeausdehnung hat einen Einfluss auf die Genauigkeit der geometrischen Randbedingungen. Die Beachtung wird insofern noch wichtiger, da anwendungsbedingt ein Materialmix der Lagerschalen- und der Wellenwerkstoffe vorliegt, die in der Regel unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten haben. Die Genauigkeit kann erhöht werden, indem die Risiken für eine zu starke Wärmeentwicklung minimiert werden. Möglichkeiten zur Minimierung der Wärmeentwicklung sind:

- niedrige Schmiermitteltemperaturen
- hohe Schmiermitteldurchflussmenge
- geringe Schmierfilmdicken
- geringe Viskositätsverluste

3.4 Auslegungsmethoden vollumschlossener hydrodynamischer Radialgleitlager

Die für die Tragfähigkeit des VHR zugrunde liegenden physikalischen Vorgänge werden mit der Gesetzmäßigkeit der Hydrodynamik beschrieben. Die Belastungszustände stationär und instationär müssen differenziert betrachtet werden. Der Druckverlauf $p(x,z,t)$ im Schmierpalt wird durch die Reynoldssche Gleichung (R-DGL) beschrieben. Erweiterte Ansätze dienen zur Berücksichtigung von Deformationen der Lagerschale, Temperatureinflüssen und Viskositätsänderungen des Schmiermittels.

3.4.1 Belastungen von Gleitlagern

3.4.1.1 Stationär belastete Gleitlager

Beim Anfahren hebt sich die Welle von der Lagerschale ab. Der Wellenmittelpunkt bewegt sich mit zunehmender Drehzahl, bis zum Erreichen der Betriebsdrehzahl, zum Zentrum der Lagerschale hin und erfährt aufgrund der Rotationsbewegung eine seitliche Verschiebung um den Winkel β . Dabei gilt:

$$\begin{aligned}\omega = 0 &\rightarrow \beta = 0 \rightarrow e = \frac{s}{2} \\ \omega > 0 &\rightarrow \beta > 0 \rightarrow e < \frac{s}{2}\end{aligned}\tag{3.3}$$

Die Bahn des Wellenmittelpunktes beschreibt die Verlagerungsbahn in Form einer Kurve. Der Abstand e der beiden Mittelpunkte ist die absolute Exzentrizität. Bezogen auf die Radialdifferenz von Lagerschale und Welle ergibt sich die relative Exzentrizität ε und wird zur Kennzeichnung der Wellenlage verwendet.

$$\varepsilon = \frac{e}{R-r}\tag{3.4}$$

Die minimale Spalthöhe h_{min} ergibt sich aus dem absoluten Lagerspiel s bzw. dem relativen Lagerspiel ψ und ε .

$$\begin{aligned}h_{min} &= \frac{s}{2} * (1 - \varepsilon) \text{ mit } s = 2(R - r) \\ h_{min} &= \psi * R * (1 - \varepsilon) \text{ mit } \psi = \frac{R-r}{R}\end{aligned}\tag{3.5}$$

Kennzeichnend für eine stationäre Belastung (Abbildung 3-5) ist eine nach Betrag und Richtung konstante Last P als Absolutwertkonstante und eine während des Betriebes konstante Winkelgeschwindigkeit ω . Im Anfahr- bzw. Abfahrvorgang ist die Last P konstant und die Winkelgeschwindigkeit ω steigend oder fallend. Daher werden sie als quasistationär angesehen. Die Berechnung erfolgt durch die Lösung der R-DGL für den stationären Fall (3.28).

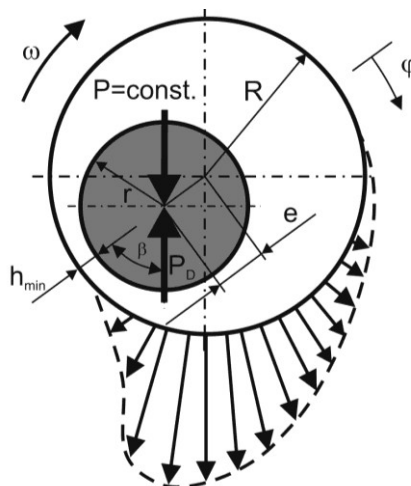


Abbildung 3-5: Gleitlager bei stationärer Belastung

3.4.1.2 Instationär belastete Gleitlager

Eine instationäre Belastung zeichnet sich durch ständig nach Größe und Richtung veränderliche Betriebsgrößen aus. Es werden zwei Grundfälle unterschieden:

1. Gleitlager, die mit konstanter Belastung, aber mit veränderlicher Winkelgeschwindigkeit laufen
2. Gleitlager, die mit veränderlicher Belastung, aber mit konstanter Winkelgeschwindigkeit laufen

Aufgrund der zeitlich veränderlichen Betriebsgrößen ist die Lage des Wellenmittelpunktes nicht konstant, sondern nimmt verschiedene Lagen im Lagerspielraum ein. Die Wellenmittelpunktslagen beschreiben, wie bei der stationären Belastung, die Verlagerungsbahn, jedoch entsteht bei einer periodischen dynamischen Beanspruchung eine geschlossene Bahn. Sie ist eindeutig durch die Funktion

$$\varepsilon = \varepsilon(t) \quad (3.6)$$

gekennzeichnet. In beiden Grundfällen kommt es durch das Verdrängen von Flüssigkeit, aufgrund der Drehbewegung und einer durch die Bewegung des Wellenmittelpunktes verursachten Quetschverdrängung, zu einem Druckaufbau (vgl. Kapitel 3.4.2). Dabei gilt, dass der durch die Drehungs- und Verdrängungsbewegung aufgebaute Druck in die Tragkraftanteile P_D und P_V zerlegt werden kann. Sie müssen im Gleichgewicht mit der äußeren Last P stehen.

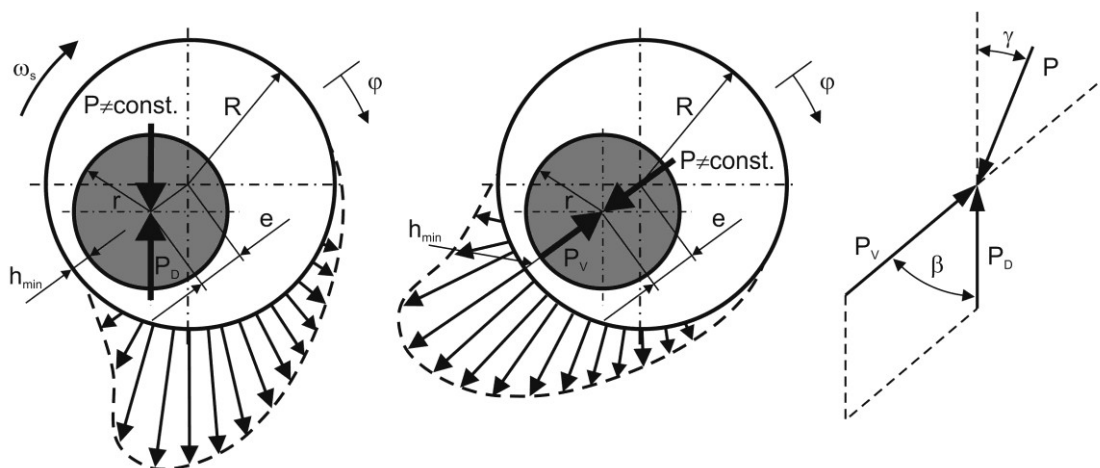


Abbildung 3-6: Gleitlager bei instationärer Belastung

$$\begin{aligned} P \cos(\delta - \gamma) &= P_D \cos \beta + P_V \\ P \sin(\delta - \gamma) &= P_D \sin \beta \end{aligned} \quad (3.7)$$

Der Tragkraftanteil P_D kann dabei aus drei möglichen Drehbewegungen resultieren:

- Drehung der Welle ω_z
- Drehung der Schale ω_s
- umlaufende Last ω_{sp} bei ruhender Welle und Schale

Alle drei für P_D zuständigen Drehbewegungen werden zur hydrodynamisch wirksamen Winkelgeschwindigkeit ω zusammengefasst [11]²⁶.

$$\omega = \omega_z + \omega_s - 2\omega_{sp} \quad (3.8)$$

Beschrieben wird der gesamte Druckaufbau durch die R-DGL für instationäre Belastungen (3.30).

3.4.2 Reynoldssche Gleichung (R-DGL)

Anlehnend an die Versuche von Tower hat Reynolds die Gleichung zur Berechnung der Druckverteilung in einem Schmierspalt aus den inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen (3.9) bis (3.11), unter der Beachtung der inkompressiblen Kontinuitätsgleichung (3.12) für Newtonsche Fluide bei laminarer Strömung, hergeleitet [51]. Die Gleichung ist als Reynoldssche Differentialgleichung bekannt.

Navier-Stokes-Gleichungen für inkompressible Strömungen ($\rho = \text{konst.}$):

$$x: \rho \overbrace{\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right)}^{\text{Trägheitsterm}} = \underbrace{f_{m,x}}_{\text{Volumenkraftterm}} - \underbrace{\frac{\partial p}{\partial x}}_{\text{Druckterm}} + \underbrace{\eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)}_{\text{Reibungsterm}} \quad (3.9)$$

$$y: \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = f_{m,y} - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.10)$$

$$z: \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = f_{m,z} - \frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.11)$$

Kontinuitätsgleichung (Massenbilanz) für inkompressible Strömungen ($\rho = \text{konst.}$):

²⁶ [11] S. 158

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0 \quad \text{bzw.} \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.12)$$

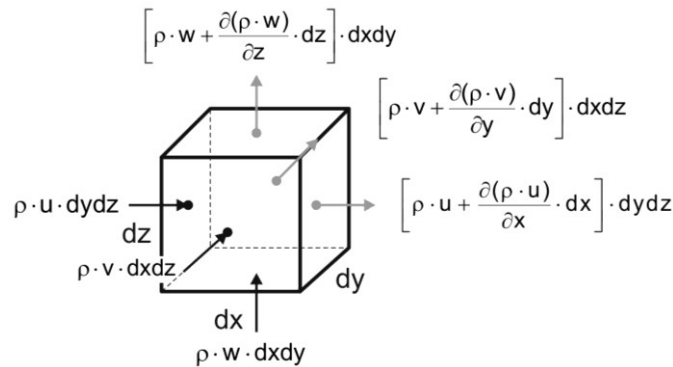


Abbildung 3-7: Massenströme an einem Volumenelement

Die Navier-Stokes-Gleichungen werden unter der Annahme, dass es in einem hydrodynamisch geschmierten System dominierende und zu vernachlässigende Terme gibt, vereinfacht. Hierzu werden dimensionslose Ähnlichkeitskennzahlen herangezogen.

Die Reynoldszahl gibt das Verhältnis von Trägheitskraft zu Reibungskraft an:

$$Re = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}} = \frac{\rho \cdot v \cdot L}{\eta} \quad (3.13)$$

Für Radialgleitlager gilt für den Parameter L die Schmierspalthöhe h . Die Reynoldszahl wird zur Beurteilung des Strömungszustandes verwendet, da die Berechnungen nach Navier-Stokes und Reynolds nur auf laminare Strömungen angewandt werden darf. Ist die Reynoldszahl kleiner als die zulässige anwendungsbasierte kritische Reynoldszahl Re_{cr} , liegt eine laminare Strömung vor. Anderenfalls handelt es sich um eine turbulente Strömung. Für kreiszylindrische Radialgleitlager gilt [18]:

$$Re_{cr} = 41,3 \sqrt{\frac{D}{s}} \quad (3.14)$$

In vielen hydrodynamisch geschmierten Systemen ist $Re \ll 1$, das heißt, die Reibungskräfte dominieren und die Trägheitskräfte können vernachlässigt werden.

Das Verhältnis von Trägheitskraft zu Schwerkraft wird durch die Froudezahl beschrieben:

$$Fr = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Schwerkraft}} = \frac{v^2}{g \cdot L} \quad (3.15)$$

Die Froudezahl wird zur Beurteilung des Einflusses von Volumen- bzw. Schwerkraften herangezogen. Wird der Quotient aus Reynoldszahl und Froudezahl gebildet, liefert dieser das Verhältnis von Schwerkraft zu Reibungskraft. Bei kleinen Werten kann eine Vernachlässigung der Volumenkraft erfolgen [66].

Die Eulerzahl stellt das Verhältnis von Druckkraft zu Trägheitskraft dar:

$$Eu = \frac{\text{Druckkraft}}{\text{Trägheitskraft}} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2} \quad (3.16)$$

Das Verhältnis von Druckkraft zu Reibungskraft wird durch das Produkt der Reynoldszahl und der Eulerzahl gebildet. Die Druckkraft kann in hydrodynamisch geschmierten Systemen größer oder kleiner als die Reibungskraft sein, das bedeutet, dass die Druckkraft nicht vernachlässigt werden darf [60]²⁷.

Die Navier-Stokes-Gleichungen gelten für freie laminare Strömungen in allen drei Hauptrichtungen (x , y , z). In einem geschmierten System ist die Ausdehnung des Schmierspalt in Spalthöhenrichtung (z -Richtung) sehr viel geringer, als in Spaltlängen- und Spaltbreitenrichtung (x - und y -Richtung). Die Geschwindigkeitsgradienten im Reibungsterm in x - und y -Richtung fallen im Vergleich zum Gradienten in z -Richtung klein aus und können vernachlässigt werden. Weiterhin gilt, dass die Änderung der Geschwindigkeit w und bei geringen Schmierspalthöhen die Druckänderung in z -Richtung über der Spalthöhe h klein sind.

$$\frac{\partial w}{\partial z} \rightarrow 0 \quad \text{und} \quad \frac{\partial p}{\partial z} \rightarrow 0 \quad (3.17)$$

Unter den Annahmen, dass die Trägheitskräfte bzw. die Volumenkräfte vernachlässigbar sind und die Reibungskräfte sowie die Druckkräfte dominieren, werden die Navier-Stokes-Gleichungen (3.9) bis (3.11) auf die Druck- und Reibungsterme reduziert. Die jeweiligen Terme können wiederum durch die genannten Annahmen vereinfacht werden, sodass die reduzierten Navier-Stokes-Gleichungen (3.18) bis (3.20) und die reduzierte Kontinuitätsgleichung (3.21) verbleiben.

$$\begin{array}{lcl} & \text{Druckterm} & \text{Reibungsterm} \\ x: & \frac{\partial p}{\partial x} & = \quad \eta \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \end{array} \quad (3.18)$$

$$y: \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \quad (3.19)$$

$$z: \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (3.20)$$

²⁷ [60] S. 187

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.21)$$

Nach zweifacher Integration von (3.18) und (3.19) sowie dem Einsetzen der Haftbedingungen (3.22) zur Lösung der Integrationskonstanten folgen die Gleichungen für $u(z)$ (3.23) und $v(z)$ (3.24). Die Haftbedingungen, wonach die Geschwindigkeiten des Fluides gleich der Geschwindigkeiten der Wand sind, bilden die Voraussetzung zur Anwendung der Navier-Stokes-Gleichungen [67]²⁸.

$$\begin{aligned} z(h_1 = 0) &\rightarrow u = u_1 \rightarrow v = v_1 \\ z(h_2 = h) &\rightarrow u = u_2 \rightarrow v = v_2 \end{aligned} \quad (3.22)$$

Gleichungen für $u(z)$ und $v(z)$:

$$u(z) = \frac{z^2}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{u_2 - u_1}{h} - \frac{h}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) z + u_1 \quad (3.23)$$

$$v(z) = \frac{z^2}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \left(\frac{v_2 - v_1}{h} - \frac{h}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) z + v_1 \quad (3.24)$$

Die Kontinuitätsgleichung nach (3.21) muss erfüllt sein. Die Massenbilanz bezogen auf den Schmierspalt muss demnach eingehalten werden, daher wird die Kontinuitätsgleichung über die Schmierspalthöhe integriert (3.25).

$$\int_0^h \frac{\partial u}{\partial x} dz + \int_0^h \frac{\partial v}{\partial y} dz = 0 \quad (3.25)$$

Unter Beachtung der Ableitungsformel für parameterabhängige Integrale ergibt sich:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{(u_1 + u_2)}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{(v_1 + v_2)}{2} \frac{\partial h}{\partial y} \quad (3.26)$$

Wird vorausgesetzt, dass sich die Spalthöhe in x - und y -Richtung gering ändert, kann der gekrümmte Schmierspalt in die Ebene abgewickelt werden (Abbildung 3-8). Für die Geschwindigkeiten an der Oberfläche der Körper ergibt sich:

$$\begin{aligned} z(h_1 = 0) &\rightarrow u_1 = U_1 \rightarrow v_1 = V_1 \\ z(h_2 = h) &\rightarrow u_2 = U_2 \cos \alpha_x \rightarrow v_2 = V_2 \cos \alpha_y \end{aligned} \quad (3.27)$$

²⁸ [67] S. 235

In hydrodynamisch geschmierten Systemen ist die Neigung der Oberflächen zueinander gering. Daraus folgt, dass α in x - und y -Richtung annähernd 0 ist und somit $\cos(\alpha) \approx 1$ wird. Für die Geschwindigkeiten an der Wand vom Körper 2 bedeutet das $u_2 \approx U_2$ bzw. $v_2 \approx V_2$

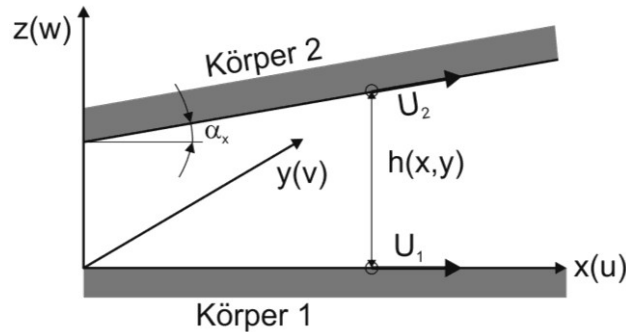


Abbildung 3-8: Abgewinkelter Schmierpalt in x-Richtung

Die Geschwindigkeiten der Oberflächen in Spaltbreite (y -Richtung) sind gleich oder annähernd 0 ($V_1 = V_2 = 0$) und werden vernachlässigt. Durch diese Annahme ergibt sich aus (3.26) die R-DGL für stationäre Belastungen:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{(U_1 + U_2)}{2} \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3.28)$$

Bei dynamischen Lagerbelastungen führt der Wellenmittelpunkt eine Bewegung aus (vgl. Kapitel 3.4.1.2). Die Bewegung der Welle verursacht eine Quetschwirkung, die einen Volumenstrom in z -Richtung hervorruft. Dieser darf nicht vernachlässigt werden und muss in der Massenbilanz Berücksichtigung finden. Der Volumenstrom ist aufgrund der dynamischen Bewegung eine Funktion der Zeit und somit wird die Spalthöhenänderung in diesem Fall zeitlich abhängig $\frac{\partial h}{\partial t}$ [68]²⁹. Durch Vervollständigung der Massenbilanz (3.26) durch den Quetschterm $\frac{\partial h}{\partial t}$ folgt die R-DGL für instationäre Belastungen:

$$\overbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right)}^{\text{Druckterm}} = \overbrace{\frac{(U_1 + U_2)}{2} \frac{\partial h}{\partial x}}^{\text{Geschwindigkeitsterm}} + \overbrace{\frac{\partial h}{\partial t}}^{\text{Quetschterm}} \quad (3.29)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3.30)$$

²⁹ [68] S. 258

3.4.2.1 Sekundäre Ergebnisse aus der R-DGL

Ist der Druckverlauf im Schmierspalt bekannt, lassen sich davon weitere Ergebnisse ableiten. Mit Kenntnis des Umgebungsdruckes p_{rand} und der Druckanstiege $\frac{\partial p}{\partial x}$ und $\frac{\partial p}{\partial y}$ an den Lagerrändern können die Schmiermittelströme Q_{rand} nach (3.31) und (3.32) berechnet werden [69].

$$Q_{rand1} = \int_{x_{Anf}}^{x_{End}} \frac{h(x, y_{End})^3}{12 \cdot \eta} * \frac{\partial p(x, y_{End})}{\partial y} dx \quad (3.31)$$

$$Q_{rand2} = \int_{x_{Anf}}^{x_{End}} \frac{h(x, y_{Anf})^3}{12 \cdot \eta} * \frac{\partial p(x, y_{Anf})}{\partial y} dx \quad (3.32)$$

Für ein vollumschlossenes Lager ergibt sich der Gesamtschmiermittelstrom $Q_{Schmier}$ aus den Teilströmen, die über beide Lagerränder abfließen.

$$Q_{Schmier} = Q_{rand1} + Q_{rand2} \quad (3.33)$$

Weiterhin lässt sich die Reibleistung der Welle im gesamten Schmierspalt nach (3.34) bestimmen [69].

$$P_{Reib} = \int_A \left\{ \frac{h^3}{12 \cdot \eta} * \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{\eta * v_{We}^2}{h} \right\} \quad (3.34)$$

Die Fläche A beschreibt die gesamte Schmierspaltfläche unter Abzug aller Schmiertaschenflächen. Die Reibleistung ist die gesamte Energiemenge pro Zeit, die im Schmierspalt in Wärme umgesetzt wird.

Eine weitere abgeleitete Kennzahl ist die in Kapitel 1.3 beschriebene Sommerfeldzahl als Belastungskenngröße und ergibt sich aus (1.13).

3.4.3 Erweiterte Ansätze

Aus theoretischen und experimentellen Untersuchungen ist bekannt, dass die Bedingungen und Beschreibungen für einen hydrodynamischen Druckaufbau und eine ausreichende Ölversorgung bzw. einen Schmierfilmaufbau im Schmierkeil nicht vollständig durch die reine klassische R-DGL beschrieben werden können. Für eine ganzheitliche Betrachtung müssen weitere Einflüsse wie Elastizität der Lagerschale, Temperatureinflüsse und Verschäumung des Schmiermittels betrachtet werden. Durch die Kombination der verschiedenen Einflüsse lässt sich die klassische hydrodynamische Gleitlagerberechnung (HD) um die drei weiteren

Bereiche Elastohydrodynamik (EHD), Thermohydrodynamik (THD) und Thermoelastohydrodynamik (TEHD) erweitern (Abbildung 3-9).

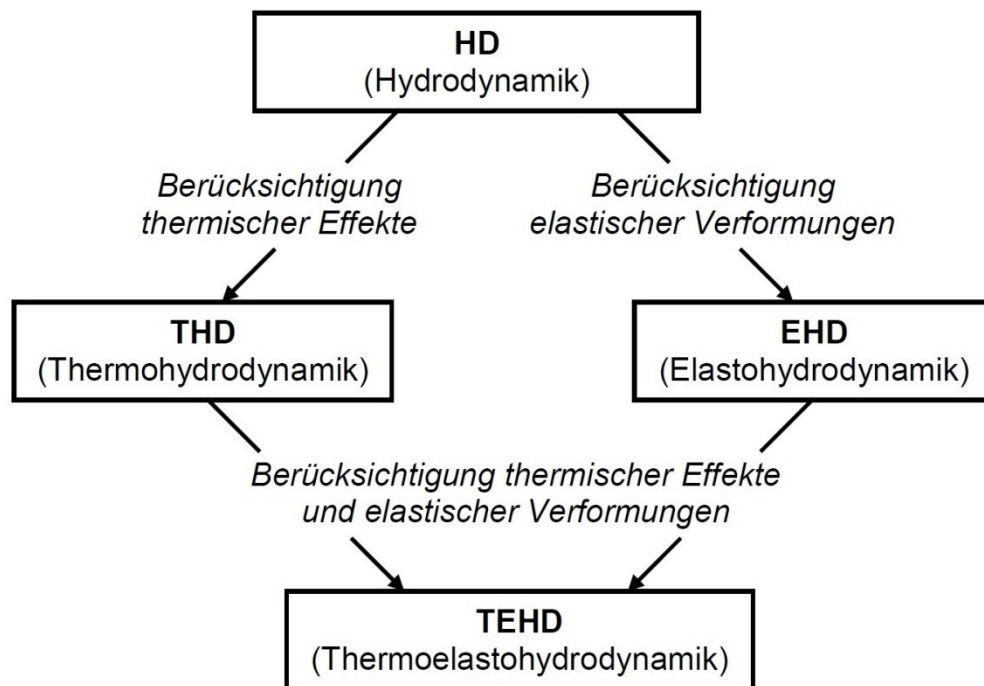


Abbildung 3-9: Die vier Bereiche der Gleitlagerberechnung (Bildquelle: [70])

3.4.3.1 EHD

Zur Berücksichtigung der Elastizität der Lagerschale haben sich zwei Ansätze herausgebildet. Die von Blatt [71] entwickelte Theorie der druckproportionalen Verformung berücksichtigt die Verformung der Oberfläche aufgrund des lokal auftretenden hydrodynamischen Druckes. Brökel [72] hat den Blattschen Ansatz unter Einbeziehung der Erweiterten Reynoldsschen Differentialgleichung nach Wegmann [73] (vgl. Kapitel 3.4.4.2) weiterentwickelt und für eine numerische Lösbarkeit in eine mathematisch und physikalisch beschreibbare Form überführt. Er verfolgte dabei die Annahme:

„Die Spaltkontur des starren Lagers wird durch die Wirkung des hydrodynamischen Druckes aufgeweitet um den Betrag, der sich aus dem Produkt eines örtlichen konstanten Faktors und dem örtlich wirkenden hydrodynamischen Druck ergibt. [72]³⁰“

Durch die Integration des für den Ansatz zugrunde liegenden örtlichen Verformungsfaktors a_f in Kombination mit dem lokal dazugehörigen Druck p in die R-DGL war es möglich, den Einfluss der Elastizität der Lagerschale zeiteffektiv rechnerbasiert zu lösen.

³⁰ [72] S. 15

Spaltfunktion für ein zylindrisches Lager:

$$h = \frac{s}{2} - e * \cos\left(\frac{x}{r} - \gamma\right) \quad (3.35)$$

Erweiterte Spaltfunktion für ein zylindrisches Lager mit druckproportionalem Ansatz:

$$h = \frac{s}{2} - e * \cos\left(\frac{x}{r} - \gamma\right) + a_f * p \quad (3.36)$$

Der druckproportionale Ansatz ist eine Funktion des Druckes (3.36), daher muss die neue Spaltfunktion h von Anfang an in die R-DGL integriert werden. Daraus ergibt sich die erweiterte R-DGL unter Berücksichtigung des Schmierstoff-Gas-Gemisches und der druckproportionalen Verformung nach Brökel [72]:

$$\begin{aligned} 0 = & \frac{\partial^2 p}{\partial X^2} + \frac{1}{B^2} \frac{\partial^2 p}{\partial Z^2} + \frac{3}{(H+A_f P)} \frac{\partial H}{\partial X} \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{3*A_f}{(H+A_f P)} \left(\frac{\partial P}{\partial X}\right)^2 + \frac{3}{(H+A_f P)} \frac{1}{B^2} \frac{\partial H}{\partial Z} \frac{\partial P}{\partial Z} + \frac{3}{(H+A_f P)} \frac{1}{B^2} \left(\frac{\partial P}{\partial Z}\right)^2 - \\ & - \frac{6}{\pi(H+A_f P)^3} \frac{P}{P+C} \frac{\Omega}{2} \frac{\partial H}{\partial X} - \frac{6*A_f}{\pi(H+A_f P)^3} \frac{P}{P+C} \frac{\Omega}{2} \frac{\partial P}{\partial X} - \frac{6}{\pi(H+A_f P)^3} \frac{P}{P+C} \frac{\partial H}{\partial T} - \frac{6*A_f}{\pi(H+A_f P)^3} \frac{P}{P+C} \frac{\partial P}{\partial T} - \\ & - \frac{6}{\pi(H+A_f P)^2} \frac{C}{(P+C)^2} \frac{\Omega}{2} \frac{\partial P}{\partial X} - \frac{6}{\pi(H+A_f P)^2} \frac{C}{(P+C)^2} \frac{\partial P}{\partial T} \end{aligned} \quad (3.37)$$

Durch diese Beschreibung wird die Lösung der R-DGL und die Elastizitätsbetrachtung in einem Rechenvorgang kombiniert. Die guten Ergebnisse wurden durch experimentelle Untersuchungen bestätigt. Mit diesem Ansatz ist es jedoch nicht möglich, den Einfluss der Verformung benachbarter Druckpunkte (Gitterstellen) auf den expliziten Druckpunkt zu berücksichtigen. Der Einfluss der Verformung des Nachbarpunktes auf die lokale Verformung bzw. den veränderten Druckaufbau des expliziten Druckpunktes, aufgrund schon vorhandener Verformung, konnte damit nicht betrachtet werden. Die im Gegensatz zu Blatt entwickelte Theorie von Knoll [74] verfolgt die Kombination der R-DGL mit der aus der technischen Mechanik bekannten Elastizitätsgleichung über eine Druck-Einflussmatrix, welche mithilfe der Finite-Elemente-Methode gewonnen wird. Durch die Möglichkeit der Berücksichtigung der Umgebungsverformungen und vorhandener Verformungen gaben die Ergebnisse die Realität sehr gut wieder. Seinerzeit nachteilig waren die sehr hohen Rechenzeiten. Der Aufwand zur Lösung der Elastizitätsgleichung war sehr viel höher als der zur Ermittlung des hydrodynamischen Druckes. Weiterhin ist eine Iteration unumgänglich, damit das Gleichgewicht zwischen hydrodynamischen Kräften und elastischen Reaktionskräften hergestellt werden kann. Mit Anstieg der Rechnerkapazitäten wurde der gekoppelte Ansatz von Knoll anwendbar, so dass Knoll et al. [75] erstmals ein Simulationstool umsetzen konnten. Bei aktuellen Simulati-

onsprogrammen findet das Vorgehen nach Knoll größtenteils Berücksichtigung (siehe Kapitel 3.5.3).

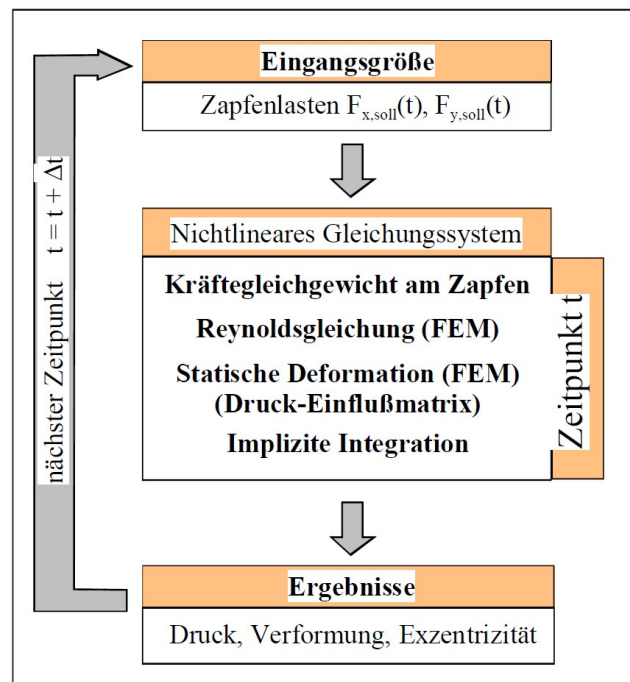


Abbildung 3-10: Quasistatisches EHD-Verfahren nach Knoll (Bildquelle: [75])

3.4.3.2 THD bzw. TEHD

Zur Betrachtung thermischer Effekte untersuchte Jacobson [76] das Verhalten des Schmiermittels zwischen zwei aufeinander abrollenden Zylindern. Er entwickelte einen Ansatz, um Viskositätsänderungen des Schmiermittels aufgrund von Druckänderung und Temperaturanstieg zu berücksichtigen und gleichzeitig Oberflächenverformungen zu betrachten. Die Ergebnisse waren lediglich von qualitativer Bedeutung, da die Rechenkapazität für solch komplexe Fragestellungen nicht vorhanden war. Aktuelle Forschungsvorhaben verfolgen unter Verwendung eines 3D-TEHD Ansatzes die gleiche Zielstellung. Huang B. et al. [77] entwickelten für die Simulation zylindrischer und nicht zylindrischer Radialgleitlager eine Vorgehensweise, bei der das THD-Modell über die Finite-Differenzen-Methode und die thermisch elastische Verformung über die Finite-Elemente-Methode mittels ANSYS 11.0 gelöst werden. Die bei jedem Iterationsschritt notwendige Parameterübergabe wird über eine automatische Schnittstelle realisiert. Die numerischen Ergebnisse stimmen gut mit den experimentellen Ergebnissen überein. Der zeitliche und rechenkapazitive Aufwand steht jedoch für die technische Bedeutung der Ergebnisse in keinem vertretbaren Verhältnis zueinander.

3.4.4 Verhalten des Schmiermittels im Schmierspalt

3.4.4.1 Randbedingungen

In der klassischen hydrodynamischen Schmiertheorie wird davon ausgegangen, dass der Schmierspalt vollständig mit einer inkompressiblen Newtonschen Flüssigkeit gefüllt ist. Die R-DGL, abgeleitet aus dem Kräftegleichgewicht am Schmierelement und aus der Kontinuitätsgleichung (Vergleich Kap. 3.4.2), beschreibt den Druckverlauf $p(x,z,t)$ im Schmierspalt. Bei Anwendung der Gleichung auf den gesamten Schmierspalt kommt es im Bereich der Spaltaufweitung zu negativen Drücken, das heißt zu Zugspannungen in der Schmierflüssigkeit bzw. am Schmierelement. Das ist zu vermeiden, da Newtonsche Flüssigkeiten gar nicht oder nur im geringen Maße Zugspannungen übertragen können bzw. das Kräftegleichgewicht am Schmierelement aus Schub- und Druckkräften besteht. Daher werden verschiedene Randbedingungen eingeführt.

1. Sommerfeldsche Randbedingungen:

- Der Druckberg beginnt an der Stelle der maximalen Spalthöhe und endet an der Stelle der minimalen Spalthöhe

$$\begin{aligned} p(h_{\max}) &= 0 \\ p(h_{\min}) &= 0 \end{aligned} \tag{3.38}$$

2. Gümbelsche Randbedingung:

- Alle negativen Drücke werden 0 gesetzt

$$p = 0 \text{ für } p < 0 \tag{3.39}$$

3. Reynoldssche Randbedingungen:

- Der Druckberg beginnt an der Stelle der maximalen Spalthöhe und endet an der nächsten Stelle hinter der Stelle der minimalen Spalthöhe, an der Druck und Druckanstieg gleichzeitig Null sind

$$\begin{aligned} p(h_{\max}) &= 0 \\ p(x) &= 0 \text{ und } \frac{\partial p(x)}{\partial x} = 0 \end{aligned} \tag{3.40}$$

Bei den Sommerfeldschen und Gümbelschen Randbedingungen entsteht eine Unstetigkeit im Druckverlauf am Druckbergende und verletzt daher die Kontinuitätsgleichung. Durch den glatten Auslauf des Druckberges bei der Anwendung der Reynoldsschen Randbedingungen wird dieser Forderung entsprochen, wobei das Druckbergende stets iterativ bestimmt werden muss. Bei der Betrachtung instationär belasteter Gleitlager wird die Problematik weitaus aufwändiger, da sich durch die Überlagerung der Druckkomponenten der Keilwirkung (Ge-

schwindigkeitsterm (3.29)) und der Verdrängungswirkung (Quetschterm (3.29)) die Druckbergenden ständig verschieben.

3.4.4.2 Reaktion des Schmiermittels im Unterdruckgebiet

Im Bereich niedriger Drücke reagiert das Schmiermittel durch ein Aufreißen des Schmierfilms, welches durch ein Aufschäumen sichtbar wird [78]. Ursächlich dafür sind Gase, die sich in der Flüssigkeit lösen und bei Unterdruck austreten. Zur Einbeziehung des Unterdruckgebietes durch Beachtung der Reaktion des Schmiermittels bei niedrigen Drücken in die hydrodynamische Schmiertheorie hat Wegmann [73] für die Berechnung instationär belasteter Gleitlager eine Erweiterung der Schmiertheorie vorgenommen. Dazu führt er das Modell des Flüssigkeits-Gas-Gemisches ein. Er verfolgte dabei die Annahme:

„Die Gasblasen sind mengenmäßig gleichmäßig in dem Gemisch verteilt. Es tritt keine Entmischung auf. – Die Zustandsänderung des Gases ist isotherm. – Die Viskosität η der reinen Flüssigkeit ist konstant. Das Flüssigkeits-Gas-Gemisch verhält sich ebenfalls wie eine Newtonsche Flüssigkeit mit der Viskosität η_g . Diese ergibt sich, indem angenommen wird, dass durch die Blasen im Gemisch die Schubfläche verringert wird und sich dementsprechend proportional die Viskosität η_g des Gemischs gegenüber der Viskosität η der reinen Flüssigkeit verändert“ [73]³¹

Zur qualitativen Erfassung wird der lokale Füllungsgrad F als Verhältnis vom Flüssigkeitsvolumen zum Gesamtvolumen im Schmierspaltenelement definiert.

$$F = \frac{v_f}{v} \quad (3.41)$$

Das Gesamtvolumen eines Schmierspaltenelementes beinhaltet das Flüssigkeitsvolumen und das Gasvolumen.

$$v = v_f + v_g \quad (3.42)$$

Der Gesamtfüllungsgrad des Schmierspaltens ist das Verhältnis des Volumens der gesamten Flüssigkeitsmenge im Schmierspalt zum gesamten Schmierspaltvolumen.

$$F_{ges} = \frac{\int_x \int_z F \cdot h \, dx \, dz}{\int_x \int_z h \, dx \, dz} \quad (3.43)$$

³¹ [73] S. 11

Durch die Annahme des isothermen Verhaltens des Gases folgt die Zustandsgleichung.

$$p * v_g = const. \quad (3.44)$$

Die Flüssigkeit wird als inkompressibel angenommen.

$$v_f = const. \quad (3.45)$$

Aus (3.44) und (3.45) wird die ebenfalls konstante Zahl c definiert. Aufgrund der Annahme, dass die Gasblasen mengenmäßig gleichmäßig verteilt sind, kann die Zahl c als Mischungskonstante für das gesamte Lager angenommen werden.

$$c = \frac{p * v_g}{v_f} \quad (3.46)$$

Das Druck-Volumen-Gesetz des Flüssigkeits-Gas-Gemisches ergibt sich aus (3.42) und (3.46).

$$v = v_f * \frac{p+c}{p} \quad (3.47)$$

Für den Füllungsgrad F folgt aus (3.41) und (3.47):

$$F = \frac{p+c}{p} \quad (3.48)$$

Durch die Annahme, dass sich die Viskosität des Flüssigkeits-Gas-Gemisches η_g aus der Reduzierung der Viskosität der reinen Flüssigkeit η proportional zum vorhandenen Blasenvolumen ergibt, folgt:

$$\eta_g = \eta * F \quad (3.49)$$

Beim Einsetzen in Gleichung (3.48) ergibt sich:

$$\eta_g = \eta * \frac{p+c}{p} \quad (3.50)$$

Der Füllungsgrad F ist eine Funktion des Druckes (3.48), somit ist die Viskosität des Flüssigkeits-Gas-Gemisches η_g ebenfalls eine Funktion des Druckes. Das bedeutet, dass die Funktion für η_g in die R-DGL integriert werden muss. Daraus ergibt sich die Erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung für den Druckverlauf im endlich breiten, instationär belasteten Radialgleitlager mit einem Flüssigkeits-Gas-Gemisch nach Wegmann [73].

$$0 = \frac{\partial^2 p}{\partial X^2} + \frac{1}{B^2} \frac{\partial^2 p}{\partial Z^2} + \frac{3}{H} \left(\frac{\partial H}{\partial X} \frac{\partial p}{\partial X} + \frac{1}{B^2} \frac{\partial H}{\partial Z} \frac{\partial p}{\partial Z} \right) - \frac{6}{\pi H^3} \frac{P}{P+C} \left(\frac{\Omega}{2} \frac{\partial H}{\partial X} + \frac{\partial H}{\partial T} \right) - \frac{6}{\pi H^2} \frac{C}{(P+C)^2} \left(\frac{\Omega}{2} \frac{\partial p}{\partial X} + \frac{\partial p}{\partial T} \right) \quad (3.51)$$

Diese Gleichung gilt für die gesamte Schmier-spaltfläche. Die Umgebungs- und Schmiermitelzuführdrücke bilden die alleinigen Randbedingungen.

3.5 Werkzeuge für die Auslegung hydrodynamischer Radialgleitlager

Die R-DGL liefert aus einer vorgegebenen Bahnkurve den veränderten Schmierfilmdruck und nach deren Integration die Belastung. Die Gleichung beschreibt daher oft den umgekehrten Fall der praktischen Fragestellung, bei der gewöhnlich ein Belastungsverlauf vorgegeben und die Verlagerungsbahn gesucht wird. Für die praktische Anwendung existiert eine Reihe an Verfahren zur numerischen Lösung, daher wird hier nur ein Auszug der wichtigsten genannt.

Hahn [79] entwickelte das Verfahren der überlagerten Drücke und löste die Differentialgleichung nach dem Differenzenverfahren unter Beschränkung auf ein Breiten-Durchmesser-Verhältnis von 0,5 und der Anwendung der Sommerfeldschen Randbedingungen (vgl. Kapitel 3.4.4.1). Die beiden Druckanteile P_D und P_V werden getrennt ermittelt. Mithilfe der Lösungen bestimmte Hahn die Verlagerungsbahn des Wellenmittelpunktes.

Holland [80] verwendete das Verfahren der Tragkraftvektoren, indem die resultierenden Kräfte zu einer Gesamttragfähigkeit überlagert werden. Er bezieht sich bei der Lösung der Druckgleichung auf Sassenfeld-Walther [81] und konnte dadurch die Reynoldsschen Randbedingungen anwenden. Für die Bestimmung der Verlagerungsbahn des Wellenmittelpunktes wird für den Verdrängungsdruck von der exakten Lösung für das unendlich breite Lager ausgegangen. Die Tragkraft wird durch die Annahme eines parabolischen Druckverlaufes abgeschätzt. Der Verdrängungsdruck wirkt immer in der Verbindungslinie vom Wellenmittelpunkt zum Schalenmittelpunkt. Die seitliche Verschiebung wird dem Drehanteil zugeordnet.

Butenschön [82] hat ein Integrationsverfahren zur Lösung der R-DGL bei Berücksichtigung hoher Exzentrizität und der Reynoldsschen Randbedingungen entwickelt. Dabei wird ein Differenzenverfahren mit nicht äquidistanter Schrittweite in Umfangs- und Breitenrichtung verwendet. Bei hoher Exzentrizität treten am engsten Spalt hohe Druckamplituden und Druckgradienten auf. In diesem Bereich wird die Schrittweite kleiner gewählt, um den Rechenaufwand (Iterationsverfahren) realisierbar zu machen.

3.5.1 Normung

Zur Auslegung hydrodynamischer Radialgleitlager stehen zwei wesentliche Normen zur Verfügung:

1. ISO-7902 (alt DIN 31652) „*Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Kreiszylinderlager*“ [18]
2. DIN 31657 „*Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Mehrflächen- und Kippsegmentlager*“ [83]

Beide Normungen beziehen sich auf den stationären Betrieb. Für den instationären Fall sind keine Richtlinien vorhanden. Die Auslegung nach Norm beruht ausschließlich auf einer Kennfeldlösung. Die Kennfelder $KF(S_o, B/D, \epsilon)$ wurden durch die numerische Lösung der stationären R-DGL für endlich breite Lager nach [82] berechnet. Die Exzentrizität wird beispielsweise anhand der Berechnung der Sommerfeldzahl und des Breiten-Durchmesser-Verhältnisses bestimmt. Mit deren Hilfe wird aus den hinterlegten Kennfeldern, direkt oder durch Interpolation zweier Kennfeldbereiche, die Exzentrizität abgelesen. Aufgrund der idealisierten Annahmen der Normen:

„Der Schmierpalt ist vollständig mit Schmierstoff gefüllt. – Die Bauteile, die den Schmierpalt bilden, sind starr bzw. ihre Verformung vernachlässigbar.“ [18]³², [83]³³

werden elastohydrodynamische Effekte (vgl. Kapitel 3.4.3.1) und Viskositätsänderungen des Schmiermittels durch Unterdruckgebiete (vgl. Kapitel 3.4.4.2) nicht berücksichtigt.

3.5.2 SIRIUS

SIRIUS ist ein Gleitlagerberechnungsprogramm, welches am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/CAD der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik an der Universität Rostock entwickelt wurde und immer noch weiterentwickelt wird. Es kann hydrostatische und hydrodynamische Systeme sowie stationäre und instationäre Anwendungsfälle abdecken [12]. Weiterhin kann die Schmiermittelzuführung über die Angabe des gesamten hydraulischen Systems und über beliebige Schmiernutanordnungen berücksichtigt werden. Hinzu kommen die Implementierung zum Verhalten des Schmiermittels im Unterdruckgebiet und die Elastohydrodynamik. Zur Berechnung des Druckverlaufes sind innerhalb von SIRIUS zwei Grundannahmen möglich:

³² [18] S. 1

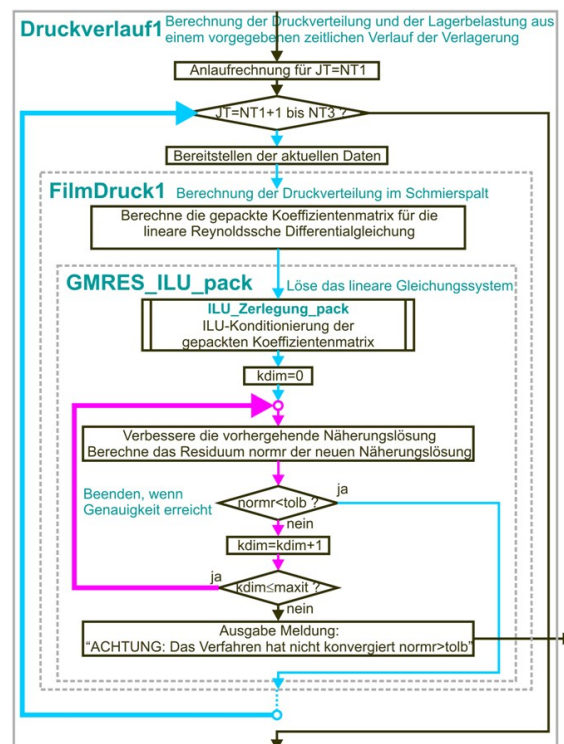
³³ [83] S. 3

1. Klassische Reynoldssche Differentialgleichung mit Gumbelscher Randbedingung
2. Erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung nach Wegmann [73]

Grundsätzlich sind zwei Belastungsvorgaben implementiert:

1. Vorgabe der Lagerlast \rightarrow Verlagerungsbahn als Ergebnis
 - dimensionsbehaftet: F_x & F_y oder F_{ges} & αF (Lastwinkel)
 - dimensionslos: S_{ox} & S_{oy} oder S_o & αS_o (Lastwinkel)
2. Vorgabe der Verlagerungsbahn \rightarrow Lagerlast als Ergebnis
 - dimensionsbehaftet: E_x & E_y oder E_{ges} & αE (Verlagerungswinkel)
 - dimensionslos: ε_x & ε_y oder ε & $\alpha \varepsilon$ (Verlagerungswinkel)

Bei der klassischen Variante wird das lineare Gleichungssystem zur Berechnung der Druckverteilung mithilfe des Differenzenverfahrens gelöst. Sind die Betriebsbedingungen instationär, müssen die Druckverteilungen im Schmierspalt und die daraus resultierenden Lagerbelastungen über mehrere aufeinanderfolgende Zeitpunkte berechnet werden. Damit ist eine weitere äußere Schleife im Berechnungsablauf erforderlich (blaue Schleife Abbildung 3-11). Im stationären Fall muss die äußere (blaue) Schleife nur einmal durchlaufen werden. Dieser Berechnungsablauf ist der einfachste und schnellste Ablauf der Hauptrechnung im Programm SIRIUS [69].



**Abbildung 3-11: Iterationsschleife in SIRIUS für die klassische Reynoldssche Differentialgleichung (Bild-
quelle: [69])**

Die Berechnung der Druckverteilung im Schmierspalt und der Lagerbelastung in der Erweiterten Reynoldsschen Differentialgleichung erfordert eine zusätzliche Iterationsschleife. Im Gegensatz zur klassischen R-DGL ist die Erweiterte R-DGL nicht mehr linear. Durch eine Linearisierung der Gleichung mithilfe einer Anfangslösung lässt sich diese ebenfalls mit einem modifizierten Differenzenverfahren numerisch lösen. Damit entsteht eine weitere Iterationsschleife im Berechnungsablauf. Für die Berechnungen instationärer Lagerbelastungen, die meist als geschlossene Zyklen über eine oder mehrere Umdrehungen gegeben sind, ist zunächst eine Anlaufrechnung erforderlich. Der äußere Berechnungszyklus (blaue Schleife Abbildung 3-12) ist sowohl Iterationszyklus als auch Simulation des eigentlichen physikalisch-technischen Verhaltens des Lagers. Bei kleinen Zeitschrittweiten sind die berechneten Druckverteilungen des vorhergehenden Zeitpunktes bzw. deren Extrapolation gute erste Näherungen für die iterative Berechnung des aktuellen Zeitpunktes. Das hat zur Folge, dass die inneren Iterationszyklen wenige Durchläufe benötigen. Auf diese Weise können auch instationäre Betriebsbedingungen zeiteffektiv berechnet werden. Die Berechnung von beispielsweise hundert aufeinanderfolgenden Zeitpunkten eines instationären Lastfalles benötigt in der Regel wesentlich weniger Zeit als die Berechnung von zehn einzelnen stationären Lastfällen [69].

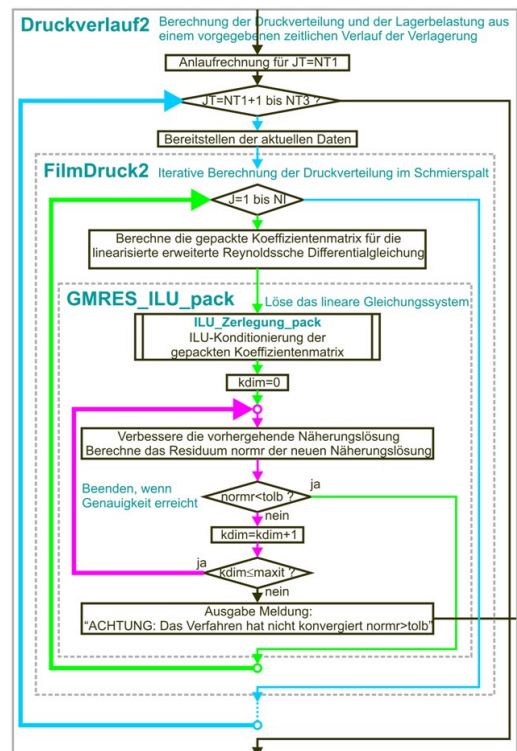


Abbildung 3-12: Iterationsschleife in SIRIUS für die Erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung (Bildquelle: [37])

Bei Verwendung der Erweiterten Berechnungsmethode kann zusätzlich die Elastizität berücksichtigt werden. Hierbei wird ein modifizierter Ansatz von Knoll (vgl. Kapitel 3.4.3.1) angewandt. Der Druckverlauf mit der Erweiterten R-DGL wird mithilfe von SIRIUS berechnet. Die Druck-Einflussmatrix, in SIRIUS Einheitsverformungsmatrix genannt, wird mittels eines FEM-Programmes gelöst. Jeder einzelne Druck des Druckverlaufes verformt die gesamte Lagerschale und ruft an jeder Stützstelle eine partielle Verformung hervor. Diese Verformungen lassen sich als partielle Verformungsmatrix $VP_{ZP,XP}$ unter Berücksichtigung der Wirkstelle beschreiben:

- XP – Koordinaten des Druckes in Umfangsrichtung
- ZP – Koordinaten des Druckes in Breitenrichtung

Dazu wird in einem FEM-Lagermodell die gleiche Gitternetzausprägung wie in SIRIUS verwendet. Wichtig hierbei ist, dass das FEM-Lagermodell den gleichen geometrischen Randbedingungen unterliegt wie das SIRIUS-Modell:

- NX – Anzahl der Stützstellen in Umfangsrichtung
- NZ – Anzahl der Stützstellen in Breitenrichtung
- $NX(\text{SIRIUS}) = NX(\text{FEM}) \rightarrow NZ(\text{SIRIUS}) = NZ(\text{FEM})$

Auf die erste Gitterzelle $VP_{ZP,XP\ 1,1}$ wird ein Einheitsdruck von $p_e = 1\text{ MPa}$ aufgebracht und die partielle Einheitsverformung im gesamten Gitternetz berechnet sowie die erste partielle Einheitsverformungsmatrix $VPE_{1,1}$ geschrieben. Im nächsten Schritt wird der Einheitsdruck auf die zweite Gitterzelle $VP_{ZP,XP\ 1,2}$ aufgebracht, berechnet und in die partielle Einheitsverformungsmatrix $VPE_{1,2}$ geschrieben. Der Vorgang wird solange wiederholt, bis für alle Zellen die partielle Einheitsverformungsmatrix berechnet wurde. Daraus ergibt sich die Einheitsverformungsmatrix $VE_{ZV,XV}$, bei der in jeder Zelle die partielle Einheitsverformungsmatrix $VPE_{ZP,XP}$ für den an dieser Stelle aufgebrachten Einheitsdruck hinterlegt ist.

$$VE_{ZV,XV} = \begin{bmatrix} VPE_{1,1} & VPE_{1,2} & \cdots & VPE_{1,NX} \\ VPE_{2,1} & VPE_{2,2} & \cdots & VPE_{2,NX} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ VPE_{NZ,1} & VPE_{NZ,2} & \cdots & VPE_{NZ,NX} \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

- XV – Koordinaten einer verformten Stützstelle in Umfangsrichtung
- ZV – Koordinaten einer verformten Stützstelle in Breitenrichtung

Die Anzahl der partiellen Einheitsverformungsmatrizen $VPE_{ZP,XP}$ entspricht der Anzahl der Stützstellen.

$$n_{VPE_{ZP,XP}} = NX * NZ \quad (3.53)$$

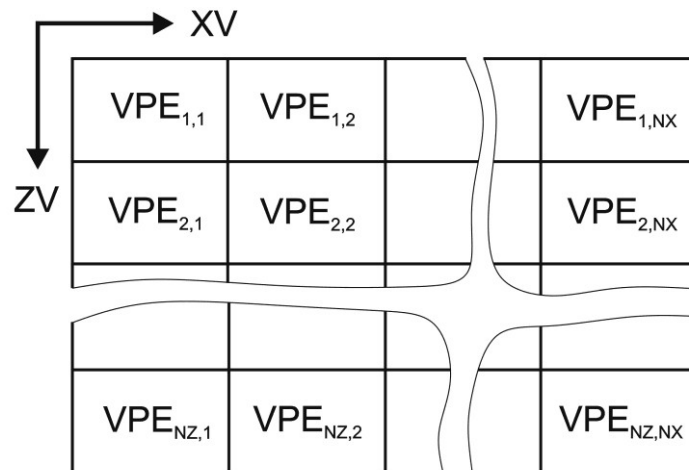


Abbildung 3-13: Einheitsverformungsmatrix VE bei abgewickelter Lagerschale

Die Gesamteinheitsverformung einer Stützstelle ergibt sich aus der Summe ihrer partiellen Einheitsverformungen und kann durch das Superpositionsprinzip als Doppelsumme formuliert werden.

$$VE_{ZV,XV} = \sum_{ZP=1}^{NZ} \sum_{XP=1}^{NX} VPE_{ZP,XP_{ZV,XV}} \quad (3.54)$$

Unter Annahme des Hookschen Gesetzes werden in SIRIUS mit der aus dem FEM-Programm gelösten Einheitsverformungsmatrix $VE_{ZV,XV}$, durch Multiplikation von $VE_{ZV,XV}$ und dem tatsächlich wirkenden Druck $p_{ZP,XP}$, die partiellen Verformungen $VP_{ZV,XV}$ berechnet.

$$VP_{ZV,XV} = VE_{ZV,XV} * \frac{p_{ZP,XP}}{p_e} \quad (3.55)$$

Die Gesamtverformung VG lässt sich wiederum über das Superpositionsprinzip der partiellen Verformung berechnen.

$$VG_{ZV,XV} = \sum_{ZV=1}^{NZ} \sum_{XV=1}^{NX} VP_{ZV,XV} \quad (3.56)$$

Ändern sich die Einzeldrücke $p_{ZP,XP}$ und somit der Druckverlauf, kann unter Verwendung von (3.55) und (3.56) die entsprechende Gesamtverformung bestimmt werden, ohne eine neue FEM-Rechnung starten zu müssen.

Ist die Gesamtverformung für den ersten Druckverlauf bekannt, wird die Iterationsrechnung nach Abbildung 3-12 begonnen. Der Druckverlauf mit dem die erste Gesamtverformungsrechnung gestartet wurde, beruhte auf der unverformten starren Lagerschale. Die berechnete partielle Verformung wird auf die partielle unverformte minimale Schmierpalthöhe addiert. Mit der sich daraus neu ergebenden Exzentrizität wird ein neuer Druckverlauf berechnet. Auf Grundlage dieses Druckverlaufes wird eine neue Gesamtverformung berechnet und die Iterationsschleife startet von vorne. Die Iteration für einen Zeitschritt wird solange durchlaufen, bis die Tragkraft, die sich aus dem Druckverlauf ergibt, gleich der äußeren Lagerlast ist. Ein Programmübersichtsplan von SIRIUS befindet sich in Anhang A 1.

3.5.3 Weitere Simulationstools

Zur Simulation hydrodynamischer Systeme existiert eine weitere Anzahl von Simulationstools, von denen einige vorgestellt werden.

Zur Berechnung motortechnischer EHD-Tribosysteme gibt es das Programm FIRST, welches durch die IST GmbH Aachen und die Universität Kassel entwickelt wurde [75]. Aufgrund der komplexen Randbedingungen der jeweiligen Motorkomponenten gibt es separate

Module. Für das Pleuelhauptlager kommt das Modul COMO3D zum Einsatz, für die Motorenleitlager das Modul TOWER [84]. TOWER kann sowohl für die quasistatischen Anwendungsfälle mit einem Kennfeldlösungsverfahren als auch für dynamische Vorgänge mit einem volldynamischen EHD-Verfahren rechnen. Zur Berücksichtigung des Verhaltens des Schmiermittels im Unterdruckgebiet und der Strukturelastizität wird eine direkte FEM-Lösung eingesetzt, bei der die R-DGL in jedem Zeitschritt mittels FEM gelöst wird. Für die volldynamische Berechnung erfolgt die Kopplung mit einem MKS-Modul.

Ein weiteres Programm ist das EXCITE der AVL-List GmbH [85]. Es wurde für die Beschreibung der physikalischen Vorgänge in Motorenlagern entwickelt. Bei der Berechnung können Strukturelastik, Schmierfilmverhalten, Ölzuführung und Oberflächenstrukturierung berücksichtigt werden. Der Einfluss der Elastizitäten und der daraus resultierenden Deformationen wird mittels FEM vollzogen, wohingegen das Schmierfilmverhalten mit der Finite-Differenzen-Methode gelöst wird. Für die Betrachtung der Dynamik bei hochdrehenden Motorkomponenten kann eine Kopplung mit einem MKS-Programm zum Einsatz kommen [86]. Hinzu kommt die Implementierung eines TEHD-Modells durch die Möglichkeit einer temperaturabhängigen Viskositätsänderung.

Die TU Clausthal hat das Programm COMBROS [87] auf der Basis von ALP3T [88] entwickelt. Innerhalb von ALP3T wird die R-DGL über das Finite-Differenzen-Verfahren gelöst und die Deformation über extern berechnete Verformungskennfelder berücksichtigt. Es handelt sich um eine Mischung aus iterativer Direktlösung und einer Kennfeldlösung. Bei der Weiterentwicklung in COMBROS wird die Deformation über eine FEM-Methode gelöst. Weiterhin kann das druck- und temperaturabhängige Verhalten des Schmiermittels beachtet werden. Somit kann COMBROS in den Bereich der TEHD eingeordnet werden.

ARMD der RBTS Inc. [89] ist ein weiteres Programm zur Simulation ganzer Antriebsstränge. Der modulare Aufbau beinhaltet ein Gleitlagermodul, welches neben der Lösung der R-DGL das Schmiermittelverhalten im Unterdruckgebiet, Deformationen, Ölzuführung und Schmiernutanordnung berücksichtigt.

4 Methoden zur Auswertung der Lagerlasten von WEA

Ausgehend von den in Kapitel 2.3 erläuterten Auslegungslastfällen wird hier die Lastdatengenerierung beschrieben. Es stellt sich außerdem die Frage, ob von der Vielzahl der Lastdatensätze einige zusammengefasst werden können, um im Sinne einer zeiteffektiven Auslegung einen reduzierten repräsentativen Belastungsumfang zu erhalten. Darüber hinaus werden zwei Methoden vorgestellt, um die vorliegenden Auslegungslasten so aufzuarbeiten, dass sie für die numerische Auslegung von Radialgleitlagern (vgl. Kapitel 3.4) anwendbar sind.

4.1 Simulationsdatenbasis von Lagerlasten

Die Auslegungslasten werden anhand eines Simulationsmodells einer WEA berechnet. Dazu existiert eine Reihe von Simulationsprogrammen, mit denen die Möglichkeit besteht, die Leistungs- und Belastungsberechnungen vorzunehmen. Die beiden gängigsten Vertreter sind Flex5 und Bladed [46]. Dabei werden die äußeren Belastungen der WEA durch 3D-Windfelder beschrieben, wobei die Simulation wahlweise mit turbulentem, nicht turbulentem, konstantem oder variablem Wind durchgeführt werden kann [90]. Der Ablauf gliedert sich dabei in drei Hauptschritte:

1. Preprocessing
 - Erfassung und Aufbereitung der Anlagendaten
 - Erzeugung von Wind und Wellen
 - Festlegung der Lastfälle (Richtlinien IEC, DiBt, GL)
2. Simulation
 - Bestimmung der Luftkräfte (Blattelementtheorie)
 - Aufbau des mechanischen Modells
 - Anwendung von Flex5 oder Bladed
3. Postprocessing
 - Bestimmung von Extremwerten (Schnittkräfte, Biegemomente)
 - Bestimmung der Ermüdungslasten durch Hochrechnen
 - Dokumentation

Der interne Ablauf einer solchen Simulation ist in Abbildung 4-1 dargestellt.

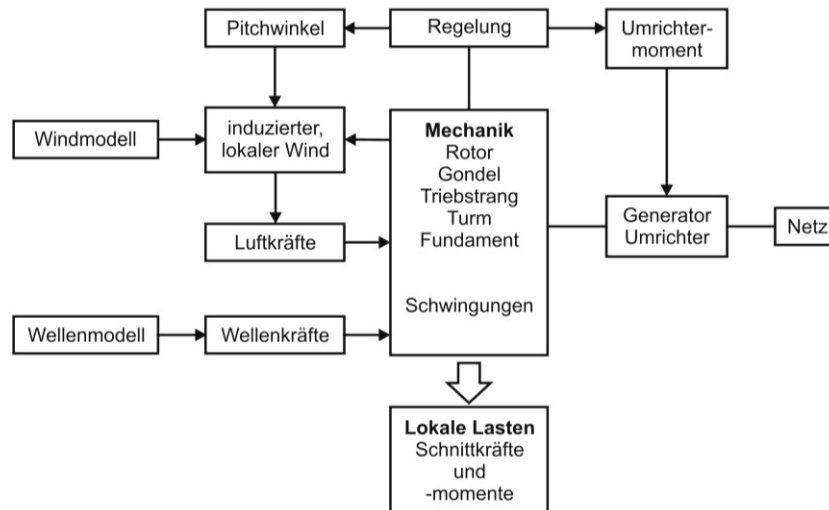


Abbildung 4-1: Aufbau der Simulation einer WEA nach [91]

Die eingebrachten Lasten sind [91]:

- deterministische Lasten
 - durch Drehung des Rotors
 - durch Schwerkraft, z. B. Biegemoment an der Blattwurzel
 - periodische Effekte, z. B. durch Unwucht oder Turmvorstau
- stochastische Lasten
 - durch turbulenten Wind
 - durch Wellen

Das Resultat der Simulation sind die zeitlichen Verläufe der Zustandsgrößen und der Schnittlasten. Bei der Lastberechnung werden in der Regel alle zur Zertifizierung notwendigen Lastfälle nach IEC 61400 durchgerechnet. Hinzu kommt, dass die einzelnen definierten Produktionsbetriebslastfälle (vgl. Kapitel 2.3.1) jeweils für unterschiedliche Windgeschwindigkeiten berechnet werden müssen. Das zu betrachtende Windgeschwindigkeitsfenster in Nabenhöhe beträgt beispielsweise

$$V_{hub} = (4 - 24) \text{ m/s} \quad (4.1)$$

und folgt einer möglichen Erhöhungstaktung von

$$V_{plus} = 2 \text{ m/s} \quad (4.2)$$

Daraus ergeben sich

$$n_{V_{hub}} = (V_{hub,max} - V_{Hub,min}) / V_{plus} + 1 = 11 \quad (4.3)$$

zu berechnende Windgeschwindigkeiten. Unterhalb von 4 m/s und oberhalb von 24 m/s wird davon ausgegangen, dass die Anlage aus dem Produktionsbetrieb abgeschaltet ist. Weiterhin wird jede Windgeschwindigkeit sechsmal mit einem jeweils unterschiedlichen Seed berechnet. Das bedeutet, dass für den Turbulenzanteil ein zufälliger Wert der Phasenverschiebungen gewählt wird, um die Stochastik durch den turbulenten Wind zu berücksichtigen. Allein für den Produktionsbetrieb müssen die Lasten für 66 Lastfälle (11 Windgeschwindigkeiten x 6 Seeds) berechnet und in einer anschließenden Auslegungsrechnung der Anlagenkomponenten berücksichtigt werden. Die Daten eines Lastfalls beinhalten die zeitlichen Verläufe der Schnittkräfte und Schnittmomente an der jeweils berechneten Anlagenstelle über einen Zeitraum von

$$t = 600 \text{ s} \quad (4.4)$$

Dabei werden in der Regel Zeitschrittweiten von

$$\Delta t = 0,025 \text{ bis } 0,03 \text{ s} \quad (4.5)$$

gewählt. Bei der Auslegung einer Rotorwellenlagerung müssen je nach Lagerungskonzept (vgl. Kapitel 2.2) für die jeweiligen Lagerpunkte, nur allein für den Produktionsbetrieb, 66 Zeitreihen mit je 20.000 bis 24.000 Zeitschritten beachtet werden. In jedem Zeitschritt werden für die drei Hauptrichtungen die Kräfte und Momente (Abbildung 4-2) sowie die Rotordrehzahl berechnet und die gesamten Lastfallrechnungsergebnisse ausgegeben.

Tabelle 4-1: Aufbau einer Lastfallergebnisdatei

t	n	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
t ₀	n ₀	F _{x,0}	F _{y,0}	F _{z,0}	M _{x,0}	M _{y,0}	M _{z,0}
t ₁ = t ₀ + Δt	n ₁	F _{x,1}	F _{y,1}	F _{z,1}	M _{x,1}	M _{y,1}	M _{z,1}
...
t _n = t _{n-1} + Δt	n _n	F _{x,n}	F _{y,n}	F _{z,n}	M _{x,n}	M _{y,n}	M _{z,n}

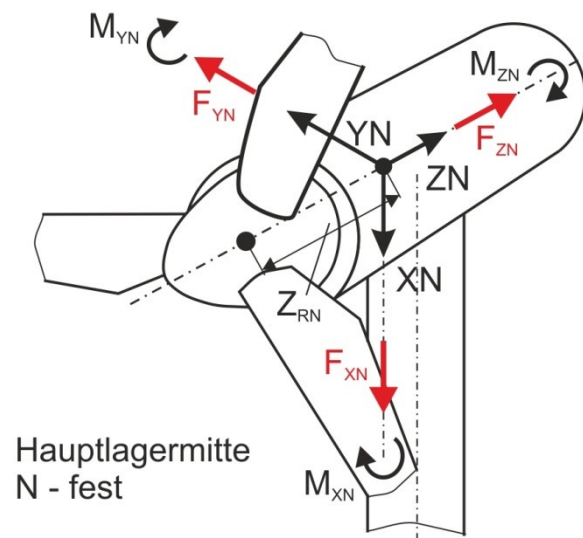


Abbildung 4-2: Schnittgrößen der Simulationsdaten

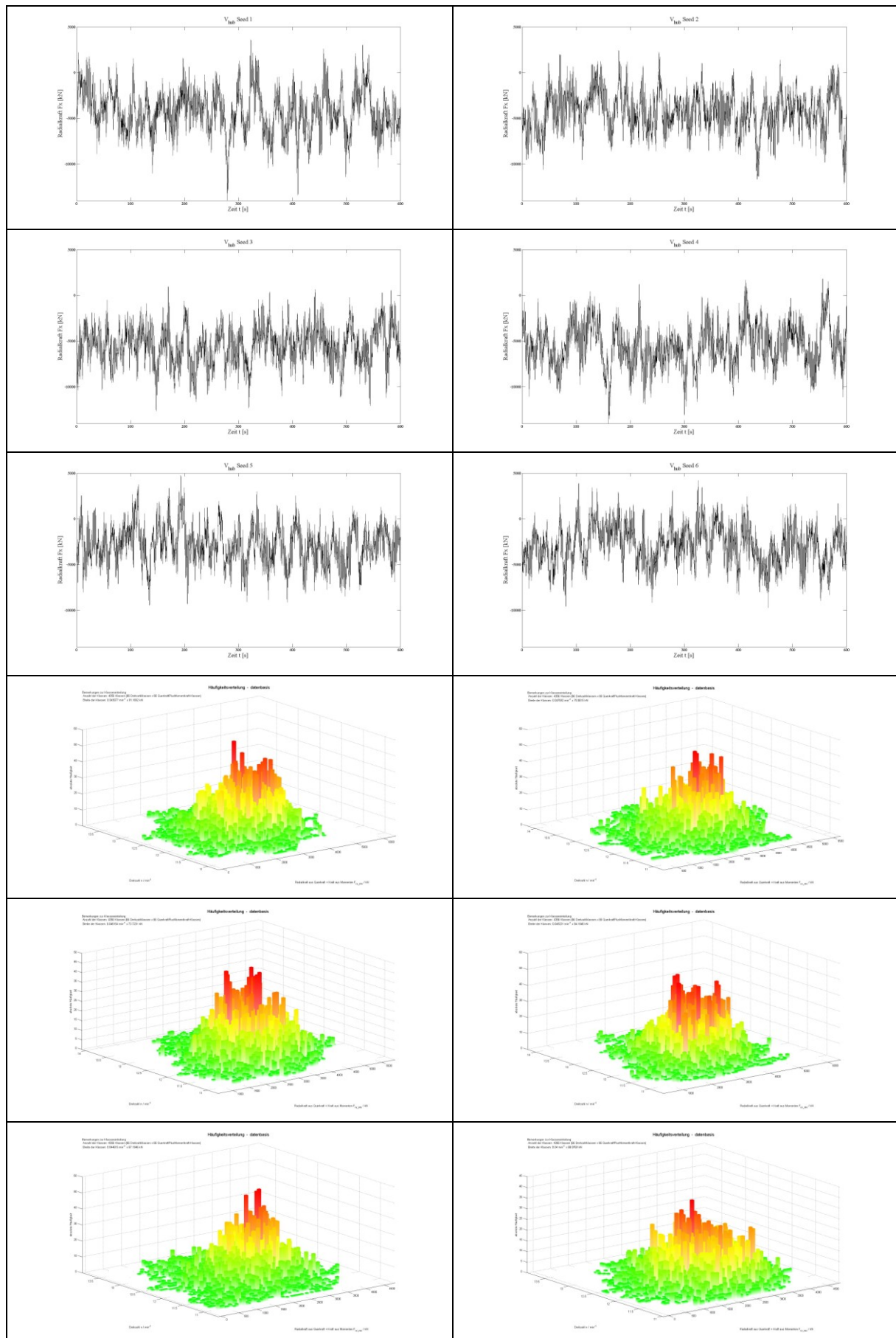
4.2 Repräsentativer Belastungsumfang zur Gleitlagerauslegung

Bei der Definition eines repräsentativen Belastungsumfangs werden die für die Auslegung von Radialgleitlagern benötigten Belastungsgrößen betrachtet. Die Größen stammen aus den in Kapitel 4.1 erläuterten zeitlichen Verläufen von Drehzahl und Radialkräften in den Hauptrichtungen. Die Radialkräfte setzen sich dabei aus den direkten Querkräften und den Querkräften aus den Momentenbelastungen zusammen. Es wird die These aufgestellt:

„Lastfallrechnungen einer Windgeschwindigkeit können unter der Annahme der Nullhypothese H_0 und der Gleichheit der spektralen Leistungsdichte $\Delta S \rightarrow 0$ zusammengefasst werden. Der Nachweis für die Nullhypothese und für die spektrale Leistungsdichte der Lastfallkomponenten, Drehzahl und Radialkräfte in den Hauptrichtungen, muss separat durchgeführt werden.“

Die Annahme begründet sich in der augenscheinlich periodischen Gleichheit der zeitlichen Lastverläufe sowie der Ähnlichkeit der Häufigkeitsverteilung der Drehzahl- Radialkraft-Wertepaare (Tabelle 4-2). Die Belastungsverläufe einer V_{hub} ähneln sich bezüglich ihrer Mittelwerte und Amplituden. Für die Gleitlagerauslegung sind die Mittelwerte, die Amplitudengrößen und die Frequenzen ausschlaggebend. Daher wird eine dreistufige Gleichheitsdefinition entwickelt. Es wird auf die Lageunterschiede der Mittelwerte, auf die Variabilitätsunterschiede der Amplituden und mittels der Differenz der spektralen Leistungsdichte auf die Frequenzvielfalt getestet.

Tabelle 4-2: Zeitliche Lastverläufe und Häufigkeitsverteilung gleicher V_{hub} und unterschiedlicher Seeds



4.2.1 Statistische Verfahren zur Datenanalyse der Gleichheit

Zum Vergleich der Lastfalldatensätze hinsichtlich ihrer Gleichheit über einen statistischen Ansatz muss vorab die Art der Ereignisse festgelegt werden, ob sie abhängig oder unabhängig voneinander sind. Dabei gilt:

„[...] dass zwei Ereignisse abhängig sind, wenn sie miteinander verbunden sind und sich die Wahrscheinlichkeit des Eintretens eines dieser Ereignisse beim Eintreten des anderen verändert“ [92]³⁴

Die Negation der Definition für abhängige Ereignisse beschreibt demzufolge die unabhängigen Ereignisse. Ein Ereignis beschreibt den zeitlichen Lastverlauf einer Lastfallkomponente pro Lastfall. Da die Lastfallsimulationen separat und unabhängig voneinander ausgeführt und für die Seeds zufallsbedingte Parameter genutzt werden, wird von einer Unabhängigkeit der Ereignisse ausgegangen. Zusätzlich muss die Verteilung der Grundgesamtheit eines Ereignisses abgeschätzt werden, um die Art des Testverfahrens festlegen zu können. Es wird unterschieden, ob die Stichproben in einem Ereignis einer Verteilungsform unterliegen oder verteilungsfrei sind. Ein Ereignis beschreibt die Grundgesamtheit eines zeitlichen Lastverlaufes und die Stichprobe die Gesamtheit der zur Auswertung herangezogenen Wertemenge. Im vorliegenden Fall ist die Gesamtheit identisch, da alle Werte eines Verlaufes als Stichprobenumfang dienen. Zur Untersuchung der Verteilungsform können Wahrscheinlichkeitspapiere angewandt werden. Dabei werden die Wahrscheinlichkeiten in Abhängigkeit der gewählten Verteilungsform bestimmt und in ein der Verteilungsform angepasstes Diagramm übertragen. Die Rasterung der Ordinate des Diagrammes ist dabei so abgestimmt, dass bei einer auf die Verteilungsform passende Datenbasis eine Gerade entstehen muss [93]. Die Auswertung von Wahrscheinlichkeitspapieren ist exemplarisch für ein Lastfallereignis in Anhang A 2.1 für Drehzahlen und in Anhang A 2.2 für Radialkräfte dargestellt. Zur Anwendung eines verteilungsbasierten Verfahrens auf den gesamten Lastfall müssen beide Stichproben der gleichen Verteilungsform unterliegen. Das liegt hier nicht vor, es werden demzufolge verteilungsfreie Verfahren eingesetzt.

„Ein Schätz- oder Testverfahren heißt verteilungsfrei (verteilungsunabhängig, nichtparametrisch, parameterfrei), wenn kein spezieller Verteilungstyp für die Grundgesamtheit, aus der die betrachtete Stichprobe stammt, vorausgesetzt werden muss.“ [92]

Für die Wahl der geeignetsten verteilungsfreien Verfahren für m Stichproben > 2 können folgende Fragestellungen herangezogen werden [92]:

³⁴ [92] S. 19, 162

1. Können die m unabhängigen Stichproben aus einer einzigen Verteilung stammen?
2. Unterscheiden sich die aus m unabhängigen Stichproben stammenden Verteilungen hinsichtlich ihrer mittleren Lage (Lagealternativen)?
3. Unterscheiden sich die aus m unabhängigen Stichproben stammenden Verteilungen hinsichtlich ihrer Streuung (Variabilitätsalternativen)?
4. Handelt es sich um m verbundene Stichproben und ist nach Unterschieden in den mittleren Tendenzen gefragt (Varianzanalyse)?

Frage eins und vier können jeweils mit nein beantwortet werden und die dafür vorhandenen Verfahren haben keine Bedeutung für diesen Anwendungsfall. Frage zwei und drei müssen hingegen mit ja beantwortet werden. Nur wenn die mittleren Lagen und die Streuung gleich sind, wird von einer statistischen Gleichheit der Ereignisse ausgegangen.

4.2.1.1 Kruskal-Wallis-Test für Lagealternativen

Der Kruskal-Wallis-Test ist ein vom T-Test, der für zwei normalverteilte Grundgesamtheiten gilt, abgeleiteter Rang-Test für m unabhängige Stichproben mit $m \geq 3$ [94]. Es liegen m unabhängige Stichproben von $x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{in}$ mit

$$i = 1, 2, \dots, m \tag{4.6}$$

vor. In diesem Fall ist m die Anzahl der Lastfallrechnungen entsprechend der Seeds und n_i die Werteanzahl pro Zeitverlauf. Aus allen m Stichproben wird die Gesamtheit aller N Werte der Größe nach sortiert und durchnummeriert. Es wird jedem Wert die Rangzahl der Sortierungsnummer zugeordnet und vermerkt, aus welcher Stichprobe er stammt. Für jede der m Stichproben wird die Summe der aus ihr stammenden Rangzahlen (Rangsumme R_i) gebildet (vgl. Tabelle 4-3).

$$N = \sum_{i=1}^m n_i \tag{4.7}$$

Tabelle 4-3: Rangvergabe beim Kruskal-Wallis-Test für m = 4 Stichproben

j	Stichprobe 1		Stichprobe 2		Stichprobe 3		Stichprobe 4	
	Messwert	Rang	Messwert	Rang	Messwert	Rang	Messwert	Rang
1	1,90	5	0,55	1	1,66	4	0,79	2
2	2,25	7	2,91	9	2,56	8	1,11	3
3	3,12	11	2,93	10	3,31	13	2,09	6
4	4,25	16	3,23	12	3,69	14		
5			3,95	15				
R_i	39		47		39		11	

Die richtige Summierung der einzelnen Rangsummen kann wie folgt kontrolliert werden:

$$\sum_{i=1}^m R_i = \frac{N(N+1)}{2} \quad (4.8)$$

Mit der Gesamtanzahl aller Stichprobenwerte N , der Anzahl der Werte pro Stichprobe n_i und der Rangsumme pro Stichprobe R_i wird die Testgröße H gebildet.

$$H = \left[\frac{12}{N(N+1)} * \sum_{i=1}^m \frac{R_i^2}{n_i} \right] - 3(N+1) \quad (4.9)$$

Beim Kruskal-Wallis-Test wird die Annahme der Nullhypothese H_0 nicht direkt an ihr selbst entschieden, sondern zugunsten der Gegenhypothese H zur Aussagesicherheit $S = 1 - \alpha$ ersetzt. Es wird nicht kontrolliert, ob sich die Abweichung der mittleren Lage innerhalb einer Testschranke α befindet, sondern ob die Gleichheit der mittleren Lagen innerhalb der Schranke $1 - \alpha$ ist. Das ist genau dann der Fall, wenn der Testwert H nicht größer als die Testschranke ist.

$$H \not> \chi_{m-1;1-\alpha}^2 \quad (4.10)$$

Bezogen auf das Beispiel aus Tabelle 4-3 ergibt sich nach (4.9) für $H = 3,82$. Wie in technischen Anwendungen üblich wird α mit

$$\alpha = 0,05 \rightarrow \text{Irrtumswahrscheinlichkeit} \quad (4.11)$$

angenommen. Damit ergibt sich eine Testschranke nach Anhang A 3 von

$$m - 1 = 3; 1 - \alpha = 0,95 \rightarrow \chi_{3;0,95}^2 = 7,81 \quad (4.12)$$

Demzufolge ist $H < \chi_{m-1;1-\alpha}^2$ und bedeutet, dass kein signifikanter Unterschied hinsichtlich der mittleren Lage zwischen den Stichproben vorhanden ist und die Nullhypothese angenommen werden kann.

4.2.1.2 Meyer-Bahlburg-Test für Variabilitätsalternativen

Der Meyer-Bahlburg-Test ist ein vom Siegel-Turkey-Test, der für zwei unabhängige Stichproben gilt, weiterentwickelter Rangsummentest für $m \geq 3$ unabhängige Stichproben. Es wird die T-Statistik zugunsten der H-Statistik von Kruskal-Wallis ersetzt [95]. Die Anforderungen an die Stichproben entsprechen denen des Kruskal-Wallis-Testes und werden noch durch den Zusatz, dass der Gesamtstichprobenumfang N ohne Rest durch 4 teilbar ist, erweitert.

$$N = \sum_{i=1}^m n_i = 4n \quad (4.13)$$

Es werden alle N Werte der m Stichproben der Größe nach sortiert und vermerkt, aus welcher Stichprobe sie stammen. Bei der Vergabe der Rangzahlen wird als Startrang dem kleinsten aller Stichprobenwerte der Rang 1 zugeordnet. Der größte Wert erhält den Rang 2, der zweitgrößte den Rang 3. Dem Rang 4 wird der zweitkleinste und dem Rang 5 der drittkleinste Wert zugeordnet. Danach beginnt die Zuordnung von vorne, demzufolge erhält der drittgrößte Wert den Rang 6 usw. Die Rangvergabe bezogen auf das Beispiel von Kapitel 4.2.1.1 ist in Tabelle 4-4 dargestellt.

Tabelle 4-4: Rangvergabe beim Meyer-Bahlburg-Test für $m = 4$ Stichproben

j	Stichprobe 1		Stichprobe 2		Stichprobe 3		Stichprobe 4	
	Messwert	Rang	Messwert	Rang	Messwert	Rang	Messwert	Rang
1	1,90	9	0,55	1	1,66	8	0,79	4
2	2,25	13	2,91	15	2,56	16	1,11	5
3	3,12	11	2,93	14	3,31	7	2,09	12
4	4,25	2	3,23	10	3,69	6		
5			3,95	3				
R_i	35		43		37		21	

Der weitere Vorgang ist analog zum Kruskal-Wallis-Test. Unter Verwendung von (4.9), bezogen auf das Beispiel aus Tabelle 4-4, ergibt sich für $H = 0,41$. Nach (4.12) kann kein signifi-

kanter Unterschied hinsichtlich der Streuung zwischen den Stichproben festgestellt werden und die Nullhypothese wird angenommen.

4.2.2 Differenz der spektralen Leistungsdichte S

Wenn die Nullhypothese angenommen werden kann, heißt das nicht zwangsläufig, dass kein Unterschied besteht [92]. Daher wird ein weiteres Vergleichsmerkmal, die Differenz der spektralen Leistungsdichte ΔS , eingeführt, um auf die Frequenzvielfalt zu testen. Die auf die Frequenz bezogene Leistung eines Signals innerhalb eines Frequenzbereiches wird als spektrale Leistungsdichte bezeichnet. Das über alle Frequenzen gebildete Integral gibt die Gesamtleistung eines Signals wieder. Im Fall der zeitlichen Lastverläufe ist es ein Indiz für die umgesetzte Energie innerhalb des Zeitbereiches. Mithilfe der Diskreten Fourier-Transformation (DFT) können deterministische zeitdiskrete Signale oder Folgen $x(t)$ in ihre Frequenzbereiche transformiert werden (Abbildung 4-3). Entsprechend lässt sich mittels der DFT auch die Autokorrelationsfolge $r_{xx}(t)$ eines diskreten Zufallsprozesses in ihre Frequenzbereiche transformieren. Mit der Definition der spektralen Leistungsdichte

$$S_{xx}(e^{j\Omega}) = F(r_{xx})(\Omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} r_{xx}(t) e^{-j\Omega t} dt \quad (4.14)$$

lässt sich die Gesamtleistung eines Prozesses im Zeitbereich berechnen [96]. Der Vergleich der spektralen Leistungsdichten liefert eine Aussage darüber, ob die Gesamtsignalleistung und demzufolge das Frequenz- bzw. Amplitudenspektrum gleich sind [97].

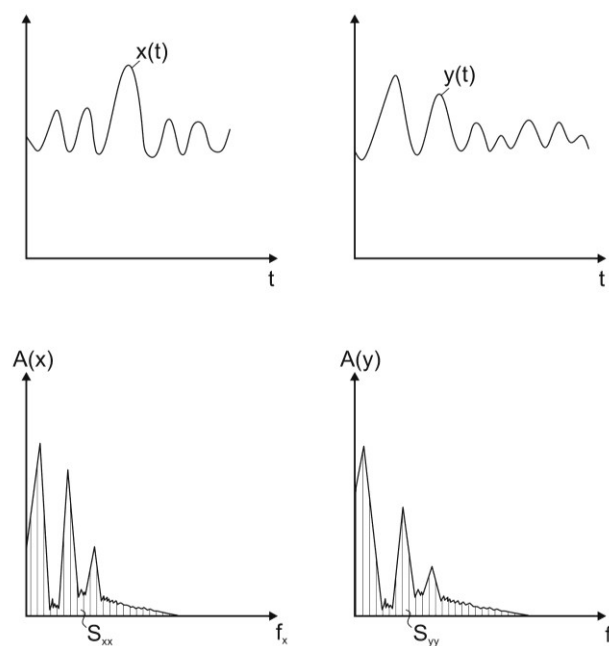


Abbildung 4-3: Zeitverlauf und spektrale Leistungsdichte zweier Signale

Eine exakte Gleichheit von S kann so gut wie nie erreicht werden. Ein Grund dafür können Grenzfälle innerhalb der Abtastauflösung der Signale sein. Daher wird ein Entscheidungsbe-
reich

$$\Delta S_{zul} = S_{xx} \mp 2,5 \% \quad (4.15)$$

festgelegt. Die vorhandene Differenz

$$\Delta S_{vor} = S_{xx} - S_{yy} \quad (4.16)$$

darf S_{zul} nicht überschreiten, damit die Leistungsdichten als gleich gelten.

$$\Delta S_{vor} \leq \Delta S_{zul} \quad (4.17)$$

Die gesamte Auswertung dieser Methoden wurde in Matlab® [98] umgesetzt. Die Ergebnisse sind die Entscheidungsindikatoren zur Annahme der Nullhypothese sowie die Vergleichswerte der Differenz der spektralen Leistungsdichte.

4.3 Repräsentative Belastungsarten zur Gleitlagerauslegung

Bei der Analyse und Auswahl zur Art der Belastungsdaten muss untersucht werden, ob stationäre Lasten, instationäre Lasten in Form periodischer Lastverläufe oder die zeitlichen Verläufe direkt verwendet werden.

4.3.1 Stationäre Lasten durch konstante Belastung

Stationäre Last im Sinne der Definition für Gleitlager bedeutet, dass die zeitlich veränderlichen Größen $\varepsilon(t)$ und $\omega(t)$ entfallen [11]³⁵. Das heißt, die Radialkraftkomponenten F_x und F_y sowie die Drehzahl n sind für jeden Lastfall konstant. Diese Art der Belastung liegt aufgrund der Lastfalldefinition (vgl. Kapitel 2.3) und der sich daraus ergebenden zeitlichen Lastverläufe (vgl. Kapitel 4.1) nicht vor. Untersuchungen mit konstanten Lasten haben gezeigt, dass es entweder zu einer Unter- oder Überinterpretation der vorhanden Belastungen kommt (Abbildung 4-4). Dazu wurden aus gegebenen Belastungsverläufen (vgl. Kapitel 5.1) je Lastfall konstante Belastungen definiert. Es wurde zudem in Maximalbelastung und mittlere Belastung unterschieden:

³⁵ [11] S. 159

1. Maximalbelastung – höchste Kräfte / niedrigste Drehzahl

- $F_{x,max} = konst. = \text{Maximalwert von } F_x \text{ eines Lastfallverlaufes}$
- $F_{y,max} = konst. = \text{Maximalwert von } F_y \text{ eines Lastfallverlaufes}$
- $n_{min} = konst. = \text{Minimalwert von } n \text{ eines Lastfallverlaufes}$

2. mittlere Belastung – mittlere Kräfte / mittlere Drehzahl

- $F_{x,ave} = konst. = \text{Mittelwertwert von } F_x \text{ eines Lastfallverlaufes}$
- $F_{y,ave} = konst. = \text{Mittelwertwert von } F_y \text{ eines Lastfallverlaufes}$
- $n_{ave} = konst. = \text{Mittelwertwert von } n \text{ eines Lastfallverlaufes}$

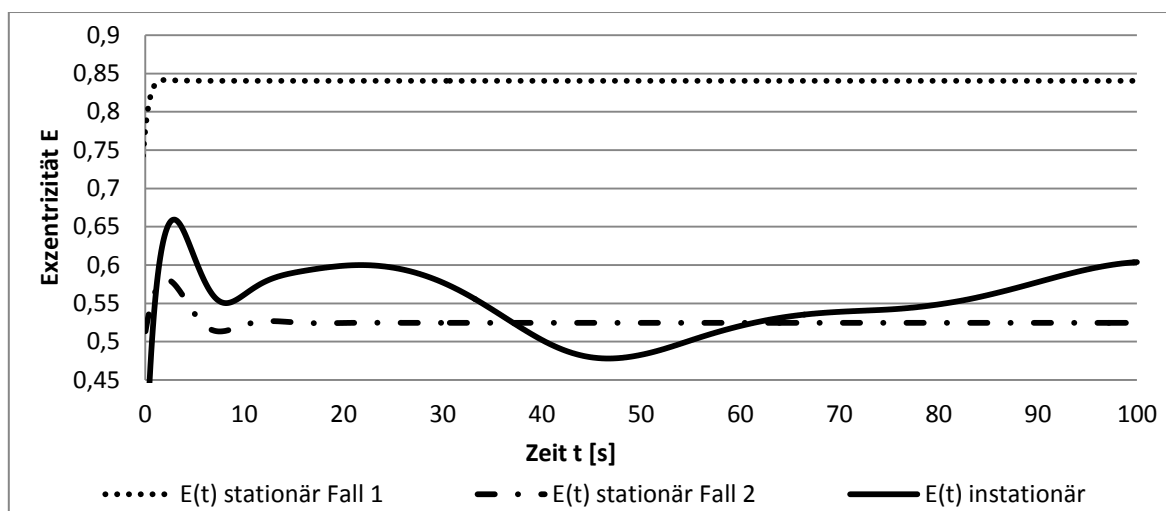


Abbildung 4-4: Vergleich der Exzentrizität bei stationärer und instationärer Belastung

Als Vergleich wurde eine instationäre Belastung in Form eines periodischen Verlaufes (vgl. Kapitel 4.3.2) gewählt. Es ist zu erkennen, dass die Annahme stationärer Belastungen nicht zielführend ist. Daher wird diese Vorgehensweise verworfen.

4.3.2 Instationäre Lasten durch periodische Belastung

Instationäre Lasten beschreiben das Vorliegen zeitlich veränderlicher Belastungsgrößen, wie es bei den WEA der Fall ist. Die besondere Definition für Instationarität bei Gleitlagern verlangt eine Rückführung auf einen periodischen Lastverlauf, um die R-DGL für instationäre Fälle lösen zu können. Nach Butenschön [82] heißt es:

„Bei einer geschätzten Lage des Zapfens zu Beginn eines Arbeitsspieles geben die Gleichungen die Lage für den nächsten Kurbelwinkel an. [...] Wenn die Anfangslage richtig ge-

schätzt wäre, würde sich eine geschlossene Bahnkurve ergeben. Ist dies nicht der Fall, wird das Verfahren so lange fortgesetzt, bis die Periodizität in der Bahnkurve erreicht ist.“ [82]³⁶

Eine Differentialgleichung hat die Eigenschaft, dass sie zu jedem Anfangswert eine andere Lösung liefert. Eine eindeutige Lösung gibt es daher nur für je einen gegebenen Anfangswert. Die Richtigkeit des Ergebnisses hängt folglich vom Anfangswert und im instationären Fall von den Konvergenzkriterien für das Differenzenverfahren ab. Da nach [82] das Ergebnis einer instationären Gleichungslösung der Anfangswert der nächsten Gleichungslösung ist, wird die Anfangsbedingung durch ein Konvergenzkriterium ersetzt. Demnach ist die Konvergenzbedingung eine geschlossene, periodische Bahnkurve unter einem periodischen Lastverlauf [11]. Das bedeutet im Umkehrschluss, dass eine periodische Lastannahme erfolgen muss, um die Lösungsverfahren für instationäre Belastungen anwenden zu können.

Um dieser Forderung nachzukommen, wird für die Ermittlung periodischer Lasten die Zerlegung der zeitlichen Lastverläufe in deren Einzelperiodizitäten vorgenommen. Bei Verwendung der Fast-Fourier-Transformation (FFT) werden die Lastverläufe $y(t)$ in ihre Frequenzbereiche transformiert. Das Ergebnis sind die anteiligen harmonischen Schwingungen, in Form einer Linearfolge trigonometrischer Funktionen, aus denen der Lastverlauf besteht. Die Wertereihe $y(x)$ wird in äquidistante Stützstellen k geteilt.

$$0 \leq k \leq N - 1 \text{ mit } N = \text{Datensatzlänge} \quad (4.18)$$

Die endliche Messdauer T wird in die Zeitschrittweite T_0

$$T_0 = \frac{T}{N} \quad (4.19)$$

zerlegt und die Frequenzraasterung

$$\Delta\omega = \frac{2\pi}{NT_0} < \omega < \frac{\pi}{T_0} \quad (4.20)$$

festgelegt. Die gesamte Folge kann mit (4.21) unter Verwendung von (4.22) beschrieben werden.

³⁶ [82] S. 535

$$y_D(n) = \sum_k^{N/2-1} \{y(2k)W_N^{2kn} + y(2k+1)W_N^{(2k+1)n}\} \quad (4.21)$$

$$W_N = e^{-i2\pi/N} \quad (4.22)$$

Zur Darstellung werden die Amplituden in Abhängigkeit der Frequenzanteile abgebildet.

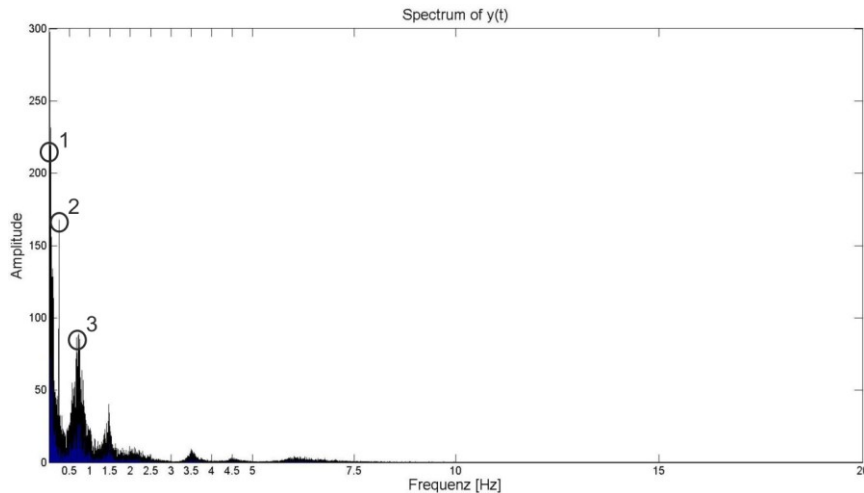


Abbildung 4-5: FFT eines zeitlichen Belastungsverlaufes einer vertikalen Kraftkomponente

Bezogen auf die vorliegenden Belastungsverläufe werden die harmonischen Schwingungen mit den größten Amplituden herausgefiltert (Abbildung 4-5). Bei der FFT und ihrer grafischen Darstellung werden die Ergebnisse um den Mittelwert reduziert, da sonst die Amplituden bezogen auf null berechnet und abgebildet werden. Dabei fallen im unteren Frequenzbereich immer wieder drei große relevante Amplitudenausschläge auf. Die Schwingungen am Punkt 2 und 3 sind auf die 1-p Frequenz Einblattdurchgang (2) und die 3-p Frequenz Dreiblatt-durchgang (3) zurückzuführen. Welche Schwingungen berücksichtigt werden müssen, kann so leicht nicht beantwortet werden. Da die Drehzahlvarianz innerhalb der Lastfälle klein ausfällt, ist der Traganteil durch die Drehbewegung, ausgedrückt durch den Geschwindigkeits-term in der R-DGL, innerhalb eines Lastfalls weitestgehend konstant. Die Kräfte innerhalb eines Lastverlaufes variieren stark und demzufolge auch der Traganteil durch die Verdrängungswirkung. Daher wird aufgrund des Dämpfungsvermögens des Schmierfilms, beschrieben durch den Quetschterm innerhalb der R-DGL (vgl. Kapitel 3.4.2), die These aufgestellt:

„Zur Rückführung zeitlicher Belastungsverläufe auf kritische harmonische Schwingungen, zur Annahme der Grundschiwingung einer periodischen Last, sind nur solche zu berücksichtigen, welche aufgrund ihrer Langwelligkeit keinen Trageffekt durch eine Verdrängungswirkung hervorrufen.“

Zur Untersuchung der These wurde auf eine konstante Last F , die dem Mittelwert der Belastungen entspricht, eine Lasterhöhung ΔF , die einer durchschnittlichen Amplitudenhöhe entspricht, in Form von Sinusschwingungen unterschiedlicher Frequenzen auferlegt und die Exzentrizität berechnet.

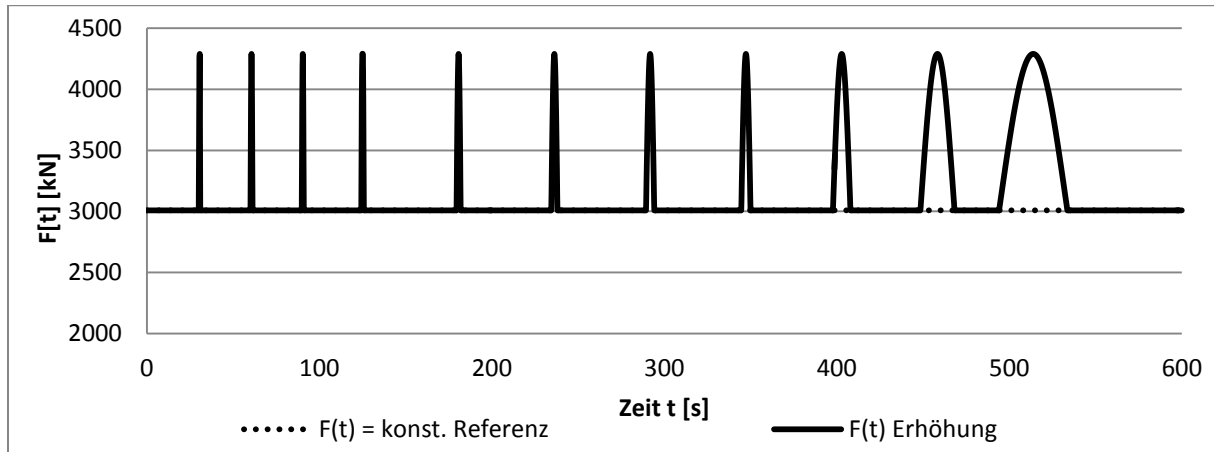


Abbildung 4-6: Sinusförmige Lasterhöhung unterschiedlicher Frequenzen

Die Frequenzen der Erhöhungsschwingungen variieren von

$$f_{erh} = 3 \text{ Hz}, 2 \text{ Hz}, 1,5 \text{ Hz}, 1 \text{ Hz}, \frac{1}{2} \text{ Hz}, \frac{1}{3} \text{ Hz}, \frac{1}{4} \text{ Hz}, \frac{1}{5} \text{ Hz}, \frac{1}{10} \text{ Hz}, \frac{1}{20} \text{ Hz und } \frac{1}{40} \text{ Hz} \quad (4.23)$$

Als Ergebnis wird die Frequenz gesucht, bei der sich eine Konvergenz beim Anstieg der Exzentrizität einstellt und davon ausgegangen werden kann, dass keine Verdrängungswirkung mehr vorhanden ist.

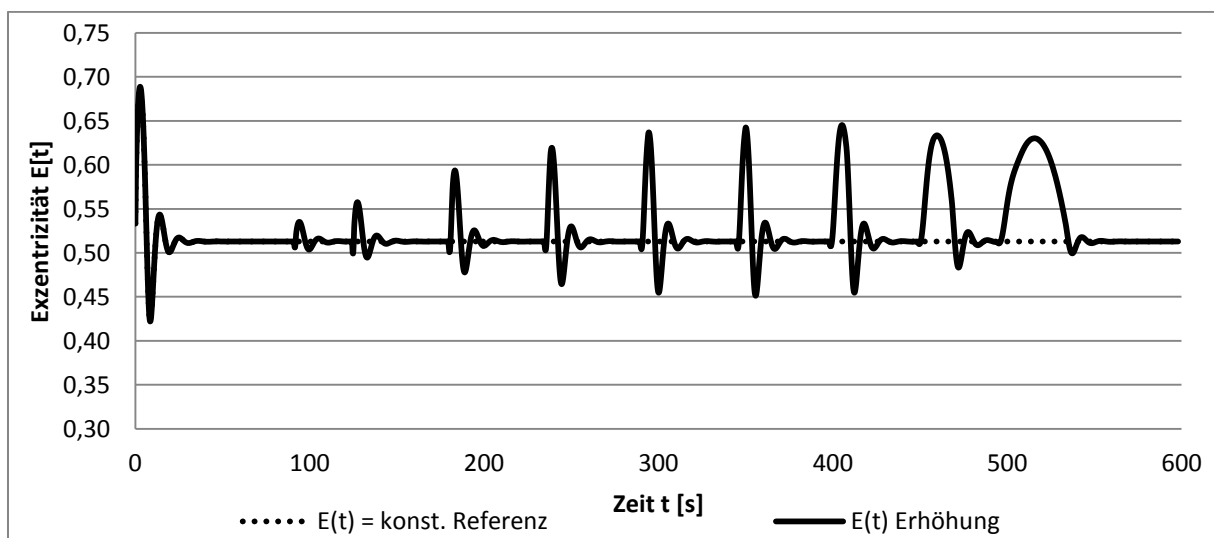


Abbildung 4-7: Exzentrizität bei gleicher Lasterhöhung unterschiedlicher Frequenzen

Zur Festlegung der Frequenzgrenzen werden die maximalen Exzentrizitäten einer Lasterhöhungsperiode bestimmt. Die untere Grenzfrequenz (UFG) wird als diejenige definiert, bei der der Anstieg der Exzentrizität unter 1 % fällt.

$$UFG \text{ bei } \Delta E < 1 \% \rightarrow \Delta E = \frac{(E_n - E_{n-1})}{E_{n-1}} * 100 \% \quad (4.24)$$

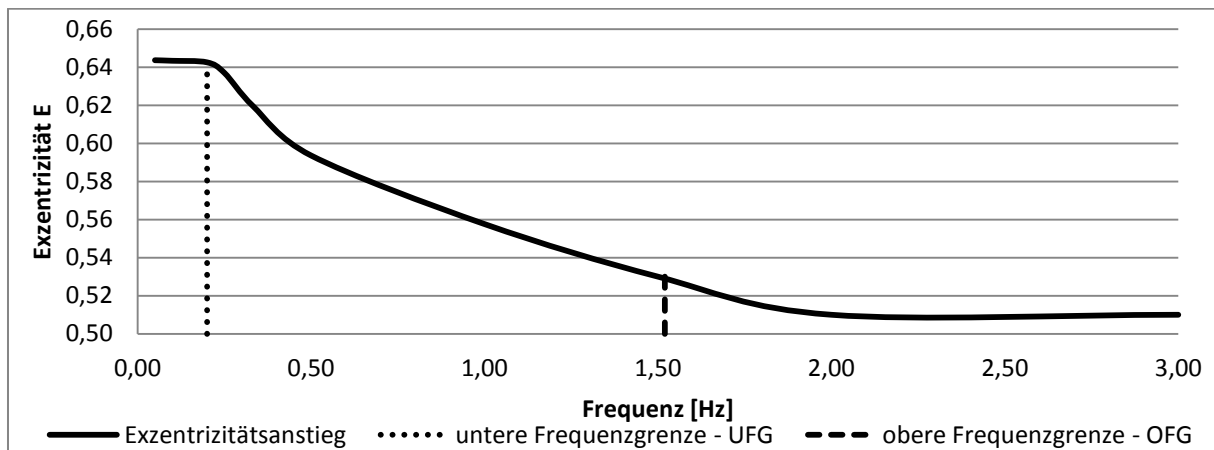


Abbildung 4-8: Exzentrizitätsanstieg bei unterschiedlichen Frequenzen

Mit Kenntnis der UFG kann die maßgebliche harmonische Schwingung, als Grundschiwingung für eine instationäre periodische Grundlast, aus der FFT ausgewählt werden. Hierfür sind die Schwingungen mit großen Amplituden und Frequenzen, die unterhalb der UFG liegen und daher eine durch sie hervorgerufene volle Ausbildung der Exzentrizität verursachen, von Interesse.

$$F_{Grundlast} = \text{Kraftanteil mit } f \text{ von } f(\text{Grundlast}) < UFG \quad (4.25)$$

Bei Betrachtung der FFT Ergebnisse kommt der maßgebliche Schwingungsanteil aus der Schwingung am Punkt 1 (Abbildung 4-5). Die anderweitigen großamplitudigen Schwingungen liegen mit ihrer Frequenz oberhalb der UFG und werden für die Grundschiwingung nicht betrachtet. Um die gesamte periodische Last zu definieren, ist die Annahme einer reinen Grundschiwingung nicht vollständig. Die Schwingungsanteile, die zwischen der UFG und OFG liegen, müssen auch betrachtet werden, da sie ein zusätzliches Ausbilden der Exzentrizität, wenn auch nicht in ihrem vollen Umfang (vgl. Abbildung 4-6 bis Abbildung 4-8), bewirken. Die OFG wird als diejenige Grenze definiert, bei der der Anstieg der Exzentrizität erstmalig größer als 1 % ausfällt.

OFG bei $\Delta E > 1\%$

(4.26)

Fantino et al. [99] untersuchten die Effekte durch das Dämpfungsvermögen des Schmierfilms in Bezug auf die Verdrängungswirkung. Varga [100] untersuchte die Wellenbewegung bei zeitlich veränderlicher Last. Beide belegen die Annahme, dass aufgrund der Trägheit des Systems Lastschwingungen höherer Frequenzen keinen Effekt auf die Tragfähigkeit des Gleitlagers und somit auf die Exzentrizitätsänderung besitzen. Das bedeutet, dass Schwingungen mit einer Frequenz oberhalb der OFG nicht berücksichtigt werden müssen. Mit der Eingrenzung des zusätzlich zu berücksichtigenden Frequenzbandes durch die UFG und OFG

$F_{Zusatzlast} = \text{Kraftanteil mit } f \text{ von } UFG < f(\text{Zusatzlast}) < OFG$

(4.27)

werden die Zusatzlasten herausgefiltert. Im Fall der vorliegenden Belastungsverläufe sind es die harmonischen Schwingungen der 1-p Frequenz und der 3-p Frequenz (Pkt. 2 und 3 in Abbildung 4-5). Durch die Überlagerung der harmonischen Schwingungen der Grundlast und der Zusatzlasten kann die vollständige instationäre periodische Last beschrieben werden.

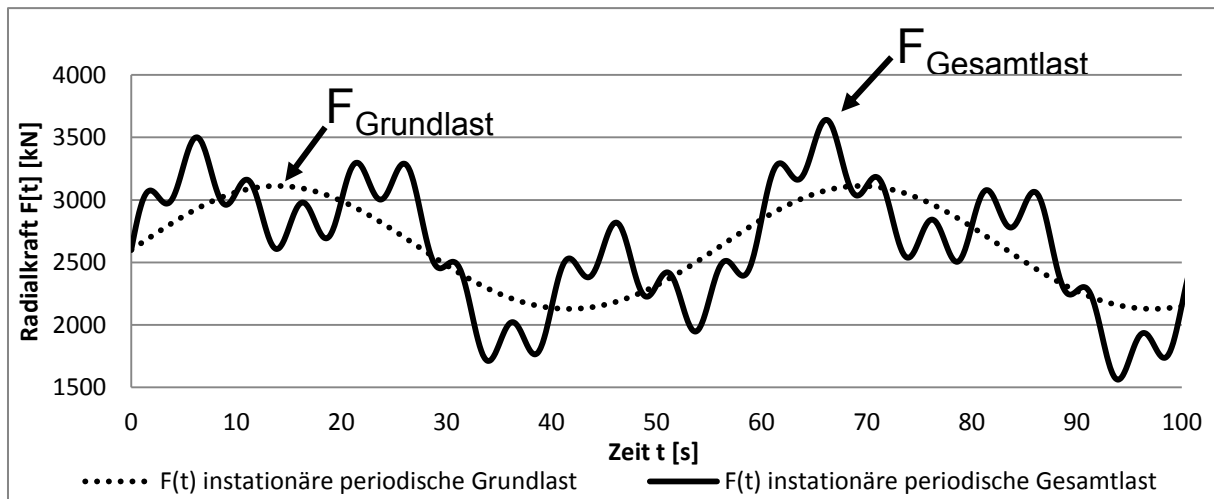


Abbildung 4-9: Instationäre periodische Lastvorgabe

Die gesamte Auswertung dieser Methode wurde in Matlab® umgesetzt und gibt die instationäre Lastvorgabe als periodische Lasten nach Abbildung 4-9 aus.

4.3.3 Quasistatische Lasten durch nichtperiodische Belastung

Ungleichförmige dynamische Lasten infolge zeitlich veränderlicher nicht periodischer Belastungsverläufe sind zwar streng genommen instationär, werden jedoch durch die Definition

der Instationarität bei Gleitlagern (vgl. Kapitel 4.3.2) als quasistationär behandelt. Der Grund dafür ist, dass bei der instationären Lösung der R-DGL der Anfangswert einer Gleichungslösung das Ergebnis der vorangegangenen Gleichungslösung ist und die Konvergenzbedingungen durch die Periodizität ersetzt werden. Im Fall ungleichförmiger dynamischer Lasten trifft das nicht zu, Belastungswerte zweier aufeinanderfolgender Zeitpunkte müssen keine periodischen Abhängigkeiten besitzen. Das führt dazu, dass jeder Zeitschritt bei der Lösung der R-DGL als statisch angesehen wird. Der jeweilige Anfangswert ist das Ergebnis der vorangegangenen Rechnung, wird jedoch, was die Konvergenz betrifft, unabhängig gelöst. Zum Erhalt einer durchgehenden Lösung wird eine zeitliche Wertereihe vorausgesetzt, die zwischen den einzelnen Zeitpunkten keine exorbitanten Lastsprünge vorweist. Zusätzlich ist dieses Vorgehen durch die aufwändigere Konvergenzrechnung sehr zeitintensiv. Die zeitlichen Belastungsverläufe einer WEA weisen letztendlich genau dieses Lastverhalten auf. Daher werden die Anwendbarkeit und die Aufbereitung des originalen Belastungsverlaufes als Lastvorgabe untersucht. Um die Belastungsverläufe für eine numerische zeiteffektive Lösung anwenden zu können, muss aus dem 20.000 bis 24.000 Werte bestehenden Belastungsverlauf eine reduzierte Belastungswertereihe generiert werden. Die Anforderung an die reduzierte Wertereihe ist die gleiche Lastverlaufscharakteristik wie bei der nicht reduzierte Wertereihe. Daher wird folgende These aufgestellt:

„Zur Berücksichtigung großer Wertereien nicht periodischer dynamischer Lasten bei einer numerischen Lösung der R-DGL kann eine reduzierte Wertereihe angewandt werden, wenn die gleiche Lastverlaufscharakteristik gegeben ist.“

Während der Bearbeitung wurde das Programm ASALAST [101], [93], [102] entwickelt. Das Programm beruht auf der Auswertung der relativen Häufigkeiten der auftretenden Kraft-Drehzahl-Paarungen. Es kann der gesamte Belastungsbereich durch ein Kraft-Drehzahl-Histogramm dargestellt, einzelne Unterbereiche und die in dem Unterbereich enthaltenen Lastverläufe herausgefiltert sowie eine Datenreduzierung vorgenommen werden. Weiterhin ist es möglich, die in Kapitel 4.2.1 verwendeten Wahrscheinlichkeitspapiere, zum Vergleich der Verteilungsform unterschiedlicher Lastfälle, zu erstellen.

4.3.3.1 ASALAST – Häufigkeitsdarstellung

Die Auswertung von WEA-Belastungen über die relativen Häufigkeiten zählt zu den statistischen Verfahren. Zur Veranschaulichung und zum Erlangen einer Übersicht über die Verteilung und die Wertebereiche der Belastungen wird ein Histogramm verwendet. In einer derartigen Darstellung wird die Häufigkeit eines Merkmals als Stab oder Balken aufgetragen. Ein solches Diagramm wird auch als Häufigkeitsverteilung bezeichnet. In der Stochastik wird zwischen der absoluten und der relativen Häufigkeit unterschieden. Die absolute Häufigkeit

z_k eines Wertes gibt an, wie oft dieser in der Stichprobe z , also in der Datenbasis, vorkommt. Der Wert k wird auch als k -te Realisierung des Merkmals benannt. Die relative Häufigkeit

$$h_k = \frac{z_k}{z} \quad (4.28)$$

ergibt sich durch den Bezug der absoluten Häufigkeit auf den Umfang z der Stichprobe. Nach dem Gesetz der großen Zahlen konvergiert die relative Häufigkeit einer Realisierung gegen ihre Wahrscheinlichkeit. Somit ist die relative Häufigkeit h_k eine annehmbare Schätzung für die Wahrscheinlichkeit, dass während des Betriebes einer Windenergieanlage der Wert k auftritt [103], [104]. Im Zusammenhang mit den hier zu analysierenden Daten wäre eine Vorgehensweise entsprechend des beschriebenen Verfahrens wenig aufschlussreich. Grund dafür ist, dass es sich bei den Werten um eine kontinuierliche, stetige Wertereihe handelt. In der Folge sind die absoluten Häufigkeiten z_k sehr gering. Daher wird für die weitere Betrachtung eine Klassierung der Daten vorgenommen. Hierbei wird der Wertebereich in n gleichgroße Intervalle, die sogenannten Merkmalsklassen $K_{n,i}$ ($i = 1, \dots, l$), geteilt. Die Intervalle sind dabei nach unten abgeschlossen und nach oben offen, sodass die Werte, welche auf eine Klassengrenze fallen, der nächsthöheren Klasse zugeordnet werden. Die Klassengrenzen werden dabei durch diskrete, monoton steigende Werte k_i ($i = 0, 1, \dots, l$), beschreiben, wobei l die Anzahl der Klassen angibt.

$$n_i \leq n_k < n_{i+1} \quad (4.29)$$

Nach [105] kann die Regel

$$l \approx \begin{cases} \sqrt{z} & z \leq 1000 \\ 10 * \log_{10}(z) & z > 1000 \end{cases} \quad (4.30)$$

angewandt werden, um die Anzahl der Klassen zu definieren.

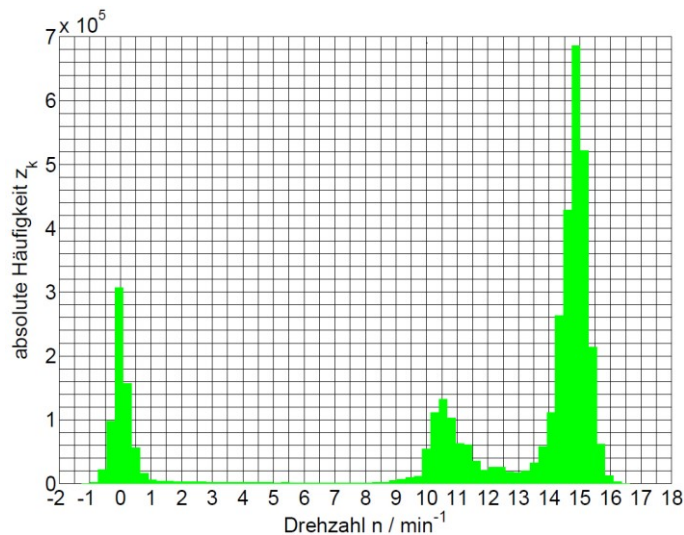


Abbildung 4-10: Histogramm der absoluten Klassenhäufigkeit z_k eines Drehzahlverlaufes

Abbildung 4-10 zeigt ein Histogramm der absoluten Häufigkeiten der Drehzahlwerte auf Basis eines Simulationsdatensatzes. Für die weitere Analyse ist die unabhängige Betrachtung einer einzelnen Kenngröße nicht zielführend. Daher wird die Klassifizierungsmethode an zwei zueinander aussagekräftige Kenngrößenpaare angepasst und über ein Rasterverfahren in ein bivariantes Histogramm überführt. Die Kenngrößen sind die Drehzahlen und die resultierenden Radialkräfte. Es werden zeitlich einander zugehörige Kenngrößen als Wertepaar betrachtet und klassifiziert. Anhand der Rasterung kann eine Klassierung vorgenommen werden (Abbildung 4-11). Im Anschluss werden die Häufigkeiten der einzelnen Wertepaare innerhalb eines Rasterfeldes bestimmt und als bivariantes Histogramm dargestellt (Abbildung 4-12).

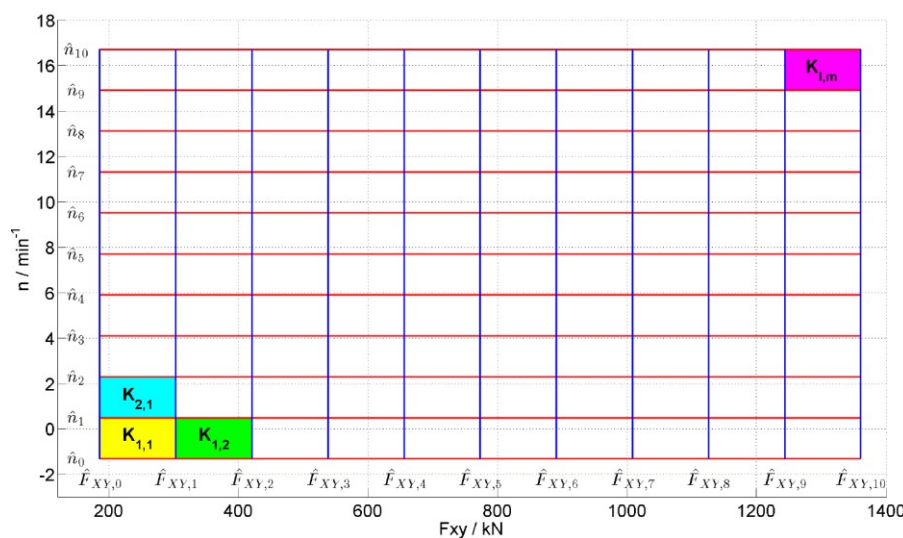


Abbildung 4-11: Klasseneinteilung und Rasterung für ein bivariantes Histogramm

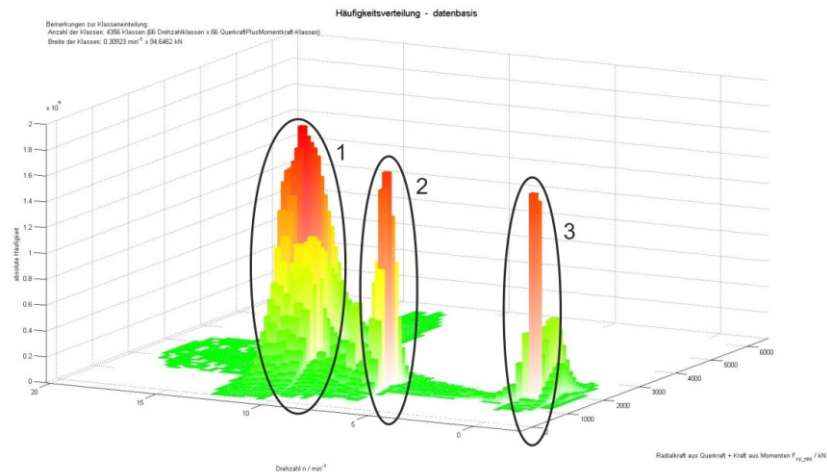


Abbildung 4-12: Bivariantes Histogramm der absoluten Drehzahl-Radialkraft-Häufigkeiten

Auffällig sind die drei Peaks, welche auf drei Lastbereiche bzw. Betriebsmodi zurückzuführen sind:

1. Normalbetrieb
2. An- und Abfahren bzw. Teillast (Schwachwind)
3. Stillstand bzw. Trudeln

Zur weiteren Betrachtung können aus dem gesamten Diagramm entweder Unterbereiche eingegrenzt bzw. einzelne Lastfälle herausgefiltert werden. Durch eine erneute Anwendung des bivarianten Diagramms, beispielsweise auf einen Lastfallverlauf, wird die explizite Lastverteilung eines Lastfalls dargestellt.

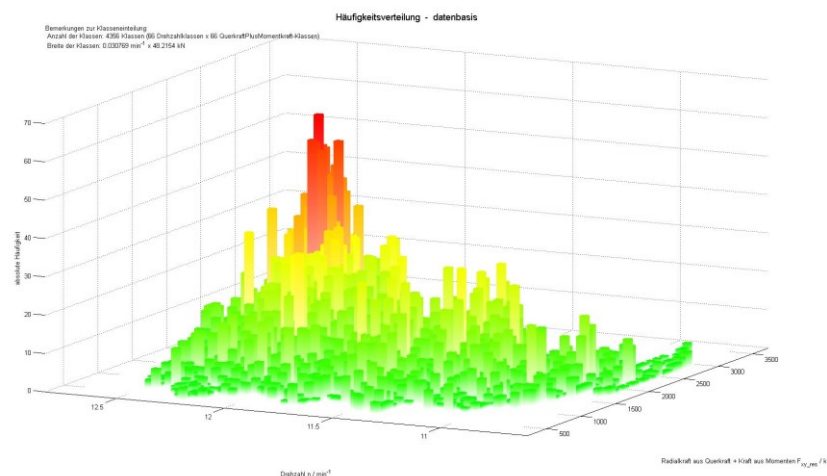


Abbildung 4-13: Bivariantes Histogramm eines Lastfallverlaufes

4.3.3.2 ASALAST – Datenreduktion

Die Datenreduktion beruht auf der Wichtung der relativen Häufigkeiten und bezieht sich immer auf die Auswertung eines expliziten Lastverlaufes. Es werden die relativen Bereichshäufigkeiten eingeführt. Ähnlich wie in Kapitel 4.3.3.1 wird eine Rasterung und Klassierung vorgenommen. Hierbei können die Grenzen der Bereichseinteilung als festes Raster nach (4.30) oder individuell, beispielsweise in Abhängigkeit von auftretenden Peaks, festgelegt werden. In einem weiteren Schritt werden die Wertepaare ermittelt, die in die jeweiligen Bereiche fallen. Im Anschluss wird die relative Bereichshäufigkeit H_x bestimmt.

$$H_x = \frac{\text{Anzahl der Wertepaare pro Bereich } x}{\text{Anzahl der Wertepaare der gesamten Datenbasis}} \quad (4.31)$$

H_x beschreibt eine Näherung für die Wahrscheinlichkeit, dass ein beliebiges Wertepaar der Datenbasis im Bereich x liegt. Um die Verteilung der Datenbasis abzubilden, muss diese Wahrscheinlichkeit auch in der datenreduzierten Wertauswahl gelten, wodurch eine gleiche Lastverlaufscharakteristik erreicht wird. Die relative Bereichshäufigkeit H_x des Bereiches x ist daher der Indikator für die Anzahl der Wertepaare, die aus einem Bereich stammen müssen. Dazu muss zunächst der gewünschte Werteumfang q festgelegt werden, um im Anschluss die absolute Bereichshäufigkeit q_x zu bestimmen.

$$q_x = H_x * q \quad (4.32)$$

Die absoluten Bereichshäufigkeiten q_x nach (4.32) stammen im Allgemeinen aus der Menge der reellen Zahlen. Da diese Größe jedoch dazu verwendet wird, die Anzahl an auszuwählenden Wertepaaren pro Bereich zu bestimmen, ist diese Eigenschaft unzureichend. Für die Verwendung sind natürliche Zahlen notwendig, welche durch Rundung der reellen Zahlen gewonnen werden. Da stellt sich gerade in Bezug auf die absoluten Häufigkeiten, die sehr viel kleiner als 1 sind ($q_x \ll 1$), die Frage, wie gerundet werden muss. Solche Ereignisse, beispielsweise in Form von Extremwerten, treten oft stark isoliert von anderen Wertepaaren auf und besitzen sehr kleine relative Bereichshäufigkeiten.

$$H_{\text{Extremwerte}} = \frac{1 \text{ Wert pro Bereich}}{\text{Anzahl der Wertepaare der gesamten Datenbasis}} \approx y * 10^{-5} \quad (4.33)$$

Es wurden zwei Rundungsansätze betrachtet, das kaufmännische Runden und das Runden nach plus unendlich. Beim kaufmännischen Runden wird abgerundet, wenn die erste wegfalende Stelle eine 0, 1, 2, 3 oder 4 ist. In allen anderen Fällen wird aufgerundet. Bei Verwen-

dung dieser Regeln würden demnach sämtliche Bereiche mit einer rechnerischen absoluten Bereichshäufigkeit von $q_x < 0,5$ nicht in die Wertauswahl einbezogen werden. Aufgrund der sehr geringen relativen Bereichshäufigkeiten würde dies in vielen Fällen für die Extremwerte zutreffen. Wegen der Forderung nach gleicher Verlaufscharakteristik müssen die Extremwerte berücksichtigt werden und Bestandteil jeder erstellten Wertauswahl sein. Es ist also

$$q_{\text{Extremwert}} > 0,5 \quad (4.34)$$

zu fordern. Unter Verwendung von (4.32) ergibt sich somit die Ungleichung

$$0,5 < H_{\text{Extremwert}} * q \quad (4.35)$$

und daraus ein Mindestumfang q_{\min} für die Wertauswahl von

$$q_{\min} > \frac{0,5}{y * 10^{-5}} \quad (4.36)$$

Dieser Mindestumfang ist für eine quasistatische Lastvorgabe zur numerischen Lösung der R-DGL zu groß, um eine rechnerbasierte zeiteffektive Lösung zu erhalten. Bei dem zweiten Rundungsverfahren nach plus unendlich wird jede reelle Zahl durch die nächsthöhere natürliche Zahl ersetzt. Bei der Verwendung dieses Verfahrens wird sichergestellt, dass jeder Bereich mindestens einmal in der Wertauswahl vertreten ist. Eine Häufigkeitsverteilung der Datenbasis durch eine Wertauswahl nach diesem Rundungsverfahren wird weniger exakt abgebildet, ist aber ausreichend genau. Sind die relativen Häufigkeiten der Bereiche und die Anzahl der reduzierten Wertauswahl festgelegt, werden die entsprechenden Wertepaare je Bereich zufallsbedingt ausgewählt. In Abbildung 4-14 sind zum Vergleich die Drehzahl-Radialkraft-Histogramme einer unreduzierten und einer datenreduzierten Wertauswahl dargestellt. Im Anschluss werden die gewählten Wertepaare nach Drehzahl und Radialkraft separiert und über den Zeitindex geordnet. In Abbildung 4-15 bis Abbildung 4-16 ist eine Datenreduzierung für einen zeitlichen Belastungsverlauf eines Lastfalls um den Faktor ≈ 10 dargestellt. Eine exakte Einhaltung des gewünschten Wertumfangs ist selten möglich, da es aufgrund des Rundungsverfahrens bei den Bereichshäufigkeiten zu geringen systembedingten Überhöhungen kommt.

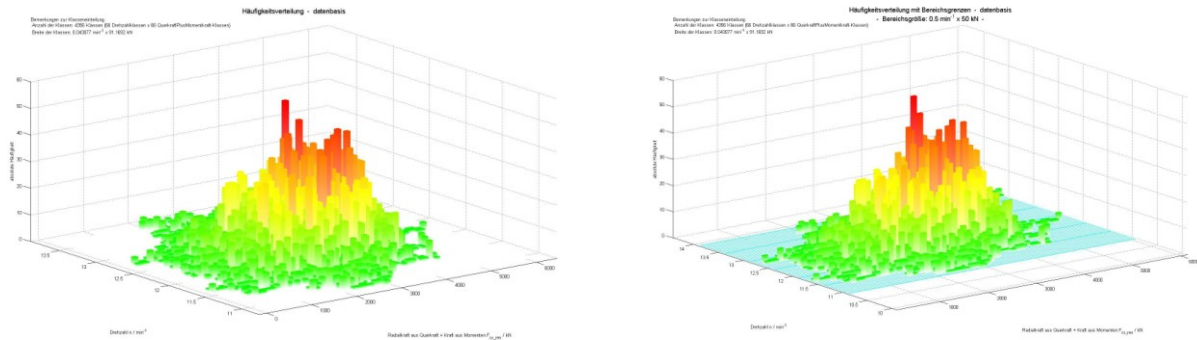


Abbildung 4-14: links: unreduziertes Histogramm / rechts: datenreduziertes Histogramm

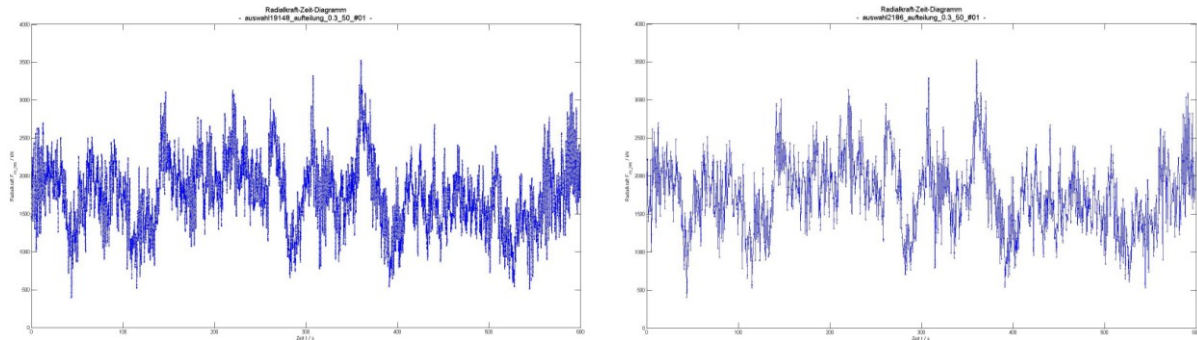


Abbildung 4-15: links: unreduzierter Radiallastverlauf / rechts: datenreduzierter Radiallastverlauf

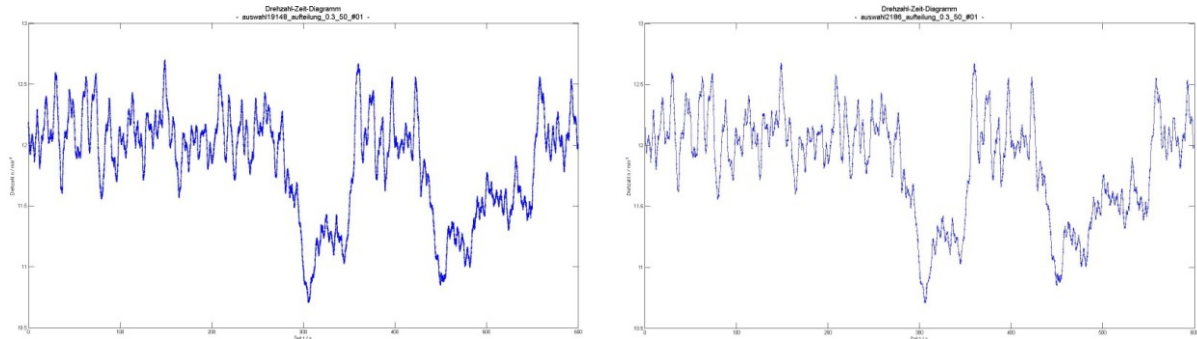


Abbildung 4-16: links: unreduzierter Drehzahlverlauf / rechts: datenreduzierter Drehzahlverlauf

Zur Vorgabe der datenreduzierten Wertereihe als Eingangswerte für die Auslegungsrechnung wird die ausgewertete resultierende Radialkraft F_{xy} wieder in ihre Einzelkräfte F_x und F_y zerlegt. Während der gesamten Auswertung werden neben dem Zeitindex auch die dazugehörigen Einzelkräfte im Hintergrund mitgeführt. Die reduzierte Wertereihe wird als Parameterdatei gespeichert und wird in die Gleitlagerauslegungssoftware SIRIUS eingelesen. Eine Darstellung der Start-GUI und der GUI zur Wahl des zugrunde liegenden Lagerkonzeptes der Simulationsdaten sowie eine vollständige Übersicht in Form von UML-Diagrammen des Programmablaufes von ASALAST befinden sich im Anhang A 4.1 bis A 4.5.

5 Beispiele für die Modellierung und Auslegung

Die Anwendung der Methoden aus den Kapiteln 4.2, 4.3.2 und 4.3.3 werden an exemplarischen Beispielen durchgeführt und die Ergebnisse dargestellt. Es wird weiterhin der Einfluss der Elastizität der Lagerschale auf die Tragfähigkeit untersucht und die Energiebilanz, bezogen auf Verlustleistung und Schmiermitteldurchsatz, aufgestellt.

5.1 Datenbasis der Auslegungslasten für die Beispielrechnungen

Die verwendeten Auslegungslasten sind Simulationsergebnisse der NREL 5 MW Anlage [106], welche in vielen Bereichen der Windenergietechnik als virtuelle Referenzanlage dient. Das Lagerungskonzept im Simulationsmodell ist eine Zweipunktlagerung mit aufgestecktem Getriebe (vgl. Kapitel 2.2.3).

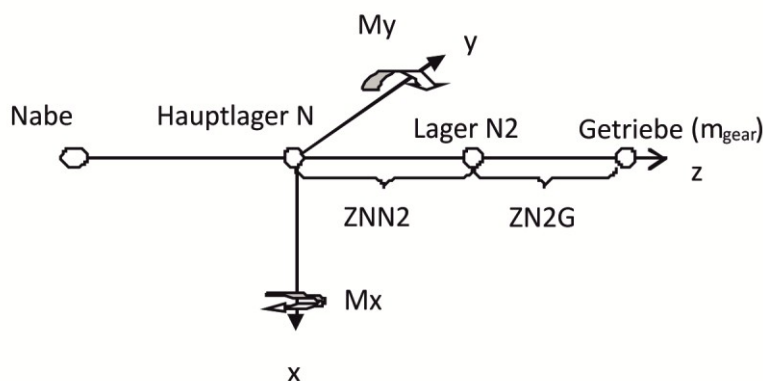


Abbildung 5-1: Lagerungskonzept des Simulationsmodells der NREL 5 MW Anlage

Definition der Lagerung im Simulationsmodell:

- $ZNN2$ = Abstand Lager N – Lager N2 = 3,6 m
- $ZN2G$ = Abstand Lager N2 – Getriebe = 1,2 m
- m_{gear} = Masse Getriebe = 60 t
- Hauptlager N = Loslager
- Lager N2 = Festlager

Anhand des Lagerkonzeptes und der Definition der aerodynamischen Kräfte wurden die auftretenden Lagerkräfte und Drehzahlen als zeitliche Belastungsverläufe berechnet (vgl. Kapitel 4.1). Es stehen folgende Daten der Simulation von Auslegungslasten zur Verfügung (vgl. Tabelle 2-5):

Tabelle 5-1: Liste der vorhandenen Auslegungslasten der NREL 5 MW Anlage

Lastfallkategorien	V_{hub}	Anzahl Zeitreihen
1.1 Normalbetrieb	4	6 Seeds
	6	6 Seeds
	8	6 Seeds
	10	6 Seeds
	12	6 Seeds
	14	6 Seeds
	16	6 Seeds
	18	6 Seeds
	20	6 Seeds
	22	6 Seeds
	24	6 Seeds
3.1 Start bei konstantem Wind 4.1 Stopp bei konstantem Wind	4	1
	6	1
	8	1
	10	1
	12	1
	14	1
	16	1
	18	1
	20	1
	22	1
	24	1

Aufgrund der Lagerdefinition nimmt das Lager N2 neben den anteiligen Querkraften zusätzlich die Momentenbelastungen aus den aerodynamischen Kräften und der Getriebemasse auf. Die Belastungen aus den Momenten stellen den größten Bestandteil der Lagerkräfte dar. Der Lagerpunkt N2 ist von beiden Lagern der höchstbelastete und wird für die Beispielrechnung herangezogen (Abbildung 5-2).

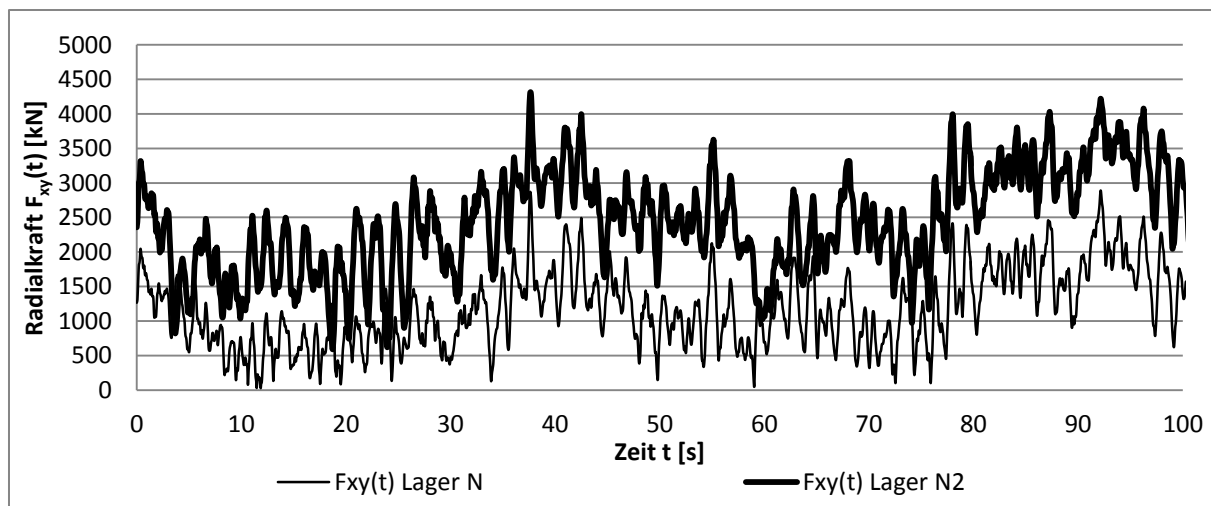


Abbildung 5-2: Resultierende Radialkräfte eines Belastungsverlaufes für Lager N und Lager N2

Um eine gesamtheitliche Betrachtung der Auslegungslasten bzw. eine effektive Möglichkeit der Handhabbarkeit aller Lastsätze zu ermöglichen, werden alle Lastreihen in einen Load-Cube überführt (Abbildung 5-3).

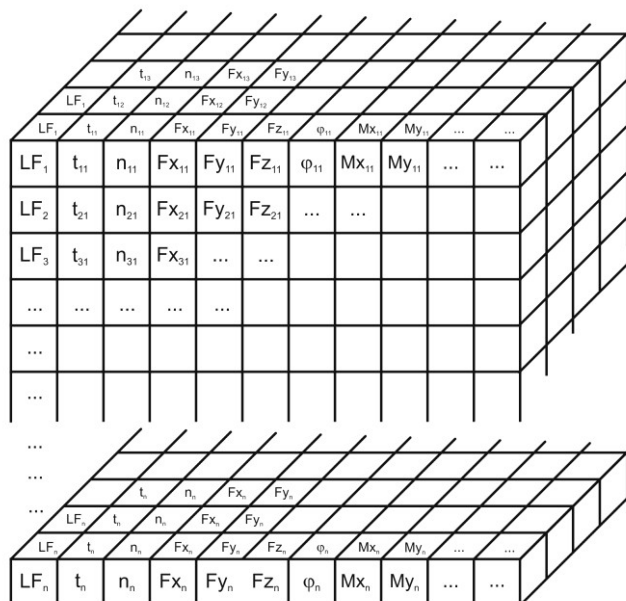


Abbildung 5-3: Load-Cube für die Lasten einer Windenergieanlage

Hierbei werden alle Datensätze in eine dreidimensionale $m \times n \times u$ Matrix übertragen, wobei m die Anzahl der Lastfälle, n die Lastdatenkomponenten und u die Zeitschritte darstellen. Der Vorteil dieses Load-Cubes ist es, eine Auswertung über einen Lastfall hinaus ableiten zu können.

5.2 Zusammenfassung von Auslegungslastfällen

Die Zusammenfassung von Auslegungslastfällen einer Windgeschwindigkeit beruht auf der Gleichheitsdefinition in Kapitel 4.2. Dazu wurden in Matlab® die Algorithmen zur Anwendung des Kruskal-Wallis-Testes, des Meyer-Bahlburg-Testes und der Differenz der spektralen Leistungsdichte umgesetzt. Es werden je Untersuchung die Auslegungslastfälle einer Windgeschwindigkeit eingelesen und anhand der Tests überprüft. Die Algorithmen liefern die Indikatoren zur Annahme der Nullhypothese und die Differenz der spektralen Leistungsdichte. Als Ergebnis der beiden statistischen Tests wird der Wert p ausgegeben. Der Wert p ist folgend definiert:

„If the p value is near zero, this casts doubt on the null hypothesis and suggests that at least one sample median is significantly different from the others. The choice of a critical p value to determine whether the result is judged statistically significant is left to the researcher. It is common to declare a result significant if the p value is less than 0.05 or 0.01.“ [98]

Beim Vergleich der spektralen Leistungsdichte werden ΔS_{zul} und ΔS_{vor} bestimmt. Es gilt nach Kapitel 4.2.2, dass $\Delta S_{vor} \leq \Delta S_{zul}$ sein muss, damit kein signifikanter Unterschied vorliegt.

Als Ergebnis sind die p -Werte, das zulässige ΔS_{zul} , das maximal vorhandene ΔS_{vor} sowie grafisch die Lageabweichungen und die spektralen Leistungsdichten, inklusive der $\pm 2,5\%$ Grenzen, dargestellt. Sie sind exemplarisch für die vertikalen Belastungen F_x aller Windgeschwindigkeiten aufgeführt.

Tabelle 5-2: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 4$ m/s

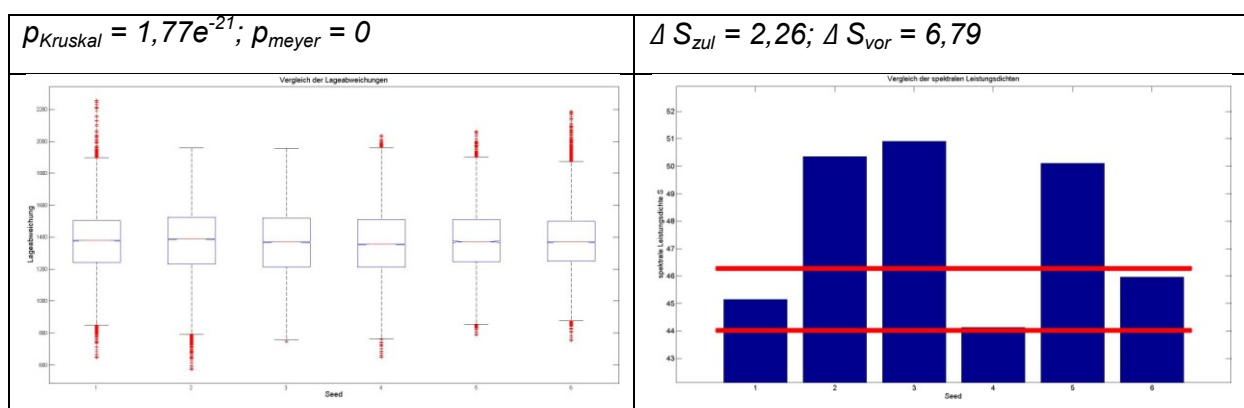


Tabelle 5-3: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 6 \text{ m/s}$

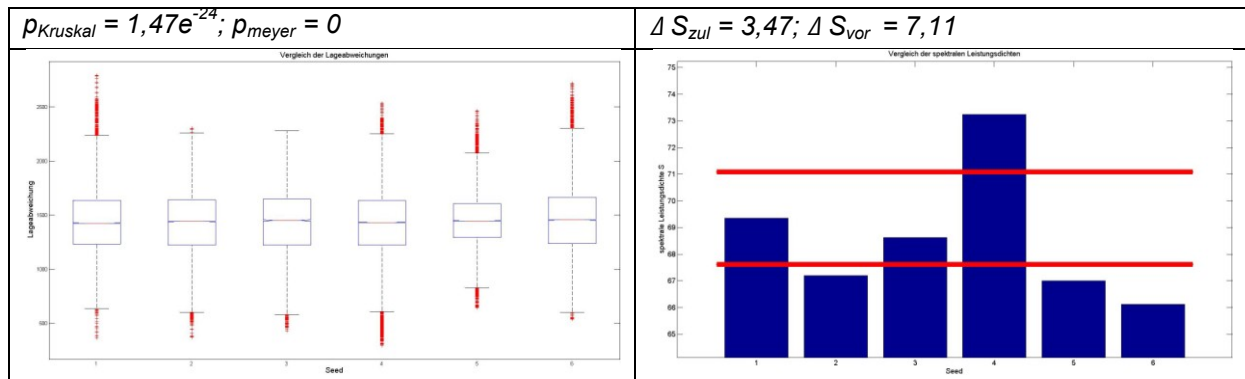


Tabelle 5-4: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 8 \text{ m/s}$

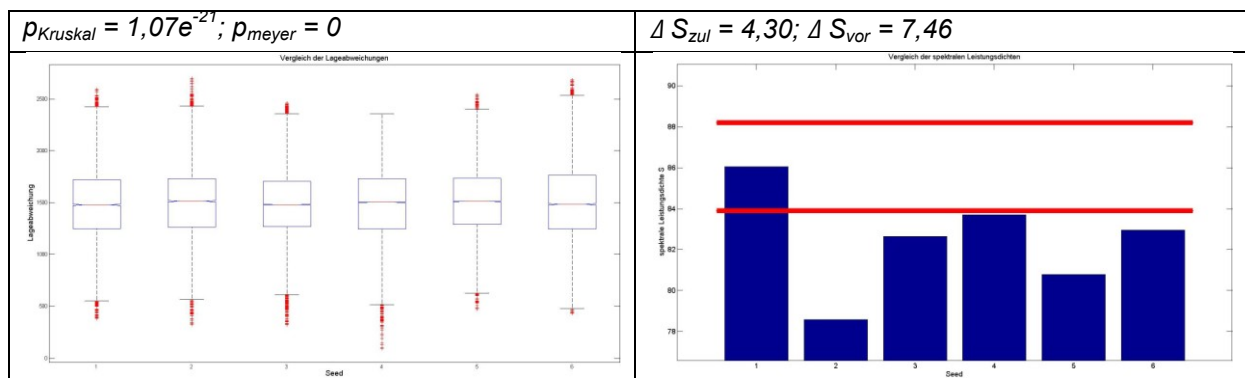


Tabelle 5-5: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 10 \text{ m/s}$

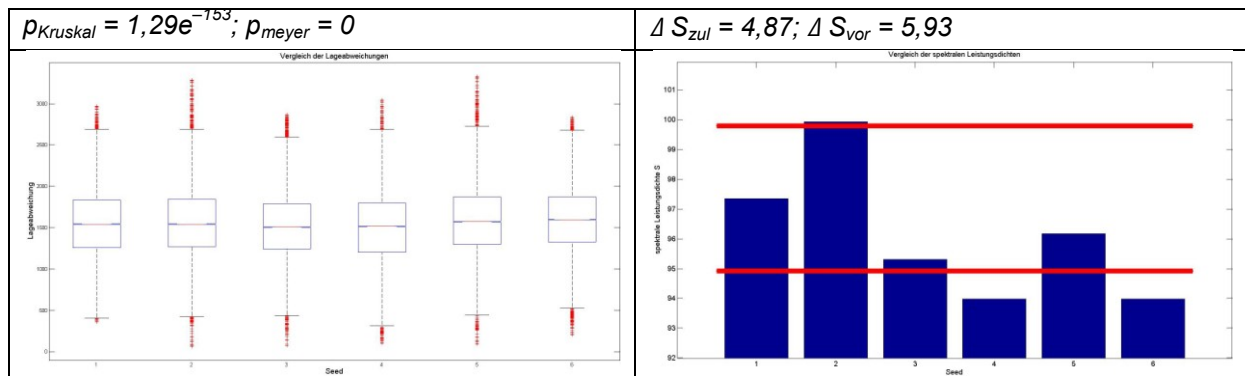


Tabelle 5-6: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 12 \text{ m/s}$

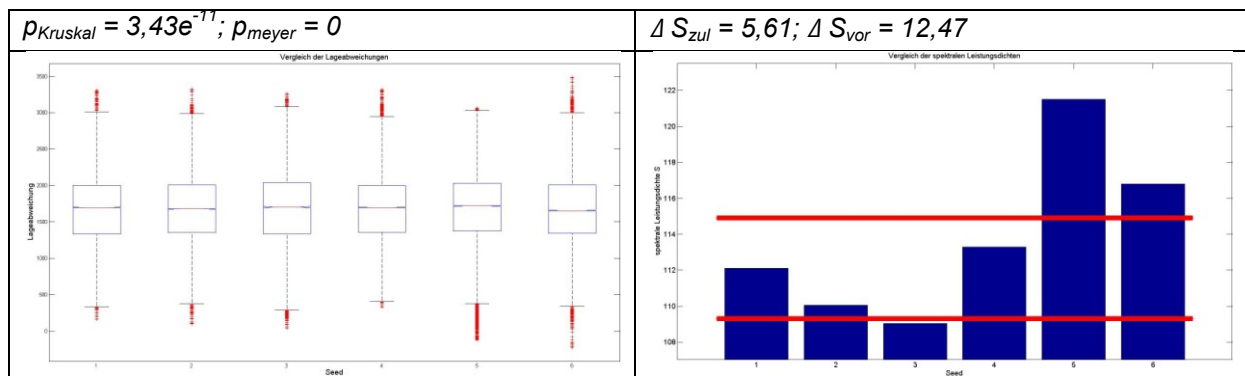


Tabelle 5-7: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 14$ m/s

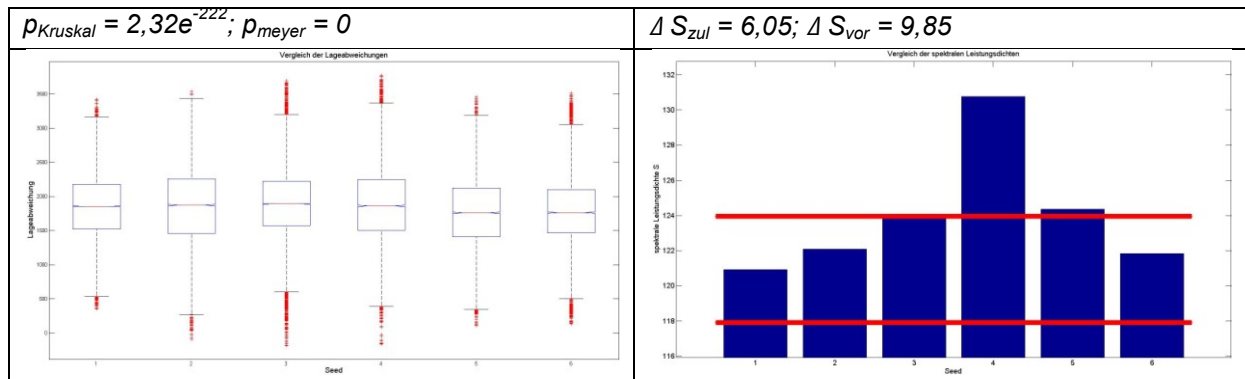


Tabelle 5-8: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 16$ m/s

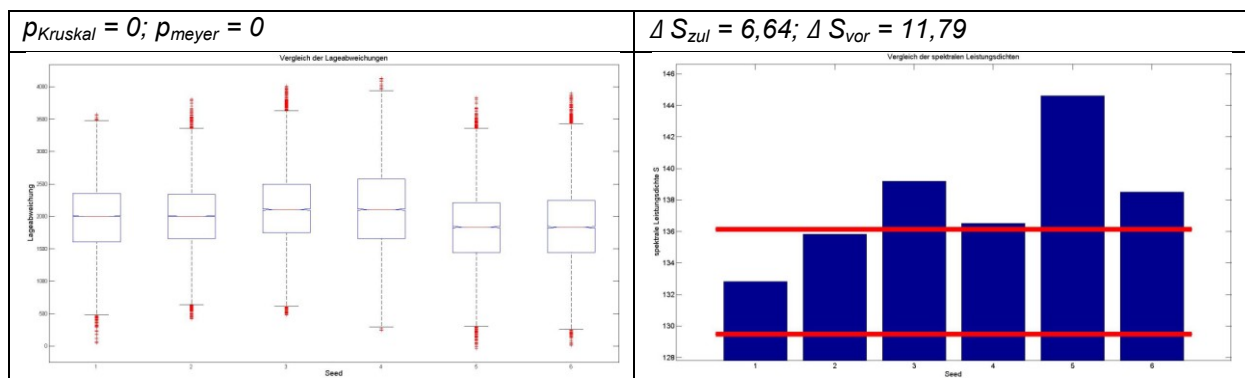


Tabelle 5-9: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 18$ m/s

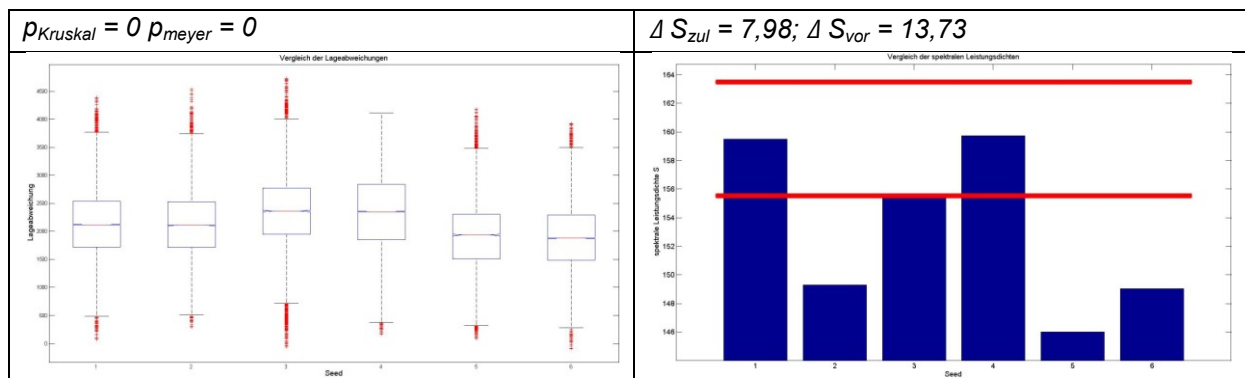


Tabelle 5-10: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 20$ m/s

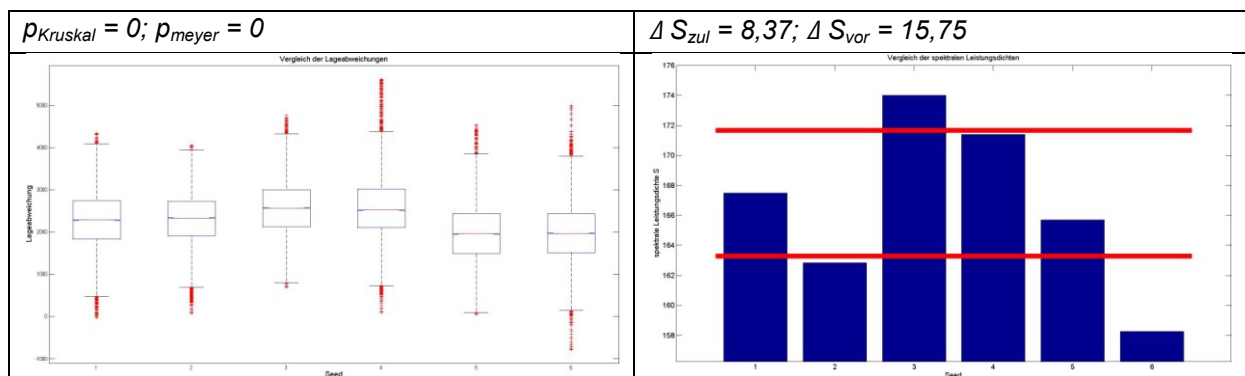
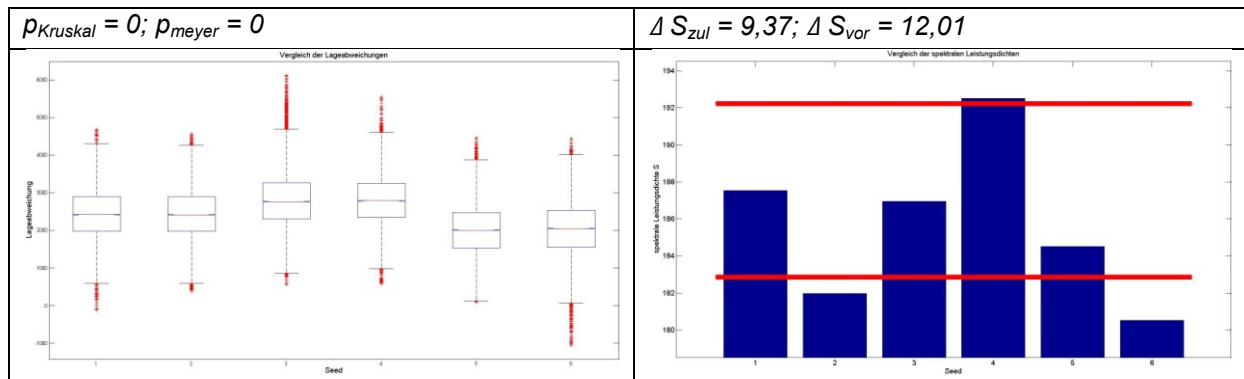
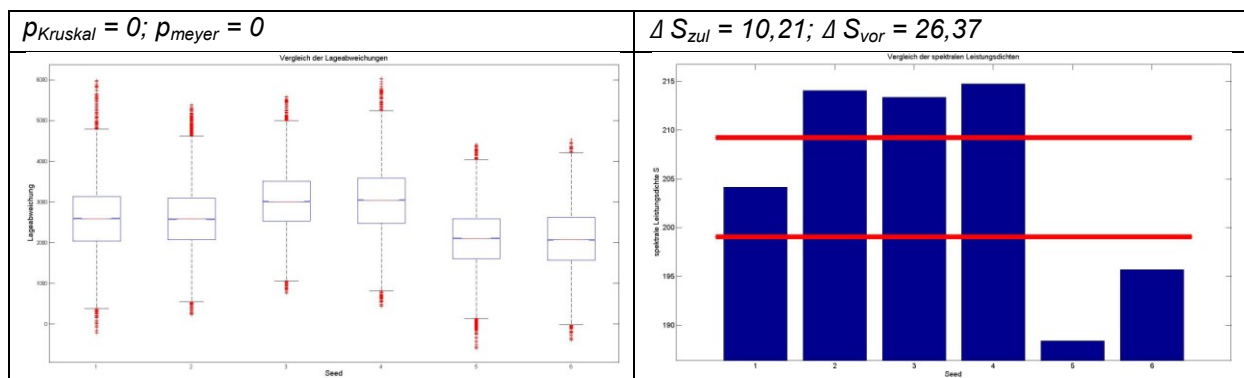


Tabelle 5-11: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 22$ m/s

Tabelle 5-12: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für $V_{hub} = 24$ m/s


Bei den Ergebnissen ist zu erkennen, dass die statistischen Kriterien der Gleichheit $p_{Kruskal}$ und p_{Meyer} sowie das Kriterium der Differenz der spektralen Leistungsdichte ΔS bei keiner der Windgeschwindigkeiten zutrifft. Das lässt den Schluss zu, dass die vorliegenden Auslegungslastfälle einer V_{hub} nicht zusammengefasst werden können. Demnach müssen für einen vollständigen Tragfähigkeitsnachweis alle Seeds einer Windgeschwindigkeit nachgewiesen werden.

5.3 Aufbau des hydrodynamischen Modells

Die Beispielrechnungen zur hydrodynamischen Tragfähigkeit wurden mit dem Simulationstool SIRIUS Version 8 durchgeführt (vgl. Kapitel 3.5.2). Dabei wurde die Erweiterte R-DGL nach Wegmann angewandt (vgl. Kapitel 3.4.4.2). Nach [73] überschreitet die Gasphase im Schmiermittel bei Umgebungsdruck nicht die Grenze von 10 % Volumen. Daher darf die Mischungskonstante c nicht größer als 10 % des Umgebungsdruckes gewählt werden. Zu kleine c führen hingegen zu Instabilitäten in der Numerik. Für die Schmiermittelversorgung wird eine Druckumlaufschmierung mit zwei Schmiernuten verwendet, die im $\pm 90^\circ$ Winkel positioniert sind. Der Versorgungsdruck wird festgelegt mit:

- $p_{Pumpe} = 0,6 \text{ MPa}$

Für den Druck am gesamten Lagerrand wurde

- $p_{Rand} = 0,5 \text{ MPa}$

angenommen. Die gewählte Mischungskonstante c_{gew} wurde mit

- $c_{gew} = 0,05 \text{ Mpa}$

definiert. Für das Schmiermittel wurde eine dynamische Viskosität von

- $\eta = 50 \text{ mPas}$

gewählt, was einer durchschnittlichen Viskosität von Schmierölen bei Betriebstemperatur entspricht.

Für die geometrischen Randbedingungen wurden folgende Annahmen getroffen:

- qualitative geometrische Randbedingungen
 - vollständig umschlossenes Lager
 - symmetrisches Lager
 - fluchtende Welle bezüglich der Lagerschale
 - gerade Welle
 - zylindrische Welle und Lagerschale
- quantitative geometrische Randbedingungen
 - Wellendurchmesser $D = 3000 \text{ mm}$
 - B/D-Verhältnis $B/D = 0,75$
 - relatives Lagerspiel $S = 0,5 \text{ ‰}$

Für die Wahl der Gitternetzweite $NX \times NZ$ wurde die Anzahl der Stützstellen variiert und Vergleichsrechnungen durchgeführt (vgl. Abbildung 5-4).

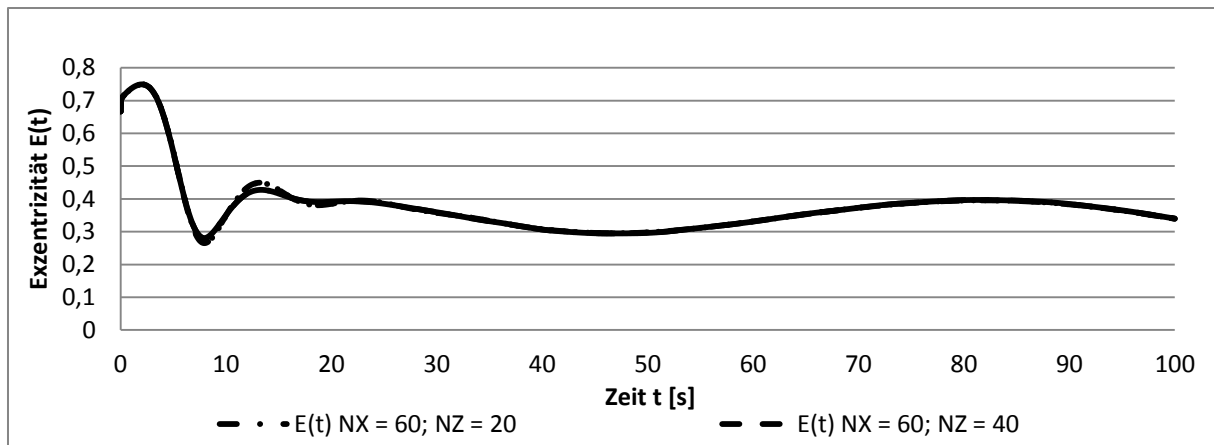


Abbildung 5-4: Vergleich der Exzentrizität bei Variation der Gitternetzweite

Es sind keine signifikanten Unterschiede bei den Ergebnissen der Exzentrizität vorhanden. Die Wahl der Gitternetzweite beträgt:

- Stützstellen in Umfangsrichtung $NX = 60$
- Stützstellen in Breitenrichtung $NZ = 20$

5.4 Beispielrechnungen zur hydrodynamischen Tragfähigkeit

Die Untersuchung der hydrodynamischen Tragfähigkeit beruht auf der Lösung der Erweiterten R-DGL. Die Eingangsgrößen sind neben dem Aufbau des Auslegungsmodells die aufbereiteten Lastdaten nach Kapitel 4.3.2 bzw. 4.3.3.

Im Vorfeld der Vergleichsrechnung sind die vorhandenen Lastfallkategorien (vgl. Tabelle 5-1) den entsprechenden Lastartdefinitionen (instationär bzw. quasistationär) zugeordnet worden. Demnach wurden die Betriebslastfälle über den instationären und den quasistationären Ansatz berechnet. Die An- und Abfahrlastfälle sind aufgrund ihres Drehzahlverlaufes bei relativ konstanter Last quasistationär betrachtet worden (Abbildung 5-5).

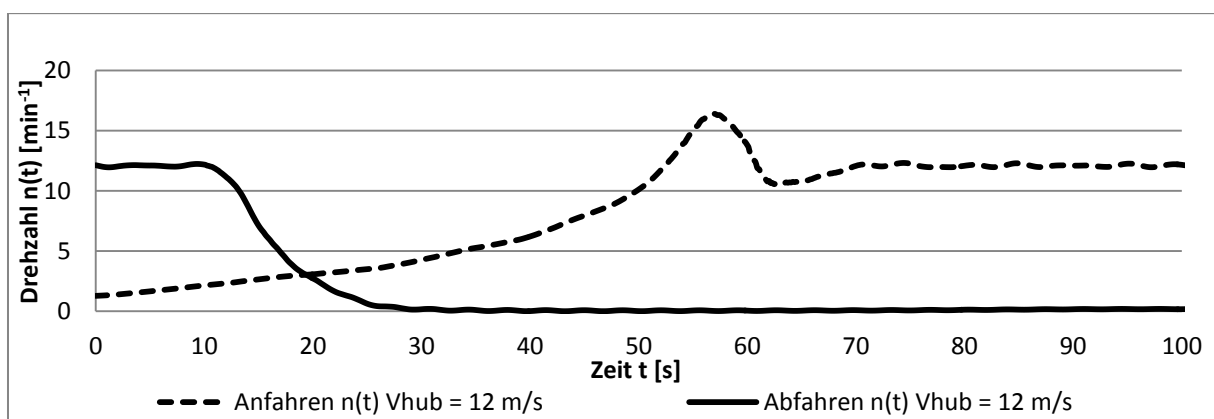


Abbildung 5-5: Drehzahlverlauf beim An- bzw. Abfahrvorgang

5.4.1 Instationäre Rechnung mit periodischen Lasten

Die Ergebnisse der Beispielrechnungen sind kein gesamter Tragfähigkeitsnachweis aller Windgeschwindigkeiten, sondern werden zur Verdeutlichung der Methodik dienen. Daher wird bei der Darstellung des Vorgehens der maßgebliche Lastfall herangezogen. Um diesen im Normalbetrieb zu erhalten, wird je Windgeschwindigkeit der erste Seed gewählt. Aus den gewählten Lastfallverläufen werden die harmonischen Grundschrwingungen der vertikalen und horizontalen Belastungen, als größte Einflusslasten, und die Drehzahlen ausgewertet (vgl. Kapitel 4.3.2). Wie in Abbildung 5-6 zu erkennen, sind die Grundschrwingungen der Drehzahlverläufe sehr klein. Daher werden die Drehzahlen in den weiteren Rechnungen als konstant über ihrem Mittelwert angenommen.

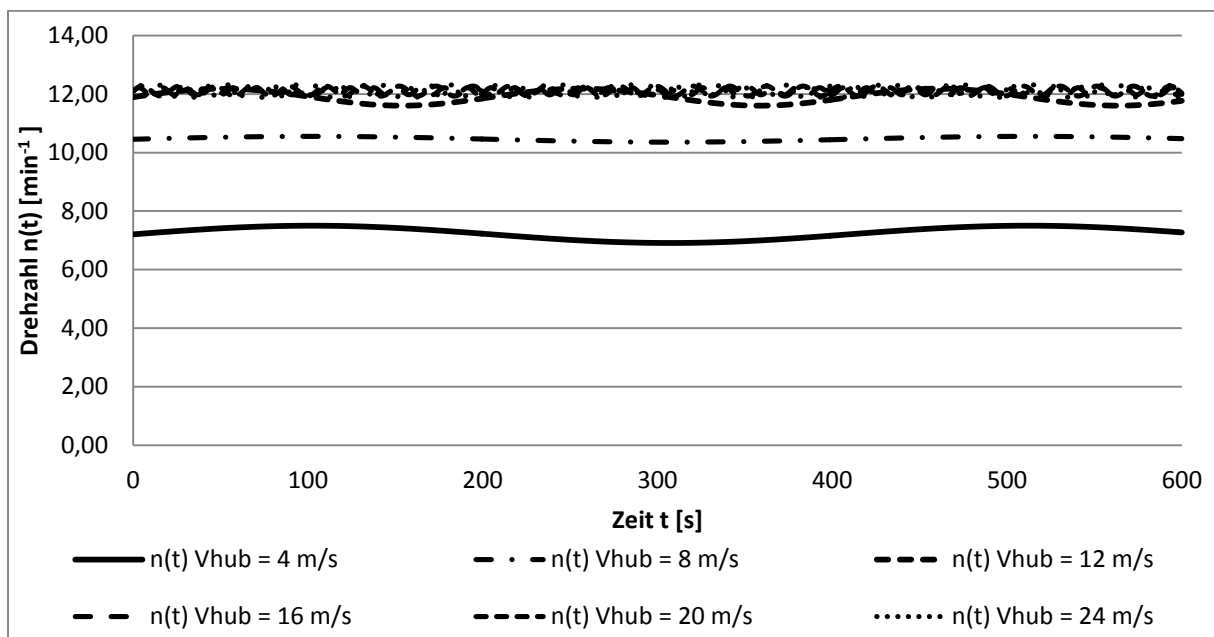


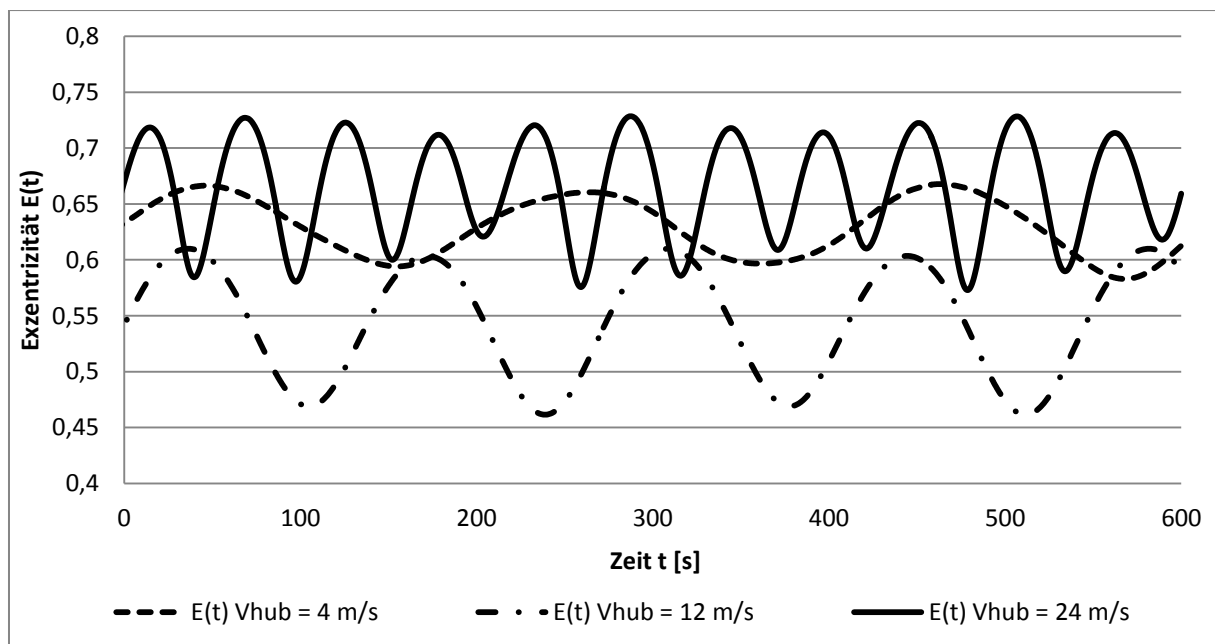
Abbildung 5-6: Grundschrwingungen im Drehzahlverlauf verschiedener V_{hub}

Die Parameter der Grundschrwingungen der Kräfte und der Drehzahlen sowie die Ergebnisse der maximalen Exzentrizitäten und Sommerfeldzahlen sind in Tabelle 5-13 aufgelistet.

Tabelle 5-13: Parameter und Ergebnisse der Belastungen zur Bestimmung des maßgeblichen Lastfalls

V_{hub} [m/s]	n [min ⁻¹]	F_{x_mittel} [kN]	F_{x_amp} [kN]	ω_{Fx} [grd/s]	F_{y_mittel} [kN]	F_{y_amp} [kN]	ω_{Fy} [grd/s]	E_{max}	So_{max}
4	7,20	1373,06	181,04	1,76	24,81	245,38	2,20	0,67	6,48
6	8,98	1442,53	361,32	1,32	58,32	266,16	2,64	0,64	5,45
8	10,46	1490,81	322,84	3,08	130,04	317,58	1,76	0,61	4,60
10	11,38	1554,52	378,14	5,71	193,97	483,76	3,01	0,62	4,48
12	11,89	1670,21	388,40	2,64	155,25	287,56	1,32	0,61	4,31
14	12,08	1843,61	537,36	3,52	87,58	384,82	4,39	0,65	4,85
16	12,10	1974,87	489,14	3,76	-15,07	507,18	7,03	0,66	5,06
18	12,10	2138,13	513,16	8,79	-111,86	463,68	3,95	0,68	5,46
20	12,10	2275,48	659,54	6,15	-212,01	446,52	7,91	0,71	6,12
22	12,10	2427,89	513,96	6,14	-337,80	769,72	10,11	0,72	6,43
24	12,10	2584,26	615,76	6,59	-459,68	608,10	4,83	0,73	6,98

Die größte Exzentrizität und die maximale Belastung ergeben sich bei der stärksten Windgeschwindigkeit. Somit stellt der Verlauf von $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$ die höchste Belastung dar. Die Ergebnisse zeigen auch, dass eine höhere Windgeschwindigkeit nicht automatisch eine schlechtere Tragfähigkeit bedeutet. In Abbildung 5-7 sind die Exzentrizitätsverläufe für eine niedrige, eine mittlere und eine hohe Windgeschwindigkeit dargestellt.


Abbildung 5-7: Exzentrizität bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten

Es ist zu erkennen, dass die Exzentrizitäten für $V_{hub} = 4 \text{ m/s}$ größer sind und somit die Tragfähigkeit schlechter ist als für $V_{hub} = 12 \text{ m/s}$, obwohl die Kraftwerte wesentlich kleiner sind (vgl. Tabelle 5-13). Der Grund dafür ist eine ungünstigere Kombination der Drehzahl-Kraft-Paarungen und daraus resultierenden höheren Belastungen (vgl. Sommerfeldzahl). Daher kann nicht von vornherein festgelegt werden, welcher der maßgebliche Lastfall ist.

Die Rechnungen zur Betrachtung der vollständigen periodischen Lasten werden im Weiteren am Beispiel der zeitlichen Belastungsverläufe von $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$ durchgeführt. Dazu werden aufgrund der Ergebnisse von Kapitel 5.2 alle Seeds betrachtet. Es werden die jeweiligen Grundschwingungen, Zusatzschwingungen sowie die Drehzahlen bestimmt und zum Nachweis der Tragfähigkeit die Exzentrizitäten berechnet. Die Parameter der vollständigen instationären periodischen Lasten sind in Tabelle 5-14 aufgelistet.

Tabelle 5-14: Parameter der vollständigen Lasten aller Seeds bei $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$

V_{hub}/Seed	24/1	24/2	24/3	24/4	24/5	24/6
$n [\text{min}^{-1}]$	12,1	12,1	12,1	12,1	12,1	12,1
$F_{x_mittel} [\text{kN}]$	2584,26	2590,62	3035,93	3031,11	2094,81	2089,10
$F_{x_amp} [\text{kN}]$	615,76	625,83	489,43	767,26	561,66	630,96
$\omega_{Fx} [\text{grd/s}]$	6,59	13,18	5,27	5,71	11,87	2,20
$F_{x_amp_Zusatz1} [\text{kN}]$	336,02	340,64	339,83	300,02	336,80	339,84
$\omega_{Fx_Zusatz1} [\text{grd/s}]$	87,01	87,01	87,01	87,01	87,01	87,01
$F_{x_amp_Zusatz2} [\text{kN}]$	204,15	238,30	266,35	245,91	233,99	272,46
$\omega_{Fx_Zusatz2} [\text{grd/s}]$	261,04	256,20	259,72	261,48	261,52	260,16
$F_{y_mittel} [\text{kN}]$	-459,68	-457,70	-216,86	-218,07	-664,89	-675,87
$F_{y_amp} [\text{kN}]$	608,10	728,74	457,54	558,01	510,35	599,34
$\omega_{Fy} [\text{grd/s}]$	4,83	7,47	2,19	4,39	3,95	5,27
$F_{y_amp_Zusatz1} [\text{kN}]$	329,20	370,41	331,02	329,81	298,32	416,86
$\omega_{Fy_Zusatz2} [\text{grd/s}]$	87,01	87,01	87,01	87,01	87,01	87,01
$F_{y_amp_Zusatz2} [\text{kN}]$	183,02	205,97	184,46	216,42	186,15	187,34
$\omega_{Fy_Zusatz} [\text{grd/s}]$	265,87	256,20	234,67	273,34	261,52	264,11

Zur Veranschaulichung der Unterschiede der instationären Lasten einzelner Seeds sind die periodischen Lastverläufe für $V_{hub} 24/1$ und $V_{hub} 24/6$ in Abbildung 5-8 dargestellt.

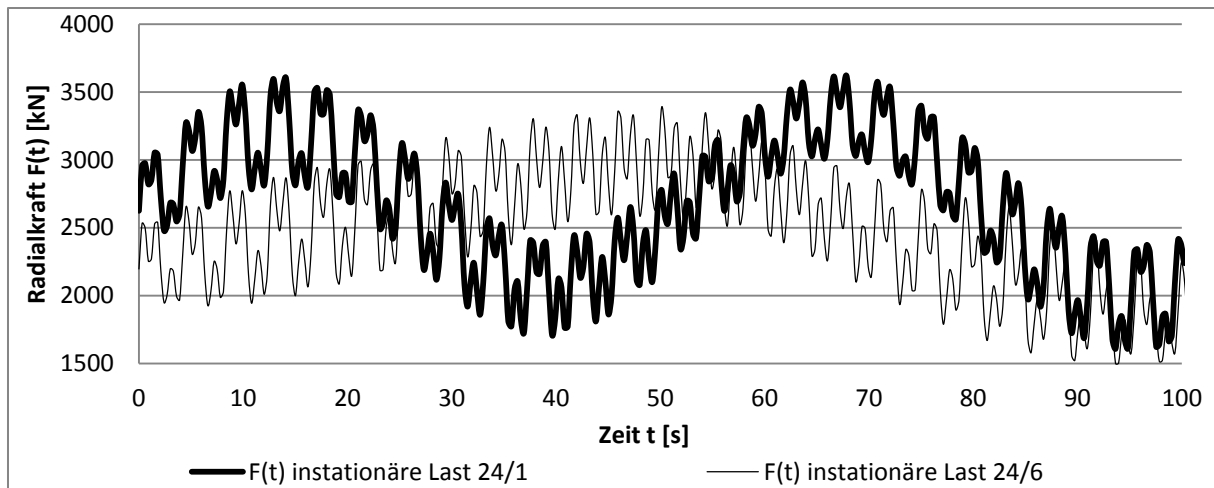


Abbildung 5-8: Vollständige instationäre periodische Lastverläufe verschiedener Seeds einer V_{hub}

Die mittleren und maximal vorhandenen Belastungen in Form der Sommerfeldzahlen jeder Lastrechnung sind in Tabelle 5-15 aufgeführt.

Tabelle 5-15: Maximale Sommerfeldzahlen der instationären Lastrechnungen bei $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$

V_{hub}/Seed	24/1	24/2	24/3	24/4	24/5	24/6
So_{mittel}	5,37	5,44	6,24	6,25	4,55	4,67
So_{max}	7,70	8,24	8,78	9,48	7,01	7,26

Die maximal vorhandenen Exzentrizitäten jeder Lastrechnung sind in Tabelle 5-16 erfasst.

Tabelle 5-16: Maximale Exzentrizitäten der instationären Lastrechnung bei $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$

V_{hub}/Seed	24/1	24/2	24/3	24/4	24/5	24/6
E_{max}	0,74	0,76	0,76	0,77	0,72	0,73

Zum Vergleich sind die Exzentrizitätsverläufe für $V_{hub} 24/1$ und $V_{hub} 24/6$ in Abbildung 5-9 veranschaulicht.

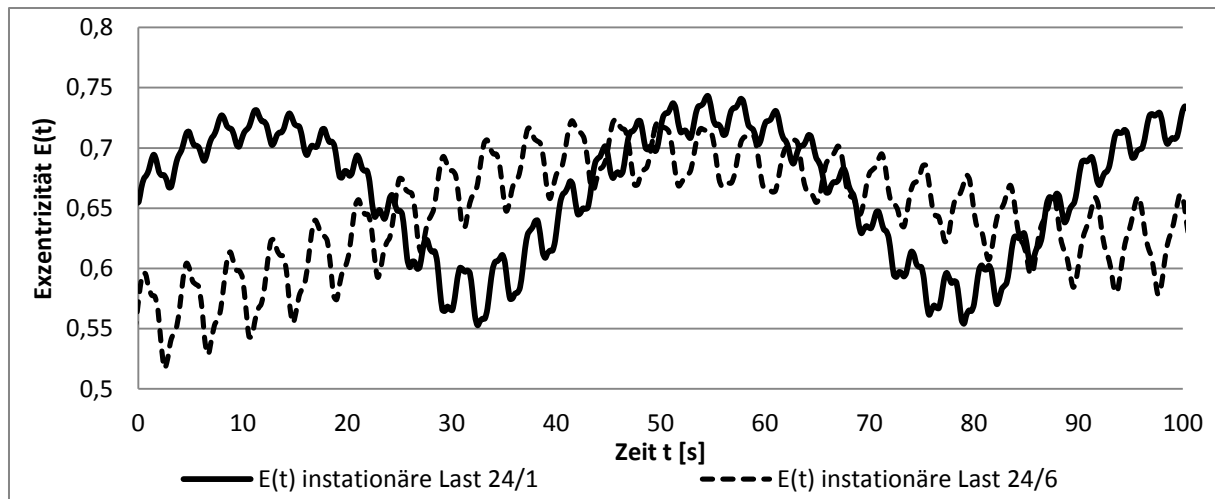


Abbildung 5-9: Instationäre Exzentritätsverläufe verschiedener Seeds einer V_{hub}

Aus den Ergebnissen in Tabelle 5-15 und Tabelle 5-16 ist zu erkennen, dass die Exzentritäten der einzelnen Seeds um maximal 6 % abweichen, obwohl die maximalen Sommerfeldzahlen eine Differenz von ca. 26 % vorweisen. Beim Tragfähigkeitsvergleich des ersten Seeds von $V_{hub} = 24/1$ wurden einerseits ausschließlich die Grundschrwingungen als periodische Last (vgl. Tabelle 5-13) und andererseits die vollständigen periodischen Lasten gegenübergestellt. Es ist kein signifikanter Unterschied der maximalen Exzentritäten vorhanden. Der Unterschied beträgt 2,8 %, wohingegen die Maximallasten eine Differenz von 26 % aufweisen. Das bestätigt die These, dass die Grundschrwingungen den maßgeblichen Anteil zur Ausbildung der Exzentrität haben, da sie keinen Trageffekt durch eine Verdrängungswirkung hervorrufen. Weiterhin wird bestätigt, dass Schwingungen ab einer gewissen Frequenz keine relevanten Auswirkungen auf die Tragfähigkeit besitzen, zu erkennen ist das an dem flacheren Verlauf der Exzentritäten im Gegensatz zu den Belastungen. Das lässt den Schluss zu, dass die entwickelte Methode aus Kapitel 4.3.2 angewandt werden kann. Aus den Auslegungslastfalldaten von WEA können über diesen Ansatz periodische Lasten zur instationären Radialgleitlagerberechnung abgeleitet werden.

5.4.2 Quasistationäre Rechnung mit nichtperiodischen Lasten

Beim quasistationären Nachweis der Tragfähigkeit wird zur Bestimmung der Belastungen die Methode aus Kapitel 4.3.3 verwendet. Es wird bei dem Vorgehen in Normalbetrieb und An- bzw. Abfahrvorgänge unterschieden.

5.4.2.1 Validierung von ASALAST für die Datenreduzierung nichtperiodischer Lasten

Für die Validierung von ASALAST und der anzuwendenden, in Kapitel 4.3.3.2 beschriebenen Datenreduzierungsmethode werden die Lastfalldaten in ASALAST eingelesen und eine Lastdatenreduzierung um den Faktor ≈ 10 vorgenommen. Ein Vergleich des originalen und des reduzierten Datenumfangs für die resultierende Radialkraft sowie für die Drehzahlen ist

exemplarisch als bivariantes Histogramm und als Belastungsverläufe für den Seed $V_{hub} = 24/1$ in Abbildung 5-10 bis Abbildung 5-12 dargestellt.

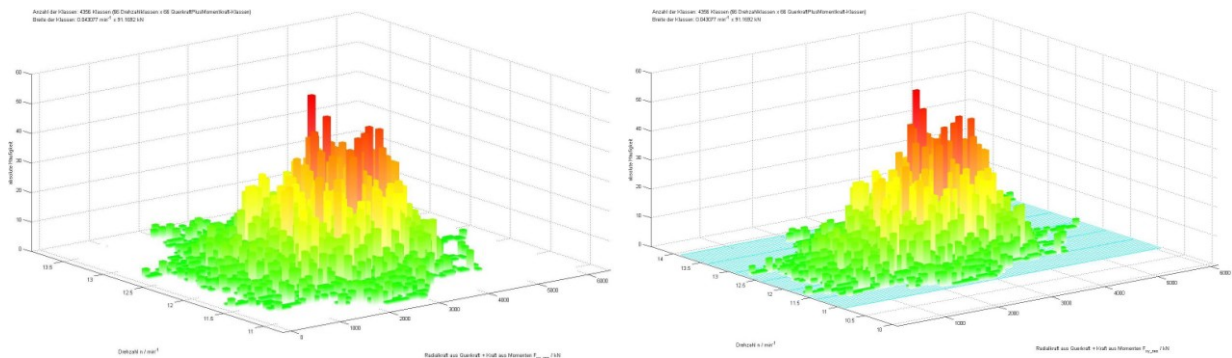


Abbildung 5-10: Histogramme für $V_{hub} = 24/1$ links: Originalumfang / rechts: reduzierter Umfang

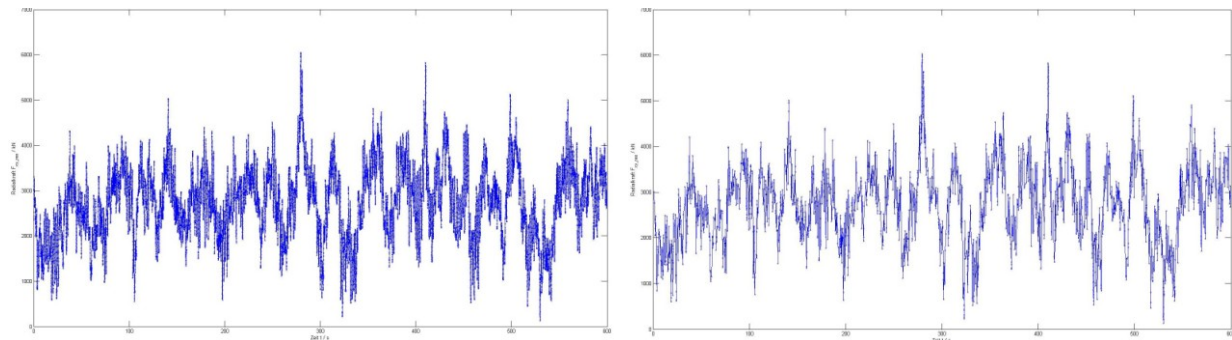


Abbildung 5-11: Radialkraftverlauf für $V_{hub} = 24/1$ links: Originalumfang / rechts: reduzierter Umfang

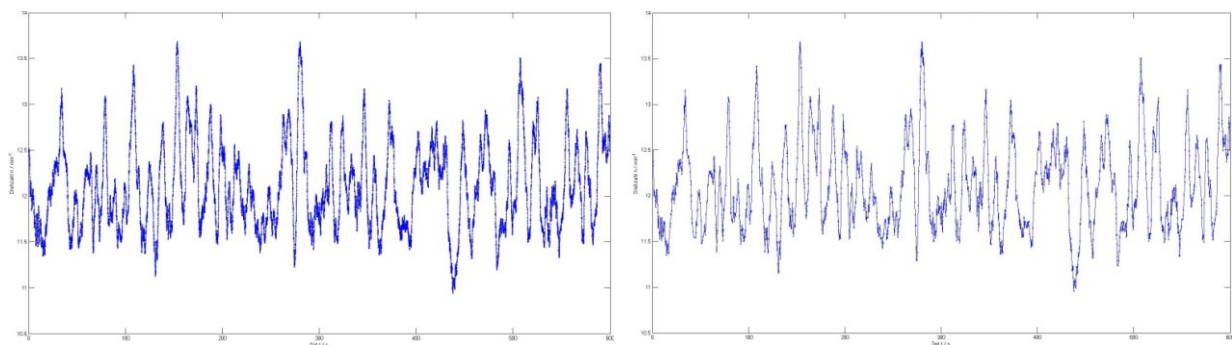


Abbildung 5-12: Drehzahlverlauf für $V_{hub} = 24/1$ links: Originalumfang / rechts: reduzierter Umfang

Im Weiteren wurden für den jeweils ersten Seed einer Windgeschwindigkeit Beispielrechnungen durchgeführt. Die Rechnungen sind einerseits mit dem vollständigen Belastungsumfang und andererseits mit dem reduzierten Umfang vollzogen worden. Zur Veranschaulichung sind die Exzentrizitätsverläufe für den Seed $V_{hub} = 24/1$ in Abbildung 5-13 dargestellt.

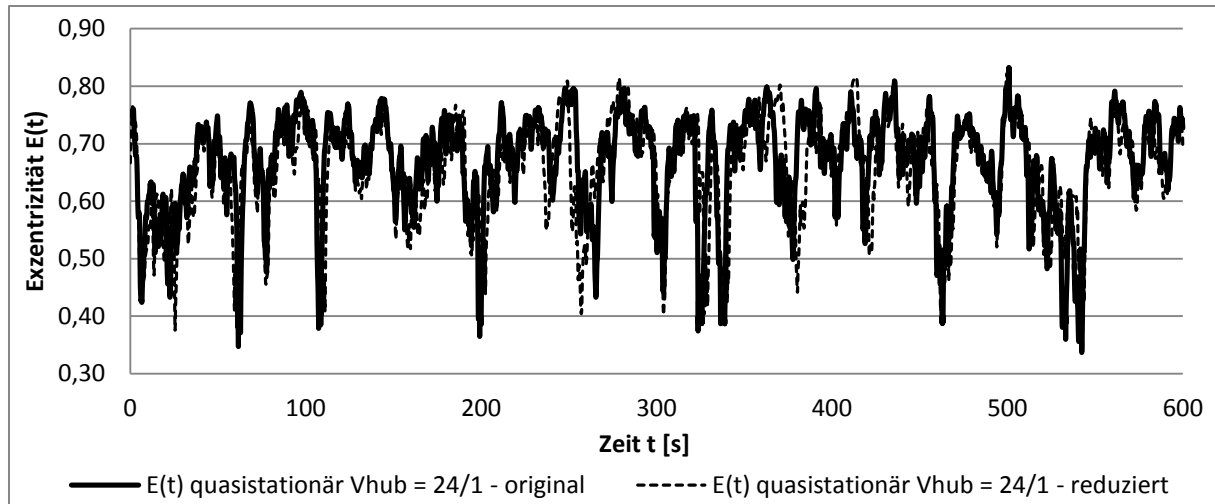


Abbildung 5-13: Exzentrizitätsverlauf für $V_{hub} = 24/1$ links: Originalumfang / rechts: reduzierter Umfang

Für die einander zugehörigen Rechnungen sind die relativen Abweichungen der mittleren und maximal vorhandenen Exzentrizitäten sowie der Sommerfeldzahlen in Tabelle 5-17 aufgeführt.

Tabelle 5-17: Relative Abweichungen der Vergleichsrechnungen

	R_{E-max} [%]	$R_{E-mittel}$ [%]	R_{So-max} [%]	$R_{So-mittel}$ [%]
$V_{hub} = 4/1$	1,27	1,59	2,77	5,91
$V_{hub} = 6/1$	3,95	1,72	5,74	6,03
$V_{hub} = 8/1$	2,67	1,82	6,92	5,38
$V_{hub} = 10/1$	2,63	1,85	2,60	5,76
$V_{hub} = 12/1$	1,30	3,64	3,75	5,01
$V_{hub} = 14/1$	1,28	1,75	0,83	6,98
$V_{hub} = 16/1$	2,63	1,69	4,34	6,57
$V_{hub} = 18/1$	2,53	3,28	5,98	6,78
$V_{hub} = 20/1$	2,50	1,59	0,31	6,50
$V_{hub} = 22/1$	1,22	3,03	5,97	7,33
$V_{hub} = 24/1$	1,20	1,49	5,72	6,29

In Tabelle 5-18 sind die Standardabweichungen der absoluten Differenzen der mittleren und maximalen Exzentrizitäten sowie der Sommerfeldzahlen aufgelistet.

Tabelle 5-18: Standardabweichungen der Exzentrizitäten und Sommerfeldzahlen

	$\Delta-E_{max}$	$\Delta-E_{mittel}$ [%]	$\Delta-So_{max}$	$\Delta-So_{mittel}$
σ_x	0,006742	0,004671	0,205139	0,063058

Aus den Ergebnissen in Tabelle 5-17 und Tabelle 5-18 ist zu erkennen, dass die Tragfähigkeitskennwerte und die Belastungskennwerte für den originalen und den reduzierten Datenumfang sehr ähnlich sind und daher von einer Anwendbarkeit der Methodik ausgegangen werden kann. Die etwas größeren Abweichungen der Sommerfeldzahlen lassen sich mit dem Auswahlalgorithmus innerhalb von ASALAST erklären. Es wird aus jedem Drehzahl-Kraftpaarungs-Raster die gewünschte Anzahl an Werten zufällig ausgewählt. Daraus folgt, dass Werte jedes Rasters in der reduzierten Wertereihe vorhanden sind. Aufgrund der Zufälligkeit bedeutet das, dass es nicht zwangsläufig die Höchstwerte jedes Rasters sein müssen. Bei dem nicht reduzierten Belastungsumfang wird mit allen Drehzahl-Kraftpaarungen gerechnet und demzufolge auch mit allen Höchstwerten. Dadurch entstehen die geringfügig höheren Sommerfeldzahlen. Die Auswirkungen auf die Exzentrizitätsausbildung sind hingegen nicht signifikant, da sich die Ausprägung der Exzentrizität auf die gesamte Schmier-spaltbreite bezieht und nicht wie bei Berechnung der Sommerfeldzahlen auf den Punkt der höchsten Belastung.

5.4.2.2 Quasistationäre Betrachtung der Normalbetriebslastfälle

Die Beispielrechnungen der Betriebslastfälle beziehen sich auf die in Kapitel 5.4.1 bestimmten maßgeblichen Lastfallverläufe von $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$ und sind mit dem datenreduzierten Belastungsumfang durchgeführt worden. Zur Veranschaulichung der Unterschiede der quasistationären Lasten einzelner Seeds untereinander sind die datenreduzierten Lastverläufe für $V_{hub} = 24/1$ und $V_{hub} = 24/6$ in Abbildung 5-14 veranschaulicht.

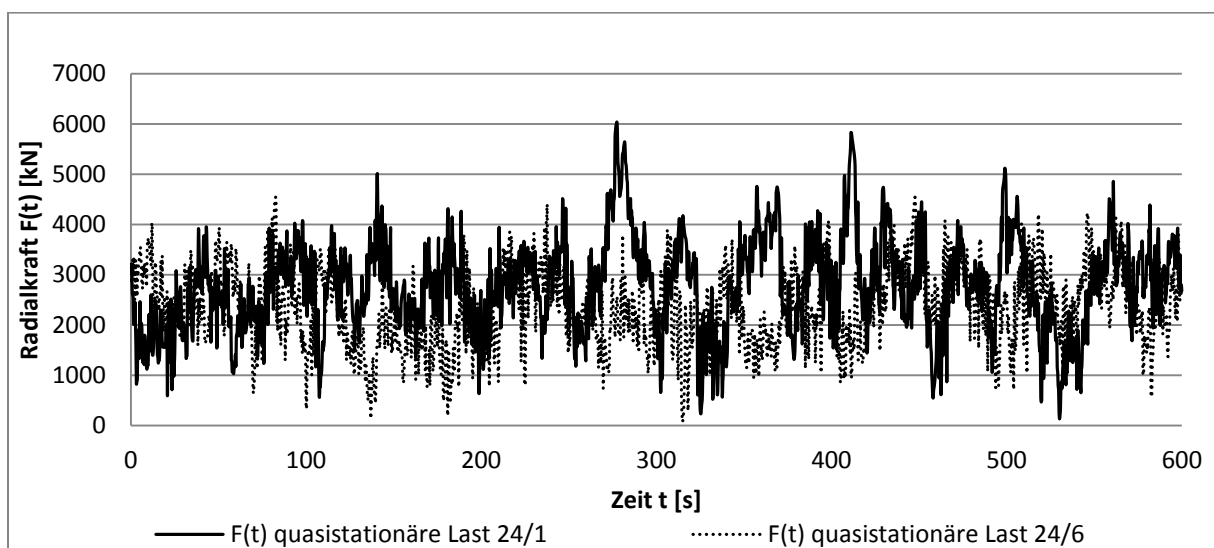


Abbildung 5-14: Quasistationäre Lastverläufe verschiedener Seeds einer V_{hub}

Die mittleren und maximal vorhandenen Belastungen in Form der Sommerfeldzahlen jeder Lastrechnung sind in Tabelle 5-19 aufgeführt.

Tabelle 5-19: Maximale Sommerfeldzahlen der quasistationären Lastrechnungen bei $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$

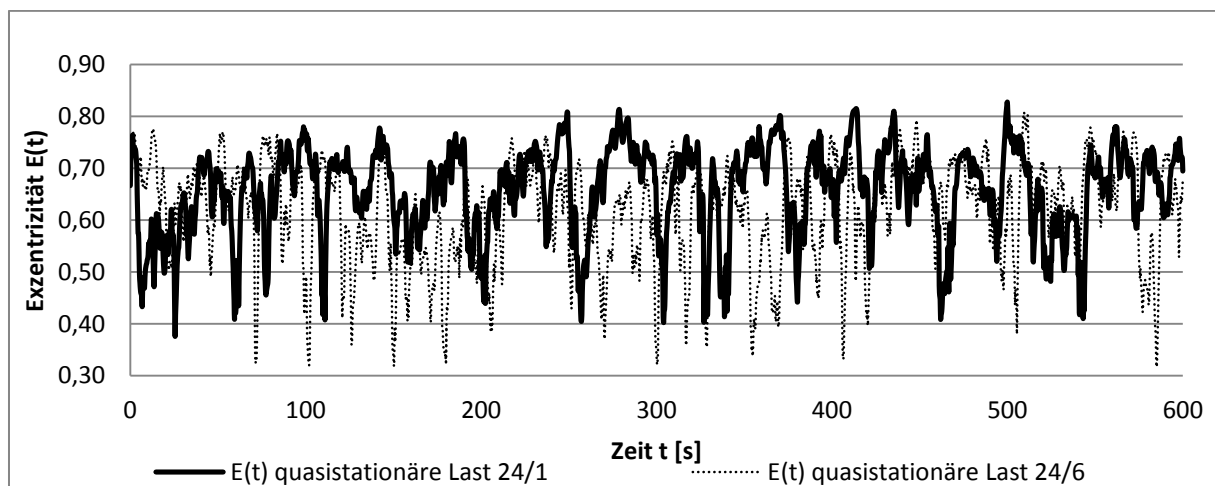
V_{hub}/Seed	24/1	24/2	24/3	24/4	24/5	24/6
So_{mittel}	5,35	5,31	6,02	6,07	4,57	4,57
So_{max}	9,72	9,73	9,71	9,76	9,24	9,68

Die maximal vorhandenen Exzentrizitäten jeder Lastrechnung sind in Tabelle 5-20 erfasst.

Tabelle 5-20: Maximale Exzentrizitäten der quasistationären Lastrechnung bei $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$

V_{hub}/Seed	24/1	24/2	24/3	24/4	24/5	24/6
E_{max}	0,83	0,82	0,83	0,84	0,80	0,81

Zum Vergleich sind die Exzentrizitätsverläufe für $V_{hub} = 24/1$ und $V_{hub} = 24/6$ in Abbildung 5-15 dargestellt.


Abbildung 5-15: Quasistationäre Exzentrizitätsverläufe verschiedener Seeds einer V_{hub}

Beim Vergleich des Exzentrizitätsverlaufes und des Lastverlaufes der quasistationären Rechnung für $V_{hub} = 24/1$ ist zu erkennen, dass die Exzentrizitäten nicht die gleichen Sprünge vorweisen wie die Lasten (vgl. Zeitpunkt $t = 278 \text{ s}$ oder $t = 412 \text{ s}$). Das lässt den Schluss zu, dass schnelle Lasterhöhungen mit hohen Frequenzen keine vollständige Ausprägung der Exzentrizität zur Folge haben. Weiterhin kann anhand der Ergebnisse darauf geschlossen

werden, dass eine Berechnung des Normalbetriebes über die Annahme quasistationärer Lasten erfolgen kann.

5.4.2.3 Quasistationäre Betrachtung der An- und Abfahrvorgänge

Wie bei den Normalbetriebslastfällen wird ASALAST zur Lastdatenreduzierung der An- und Abfahrvorgänge angewandt, um anschließend eine quasistationäre Tragfähigkeitsberechnung mit SIRIUS durchzuführen. Da die Zeitreihen bei den Auslegungslastsimulationen für An- und Abfahrvorgänge 300 s betragen und sich daher ein Wertebereich von der Hälfte der Normalbetriebsdaten ergibt, wird der Faktor für die Reduzierung auf ≈ 5 gesenkt.

Anfahren

Bei den Ergebnissen der Anfahrvorgänge sind nicht die maximalen Exzentrizitäten ausschlaggebend, sondern diejenige Übergangsdrehzahl $n_{\dot{U}}$, bei der die kritische Exzentrizität E_{krit} unterschritten wird, um den Bereich der Mischreibung zu verlassen (vgl. Abbildung 3-3). Die kritische Exzentrizität wurde angenommen mit

- $E_{krit} = 0,95$

Die Annahme beruht auf der bei E_{krit} minimal erreichten Schmierpalthöhe h_{min} , bei der keine Reibung zwischen Welle und Lagerschale mehr vorhanden ist. Die Schmierpalthöhe h_{min} bei $E_{krit} = 0,95$ ergibt sich aus

$$h_{min} = \frac{s}{2} * (1 - E_{krit}) \quad (5.1)$$

und beträgt für das Simulationsmodell

- $h_{min} = 0,0375 \text{ mm}$

Dies entspricht für eine typische Gleitlager-Material-Paarung von Welle und Lagerschale der Summe der Wellen- und mittleren Rautiefen (vgl. Kapitel 3.3.1). Die Ergebnisse und die Abhängigkeit zwischen E_{krit} und $n_{\dot{U}}$ sind exemplarisch für den Anfahrvorgang bei $V_{hub} = 4 \text{ m/s}$ in Abbildung 5-16 dargestellt.

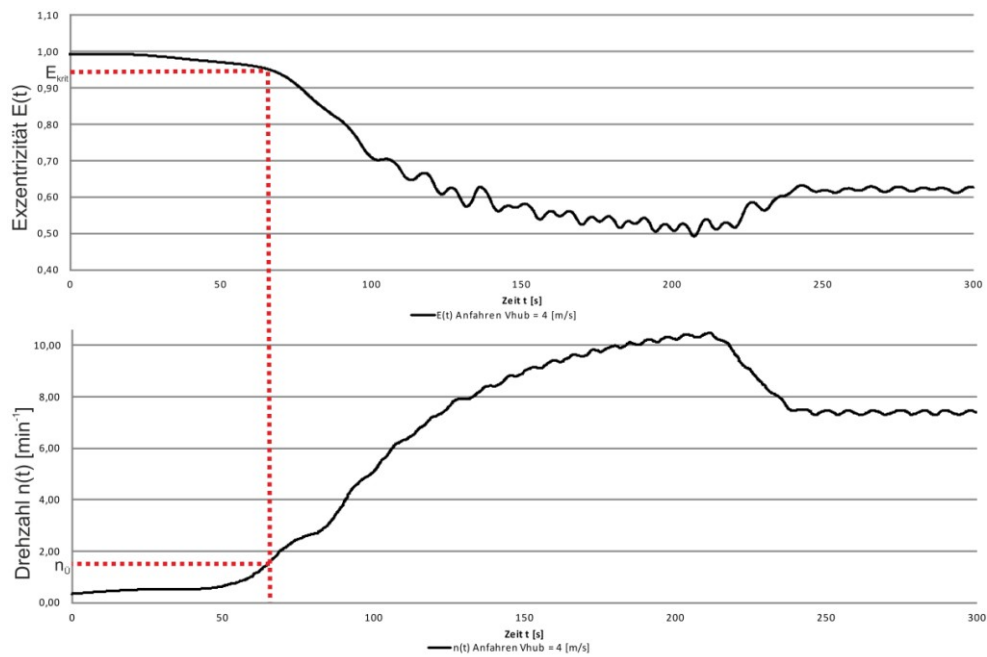


Abbildung 5-16: Exzentrizitätsverlauf und Übergangsdrehzahl beim Anfahrvorgang von $V_{hub} = 4 \text{ m/s}$

Die Übergangsdrehzahlen $n_{\dot{U}}$ und die Zeiten $t_{\dot{U}}$ bis zum Erreichen von E_{krit} für die Anfahrvorgänge von $V_{hub} = (4 - 24) \text{ m/s}$ sind in Tabelle 5-21 aufgelistet und in Abbildung 5-17 und Abbildung 5-18 veranschaulicht.

Tabelle 5-21: Übergangsdrehzahlen $n_{\dot{U}}$ und Zeiten bis zum Erreichen von E_{krit} für die Anfahrvorgänge

$V_{hub} \text{ [m/s]}$	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$n_{\dot{U}} \text{ [min}^{-1}\text{]}$	1,34	1,95	2,19	2,07	2,35	2,56	2,45	2,70	2,93	3,20	3,40
$t_{\dot{U}} \text{ [s]}$	63,41	26,75	19,76	17,27	14,20	12,06	11,08	9,51	8,19	7,19	5,92

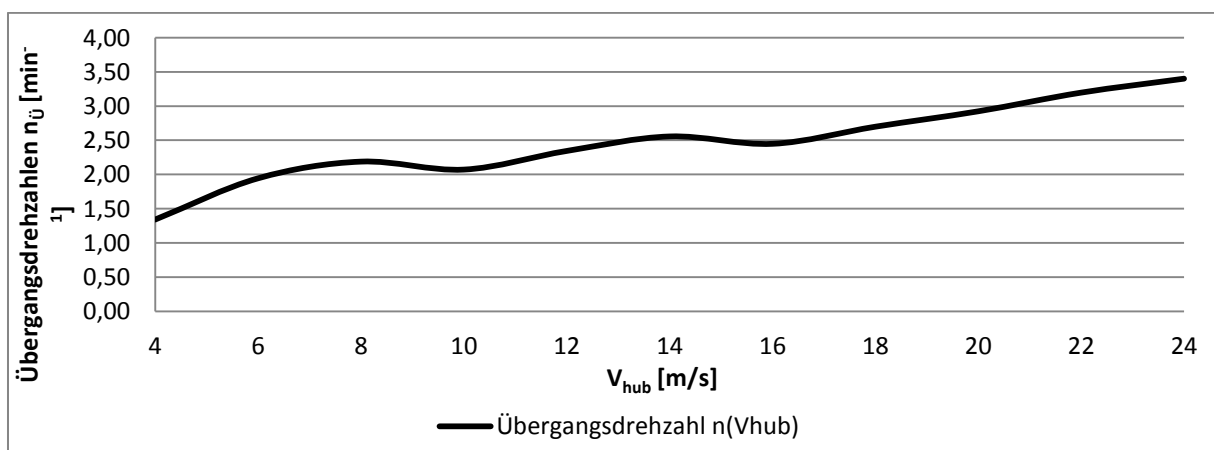


Abbildung 5-17: Übergangsdrehzahlen bei $V_{hub} = (4 - 24) \text{ m/s}$ für die Anfahrvorgänge

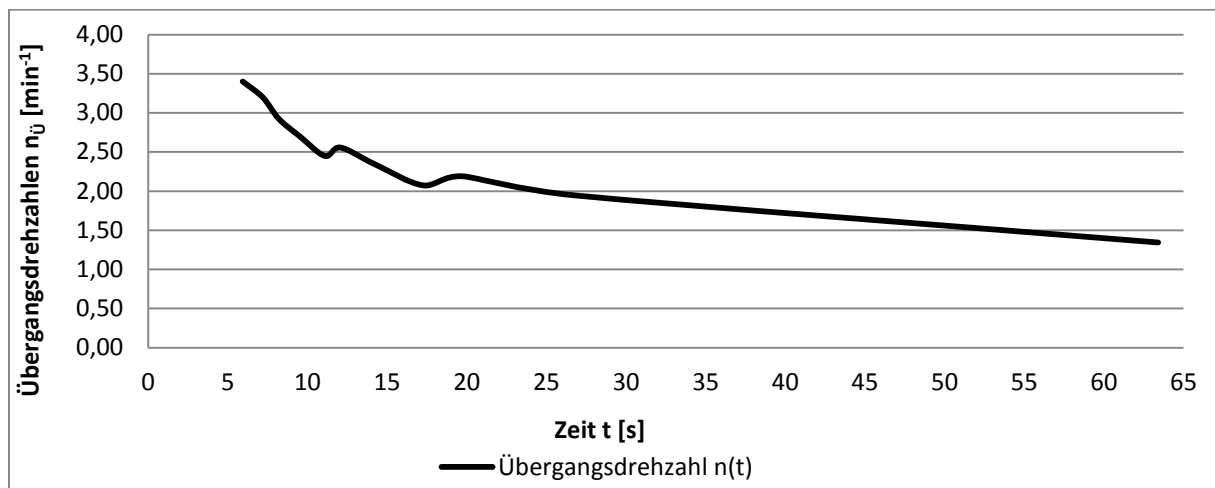


Abbildung 5-18: Zeit bis zum Erreichen der Übergangsdrehzahlen für die Anfahrvorgänge

Die Ergebnisse lassen erkennen, dass die Übergangsdrehzahlen nach kurzer Zeit erreicht werden und daher kein langer Betrieb im Mischreibungsgebiet stattfindet. Die Übergangsdrehzahlen nehmen mit steigender Windgeschwindigkeit zu, was den größeren Belastungen bei höheren V_{hub} zuzuschreiben ist. Obwohl die Übergangsdrehzahlen zunehmen, fallen die Zeiten bis zum Erreichen von n_U . Das liegt an der Charakteristik der Anfahrvorgänge, da bei zunehmender Windgeschwindigkeit die Anlagen schneller hochgefahren werden, was für den Einsatz von Gleitlagern vorteilhaft ist.

Abfahren

Beim Abfahren sind wie beim Anfahren kurze Zeiten beim Durchlaufen des Mischreibungsgebietes ausschlaggebend. Es wird der Zeitpunkt t_U und die Übergangsdrehzahl n_U bestimmt, bei der ein Überschreiten der kritischen Exzentrizität E_{krit} stattfindet. Die Durchlaufzeit für das Mischreibungsgebiet ergibt sich aus dem Zeitraum zwischen t_U und der Zeit, bei der die Drehzahl null wird.

$$\Delta t_{Misch} = t(n = 0) - t_U \quad (5.2)$$

Die Ergebnisse und die Abhängigkeit zwischen E_{krit} , n_U und Δt_{Misch} sind exemplarisch für den Abfahrvorgang bei $V_{hub} = 4 \text{ m/s}$ in Abbildung 5-19 dargestellt.

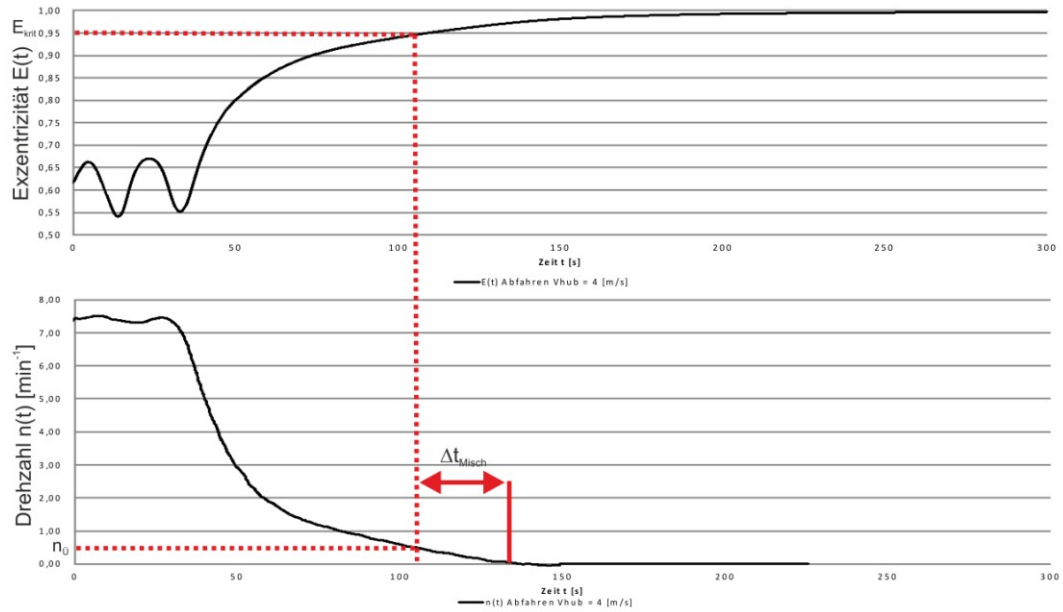


Abbildung 5-19: Exzentrizitätsverlauf und Übergangsdrehzahl beim Abfahrvorgang von $V_{hub} = 4 \text{ m/s}$

Die Übergangsdrehzahlen $n_{\bar{U}}$, Durchlaufzeiten t_{Misch} und Exzentrizitäten bei Nulldrehzahl für die Abfahrvorgänge von $V_{hub} = (4 - 24) \text{ m/s}$ sind in Tabelle 5-22 aufgelistet sowie in Abbildung 5-20 und Abbildung 5-21 veranschaulicht.

Tabelle 5-22: Übergangsdrehzahlen $n_{\bar{U}}$ und Zeiten bis zum Erreichen von $n_{\bar{U}}$ für die Abfahrvorgänge

$V_{hub} \text{ [m/s]}$	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
$n_{\bar{U}} \text{ [min}^{-1}\text{]}$	0,48	0,43	0,28	0,03	0,20	0,01	0,06	0,00	0,00	0,00	0,00
$\Delta t_{Misch} \text{ [s]}$	30,93	22,23	27,99	2,68	29,69	6,98	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$E (n = 0)$	0,97	0,99	0,98	0,94	0,97	0,96	0,94	0,92	0,92	0,93	0,94

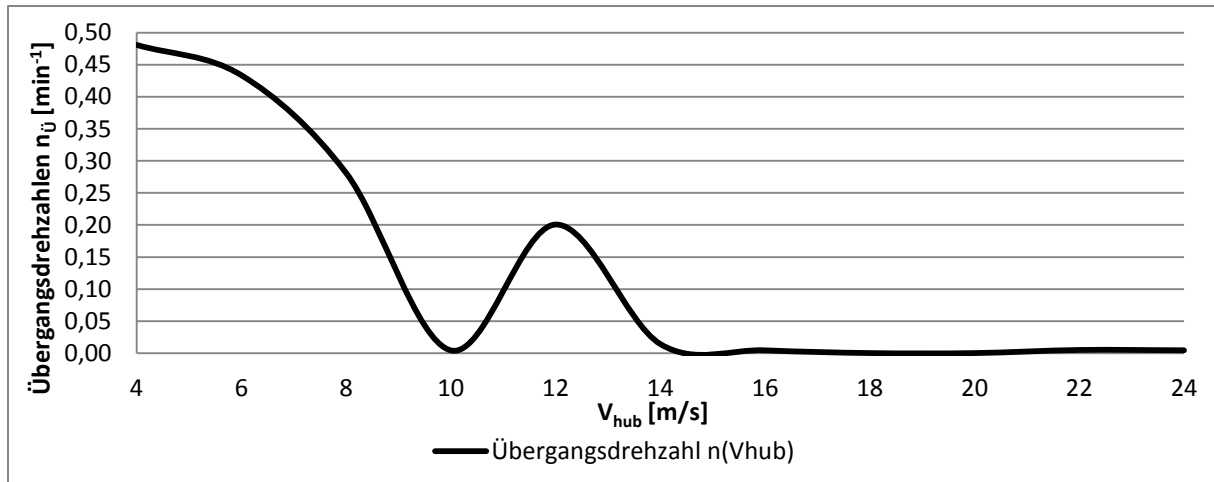


Abbildung 5-20: Übergangsdrehzahlen bei $V_{hub} = (4 - 24) \text{ m/s}$ für die Abfahrvorgänge

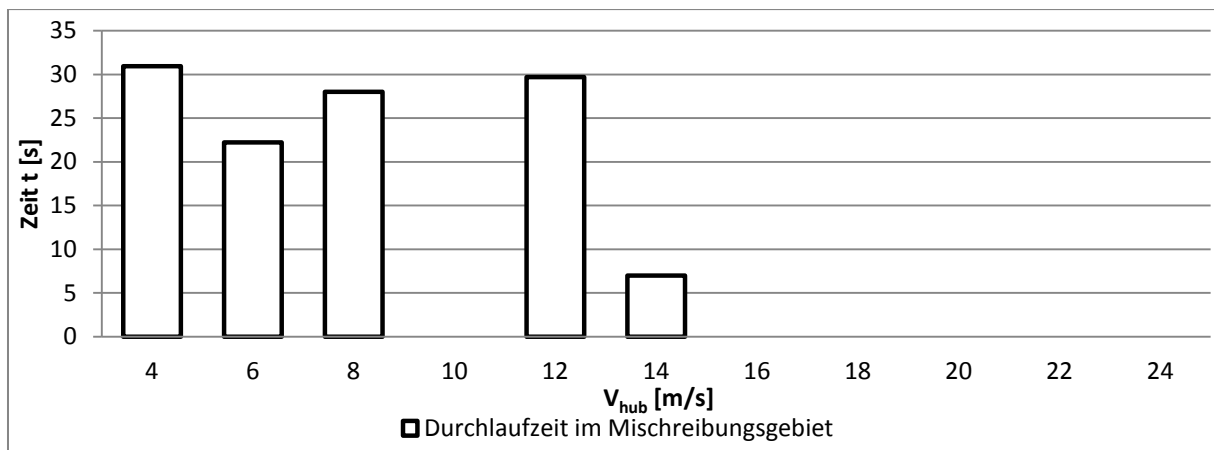


Abbildung 5-21: Durchlaufzeiten des Mischreibungsgebietes für die Abfahrvorgänge

Wie schon bei den Anfahrvorgängen sind die Durchlaufzeiten des Mischreibungsgebietes sehr gering, was wiederum für den Einsatz von Gleitlagern vorteilhaft ist. Weiterhin ist aus den Ergebnissen in Tabelle 5-22 zu erkennen, dass bei den Windgeschwindigkeiten $V_{hub} = 10 \text{ m/s}$ und $V_{hub} \geq 16 \text{ m/s}$ kein Durchlaufen des Mischreibungsgebietes stattfindet, da die vorhandene Exzentrizität bei Nulldrehzahl noch unter der E_{krit} -Grenze liegt. Das begründet sich anhand der Verdrängungszeit des Schmiermittels, welcher durch den Quetschterm in der R-DGL beschrieben wird. Das Abbremsen der Anlage auf Stillstand findet so schnell statt, dass die Trägheit des Schmiermittels, in Form des Ausquetschens des Schmiermittels aus dem Schmierpalt, mehr Zeit in Anspruch nimmt, als die Zeit, die bis zum Stillstand benötigt wird.

5.5 Erweiterte Untersuchung am hydrodynamischen Modell

Bei den erweiterten Untersuchungen wird auf den Tragfähigkeitseinfluss durch die Elastizität der Lagerschale und auf die Energiebilanz während des Betriebes eines hydrodynamisch wirkenden Radialgleitlagers eingegangen.

5.5.1 Elastizität der Lagerschale

Zur Untersuchung des Elastizitätseinflusses wurde in PTC Creo 2.0 [107] ein vereinfachtes CAD-Modell aufgebaut. Anschließend wurden im PTC Creo 2.0 internen FEM-Modul Creo Simulate die Lasten und Randbedingungen definiert (Abbildung 5-22). Die Lastdefinition erfolgte nach dem Einheitsverformungskonzept aus Kapitel 3.5.2. Aufgrund des Lageraufbaus können die Lasten mit dreifacher Symmetrie um die Hauptebenen festgelegt werden und besitzen eine Größenordnung pro Stützstelle von $p_e = 1 \text{ MPa}$.

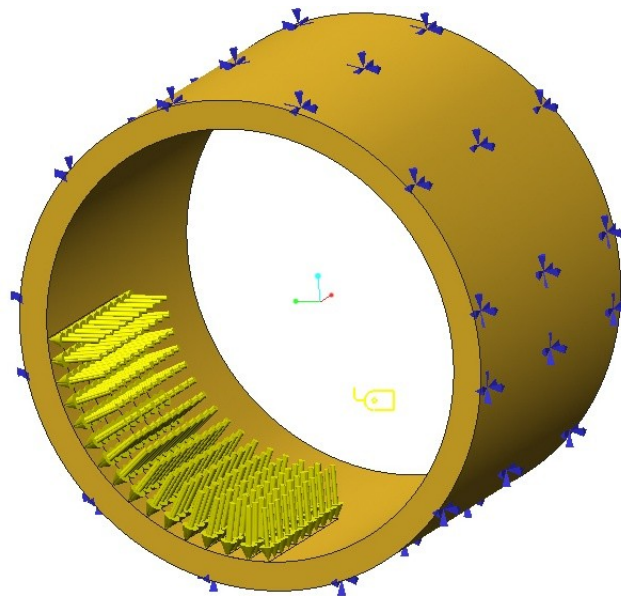


Abbildung 5-22: FE-Modell des hydrodynamischen Radialgleitlagers

Mit der aus der FE-Analyse erhaltenen Einheitsverformungsmatrix wird ein Tragfähigkeitsnachweis unter Berücksichtigung der Elastizität der Lagerschale durchgeführt. Der größte Einfluss ist bei den höchsten Belastungen zu erwarten. Daher wird die Beispielrechnung für den Lastfall $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$ durchgeführt. Die Ergebnisse der Exzentrizitätsverläufe und des Druckverlaufes zum Zeitpunkt $t = 55 \text{ s}$ sind in Abbildung 5-23 bis Abbildung 5-25 dargestellt.

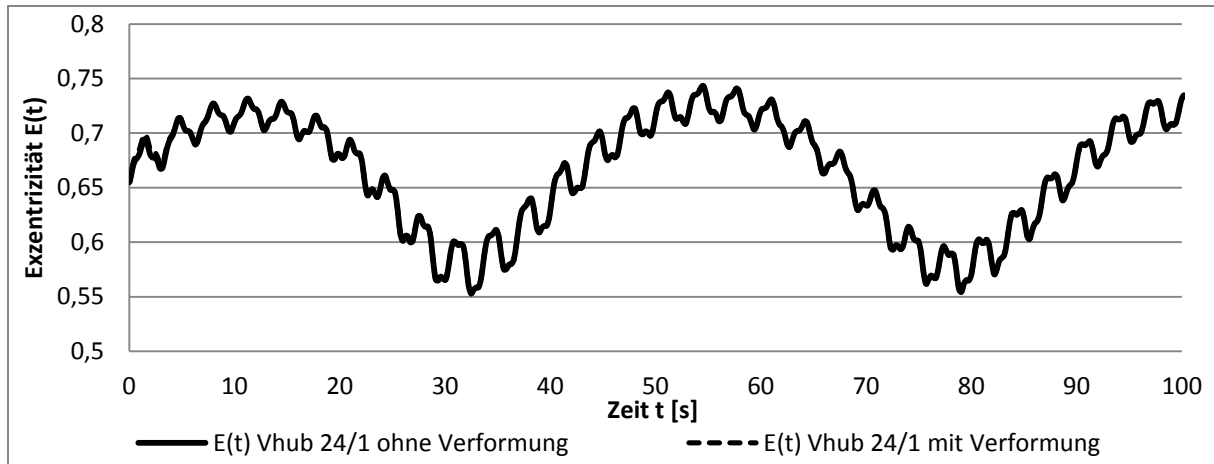


Abbildung 5-23: Exzentrizitätsverlauf für die verformte und unverformte Lagerschale bei $V_{hub} = 24$ m/s

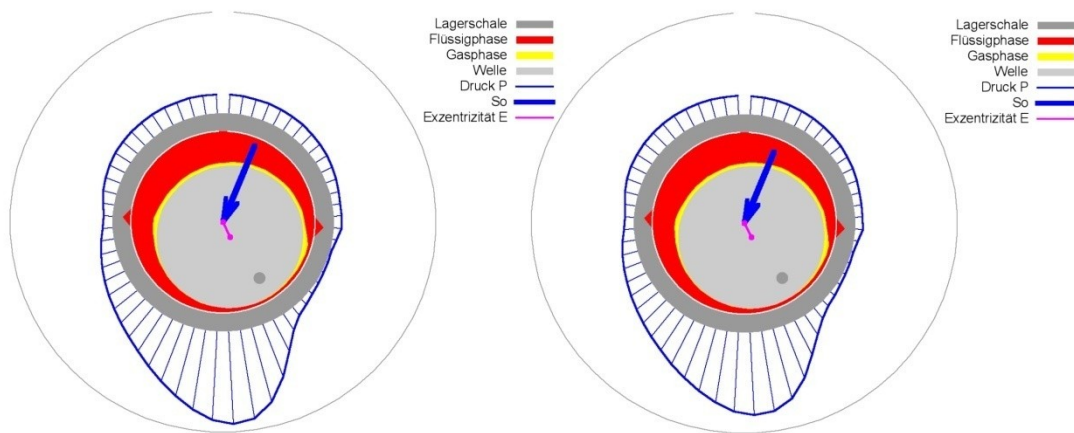


Abbildung 5-24: Dimensionsloser Druckverlauf im Mittelschnitt des Lagers - links: unverformte / rechts: verformte Lagerschale

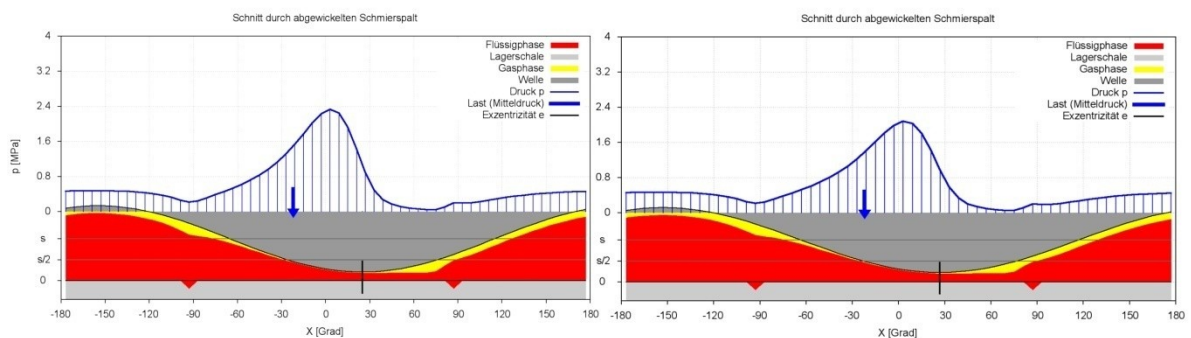


Abbildung 5-25: Druckverlauf im abgewinkelten Schmierspalt - links: unverformte / rechts: verformte Lagerschale

Wie in den Ergebnissen aus Abbildung 5-23 zu erkennen ist, besteht kein Einfluss der Elastizität auf die Exzentrizität bzw. auf die minimale Schmierspalthöhe. Die Verformung der Lagerschale bewirkt hingegen einen flacheren und breiteren Druckverlauf (Abbildung 5-24 und Abbildung 5-25). Dieses Ergebnis wird durch die Literatur bestätigt [84], [108].

5.5.2 Energiebilanz

Zur vollständigen Auswertung der Einsatzmöglichkeiten hydrodynamisch wirkender Radialgleitlager werden neben der Tragfähigkeit auch die Verlustleistungen P_{Verlust} und der Schmiermitteldurchsatz Q_{Schmier} betrachtet (vgl. Kapitel 3.4.2.1). Die Parameter des verwendeten Schmiermittelversorgungssystems für die Druckumlaufschmierung sind:

- $p_{\text{Pumpe}} = 0,6 \text{ MPa}$
- $P_{\text{Pumpe}} = 2 \text{ kW}$
- $Q_{\text{Pumpe}} = 200 \text{ l/min}$

P_{Verlust} setzt sich aus der Reibleistung der Welle P_{Reib} und der benötigten Leistung des Schmiermittelversorgungssystems P_{zu} zusammen. Die Verlustleistungen P_{Verlust} , durch die Rotorwelle übertragenen Leistungen P_{WEA} , der Wirkungsgrad der Lagers η_{Lager} und die Schmiermitteldurchsätze für die Windgeschwindigkeiten $V_{\text{hub}} = (4 - 24) \text{ m/s}$ sind in Tabelle 5-23 aufgelistet sowie in Abbildung 5-26 und Abbildung 5-28 dargestellt.

Tabelle 5-23: Verlustleistung, Anlagenleistung und Schmiermitteldurchsätze für $V_{\text{hub}} = (4 - 24) \text{ m/s}$

V_{hub} [m/s]	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
P_{zu} [kW]	1,07	1,01	0,99	0,97	0,96	0,96	0,96	0,92	0,84	0,87	0,85
P_{Reib} [kW]	2,58	3,84	4,94	5,93	6,40	6,80	6,99	7,17	8,71	7,55	7,73
P_{Verlust} [kW]	3,65	4,85	5,93	6,90	7,37	7,77	7,95	8,10	9,55	8,42	8,59
P_{WEA} [MW]	0,29	0,98	2,18	3,81	4,97	5,31	5,31	5,26	5,26	5,20	5,18
η_{Lager} [%]	98,77	99,50	99,73	99,82	99,85	99,85	99,85	99,85	99,82	99,84	99,83
Q_{Schmier} [l/min]	107,26	100,79	98,71	96,84	96,49	96,83	96,37	92,99	93,15	87,42	85,81

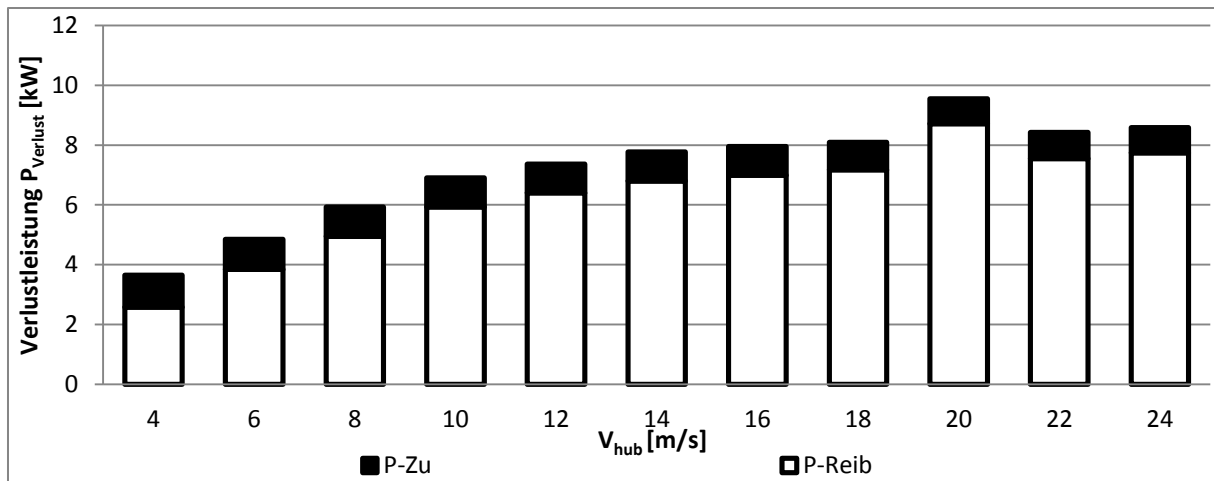


Abbildung 5-26: Verlustleistung $P_{Verlust}$ für $V_{hub} = (4 - 24)$ m/s

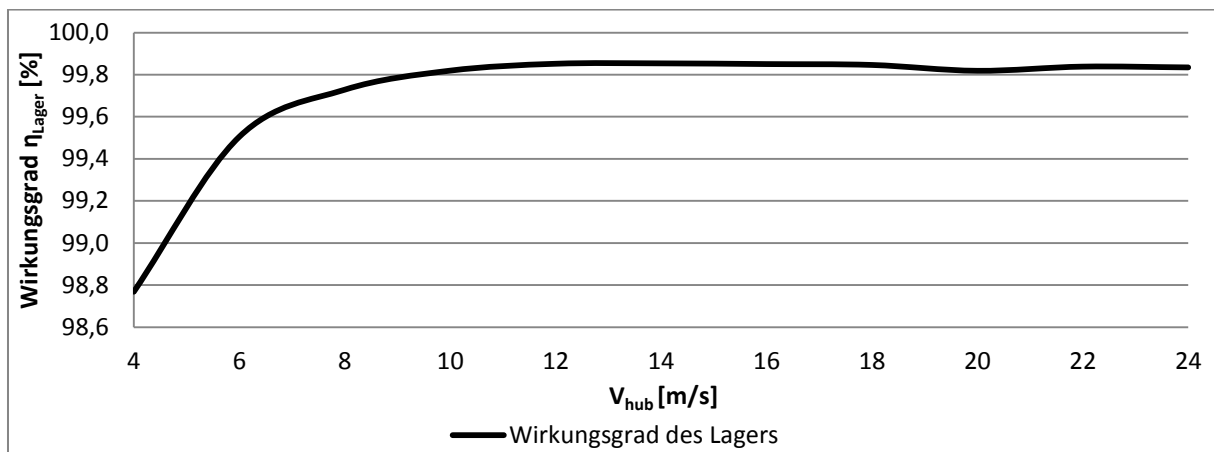


Abbildung 5-27: Wirkungsgrad des Lagers η_{Lager} für $V_{hub} = (4 - 24)$ m/s

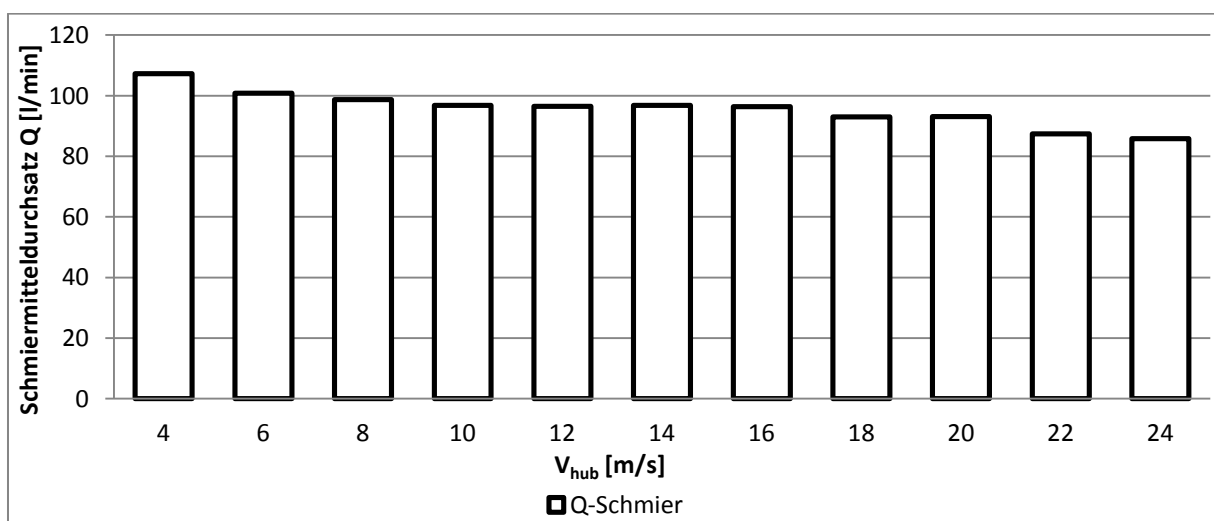


Abbildung 5-28: Schmiermitteldurchsatz $Q_{Schmier}$ für $V_{hub} = (4 - 24)$ m/s

Die Ergebnisse zeigen deutlich, dass der größte Anteil an Verlustleistungen aus den Reibleistungen der Welle stammt. Diese Reibenergie wird vollständig in Wärme umgesetzt, es muss ein entsprechendes Kühlsystem für die Druckumlaufschmierung vorgesehen werden, um die Wärme abzuführen. Im Vergleich zur Anlagenleistung der WEA aus dem Drehmoment betragen die $P_{\text{Verlust}}(V_{\text{hub}} = 4 \text{ m/s}) = 1,23 \%$ und sinken bei zunehmender Windgeschwindigkeit auf $P_{\text{Verlust}}(V_{\text{hub}} = 24 \text{ m/s}) = 0,17 \%$, was der größeren Anlagenleistung bei hoher Windgeschwindigkeit zuzuordnen ist. Daraus resultiert ein Wirkungsgrad von 99,8 %, welcher sich ab $V_{\text{hub}} = 10 \text{ m/s}$ einstellt. Ähnlich verhält sich der Schmiermitteldurchsatz, der von $Q_{\text{Schmier}}(V_{\text{hub}} = 4 \text{ m/s}) = 107,26 \text{ l/min}$ auf $Q_{\text{Schmier}}(V_{\text{hub}} = 24 \text{ m/s}) = 85,81 \text{ l/min}$ sinkt. Ein Grund dafür sind die größeren Exzentrizitäten bei hoher Windgeschwindigkeit. Es verengt sich der Schmierpalt und demzufolge der Raum für das durchströmende Schmiermittel.

6 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

Das vorrangige Ziel dieser Untersuchung ist es, einen Beitrag zur Einsatzmöglichkeit hydrodynamisch wirkender zylindrischer Radialgleitlager als Rotorwellenlager in Windenergieanlagen zu leisten.

Im Rahmen dieser Arbeit sind die Lagerungsorte innerhalb einer WEA systematisiert worden. Dabei wurde festgestellt, dass hydrodynamisch wirkende Radialgleitlager ausschließlich bei der Rotorwellenlagerung eingesetzt werden können. Diese Art der Lagerung kann neben der technischen Alternative zudem zur Kostensenkung beitragen. Gründe dafür liegen einerseits im verschleißfreien Betrieb während des hydrodynamischen Prozesses, was die jahrelangen Erfahrungen aus dem Schiffbau zeigen. Andererseits können Radialgleitlager in Segmentbauweise hergestellt und installiert werden, welches die Kosten für Montage und eventuelle Reparaturen senkt. Aktuell liegen die Ausfallzeiten je Schaden für Antriebsstränge, die mit Wälzlagern betrieben sind, an dritter Stelle von zwölf verglichenen Hauptbaugruppen einer Windenergieanlage [25]. Die Ausfallzeiten resultieren aus der aufwändigeren Austauschbarkeit der Komponenten innerhalb des Maschinenhauses.

Die Hinweise zur Gleitlagerausführung in den Auslegungsrichtlinien für Windenergieanlagen sind in ihrer aktuellen Ausarbeitung nicht für die Verwendung von Gleitlagern anwendbar. So fordert beispielsweise die IEC 61400 [15] für Gleitlager das Einhalten eines Lastverhältnisses zur statischen Tragzahl mit Bezug auf die relevanten Wälzlagnormen. Anhand dieser Forderung ist der Mangel innerhalb der Richtlinien erkennbar. Die statische Tragzahl ist ausschließlich den Wälzlagern vorbehalten und findet bei der Auslegung hydrodynamisch wirkender Gleitlager keinerlei Bedeutung. Weiterhin wird eine nominelle Lebensdauer gefordert, was wiederum eine ausschließliche Wälzlagerkenngröße darstellt. Aufgrund der Diskrepanz zwischen den Forderungen innerhalb der Richtlinien und dem Vorgehen bei der Gleitlagerauslegung wurde auf Grundlage der in den Richtlinien definierten Auslegungslastfälle eine Methodik zur Untersuchung von hydrodynamisch wirkenden Radialgleitlager als Rotorwellenlager entwickelt.

Die aus den Windrichtlinien stammenden Auslegungslastfälle liefern zeitliche Belastungsverläufe von Drehzahl-Radialkraft-Paarungen. Die Verläufe liegen für unterschiedliche Windgeschwindigkeiten in Nabenhöhe V_{hub} vor. Die V_{hub} decken den Bereich von der Einschaltgeschwindigkeit V_{in} bis zur Ausschaltgeschwindigkeit V_{out} ab. Bei den Betriebslastfällen wird zudem jede Windgeschwindigkeit sechsmal mit einer jeweils unterschiedlichen Turbulenzausprägung berechnet. Die Belastungsverläufe einer V_{hub} ähneln sich bezüglich ihrer Mittelwerte und Amplituden. Für die Gleitlagerauslegung sind die Mittelwerte, die Amplitudengrö-

ßen und die Frequenzen ausschlaggebend. Die Verläufe einer Windgeschwindigkeit werden verglichen, um bei Gleichheit eine Zusammenfassung abzuleiten. Hierfür wurde eine dreistufige Gleichheitsdefinition entwickelt. Dabei wird über den Kruskal-Wallis-Test [94] auf die Lageunterschiede der Mittelwerte, mit dem Meyer-Bahlburg-Test [95] auf Variabilitätsunterschiede der Amplituden und mittels der Differenz der spektralen Leistungsdichte [96], [97] auf die Frequenzvielfalt getestet. Die Ergebnisse der zur Verfügung stehenden Belastungsverläufe zeigen deutlich, dass die Lastrechnungen einer Windgeschwindigkeit nicht zusammengefasst werden können. Besonders mit zunehmender V_{hub} divergieren die Testresultate, was auf stärkere Turbulenzanteile bei hohen Windgeschwindigkeiten zurückzuführen ist. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass für den Tragfähigkeitsnachweis von hydrodynamisch wirkenden Gleitlagern jeder Belastungsverlauf einer Windgeschwindigkeit herangezogen werden muss.

Die zeitlichen Belastungsverläufe der jeweiligen Auslegungslastfälle können in ihrer Form als zeitlich diskrete Wertereihe nicht für die instationäre Auslegung von Gleitlagern Verwendung finden. Die Mathematik zur instationären Lösung der zugrunde liegenden Reynoldsschen Differentialgleichung (R-DGL) verlangt nach einem periodischen Lastverlauf [82], da das Konvergenzkriterium auf periodischen Exzentrizitätsverläufen beruht. Es wurde eine Methode entwickelt, um aus den zeitlichen Belastungsverläufen über das Herausfiltern der signifikanten harmonischen Schwingungen einen periodischen Lastverlauf zu erhalten. Hierbei wird über eine Fast-Fourier-Transformation die zeitdiskrete Wertereihe in ihre Frequenzanteile zerlegt. Um die maßgeblichen Frequenzen zu erhalten, wurde eine obere und untere Frequenzgrenze definiert. Die untere Frequenzgrenze (UFG) ist die Schranke, ab der die Tragfähigkeit für Lasten mit kleiner Frequenz ausschließlich aus dem Geschwindigkeitsterm innerhalb der R-DGL folgt. Die obere Frequenzgrenze (OFG) ist hingegen die Schranke, ab der die Frequenzen so hoch sind, dass sie keinen Einfluss auf die Tragfähigkeit besitzen. Die gesamte periodische Last setzt sich aus den Schwingungen mit großen Amplituden unterhalb der UFG, als Grundlast, sowie innerhalb der UFG und OFG, als Zusatzlasten, zusammen. Dieser Ansatz ermöglicht es, Lasten für die instationäre Auslegung von Radialgleitlagern zu definieren.

Ein weiterer untersuchter Ansatz ist die Methode der quasistationären Auslegung. Ungleichförmige dynamische Lasten infolge zeitlich veränderlicher nichtperiodischer Belastungsverläufe sind zwar streng genommen instationär, werden jedoch durch die Definition der Instationarität bei Gleitlagern als quasistationär behandelt. Die Belastungen einer WEA weisen letztendlich genau dieses Lastverhalten auf. Aufgrund der hier nicht anwendbaren Konvergenzdefinition wird jeder Zeitschritt unabhängig gelöst. Das hat einen erhöhten Rechen-

aufwand zur Folge. Daher wurde über den Ansatz der relativen Häufigkeiten der Drehzahl-Radialkraft-Paarung eine Methode zur Datenreduzierung entwickelt. Es ist das Ziel, dass der reduzierte Belastungsverlauf die gleiche Charakteristik wie der Originalverlauf aufweisen muss. Es wurde das Softwarewerkzeug ASALAST entwickelt. Die Menge der Drehzahl-Radialkraft-Wertepaare aus dem Originalumfang werden in ein gerastertes bivariantes Histogramm übertragen und die absoluten und relativen Häufigkeiten je Rasterzelle bestimmt. Durch Festlegen eines gewünschten Werteumfangs und Kenntnis der vorhandenen relativen Häufigkeiten werden die neuen reduzierten absoluten Häufigkeiten errechnet. Mit ihrer Hilfe wird pro Rasterzelle die entsprechende Anzahl an Drehzahl-Radialkraft-Wertepaaren ausgewählt. Die Wertepaare werden anschließend nach ihrem Zeitindex geordnet und in eine Parameterdatei geschrieben. Die Datei wird in die verwendete Gleitlagersimulationssoftware SIRIUS als Belastungsverlauf eingelesen. Die Validierung der Datenreduzierungsmethode von ASALAST durch den Vergleich der Auslegungsrechnungsergebnisse mit und ohne Datenreduzierung ergaben eine durchschnittliche relative Abweichung von $\bar{R}(E_{max}) = 2,11 \%$ und eine Standardabweichung von $\sigma_x(E_{max}) = 0,006742$ für die maximalen Exzentrizitäten. Daraus kann geschlussfolgert werden, dass dieses Vorgehen für die Definition eines realisierbaren Belastungsumfangs zur Gleitlagersauslegung anwendbar ist.

Im Hinblick auf die Überprüfung der Anwendbarkeit beider Methoden zur Lastdatengenerierung wurden Beispielrechnungen mit den vorhandenen Belastungsverläufen der NREL 5 MW Anlage durchgeführt. Im Vorfeld wurde der Betriebslastfall mit $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$ als derjenige mit den größten Belastungen bestimmt und für die Beispielrechnung herangezogen. Die Methode der periodischen Lastgenerierung liefert im Schnitt etwa 8,8 % geringere Exzentrizitäten als die quasistatischen Lasten, obwohl die mittleren Belastungen So_{mittel} gleich sind. Das bedeutet, dass beide Methoden in ihrer Vorgehensweise anwendbar sind, da sie die erwarteten Ergebnisse aufweisen. Bei richtiger Definition der Lasten und gleicher mittlerer Belastung sind die Ergebnisse der Exzentrizitäten für die quasistationäre Methode geringfügig höher. Der Grund dafür ist der quasistationäre Auslegungsvorgang, bei dem eine Einzellösung je Zeitschritt vorliegt. Daher können sich die Trägheitskräfte nicht vollständig ausbilden [84]. Demzufolge stehen dem Kompromiss der realitätsnahen Lastverläufe konservativere Ergebnisse gegenüber.

Die Beispielrechnungen zu den An- und Abfahrvorgängen wurden, wie bei der Gleitlagersauslegung üblich, mit der quasistationären Methode durchgeführt. Die Belastungsverläufe weisen eine konstante Last bei zu- bzw. abnehmender Drehzahl auf. Beim Anfahren fällt mit steigender Windgeschwindigkeit die Anzahl der Wellendrehungen bis zum Erreichen der Übergangsdrehzahlen. Diese sind bei Unterschreitung von der kritischen Exzentrizität $E_{krit} =$

0,95 definiert. Bei der minimal betrachteten Windgeschwindigkeit $V_{hub} = 4 \text{ m/s}$ liegt sie bei $1,4 \text{ min}^{-1}$ Umdrehungen und bei der maximalen Windgeschwindigkeit $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$ bei $0,34 \text{ min}^{-1}$ Umdrehungen. Bei den Abfahrvorgängen ergibt sich ein qualitativ gleiches Ergebnis. Ab dem Überschreiten von E_{krit} bis zum Stillstand der Welle fällt die Anzahl der Wellendrehungen für $V_{hub} = 4 \text{ m/s}$ von $0,25 \text{ min}^{-1}$ bis auf $0,0058 \text{ min}^{-1}$ Umdrehungen für $V_{hub} = 14 \text{ m/s}$. Ab $V_{hub} = 16 \text{ m/s}$ sind die Trägheitseffekte der hydrodynamischen Schmierung noch so groß, dass kein Unterschreiten der E_{krit} bis zur Nulldrehzahl stattfindet und somit die Welle nach Stillstand langsam absinkt. Daher ist bei den An- und Abfahrvorgängen das Durchfahren des Mischreibungsbereiches unkritisch.

Die erweiterte Untersuchung zum Einfluss der Elastizität der Lagerschale hat einen ausschließlich qualitativen Charakter. Das in Creo Simulate 2.0 aufgebaute FE-Modell einer Lagerschale ist eine grobe Vereinfachung und stellt keine ausgearbeitete Konstruktion dar. In SIRIUS wurde die aus der FE-Analyse erhaltene Einheitsverformungsmatrix $VE_{zV, xV}$ eingelesen und die Exzentrizitäten und Druckverläufe für das verformte Lager mit den Belastungen für $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$ berechnet. Bei der Validierung mit dem gleichen unverformten Lager konnte keine Differenz bei den Exzentrizitäten festgestellt werden. Der Unterschied liegt in dem leicht flacheren und breiteren Druckberg, bei dem die Maximaldrücke um ca. 8 % abweichen. Das Ergebnis war zu erwarten. Die Einheitsverformungswerte liegen bei einem Einheitsdruck von $p_e = 1 \text{ MPa}$ im Bereich von $VPE = 0,1e^{-3} \text{ mm}$. Die vorhandenen Maximaldrücke im Lager sind $< 3 \text{ MPa}$. Das heißt, die resultierenden Verformungen VP liegen im Bereich $< 0,3e^{-3} \text{ mm}$, was die nicht vorhandene Exzentrizitätsänderung gegenüber der unverformten Lagerschale begründet.

Bei der Betrachtung der Energiebilanz wurden die Verlustleistung $P_{Verlust}$ und der Schmiermitteldurchsatz $Q_{Schmier}$ untersucht. $P_{Verlust}$ setzt sich aus den Leistungen des Schmiermittelversorgungssystems P_{zu} und den Reibleistungen der Welle im Schmierpalt P_{Reib} zusammen. P_{zu} befindet sich für alle Windgeschwindigkeiten in einem Bereich von $P_{zu} = 0,95 \text{ kW} \pm 12 \%$. Die Reibleistungen steigen mit zunehmender Windgeschwindigkeit von $P_{Reib}(V_{hub} = 4 \text{ m/s}) = 2,58 \text{ kW}$ bis auf $P_{Reib}(V_{hub} = 24 \text{ m/s}) = 7,73 \text{ kW}$. Demzufolge steigen die Verlustleistungen von $P_{Verlust}(V_{hub} = 4 \text{ m/s}) = 3,65 \text{ kW}$ auf $P_{Verlust}(V_{hub} = 24 \text{ m/s}) = 8,59 \text{ kW}$ um 235 %. Dieses Ergebnis war aufgrund der höheren Belastungen zu erwarten. Demgegenüber steht die starke Zunahme der Gesamtleistung, welche durch die Rotorwelle übertragen wird, von $P_{WEA}(V_{hub} = 4 \text{ m/s}) = 0,29 \text{ MW}$ auf $P_{WEA}(V_{hub} = 24 \text{ m/s}) = 5,18 \text{ MW}$ um 1780 %. Der Wirkungsgrad des Gleitlagers steigt von $\eta_{Lager}(V_{hub} = 4 \text{ m/s}) = 98,7 \%$ auf $\eta_{Lager}(V_{hub} = 10 \text{ m/s}) = 99,8 \%$ und ist ab $V_{hub} = 10 \text{ m/s}$ bis $V_{hub} = 24 \text{ m/s}$ konstant. Der Schmiermitteldurchsatz befindet sich für alle Windgeschwindigkeiten in einem Bereich von

$Q_{Schmier} = 95,7 \text{ l/min} \pm 12 \%$. $Q_{Schmier}$ weist den gleichen qualitativen Verlauf wie P_{zu} auf, was durch die systembedingte Abhängigkeit zwischen Fördervolumen und Pumpenleistung zu erklären ist. Mit Kenntnis von $P_{Verlust}$ und $Q_{Schmier}$ kann das Kühlsystem ausgelegt werden, um die aus $P_{Verlust}$ entstehende Wärme aus dem Lager abführen zu können.

Die in der Arbeit entwickelte Methodik dient als Grundlage zur Tragfähigkeitsuntersuchung von hydrodynamisch wirkenden zylindrischen Radialgleitlagern, welche als Rotorwellenlager von Windenergieanlagen eingesetzt werden. Die Beispielrechnungen haben gezeigt, dass zum einen der Betrieb möglich ist und die hohe Dynamik innerhalb der Belastungsverläufe gut durch den Schmierfilm abgefangen werden kann und sich zum anderen ein guter Wirkungsgrad ab mittleren Windgeschwindigkeiten einstellt.

7 Ausblick

Die Untersuchungen zur Einsatzmöglichkeit hydrodynamisch wirkender Gleitlager beziehen sich in der vorliegenden Arbeit ausschließlich auf Radiallager. Aufgrund der Schubkräfte am Rotor entstehen zudem Axialkräfte, die über eine Lagerung abgefangen werden müssen, um das Getriebe von den Axiallasten zu entkoppeln. Dabei könnten sowohl auf Wälzkörper basierende Axiallager als auch Axialgleitlager eingesetzt werden. Bei der Auslegung der Axialgleitlager sind die gleichen Mängel wie bei den betrachteten Radialgleitlagern bezüglich der Windrichtlinien vorhanden. Auch die aus den Auslegungslastfällen gewonnenen zeitlichen Belastungsverläufe der Axialkräfte stellen die gleiche Problemstellung dar. So könnte die entwickelte Methodik auf die Anwendbarkeit zur Auslegung hydrodynamisch wirkender Axialgleitlager untersucht werden.

Hinsichtlich des Einflusses der Wellenbiegung und Wellenverkantung auf die Tragfähigkeit könnten Untersuchungen durchgeführt werden, sobald eine auf Gleitlager beruhende Antriebsstrangkonstruktion bekannt ist und daher realitätsnahe Annahmen möglich sind. Dass die Tragfähigkeit mit zunehmender Wellenbiegung bzw. Wellenverkantung abnimmt, ist durch die Literatur bestätigt. Es gibt jedoch den Ansatz der ballig ausgeführten Lagerschale, um ihre Kontur an die Wellenbiegung anzupassen und somit dem Abfallen der Tragfähigkeit entgegenzuwirken.

Der Einsatz von Gleitlagern in unterschiedlichen Anlagengrößen könnte in Zukunft untersucht werden. Durch die Forderung, dass die Schnelldrehzahl bei Anlagen unterschiedlicher Leistungsklassen bzw. Windfelder konstant bleibt, ergeben sich verschiedene Konstellationen der Kraft-Drehzahl-Paarungen. Die Kräfte nehmen mit kleiner werdenden Anlagen ab und die Drehzahlen zu. Das Verhältnis ist jedoch nicht konstant, sodass für die jeweiligen Anlagengrößen separate Untersuchungen durchgeführt werden müssten.

Die in der Arbeit entwickelten Methoden der Ableitung periodischer Lasten zur instationären Auslegung und der reduzierten Lastannahme zur quasistatischen Auslegung sind rein theoretischer Natur. Die Beispielrechnungen haben das generelle Vorgehen sowie die zu erwartenden Unterschiede zwischen instationärer und quasistationärer Auslegung bestätigt. Diese Annahmen müssten für eine abschließende Aussage zur Anwendbarkeit durch einen Versuchsaufbau validiert werden.

Verzeichnis der Abbildungen und Tabellen

Abbildung 1-1: EE-Anteil am Stromverbrauch 1990 – 2012 vs. Ziele der Bundesregierung (Datenquelle: [1])	1
Abbildung 1-2: Struktur der Strombereitstellung aus EE in Deutschland 2012 (Datenquelle: [1])	2
Abbildung 1-3: Modell einer Persischen Windmühle (Bildquelle: [5])	3
Abbildung 1-4: Dänische Gedser-Anlage 1957 (Bildquelle: [7])	6
Abbildung 1-5: Darrieus-Anlage Eóle (Bildquelle: [8])	7
Abbildung 1-6: Rotorleistungsbeiwert von Windrotoren unterschiedlicher Bauart (Bildquelle: [5])	8
Abbildung 1-7: Entwicklung der Rotordurchmesser und Anlagenleistung	8
Abbildung 1-8: Definition der Balligkeit b_a (Bildquelle: [9])	10
Abbildung 1-9: Windprofil einer Windenergieanlage	12
Abbildung 1-10: Antriebsstrang Schiffbau vs. Windenergie	15
Abbildung 1-11: Schadensrate je Anlagenkomponente bei 1 - 2,5 MW WEA (Datenquelle: [15])	17
Abbildung 1-12: Schadenshäufigkeit und Ausfallzeit je Schaden (Bildquelle: [22])	18
Abbildung 2-1: Hauptbaugruppen einer WEA	20
Abbildung 2-2: Pitch-Winkel in Abhängigkeit des Anlagenstatus	21
Abbildung 2-3: Rotorblattlager als Gleitlagerausführung nach [27]	22
Abbildung 2-4: Zweireihiges Vierpunktlager mit Innenverzahnung (Bildquelle: [29])	23
Abbildung 2-5: Rotorlagerung im Getriebe.....	26
Abbildung 2-6: Momentenlagerung nach [6]	27
Abbildung 2-7: Doppelte Lagerung a) zwei Einzellager b) Lagerung im Rohrgehäuse nach [6]	28
Abbildung 2-8: Dreipunktlagerung von Rotorwelle und Getriebe nach [6]	29
Abbildung 2-9: Rechenmodelle und Vorgehensweise bei der Berechnung der Belastung und Dimensionierung der Struktur nach [6]	39
Abbildung 2-10: Berechnungsverfahren zur Ermittlung der dynamischen Antwortreaktion nach [6].....	40
Abbildung 3-1: DE&EP Patentanmeldung (Datenquelle: [45]).....	41
Abbildung 3-2: Bauformen flüssigkeitsgeschmierter Gleitlager nach [46]	42
Abbildung 3-3: links: Stribeck-Kurve / rechts: Drehzahlkurve beim Anlaufen	44
Abbildung 3-4: Vergleich dynamischer Reibungszahlverläufe (Bildquelle: [59])	47
Abbildung 3-5: Gleitlager bei stationärer Belastung	50
Abbildung 3-6: Gleitlager bei instationärer Belastung	51

Abbildung 3-7: Massenströme an einem Volumenelement	53
Abbildung 3-8: Abgewickelter Schmierspalt in x-Richtung	56
Abbildung 3-9: Die vier Bereiche der Gleitlagerberechnung (Bildquelle: [67])	58
Abbildung 3-10: Quasistatisches EHD-Verfahren nach Knoll (Bildquelle: [72])	60
Abbildung 3-11: Iterationsschleife in SIRIUS für die klassische Reynoldssche Differentialgleichung (Bildquelle: [66])	67
Abbildung 3-12: Iterationsschleife in SIRIUS für die Erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung (Bildquelle: [37])	68
Abbildung 3-13: Einheitsverformungsmatrix VE bei abgewickelter Lagerschale	69
Abbildung 4-1: Aufbau der Simulation einer WEA nach [88]	73
Abbildung 4-2: Schnittgrößen der Simulationsdaten	75
Abbildung 4-3: Zeitverlauf und spektrale Leistungsdichte zweier Signale	81
Abbildung 4-4: Vergleich der Exzentrizität bei stationärer und instationärer Belastung	83
Abbildung 4-5: FFT eines zeitlichen Belastungsverlaufes einer vertikalen Kraftkomponente	85
Abbildung 4-6: Sinusförmige Lasterhöhung unterschiedlicher Frequenzen	86
Abbildung 4-7: Exzentrizität bei gleicher Lasterhöhung unterschiedlicher Frequenzen	86
Abbildung 4-8: Exzentrizitätsanstieg bei unterschiedlichen Frequenzen	87
Abbildung 4-9: Instationäre periodische Lastvorgabe	88
Abbildung 4-10: Histogramm der absoluten Klassenhäufigkeit z_k eines Drehzahlverlaufes	91
Abbildung 4-11: Klasseneinteilung und Rasterung für ein bivariantes Histogramm	91
Abbildung 4-12: Bivariantes Histogramm der absoluten Drehzahl-Radialkraft-Häufigkeiten	92
Abbildung 4-13: Bivariantes Histogramm eines Lastfallverlaufes	92
Abbildung 4-14: links: unreduziertes Histogramm / rechts: datenreduziertes Histogramm	95
Abbildung 4-15: links: unreduzierter Radiallastverlauf / rechts: datenreduzierter Radiallastverlauf	95
Abbildung 4-16: links: unreduzierter Drehzahlverlauf / rechts: datenreduzierter Drehzahlverlauf	95
Abbildung 5-1: Lagerungskonzept des Simulationsmodells der NREL 5 MW Anlage	96
Abbildung 5-2: Resultierende Radialkräfte eines Belastungsverlaufes für Lager N und Lager N2	98
Abbildung 5-3: Load-Cube für die Lasten einer Windenergieanlage	98
Abbildung 5-4: Vergleich der Exzentrizität bei Variation der Gitternetzweite	104
Abbildung 5-5: Drehzahlverlauf beim An- bzw. Abfahrvorgang	104
Abbildung 5-6: Grundschrägungen im Drehzahlverlauf verschiedener V_{hub}	105
Abbildung 5-7: Exzentrizität bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten	106
Abbildung 5-8: Vollständige instationäre periodische Lastverläufe verschiedener Seeds einer V_{hub}	108

Abbildung 5-9: Instationäre Exzentrizitätsverläufe verschiedener Seeds einer Vhub	109
Abbildung 5-10: Histogramme für Vhub = 24/1 links: Originalumfang / rechts: reduzierter Umfang	110
Abbildung 5-11: Radialkraftverlauf für Vhub = 24/1 links: Originalumfang / rechts: reduzierter Umfang	110
Abbildung 5-12: Drehzahlverlauf für Vhub = 24/1 links: Originalumfang / rechts: reduzierter Umfang	110
Abbildung 5-13: Exzentrizitätsverlauf für Vhub = 24/1 links: Originalumfang / rechts: reduzierter Umfang	111
Abbildung 5-14: Quasistationäre Lastverläufe verschiedener Seeds einer Vhub	112
Abbildung 5-15: Quasistationäre Exzentrizitätsverläufe verschiedener Seeds einer Vhub ..	113
Abbildung 5-16: Exzentrizitätsverlauf und Übergangsdrehzahl beim Anfahrvorgang von Vhub = 4 m/s	115
Abbildung 5-17: Übergangsdrehzahlen bei Vhub = (4 – 24) m/s für die Anfahrvorgänge	115
Abbildung 5-18: Zeit bis zum Erreichen der Übergangsdrehzahlen für die Anfahrvorgänge	116
Abbildung 5-19: Exzentrizitätsverlauf und Übergangsdrehzahl beim Abfahrvorgang von Vhub = 4 m/s	117
Abbildung 5-20: Übergangsdrehzahlen bei Vhub = (4 – 24) m/s für die Abfahrvorgänge	118
Abbildung 5-21: Durchlaufzeiten des Mischreibungsgebietes für die Abfahrvorgänge	118
Abbildung 5-22: FE-Modell des hydrodynamischen Radialgleitlagers	119
Abbildung 5-23: Exzentrizitätsverlauf für die verformte und unverformte Lagerschale bei Vhub = 24 m/s	120
Abbildung 5-24: Dimensionsloser Druckverlauf im Mittelschnitt des Lagers - links: unverformte / rechts: verformte Lagerschale	120
Abbildung 5-25: Druckverlauf im abgewickelten Schmierspalt - links: unverformte / rechts: verformte Lagerschale	120
Abbildung 5-26: Verlustleistung PVerlust für Vhub = (4 – 24) m/s	122
Abbildung 5-27: Wirkungsgrad des Lagers η_{Lager} für Vhub = (4 – 24) m/s	122
Abbildung 5-28: Schmiermitteldurchsatz QSchmier für Vhub = (4 – 24) m/s	122

Tabelle 1-1: Parameter Ausquetschzeit	10
Tabelle 1-2: Auszug sonstige Umweltbedingung nach [12]	12
Tabelle 1-3: Parameter Propellerwellenlagerung vs. WEA-Lagerung (Datenquelle: [16])	15
Tabelle 1-4: Bereichseinteilung Sommerfeldzahl	16
Tabelle 2-1: Pitch-Winkel je Anlagenstatus	21
Tabelle 2-2: Belastungsarten und Ursachen an der Hauptrotorwelle	25
Tabelle 2-3: Lagerungskonzeptmatrix	26
Tabelle 2-4: Lagertyp in Bezug zum Lagerungskonzept	30
Tabelle 2-5: Definition der Auslegungslastfälle nach [12]	33
Tabelle 2-6: Grundparameter für WEA-Klassen nach [12]	34
Tabelle 3-1: Vergleich der Reibungszahlen [59]	47
Tabelle 3-2: Grenztemperaturen in Abhängigkeit des O ₂ -Anteils und der Laufzeit (Datenquelle: [62])	49
Tabelle 4-1: Aufbau einer Lastfallergbnisdatei	74
Tabelle 4-2: Zeitliche Lastverläufe und Häufigkeitsverteilung gleicher V _{hub} und unterschiedlicher Seeds	76
Tabelle 4-3: Rangvergabe beim Kruskal-Wallis-Test für m = 4 Stichproben	79
Tabelle 4-4: Rangvergabe beim Meyer-Bahlburg-Test für m = 4 Stichproben	80
Tabelle 5-1: Liste der vorhandenen Auslegungslasten der NREL 5 MW Anlage	97
Tabelle 5-2: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 4 m/s	99
Tabelle 5-3: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 6 m/s	100
Tabelle 5-4: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 8 m/s	100
Tabelle 5-5: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 10 m/s	100
Tabelle 5-6: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 12 m/s	100
Tabelle 5-7: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 14 m/s	101
Tabelle 5-8: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 16 m/s	101
Tabelle 5-9: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 18 m/s	101
Tabelle 5-10: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 20 m/s	101
Tabelle 5-11: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 22 m/s	102
Tabelle 5-12: Ergebnis der Gleichheitsuntersuchung für V _{hub} = 24 m/s	102
Tabelle 5-13: Parameter und Ergebnisse der Belastungen zur Bestimmung des maßgeblichen Lastfalls	106
Tabelle 5-14: Parameter der vollständigen Lasten aller Seeds bei V _{hub} = 24 m/s	107
Tabelle 5-15: Maximale Sommerfeldzahlen der instationären Lastrechnungen bei V _{hub} = 24 m/s	108
Tabelle 5-16: Maximale Exzentrizitäten der instationären Lastrechnung bei V _{hub} = 24 m/s	108

Tabelle 5-17: Relative Abweichungen der Vergleichsrechnungen	111
Tabelle 5-18: Standardabweichungen der Exzentrizitäten und Sommerfeldzahlen.....	111
Tabelle 5-19: Maximale Sommerfeldzahlen der quasistationären Lastrechnungen bei Vhub = 24 m/s.....	113
Tabelle 5-20: Maximale Exzentrizitäten der quasistationären Lastrechnung bei Vhub = 24 m/s.....	113
Tabelle 5-21: Übergangsdrehzahlen nÜ und Zeiten bis zum Erreichen von Ekrit für die Anfahrvorgänge.....	115
Tabelle 5-22: Übergangsdrehzahlen nÜ und Zeiten bis zum Erreichen von nÜ für die Abfahrvorgänge.....	117
Tabelle 5-23: Verlustleistung, Anlagenleistung und Schmiermitteldurchsätze für Vhub = (4 – 24) m/s.....	121

Quellenverzeichnis

- [1] Bundesministerium für Umwelt - Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), "Erneuerbare Energien in Zahlen - nationale und internationale Entwicklung," 2013.
- [2] J. Simmie, R. Sternberg, and J. Carpenter, "New technological path creation: evidence from the British and German wind energy industries," *J. Evol. Econ.*, vol. 24, no. 4, pp. 875–904, Jun. 2014.
- [3] E. Fröde and W. Fröde, *Windmühlen*. Köln: Du Mont Buchverlag, 1981.
- [4] F. Neumann, *Windkraftmaschinen - Windmühlen, Windturbinen und Windräder*, 3. Auflage. Leipzig: Verlag von Bern. Friedr. Voigt, 1907.
- [5] Deutsches Museum München, "Modell einer Persische Windmühle." [Online]. Available: <http://www.deutsches-museum.de/sammlungen/maschinen/kraftmaschinen/windkraft/horizontalwindmuehle-18-jhdt/>.
- [6] E. Hau, *Windkraftanlagen - Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit*, 4. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2008.
- [7] M. Heymann, *Die Geschichte der Windenergienutzung 1890 - 1990*. Frankfurt New York: Campus Verlag, 1995.
- [8] Bundesverband Windenergie, "Gedser Anlage." [Online]. Available: <http://www.wind-energie.de/infocenter/technik/anlagenkonzepte/daenisches-konzept-mit-passiver-oder-aktiver-stallregelung>.
- [9] guillom, "Darrieus Eóle." [Online]. Available: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Eoliennes_Gaspesie.jpg.
- [10] R. E. Wilson and P. B. S. Lissaman, *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines*. Oregon: Oregon State University, 1974.
- [11] O. R. Lang and W. Steinhilper, *Gleitlager - Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung*, 1. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 1978.
- [12] R. Wegmann, S.-U. Kreja, and K. Brökel, "Modernes Verfahren zur Simulation stationärer und instationärer Belastungen beim hydrostatischen und hydrodynamischen Betrieb von Radialgleitlagern unter Berücksichtigung von Wellenbiegung," *VDI-Bericht 2069*. VDI Verlag, Wiesloch, pp. 161–170, 2009.
- [13] R. Gasch and J. Twele, *Windkraftanlagen - Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb*, 5. Auflage. Wiesbaden: B. G. Teubner Verlag, 2007.
- [14] E. Sensen, "Schäden an Windenergieanlagen aus der Sicht des Versicherers," *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium*. TUDpress, Dresden, pp. 419–427, 2011.
- [15] DIN EN 61400 - Teil 1 and VDE 0127 - Teil 1, *Windenergieanlagen - Auslegungsanforderungen*. 2006.

- [16] DIN ISO 76, *Wälzlager -statische Tragzahlen*. 2009.
- [17] DIN ISO 281, *Wälzlager - dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. 2010.
- [18] ISO 7902 - Part 1, *Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions - Circular cylindrical bearings - Part 1: Calculation procedure*. 2013.
- [19] R. Wegmann, K. Brökel, S. Gold, and J. Weber, "Numerische Simulation und experimentelle Verifikation von kombinierten hydrostatisch-hydrodynamisch wirkenden Radialgleitlagern großer Abmessungen," *VDI-Bericht 2202*. VDI Verlag, Schweinfurt, pp. 219–232, 2013.
- [20] M. Skiba and B. Reimers, "Offshore-Windkraftwerke – Marktentwicklung und Herausforderungen," *et Energietechnische Tagesfragen*, vol. 10, pp. 31–35, 2012.
- [21] E. Bauer, F. Wikidal, and T. Gellermann, "Überblick über Schäden am mechanischen Strang von Windenergieanlagen," *Antriebstechnisches Kolloquium - ATK 2005*, no. Bild 1. Druck und Verlagshaus Mainz GmbH Aachen, Aachen, pp. 1–20, 2005.
- [22] P. Bollmann and M. Jelting, "Schadenerfahrungen an Windenergieanlagen," *7. AZT-Expertentage 2003*. Ismaning, 2003.
- [23] windmonitor, "Ausfallraten von Anlagenkomponenten für verschiedene Standorte," 2014. [Online]. Available: http://windmonitor.iwes.fraunhofer.de/windwebdad/www_reisi_page_new.show_page?page_nr=484&lang=de.
- [24] P. Svoboda, "Betriebskosten als Werttreiber von Windenergieanlagen," *et Energietechnische Tagesfragen*, vol. 5, p. 5, 2013.
- [25] windmonitor, "Schadenshäufigkeit und Ausfallzeit je Schaden." [Online]. Available: http://windmonitor.iwes.fraunhofer.de/windwebdad/www_reisi_page_new.show_page?page_nr=191&lang=de.
- [26] A. Weidmann, "ELGOGLIDE wartungsfreie Hochleistungslager mit Teflongewebe-Gleitschicht für den Einsatz in Windenergieanlagen," *Wind. J.*, vol. 05, 2004.
- [27] A. Schaffarczyk, *Einführung in die Windenergie-technik*. München: Carl Hanser Verlag, 2012.
- [28] A. Stotsky and B. Egardt, "Individual pitch control of wind turbines: Model-based approach," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng.*, vol. 227, no. 7, pp. 602–609, Jul. 2013.
- [29] S. Michel, "Pitch- und Azimutlager für Windkraftanlagen bis 5 MW," *Windkraftkonstruktion.de*, vol. 5, pp. 1–3, 2010.
- [30] J. Wadehn, "Plain bearing for a wind turbine blade and method of operating a wind turbine having such a plain bearing," US008172531B22012.
- [31] A. Wobben, "Plain bearing and wind energy unit with said bearing," WO01/48376A32001.

- [32] Schaeffler AG, "Drehverbindung für Turm- und Blattverstellung." [Online]. Available: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/05_products_services/rolling_bearings/rotary_table_bearings/00014A48.jpg.
- [33] R. Grzybowski and K. Steingröver, "Anforderungen an zukünftige Hauptgetriebe für Windenergieanlagen aus Sicht der Zertifizierung," *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium*. TUDpress, Dresden, pp. 429–439, 2011.
- [34] J. Arndt, P. Boiger, and B. Pinnekamp, "Großinspektion des MULTIBRID M5000 Prototypen," *Wind. J.*, vol. 4, pp. 4–9, 2009.
- [35] L. Xiao, C. Sun, and P. Li, "Analysis of Radial Magnetic Bearing Used in Magnetic Suspension Wind Power Generator," *International Conference on E-Product E-Service and E-Entertainment*. Ieee, Henan, China, Nov-2010.
- [36] J. Schmitz and N. Vatheuer, "Hydrostatischer Triebstrang für Windenergieanlagen," *RWTH Aachen, Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerung*, 2010. [Online]. Available: <http://www.ifas.rwth-aachen.de>.
- [37] R. Heemskerk, "Challenges on rolling bearings in wind turbines," *VDI-Bericht 2147*. VDI Verlag, Schweinfurt, pp. 1–12, 2011.
- [38] M. Hofmann, "Windkraftanlagen - Rotorlagerungen der 7-MW Offshoreklasse," *Wind. J.*, vol. 11, 2013.
- [39] S. Yagi, "Bearings for Wind Turbine," *Tech. Rev.*, no. 71, pp. 40–47, 2004.
- [40] M. Adelhardt, "Leistungsstarke Lagerungskonzepte für die Rotorwelle," *Husum WindEnergy 2012*. pp. 7–10.
- [41] Schaeffler KG, "Neues Konzept für die Lagerung der Hauptwelle in Windkraftanlagen," *Produktion.de*, 2010. [Online]. Available: <http://www.produktion.de/automatisierung/neues-konzept-fuer-die-lagerung-der-hauptwelle-in-windkraftanlagen/>.
- [42] K. Thomsen, "Modeling of dynamically loaded hydrodynamic bearings at low Sommerfeld numbers," Diss. Technical University of Denmark, 2012.
- [43] G. Elfert and W. Predki, "Verschleiß an langsam laufenden Wälzlager," *VDI-Bericht 2147*. VDI Verlag, Schweinfurt, pp. 59–74, 2011.
- [44] B. Baldwin and B. Richter, "Zuverlässige Rotorenlager von Timken," *Windkraftkonstruktion.de*, vol. 04, p. 18, 2014.
- [45] U. Drescher, "Gleitlager als Alternative zu Wälzlager in Windgetrieben," *Windkraftkonstruktion.de*, vol. 11, 2011.
- [46] V. Quaschnig and M. Zehner, "Rückenwind durch Simulationsprogramme," *Sonne Wind Wärme*, vol. 03, pp. 68–78, 2003.
- [47] M. Seidel and M. Von Mutius, "Integrated analysis of wind and wave loading for complex support structures of offshore wind turbines," *Conference Proceedings Offshore Wind 2005*. Copenhagen, pp. 1–10, 2005.

- [48] J. Köwitz, "Patentrecherche DE&EP - Klasse F16C 17/00," Rostock, 2012.
- [49] T. Someya, J. Mitsui, J. Esaki, S. Saito, Y. Kanemitsu, T. Iwatsubo, M. Tanaka, S. Hisa, T. Fujikawa, and H. Kanki, *Journal Bearing Databook*. Berlin Heidelberg New York London Paris Tokyo: Springer Verlag, 1989, p. 323.
- [50] B. Tower, "First report on friction experiments," *Proc. Inst. Mech. Eng. London*, vol. 35, pp. 29–35, Jun. 1884.
- [51] O. Reynold, "On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. B. Tower's Experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil," *Philos. Trans. R. Soc. London*, pp. 191–203, 1886.
- [52] L. Gümbel and E. Everling, *Reibung und Schmierung im Maschinenbau*. Berlin: Verlag von M. Krayn, 1925.
- [53] G. Vogelpohl, "Die Stribeck-Kurve als Kennzeichen des Allgemeinen Reibungsverhalten geschmierter Gleitflächen," *VDI -Z 96*, vol. 9, pp. 261–268, 1954.
- [54] C. N. Pandazaras and G. P. Petropoulos, "A computational estimation of the critical rotational speed for finite hydrodynamically lubricated journal bearings," *Ind. Lubr. Tribol.*, vol. 53, no. 4, pp. 141–148, Jan. 2001.
- [55] W. Gärtner, F. Grün, and I. Godor, "Gleitlagerspezifische Werkstoffeigenschaften und ihre Charakterisierung," *VDI-Bericht 2069*. VDI Verlag, Wiesloch, pp. 197–208, 2009.
- [56] R. Jaeckel, "PEGASUS – damit es läuft wie geschmiert," *idw-Informationsdienst Wissenschaft*, 2013. [Online]. Available: <http://idw-online.de>.
- [57] K. Brökel, J. Weber, W. Hufenbach, and E. von Bergen, "Hydrostatisch-hydrodynamisches Gleitlagerkonzept für die Propellerlagerung in Pod-Antrieben großer Schiffe," *VDI-Bericht 2147*. VDI Verlag, Schweinfurt, pp. 243–254, 2011.
- [58] S. Gold, J. Weber, R. Wegmann, and K. Brökel, "New Hydrostatic/Hydrodynamic Plain Bearing Concept For Heavy Duty Application," *The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere, Finland, 2011.
- [59] GL - Germanischer Lloyd, *Certification of Wind Turbines for Hot Climate Application*. 2012, pp. 2–5.
- [60] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, and B. O. Jacobson, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, 2. Auflage. Basel: Marcel Dekker, 2004.
- [61] M. Woydt, *Tribologie keramischer Werkstoffe: Grundlagen - Werkstoffneuentwicklungen - Industrielle Anwendungsbeispiele*. Renningen: expert Verlag, 2001, p. 218.
- [62] M. Berger, "Vergleich von Hochleistungskunststoffen-, Metall-Kunststoff-Verbund und Bronzegleitlager im geschmierten Einsatz," *VDI-Wissensforum: Moderne Gleitlager*. VDI Verlag, Schweinfurt, pp. 1–10, 2013.
- [63] E. Booser, F. Ryan, and C. Linkinhoker, "Maximum temperature for hydrodynamic bearings under steady load," *Lubr. Eng.*, vol. 26, pp. 225–232, 1970.

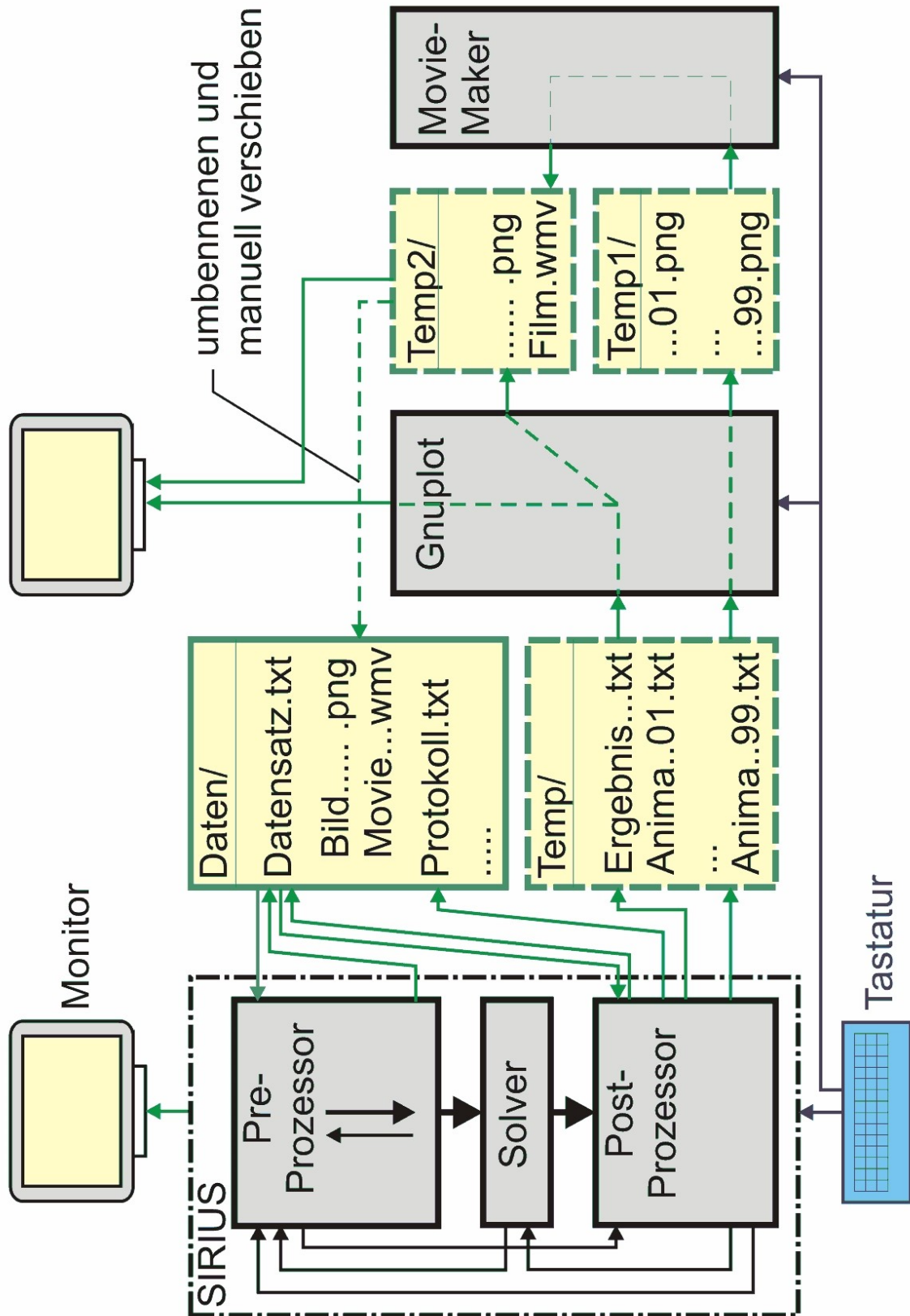
- [64] M. M. Khonsari, "A Review of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings. Part II: Journal Bearings," *A S L E Trans.*, vol. 30, no. 1, pp. 26–33, Jan. 1987.
- [65] G. Stachowiak and A. Batchelor, *Engineering tribology*, 4rd. ed. Oxford Waltham: Elsevier Inc., 2013.
- [66] D. Bartel, *Simulation von Tribosystemen*, 1. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2010, p. 166.
- [67] J. H. Ferziger and P. Milovan, *Numerische Strömungsmechanik*. Berlin Heidelberg: Shaker Verlag, 2008.
- [68] J. H. Spurk and N. Aksel, *Strömungslehre Einführung in die Theorie*, 8. Auflage. Heidelberg Dordrecht London New York: Springer Verlag, 2010, p. 574.
- [69] R. Wegmann, "Dokumentation SIRIUS," Rostock, 2014.
- [70] C. Titscher, "Analyse des aktuellen Standes der Forschung zur Modellierung hydrodynamisch geschmierter Gleitlager unter Berücksichtigung von Verformungen , Einsatz niedrig viskoser Schmiermittel und Mischreibung," M.Sc.-Thesis Universität Rostock, 2013.
- [71] K.-J. Bladt, "Beitrag zur Erfassung der Schmierungsverhältnisse schwelend belasteter Gleitgelenke unter Berücksichtigung der Verformung," Diss. Universität Rostock, 1974.
- [72] K. Brökel, "Das schwelend belastete Radialgleitlager unter Berücksichtigung der Verformung und eines Schmierstoff-Gas-Gemisches bei beliebiger Spaltgeometrie," Diss. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, 1980.
- [73] R. Wegmann, "Erweiterung der hydrodynamischen Schmiertheorie durch Einbeziehung des Unterdruckgebietes in die Berechnung instationär belasteter Gleitlager," Diss. Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, 1978.
- [74] G. Knoll, "Tragfähigkeit zylindrischer Gleitlager unter elasto-hydrodynamischen Bedingungen," Diss. RWTH Aachen, 1974.
- [75] G. Knoll, R. Lechtape-Grüter, C. Träbing, and J. Lang, "Simulationstools für strukturdynamisch/elasto- hydrodynamisch gekoppelte Motorkomponenten," Kassel, 2000.
- [76] B. O. Jacobson, "On the Lubrication of Heavily Loaded Cylindrical Surfaces Considering Surface Deformations and Solidification of the Lubricant," *J. Tribol.*, vol. 95, no. 3, pp. 321–327, 1973.
- [77] B. Huang, L. Q. Wang, and J. Guo, "Performance comparison of circular, two-lobe and elliptical journal bearings based on TEHD analysis," *Ind. Lubr. Tribol.*, vol. 66, no. 2, pp. 184–193, 2014.
- [78] J. A. Cole and C. J. Hughes, "Oil flow and film extent in complete journal bearings," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 170, no. 1956, pp. 499–510, Jun. 1956.
- [79] H. W. Hahn, "Das zylindrische Gleitlager endlicher Breite unter zeitlich veränderlicher Belastung," Diss. TH Karlsruhe, 1957.

- [80] J. Holland, "Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen," *VDI-Forschungsheft*, vol. 475, 1957.
- [81] H. Sassenfeld and A. Walther, "Gleitlagerberechnung," *VDI-Forschungsheft*, vol. 441, 1954.
- [82] H.-J. Butenschön, "Berechnung instationär belasteter Radialgleitlager," *VDI-Z 120*, vol. 11, pp. 531–535, 1978.
- [83] DIN 31657 - Teil 1, *Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb - Berechnung von Mehrflächen- und Kippsegmentlagern*. 1996.
- [84] G. Knoll, K. Backhaus, J. Lang, and K. Wilhelm, "Berechnung von Motorengleitlagern unter Berücksichtigung der Deformation," *MTZ - Mot. Zeitschrift*, vol. 59, pp. 652–656, 1998.
- [85] AVL List GmbH, "Advanced Simulation Technologies - AVL EXCITE," 2013. [Online]. Available: <https://www.avl.com/web/ast/excite>.
- [86] O. Knaus, B. Loibnegger, H.-M. Herbst, and G. Kreuzwirth, "Einfluss von Strukturmechanik und elastohydrodynamischer Lagerung auf die Pleulgestaltung," *MTZ - Mot. Zeitschrift*, vol. 63, no. 7–8, pp. 546–555, 2002.
- [87] TU Clausthal - Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen, "Simulation und Berechnung tribologischer Kontakte," 2014. [Online]. Available: <http://www.itr.tu-clausthal.de/forschung-neu/tribosimulation/>.
- [88] A. Fuchs, "Schnelllaufende Radialgleitlagerungen im instationären Betrieb," Diss. Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 2002.
- [89] RBTS Inc., "ARMD - Advanced Rotating Machinery Dynamics." Rotor Bearings Technology & Software, Phoenixville, USA, pp. 1–21.
- [90] S. Lenssen, A. Degtiarev, F. D. Krull, and R. Hambrecht, "Durchgängiger Prozess für die Berechnung dynamischer Lasten von komplexen mechatronischen Systemen am Beispiel der Simulation einer Windenergieanlage*," *Mater. Test.*, vol. 52, no. 7–8, pp. 520–526, Jul. 2010.
- [91] U. Ritschel, "WEA - Simulationsprogramme für Offshore Standorte," *Wind. Eng. GmbH*, 2003.
- [92] M. Kühlmeyer and C. Kühlmeyer, *Statistische Auswertungsmethoden für Ingenieure*. Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag, 2001, p. 417.
- [93] I. Jonuschies and K. Brökel, "Belastungsanalyse für die Auslegung hydrodynamisch wirkender Radialgleitlager für Windenergieanlagen," *11. Gemeinsames kolloquium der Konstruktionstechnik*. Shaker Verlag, Aachen, pp. 193–206, 2013.
- [94] W. Kruskal and W. Wallis, "Use of ranks in one-criterion variance analysis," *J. Am. Stat. ...*, vol. 47, no. 260, pp. 583–621, 1952.
- [95] H. F. L. Meyer-Bahlburg, "A nonparametric test for relative spread ink unpaired samples," *Metrika*, vol. 15, no. 1, pp. 23–29, Dec. 1970.

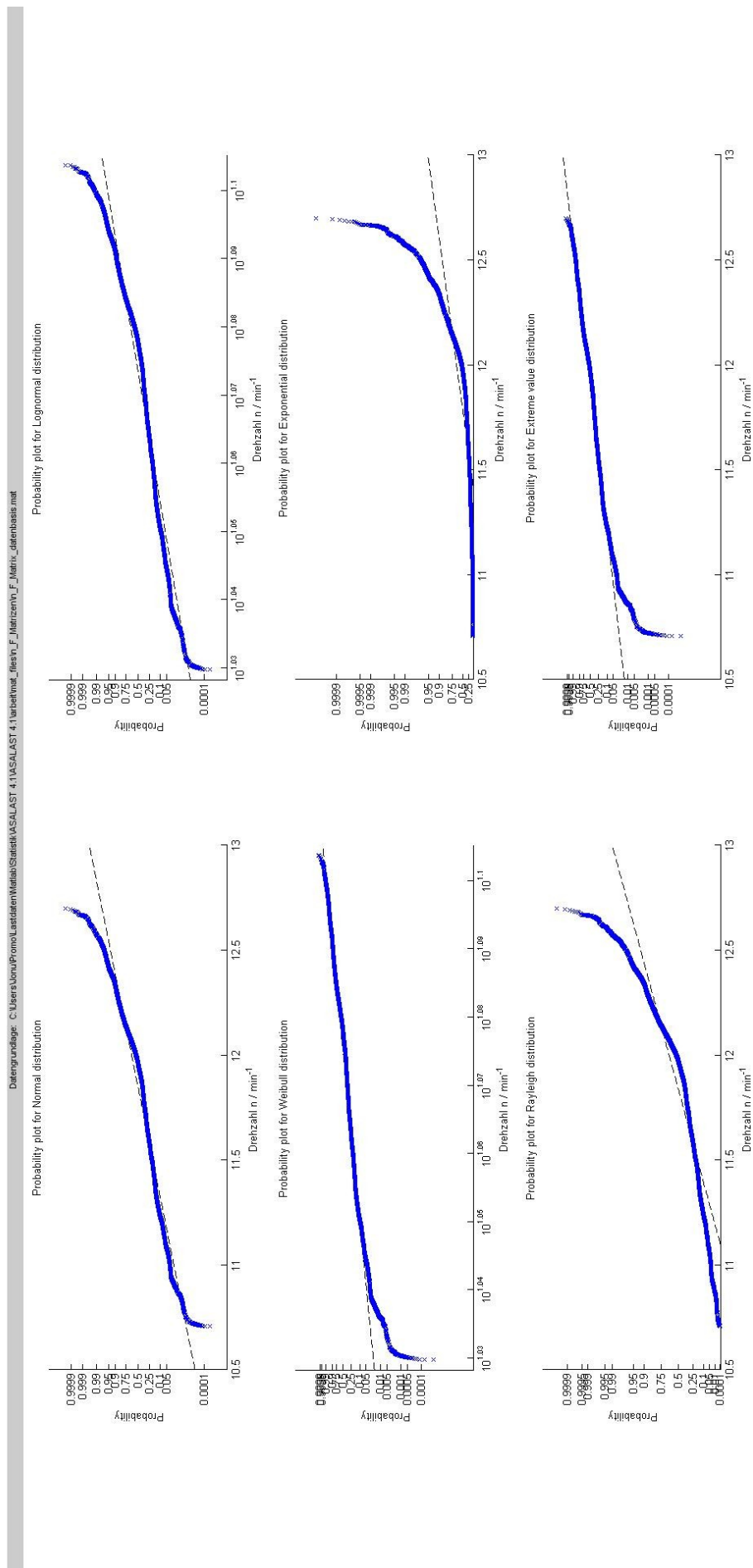
- [96] K.-D. Kammeyer and K. Kroschel, *Digitale Signalverarbeitung*, 7. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2009.
- [97] R. Isermann, *Mechatronische Systeme*, 2. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2008.
- [98] "Matlab 2011b - Die Sprache für technische Berechnung." MathWorks, 2011.
- [99] B. Fantino, J. Frene, and J. du Parquet, "Viscosity effects on the dynamic characteristics of an elastic engine bearing," *SAE Tech. Pap. Ser.*, 1985.
- [100] Z.-E. Varga, "Wellenbewegung, Reibung und Öldurchsatz beim segmentierten Radialgleitlager von beliebiger Spaltform unter konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung," Diss. ETH Zürich, 1971.
- [101] I. Jonuschies and P. Schünemann, "ASALAST - Analyse und Statistische Auswertung von Lagerlasten." Rostock, 2014.
- [102] P. Schünemann, "Analyse und statistische Auswertung der Lagerlasten einer 2,5 MW Windnergieanlage," B.Sc.-Thesis Universität Rostock, 2012.
- [103] R. Mohr, *Statistik für Ingenieure und Naturwissenschaftler - Grundlagen und Anwendung statistischer Verfahren*, 2. Auflage. Renningen: expert Verlag, 2007, p. 235.
- [104] F. Beichelt, *Stochastik für Ingenieure - Eine Einführung in die Wahrscheinlichkeitstheorie und Mathematische Statistik*, 1. Auflage. Stuttgart: Teubner Verlag, 1995, p. 404.
- [105] O. Romberg and M. Östereich, *Keine Panik vor Statistik!*, 4. Auflage. Berlin: Springer Verlag, 2012, p. 326.
- [106] J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, and G. Scott, "Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development," *Tech. Rep. NREL/TP-500-38060*, no. February, 2009.
- [107] "PTC Creo 2.0." PTC Inc., 2013.
- [108] C. Daniel, J. Strackeljan, and E. Woschke, "Modellierung von Gleitlagern in rotordynamischen Modellen," *8th International Conference on Vibrations in Rotating Machines*, no. February. Vienna, Austria, pp. 1–18, 2009.

Anhang

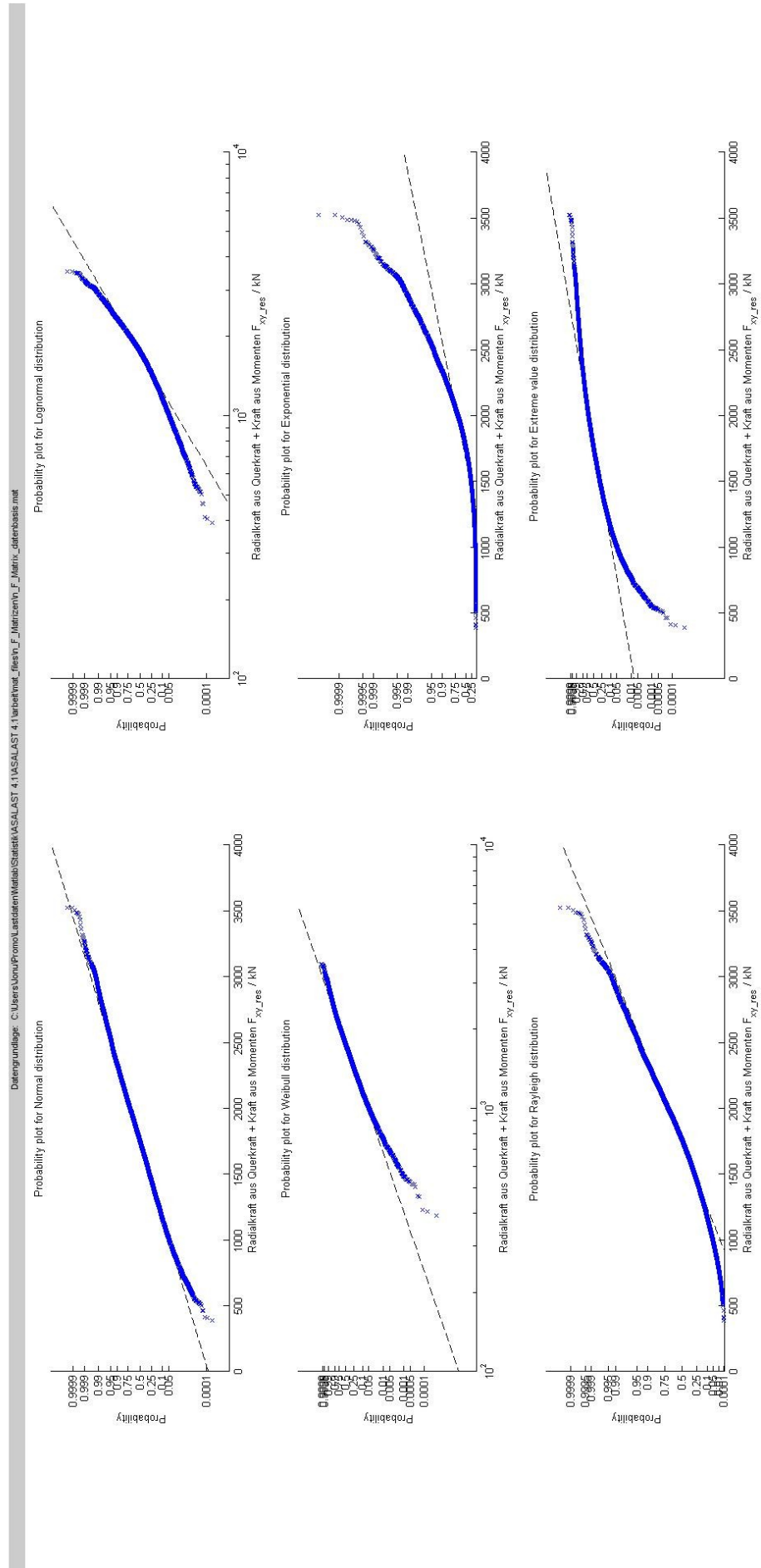
A 1 - Programmübersicht SIRIUS [69]



A 2.1 - Wahrscheinlichkeitspapiere für Drehzahlen eines Lastfallereignisses



A 2.2 - Wahrscheinlichkeitspapiere für Radialkräfte eines Lastfallereignisses



A 3 - Tabelle der Quantile der χ^2 – Verteilung

f (m-1)	(1- α)								
	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	0,975	0,99	0,995
1	1,07	1,32	1,64	2,07	2,71	3,84	5,02	6,63	7,88
2	2,41	2,77	3,22	3,79	4,61	5,99	7,38	9,21	10,6
3	3,66	4,11	4,64	5,32	6,25	7,81	9,35	11,34	12,84
4	4,88	5,39	5,99	6,74	7,78	9,49	11,14	13,28	14,86
5	6,06	6,63	7,29	8,12	9,24	11,07	12,83	15,09	16,75
6	7,23	7,84	8,56	9,45	10,64	12,59	14,45	16,81	18,55
7	8,38	9,04	9,8	10,75	12,02	14,07	16,01	18,48	20,28
8	9,52	10,22	11,03	12,03	13,36	15,51	17,53	20,09	21,95
9	10,66	11,39	12,24	13,29	14,68	16,92	19,02	21,67	23,59
10	11,78	12,55	13,44	14,53	15,99	18,31	20,48	23,21	25,19
11	12,9	13,7	14,63	15,77	17,28	19,68	21,92	24,73	26,76
12	14,01	14,85	15,81	16,99	18,55	21,03	23,34	26,22	28,3
13	15,12	15,98	16,98	18,2	19,81	22,36	24,74	27,69	29,82
14	16,22	17,12	18,15	19,41	21,06	23,68	26,12	29,14	31,32
15	17,32	18,25	19,31	20,6	22,31	25	27,49	30,58	32,8
16	18,42	19,37	20,47	21,79	23,54	26,3	28,85	32	34,27
17	19,51	20,49	21,61	22,98	24,77	27,59	30,19	33,41	35,72
18	20,6	21,6	22,76	24,16	25,99	28,87	31,53	34,81	37,16
19	21,69	22,72	23,9	25,33	27,2	30,14	32,85	36,19	38,58
20	22,77	23,83	25,04	26,5	28,41	31,41	34,17	37,57	40
21	23,86	24,93	26,17	27,66	29,62	32,67	35,48	38,93	41,4
22	24,94	26,04	27,3	28,82	30,81	33,92	36,78	40,29	42,8
23	26,02	27,14	28,43	29,98	32,01	35,17	38,08	41,64	44,18
24	27,1	28,24	29,55	31,13	33,2	36,42	39,36	42,98	45,56
25	28,17	29,34	30,68	32,28	34,38	37,65	40,65	44,31	46,93
30	33,53	34,8	36,25	37,99	40,26	43,77	46,98	50,89	53,67
40	44,16	45,62	47,27	49,24	51,81	55,76	59,34	63,69	66,77
50	54,72	56,33	58,16	60,35	63,17	67,5	71,42	76,15	79,49
60	65,23	66,98	68,97	71,34	74,4	79,08	83,3	88,38	91,95
70	75,69	77,58	79,71	82,26	85,53	90,53	95,02	100,4	104,2
80	86,12	88,13	90,41	93,11	96,58	101,9	106,6	112,3	116,3
90	96,52	98,65	101,1	103,9	107,6	113,2	118,1	124,1	128,3
100	106,9	109,1	111,7	114,7	118,5	124,3	129,6	135,8	140,2
150	158,6	161,3	164,4	168	172,6	179,6	185,8	193,2	198,4
200	210	213,1	216,6	220,7	226	234	241,1	249,5	255,3
500	516,1	521	526,4	532,8	540,9	553,1	563,9	576,5	585,2

A 4.1 - GUI – Start ASALAST

ASALAST - Version 4.1

Datei Extras Hilfe

Arbeitsverzeichnis wählen

Wählen Sie hier bitte ein Arbeitsverzeichnis aus:

C:\Users\Jonu\Promo\Lastdaten\Matlab\Statistik\ASALAST 4.1\ASALAST 4.1\arbeitsverzeichnis

Das Arbeitsverzeichnis dient zum Speichern der erstellten Dateien, sowie (nach Erstellung) zur Auswahl der richtigen Datenbasis.

Daten einlesen

Daten einlesen!

Analyse

Histogramm erstellen

Klasseneinteilung

☒ Klassenanzahl ☐ Klassenbreite

Drehzahl: 66

Kraft: 66

Histogramm erstellen!

Lastfälle bestimmen

Lastfälle bestimmen!

Bereichseinteilung & Aufteilung der Drehzahl-Kraft-Matrix

Bereichsraster

☒ Drehzahl ☒ Kraft

Bereichsbreiten: 0.5 min⁻¹ 5 kN

Drehzahl-Kraft-Matrix aufteilen

Histogramm mit Bereichsgrenzen erstellen!

Manuelle Bereichsgrenzenwahl

Bereichsgrenzen festlegen & Matrix aufteilen!

Werte auswählen

Anzahl der Werte: 300

Einteilungsgrundlage: Keine Daten vorhanden!

☐ Interpolation

Interpolations-schwellwert: 5 kN

Werteauswahl erstellen!

Belastungsdiagramme anzeigen

Werteauswahl: Keine Daten vorhanden!

Belastungsdiagramme anzeigen!

A 4.2 - GUI – Lagerkonzeptwahl ASALAST

Daten einlesen

Welche Art von Daten wollen Sie einlesen?

☒ 2-Pkt.-Lagerung ☐ 3-Pkt.-Lagerung ☐ Messdaten

☐ Lager 1
☒ Lager 2

Welche Krafrichtung wollen Sie untersuchen?

☐ Axialkraft ☒ Radialkraft

☐ Querkraft
☐ Querkraft aus Moment
☒ Querkraft + Querkraft aus Moment

Abstand Rotor - Lager in m:

Welchen Datenumfang wollen Sie untersuchen?

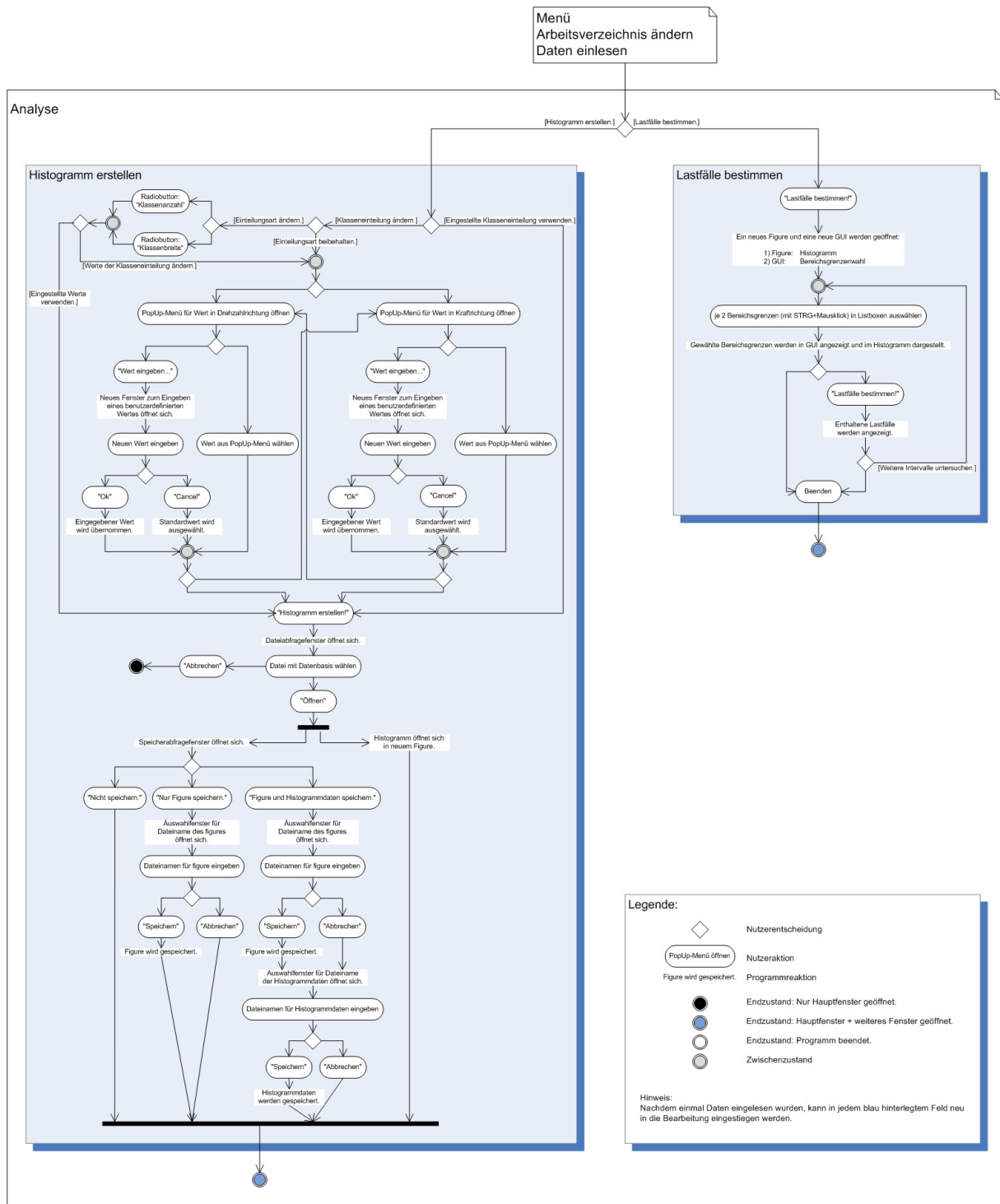
☒ Sämtliche eingelesene Daten ☐ Bestimmtes Teilintervall manuell auswählen

OK Abbrechen

10



A 4.4 - UML – Diagramm ASALAST – Analyseteil



A 4.5 - UML – Diagramm ASALAST – Statistikteil

