

Presented at the

University of Stuttgart
Germany

Masterarbeit

Untersuchung der Antriebsstrangdynamik in Windenergieanlagen

Vorgelegt von Joachim Horch
am 2020-07-21

Betreuerin: Dipl.-Ing. Fiona Lüdecke

Prüfer: Prof. Dr. Po Wen Cheng

Abstract

Dimensions of wind turbines are increasing. On the one hand the reason is an increasing demand on energy. On the other hand a growing experience in power plant construction enables this development. This results in larger dimensions of the single components of the wind turbine, especially the drive train. A higher component weight, larger components, as well as new design variants like lightweight construction are the result. Due to a changed structural-mechanical behaviour this leads to changed loads on the components, as well as changed loads on the overall system.

Consequently this work deals with investigating the stability and functionality of a drive train from a 10-MW-wind turbine. Therefore a computer model of a 10 MW wind energy plant is built up using the multibody simulation program SIMPACK. Furthermore a parameter study is carried out, which uses a Matlab-induced SIMPACK-simulation to vary special selected parameters of the drive train and carry out simulations. So the influence on the stability of the drive train by certain parameters as well as parameter-combinations is examined. In that way stability criteria for a drive train of this size has to be estimated. Both static and dynamic investigations took place.

The evaluation of the simulations shows that three of all the parameter-combinations examined within the SIMPACK-model stand out. There one can observe a definitely dependency on one another. Furthermore clear stability limits are visible. Therefore for these parameter-combinations equations will be determined which describe the borders between a stable area and an unstable area. On top of that the functionality of the system will be analyzed by investigating the exceeding of the limits regarding the displacement of the generator-rotor and the shaft deflection.

Kurzfassung

Windenergieanlagen nehmen in ihren Abmaßen immer mehr zu. Grund hierfür ist zum einen eine steigende Nachfrage an Energie zum anderen ermöglicht eine wachsende Erfahrung im Anlagenbau diese Entwicklung. Daraus resultieren größere Abmessungen der einzelnen Bauteile der Windenergieanlagen, vor allem auch des Antriebsstranges. Ein höheres Bauteilgewicht, größere Bauteile, sowie neue Designvarianten, wie Leichtbauweisen, sind die Folge. Dies alles führt aufgrund eines geänderten strukturmechanischen Verhaltens zu veränderten Belastungen der Bauteile, sowie der Anlage im Gesamten.

Diese Arbeit beschäftigt sich infolgedessen damit die Stabilität und Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges einer Windenergieanlage der Größenordnung 10 MW zu untersuchen. Hierfür erfolgt der Aufbau eines Computermodells einer 10-MW-Windenergieanlage mithilfe des Mehrkörpersimulationsprogrammes SIMPACK. Weiterhin wird eine Parameterstudie durchgeführt, welche über eine Matlab-induzierte SIMPACK-Simulation speziell ausgewählte Parameter des Antriebsstranges variiert, Simulationen durchführt und so den Einfluss bestimmter Parameter, sowie Parameterkombinationen, auf die Stabilität des Antriebsstranges prüft. Auf diese Weise sollen Stabilitätskriterien für einen Antriebsstrang dieser Größenordnung ermittelt werden. Es erfolgen sowohl statische, als auch dynamische Untersuchungen.

Die Auswertung der Simulationen zeigt, dass von allen innerhalb des SIMPACK-Modells untersuchten Parameterkombinationen drei Kombinationen besonders hervorstechen. Bei diesen ist eine eindeutige Abhängigkeit voneinander festzustellen. Darüber hinaus sind klare Stabilitätsgrenzen erkennbar. Für diese Parameterkombinationen erfolgt darum die Ermittlung von Gleichungen, welche die Grenzen zwischen stabilem und instabilem Bereich beschreiben. Weiterhin wird die Funktionstüchtigkeit der Anlage analysiert, indem die Überschreitung der Grenzwerte bezüglich der Auslenkung des Generatorankers, sowie der Durchbiegung der Welle untersucht werden.

Urheberrechtserklärung

Hiermit erkläre ich, dass die Masterarbeit mit dem Titel "Untersuchung der Antriebsstrangdynamik in Windenergieanlagen" ausschließlich meine eigene Arbeit ist, sofern dies nicht anders angegeben ist.

Abschnitte und Ideen aus anderen Quellen wurden klar gekennzeichnet.

Date: 2020-07-21

Signed: _____

Joachim Horch
Autor

Inhalt

Abstract	i
Kurzfassung	ii
Urheberrechtserklärung	iii
Inhaltsverzeichnis	vi
Nomenklatur	xiii
Abbildungsverzeichnis	xvi
Tabellenverzeichnis	xvii
1 Einleitung	1
2 Allgemeines	3
2.1 Der Begriff Dynamik	3
2.1.1 Dynamische Systeme allgemein	3
2.2 Der Begriff Stabilität	5
2.2.1 Das Hurwitz-Kriterium	9
2.3 SIMPACK	9
2.4 Die DTU-10-MW-Anlage	10
2.5 Bauformen der Antriebsstränge von Windenergieanlagen	11
2.5.1 Integrierte Bauform	11
2.5.2 Teilintegrierte Bauform	11
2.5.3 Aufgelöste Bauform	11
2.6 Grenzwerte der Untersuchungen für einen funktionstüchtigen Antriebsstrang	12
2.6.1 Anregung	12
2.6.2 Überschreitung des Luftspaltes durch den Generatoranker	13
2.6.3 Durchbiegung der Welle	16
3 Aufbau des Antriebsstrangmodells	18
3.1 Bauteile der Windenergieanlage	18
3.1.1 Allgemeines	18
3.1.2 Rotor	21
3.1.3 Welle	21
3.1.4 Generator	22
3.2 Verwendete Parameter	22
3.2.1 Massen	22
3.2.2 Abmaße	24
3.2.3 Trägheitsmomente	27
3.2.4 Dämpfungsparameter	29
4 Berechnungen und Simulationen	31
4.1 Verwendete Vereinfachungen	31
4.2 Resonanzuntersuchungen	32
4.3 Matlab	34
4.3.1 Programm zur Erstellung einer Parameterstudie	34
4.3.2 Programme zur Matlab-induzierten SIMPACK-Simulation	35
4.3.3 Programm zur Stabilitätsprüfung mithilfe der Realteile	36

4.3.4	Programme zur Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten	38
4.3.5	Programm zur Ermittlung der Eigenfrequenzen mithilfe einer FFT	39
4.3.6	Programm zur Ermittlung der Luftspaltüberschreitung des Generatorankers	39
4.3.7	Programm zur Ermittlung der maximalen Durchbiegungen der Welle	42
4.4	Simulationen mit SIMPACK	42
4.4.1	Parametervariationen	43
4.4.2	Stabilitätssimulationen	43
4.4.2.1	Allgemein	43
4.4.2.2	Abhängigkeit Rotormasse und Generatorlänge	43
4.4.2.3	Abhängigkeit Rotormasse und Generatormasse	45
4.4.2.4	Abhängigkeit Rotormasse, Generatormasse und Loslagerposition	49
4.4.2.5	Abhängigkeit Rotormasse und Rotordurchmesser	51
4.4.2.6	Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten	54
4.4.3	Stabilitätssimulationen mithilfe von Schwingungen	62
4.4.4	Simulationen zur Funktionstüchtigkeit	67
4.4.4.1	Allgemein	67
4.4.4.2	Luftspaltüberschreitung des Generatorankers	67
4.4.4.3	Durchbiegung der Welle	72
4.4.5	Relevanteste Parameterkombinationen/Verhältnisse	79
5	Diskussion	83
5.1	Stabilität	83
5.1.1	Stabilität mithilfe der Realteile der Eigenwerte	83
5.1.2	Stabilitätsgrenzen	85
5.1.3	Abweichungen von den erwarteten Stabilitätsdaten	86
5.1.4	Stabilität mithilfe des Schwingungsverhaltens	86
5.2	Funktionstüchtigkeit	87
5.2.1	Funktionstüchtigkeit bei Auslenkung des Generatorankers	88
5.2.2	Funktionstüchtigkeit bei Wellendurchbiegung	88
6	Fazit	89
7	Ausblick	92
8	Herausforderungen und Probleme	94
	Literaturverzeichnis	95
A	Berechnungen	99
A.1	Umrechnung der Rotorträgheitsmomente auf die Rotationsachse	99
A.1.1	Bezüglich der x-Achse	99
A.1.2	Bezüglich der y-Achse	100
A.1.3	Bezüglich der z-Achse	101
A.2	Berechnungen zur ersten Biegeeigenfrequenz des Turms	102
A.3	Berechnungen zur Generatorauslenkung	106
A.3.1	Vorderer Generatorbereich	106

A.3.2 Mittlerer Generatorbereich	106
A.4 Flussdiagramme	107

Nomenklatur

Abkürzungen []

.spck	Dateityp, welchen das Programm SIMPACK nutzt, um das SIMPACK-Modell genauer zu definieren
.spckst	Dateityp, welchen das Programm SIMPACK nutzt, um unter anderem Gleichgewichtsbedingungen abzuspeichern
.subvar	Dateityp, welchen das Programm SIMPACK nutzt, um Variablen abzuspeichern
.txt	Dateityp zum abspeichern von Textdateien
2-D	Zweidimensional
3-D	Dreidimensional
42CrMo4	Chrom-molybdänlegierter Vergütungsstahl
C35	Vergütungsstahl mit 0,35 Massenprozent Kohlenstoffanteil
C45	Vergütungsstahl mit 0,45 Massenprozent Kohlenstoffanteil
det	Determinante einer Matrix
DTU	Technical University of Denmark
FFT	Fast-Fourier-Transformation
L	Lagerungspunkt
P1	Punktmasse, in welcher der Schwerpunkt des ersten Rotorblattes liegt
P2	Punktmasse, in welcher der Schwerpunkt des zweiten Rotorblattes liegt
P3	Punktmasse, in welcher der Schwerpunkt des dritten Rotorblattes liegt
PtP	Point-to-Point
SWE	Stuttgarter Lehrstuhl für Windenergie

Symbole

α	Winkel der Auslenkung [°]
α_T	Winkel zwischen der Horizontalen und dem Masseteilchen P1, welches den Schwerpunkt des ersten Rotorblattes markiert [°]
β	Winkel zwischen Horizontalachse und Sensor, unausgelenkt [°]
β_m	Winkel zwischen Horizontalachse und Sensor an der Generatormitte, unausgelenkt [°]
β_v	Winkel zwischen Horizontalachse und Sensor an der Generatorvorderseite, unausgelenkt [°]
β_T	Winkel zwischen der Horizontalen und dem Masseteilchen P2, welches den Schwerpunkt des zweiten Rotorblattes markiert [°]

$\ddot{\Delta L}$	Beschleunigung [$\frac{m}{s^2}$]
$\ddot{x}(t)$	Beschleunigung zum Zeitpunkt t
ΔL	Auslenkung [m]
$\Delta L_{L_{Signal}}$	Signallänge mit $\Delta L_{L_{Signal}} = \{0, \dots, L_{Signal} - 1\}$ [-]
Δt	Zeitabschnitt [s]
Δx	Differenz auf der x-Achse [-]
Δy	Differenz auf der y-Achse [-]
δ_ν	Realteil von λ_ν
$\dot{\Delta L}$	Geschwindigkeit [$\frac{m}{s}$]
$\dot{x}(t)$	Geschwindigkeit zum Zeitpunkt t
γ_T	Winkel zwischen der Vertikalen und dem Masseteilchen P3, welches den Schwerpunkt des dritten Rotorblattes markiert [°]
\hat{x}	Amplitude der Auslenkung
\hat{x}_ν	Amplitude der ν -ten Teilbewegung eines Systems
λ	Eigenwert eines Systems
λ_ν	ν -ter Eigenwert eines Systems
ν	Sicherheitszahl [-]
ω_0	Turmeigenfrequenz (als Kreisfrequenz) [Hz]
ω_ν	Imaginärteil von λ_ν
π	Kreiszahl [-]
ρ_{Luft}	Luftdichte [$\frac{kg}{m^3}$]
$\sigma_{b,F}$	Biegegrenze [$\frac{N}{mm^2}$]
$\sigma_{b,Sch}$	Biegeschwelfestigkeit [$\frac{N}{mm^2}$]
$\sigma_{b,W}$	Biegewechselfestigkeit [$\frac{N}{mm^2}$]
$\sigma_{b,zul,F}$	Maximal zulässige Biegespannung bei statischer Belastung [$\frac{N}{mm^2}$]
$\sigma_{b,zul,Sch}$	Maximal zulässige Biegespannung bei schwellend dynamischer Belastung [$\frac{N}{mm^2}$]
$\sigma_{b,zul,W}$	Maximal zulässige Biegespannung bei wechselnd dynamischer Belastung [$\frac{N}{mm^2}$]
$\sigma_{b,zul}$	Maximal zulässige Biegespannung [$\frac{N}{mm^2}$]
\underline{x}	Zustand oder Auslenkung des Systems
ρ_{Mat}	Materialdichte [$\frac{kg}{m^3}$]

A	Ankathete [–]
A	Bruchdehnung [%]
a	Auslenkung [–]
$a(s)$	Polynom
a_ν	Parameter innerhalb einer Matrix
a_F	Flussinduktionsfaktor (axial) [–]
a_i	Vorfaktor eines Monoms (Teil eines Polynoms)
a_m	Auslenkung am mittleren Generatorbereich [–]
a_v	Auslenkung am vorderen Generatorbereich [–]
$A_{Rotor, B\ddot{o}e}$	Teilfläche des Rotors, welche die Böe trifft [m^2]
A_{Rotor}	Rotorfläche [m^2]
b	Hypotenuse [–]
$b_{Luftspalt}$	Breite des Luftspaltes zwischen Generatorrotor und -stator [mm]
b_{max}	Maximalwert für b [–]
c	Gegenkathete [–]
c_W	Luftwiderstandsbeiwert (hier 0,7) [–]
D	Dämpfungsmatrix
d	Entfernung der beiden Achsen [m]
d_a	Außendurchmesser [m]
d_D	Dämpfungskonstante [$\frac{kg}{s}$]
d_i	Innendurchmesser [m]
$D_{D\dd{a}mpf}$	Dämpfung [–]
d_{Gen}	Durchmesser des Generatorankers [m]
d_{Hub}	Nabendurchmesser [m]
D_{krit}	Dämpfung (entspricht der kritischen (maximal möglichen) Dämpfung) [–]
D_{max}	Maximale Durchbiegung der Welle [m]
$d_{mit,(1)}$	Mittlerer Durchmesser des Anlageturms in Bodennähe [m]
$d_{mit,(2)}$	Mittlerer Durchmesser des Anlageturms in Turmkopfhöhe [m]
d_{P1}	Entfernung zwischen Schwerachse des Masseteilchens P1 und Rotationsachse der Anlage (Anteil entspricht Gegenkathete) [m]

d_{P2}	Entfernung zwischen Schwerachse des Masseteilchens P2 und Rotationsachse der Anlage (Anteil entspricht Gegenkathete) [m]
d_{P3}	Entfernung zwischen Schwerachse des Masseteilchens P3 und Rotationsachse der Anlage (Anteil entspricht Gegenkathete) [m]
d_{Rotor}	Rotordurchmesser [m]
$d_{Welle,Aussen,max}$	Maximaler Außendurchmesser der Welle [m]
$d_{Welle,Aussen,min}$	Minimaler Außendurchmesser der Welle [m]
$d_{Welle,Aussen}$	Wellenaußendurchmesser [m]
$d_{Welle,Innen,max}$	Maximaler Innendurchmesser der Welle [m]
$d_{Welle,Innen,min}$	Minimaler Innendurchmesser der Welle [m]
$d_{Welle,Innen}$	Welleninnendurchmesser [m]
E	Elastizitätsmodul [GPa]
E_{Turm}	Elastizitätsmodul des Turms [GPa]
F	Kraft [N]
f	Funktion
f_0	Turmeigenfrequenz [Hz]
F_B	Dämpferkraft [N]
f_b	Blattdurchgangsfrequenz [Hz]
F_K	Federkraft [N]
f_r	Rotorfrequenz [Hz]
f_{Abtast}	Abtastfrequenz [Hz]
$F_{Böe}$	Böenstärke [MN]
$F_{W,B,40\%}$	Windlast auf den Rotor durch eine Böe, welche die mittlere Windgeschwindigkeit um 40 % übersteigt [MN]
F_{Wind}	Windlast [MN]
f_{zul}	Maximale Wellendurchbiegung [mm]
G	Gegenkathete [–]
G_F	Gravitationskraft [N]
G_m	Gegenkathete am mittleren Generatorbereich (entspricht $c + a_m$) [–]
G_v	Gegenkathete am vorderen Generatorbereich (entspricht $c + a_v$) [–]
H	Hypotenuse [–]

H_i	Hauptabschnittsmatrix der Hurwitzmatrix
H_m	Hypotenuse am mittleren Generatorbereich [–]
H_n	Hurwitzmatrix
H_v	Hypotenuse am vorderen Generatorbereich [–]
I_{quer}	Trägheitsmoment bezüglich der Querachse [$kg \cdot m^2$]
I_{sym}	Trägheitsmoment bezüglich der Symmetrieachse [$kg \cdot m^2$]
J	Trägheitsmoment [$kg \cdot m^2$]
J_P	Trägheitsmoment der Punktmasse P bezogen auf die (nach Steiner) neue Achse [$kg \cdot m^2$]
J_S	Trägheitsmoment um den Schwerpunkt (des Masseteilchens) [$kg \cdot m^2$]
J_x	Trägheitsmoment bezüglich der x-Achse [$kg \cdot m^2$]
J_y	Trägheitsmoment bezüglich der y-Achse [$kg \cdot m^2$]
J_z	Trägheitsmoment bezüglich der z-Achse [$kg \cdot m^2$]
J_{ges}	Trägheitsmoment aller Punktmassen bezogen auf die (nach Steiner) neue Achse [$kg \cdot m^2$]
J_{P1}	Trägheitsmoment der Punktmasse P1 bezogen auf die (nach Steiner) neue Achse [$kg \cdot m^2$]
J_{P2}	Trägheitsmoment der Punktmasse P2 bezogen auf die (nach Steiner) neue Achse [$kg \cdot m^2$]
J_{P3}	Trägheitsmoment der Punktmasse P3 bezogen auf die (nach Steiner) neue Achse [$kg \cdot m^2$]
J_{Rotor}	Rotorträgheitsmoment [$kg \cdot m^2$]
J_{S1}	Trägheitsmoment um den Schwerpunkt des Masseteilchens P1 [$kg \cdot m^2$]
J_{S2}	Trägheitsmoment um den Schwerpunkt des Masseteilchens P2 [$kg \cdot m^2$]
J_{S3}	Trägheitsmoment um den Schwerpunkt des Masseteilchens P3 [$kg \cdot m^2$]
J_{Turm}	Trägheitsmoment des Turms [$kg \cdot m^2$]
k	Federkonstante [$\frac{kg}{s^2}$]
l	Lagerabstand [m]
$l_{D-S,DTU10MW}$	Abstand zwischen Drehachse und Rotorblattschwerpunkt der DTU-10-MW-Anlage [m]
$l_{D-S,vgl}$	Abstand zwischen Drehachse und Rotorblattschwerpunkt der Vergleichsanlage [m]
l_{Gen}	Länge des Generatorankers [m]
l_{Nabe}	Nabenhöhe der Anlage [m]
L_{Signal}	Signallänge [–]
l_{Welle}	Länge der Welle [m]

M	Massenmatrix
m	Masse [kg]
m_{Blatt}	Blattmasse [kg]
m_{Gen}	Generatormasse [kg]
m_{Nabe}	Nabenmasse [kg]
m_{Quer}	Querzahl [–]
m_{Rotor}	Rotormasse [kg]
m_{TK}	Turmkopfmasse [kg]
m_T	Turmmasse [kg]
m_{Welle}	Wellenmasse [kg]
N	Normalkraft [N]
n_{Blatt}	Rotorblattanzahl [–]
n_{Nenn}	Nenn Drehzahl [$\frac{U}{min}$]
r	Radius [m]
r_a	Außenradius [m]
R_e	Streckgrenze [$\frac{N}{mm^2}$]
r_i	Innenradius [m]
r_{10MW}	Rotorradius der DTU-10-MW-Anlage [m]
r_{Gen}	Generatorradius [m]
$R_{mit,(1)}$	Mittlerer Radius des Anlagenturms in Bodennähe [m]
$R_{mit,(2)}$	Mittlerer Radius des Anlagenturms in Turmkopfhöhe [m]
R_{mit}	Mittlerer Radius des Anlagenturms [m]
R_m	Zugfestigkeit [$\frac{N}{mm^2}$]
r_{Rotor}	Rotorradius [m]
r_{vgl}	Rotorradius der Vergleichsanlage [m]
$r_{Wurzel-S}$	Entfernung zwischen Blattwurzel und Rotorblattschwerpunkt [m]
S	Steifigkeitsmatrix
s	Auslenkung eines schwingenden Körpers [m]
t	Zeit [s]
t_0	Startzeitpunkt [s]

t_T	Wanddicke des Turms [m]
t_{Abtast}	Abtastdauer [s]
$t_{T,(1)}$	Wanddicke des Turms an dessen Fuß [m]
$t_{T,(2)}$	Wanddicke des Turms auf Turmkopfhöhe [m]
t_{Vektor}	Zeitvektor [s]
u	Funktion
v_{aus}	Abschaltwindgeschwindigkeit [$\frac{m}{s}$]
v_{ein}	Einschaltwindgeschwindigkeit [$\frac{m}{s}$]
v_{Nenn}	Nennwindgeschwindigkeit [$\frac{m}{s}$]
v_{Wind}	Windgeschwindigkeit [$\frac{m}{s}$]
x	x-Wert innerhalb einer Gleichung [–]
$x(t)$	Auslenkung zum Zeitpunkt t
x_ν	ν -te Teilbewegung eines Systems
y	y-Wert innerhalb einer Gleichung (auch $f(x)$) [–]

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1. Über der Zeit zunehmende Schwingung. Ein Teil des Systems schaukelt sich auf.	4
Abbildung 2.2. Über der Zeit abnehmende Schwingung.	4
Abbildung 2.3. Schwingung ohne Dämpfung	6
Abbildung 2.4. Schwingung mit Dämpfung	7
Abbildung 2.5. Auslenkung der Sensoren am Generator im unausgelenkten Zustand	14
Abbildung 2.6. Auslenkung der Sensoren am Generator im ausgelenkten Zustand	15
Abbildung 3.1. Antriebsstrangmodell in SIMPACK [1]	19
Abbildung 3.2. Abmaße des Rotorblattes. Abgeänderte Abbildung aus [7].	27
Abbildung 4.1. Campbell-Diagramm des Ursprungsantriebsstrangmodells ohne Parameter-variation	33
Abbildung 4.2. Stabilitätsüberprüfung des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatorlänge	37
Abbildung 4.3. Generator mit Sensoren [1]	40
Abbildung 4.4. Auslenkung des oberen Generatorsensors in z-Richtung	41
Abbildung 4.5. Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatorlänge	44
Abbildung 4.6. Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatormasse	46
Abbildung 4.7. Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatormasse. Untersuchung einer Leichtbauweise des Generators.	48
Abbildung 4.8. Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatormasse, sowie Lagerposition.	50
Abbildung 4.9. Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Rotordurchmesser	52
Abbildung 4.10. Einfluss von Rotormasse und Rotordurchmesser auf das Hauptträgheitsmoment des Rotors	53
Abbildung 4.11. 3-D-Ansicht über die Stabilität der Realteile der Eigenwerte. Die Realteile der Eigenwerte sind durchnummeriert und in Ebenen angeordnet.	56
Abbildung 4.12. 3-D-Ansicht über die Stabilität der Realteile der Eigenwerte. Die Realteile der Eigenwerte sind mit ihrem jeweiligen Zahlenwert dargestellt.	57
Abbildung 4.13. Stabilität des Antriebsstranges bei Parametervariation Rotormasse und Rotordurchmesser. Bezug auf das Hauptträgheitsmoment.	59
Abbildung 4.14. Stabilität des Antriebsstranges bei Parametervariation Rotormasse und Generatorlänge. Bezug auf die Hauptträgheitsmomente von Generator und Rotor.	60

Abbildung 4.15. Stabilität des Antriebsstranges bei Parametervariation Rotormasse und Generatorlänge. Bezug auf die Nebenträgheitsmomente von Generator und Rotor.	61
Abbildung 4.16. Schwingung des Rotors an der Rotoraußenkante in horizontaler Richtung aufgrund der Krafteinwirkung von außen. Stabile Parameterkombination.	63
Abbildung 4.17. Durchbiegung der Welle im Laufe der Zeit aufgrund der Krafteinwirkung von außen. Stabile Parameterkombination.	64
Abbildung 4.18. Durchbiegung der Welle im Laufe der Zeit aufgrund der Krafteinwirkung von außen. Instabile Parameterkombination. Dämpfung aktiviert.	65
Abbildung 4.19. Durchbiegung der Welle im Laufe der Zeit aufgrund der Krafteinwirkung von außen. Instabile Parameterkombination. Dämpfung deaktiviert.	66
Abbildung 4.20. 2-D-Darstellung der Luftspaltüberschreitung bei Variation der Parameter Wellenaußendurchmesser und Generatorlänge. Die Böenstärke beträgt 3 MN.	68
Abbildung 4.21. 3-D-Darstellung der Luftspaltüberschreitung bei Variation der Parameter Wellenaußendurchmesser und Generatorlänge. Die Böenstärke beträgt 3 MN.	69
Abbildung 4.22. 3-D-Darstellung der Luftspaltüberschreitung bei Variation der Parameter Wellenaußendurchmesser und Welleninnendurchmesser. Die Böenstärke beträgt 3 MN.	70
Abbildung 4.23. Durchbiegung der Welle bei einer Böe, welche eine Kraft von 4MN auf den Rotor überträgt	73
Abbildung 4.24. Skizze des Antriebsstranges bei durchgebogener Welle. Durchbiegung zur besseren Erkennbarkeit stark überzeichnet dargestellt.	74
Abbildung 4.25. Maximale Durchbiegung der Welle bei Variation der Böenstärke	75
Abbildung 4.26. Maximale Durchbiegung der Welle mit Grenzwerten der Durchbiegung	76
Abbildung 4.27. Stabilität des Antriebsstranges mit Stabilitätsgrenze. Variation von Rotormasse und Generatorlänge.	79
Abbildung 4.28. Stabilität des Antriebsstranges mit Stabilitätsgrenze. Variation von Rotormasse und Generatormasse.	81
Abbildung 4.29. Stabilität des Antriebsstranges mit Stabilitätsgrenze. Variation von Rotormasse und Rotordurchmesser.	82
Abbildung A.1. Trägheitsmoment des Rotors	99
Abbildung A.2. Vereinfachte Darstellung des Turm-Gondel-Systems als 1-Massen-Schwinger mit Feder und Dämpfer	102
Abbildung A.3. Freischnitt des Turm-Gondel-Systems als 1-Masse-Schwinger	103
Abbildung A.4. Flussdiagramm zum Matlab-Programm der Stabilitätsprüfung mithilfe Realteil	108
Abbildung A.5. Flussdiagramm zum Matlab-Programm der Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten - Seite 1	109
Abbildung A.6. Flussdiagramm zum Matlab-Programm der Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten - Seite 2	110

Abbildung A.7. Flussdiagramm zum Matlab-Programm der Untersuchung der Abweichungen
innerhalb der Stabilitätsdaten - Seite 3 111

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.	Bauteilmassen	23
Tabelle 2.	Werkstoffe der Welle	24
Tabelle 3.	Bauteilabmaße	25
Tabelle 4.	Abweichende Datenpunkte	55
Tabelle 5.	Größte Auslenkungen des Generatorankers	71
Tabelle 6.	Parameter mit großem Einfluss auf die Luftspaltüberschreitung durch den Generatoranker	72
Tabelle 7.	Größte Durchbiegungen der Welle	78

1 Einleitung

Die Nennleistung von Windenergieanlagen steigt mit fortschreitenden Entwicklungen und zunehmenden Erfahrungen im Anlagenbau immer weiter an. Die Anlage selbst und damit auch ihre einzelnen Bauteile nehmen in ihren Massen und Abmaßen dadurch immer weiter zu. In Anlagen ohne Getriebe erhöht sich durch diesen Trend das Gewicht, vor allem das des Generators, noch zusätzlich. Dies bewirkt andere Stabilitätsanforderungen an die gesamte Anlage. Um die Kostenerhöhung zu begrenzen kommen Leichtbaumethoden zum Einsatz. Die Folge der Leichtbaumethoden sind allerdings ein strukturmechanisches Verhalten, welches von dem ursprünglichen Verhalten abweicht. Die daraus resultierenden Stabilitätsbeeinflussungen auf die Anlage sind enorm. Darüber hinaus beeinflussen unterschiedliche Massen und auch Abmaße jedes einzelnen Anlagenbauteils die Stabilität.

Das Ziel dieser Arbeit ist es abzuschätzen, unter welchen Bedingungen bzw. mit welchen Bauteileigenschaften sich das Antriebsstrangsystem stabil verhält und funktionstüchtig ist. Hierfür sollen auch externe Anregungen verwendet werden. Mithilfe einer Parameterstudie ist der Einfluss bestimmter Größen, wie z.B. die Variation der Generator Masse, zu untersuchen. Es ist eine numerische Vorgehensweise vorgesehen. Weiterhin soll das Mehrkörpersimulationsprogramm SIMPACK in der Arbeit Verwendung finden. Im Idealfall sind Stabilitätskriterien (bzgl. der Parameterkonfigurationen der Bauteile) für den Antriebsstrang zu ermitteln.

Um einen besseren Überblick über die vorliegende Arbeit zu bekommen geht dieses Kapitel nun näher auf die Vorgehensweise, sowie die einzelnen Arbeitsschritte innerhalb der Arbeit ein. Für die Stabilitätsermittlungen ist es zunächst notwendig die einzelnen Eigenschaften zu kennen, welche ein dynamisches System aufweisen muss, damit es als stabil gilt. Darauf wird in den Kapiteln [2.1](#) und [2.2](#) Bezug genommen. Darüber hinaus ist auch die allgemeine Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges von Bedeutung, weswegen sich Kapitel [2.6](#) damit eingehender beschäftigt. Für den weiteren Verlauf der Arbeit ist es nötig sich zwischen der analytischen oder aber der numerischen Vorgehensweise zu entscheiden. In dieser Arbeit fällt die Wahl auf die numerische Vorgehensweise mithilfe der Computerprogramme SIMPACK und Matlab. Die numerische Vorgehensweise hat viele Vorteile, wie zum Beispiel, dass viele unterschiedliche Antriebsstrangkonfigurationen (aufgrund der Verwendung der Computerprogramme) in relativ kurzer Zeit untersuchbar sind. Weitere Vorteile einer numerischen Herangehensweise sind Kapitel [2.2](#) zu entnehmen. In Kapitel [3](#) sind die Ergebnisse der Recherchen der Bauteileigenschaften des Antriebsstranges der Windenergieanlage dargestellt. Diese sind notwendig, um den Antriebsstrang der Anlage zu Analysezwecken als Computermodell in SIMPACK aufzubauen. Bei der Anlage handelt es sich um eine DTU-10 MW-Anlage. Die einzelnen Bauteileigenschaften, sowie der Aufbau der Anlage in SIMPACK ist dem gesamten Kapitel [3](#) zu entnehmen. Nach dem Aufbau des Modells ist die Ermittlung der eigentlichen Stabilitätszustände bei unterschiedlichen Parametern möglich, indem eine Parameterstudie aufgestellt wird. Diese Parameterstudie besteht aus der Variation verschiedener Eigenschaften der Bauteile des Antriebsstranges, wie zum Beispiel deren Massen und Abmaße. Die Parameter werden hierbei innerhalb definierter

Grenzen und mit bestimmter Schrittweite variiert, sodass bei vielen unterschiedlichen Antriebsstrangkonfigurationen Stabilitätsuntersuchungen möglich sind. Mithilfe von Matlab erfolgt gemäß Kapitel 4.3 die Erstellung verschiedener Programme wie zum Beispiel Programme zur Durchführung von Parameterstudien, zur Matlab-induzierten SIMPACK-Simulation, zur Stabilitätsprüfung, oder zur Untersuchung der Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges. Die Parameterstudien-Programme generieren hierbei Dateien, welche die Parameterwerte der Parameterstudien enthalten. SIMPACK nutzt diese Dateien als Ausgangsdateien, um das Ursprungsmodell des Antriebsstranges zu modifizieren. Anschließend kommen die Programme zur Matlab-induzierten SIMPACK-Simulation zum Einsatz. Weitere Programme zur Ergebnisdarstellung helfen bei der Visualisierung der Simulationsergebnisse und führen auf Darstellungen, wie sie in dem gesamten Kapitel 4 zu sehen sind. In Kapitel 4.4.2 erfolgen die Untersuchungen, welche zur Ermittlung der Parameterkombinationen besonders relevant sind, die eine eindeutige Auswirkung auf die Systemstabilität haben. Kapitel 4.4.3 geht auf die Stabilität unterschiedlicher Antriebsstrangkonfigurationen mithilfe von Anregungen auf das System bei sich drehendem Antriebsstrang ein. Daraus ergeben sich Schwingungen, welche sich je nach Systemstabilität entweder aufschwingen oder abklingen. Darüber hinaus finden in Kapitel 4.4.4 Simulationen zur Funktionstüchtigkeit des Antriebsstrangsystems unter Einsatz von Parameterstudien statt. Die Überschreitung bestimmter Grenzwerte entscheidet hierbei darüber, ob der jeweils untersuchte Antriebsstrang als funktionstüchtig gewertet wird oder nicht. Weiterhin werden in Kapitel 4.4.5 auf Basis der Stabilitätsdatenpunkte Gleichungen aufgestellt, welche die Stabilitätsgrenzen der relevanten Parameterkombinationen beschreiben, da die Angabe lediglich einfacher Verhältnisse zwischen den jeweiligen beiden Parameterpaaren zur exakten Beschreibung nicht ausreichend ist.

In Kapitel 5 erfolgt schließlich die Diskussion der in Kapitel 4 vorgestellten Ergebnisse.

2 Allgemeines

Dieses Kapitel dient dazu die Grundlagen der vorliegenden Arbeit zu erläutern. In den Unterkapiteln 2.1 und 2.2 erfolgen darum allgemeine Begriffsdefinitionen. In Unterkapitel 2.3 folgt eine kurze Vorstellung des verwendeten Mehrkörpersimulationsprogrammes SIMPACK. Das Unterkapitel 2.4 geht kurz auf den Ursprung des DTU-10-MW-Anlagenmodells ein. Die unterschiedlichen Antriebsstrangbauformen von Windenergieanlagen zeigt Kapitel 2.5 auf. Unterkapitel 2.6 geht als letztes Kapitel genau auf die in dieser Arbeit verwendeten Grenzwerte ein, welche der Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges dienen. Zur Einordnung dieses Kapitels in den Gesamtzusammenhang der Arbeit lässt sich sagen, dass die Berücksichtigung der Grenzwerte zur Funktionstüchtigkeit der Anlage für den Aufbau des Antriebsstrangmodells in Kapitel 3 relevant sind. Darüber hinaus wird die in diesem Kapitel beschriebene Anregung für einige der Simulationen in Kapitel 4 benötigt. Weiterhin dient die Stabilitätsdefinition innerhalb dieses Kapitels als Grundlage vieler Simulationen und Analysen des Kapitels 4.

2.1 Der Begriff Dynamik

Per Definition meint die Dynamik die Lehre von den Kräften. Sie ist in die Statik und die Kinetik aufteilbar, wobei die Kräfte im Falle der Statik im Gleichgewicht sind. Bei der Kinetik hingegen liegt kein Kräftegleichgewicht vor. Weiterhin ist der zeitliche Verlauf der einwirkenden Kräfte und der Bauteilverformungen relevant. Daraus resultieren die Systembewegungen. Einem Teilgebiet der Dynamik entspricht das Gebiet der Strukturdynamik. Bei der Strukturdynamik wird der Untersuchung von Schwingungen eine besondere Beachtung zuteil. (vgl. [14, S.3f])

Diese Schwingungen können von außen auf das zu untersuchende System einwirken, oder aber auch von Bauteilen ausgehen, welche an dem System angeschlossen sind.

2.1.1 Dynamische Systeme allgemein

Ein schwingungsfähiges System kann verschiedene Verhalten aufweisen. Es kann stabil oder instabil sein, weiterhin können auch Dämpfungen vorhanden sein. Im Falle eines instabilen Systems kann sich dieses bei einer Anregung von außen im Laufe der Zeit aufschaukeln. Die Schwingungen innerhalb des Systems nach einer definierten kurzzeitigen Anregung von außen ("Kraftstoß") sind deswegen eine der in dieser Arbeit untersuchten Stabilitätskriterien. Hierbei ist zu beachten, dass das System dann als instabil angesehen wird, wenn die Schwingungen in einem Teil des Systems (ohne weitere Krafteinwirkung von außerhalb des Systems) nicht nachlassen, sich also nicht abschwächen, sondern vielmehr weiter aufbauen und in ihrer Intensität zunehmen. Zu erkennen ist dies an über der Zeit größer werdenden Amplituden der Schwingung bzw. einer sich verbreiternden Einhüllenden. Solche Schwingungen sind in Abbildung 2.1 zu erkennen. Die anfängliche Auslenkung nimmt im Laufe der Zeit immer mehr zu. Die Amplituden und damit auch die Einhüllende des Kurvenverlaufs vergrößern sich. Ein solcher Kurvenverlauf deutet auf ein sich aufschaukelndes und damit instabiles System hin. In Abbildung 2.2 ist der Kurvenverlauf einer Schwingung erkennbar, deren Amplitude zu Messbeginn noch vergleichsweise groß ist und im Laufe der Zeit abnimmt. Somit verringert sich ebenso die Einhüllende. Liegt ein solches Verhalten vor, lässt dies den Schluss zu, dass die Schwingung in dem betrachteten (Teil-)System nach der anfänglichen Anregung weiter abklingt. Dies ist vor allem dann der Fall, wenn Dämpfungen vorhanden sind. In Abbildung 2.2 sind demnach die Schwingungen eines stabilen Systems dargestellt.

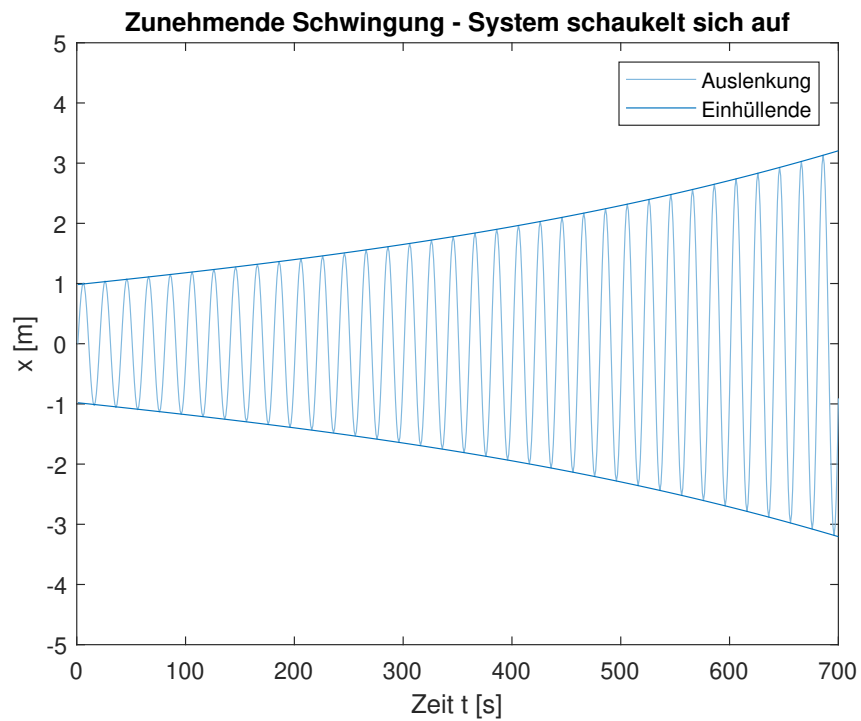


Abbildung 2.1: Über der Zeit zunehmende Schwingung. Ein Teil des Systems schaukelt sich auf.

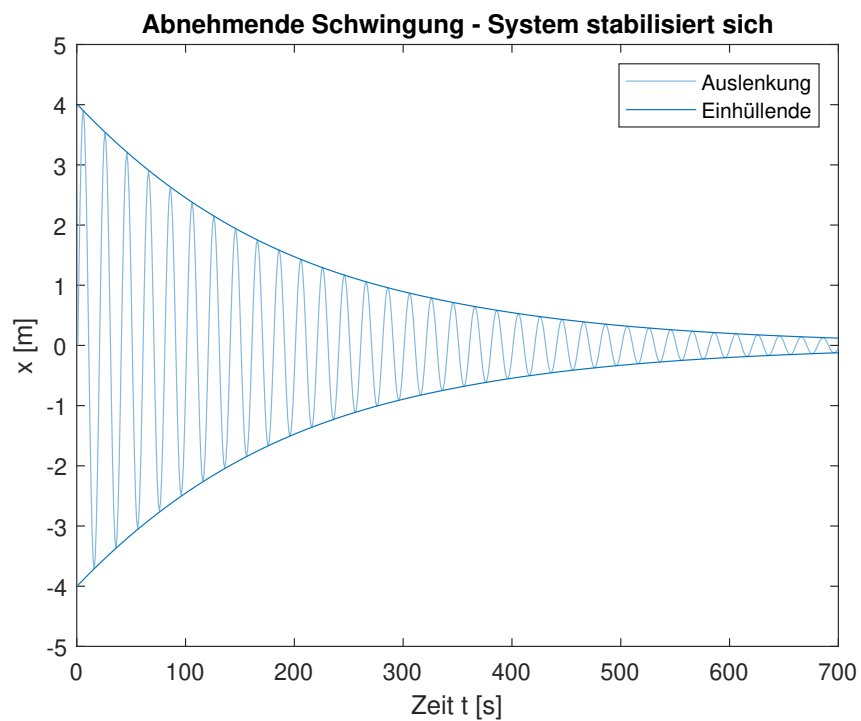


Abbildung 2.2: Über der Zeit abnehmende Schwingung.

Sollten hingegen bestimmte Bauteilgrenzwerte des Systems überschritten werden, so gilt das System als nicht funktionstüchtig. Dynamische Systeme haben je nach Art und Aufbau des Systems unterschiedliche Stabilitätskriterien. Bei einem Antriebsstrang handelt es sich um ein schwingungsfähiges System. Einzelne Bauteile besitzen hierbei unterschiedliche Massen, Abmaße und Trägheitsmomente. Bei einigen dieser Bauteile (in dieser Arbeit vor allem bei der Welle) sind auch Steifigkeit und Dämpfung von Belang. Wie bereits erwähnt können sich Instabilitäten durch ein Aufschaukeln von Schwingungen bemerkbar machen. Zu starke Schwingungen und infolgedessen Verformungen, aber auch Resonanzschwingungen können zu Beschädigungen oder auch dem Bruch von Bauteilen führen, was es zu vermeiden gilt. Ein zu beachtendes Stabilitätskriterium ist demnach, dass die Anregung auf den Antriebsstrang der Windenergieanlage mithilfe ausreichender Dämpfung nur so gering wie möglich ist, sodass er nicht übermäßig in einer seiner Eigenschwingungen schwingt. Ebenso können Unwuchten in einer drehenden Komponente zu verstärkten Schwingungen führen.

2.2 Der Begriff Stabilität

Systeme können stabil, aber auch instabil sein. Dies hängt von unterschiedlichen Faktoren und Parametern ab. Weiterhin ist es auch möglich, dass ein System asymptotisch stabil oder auch grenzstabil ist.

Die Begriffe der asymptotischen, sowie der Grenzstabilität sind nach [31, S.67] wie folgt definierbar: Nach der Ljapunov'schen Stabilitätstheorie ist ein dynamisches System mit $\underline{f}(\underline{0}, t) = \underline{0}$ genau dann asymptotisch stabil, wenn es stabil ist und es zusätzlich für jedes t_0 , sowie jedes positive ϵ_1 positive Zahlen $\delta_1 = \delta_1(t_0, \epsilon_1)$ und $T = T(t_0, \epsilon_1)$ derart gibt, dass eine anfängliche Auslenkung $\|\underline{x}_0\| < \delta_1$ auf eine gestörte Bewegung mit:

$$\|\underline{x}(t)\| < \epsilon_1 \text{ für } t > t_0 + T \quad (2.1)$$

führt. ($\|\cdot\|$ steht dabei für die Norm der Matrix/des Vektors). Anders ausgedrückt bedeutet dies, dass gilt:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \underline{x}(t) = \underline{0} \quad (2.2)$$

Grenzstabil ist ein dynamisches System mit $\underline{f}(\underline{0}, t) = \underline{0}$ dagegen, wenn das System zwar stabil ist, es jedoch nicht die Bedingung für asymptotische Stabilität erfüllt. In diesem Fall muss im mindesten eine Anfangsbedingung existent sein, für deren Trajektorie $\underline{x}(t)$ (Gleichungen 2.1 und 2.2) nicht erfüllt ist.

In dieser Arbeit erfolgt unter anderem die Suche nach Systemkriterien, welche vorliegen müssen, damit sich das betrachtete System nach einer kurzzeitigen Anregung von außen wieder in einen Ruhezustand begibt, was der asymptotischen Stabilität entspricht. Dies gilt bei den Systembetrachtungen im statischen Fall. Im dynamischen Fall verhält es sich ähnlich. Dort erfolgen allerdings Betrachtungen mit rotierenden Bauteilen. Im Gegensatz zu der, lediglich kurzzeitigen, Anregung von außen dauern diese Rotationen innerhalb des Simulationszeitraums an und sollen zudem nicht abklingen. Der anzustrebende Ruhezustand wird im dynamischen Fall demnach erreicht, wenn die, aufgrund der äußeren Anregung existierenden, zusätzlichen Bewegungen und Schwingungen im System im Laufe der Zeit abklingen.

Wird ein System von außen einmalig angeregt und erfolgt keine weitere Anregung, so schwingt

dieses System in einer bestimmten Frequenz und führt damit eine freie Schwingung durch. Die Frequenzen, in denen das System auf diese Art und Weise schwingen kann, sind seine Eigenfrequenzen. Die Schwingung, welche ein so angeregtes System vollführt, kann aus Überlagerungen der Eigenschwingungen des Systems zusammengesetzt werden. (vgl.[10, S.184])

Für jedes System kann aufgrund seiner Beschaffenheit (Massen, Dämpfungen und Steifigkeiten) eine Bewegungsgleichung aufgestellt werden. Diese hat die Form:

$$f(t) = M \cdot \ddot{x}(t) + D \cdot \dot{x}(t) + S \cdot x(t) \quad (2.3)$$

Dabei ist die Matrix M die Massenmatrix, D steht für die Dämpfungsmatrix und S entspricht der Steifigkeitsmatrix.

Die Bewegungsgleichung des Systems besitzt Eigenwerte. Diese Eigenwerte entsprechen wiederum den Systemeigenfrequenzen. Die Anzahl der Eigenfrequenzen eines Systems ergibt sich aus der Anzahl der Freiheitsgrade, welche das System besitzt. (vgl. [47])

Entsprechend der Bewegungsgleichung kann ein System Dämpfungen besitzen. Die Dämpfung eines Systems wirkt sich auf die Schwingungen aus, welche das System vollzieht. Auch in dem in dieser Arbeit verwendeten Programm SIMPACK ist dies nachvollziehbar. Sobald die Dämpfung der verwendeten Welle auf den Wert 0 gesetzt wird, erfolgt nach einer einmaligen, sprunghaften Anregung des Systems von außen eine Schwingung, welche nicht abklingt. Ohne Dämpfung schwingt das System in diesem Zustand kontinuierlich weiter.

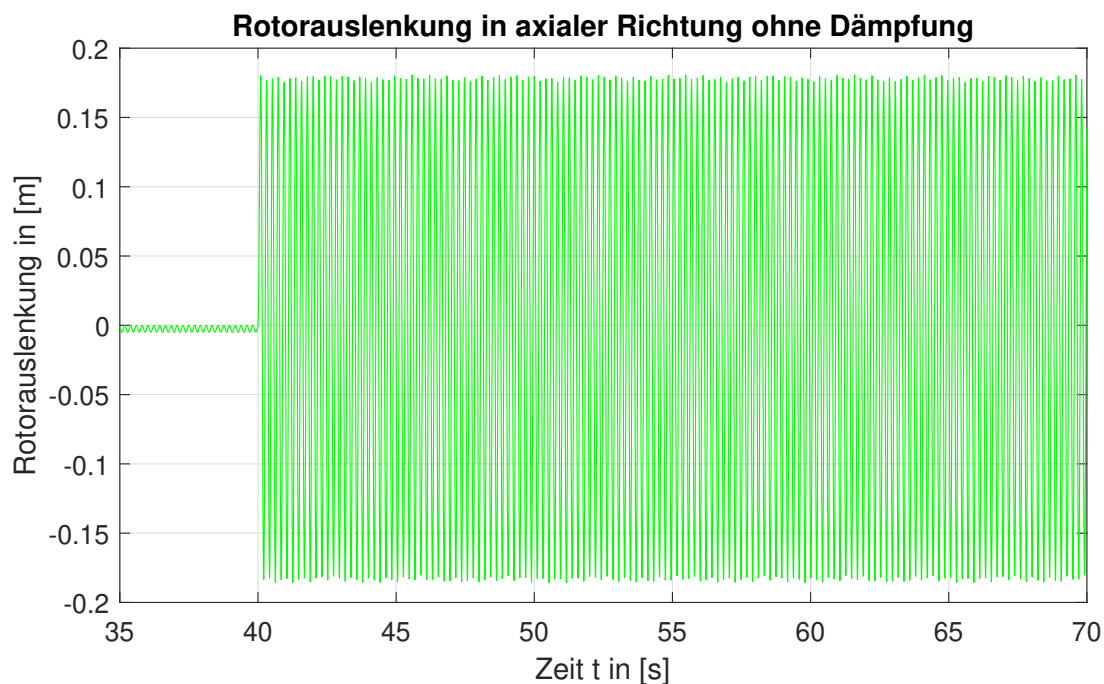


Abbildung 2.3: Schwingung ohne Dämpfung

Abbildung 2.3 zeigt die Schwingung an einem Sensor des Rotors in y-Richtung (axial zum Antriebsstrang). Ausgehend vom SIMPACK-Ursprungsmodell variiert der Generatordurchmesser. Der Wert

liegt bei $d_{Gen} = 7,0m$. Die Dämpfung der Welle ist deaktiviert. Wie deutlich zu erkennen ist, nimmt die Amplitude der Schwingung über der Zeit nicht ab. Die Schwingung (Frequenz und Amplitude) bleibt bestehen.

Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wird in der Regel vom realen Zustand ausgegangen. In der Realität besitzt die Welle eine Dämpfung, wodurch die Schwingung mit der Zeit abklingt. Abbildung 2.4 verdeutlicht dies anhand einer einmaligen, kurzzeitigen ($\Delta t = 0,1s$) Anregung von außen zum Zeitpunkt $t = 40s$. Der Wert für die Dämpfung der Welle ist in dieser Arbeit entsprechend Kapitel 3.1.1 zu $D_{krit} = 0,02$ gewählt.

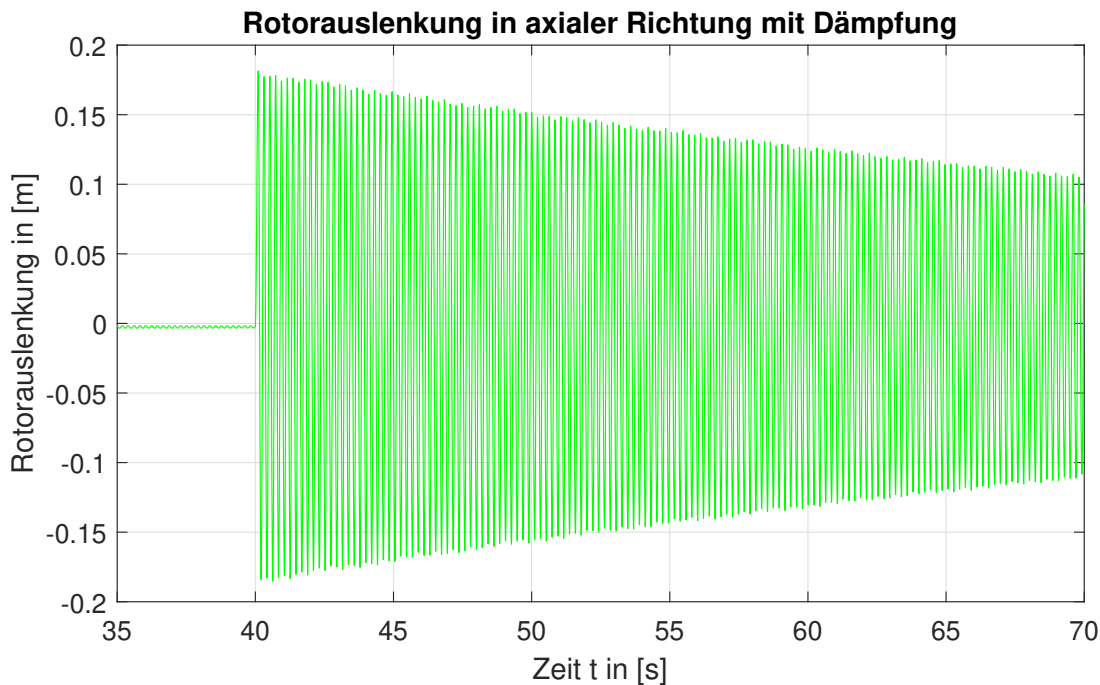


Abbildung 2.4: Schwingung mit Dämpfung

Abbildung 2.4 stellt dieselbe Schwingung desselben Systems dar, wie zuvor Abbildung 2.3, jedoch mit aktivierter Dämpfung der Welle. Aufgrund dieser Dämpfung ist in Abbildung 2.4 zu beobachten, dass die Amplituden mit fortschreitender Zeit geringer werden und die Schwingung langsam abklingt. Dies deutet auf ein stabiles System hin.

Nichtsdestotrotz wird als wichtigster Parameter der Stabilität des Antriebsstranges in dieser Arbeit der Realteil der Eigenwerte genutzt. Die Realteile der Eigenwerte eines Systems lassen, aufgrund ihres Vorzeichens, eine Aussage über die Stabilität des untersuchten Systems zu.

Ein schwingungsfähiges System besitzt eine homogene Differentialgleichung, welche es als Eigenwertproblem zu lösen gilt. Diese Differentialgleichung besitzt eine Form nach der zuvor beschriebenen Gleichung 2.3 mit der Massenmatrix M , der Dämpfungsmatrix D und der Steifigkeitsmatrix S .

Über den Ansatz (nach [19, S.56])

$$x = \hat{x} \cdot e^{\lambda \cdot t} \quad (2.4)$$

kommt man auf die charakteristische Gleichung

$$f(\lambda) = M \cdot \lambda^2 + D \cdot \lambda + S \quad (2.5)$$

Hierbei entspricht λ den Eigenwerten des Systems. Der Eigenwert λ ist in einen Realteil δ_ν und einen Imaginärteil ω_ν weiter unterteilbar:

$$\lambda_\nu = \delta_\nu + j \cdot \omega_\nu \quad (2.6)$$

Formel nach [19, S.56].

Das Stabilitätskriterium lautet hierbei, dass ein System nur dann stabil ist, wenn alle Wurzeln (Eigenwerte) des charakteristischen Polynoms negativen Realteil besitzen. (vgl. [24, S.148], [30])

Wenn in einem System nur negative Realteile der Eigenwerte vorliegen, klingen auch die Schwingungen des Systems ab und es stabilisiert sich. Dies hängt damit zusammen, dass alle Teilbewegungen innerhalb des Systems mit zunehmender Zeit (größer werdender Wert für t) aufgrund des negativen Realteils gegen 0 laufen. [19, S.56] Dies ist auch Formel 2.7 (nach [19, S.56]) zu entnehmen:

$$x_\nu(t) = \hat{x}_\nu \cdot e^{\lambda_\nu \cdot t} = \hat{x}_\nu \cdot e^{\delta_\nu \cdot t} \cdot e^{j \cdot \omega_\nu \cdot t} \quad (2.7)$$

Hierbei sind $x_\nu(t)$ die Teilbewegungen des Systems. Weiterhin entspricht \hat{x}_ν deren Amplitude. λ_ν sind die Eigenwerte des Systems, welche sich, wie bereits zuvor erwähnt, aus dem Realteil δ_ν und dem Imaginärteil ω_ν zusammensetzen.

Demnach müssen die Realteile aller Eigenwerte negativ sein, damit das System stabil ist.

Ist einer der Realteile gleich 0, so liegt hingegen ein grenzstabiles System vor. Lediglich, wenn mehr als einer der Realteile der Eigenwerte gleich 0 ist, ist die Stabilität des Systems nach diesem Kriterium nicht mehr validierbar. Demnach kann in diesem Fall dennoch ein instabiles System vorliegen. (vgl. [55])

Bei bereits einem positiven Realteil der Eigenwerte liegt ein instabiles System vor. In diesem Fall kann sich das System selbst aufschwingen. Da in dieser Arbeit allerdings ein stabiles System aufgebaut werden soll, beziehungsweise der Einfluss unterschiedlicher Parameter auf die Stabilität zu untersuchen ist, sind durch Variation diverser Parameter die Grenzen dieses Systems zu ermitteln. SIMPACK besitzt die Möglichkeit bei seinen Berechnungen die den entsprechenden Eigenfrequenzen zugehörigen Real- und Imaginärteile auszugeben. Sollte der Realteil eines Eigenwertes des Gesamtsystems positiv sein, so lässt dies den Schluss zu, dass das System in dieser Parameterkombination instabil ist und sich aufschwingt.

Nach [19, S.58] ist eine analytische Lösung mit vollständiger Berechnung der Eigenwerte nur bis Gleichungen 2. Ordnung sinnvoll. Darüber hinaus sind numerische Berechnungsmethoden unter Einsatz von Computern einzusetzen, da die Gleichungen von noch höheren Ordnungen sehr unübersichtlich werden. Analytisch müsste (bei Gleichungen höherer Grade) auf die geschlossene Berechnung der Eigenwerte verzichtet werden, was sich dann allerdings wiederum auf die Ergebnisse auswirkt. Aus diesem Grund erfolgt in dieser Arbeit die Ermittlung und Analyse der Eigenwerte zur Berechnung der Systemstabilität mithilfe der Computerprogramme SIMPACK und Matlab.

Zu den durchgeführten Stabilitätsuntersuchungen in dieser Arbeit lässt sich sagen, dass ein System

mit bestimmten Parametern dann als stabil gilt, falls es bestimmte Stabilitätskriterien erfüllt. Das Hauptkriterium eines stabilen Antriebsstrangsystems in dieser Arbeit ist, dass alle Eigenwerte des Systems negativen Realteil besitzen. Darüber hinaus erfolgt die Untersuchung, ob sich bei einem dynamischen, drehenden System aufgrund einer einmaligen Anregung von Außen Schwingungen im System ergeben, welche sich über der Zeit aufbauen, oder eher abklingen. Weiterhin erfolgen Untersuchungen zur Funktionstüchtigkeit, bei denen Anregungen von außerhalb des Systems Schwingungen im System erzeugen. Werden durch diese Schwingungen bestimmte vordefinierte Grenzwerte überschritten, so gilt das System als nicht funktionstüchtig.

2.2.1 Das Hurwitz-Kriterium

Das Hurwitz-Kriterium ermöglicht es die Lage der Nullstellen eines Polynoms herauszufinden und damit festzustellen, wann ein Polynom nur negative Realteile der Nullstellen aufweist. Es sagt aus, dass ein Polynom $a(s)$ genau dann ausschließlich Nullstellen in der linken offenen komplexen Halbebene besitzt, wenn die beiden folgenden Bedingungen gelten:

- $a_i > 0$, mit $i = 0, 1, \dots, n$
- $\det(H_i) > 0$, mit $i = 1, 2, \dots, n$

Hierbei sind H_i die Hauptabschnittsmatrizen der Matrix H_n :

$$H_n = \begin{pmatrix} a_1 & a_3 & a_5 & a_7 & \cdots \\ a_0 & a_2 & a_4 & a_6 & \cdots \\ 0 & a_1 & a_3 & a_5 & \cdots \\ 0 & a_0 & a_2 & a_4 & \cdots \\ 0 & 0 & a_1 & a_3 & \cdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots \end{pmatrix}$$

In den Hauptabschnittsmatrizen H_i sind die Parameter a_v mit $v > n$ außerdem gleich 0 zu setzen. Bei Polynomen 2. Grades ist die Überprüfung der ersten Bedingung ausreichen. Bei Polynomen höheren Grades ist jedoch auch die zweite Bedingung zu überprüfen. Basis dieses Unterkapitels bildet [39].

2.3 SIMPACK

Das in dieser Arbeit verwendete Programm zur Erstellung eines Antriebsstranges trägt den Namen "SIMPACK". Es handelt sich dabei um ein Computerprogramm, welches dazu dient Modelle von mechanischen oder auch mechatronischen Systemen zu erstellen ("Mehrkörpersimulationsprogramm"). SIMPACK ermöglicht es aus einzelnen Körpern ("Bodies") komplexere Systeme dreidimensional aufzubauen, diese voneinander in Abhängigkeit zu setzen und Simulationen damit durchzuführen. Die Körper sind über bestimmte Elemente miteinander gekoppelt. Solche Abhängigkeiten sind mit "Joint"-Elementen, aber auch mithilfe von "Connections", oder "Constraints" machbar. Des Weiteren ist auch die Art der Verbindung in den Eigenschaften dieser Elemente einstellbar. So sind Einstellungsoptionen verfügbar, welche es ermöglichen, dass sich zwei Körper auch nur in bestimmter Weise beeinflussen bzw. gegenseitig einschränken. Dies ist in dieser Arbeit insbesondere bei der Erstellung der unterschiedlichen Lager (Loslager, Festlager) relevant. Ein Festlager besitzt 3 Freiheitsgrade. Es ist dadurch gekennzeichnet, dass es dem gelagerten Objekt keine

translatorische Bewegung ermöglicht, wohl aber rotatorische Bewegungen zulässt. Ein Loslager hingegen besitzt noch einen 4. Freiheitsgrad, welcher es dem Objekt erlaubt sich zusätzlich zu den Drehungen auch noch in Richtung einer Achse zu verschieben. Weitere Informationen zum Aufbau der Lager des Antriebsstranges dieser Arbeit sind Kapitel 3.1.1 zu entnehmen.

In SIMPACK existiert ein sogenanntes Inertialsystem. Dieses entspricht einem raumfesten System. Es ist möglich in diesem System Marker aufzubauen, auf welche man sich mit anderen Größen oder auch Körpern beziehen kann. Bei Generierung eines neuen Körpers wird automatisch ein neues System miterzeugt. Auch in einem solchen System sind Marker erzeugbar. Der Unterschied einen Marker im Inertialsystem zu erschaffen, oder in dem System, welches einem Körper zugeordnet ist liegt darin, dass sich die Marker im Inertialsystem bei einer Bewegung der Körper nicht mitbewegen. Die Marker im System eines bestimmten Körpers hingegen führen die Bewegungen des Körpers mit aus. Auf diese Weise sind Relativbewegungen zwischen den Markern des Inertialsystems (oder eines anderen Systems) und dem System des Körpers messbar. Weiterhin sind die Marker nutzbar, um daran Sensoren anzubringen. Hierfür werden immer zwei Marker ("From-Marker" und "To-Marker") benötigt zwischen welchen die Sensoren definiert sind. Die Verwendung von Sensoren, welche Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung messen, vereinfacht die weitere Datenanalyse aufgrund der Zusatzdaten, welche diese bereitstellen.

Um das System zu untersuchen ist dieses jedoch zuerst anzuregen, sodass es in Schwingungen versetzt wird. Hierfür können Kräfte unterschiedlichster Formen, sogenannte Force-Elements genutzt werden. Diese Elemente simulieren eine Krafteinwirkung auf den Körper. Außerdem ist die Art der Kraftelemente genauer definierbar. Beispielsweise ist eine Feder, oder aber auch ein Feder-Dämpfer-System einstellbar. Da in dieser Arbeit allerdings die Untersuchung der Stabilität mithilfe der Eigenwerte und weiterhin auch der Funktionstüchtigkeit des Systems von Interesse ist, kommen hierfür Untersuchungen in SIMPACK zum einen ohne Anregungen und zum anderen mit kurzzeitigen Anregungen in Frage (siehe 2.2). Bei einer solchen kurzzeitigen Anregung wird neben dem Force Element auch noch ein u-Vektor-Element, die Anregung selbst, sowie eine Eingabefunktion benötigt.

Neben der Untersuchung des Antriebsstranges in nicht-rotierendem Zustand erfolgt im weiteren Verlauf dieser Arbeit auch eine Untersuchung unter Rotation. Bei dieser Untersuchung rotieren die drehbaren Komponenten des Antriebsstranges mit ihrer Nenndrehzahl. Um diese Rotation zu erreichen ist bei einem Teil des Antriebsstranges die Drehgeschwindigkeit vorzugeben.

Grundsätzlich existieren verschiedene durchführbare Simulationen. In dieser Arbeit relevant sind Simulationen wie die „Time Integration“ oder die Eigenwertberechnung („Eigenvalue-calculation“), um die erstellten Modelle zu analysieren. Weiterhin besteht die Möglichkeit von sogenannten "Onlineberechnungen" direkt innerhalb von SIMPACK. In dieser Arbeit wird jedoch eine erweiterte Datenanalyse auch außerhalb von SIMPACK benötigt. Darum erfolgen Offlineberechnungen. Bei dieser Berechnungsart speichert SIMPACK die Simulationsergebnisse in externen Dateien ab, welche anschließend zu analysieren sind. Die weitere Analyse der von SIMPACK ausgegebenen Ergebnisdateien erfolgt in dieser Arbeit mittels Matlab.

2.4 Die DTU-10-MW-Anlage

Seinen Ursprung hat das DTU-10-MW-Modell im Jahre 2013, als es im Zuge des "Light Rotor"-Projekts von der DTU (Technical University of Denmark) gemeinsam mit Vestas entwickelt wurde. Zunächst war das Ziel eine Reduktion des Gewichts der Rotorblätter, allerdings stellt das Modell auch den Rest der Anlage dar. Der Antriebsstrang kam jedoch erst später hinzu. Das Modell der

DTU-10-MW-Anlage ist bereits in vielen verschiedenen Projekten eingesetzt worden, wie beispielsweise in dem Projekt INNWIND.EU. [44, S.17ff]

Bei dem DTU-10-MW-Anlagenmodell handelt es sich um ein Vergleichsanlagenmodell auf Basis dessen Untersuchungen großer zukünftiger Anlagenkonzepte möglich sind. Dieses Anlagenmodell als Grundlage zu verwenden hat damit den Vorteil, dass viele verschiedene Untersuchungen und Publikationen dazu veröffentlicht werden können und sich diese auch aufeinander beziehen und aufeinander aufbauen können. Das in dieser Arbeit aufgebaute Computermodell eines Antriebsstranges einer Windenergieanlage (Ursprungsmodell ohne variierte Parameter) orientiert sich an den Daten der DTU-10-MW-Anlage. Genauere Informationen zu den Eigenschaften und den verwendeten Parametern des Computermodells dieser Arbeit befinden sich in Kapitel 3.

2.5 Bauformen der Antriebsstränge von Windenergieanlagen

Prinzipiell existieren diverse Arten von Antriebssträngen bei Windenergieanlagen. Diese Antriebsstränge sind nach unterschiedlichen Eigenschaften gruppierbar. Eine Möglichkeit der Unterteilung in verschiedene Gruppen ist die Art der Integration oder der Lagerung. In Folgendem erfolgt die Unterscheidung von Antriebssträngen nach ihrem Integrationsgrad in drei verschiedene Bauformen: eine teilintegrierte, eine integrierte und eine aufgelöste Bauform. (Unterteilung nach: [54, S.677])

2.5.1 Integrierte Bauform

Bei einer integrierten Bauform existieren keine freien Wellen oder Kupplungen, stattdessen liegt eine direkte Verbindung zwischen dem Generator und dem Getriebe vor. Es erfolgt die Integration von Funktionen in das Getriebe. Bei Anlagen, welche über kein Getriebe verfügen, werden Funktionen in die Rotor-Generator-Einheit eingebunden. (vgl. [6])

2.5.2 Teilintegrierte Bauform

Die teilintegrierte Bauform weist eine Dreipunktlagerung auf. Wie der Name schon vermuten lässt ergibt sich die Bezeichnung Dreipunktlagerung daraus, dass der Antriebsstrang an drei Stellen gelagert ist. Die drei Lagerpunkte setzen sich aus dem Lager, der Welle und der Drehmomentstütze zusammen. Ein Teil der Lagerung ist hierbei in das Getriebe integriert. Somit werden einige Funktionen, wie beispielsweise die des Hauptlagers auf der Seite des Getriebes, vom Getriebe übernommen. Weiterhin ist bei dieser Bauform eine Gewichts- und Kostenreduktion aufgrund einer Verkürzung der Welle möglich. Das Getriebe übernimmt in diesem Fall einen Teil der auf den Rotor wirkenden Lasten. (vgl. [54, S.677])

2.5.3 Aufgelöste Bauform

Neben der integrierten und der teilintegrierten Bauform existiert noch die aufgelöste Bauform. Die aufgelöste Bauform besitzt typischerweise eine extra Lagerung mit einem Festlager und einem Loslager. Das Getriebe ist hier auf der langsamen und auch auf der schnellen Welle mit jeweils einer Kupplung eingebunden. (vgl. [6])

Die aufgelöste Bauform ist beispielsweise bei einer Vierpunktlagerung vorhanden. Da die verbauten Lager räumlich voneinander getrennt sind, wird entsprechend mehr Platz für den Antriebsstrang benötigt, wodurch auch das Maschinenhaus entsprechend größer zu dimensionieren ist. Weiterhin ist eine zusätzliche Drehmomentstütze des Getriebes möglich. Neben dem Vierpunktlager besteht auch noch die Möglichkeit des Einsatzes eines Momentenlagers. Bei dieser Bauart ersetzt das Momentenlager das zweite Hauptlager und das an der Welle vorhandene Lager nimmt

dabei die auf den Rotor wirkenden Lasten auf. (vgl. [54, S.679ff])

Das in dieser Arbeit aufgebaute Computermodell eines Antriebsstranges ähnelt der aufgelösten Bauform. Allerdings befindet sich kein Getriebe und auch keine Drehmomentstütze in dem Modell. Daraus resultiert weiterhin, dass eine langsame Welle existiert, jedoch keine schnell drehende Welle vorhanden ist. Darüber hinaus ist das Festlager am hinteren Teil des Generators platziert. Der Antriebsstrang besitzt zwei Lager. Das vordere Lager (in Rotornähe) befindet sich direkt an der Welle zwischen Rotor und Generator. Es handelt sich dabei um ein Loslager, welches die Welle lagert. Demnach erlaubt dieses Lager zwar Bewegungen in Richtung der Drehachse, allerdings nicht in Richtung einer der beiden anderen räumlichen Achsen. Die exakte Position dieses Lagers auf der Welle ist variabel und wird in der Parameterstudie berücksichtigt. Das zweite Lager ist am hinteren Ende des Antriebsstranges angebracht. Es befindet sich demnach am hinteren Teil des Generatorankers. Dieses Lager ist ein Festlager. Es erlaubt somit in Richtung aller drei räumlichen Achsen keine translatorischen Bewegungen.

Je nach gewähltem Abstand der beiden Lager ergeben sich unterschiedlich starke Durchbiegungen der Welle ([54, S.679]).

Weiterhin verändert sich die Wellendurchbiegung bei unterschiedlich starken Belastungen aufgrund der vorhandenen Massen. Dies ist auch der Grund, aus welchem bei den in dieser Arbeit durchgeführten Parameterstudien zusätzlich eine Variation der Loslagerposition, sowie der Rotor- und Generatormassen erfolgt.

2.6 Grenzwerte der Untersuchungen für einen funktionstüchtigen Antriebsstrang

2.6.1 Anregung

Als Anregung auf das System von außen wird eine auf den Rotor auftreffende Böe verwendet. In dieser Arbeit wird die Böe in SIMPACK mithilfe eines Force-Elements simuliert. Um korrekt zu funktionieren benötigt das Kraft-Element allerdings noch weitere Komponenten. Diese Komponenten sind eine Eingabefunktion ("Input-Function"), eine Anregung ("Excitation"), sowie einen u-Vektor. Der u-Vektor dient hierbei als Verbindung zwischen dem Kraft-Element und der Anregung selbst. Die Anregung ist ihrerseits verlinkt mit der Eingabefunktion und besitzt Skalierungsfaktoren, mit welchen man beispielsweise die Stärke der einwirkenden Kraft variieren kann. Die Eingabefunktion hingegen bezieht sich in SIMPACK auf die Anregung und ist als Tabelle, konstanter Gradient, oder Formel anzugeben. Für die Simulationen in dieser Arbeit ist eine kurzzeitige sprunghafte Anregung notwendig. Dafür eignet sich die Eingabe der "Input-Funktion" in einer Tabelle am besten. Das Kraft-Element selbst wird als Kraft zwischen zwei Punkten ("Force by PtP") definiert. Bei den beiden Punkten handelt es sich um Marker, welche sich in dem System des Rotors und in dem Inertialsystem befinden.

Zu Beginn von Kapitel 4.4.4.3 werden unterschiedlich große Stärken dieses Kraftstoßes bis maximal $30MN$ verwendet. Die vollständige Parameterstudie des Kapitels 4.4.4.3, auf welche sich Tabelle 5 bezieht, verwendet Anregungen in der Größe von $3MN$. Darüber hinaus kommen bei den sonstigen Untersuchungen der Kapitel 4.4.3 und 4.4.4 ebenso Anregungen mit einer Stärke von $3MN$ zum Einsatz. Der Grund den Rotor mit einer Kraft in Höhe von $3MN$ zu belasten lautet wie folgt: Nach [3, S.11] gilt für die DTU-10-MW-Anlage eine Einschaltwindgeschwindigkeit von $v_{ein} = 4 \frac{m}{s}$, eine Nennwindgeschwindigkeit von $v_{Nenn} = 11,4 \frac{m}{s}$ und eine Abschaltwindgeschwindigkeit von $v_{aus} = 25 \frac{m}{s}$. Demnach ist die Anlage für einen Betrieb von bis zu $v_{Wind} = 25 \frac{m}{s}$ ausgelegt.

Nach [21, S.398] (Formel modifiziert für stationäre Anlage) gilt für die Windlast F_{Wind} :

$$F_{Wind} = \frac{1}{2} \cdot c_W \cdot \rho_{Luft} \cdot A_{Rotor} \cdot v_{Wind}^2 \cdot 4a_F \cdot (1 - a_F) \quad (2.8)$$

Hierbei steht der Parameter c_W für den Luftwiderstand. Nach [21, S.398] wird hier für c_W der Wert 0,7 verwendet. Die Luftdichte ρ_{Luft} geht in die Formel mit einem Wert von $1,25 \frac{kg}{m^3}$ ein. Die Rotorfläche beträgt $A_{Rotor} = 24968,5 m^2$. Bei der Variable a_F handelt es sich um den einheitenlosen axialen Flussinduktionsfaktor, welcher im Optimum einen Wert von $a_F = \frac{1}{3}$ annimmt. Die Berechnung der Rotorfläche erfolgt dabei mithilfe der allgemeinen Formel zur Berechnung einer Kreisfläche mit einem Rotorradius von $r_{Rotor} = \frac{d_{Rotor}}{2} = 89,15 m$:

$$A_{Rotor} = \pi \cdot r_{Rotor}^2 \quad (2.9)$$

Aufgrund der Lage des Angriffspunktes der Böe am Rotor und der Tatsache, dass kein (oder ein nur sehr geringes) Nickmoment am Rotor induziert werden würde, wenn die Böe diesen mittig trifft, wird für die Berechnungen hier nur ein Viertel der Rotorfläche verwendet. Somit folgt die Annahme, dass die Böe den Rotor am Rand der Rotorfläche trifft. Damit ergibt sich für die einzusetzende Fläche $A_{Rotor, Böe} = 0,25 \cdot 24968,5 m^2 = 6242,1 m^2$. Diese Fläche zusammen mit einer Luftdichte von $1,25 \frac{kg}{m^3}$, führt bei einer Windgeschwindigkeit von $v_{Wind} = 25 \frac{m}{s}$ mithilfe der Formel 2.8 auf die Werte für die Windlast. Böen haben nach [25] typischerweise eine um 20-40 % erhöhte Windgeschwindigkeit bezogen auf die mittlere Windgeschwindigkeit. Nach [9] liegt der Wert eher bei 40 %. Für Formel 2.8 ergibt sich damit:

$$F_{W,B,40\%} = \frac{1}{2} \cdot 0,7 \cdot 1,25 \frac{kg}{m^3} \cdot 6242,1 m^2 \cdot (1,4 \cdot 25 \frac{m}{s})^2 \cdot 4 \cdot \frac{1}{3} \cdot (1 - \frac{1}{3}) = 2,97 MN \quad (2.10)$$

Damit ergibt sich eine Kraft von $F_{W,B,40\%} = 2,97 MN$, welche eine solche Böe auf den Rotor überträgt. Hierbei liegt jedoch die Annahme zugrunde, dass die Böe nur ein Viertel der Rotorfläche trifft. Auf diese Weise wird ein Nicken des Rotors erzeugt, welches in nachfolgenden Simulationen untersucht werden kann. Würde die Böe den Rotor stattdessen mittig treffen, so würde kein untersuchbares Nickmoment erzeugt. Darüber hinaus sollte sich ein realistischer Wert der Böenstärke nach [21, S.398] im unteren einstelligen MN-Bereich bewegen. Aus diesen Gründen erfolgen die Untersuchungen im Zuge der Parameterstudie der Kapitel 4.4.3 und 4.4.4 bei $3 MN$. Nach [25] ist sogar das 4-5-fache der mittleren Windgeschwindigkeit bei lokalen Böen möglich. Im Extremfall bedeutet dies bei einer mittleren Windgeschwindigkeit von $25 \frac{m}{s}$ nach Formel 2.8 eine Windlast von $F_{Wind} = 30,3 MN$ auf einem Viertel der Rotorfläche.

2.6.2 Überschreitung des Luftspaltes durch den Generatoranker

Die Auslenkungen des Generators in z-Richtung aufgrund einer Anregung von außen sind mithilfe von Simulationen ermittelbar (siehe Kapitel 4.3.6). Weiterhin sind die Auslenkungen ebenso (in Abhängigkeit des Winkels β) mithilfe des Sinussatzes ermittelbar:

$$\sin(\alpha) = \frac{G}{H} \quad (2.11)$$

Sei Gegenkathete=c und Hypotenuse=b folgt bei einer Auslenkung um den Winkel α :

$$\sin(\alpha + \beta) = \frac{G}{H} \Rightarrow \sin(\alpha + \beta) = \frac{c + a}{b} \Rightarrow a = b \cdot \sin(\alpha + \beta) - c \quad (2.12)$$

$$\text{mit } 0 < b \leq \sqrt{l_{Gen}^2 + \left(\frac{d_{Gen}}{2}\right)^2}$$

Hierbei symbolisiert β nach Abbildung 2.5 den ursprünglichen Winkel (im Ruhezustand des Antriebsstranges; unausgelenkt) zwischen Horizontalachse und ausgewähltem Sensor, ausgehend vom Lagerungspunkt L. β_m meint hierbei den Winkel zum Sensor an der Generatormitte. β_v hingegen steht für den Winkel zum Sensor am vorderen Generatorbereich.

Mit $\alpha = konst.$ bei Betrachtung ein und derselben Auslenkung ergibt sich, dass ein großer Wert für b zu einer großen Auslenkung a führt. Anschaulicher formuliert: An Punkten, welche sich (bezogen auf den Wert des y-Achsenabschnittes) nahe an dem Lagerungspunkt L befinden, ist die Auslenkung in z-Richtung geringer, wohingegen bei maximalem b ($b_{max} = \sqrt{l_{Gen}^2 + \left(\frac{d_{Gen}}{2}\right)^2}$) die Auslenkung in z-Richtung am größten ist. Die Abbildungen 2.5 und 2.6 stellen die verwendeten Parameter genauer dar:

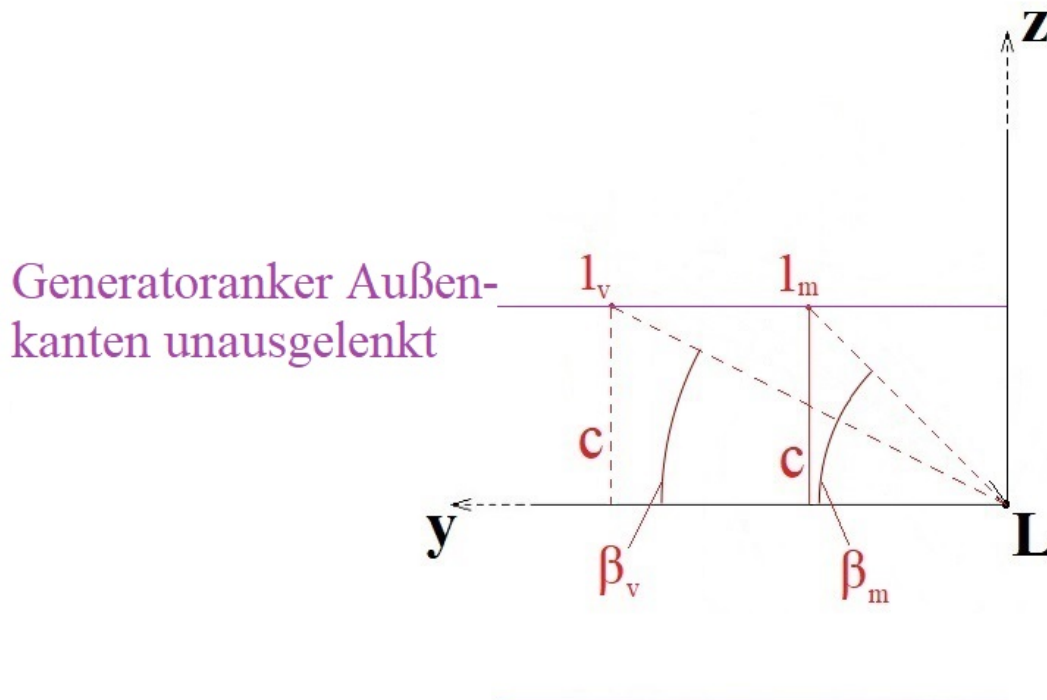
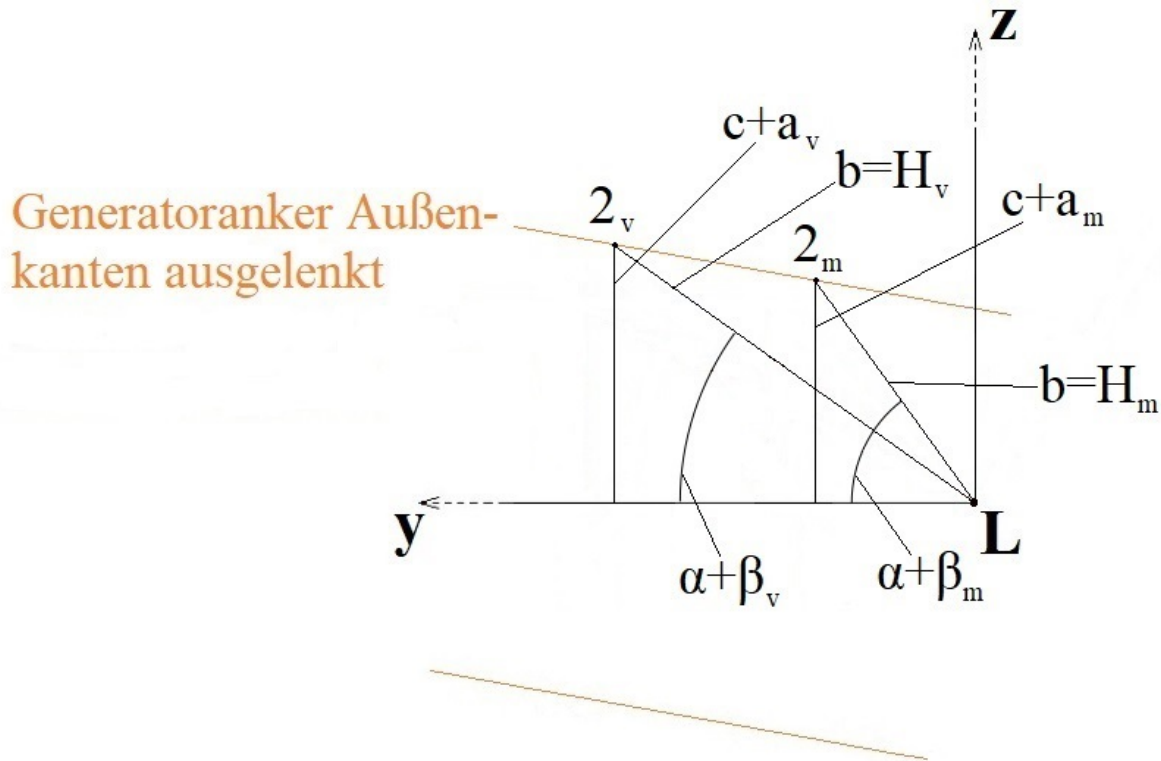


Abbildung 2.5: Auslenkung der Sensoren am Generator im unausgelenkten Zustand



Generatoranker Außenkanten ausgelenkt

Abbildung 2.6: Auslenkung der Sensoren am Generator im ausgelenkten Zustand

Abbildung 2.5 entspricht dabei dem Generator in unausgelenktem Zustand. In Abbildung 2.6 sind dagegen die Bauteile geometrisch skizziert, welche bei einem ausgelenkten Generatoranker vorliegen. Weiterhin sind die Außenkanten des Generatorankers im ausgelenkten Zustand (orange-farbene Linien) und im unausgelenkten Zustand (lilafarbene Linien) dargestellt. Die verwendeten Indizes m und v stehen für den mittleren und vorderen Generatorbereich. Zusätzlich sind die Positionen der Sensoren am Generatoranker mit 1 und 2 bezeichnet, je nachdem, ob der unausgelenkte Zustand (1) oder der ausgelenkte Zustand (2) vorliegt. Berechnungen bezüglich der Auslenkungen a_m und a_v zu den Sensoren im mittleren und vorderen Generatorbereich sind Anhang (A.3) zu entnehmen.

Aufgrund der Abbildungen 2.5 und 2.6 ist bereits im Vorfeld der Analysen zur Auslenkung des Generatorankers davon auszugehen, dass innerhalb der Parameterstudie, bezogen auf die Generatorauslenkung und eine mögliche Überschreitung des Luftspaltes, die Generatorlänge einen äußerst relevanten Parameter darstellt.

In Kapitel 4.3.6 erfolgt zu diesem Thema die Erläuterung eines im Zuge dieser Arbeit geschriebenen Programmes, welches die maximale Auslenkung des Generatorankers untersuchen soll. Das in dieser Arbeit aufgebaute Computermodell eines Antriebsstranges basiert auf den Parametern der DTU-10-MW-Anlage (Informationen zur DTU-10-MW-Anlage siehe Kapitel 2.4 und 3). Grundsätzlich gilt bei der untersuchten DTU-10-MW-Anlage, dass der Luftspalt nach [37, S.1393] eine Breite von 10mm aufweist. Dies ist demnach der obere Grenzwert, welcher bei Auslenkungen des Generatorankers von diesem auf keinen Fall überschritten werden darf, da dies Beschädigungen

der Maschinenteile zur Folge haben kann. Aufgrund der in der Realität zusätzlich wirkenden Magnetkräfte, welche die Auslenkungen beeinflussen können, ist darüber hinaus zu erwägen, ob nicht sogar ein geringerer Wert als oberer Grenzwert der Auslenkung in Betracht zu ziehen ist.

2.6.3 Durchbiegung der Welle

Ein weiteres denkbares Kriterium eines funktionstüchtigen Antriebsstranges wäre zum Beispiel die maximal zulässige Biegespannung der Welle, welche ein bestimmtes Maximum nicht überschreiten sollte, da es ansonsten zur plastischen Bauteilverformung oder zum Bruch kommt. Dieser Wert ist jedoch abhängig von der Position des Loslagers, welches die Welle lagert, sowie außerdem vom Außen- und Innendurchmesser der Welle. Die Durchbiegung der Welle entsteht hierbei durch Querkräfte. Diese Querkräfte können verschiedene Ursachen haben. Eine Querkraft zum Beispiel, welche ständig auf die Welle einwirkt, hat ihren Ursprung in der Rotormasse. Durch die Masse des Rotors und die Erdbeschleunigung erfolgt eine kontinuierliche Krafteinwirkung auf die Welle in negative z-Richtung. Eine weitere Querkraft stellt ein Nickmoment des Rotors dar, welches durch böenartige Luftanströmung auf den Rotor entsteht. Daraus resultiert auf die Welle eine sich über den zeitlichen Verlauf ändernde Querkraft.

Weiterhin hat auch die Belastungsart einen großen Einfluss auf die maximal zulässige Biegespannung $\sigma_{b,zul}$. Je nachdem, ob die Belastung statisch, schwellend dynamisch, oder wechselnd dynamisch ist, wird eine daran angepasste Formel zur Berechnung benötigt:

Bei statischer Belastung folgt:

$$\sigma_{b,zul,F} = \frac{\sigma_{b,F}}{\nu} \quad (2.13)$$

Ist die Beanspruchung schwellend dynamisch gilt:

$$\sigma_{b,zul,Sch} = \frac{\sigma_{b,Sch}}{\nu} \quad (2.14)$$

Für eine wechselnd dynamische Belastung gilt:

$$\sigma_{b,zul,W} = \frac{\sigma_{b,W}}{\nu} \quad (2.15)$$

Hierbei ist ν die Sicherheitszahl, welche einen Puffer darstellt, der sicherstellt, dass das maximal zulässige Biegemoment nicht erreicht wird. $\sigma_{b,F}$ steht für die Biegegrenze. $\sigma_{b,Sch}$ entspricht der Biegeschwelfestigkeit. Die Biegewechselfestigkeit hingegen ist in der Variablen $\sigma_{b,W}$ enthalten.

(Formeln vgl. [27, S.87], [49]).

Die maximal erlaubte Durchbiegung der Welle ist auf verschiedene Arten ermittelbar. Dabei hängt diese auch von dem Einsatzgebiet der Welle ab. Nach [29, S.51] ist die maximale Wellendurchbiegung $f_{zul} \leq \frac{l}{3000}$ für Wellen im allgemeinen Maschinenbau zulässig. Mit l als dem Abstand der eingesetzten Lager. Darüber hinaus ist nach [32, S.499] auch noch der Einsatz folgender Formeln möglich:

- Wellen ohne Führungsfunktion: $f_{zul} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot l$
- Wellen in Werkzeugmaschinen: $f_{zul} = 0,2 \cdot 10^{-3} \cdot l$
- Wellen von Elektromotoren: $f_{zul} < (0.2 \dots 0.3) \cdot b_{Luftspalt}$

- Wellen von Drehstrommotoren von kleiner bis mittlerer Leistung: $f_{zul} = 0,3 \dots 0,5 mm$

Die in dieser Arbeit zur Ermittlung der maximalen erlaubten Durchbiegung der Welle verwendeten Formeln sind Kapitel 4.4.4.3 zu entnehmen.

Da zur Untersuchung der Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges ein kurzzeitiger Kraftstoß auf den Rotor gegeben wird, handelt es sich um eine dynamische Belastung. Die statische Belastung ist darum in diesem Fall weniger interessant. Grundsätzlich kann man die dynamische Belastung (nach [50]) auch noch weiter zwischen unterschiedlichen Belastungsarten unterscheiden:

- dynamisch-schwellende Belastung
- dynamisch wechselnde Belastung
- harmonische Belastung
- zufällige Belastung
- schlagartige Belastung

Dieser Unterteilung zufolge entspricht der Kraftstoß einer schlagartigen Belastung.

Bei einer auf den Antriebsstrang lediglich temporär einwirkenden Kraft ist die notwendige Belastung für eine Untersuchung/Ermittlung von Eigenfrequenzen gegeben. Um diese zu ermitteln wird nämlich eine lediglich kurzzeitig vorhandene Kraft (ein sogenannter "Kraftstoß") benötigt. (vgl. [22, S.11-14])

3 Aufbau des Antriebsstrangmodells

Dieses Kapitel beschreibt den Aufbau des Antriebsstrangmodells innerhalb des Mehrkörpersimulationsprogrammes SIMPACK genauer. Dieser Aufbau wird zur Untersuchung der in Kapitel 2 definierten Stabilität benötigt. Bei dem Aufbau des Antriebsstranges ist allerdings darauf zu achten, dass eine Untersuchung der in dem vorherigen Kapitel 2 angesprochenen Grenzwerte ebenso möglich ist. Innerhalb dieses Kapitels geht Unterkapitel 3.1 näher auf den allgemeinen Aufbau des Antriebsstranges ein. Es erfolgt die Beschreibung der verwendeten Anlagenbauteile, sowie auch der SIMPACK-eigenen Hilfsmittel, wie die Verbindung über Joint-Elemente oder der Aufbau von Sensoren. Der Modellaufbau in SIMPACK orientiert sich an der DTU-10-MW-Anlage, wobei die Ergebnisse der Recherchen zu dieser Anlage in Unterkapitel 3.2 zu finden sind. Dort befinden sich ebenfalls die verwendeten Trägheitsmomente der Anlagenbauteile. Der in diesem Kapitel beschriebene Aufbau des SIMPACK-Modells dient als Basis der in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen und deren Auswertungen, welche in dem anschließenden Kapitel 4 stattfinden.

3.1 Bauteile der Windenergieanlage

3.1.1 Allgemeines

Das Antriebsstrangmodell in SIMPACK, welches im Rahmen dieser Arbeit aufgebaut wurde, besteht aus einem Rotor, einer Welle, einem Generator, sowie zwei Lagern. Das rotornahe Lager ist als Loslager ausgeführt, wohingegen das rotorferne Lager einem Festlager entspricht. In SIMPACK wird dies über Joint-Elements geregelt. Die beiden Lager sind jeweils über eine Joint-Verbindung mit 0 Freiheitsgraden mit dem Inertialsystem verbunden. Da bei jedem Bauteil allerdings nur jeweils ein Joint-Element zur Verfügung steht, ist zum Aufbau des vollständigen Antriebsstranges die Verwendung von weiteren Verbindungen unerlässlich. In SIMPACK sind dafür weitere Verbindungsmöglichkeiten, wie Connections und Constraints vorhanden. Die Verbindung zwischen dem Loslager und der Welle ist hier mithilfe eines Constraint-Elements modelliert, welches eine Drehung der Welle um alle drei räumlichen Achsen zulässt. Außerdem ist ein translatorischer Freiheitsgrad implementiert, derart, dass das Loslager der Welle erlaubt sich entlang ihrer axialen Richtung zu bewegen. Das Loslager befindet sich zu jeder Zeit zwischen Rotor und Generator, wobei einer der untersuchten Parameter die Verschiebung des Loslagers ist. Demnach variiert die Position des Loslagers und somit auch dessen Entfernung zum Rotor beziehungsweise zum Generator innerhalb der Parameterstudie. Das Festlager hingegen ist starr am hinteren Ende des Generators positioniert und lässt keine translatorischen Bewegungen zu. Es sind allerdings rotatorische Bewegungen erlaubt. Der Aufbau des Antriebsstrangmodells mit seinen einzelnen Komponenten ist in Abbildung 3.1 zu erkennen.

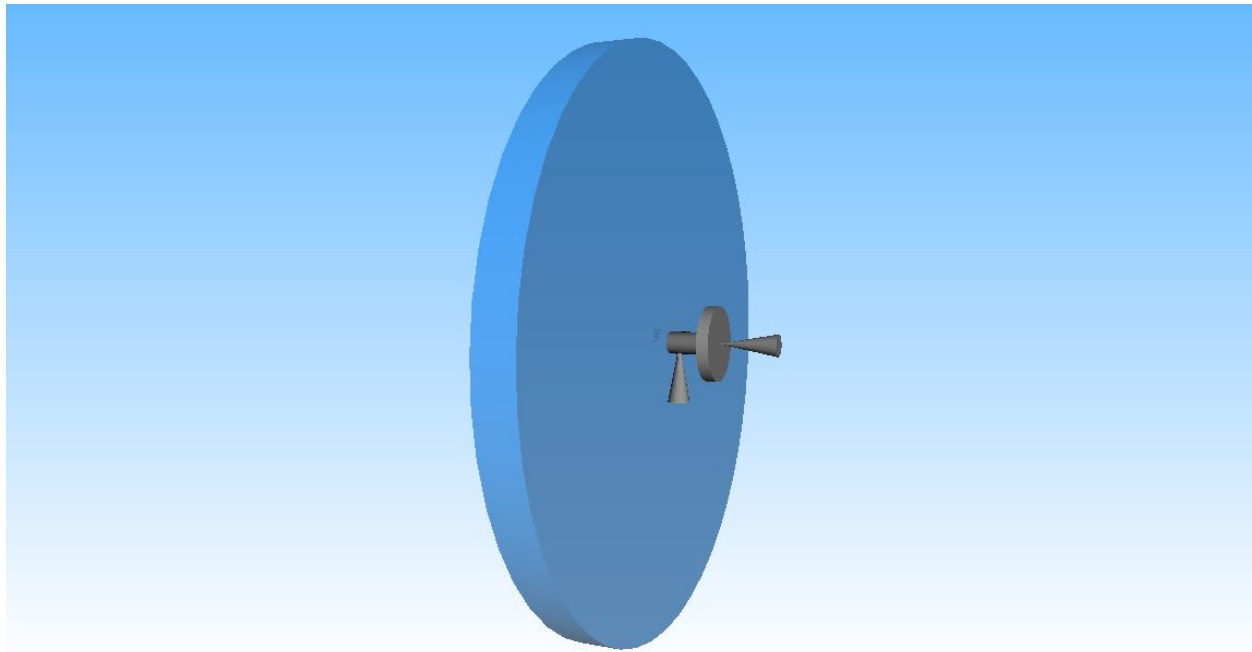


Abbildung 3.1: Antriebsstrangmodell in SIMPACK [1]

Neben den Bauteilen des Antriebsstranges werden in dem Antriebsstrangmodell in SIMPACK noch weitere Elemente eingefügt. Unter anderem finden "Joints", "Force-Elements" und "Sensoren" Verwendung. Mithilfe der "Joints" lassen sich Bauteile miteinander koppeln. Die Sensoren hingegen können zusätzlich an beliebigen Stellen und Bauteilen angebracht werden, um Werte zu ermitteln. Diese Sensoren sind an den Positionen angebracht, welche für die Analyse und Auswertung von Interesse sind. Zuerst werden in SIMPACK jedoch Marker an den Positionen definiert, an welchen sich später die Sensoren befinden sollen. Die Sensoren zeichnen die Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung, sowohl translatorisch, als auch rotatorisch, zwischen zwei Markern auf. Somit ist es mithilfe der Sensoren möglich zu ermitteln, ob ein Bauteil bestimmte Grenzwerte überschreitet. Die Sensoren in SIMPACK sind in dieser Arbeit zwischen dem Inertialsystem (From-Marker), welches räumlich unveränderlich bleibt, und der zu dem entsprechenden Messzeitpunkt jeweils aktuellen Position eines Markers an einem Körper (To-Marker) definiert.

In dieser Arbeit werden Sensoren an dem Rotor, der Welle, sowie an dem Generator eingesetzt. Am Rotor befinden sich vier Sensoren. Diese sind, jeweils außen am Rotor, an der größten und kleinsten horizontalen Auslenkung und an der größten und kleinsten vertikalen Auslenkung des Rotors positioniert. Die Positionierung der Sensoren an diesen Stellen ist unter anderem hilfreich, um feststellen zu können, wie stark der Rotor bei einer Anregung von außen in axialer Richtung auslenkt. Zur Aufnahme der Drehgeschwindigkeit ist kein Sensor notwendig, da diese in den entsprechenden Untersuchungen vorgegeben wird. Die Welle weist darüber hinaus jeweils einen Sensor an ihrem Anfang und an ihrem Ende auf. Diese Sensoren sollen dazu dienen die Durchbiegung der Welle bei Belastungen ermitteln zu können. Weiterhin sind zwölf Sensoren am Generator vorhanden. Diese sind, wie beim Rotor auch, an der größten und kleinsten vertikalen und horizontalen Elongation positioniert. Da der Generator allerdings nur hinten fest gelagert ist, an der Verbindungsstelle zur Welle jedoch nicht (auch abhängig von der aktuellen Loslagerposition),

ist es äußerst wahrscheinlich, dass die Auslenkung des Generators in horizontale und vertikale Richtung nicht über die gesamte Länge des Generators identisch ist. Darum befinden sich nicht nur vier, sondern zwölf Sensoren (vier am vorderen, vier am hinteren Bereich und vier in der Mitte) am Generator, wodurch unterschiedliche Auslenkungen über die Länge des Generators überprüfbar werden. Aufgrund ebendieser Lagerung durch das Festlager lässt sich allerdings schon vor den Simulationen vermuten, dass die Auslenkung des Generators in horizontale und vertikale Richtung an der vordersten Stelle des Generators (Verbindungsstelle zwischen Welle und Generator) am stärksten ist (siehe hierzu Kapitel [2.6.2](#) und [A.3](#)).

Die Force-Elements ("Kraft-Elemente") stellen Kräfte dar, die auf das System einwirken. Sie sind, ebenso wie die Sensoren, zwischen zwei Markern zu definieren. In dieser Arbeit kommen diese Kraft-Elemente zum Einsatz, um Anregungen von außen auf das System zu simulieren. Damit sind Untersuchungen zu Schwingungen im System möglich. Eine auf diese Weise untersuchte, relevante Anregung auf das System ist die Simulation einer Böe auf den Rotor. Hierfür sind zwei Marker zu definieren. Der From-Marker befindet sich im raumfesten Inertialsystem, wohingegen der To-Marker im System des Rotors implementiert ist. Aufgrund der simulierten Kraft zwischen den beiden Markern bewegen sich diese bei Durchführung einer Zeitintegration in SIMPACK aufeinander zu. Die beiden Marker befinden sich für diese Untersuchungen an der obersten Stelle des Rotors, beziehungsweise im Fall des From-Markers in axialer Richtung nach hinten versetzt. Dies bedeutet, dass die Anregung zu einem Nicken des Rotors führt. Je nach Untersuchung kommt es ebenso zu Variation der Stärke der Anregung und damit zur Variation der Intensität der Böe.

Mit Joints ist es möglich Verbindungen der Bauteile untereinander herzustellen. Jedes Bauteil besitzt einen Joint, durch welchen es maximal eine Joint-Verbindung aufbauen kann. Eine solche Joint-Verbindung verbindet zwei Bauteile miteinander mit frei wählbaren Freiheitsgraden. Einige der Joint-Verbindungen in dieser Arbeit verbinden Bauteile des Antriebsstranges miteinander über 0 Freiheitsgrade. Dies ist beispielsweise zwischen Rotor und Welle der Fall. Darüber hinaus existieren noch weitere Verbindungsmöglichkeiten, wie die Verbindung zwischen dem hinteren Teil des Generators und dem Festlager, welche rotatorische Freiheitsgrade zulässt. Die Definition eines Joint-Elements erfolgt dabei jedoch immer, indem von zwei Bauteilen jeweils ein Marker ausgewählt wird, um eine Verbindung dieser beiden Bauteile miteinander zu schaffen.

Um innerhalb der Simulation eine mögliche Verformbarkeit der Welle zu garantieren, erfolgt die Modellierung der Welle über die Option "Linear Simbeam". Unter Auswahl dieser Option verhält sich die Welle bei den Simulationen nicht mehr als starrer Körper, sondern ist flexibel und deformierbar. Die Welle wird hierbei in einzelne Segmente unterteilt. Jedes dieser Segmente befindet sich zwischen zwei Knotenpunkten, wobei die Länge der Segmente ebenfalls einstellbar ist. Die verwendete Welle ist in 5 gleichgroße Abschnitte unterteilt, wovon jeder 20% der Länge der Welle entspricht. In dieser Arbeit sind die Positionen der Knotenpunkte in Abhängigkeit von der Länge der Welle implementiert, wodurch die Welle auch bei einer Variation des Parameters Wellenlänge in 5 gleichgroße Teile geteilt wird. Weiterhin ist zur genaueren Definition der Welle eine "Crosssection" aufgebaut. Die "Crosssection" entspricht dabei dem Querschnitt durch die Welle, um deren Verhalten genauer modellieren zu können. Für das Aussehen der "Crosssection" stehen mehrere Optionen, wie zum Beispiel Ellipse, Kreis oder Rechteck zur Auswahl. In dieser Arbeit fällt die Wahl auf einen Kreisring, um die Hohlwelle mit Außendurchmesser, Innendurchmesser und Material modellieren zu können. Mit diesen Parametern ist die "Crosssection" anschließend zu verknüpfen.

Darüber hinaus ist für die Dämpfung ein Wert von $D_{krit} = 0,02$ angegeben. Diesen Wert schlägt die "SIMPACK Documentation" bei flexiblen Metallstrukturen vor. Je größer der gewählte Wert dieses Dämpfungsparameters ist, desto schneller flachen die angeregten Schwingungen ab und erreichen wieder einen Null-Wert.

3.1.2 Rotor

Der Antriebsstrang ist zwecks der Simulationen und Berechnungen in dieser Arbeit vereinfacht aufgebaut. Ein komplexerer Antriebsstrang mit mehr Freiheitsgraden erhöht unter anderem den Rechenaufwand stark. Außerdem führen mehr Freiheitsgrade zu einer viel größeren Systemmatrix. Bezüglich des Rotors lässt sich sagen, dass dieser, wie auch alle anderen Bauteile des Antriebsstranges, bestimmte Trägheitsmomente in x-, y- und z-Richtung aufweist. Der Antriebsstrang wird hier so modelliert, dass der Rotor als drei Punktmassen mit identischem Abstand um die Drehachse (hier die y-Achse) angenommen wird. Der Grund hierfür ist, dass den Untersuchungen in dieser Arbeit eine Dreiblattanlage zugrunde gelegt ist. Jede der Punktmassen entspricht in dem aufgebauten Antriebsstrangmodell somit dem Schwerpunkt eines der Rotorblätter. Die Trägheitsmomente des Rotors werden SIMPACK darum über Formeln vorgegeben, welche aus den Trägheitsmomenten von um eine Drehachse rotierenden Punktmassen entsprechen. Mithilfe des Satzes von Steiner ist es möglich das Trägheitsmoment eines Körpers, ausgehend von der Drehung um seine Schwerachse, auf eine andere, parallel zu dieser liegende Achse, zu berechnen. In der Annahme von 3 Massepunkten mit identischem Abstand r zu der Rotationsachse und ebenso identischer Masse m führt dies für die Trägheitsmomente des Rotors auf:

$$\begin{aligned} J_x &= \frac{3}{2} \cdot m \cdot r^2 \\ J_y &= 3 \cdot m \cdot r^2 \\ J_z &= \frac{3}{2} \cdot m \cdot r^2 \end{aligned}$$

Wobei J_x , J_y und J_z den Trägheitsmomenten des Rotors bezüglich der x-, der y- und der z-Achse entsprechen. Zur genauen Ermittlung der Trägheitsmomente vergleiche Anhang (A.1).

3.1.3 Welle

Bei Windenergieanlagen werden oftmals Hohlwellen verwendet. Die Auslegung der Welle erfolgt in dieser Arbeit daher ebenso als Hohlwelle. Grund hierfür ist, dass sich dadurch bei sehr ähnlichen Eigenschaften der Welle eine hohe Gewichtsersparnis und damit zusammenhängend bei realen Anlagen ebenso eine Kostenersparnis erzielen lässt.

Weiterhin besitzen Hohlwellen bei geringerer Masse eine größtmögliche Steifigkeit, was einen weiteren Vorteil darstellt. Darüber hinaus ist anzumerken, dass durch die Nutzung von Hohlwellen die Tragfähigkeit erhöht wird. [46, S.908]

Mit einem Innen- zu Außendurchmesserverhältnis von $\frac{d_{Welle,Innen}}{d_{Welle,Aussen}} = 0,6 - 0,7$ ist das Gewicht bei einer Hohlwelle im Vergleich zur Vollwelle um etwa 30% geringer, wobei durch eine geringe Verstärkung der Welle das Widerstandsmoment dennoch gleich bleibt. (vgl. [43, S.10])

Das Ursprungsmodell der Anlage in SIMPACK befindet sich mit $\frac{d_{Welle,Innen}}{d_{Welle,Aussen}} = \frac{2}{3}$ innerhalb des Bereichs dieses Verhältnisses.

Liegt beispielsweise ein Durchmesserverhältnis von $\frac{d_{Welle,Innen}}{d_{Welle,Aussen}} = 0,8$ vor, so kann dadurch, dass

der Durchmesser der Welle um 19% erhöht wird, sogar die Hälfte des Materials eingespart werden. [46, S.908]

Aufgrund der Zugehörigkeit von Innen- und Außendurchmesser der Welle zu den in der Parameterstudie variierten Parametern, sind Untersuchungen implementiert, die diverse Wandstärken der Welle berücksichtigen. Innerhalb des SIMPACK-Modells dieser Arbeit ist die Welle als "Linear Simbeam" modelliert. Die Knotenpunkte, mit denen die Welle innerhalb des "Linear Simbeams" betrachtet wird, haben zueinander identischen Abstand. Es existieren 6 solcher Knotenpunkte, wodurch die Welle in 5 gleiche Teile eingeteilt wird. Sie sind in dieser Arbeit mit einem Abstand von jeweils 20 % der Länge der Welle angenommen.

3.1.4 Generator

Der Generator ist innerhalb des SIMPACK-Modells vereinfacht als Vollzylinder aufgebaut. Genau genommen erfolgt nur der Aufbau des Generatorankers, da zwecks der Simulationen lediglich dieser Teil notwendig ist. Die Trägheitsmomente, welche in dem SIMPACK-Modell für den Generatoranker Verwendung finden entsprechen darum denen der Gleichungen 3.12 und 3.13. Zu den Verbindungen des Generatorankers ist zu sagen, dass er an seinem vorderen Ende (in Rotornähe) mithilfe eines Joint-Elements mit der Hohlwelle verbunden ist. An seinem hinteren Ende ist er ebenfalls über ein Joint-Element verbunden. Die hintere Verbindung stellt allerdings die Verbindung zu dem Festlager dar. Die Massen und Abmaße des Generatorankers sind den Tabellen 1 und 3 zu entnehmen.

3.2 Verwendete Parameter

In diesem Unterkapitel erfolgt die Auflistung, Darstellung und Beschreibung der im Simpackmodell innerhalb dieser Arbeit verwendeten Parameter. Bei einer im Zuge der angewandten Parameterstudie durchgeführten Variation eines Parameters sind weiterhin die Schrittweite, dessen Maxima, sowie Minima angegeben. Diese sind für ein Modell mit unabhängiger Position des Loslagers angegeben. Dies bedeutet, dass eine Variation der hier dargestellten Parameter keine Auswirkung auf die Positionierung des Loslagers zur Folge hat. Außerhalb dieser Grenzen finden zu genaueren Untersuchungs- und Analysezwecken auch Simulationen mit erweitertem Parameterbereich statt, falls das Verhalten eines Parameters in bestimmten Bereichen von besonderem Interesse ist. Nicht variierte Bauteilparameter sind dagegen zum Beispiel die Breite des Rotors und die Position des Festlagers (generatornah). Weiterhin erfolgt innerhalb der durchgeführten Parameterstudie keine direkte Beeinflussung der Wellenmasse. Aufgrund der eigens innerhalb SIMPACK implementierten Abhängigkeit von anderen Wellenparametern variiert diese dennoch (siehe 3.2.2).

3.2.1 Massen

Die verwendeten Massen der Bauteile des Antriebsstranges sind zum einen durch Recherche ermittelt, zum anderen ergeben sie sich aus Berechnungen über das Volumen und die Dichte des verwendeten Materials der Bauteile. Die Massen des Rotors, sowie des Generators entstammen aus Literaturquellen. Bei der Wellenmasse hingegen erfolgt die Berechnung aufgrund fehlender Literaturquellen eigenständig über die Bauteilgeometrie und das eingesetzte Material. Die in dem Simpackmodell angewandten Werte sind Tabelle 1 zu entnehmen:

Tabelle 1: Bauteilmassen

Bauteil:	Ursprungsmasse in [kg]:	Minimalwert in [kg]:	Schrittweite in [kg]:	Maximalwert in [kg]:	Quelle:
Rotor	225000	50000	25000	275000	[45, S.13], [52], [48, S.225], [18, S.91]
Generator	170000	110000	10000	300000	[37, S.1393] [23, S.456f, S.461]
Generator Leicht- bauvariante	20000	15000	5000	35000	[38]

Die Masse der Welle m_{Welle} berechnet sich nach:

$$m_{Welle} = \rho_{Mat} \cdot \pi \cdot l_{Welle} \cdot \left(\left(\frac{d_{Welle,Aussen}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{Welle,Innen}}{2} \right)^2 \right) \quad (3.1)$$

ρ_{Mat} steht hierbei für die Dichte des Materials, aus welchem sich die Welle zusammensetzt. Das Volumen der Welle geht in die Formel über den Wellenaußendurchmesser $d_{Welle,Aussen}$, den Welleninnendurchmesser $d_{Welle,Innen}$, die Kreiszahl π , sowie über die Länge der Welle l_{Welle} ein.

Die Baumaterialien, welche in SIMPACK für die Welle in Frage kommen, sind drei unterschiedliche Werkstoffe. Es handelt sich bei diesen Werkstoffen um Vergütungsstähle (vgl. [16, 17, 15]). Die genaue Bezeichnung dieser Stähle lautet C35, C45 und 42CrMo4.

In SIMPACK ist es möglich die verwendeten Werkstoffe genauer zu definieren. Nach [11], [12], [13] und [28, S.108] kann für C35, C45 und 42CrMo4 beziehungsweise Stähle im allgemeinen ein Elastizitätsmodul von $E = 210GPa$ angenommen werden. Auch in dem SIMPACK-Modell dieser Arbeit findet dieser Wert Verwendung. Für die Querszahl wird hier nach [28, S.108] ein Wert von $m_{Quer} = 0,3$ angenommen. Die der Berechnung der Wellenmasse zugrundeliegende Werkstoffdichte ist Tabelle 2 zu entnehmen. Die Welle ist für die Simulationen in dieser Arbeit mit dem Werkstoff C35 modelliert:

Tabelle 2: Werkstoffe der Welle

Werkstoff- name:	Werkstoff- nummer:	Dichte ρ_{Mat} in $[kg/m^3]$:	Zugfestigkeit R_m in $[N/mm^2]$:	Streckgrenze R_e in $[N/mm^2]$:	Bruchdehnung A in [%]:
C35	1.0501	7840	520	270	19
C45	1.0503	7850	580	305	16
42CrMo4	1.7225	7720	1000-1200	650-900 (je nach Nenndicke)	11

Werte aus [20, S.134f], sowie aus [33], [34] und [35].

3.2.2 Abmaße

Die Abmaße der im Antriebsstrangmodell implementierten Bauteile, sowie die Werte der Parameterstudie ergeben sich auf Basis von Recherchen, sowie unter Berücksichtigung realer Windenergieanlagen (siehe entsprechende gelistete Quellenangaben in Tabelle 3) wie folgt:

Tabelle 3: Bauteilabmaße

Maß:	Ursprungsabmaß in [m]:	Minimalwert in [m]:	Schrittweite in [m]:	Maximalwert in [m]:	Quelle:
Generatorlänge	1,6	1,0	0,3	4,0	[37, S.1393]
Wellenlänge	5,4	3,4	0,5	9,4	[4, S.123]
Welle Außendurchmesser	3,0	2,5	0,5	5,0	[4, S.126]
Welle Innendurchmesser	2,0	0,25	0,25	2,75	Durchlauf in 0,25 m-Schritten
Generator Durchmesser	10	7	1	14	[37, S.1393]
Rotor Durchmesser	178,3	148,3	10	198,3	[23, S.348], [45, S.13]

Die Werte (Ursprungsmaßstab) sind hierbei an die einer pitchgeregelten Anlage angelehnt (vgl. [37]), wobei die Breite des Wertespektrums aufgrund der gewählten Maximal- und Minimalwerte der Parameterstudie weit genug ist, sodass auch die Werte einer active stall-geregelten Anlage abgedeckt sind. Aufgrund des Vorhandenseins lediglich einer langsam drehenden Welle sollen sich die Daten, entsprechend dem Simpackmodell, speziell auf eine getriebelose Anlage beziehen. Weiterhin erfolgt innerhalb der Parameterstudie eine Verschiebung des Loslagers, sodass sich dieses auf der Welle zwischen Rotor und Generator an drei unterschiedlichen Positionen befinden kann. In seinem Ausgangszustand befindet sich das Loslager bei $\frac{1}{4}$ der Länge der Welle. Dies entspricht einer Entfernung zum Rotor von 25% der Gesamtwellenlänge. Das Lager ist somit nicht direkt an der Verbindungsstelle zwischen Rotor und Welle positioniert, sondern in einem Abstand von 1,35m zum Rotoranschluss. Die zusätzlich untersuchten Loslagerpositionen befinden sich in einer Entfernung von 2,35m, sowie 3,35m zum Rotoranschluss. Weiterhin sind im Zuge der Parameterstudie bei den Parametern des Außendurchmessers und des Innendurchmessers der Welle weitere Variationen durchgeführt worden. Grund dafür ist, dass der Außendurchmesser auf den Innendurchmesser begrenzend wirkt und durch Erweiterung des Parameterbereichs des Außendurchmessers auch ein größerer Parameterbereich des Innendurchmessers untersucht werden kann. Zusammenfassend gilt innerhalb der Parameterstudie bei gleichzeitiger Variation von Außendurchmesser und Innendurchmesser der Welle: $d_{Welle,Aussen,min} = 1,0m$, $d_{Welle,Aussen,max} = 5,0m$, $d_{Welle,Innen,min} = 0,25m$, $d_{Welle,Innen,max} = 4,0m$. Die Parametervariationen der Parameterstudie auf Basis der Parameter, Schrittweiten und Grenzwerte der Tabellen 1 und 3 führen damit auf über 3700 Antriebsstrangkombinationen, welche in dieser Arbeit untersucht werden. Zu den Abmaßen des Rotors ist zu sagen, dass die Ermittlung des Schwerpunkts der Rotorblätter für die Simulationen relevant ist. Dieser kann einerseits aus Vergleichen real existierender Anlagen [53, S.9, S.20, S.26] und der Hochrechnung auf den Rotorradius einer Anlage der Größenordnung 10MW erfolgen. Für die Hochrechnung wird zugrundegelegt das Verhältnis von Abstand Rotorblattschwerpunkt - Drehachse zu Rotorradius einzuhalten:

$$\frac{l_{D-S,vgl}}{r_{vgl}} = \frac{l_{D-S,DTU10MW}}{r_{10MW}} \quad (3.2)$$

Hierbei entspricht $l_{D-S,vgl}$ dem Abstand zwischen der Drehachse und dem Rotorblattschwerpunkt der Vergleichsanlage, welche für die Hochrechnung verwendet wird. Die Variable r_{vgl} beinhaltet den Rotorradius dieser Anlage. $l_{D-S,DTU10MW}$ steht für den Abstand zwischen der Drehachse und dem Rotorblattschwerpunkt der zu betrachtenden 10 MW-Anlage, wohingegen die Variable r_{10MW} den zu dieser Anlage zugehörigen Rotorradius darstellt. Aufgelöst nach $l_{D-S,DTU10MW}$ folgt:

$$l_{D-S,DTU10MW} = l_{D-S,vgl} \cdot \frac{r_{10MW}}{r_{vgl}} \quad (3.3)$$

Nach Formel (3.3) ergibt sich der Abstand von Drehachse zu Massenschwerpunkt des Rotorblattes bei der 10-MW-Anlage mit $l_{D-S,vgl} = 16,5m + 1,5m$ und $r_{vgl} = 56,5m + 1,5m$ (Nabenradius $1,5m$) der Vergleichsanlage (nach [53, S.9, S.20, S.26]) zu $l_{D-S,DTU10MW} = 0,3103 \cdot r_{10MW}$.

Andererseits besteht auch die Möglichkeit die DTU-10-MW-Anlage als Vergleichsanlage zu nutzen und bei den Berechnungen und Simulationen dieser Arbeit auch in Bezug auf den Blattschwerpunkt die Abmaße dieser Anlage zu nutzen, was für zukünftige Vergleiche mit Ergebnissen anderer Arbeiten sinnvoller erscheint. Aus diesem Grund fällt die Wahl bezüglich des Rotorblattschwerpunktes in dieser Arbeit darauf die Daten der DTU-10-MW-Anlage anstelle der Daten einer anderen Vergleichsanlage zu nutzen. Nach [45, S.13] entspricht der Nabendurchmesser der DTU-Anlage $d_{Hub} = 5,6m$. Weiterhin ist der Wert des Rotordurchmessers mit $d_{Rotor} = 178,3m$ gegeben. Der Rotorblattschwerpunkt der DTU-10-MW-Anlage liegt bei:

$$l_{D-S,DTU10MW} = r_{Wurzel-S} + \frac{d_{Hub}}{2} = 26,15m + \frac{5,6m}{2} = 28,95m \quad (3.4)$$

Die Variable $r_{Wurzel-S}$ entspricht dabei der Entfernung zwischen der Blattwurzel und dem Rotorblattschwerpunkt.

In Abhängigkeit vom Rotorradius r_{10MW} ergibt sich daraus:

$$l_{D-S,DTU10MW} = 0,3247 \cdot r_{10MW} \quad (3.5)$$

In Abbildung 3.2 sind die Abmaße genauer dargestellt.

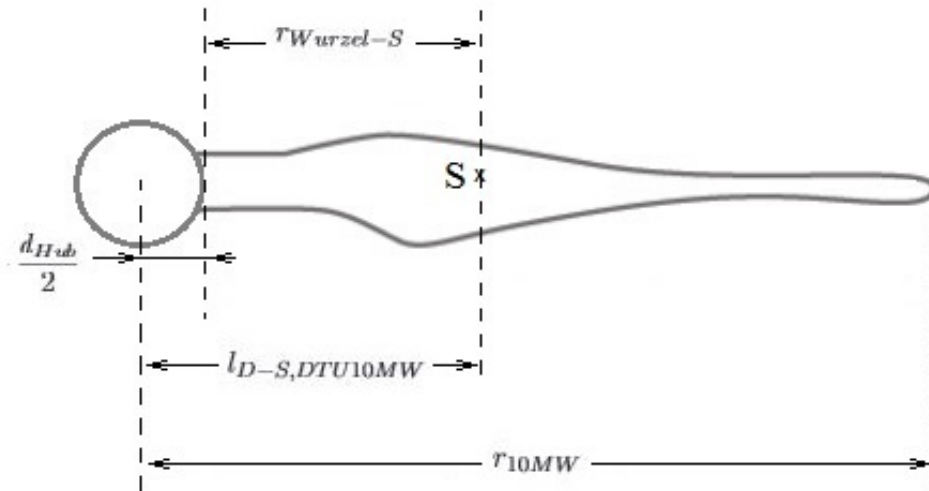


Abbildung 3.2: Abmaße des Rotorblattes. Abgeänderte Abbildung aus [7].

Das Trägheitsmoment geht in SIMPACK aus der ermittelten Formel bezüglich drei um eine Drehachse rotierender Massenpunkte hervor. Die Variation des Rotordurchmessers wirkt sich darum auf das resultierende Rotorträgheitsmoment bezüglich der drei räumlichen Achsen aus.

3.2.3 Trägheitsmomente

Für die Berechnungen in SIMPACK benötigt das Programm neben den geometrischen Formen und den Massen ebenso die Trägheitsmomente dieser Bauteile. Hierfür werden keine direkten Zahlenwerte eingegeben. Stattdessen erfolgt hier die Verwendung von Gleichungen für die Trägheitsmomente innerhalb der sogenannten "Subvars" in SIMPACK, welche auf die Einträge der Bauteile für die Trägheitsmomente referenzieren. Innerhalb von SIMPACK sind diese Formeln über Variablen mit den zu untersuchenden Formen und Massen der Bauteile des Antriebsstranges verknüpft, welche in den "Subvars" definiert sind. Für den Anker des Generators erfolgt die Annahme eines Vollzylinders. Demnach liegt hier die vereinfachte Betrachtung einer homogenen Massenverteilung innerhalb des Generatorankers zugrunde. Die Welle hingegen wird als Hohlzylinder modelliert. In SIMPACK wird der Rotor vereinfacht als Vollzylinder mit verringertem Rotordurchmesser dargestellt, wobei die Trägheitsmomente zuvor händisch berechnet werden. Da die Dateneingabe im Falle des Rotors (innerhalb von SIMPACK) auf "manuell" eingestellt ist, anstatt auf "automatisch (basierend auf der Bauteilgeometrie)" berücksichtigt SIMPACK hier lediglich das Trägheitsmoment des Rotors und nicht dessen eingegebene Geometrie. Für die Ermittlung der Rotorträgheitsmomente werden drei Punktmassen angenommen, welche in einem bestimmten Abstand um die Drehachse rotieren. Diese drei Punktmassen stellen die Schwerpunkte der Rotorblätter einer Dreiblattanlage dar. Um das Trägheitsmoment um die Drehachse zu erhalten ist lediglich die Addition der Einzelträgheitsmomente der Punktmassen P1 bis P3 notwendig:

$$J_{ges} = J_{P1} + J_{P2} + J_{P3} \quad (3.6)$$

Nach dem Satz von Steiner lassen sich die Trägheitsmomente bezüglich der anderen beiden Achsen (Achsen, welche die Rotorebene aufspannen) aus einer Verschiebung der Drehachse durch den Schwerpunkt der einzelnen Massenteilchen hin zur Rotationsachse nach folgender Formel berechnen:

$$J_P = J_S + m \cdot d^2 \quad (3.7)$$

Hierbei entspricht J_P dem Trägheitsmoment um die neue Achse, hier die Rotationsachse. J_S ist das Trägheitsmoment um den Schwerpunkt des Masseteilchens. m ist dessen Masse und d entspricht der Entfernung der beiden Achsen.

Die Berechnungen und Simulationen in dieser Arbeit gelten vornehmlich für Windenergieanlagen mit drei Rotorblättern. Diese Tatsache spielt in die Berechnungsformeln der Rotorträgheitsmomente mit hinein. Die für die Trägheitsmomente von Rotor, Generator und Welle verwendeten Formeln lauten wie folgt:

Trägheitsmoment des Rotors bezüglich seiner Symmetrieachse:

$$I_{sym} = 3 \cdot m_{Rotor} \cdot r_{Rotor}^2 \quad (3.8)$$

Trägheitsmoment des Rotors bezüglich seiner Querachsen:

$$I_{quer} = \frac{3}{2} \cdot m_{Rotor} \cdot r_{Rotor}^2 \quad (3.9)$$

Dabei sind die verwendeten Parameter:

m_{Rotor} = Masse des Rotors

r_{Rotor} = Radius des Rotors

Die genaue Ermittlung der Rotorträgheitsmomente bezüglich der Symmetrie- und Querachsen ist Anhang A.1 zu entnehmen. Da sich diese Formeln allerdings genau genommen nicht auf die Rotorblätter an sich, sondern auf die Schwerpunkte von rotierenden Punktmassen (hier: Schwerpunkte der Rotorblätter) beziehen, ist noch ein Faktor, der dies berücksichtigt, miteinzurechnen. Dieser orientiert sich an dem Längenverhältnis der Entfernung von Drehachse-Blattschwerpunkt zu Drehachse-Blattspitze (entspricht Rotorradius) und ist Kapitel 3.2.2 zu entnehmen.

Trägheitsmoment der Welle bezüglich ihrer Symmetrieachse:

$$I_{sym} = \frac{1}{2} \cdot m_{Welle} \cdot (r_i^2 + r_a^2) \quad (3.10)$$

Trägheitsmoment der Welle bezüglich ihrer Querachsen:

$$I_{quer} = \frac{1}{12} \cdot m_{Welle} \cdot (l_{Welle}^2 + 3 \cdot (r_a^2 + r_i^2)) \quad (3.11)$$

Dabei sind die verwendeten Parameter:

m_{Welle} = Masse der Welle

r_a = Außenradius der Welle

r_i = Innenradius der Welle

l_{Welle} = Länge der Welle

Zu den Trägheitsmomenten der Welle ist zu sagen, dass für identische Werte von m_{Welle} , l_{Welle} , r_a und r_i die Ergebnisse dieser Formeln exakt mit den Trägheitsmomenten in SIMPACK übereinstimmen, allerdings aufgrund der Definition der Welle als "Linear Simbeam" zur Berechnung innerhalb von SIMPACK die Flächenträgheitsmomente zum Einsatz kommen.

Trägheitsmoment des Generators bezüglich seiner Symmetrieachse:

$$I_{sym} = \frac{1}{2} \cdot m_{Gen} \cdot r_{Gen}^2 \quad (3.12)$$

Trägheitsmoment des Generators bezüglich seiner Querachsen:

$$I_{quer} = \frac{1}{4} \cdot m_{Gen} \cdot r_{Gen}^2 + \frac{1}{12} \cdot m_{Gen} \cdot l_{Gen}^2 \quad (3.13)$$

Dabei sind die verwendeten Parameter:

m_{Gen} = Masse des Generatorankers

r_{Gen} = Radius des Generatorankers

l_{Gen} = Länge des Generatorankers

Für den Anker des Generators verhält es sich demnach so, dass die Trägheitsmomente aus der Bauteilmasse und dessen geometrischer Form berechnet werden.

3.2.4 Dämpfungsparameter

Da die Bauteile einer Windenergieanlage nicht vollkommen starr sind, sondern mit ausreichendem Kraftaufwand zu einem gewissen Teil verformbar sind, kommt Dämpfung in der Realität überall in einem Antriebsstrang in einem gewissen (wenn auch geringen) Maße vor. Die Dämpfung ist damit auch von dem eingesetzten Material, sowie den Abmessungen der Bauteile abhängig.

In dem SIMPACK-Modell erfolgt die Berücksichtigung der Dämpfung innerhalb der Welle. Gemäß der SIMPACK-eigenen Documentation ist die Dämpfung für jede Eigenmode separat einstellbar. Hierfür ist die Option "Critical" und "Each mode" einzustellen. Möchte man hingegen bei jeder Mode dieselbe Dämpfung erreichen, so ist der Befehl "All modes" auszuwählen. In dem in dieser Arbeit aufgebauten SIMPACK-Modell wird bei aktivierter Dämpfung für jede Eigenmode derselbe Dämpfungswert eingesetzt. Der hier verwendete Dämpfungswert der Welle beträgt $D_{krit} = 0,02$. Ein Wert von $D_{krit} = 0,02$ bedeutet, dass 2% der kritischen (maximal möglichen) Dämpfung verwendet wird. Für flexible Metallstrukturen ist dieser Wert, laut SIMPACK-Dokumentation, ideal.

Höhere Werte sorgen für eine stärkere Dämpfung und führen infolgedessen dazu, dass die Schwingungen, in welche das System versetzt wird, in kürzerer Zeit wieder abflachen, als dies bei niedrigeren Werten der Fall ist. Durch höhere Werte erreicht das System somit schneller wieder seinen Gleichgewichtszustand (vgl. Simpack-Dokumentation).

4 Berechnungen und Simulationen

Für die Untersuchungen in diesem Kapitel sind die Erkenntnisse und Grundlagen von Kapitel 2 relevant, welches sich näher damit beschäftigt, wie Stabilität grundsätzlich in einem System nachzuweisen ist und wie die Grenzen der Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges definiert sind. Dieses Kapitel dient vor allem dazu die Ergebnisse der Simulationen dieser Arbeit, welche auf Basis des in Kapitel 3 beschriebenen Antriebsstranges entstehen, darzustellen und zu interpretieren. Hierfür beginnt Unterkapitel 4.1 damit die innerhalb der Simulationen und des SIMPACK-Modells genutzten Vereinfachungen zu beschreiben. Das nachfolgende Unterkapitel 4.2 stellt bereits eine erste Untersuchung dar, indem es die Ermittlung der ersten Biegeeigenfrequenz des Turms darlegt. Weiterhin kommt es zur Untersuchung der Resonanz bezogen auf das Ursprungsmodell der DTU-10-MW-Anlage. Unterkapitel 4.3 stellt Programme vor, welche im Rahmen dieser Arbeit in Matlab entstanden sind. Diese dienen unter anderem dazu Parameterstudien auf Basis der Recherchen von Kapitel 3.2 durchzuführen, sowie durch Matlab aufgerufene SIMPACK-Simulationen der kompletten Parameterstudien zu ermöglichen. Darüber hinaus sind Programme entstanden, um Datenpunkte mit unerwarteten Stabilitätswerten genauer zu analysieren. Ebenso wurden Programme erstellt, welche zur Ermittlung der Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges auf Basis der Auslenkung des Generatorankers in den Luftspalt und der Durchbiegung der Welle dienen. Die Darstellung und Interpretation der Ergebnisse der SIMPACK-Simulationen erfolgt in Unterkapitel 4.4. Sowohl Simulationen zur Stabilität des Antriebsstranges, als auch Simulationen zur Funktionstüchtigkeit befinden sich in diesem Unterkapitel. Die Parameterkombinationen, welche bezüglich der Antriebsstrangstabilität am relevantesten sind erhalten in Unterkapitel 4.4.5 eine genauere Analyse. Weiterhin kommt es zur Ermittlung der Stabilitätsgrenzen, welche stabile von instabilen Bereichen trennen. Die durchgeführten Simulationen und die daraus gewonnenen Erkenntnisse, welche das Kapitel 4 erbringt, erhalten in dem daran anschließenden Kapitel 5 eine kritische Betrachtung.

4.1 Verwendete Vereinfachungen

Zur Erstellung des SIMPACK-Modells, sowie auch innerhalb der Matlab-Programme existieren Vereinfachungen, welche in diesem Unterkapitel näher beschrieben werden.

Wie in Kapitel 3.2 bereits erwähnt, erfolgt keine direkte Variation der Masse der Welle. Stattdessen ergibt sich der Wellenmassenwert aus der Materialdichte, sowie der Geometrie der Welle nach 3.1. Eine weitere Vereinfachung ist, dass die Trägheitsmomente der Rotorblätter denen von Punktmassen entsprechen, welche sich im Schwerpunkt der Rotorblätter befinden.

Auch, wenn es sich dabei nicht exakt um Vereinfachungen handelt, sei hier dennoch erwähnt, dass die Trägheitsmomente innerhalb der Parameterstudie keine direkte Beeinflussung erfahren, sondern aufgrund der Formeln, aus welchen sie sich berechnen, variieren. Die Variation erfolgt demnach aufgrund von Abänderungen der Masse, sowie der Geometrie des zugehörigen Bauteils.

Zur Vereinfachung ist der Generatoranker als Vollzylinder modelliert, was eine homogene Massenverteilung des Ankers zugrunde legt.

Für die Berechnung des Trägheitsmoments des Anlagenturms, welches innerhalb der Resonanzuntersuchungen und innerhalb des Campbell-Diagramms Verwendung findet, erfolgt eine Näherung der Turmgeometrie als hohler Kegelstumpf.

4.2 Resonanzuntersuchungen

Circa 33 % der Kosten einer Windenergieanlage sind auf den Turm zurückzuführen. (vgl. [41, S.278]) Dieser stellt dabei bei Stabilitätsuntersuchungen eine besondere Herausforderung dar. Dies liegt daran, dass es bei einer Windenergieanlage, aufgrund der Drehung der Rotorblätter, zu Anregungen kommt. Je nach Anzahl der Rotorblätter existieren unterschiedliche dieser Anregungen, welche für die zu untersuchende Anlage maßgeblich relevant sind. Diese Anregungen sind beim Betrieb der Anlage sehr zu berücksichtigen, da sie sich nach [23, S.200] mit den Eigenfrequenzen der Bauteile der Anlage überlagern können. Sollten sich diese Anregungen mit den Eigenfrequenzen der Anlage überlagern, besteht die Gefahr von Beschädigungen an der Anlage, da diese in Resonanz schwingt. Es existieren verschiedene solcher Anregungen. Sie werden als 1P-, 2P-, oder 3P-Anregungen bezeichnet und stellen nach [36, S.1397] unter anderem die Eigenfrequenzen der Rotorblätter dar. Darüber hinaus gibt es nach [48, S.495] auch noch weitere Anregungen mit höheren Werten (Vielfache). Bei diesen Anregungsfrequenzen oder auch Resonanzfrequenzen der Anlage handelt es sich um Frequenzen, welche durch bestimmte Bauteile erzeugt werden. Die 1P-Anregung beispielsweise resultiert nach [48, S.219] aus Massenunwuchten der Rotorblätter. Weiterhin ist die Blattdurchgangsfrequenz entscheidend. Aus ihr ergibt sich, welche Anregungen zusätzlich zur 1P-Anregung relevant sind. Diese Blattdurchgangsfrequenz ergibt sich, je nachdem, welche Blattanzahl bei der Anlage vorliegt. Es sind nach [23, S.256] weiterhin die 2P-Anregungen (bei 2-Blattanlagen) oder die 3P-Anregungen (bei 3-Blattanlagen) sowie deren Vielfache entscheidend.

Diese Anregungen der Blattdurchgangsfrequenz entstehen aufgrund der Tatsache, dass sich die Rotorblätter im Betrieb drehen und den Turm der Anlage passieren. Aufgrund des Turmvorbaus ist die Luftströmung vor dem Turm heruntergebremst. Diese verringerte Luftgeschwindigkeit führt zu einem Einbruch der aerodynamischen Krafteinwirkung auf das passierende Blatt, was wiederum impulsartige Belastungen bewirkt, welche die Anregungen zur Folge haben. (vgl. [42, S.212])

Vielfache dieser Anregungen haben laut [48, S.495] auch einen Einfluss auf das Anlagenverhalten, sind jedoch weniger kritisch. Windenergieanlagen können auf verschiedene Arten ausgelegt sein. Die Bezeichnung der schwingungstechnischen Auslegung der Anlage ergibt sich nach [48, S.219] wie folgt:

- soft-soft: $f_0 < f_r$
- soft-stiff: $f_r < f_0 < f_b$
- stiff-stiff: $f_0 > f_b$

Hierbei entspricht f_0 der Turmeigenfrequenz, die Variable f_r hingegen steht für die Rotorfrequenz und f_b ist die Blattdurchgangsfrequenz. Die Blattdurchgangsfrequenz meint hierbei die Häufigkeit, wie oft eines der Rotorblätter der Anlage den Anlagenturm pro Sekunde passiert. Bei einer Anlage mit 3 Rotorblättern beispielsweise liegt diese Frequenz bei der 3-fachen Rotordrehzahl. In Worten ausgedrückt bedeuten obige Ungleichungen, dass eine "soft-soft-Auslegung" vorliegt, falls die erste Biegeeigenfrequenz des Turms geringer ist, als die niedrigste Rotorfrequenz. Sie liegt demnach sowohl unterhalb der 3P-Anregung, als auch unterhalb der 1P-Anregung. Liegt die Turmeigenfrequenz zwischen Rotorfrequenz und Blattdurchgangsfrequenz, so ist eine "soft-stiff-Auslegung" vorhanden. Eine "stiff-stiff-Auslegung" bedeutet dagegen, dass die erste Biegeeigenfrequenz des Turms größer ist, als die Blattdurchgangsfrequenz. Die Auslegung der Anlage richtet sich laut [8, Folie 20] hierbei nach der Position der ersten Biegeeigenfrequenz des Turms relativ gesehen zu

den Erregerfrequenzen. In dieser Arbeit liegt eine Dreiblattanlage vor. Darum sind in diesem Fall die 1P-, sowie die 3P-Anregung relevant.

Abbildung 4.1 zeigt das Campbell-Diagramm des Ausgangsantriebsstrangmodells der in dieser Arbeit verwendeten Anlage. Auf der Horizontalachse ist die Rotordrehzahl in $\frac{U}{min}$ aufgetragen. Die Vertikalachse hingegen zeigt die Eigenfrequenz in Hz . Bei Werten der Horizontalachse von $6,0\frac{U}{min}$ bis $9,6\frac{U}{min}$ ist ein grün eingefärbter Bereich zu erkennen. Weiterhin sind zwei Ursprungsgeraden sichtbar. Bei einem Vertikalachsenwert von etwa $0,2Hz$ befindet sich außerdem eine horizontale Gerade.

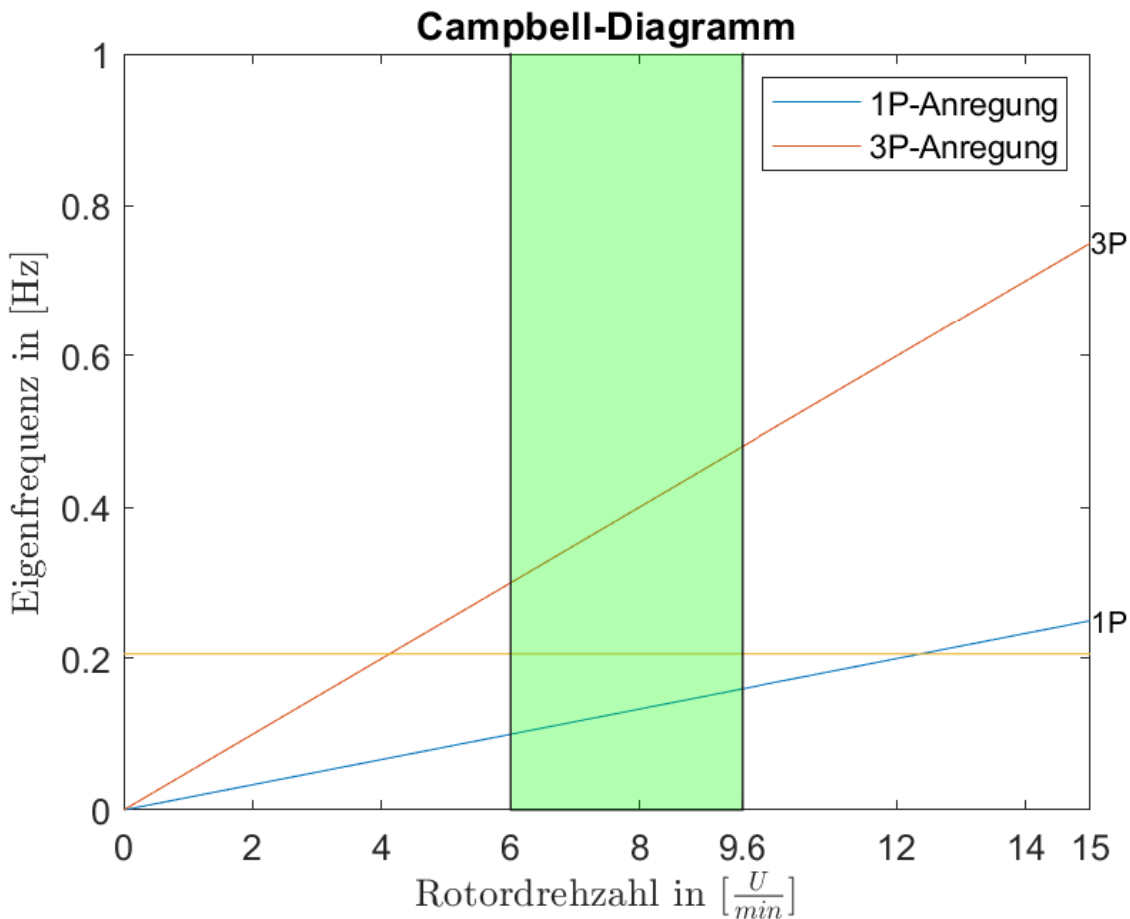


Abbildung 4.1: Campbell-Diagramm des Ursprungsantriebsstrangmodells ohne Parametervariation

Das Campbell-Diagramm in Abbildung 4.1 bezieht sich auf die Ursprungsdaten der Anlage ohne Parametervariation. Man kann neben der 1P- und der 3P-Anregung auch eine horizontale Gerade in gelb ausmachen, welche die erste Biegeeigenfrequenz des Turms bei $f_0 = 0,2062Hz$ darstellt. Der grün markierte Bereich stellt den Betriebsbereich der Anlage dar, welcher sich zwischen $6,0\frac{U}{min}$ und $9,6\frac{U}{min}$ befindet (vgl. [3, S.11]). Die Nenn Drehzahl der Anlage entspricht demnach $n_{Nenn} = 9,6\frac{U}{min}$. Je nachdem, wie hoch die vorhandenen Windgeschwindigkeiten sind, stellen sich unterschiedliche Rotordrehzahlen ein. Die Einschaltwindgeschwindigkeit der untersuchten Anlage liegt

bei $v_{ein} = 4 \frac{m}{s}$ (vgl. [3, S.11]). Demnach entspricht diese Windgeschwindigkeit einer Drehzahl von $6,0 \frac{U}{min}$. Die Nennwindgeschwindigkeit der Anlage liegt bei $v_{Nenn} = 11,4 \frac{m}{s}$ (vgl. [3, S.11]). Somit sind $9,6 \frac{U}{min}$ bereits bei diesem Wert erreicht. Diese Drehzahl wird von der Anlage durch pitchen bis zu der Abschaltwindgeschwindigkeit von $v_{aus} = 25 \frac{m}{s}$ (vgl. [3, S.11]) gehalten. Diese Zahlen sind relevant, da sich aus ihnen der Betriebsbereich der Anlage ergibt, welcher sich zwischen der 1P- und der 3P- Anregung befindet. Aus diesem Grund ist davon auszugehen, dass der Turm als „softstiff-Auslegung“ geplant ist. Die erste Turmeigenfrequenz fällt bei $4,124 \frac{U}{min}$ und $12,371 \frac{U}{min}$ mit den Erregerfrequenzen zusammen. Diese Drehzahlbereiche sind im Anlagenbetrieb darum unbedingt zu vermeiden, um keine Beschädigungen der Anlage zu riskieren. Da die Nenndrehzahl der Anlage bei $9,6 \frac{U}{min}$ liegt, erfolgt keine Überschneidung mit den $12,371 \frac{U}{min}$ bei der 1P-Anregung, da die hier untersuchte Anlage Umdrehungszahlen in Höhe von $12,371 \frac{U}{min}$ demnach nie erreicht. Allerdings ist eine Überlagerung der Turmeigenfrequenz mit der 3P-Anregung bei $4,124 \frac{U}{min}$ durchaus möglich. Dieser Bereich liegt außerhalb des normalen Betriebsbereichs der Anlage. Allerdings kann es beim Hochlauf der Anlage dennoch dazu kommen, dass dieser Bereich erreicht wird. Demnach ist hierbei darauf zu achten diesen Bereich möglichst schnell zu durchfahren, um unnötig langen Betrieb innerhalb dieses Bereiches und damit eventuelle Beschädigungen der Anlage zu vermeiden. Die Berechnungen zur Ermittlung der ersten Biegeeigenfrequenz des Turms sind dem Anhang (A.2) zu entnehmen.

4.3 Matlab

Einige der im Rahmen dieser Arbeit geschriebenen Matlab-Programme sind in diesem Unterkapitel beschrieben. Der zugehörige Code dieser Programme befindet sich auf dem dieser Arbeit beigelegten Datenträger (CD) am Stuttgarter Lehrstuhl für Windenergie (SWE). Zu den Programmen der Stabilitätsuntersuchung mithilfe der Realteile der Eigenwerte und der Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten befinden sich ebenso Flussdiagramme im Anhang (A.4).

4.3.1 Programm zur Erstellung einer Parameterstudie

Im Rahmen dieser Arbeit ist ein Matlab-Programm entwickelt worden, mithilfe dessen es möglich ist die, innerhalb von SIMPACK benötigten, .subvar-Dateien zu manipulieren. Durch die Implementierung von for-Schleifen, sowie if-else-Bedingungen bearbeitet dieses Programm einzelne Einträge der .subvar-Dateien. Diese Dateieinträge beziehen sich auf Parameterwerte des in SIMPACK modellierten Antriebsstranges. Auf diese Weise werden die für eine Parameterstudie von SIMPACK benötigten Dateien generiert. Es erfolgt vor allem die Variation von Bauteildaten, wie der Masse und den Abmaßen, sowie der Trägheitsmomente. Dies ist die Grundlage der Studien mit statischem, sowie darüber hinaus auch mit dynamischem Antriebsstrang. Im späteren Verlauf der Arbeit wird der Antriebsstrang außerdem in Drehung versetzt, was es ermöglicht das Gesamtmodell des dynamischen Antriebsstranges im Betrieb zu untersuchen. Einige Parameter, wie zum Beispiel die Trägheitsmomente, werden außerdem durch Variation der mit ihnen gekoppelten Parameter indirekt beeinflusst. Diese Parameter sind in den Formeln nach 3.2.3 definiert. Näheres zu den verwendeten Bauteilparametern ist Kapitel 3 zu entnehmen. Dieses Matlab-Programm ist so geschrieben, dass es eine Parameterstudie derart durchführt, dass es immer zwei Parameter aller variierbaren Parameter wählt und diese variiert. Genauer gesagt wird jeder einzelne Parameter mit einem bestimmten Zahlenwert entsprechend dem Parameter des Ursprungsmodells vordefiniert. Weiterhin wird eine Schrittweite, sowie ein Maximum und ein Minimum jedes Pa-

rameters festgelegt. Durch die Verschachtelung von for-Schleifen geht das Programm jede Kombination innerhalb der definierten Grenzwerte der beiden ausgewählten Parameter durch, lädt die Werte in die .subvar-Datei und speichert diese ab. Dies erfolgt für jede mögliche Parameterkombination (aus immer zwei Parametern) aller zu variierenden Parameter. Im Endeffekt soll dies nach durchgeführten Simulationen dazu dienen Abhängigkeiten der Parameter untereinander zu erkennen. Matlab erstellt auf diese Weise mehrere tausend .subvar-Dateien, wovon jede einzeln in SIMPACK einzuspeisen ist um anschließend Simulationen damit durchzuführen. Damit SIMPACK dies durchführt sind allerdings noch Manipulationen an den von SIMPACK genutzten .spck-Dateien notwendig. Diese speichern unter anderem Daten des SIMPACK-Modells, sowie auch den Dateisuchpfad und den Namen der im Modell angewendeten .subvar-Datei. Weiterhin erfolgt die Erstellung von mehreren Listen in Form von .txt-Dateien, welche die Namen der .subvar-Dateien enthalten. Diese Textdateien helfen bei der nachfolgenden Matlab-induzierten SIMPACK-Simulation und dienen darüber hinaus dazu die erstellten Ergebnisdateien mithilfe weiterer Matlab-Programme ansteuern, zuordnen und analysieren zu können.

4.3.2 Programme zur Matlab-induzierten SIMPACK-Simulation

Durch Schreiben eines zweiten Matlab-Programmes, welches in der Lage ist Dateieinträge innerhalb der .spck-Dateien abzuändern und die .spck-Dateien zu überschreiben sind die neu erstellten .subvar-Dateien von SIMPACK aus den .spck-Dateien heraus ansteuerbar und es kann, mithilfe dieses zweiten Matlab-Programmes, SIMPACK aufgerufen werden, wodurch SIMPACK-Simulationen der kompletten Parameterstudie durch den einmaligen Aufruf eines Matlab-Programmes möglich sind. Nach jedem Simulationsdurchlauf von SIMPACK lädt das Programm die erstellte Ergebnisdatei ein und speichert sie unter anderem Namen ab. Dieser Schritt ist zwingend erforderlich, da SIMPACK die Ergebnisdatei nach jeder Simulationsdurchführung erneut überschreibt.

Zusätzlich kommt ein weiteres Matlab-Programm zum Einsatz, bei welchem es sich um eine Abwandlung des zuvor beschriebenen Programmes handelt. Es dient zur Ermittlung der Eigenwerte der Antriebsstrangkonfigurationen. Der Grund der Erstellung dieses Programmes ist, dass sich mithilfe der Eigenwerte eine Aussage über die Stabilität eines Systems machen lässt. Wie bereits in Kapitel 2.2 gezeigt, dient die Untersuchung der Realteile der Eigenwerte eines Systems der Überprüfung von dessen Stabilität. Dieses Programm dient darum dazu die .spck-Datei zu laden, die darin enthaltenen Dateieinträge bezüglich der .subvar-Dateien abzuändern und die so modifizierte .spck-Datei abzuspeichern. Anschließend erfolgt ein SIMPACK-Aufruf zur Berechnung der Gleichgewichtsbedingungen des Antriebsstranges bei der aktuellen Systemkonfiguration. Hierfür dient innerhalb von Matlab beim Aufrufen der .spck-Datei der Befehl "-static-equilibrium". Dies veranlasst SIMPACK dazu Gleichgewichtsberechnungen zu der Antriebsstrangkonfiguration durchzuführen, wie sie in der .spck-Datei vorliegt. Dadurch erfolgt in den Ausgabedateien des Antriebsstrangmodells die Erstellung einer .spckst-Datei, welche unter anderem die Gleichgewichtsbedingungen der zu untersuchenden Antriebsstrangkonfiguration enthält. Allerdings werden diese Einstellungen nicht automatisch als Ausgangsparameter in das Antriebsstrangmodell übernommen. Die .spckst-Datei, und damit auch die ermittelten Gleichgewichtsbedingungen, sind jedoch bei dem anschließenden Simpackaufruf zur Eigenwertberechnung mit implementierbar, indem die .spckst-Datei nach dem "-eigenvalues"-Aufruf durch den Befehl "-initial-state-file" mit anschließendem Dateipfad als Initialisierungsdatei für das Modell genutzt wird. Die Implementierung dieser Funktionen innerhalb von for-Schleifen erzeugt mithilfe von SIMPACK die Eigenwerte, sowie auch deren Imaginär- und Realteile und die zugehörigen Eigenfrequenzen jeder einzelnen Antriebsstrangkon-

figuration der Parameterstudie.

Zur Berechnung der Eigenwerte eines Systems, sowie dessen Imaginär- und Realteile, ist keine Anregung von außerhalb des Systems notwendig. Darum wird zum Zwecke der Ermittlung der Eigenwerte auch kein Lastsprung auf das System gegeben.

4.3.3 Programm zur Stabilitätsprüfung mithilfe der Realteile

Zu jeder Antriebsstrangkonfiguration liegen durch die Berechnungen des Programmes aus 4.3.2 nun unter anderem die Realteile der Eigenwerte vor. Diese können positiv, negativ oder 0 sein, was wiederum nach [24, S.148] einen Schluss darauf zulässt, ob das System stabil ist, oder nicht. Zur Stabilitätsprüfung der einzelnen untersuchten Antriebsstrangkonfigurationen mithilfe der Realteile dient ein weiteres Matlab-Programm, welches die SIMPACK-Ergebnisdateien bezüglich der Ermittlung der Eigenwerte einliest und die Datenwerte dahingehend überprüft, ob die Realteile ≤ 0 oder > 0 sind. Das Programm erstellt eine Ergebnismatrix mit logischen Operatoren. Jeder Realteil ≤ 0 führt dadurch in der Matrix auf einen 0-Eintrag, wohingegen ein Realteil > 0 zu einer 1 führt. Dies ermöglicht die Bestimmung einer Gesamtsystemstabilität unter Berücksichtigung aller logischer Operatoren. Falls einer der Operatoren einer Antriebsstrangkonfiguration (zweier bestimmter Parameterwerte) auf einen positiven Realteil schließen lässt, gilt diese Konfiguration im Gesamten als instabil. Dies bedeutet, dass eine Antriebsstrangkonfiguration dann als instabil gilt, wenn einer der Realteile ihrer Eigenwerte positives Vorzeichen hat. Weiterhin erstellt dieses Programm zu jeder Kombination von immer zwei in Abhängigkeit voneinander geprüften Parametern ein Diagramm, welches auf seinen Achsen die beiden variierten Parameter aufträgt. Jeder Datenpunkt im Diagramm entspricht hierbei einem Simulationsdurchlauf und wird je nach Ergebnis der Auswertung als stabil oder instabil gekennzeichnet, wie dies beispielhaft in Abbildung 4.2 zu erkennen ist.

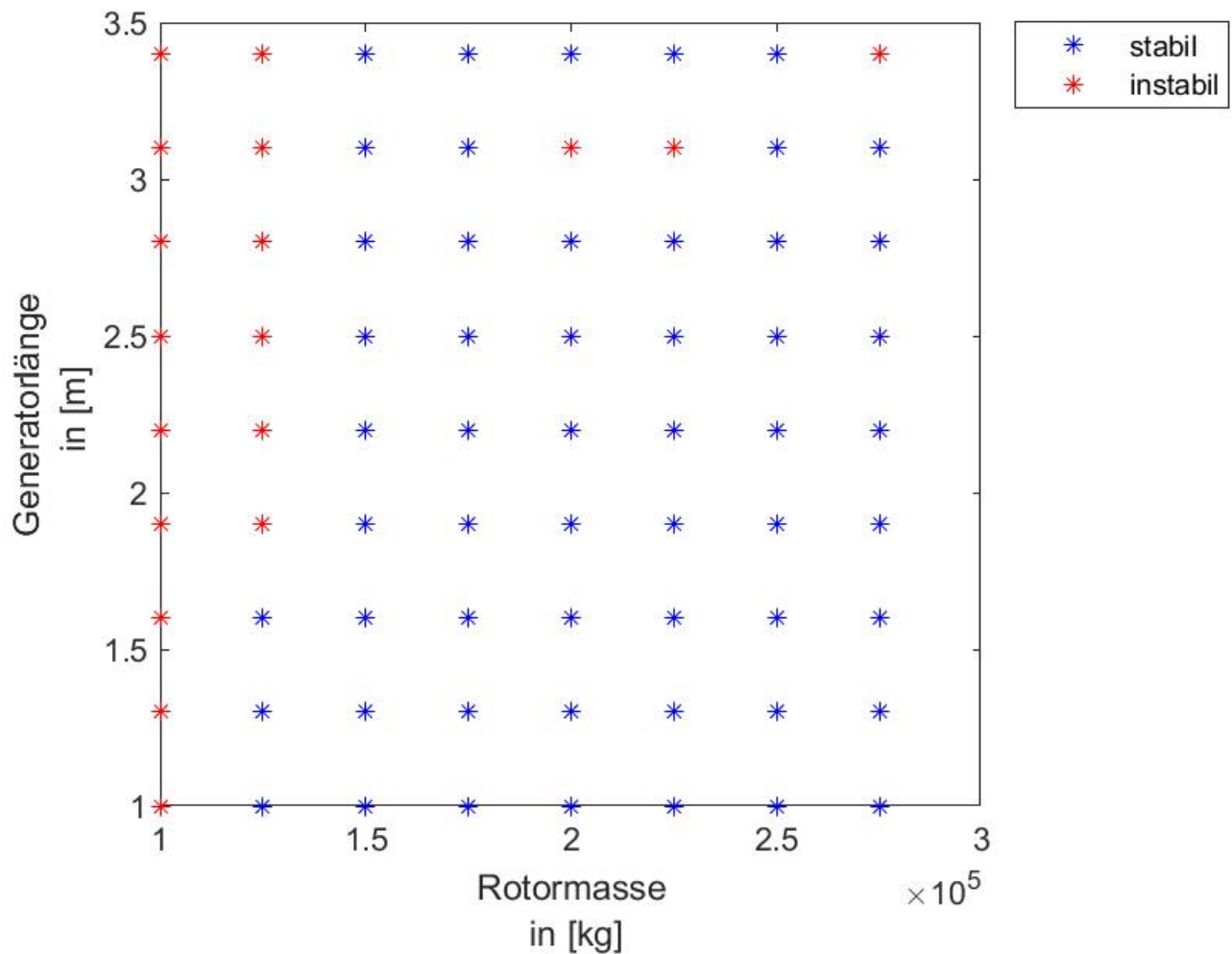


Abbildung 4.2: Stabilitätsüberprüfung des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatorlänge

Abbildung 4.2 stellt die Ergebnisse der Simpacksimulationen auf Grundlage der Realteile der Eigenwerte des Antriebsstranges dar. In dieser Abbildung ist die Variation von Generatorlänge und Rotormasse zu erkennen. Jeder Datenpunkt entspricht darum dem ursprünglichen Antriebsstrang mit der Ausnahme, dass die Parameter Generatorlänge, sowie Rotormasse die in dem Diagramm gezeigten Werte aufweisen. Damit lässt dieses Diagramm den Schluss zu, dass innerhalb der untersuchten Grenzwerte für die Parameter Generatorlänge und Rotormasse das Gesamtsystem unterhalb einer Rotormasse von etwa $1,25 \cdot 10^5 \text{ kg}$ instabil wird. Weiterhin zeigt sich, dass sich bei Variation dieser beiden Parameter eine große Generatorlänge negativ auf die Stabilität des Gesamtsystems auswirkt. Bei einer Rotormasse von $1,25 \cdot 10^5 \text{ kg}$ ist das System noch stabil, solange gilt: $l_{Gen} \leq 1,6 \text{ m}$. Insgesamt ist jedoch deutlich zu machen, dass diese Erkenntnisse zur Anlagenstabilität nur innerhalb der Grenzwerte der untersuchten Parameter gelten. Eine Erhöhung beispielsweise der maximalen Werte der Rotormasse wird, aufgrund einer sehr hohen Masse am einen Ende

des Antriebsstranges, logischerweise ab einem bestimmten Punkt ebenso zu einem instabilen System führen.

4.3.4 Programme zur Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten

Da die mithilfe des Matlab-Programmes aus Kapitel 4.3.3 erstellten Diagramme ein paar von den Erwartungswerten abweichende Datenpunkte enthalten, werden die Stabilitätswerte nun mithilfe weiterer Programme genauer untersucht. Die erwähnten Datenpunkte sind Stabilitätswerte, welche nicht zu den sie umgebenden Werten passen. Hierbei handelt es sich um vereinzelte Datenpunkte instabiler Systeme (rote Datenpunkte), welche sich in einem Feld aus Datenpunkten stabiler Systeme (blaue Datenpunkte) befinden, oder umgekehrt ("Ausreißerdatenpunkte"). Beispiele hierfür sind in den Abbildungen 4.5 und 4.6 zu erkennen.

Zu den ersten beiden Matlab-Programmen lässt sich sagen, dass sie detailliertere dreidimensionale Versionen der Abbildungen generieren, welche durch das Programm in Kapitel 4.3.3 erstellt werden. Für die dreidimensionalen Abbildungen findet allerdings nicht die Berechnung einer Gesamtsystemstabilität aus den einzelnen Werten der Realteile der Eigenwerte statt. Stattdessen erfolgt die Betrachtung jedes Realteils einzeln. Jede Wertekombination zweier Parameter entspricht einer einzigen SIMPACK-Simulation, welche auf mehrere Realteile der Eigenwerte führt. Jeder dieser Realteile wird nun einzeln betrachtet und abhängig von seinem Vorzeichen als stabil oder instabil bewertet. Die Realteile der Eigenwerte werden darüber hinaus durchnummeriert, um jeweils feststellen zu können, welcher Eigenwert bei den ersten Untersuchungen mit dem Programm aus Kapitel 4.3.3 für ein instabiles Gesamtsystem verantwortlich ist. Anschließend erstellt das Programm dreidimensionale Darstellungen. Auf den ersten beiden Achsen der Diagramme sind die beiden variierten Parameter verzeichnet, wohingegen auf der dritten Achse die Nummer des jeweiligen Eigenwertes aufgetragen ist.

Das zweite Programm funktioniert auf ähnliche Weise. Allerdings befindet sich hier auf der dritten Achse nicht die Nummer des zu untersuchenden Realteils, sondern der eigentliche Wert, den der Realteil annimmt, um feststellen zu können, ob es bestimmte Werte gibt, welche eher für die regulär instabilen Datenpunkte oder eher für die "Ausreißerdatenpunkte" zutreffen.

Darüber hinaus erfolgt mithilfe eines weiteren Matlab-Programmes eine Untersuchung bezüglich Parameterverhältnissen. Dies dient dazu die Position der "Ausreißerdatenpunkte" genauer untersuchen zu können und feststellen zu können, ob sich deren Position relativ zu den restlichen Datenpunkten durch den Bezug auf einen weiteren Parameter ändert. Typischerweise erfolgt innerhalb der Parameterstudie die Variation von Kombinationen aus immer zwei Parametern. Alle anderen Parameter innerhalb des Systems verbleiben unverändert und sind damit identisch mit denen des Ursprungsmodells. Die Position von Datenpunkten innerhalb eines Diagrammes, welches auf seinen Achsen die beiden variierten Parameter aufträgt, würde sich demnach nicht ändern, wenn diese Parameter auf andere Systemparameter bezogen werden. Eine Ausnahme hiervon bilden die Trägheitsmomente der Bauteile des Systems. Diese errechnen sich gemäß Kapitel 3.2.3 aus den Bauteilmassen und -abmaßen und damit aus den in der Parameterstudie variierten Parametern. Demnach werden die Trägheitsmomente der Bauteile innerhalb der Parameterstudie indirekt ebenso variiert. Das Matlab-Programm stellt Verhältnisse von den variierten Parametern zu den Trägheitsmomenten der Anlagenbauteile auf und erstellt daraus Diagramme, um die Verteilung von stabilen und instabilen Antriebsstrangkonfigurationen darzustellen.

4.3.5 Programm zur Ermittlung der Eigenfrequenzen mithilfe einer FFT

SIMPACK ist in der Lage mithilfe der "eigenvalues-calculation" die Eigenfrequenzen des Antriebsstranges zu berechnen. Dennoch kann zur Validierung dieser Werte eine eigene Eigenfrequenzberechnung erfolgen. Um die Eigenfrequenzen der unterschiedlichen Antriebsstrangkonfigurationen zu berechnen ist im Zuge dieser Arbeit ein weiteres Matlab-Programm entwickelt worden, welches eine FFT ("Fast-Fourier-Transformation") durchführt. Bei einer Fourier-Transformation erfolgt eine Zerlegung der einzelnen Schwingungen.

Mithilfe der FFT erfolgt die Transformation einer Funktion von dem Zeitbereich in den Frequenzbereich. Der Zweck der Transformation ist das Ermitteln von existierenden Eigenschaften, welche im Frequenzbereich leichter zu erkennen sind, als im Zeitbereich. (vgl. [26, S.190])

Hierzu zählt zum Beispiel die Frequenz der analysierten Schwingungsdaten. Abgesehen von den Eingangsdaten benötigt das Matlab-Programm zur Durchführung der FFT noch weitere Parameter. Von besonderer Relevanz sind die Abtastfrequenz f_{Abtast} , die Abtastdauer t_{Abtast} , die Signallänge L_{Signal} , sowie der Zeitvektor t_{Vektor} . Bei dem vorliegenden Programm sind die Werte dieser Variablen wie folgt gewählt:

- $f_{Abtast} = 100$
- $t_{Abtast} = \frac{1}{f_{Abtast}}$
- $L_{Signal} = 3000$
- $t_{Vektor} = (\Delta L_{L_{Signal}}) \cdot t_{Abtast}$

Wobei $\Delta L_{L_{Signal}} \in \mathbb{Z}$ mit $\Delta L_{L_{Signal}} = \{0, \dots, L_{Signal} - 1\}$. Die Abtastrate f_{Abtast} ist hierbei die Häufigkeit, mit welcher das Eingangssignal abgetastet wird. Die Abtastdauer t_{Abtast} , auch Abtastintervall genannt, entspricht dem Abstand zwischen zwei Abtastzeitpunkten. Diese ergibt sich aus der Schrittweite, welche zuvor in den "SIMPACK-Solver-Settings" einzustellen ist. Die Signallänge L_{Signal} entspricht der Anzahl der Datenpunkte eines Signals. Im vorliegenden Fall liegt dieser Wert bei 3000, was auf die ebenfalls innerhalb von SIMPACK eingestellten Werte der Dauer der eigentlichen Simulation (ab dem Zeitpunkt der Anregung) von jeweils 30 Sekunden und der Schrittweite von 0,01s zurückzuführen ist.

4.3.6 Programm zur Ermittlung der Luftspaltüberschreitung des Generatorankers

Da für einen funktionstüchtigen Antriebsstrang jedoch nicht nur die allgemeine Stabilität von Bedeutung ist, sondern sich auch weitere Parameter innerhalb definierter Grenzen befinden sollten, erfolgt weiterhin die Untersuchung einer Luftspaltüberschreitung des Generatorankers. Hierbei ist jedoch zu erwähnen, dass diese Untersuchung lediglich innerhalb des Rahmens der Möglichkeiten von SIMPACK durchgeführt wird. Dies bedeutet, dass hier lediglich die Auslenkung des Generatorankers in z-Richtung aufgrund eines auf den Rotor wirkenden Kraftstoßes von außen untersucht wird. Demnach finden mechanische Kräfte, sowie auch weitere Faktoren, wie die Verformung der Welle, in den Berechnungen Beachtung. Jedoch gehen die vorhandenen Magnetkräfte innerhalb des Generators, welche aufgrund der Anlagengröße zusätzliche Auslenkungen zur Folge haben können, hier nicht in die Berechnungen mit ein. Es ist zu erwähnen, dass die z-Richtung in diesem Modell der nach oben (entgegen der Gravitation) gerichteten Achse entspricht. Weiterhin ist zu sagen, dass es sich um eine Untersuchung handelt, bei der auf den Antriebsstrang kein über der Simulationszeit andauerndes Drehmoment wirkt.

In der Analyse durch dieses Matlab-Programm erfolgt lediglich die Untersuchung der Generatoraus-

lenkung der ersten Sekunden nach der Anregung eines Nickmomentes auf den Rotor von außen, da die äußere Krafteinwirkung auf den Rotor in manchen Fällen zusätzlich eine geringe Drehung der rotierenden Teile des Antriebsstranges verursacht, wodurch sich die in SIMPACK implementierten Sensoren am Generatoranker mitdrehen. An dem Generator befinden sich mehrere solcher Sensoren. Es werden die Daten der Sensoren im vorderen Bereich (Richtung Rotor der Windenergieanlage; linke Generatorseite in Abbildung 4.3) analysiert. Der Grund der Auswahl dieser Sensoren ist, dass die Auslenkung am vorderen Bereich des Generators, im Vergleich zum mittleren oder hinteren Generatorbereich, am stärksten ist, da dieser hinten mithilfe eines Festlagers gelagert ist. Translationen sind darum an dieser Stelle ausgeschlossen. Rotationen sind hingegen möglich.

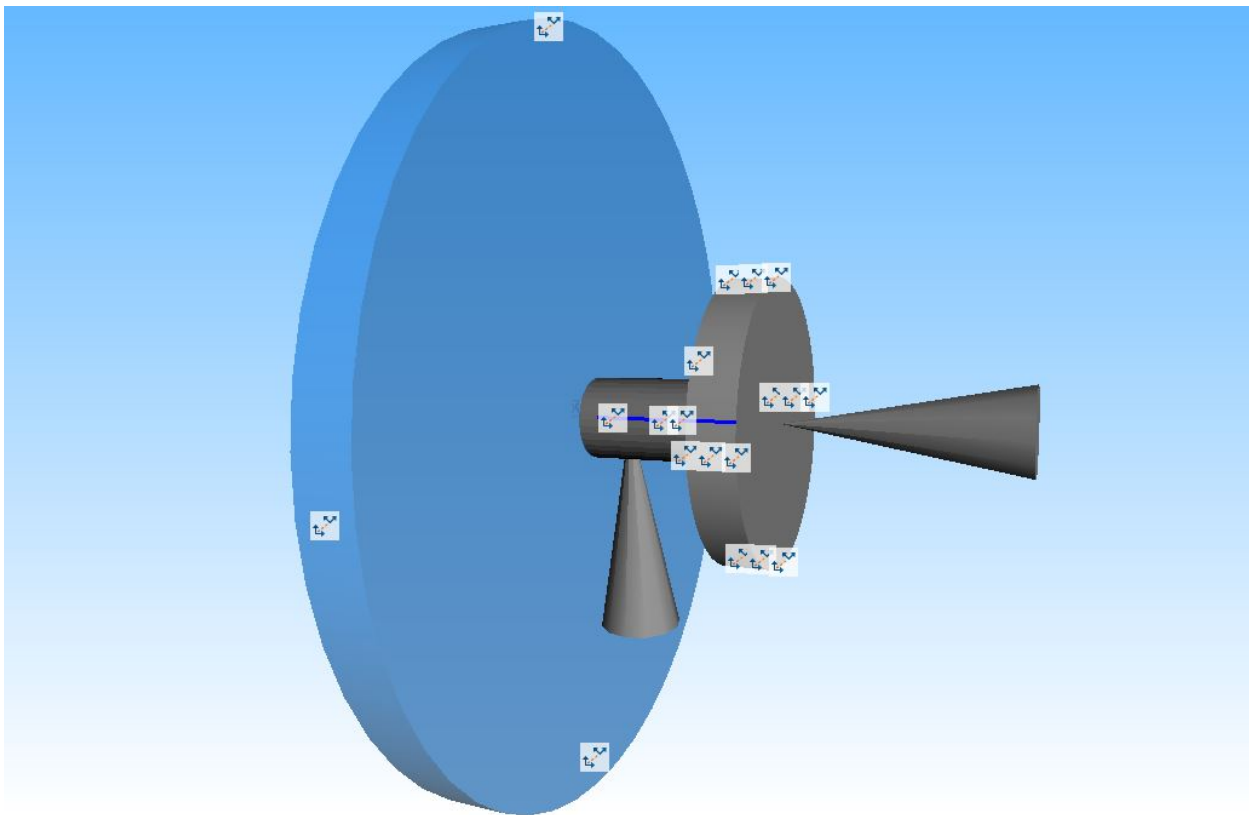


Abbildung 4.3: Generator mit Sensoren [1]

Abbildung 4.3 zeigt den Generator mit Festlager in SIMPACK. Bei einem Nicken des Rotors besitzen die Sensoren auf der linken Generatorseite die größte Auslenkung.

Die Betrachtung der ersten Sekunden nach der Anregung reicht für die Analysen dieses Matlab-Programmes vollkommen aus, da nur die maximal möglichen Auslenkungen, welche die Sensoren aufnehmen, untersucht werden sollen und diese bei einem stabilen Antriebsstrang unter einmaliger Anregung von Außen mit zunehmender Zeit abklingen.

Die Auslenkung des Sensors an der oberen Kante des Generatorankers während einer Anregung auf das System von Außen zeigt, inwieweit sich der Anker innerhalb des Luftspaltes in z-Richtung (nach oben und unten) bewegt. In Abbildung 4.4 ist eine solche Auslenkung dargestellt. In diesem Fall erfolgt, ausgehend vom ursprünglichen Antriebsstrangmodell, die Betrachtung eines Antriebs-

stranges mit einem Generatordurchmesser von 7m und einem Wellenaußendurchmesser von $2,5\text{m}$. Die Abbildung 4.4 zeigt ein Diagramm mit einer einzelnen Kurve. Auf der Horizontalachse ist die Zeit t [s] aufgetragen, wohingegen die Vertikalachse die Auslenkung des Generatorankers [mm] angibt. Die Kurve in dem Diagramm beginnt bei $t = 40\text{s}$ mit einer relativ hohen Frequenz zu schwingen. Insgesamt nehmen die Amplituden der Schwingung jedoch über der Zeit ab.

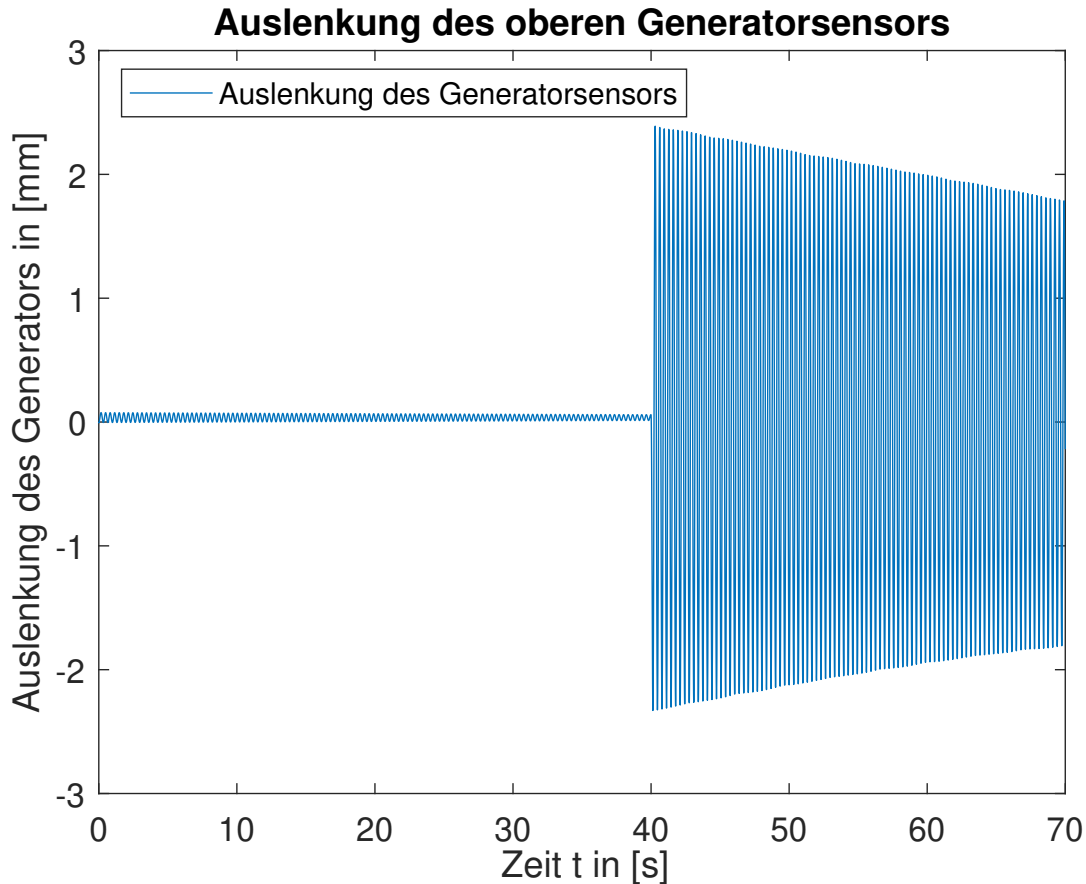


Abbildung 4.4: Auslenkung des oberen Generatorsensors in z-Richtung

Die ersten 40s in Abbildung 4.4 dienen nicht der eigentlichen Simulation, sondern sind für numerische Einschwingvorgänge innerhalb des Modells vorgesehen. Daraufhin folgt eine Krafteinwirkung, welche Schwingungen im System auslöst. Wie deutlich zu erkennen ist, sind die Amplituden dieser Schwingungen nur relativ gering. Anhand der Auslenkung auf der Vertikalachse ist abzulesen, dass bei dieser Antriebsstrangkonfiguration der maximale Wert der Auslenkung in z-Richtung bei etwa $2,39\text{ mm}$ liegt. Diesen Maximalwert nutzt das Matlab-Programm, um festzustellen, ob der Generatoranker zu weit ausgelenkt ist. Für die Berechnungen selbst nutzt das Programm allerdings die Sensordaten von mehreren Sensoren. So ist bei der untersuchten Krafteinwirkung sowohl das größte Maximum des oberen Generatorsensors, als auch das kleinste Minimum des unteren Generatorsensors von Bedeutung. Für die Analysen wird derjenige Wert verwendet, welcher betragsmäßig größer ist. Bei der DTU-10-MW-Anlage sollte der Luftspalt nach [37, S.1393] eine Breite von 10mm aufweisen. Dies bedeutet, dass in dem hier dargestellten Fall keine

Überschreitung des Luftspaltes vorliegt. Wie zuvor bereits erwähnt erfolgt hier allerdings keine Berücksichtigung der Magnetkräfte, weshalb diese Untersuchungen keine vollständige Abbildung der Realität darstellen. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Schwingung im Laufe der Zeit abnimmt. Dies ist vor allem der im System vorhandenen Dämpfung zuzuschreiben. Die Dämpfung ist in dem Antriebsstrangmodell auf die Welle zurückzuführen, welche in SIMPACK als "Linear Simbeam" ausgeführt ist (vgl. 3.1.1).

Neben der Darstellung in Abbildung 4.4 erstellen die zugehörigen Matlab-Programme auf Basis der maximalen Auslenkungswerte zweidimensionale und dreidimensionale Diagramme. Bei den 2-D-Abbildungen sind auf den Achsen die beiden variierten Parameter aufgetragen. Sie weisen blaue und rote Datenpunkte auf und unterscheiden damit lediglich, ob die 10mm-Grenze des Luftspaltes überschritten wird (roter Datenpunkt) oder nicht überschritten wird (blauer Datenpunkt). Die 3-D-Abbildungen stellen eine Erweiterung zur genaueren Analyse der Daten dar, indem sie auf ihrer dritten Achse zusätzlich darstellen inwieweit der Generatoranker in den Luftspalt hineinragt. Dies eröffnet die Möglichkeit auch Toleranzen zusätzlich zur 10mm-Grenze zu berücksichtigen, da bei einer Überschreitung der 10mm-Grenze bereits Bauteilbeschädigungen zu erwarten sind und auf diese Weise bereits vorher zu erkennen ist, ob bei weiterer Variierung (Zunahme/Abnahme) bestimmter Parameter Grenzüberschreitungen folgen könnten.

4.3.7 Programm zur Ermittlung der maximalen Durchbiegungen der Welle

Bezüglich der Funktionstüchtigkeit der Welle des Antriebsstranges ist ebenso ein relevanter Faktor, dass die auf die Welle einwirkende Biegebeanspruchung nicht zu groß ist, da dies zu plastischer Verformung führen kann. Aufgrund dessen ist in dieser Arbeit ebenfalls eine Untersuchung zur maximalen Durchbiegung der Welle entstanden. Variiert wird hierbei einerseits die Stärke der Beanspruchung (Krafteinwirkung auf den Antriebsstrang). Andererseits erfolgt darüber hinaus die Durchführung einer Parameterstudie unterschiedlicher Bauteilkonfigurationen des Antriebsstranges innerhalb derer die Krafteinwirkung gleich groß bleibt.

In SIMPACK erfolgen zunächst auf Basis des Ursprungsmodells des Antriebsstranges bei unterschiedlich starken Böen "Offline-Time-Integration"-Simulationen. Durch Verwendung zweier Sensoren erfolgt die Aufnahme der Durchbiegung der Welle über der Zeit (genauerer hierzu siehe Kapitel 4.4.4.3). Das Programm ermittelt die vollständige Durchbiegung der Welle aus den Sensordaten beider Sensoren zusammengenommen, wobei der erste Sensor die Auslenkung der Welle zwischen Wellenanfang und Loslager misst. Der zweite Sensor nimmt die Auslenkung zwischen Loslager und Wellenende auf. Anschließend erfolgt die Ermittlung der Maximalwerte der Durchbiegung über dem Messzeitraum. Daraus lässt sich feststellen, wie stark sich die Welle bei der entsprechenden Böe durchbiegt. Aus diesen Daten ergeben sich die Diagramme der Abbildungen 4.25 und 4.26. In Abbildung 4.26 sind zusätzlich noch die gemäß der Formeln 4.3 und 4.4 ermittelten Grenzwerte der maximal erlaubten Durchbiegung der Welle verzeichnet.

Neben der Untersuchung des Ursprungsmodells kommt weiterhin eine Parameterstudie zum Einsatz, in welcher bei unterschiedlichen Bauteilparametern die maximalen Durchbiegungen der Welle nach demselben Prinzip ermittelt werden. Anschließend erfolgt die Sortierung der Daten nach der Stärke der Wellendurchbiegung, um feststellen zu können welche Parameter/Parameterkombinationen einen besonders großen Einfluss auf die Durchbiegung nehmen.

4.4 Simulationen mit SIMPACK

4.4.1 Parametervariationen

Zu beachten ist, dass alle durchgeführten Simulationen nur im Rahmen des in dieser Arbeit erstellten SIMPACK-Modells, sowie dessen Berechnungsmethoden und Genauigkeit gültig sind. Weiterhin ist zu erwähnen, dass bei der durchgeführten Parameterstudie und den darauf aufbauenden Simulationen in jedem Fall das SIMPACK-Ausgangsmodell des virtuell aufgebauten Antriebsstranges zugrunde liegt. Im Zuge der Simulationen zur Analyse der Stabilität des Antriebsstranges ist zu jeder Zeit immer nur eine Parameterkombination am System direkt verändert worden, wobei die restlichen Parameterwerte denen des Ursprungsmodells entsprechen. Innerhalb dieser Parameterkombination erfolgt weiterhin von Datenpunkt zu Datenpunkt lediglich die Abänderung eines Parameters. Dies hat allerdings durchaus seine Berechtigung, da Einflüsse auf ein System am besten zu beobachten und zu analysieren sind, wenn lediglich eine geringe Anzahl (im besten Fall lediglich eine Größe) an Parametern und Einflüssen im und auf das System variiert werden. Die Parameterbereiche der durchgeführten Simulationen, sowie auch die daraus resultierenden Abbildungen in Kapitel 4 beziehen sich auf die in den Tabellen 1 und 3 gelisteten Werte. Ausnahmen davon stellen lediglich die Abbildung 4.2 als beispielhafte Darstellung des Vorgehens der Untersuchungen dar, sowie die Abbildungen 4.8, 4.9 und 4.10, da diese zur genaueren Untersuchung der Stabilitäten erweiterte Parameterbereiche verwenden.

4.4.2 Stabilitätssimulationen

4.4.2.1 Allgemein

Grundsätzlich lässt sich über die in dieser Arbeit durchgeführten Stabilitätssimulationen sagen, dass diese auf der angewendeten Parameterstudie aufbauen. Auf Basis des verwendeten Antriebsstrangmodells der Windenergieanlage in SIMPACK hat sich gezeigt, dass bei einem Großteil der untersuchten Parameterkombinationen diese bezüglich der Gesamtstabilität des Antriebsstranges nicht voneinander abhängen. Weiterhin gibt es bei der Stabilität in manchen Fällen Abhängigkeiten zwischen zwei untersuchten Parametern, welche rein bei Betrachtung der Eigenwerte für unterschiedliche Parameterwerte nicht klar zu differenzieren sind, da die einzelnen variierten Parameter sich wiederum auf mehrere andere Parameter auswirken, welche ihrerseits wiederum Einfluss auf die Stabilität nehmen. Dies führt in den Stabilitätsplots dazu, dass keine eindeutig abgegrenzten stabilen und instabilen Bereiche vorhanden sind. Einige der Parameterkombinationen hingegen zeigen innerhalb des kompletten untersuchten Parameterbereichs stabiles Verhalten. Von besonderem Interesse sind allerdings die Parameterkombinationen, bei denen innerhalb der untersuchten Wertebereiche ihre Abhängigkeit voneinander gut zu erkennen ist. Bei diesen Parameterkombinationen bilden sich eindeutige Bereiche stabilen, sowie Bereiche instabilen Verhaltens aus. Auf diese Parameterkombinationen, welche bezüglich der Stabilität eine Abhängigkeit voneinander aufweisen geht dieses Unterkapitel nun genauer ein.

4.4.2.2 Abhängigkeit Rotormasse und Generatorlänge

In diesem Unterkapitel erfolgt eine Untersuchung der Stabilität des Antriebsstranges mithilfe einer Parameterstudie bei einer Variation der Masse des Rotors und der Länge des Generators. Gemäß Kapitel 2.2 erfolgt anhand der Realteile der Eigenwerte des Systems die Unterscheidung in stabile und instabile Antriebsstrangkonfigurationen. Die Lagerposition des Loslagers ist in den Simulationen dieser Arbeit von anderen Parametern entkoppelt. Dies bedeutet, dass sich die Loslagerposition in SIMPACK nicht in Abhängigkeit von anderen (variierten) Parametern (wie zum Beispiel der Länge von Welle oder Generator) ändert. Stattdessen ist die Position des Loslagers in SIMPACK als

absoluter Wert mit $1,35m$ Entfernung zum Anschluss der Welle an den Rotor vorgegeben, wobei innerhalb der vollständigen Parameterstudie zusätzlich die Loslagerposition als einer der zu untersuchenden Parameter variiert wird.

In Abbildung 4.5 ist ein Diagramm zu erkennen, welches auf seiner Horizontalachse die Rotormasse $[kg]$ und auf seiner Vertikalachse die Generatorlänge $[m]$ aufweist. Weiterhin sind einzelne Datenpunkte in blau, sowie in rot dargestellt. Der linke Bereich des Diagramms weist ein Feld roter Datenpunkte auf, wohingegen der rechte Diagrammbereich (vor allem oberhalb von $m_{Rotor} = 1,5 \cdot 10^5 kg$) bis auf wenige Ausnahmen mit blauen Datenpunkten gefüllt ist.

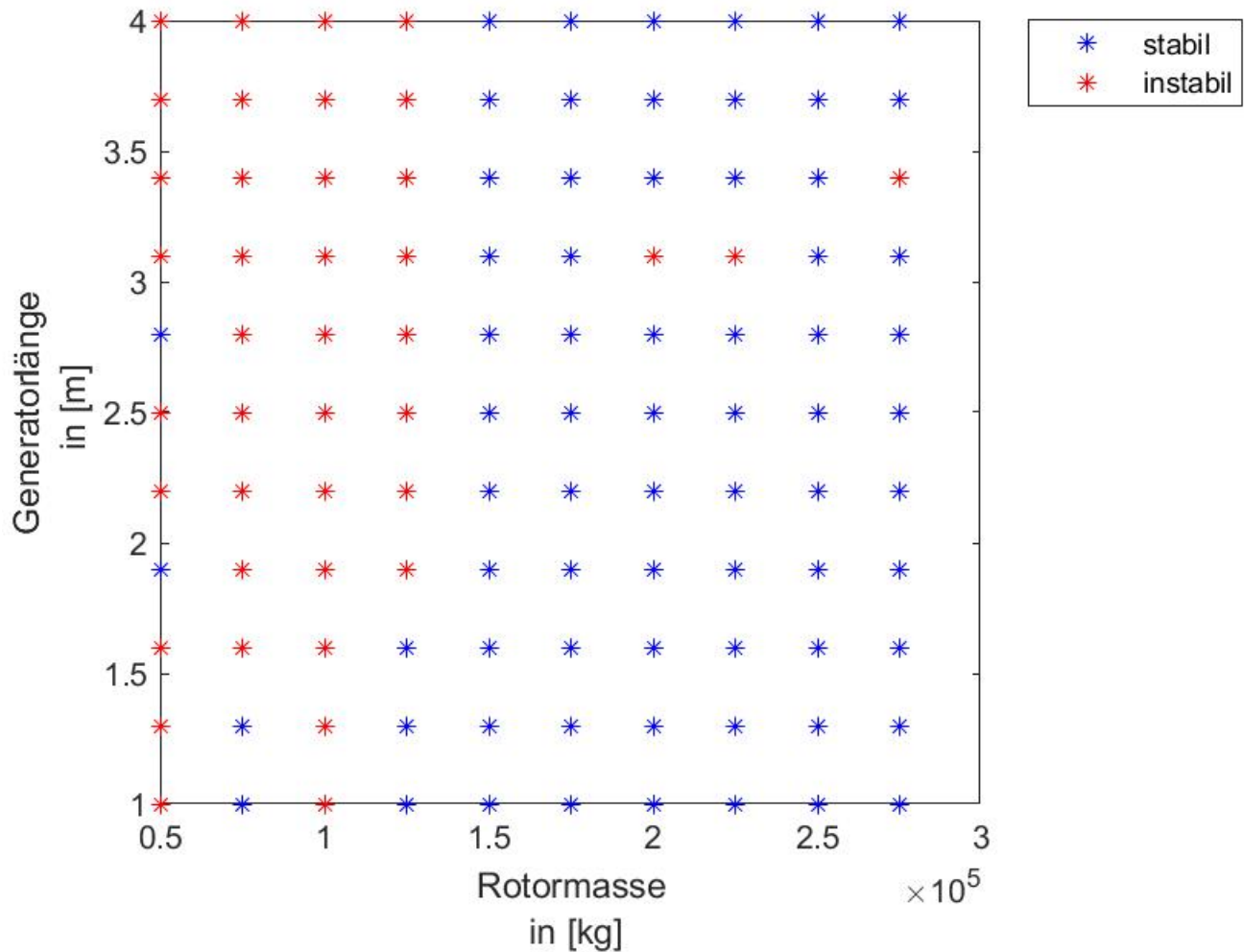


Abbildung 4.5: Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatorlänge

Abbildung 4.5 zeigt das Ergebnis der Untersuchung der Antriebsstrangstabilität bei einer Variation der Parameter Generatorlänge und Rotormasse. Das Ursprungsmodell entspricht dem Datenpunkt bei den Werten $m_{Rotor} = 225000kg$ und $l_{Gen} = 1,6m$. Durch eine Variation einer der beiden Parameter auf einen anderen Wert ergibt sich eine bezüglich dieses Parameters vom Ur-

sprungsmodell abweichende Antriebsstrangkonfiguration. Je nachdem, ob sich bei der Untersuchung mithilfe von SIMPACK bei einer solchen Antriebsstrangkonfiguration Realteile der Eigenwerte ergeben die allesamt negativ sind (stabiles System), oder ob es mindestens einen positiven Realteil gibt (instabiles System) ergibt sich ein blauer (stabil) oder ein roter (instabil) Datenpunkt. Es ist erkennbar, dass das System bei Rotormassen von $m_{Rotor} \geq 1,5 \cdot 10^5 kg$ stabiles Verhalten aufweist. Für geringere Werte der Rotormasse folgen eher instabile Werte. Weiterhin sind die Werte auch eher für geringe Generatorlängen stabil. Bei größeren Längen des Generators neigen die Werte zu Instabilität. So liegt ab einer Generatorlänge von $l_{Gen} \geq 1,9m$ bei einem Wert der Rotormasse von $m_{Rotor} = 125000kg$ ein instabiles System vor, welches bei geringerer Generatorlänge noch stabil ist. Zu den aus Abbildung 4.5 gewonnenen Erkenntnissen zählt, dass die beiden übereinander aufgetragenen Parameter voneinander abhängig sind. Wären die beiden untersuchten Parameter bezüglich der Anlagenstabilität nicht voneinander abhängig, so würde sich ein Schaubild ergeben, bei welchem jede Datenpunktreihe oder -spalte mit den restlichen identisch ist. Somit liefert Abbildung 4.5 ein wichtiges Stabilitätskriterium des Antriebsstranges: Das Parameterverhältnis von Rotormasse und Generatorlänge. Erklären lässt sich das Stabilitätsverhalten aus Abbildung 4.5 wie folgt:

Da das Antriebsstrangmodell in SIMPACK so aufgebaut ist, dass eine Erhöhung der Generatorlänge zur selben Position des Loslagers führt, wie zuvor, der Generator demnach nur "nach hinten" (weg vom Rotor) eine Verlängerung erfährt, ergibt sich, dass die Generatormasse bei verlängertem Generatoranker im Gesamten weiter nach hinten verlagert ist. Daraus folgt wiederum ein Ungleichgewicht des Antriebsstranges. Bezogen auf das Loslager an der Welle ist die Massenverteilung demnach bei einer höheren Generatorlänge eher Richtung Generator verlagert, was zu Instabilitäten bei größerer Generatorlänge, sowie bei geringerer Rotormasse führt. Demnach ist es möglich, dass eine Instabilität des Gesamtsystems aus einer ungleichen Massenverteilung am Antriebsstrang resultiert. Die in Unterkapitel 4.4.2.3 dargestellten Ergebnisse untermauern diese These zusätzlich.

4.4.2.3 Abhängigkeit Rotormasse und Generatormasse

Dieses Unterkapitel beschäftigt sich ebenfalls mit der Untersuchung der Stabilität. Allerdings erfolgt nun die Variation der Parameter Generatormasse und Rotormasse. Das Stabilitätskriterium, welches hier Anwendung findet, bezieht sich wiederum auf die Vorzeichen der Realteile der Eigenwerte.

In Abbildung 4.6 ist ein Diagramm zu sehen, welches die Generatormasse $[kg]$ über der Rotormasse $[kg]$ aufträgt. Auffällig ist, dass die linke Diagrammseite nahezu ausschließlich rote Datenpunkte aufweist, während die rechte Diagrammseite praktisch nur blaue Datenpunkte zeigt.

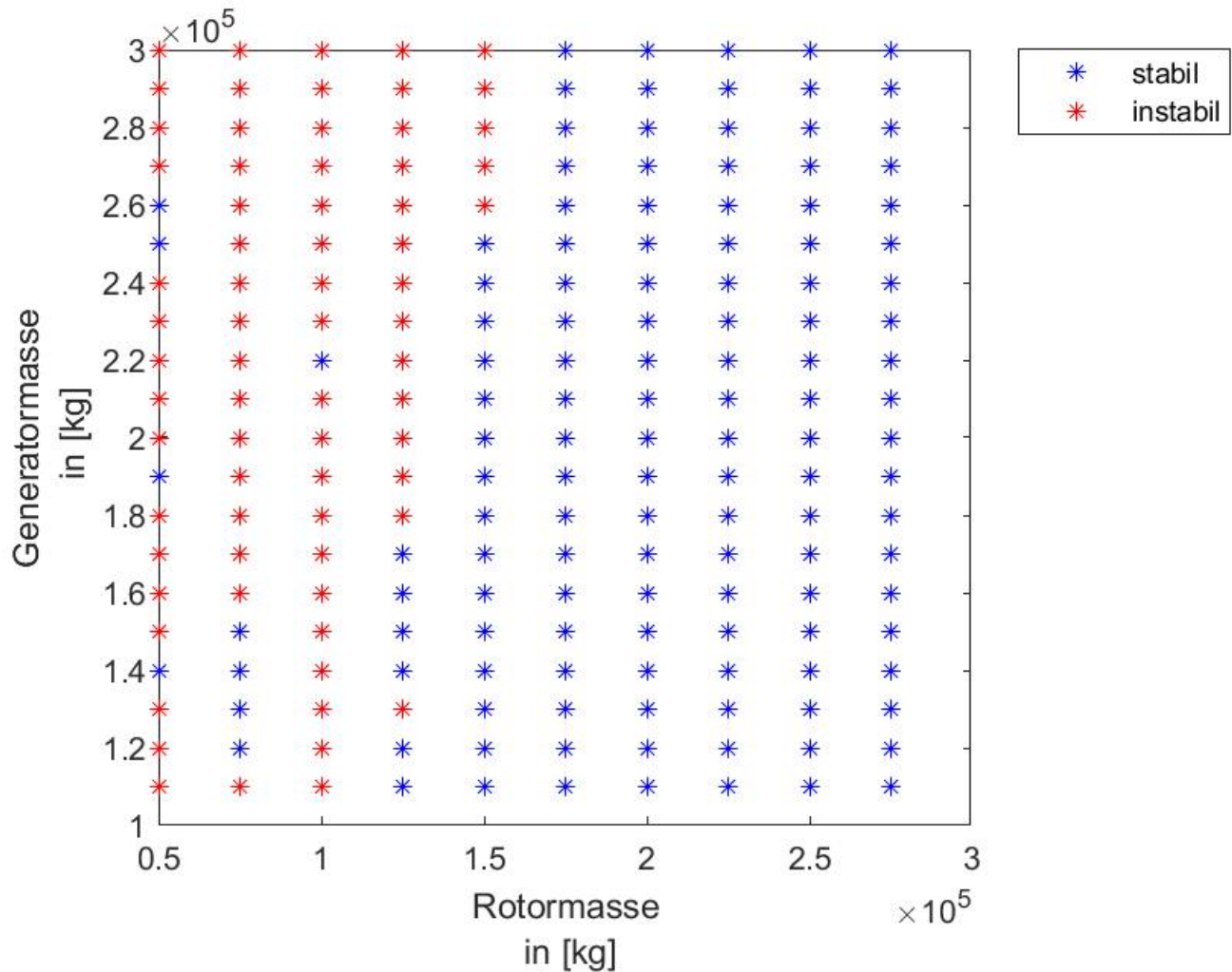


Abbildung 4.6: Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatormasse

Abbildung 4.6 zeigt die Abhängigkeit der Parameter Rotormasse und Generatormasse voneinander in Bezug auf die Stabilität des Antriebsstranges. Die Untersuchung dieser Kombination ist insofern interessant, als dass sie eine Überprüfung der zuvor aufgestellten These der Instabilität aufgrund des Massenungleichgewichts innerhalb des Antriebsstranges ermöglicht. Es ist zu erkennen, dass das System grundsätzlich bei einer hohen Generatormasse oder bei einer niedrigen Rotormasse instabiles Verhalten aufweist. Insbesondere, wenn beide Fälle gleichzeitig auftreten ist dies der Fall. Diese Wechselwirkung bedeutet, dass die Instabilität höchstwahrscheinlich tatsächlich auf das Ungleichgewicht zwischen Rotormasse und Generatormasse zurückzuführen ist und die zuvor aufgestellte These zutrifft. Die Verteilung der stabilen und instabilen Datenpunkte legt damit nahe, dass ein Ungleichgewicht im Antriebsstrang vorliegt, falls eine zu schwere Dimensionierung des Generators und eine zu leichte Dimensionierung des Rotors vorliegt. Aus dieser Untersuchung resultiert demnach, dass (ausgehend von den Werten des Ursprungsmodells) leichtere Generatoren sogar zu stabileren Antriebsstrangkonfigurationen führen können, was den Schluss

zulässt, dass Leichtbauvarianten des Generators eine in Betracht zu ziehende Lösung darstellen. Diese Aussage gilt logischerweise innerhalb des untersuchten Parameterbereichs von m_{Gen} und m_{Rotor} , wobei sich dieser Parameterbereich über Werte sowohl oberhalb, als auch unterhalb der ursprünglichen, recherchierten, Parameterwerte der DTU-10-MW-Anlage erstreckt. Hierbei sind die Grenzen der untersuchten Parameter bereits sehr großzügig gewählt. Zur Verdeutlichung: Die Werte des Ursprungsmodells von Generatormasse und Rotormasse betragen $m_{Gen} = 170000kg$ und $m_{Rotor} = 225000kg$. Die Rotormassen, welche hier das untere Minimum des Diagramms markieren sind bei einer Einzelblattmasse von typischerweise etwa $m_{Blatt} = 41000kg$ (vgl. Gleichung 4.1) sehr tief gewählt und sollen auch nur der Veranschaulichung dienen, um zu zeigen, dass sich Instabilitäten eher bei noch geringerer Rotormasse und gleichzeitig höherer Generatormasse ergeben. Die Einzelblattmasse ergibt sich dabei mit den exakten Werten für Rotormasse m_{Rotor} und Nabenmasse m_{Nabe} nach [3, S.11, S.64] aus:

$$m_{Blatt} = \frac{m_{Rotor} - m_{Nabe}}{n_{Blatt}} = \frac{227962kg - 105520kg}{3} = 40814kg \quad (4.1)$$

Demgegenüber liegen stabile Antriebsstrangkonfigurationen, bezogen auf das Ursprungsmodell, eher bei höheren Rotormassen und gleichzeitig geringeren Generatormassen vor. Dies zeigt sich auch bei einem Blick auf Abbildung 4.7. Dort erfolgt im Modell die Untersuchung der Stabilitäten bei noch geringeren Generatormassen. Diese Untersuchungen sind insoweit berechtigt, als dass es auch möglich ist Generatoren in Leichtbauvarianten auszufertigen. Da das Gesamtsystem nach Untersuchung innerhalb der bisherigen Wertebereiche der Parameter bei geringeren Generatormassen stabilere Werte annimmt (übrige Parameter entsprechend dem Ursprungsmodell) ist eine solche Leichtbauweise der Generatoren im Antriebsstrang durchaus eine sinnvolle Option. Vor allem auch, um Material und somit ebenfalls Kosten einzusparen liegt es nahe eine Leichtbauvariante des Generators in Betracht zu ziehen, zumindest dann, wenn bezüglich der Rotormassen ebenfalls Gewicht eingespart werden soll und diese darum geringer sind. Hierbei ist jedoch wiederum zu erwähnen, dass die hier ermittelten Ergebnisse lediglich im Rahmen des Ursprungsmodells und dessen Parameter gültig sind. Abbildung 4.7 zeigt auf seiner Horizontalachse wiederum die Rotormasse [kg]. Die Vertikalachse beschreibt, genau wie in Abbildung 4.6, die Generatormasse. Allerdings nimmt diese in Abbildung 4.7 weitaus geringere Werte an. Es sind wiederum rote und blaue Punkte zu erkennen, wobei die blauen Punkte nahezu das gesamte Diagramm ausfüllen. Die roten Punkte hingegen sind nur am linken Rand des Diagramms vorhanden.

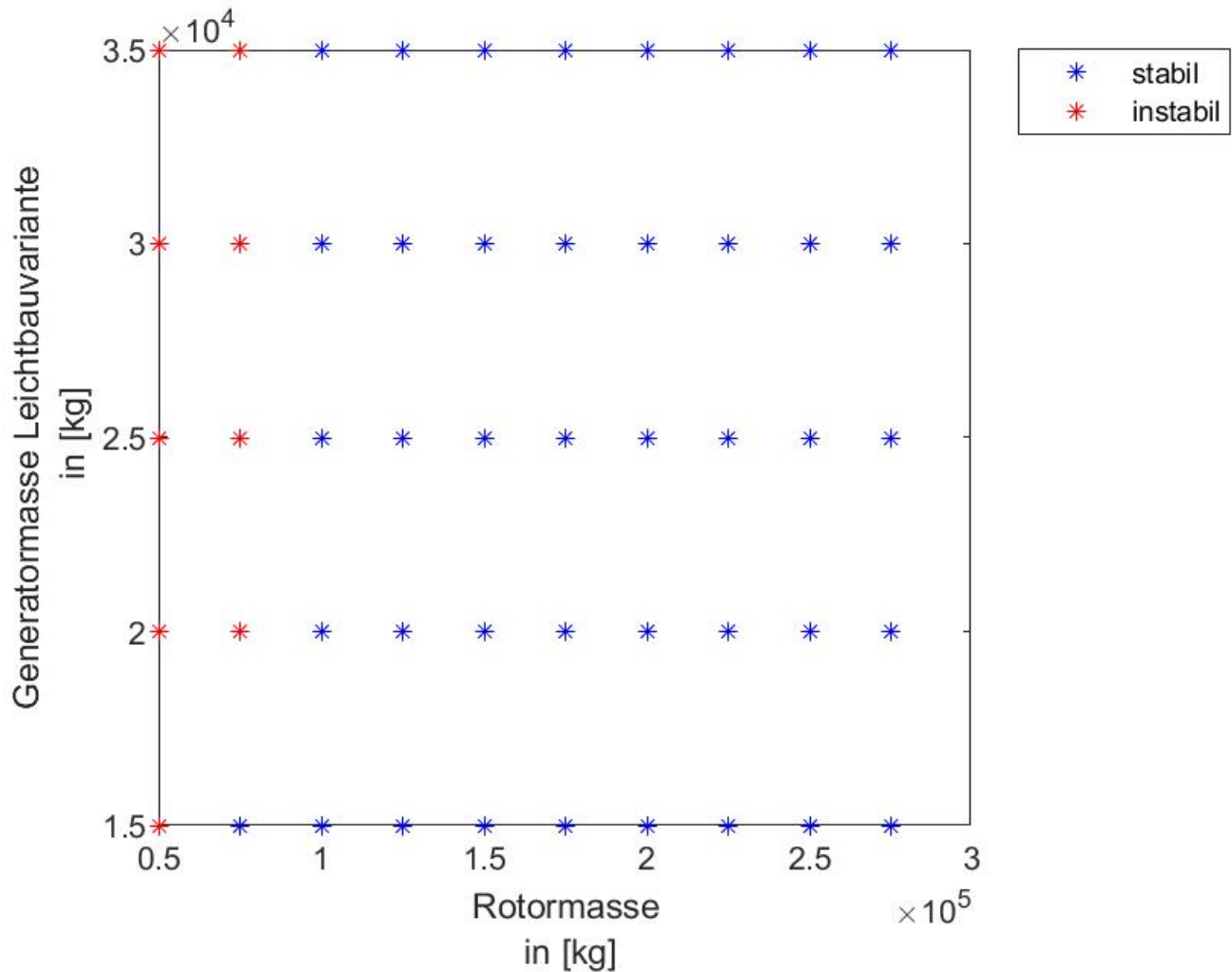


Abbildung 4.7: Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatormasse. Untersuchung einer Leichtbauweise des Generators.

Zur weiteren Untersuchung der Abhängigkeit von Generatormasse und Rotormasse stellt Abbildung 4.7 die Variation dieser beiden Parameter dar, wobei im Gegensatz zu dem Diagramm in Abbildung 4.6 der Vertikalachsenbereich tiefer gewählt ist. Dies soll eine Untersuchung geringerer Generatormassen, wie sie zum Beispiel durch den Einsatz von Leichtbaumethoden ermöglicht wird, erlauben. Aufgrund der relativen Einfachheit des SIMPACK-Modells wird hier tatsächlich nur von einer geringeren Generatormasse ausgegangen. Eine Abänderung der Generatorgeometrie geht hier nicht in die Simulationen mit ein. Der Grund hierfür ist nicht zuletzt auch, dass es viele unterschiedliche Möglichkeiten der Umsetzung einer solchen Generatorleichtbauvariante gibt, die den Rahmen lediglich eines Anteils einer Arbeit sprengen würden. So können, je nach Bauweise, die Generatoren sogar dieselben Abmaße besitzen, sich allerdings dennoch in ihrem Gewicht unterscheiden. In Abbildung 4.7 liegen vor allem stabile Antriebsstrangkonfigurationen (blaue Datenpunkte) vor. Die untersuchte Leichtbauvariante des Generators lässt darauf schließen, dass sich das Gesamtsystem vor allem im Falle von niedrig gewählten Rotormassen ($m_{Rotor} = 5 \cdot 10^4 \text{ kg}$ bis

$m_{Rotor} = 7,5 \cdot 10^4 kg$) bei geringeren Generatormassen stabiler verhält als bei höheren Generatormassen. Hierbei ist jedoch zu erwähnen, dass der Wertebereich innerhalb der Parameterstudie so gewählt ist, dass die Untersuchung der Stabilität in Richtung geringerer Rotormassen (bezogen auf den Ursprungswert von $m_{Rotor} = 225000kg$) erfolgt, da vor allem Leichtbauvarianten für das System von Interesse sind. Um Material und somit ebenfalls auch Kosten einzusparen ist eine Leichtbauweise des Generators vor allem dann in Betracht zu ziehen, wenn bezüglich der Rotormassen ebenfalls Gewicht eingespart werden soll und diese darum geringer sind. Wie die Abbildungen 4.6 und 4.7 zeigen ergeben sich schließlich bei geringerer Rotormasse stabilere Punkte für eine gleichzeitig geringere Generatormasse. Abbildung 4.7 zeigt, dass sich der in Abbildung 4.6 zu vermutende Trend der Stabilität bei geringeren Generatormassen fortsetzt. Dies untermauert somit die These, dass die hier untersuchte Systeminstabilität bezüglich des Ursprungsmodells auf eine ungleiche Massenverteilung von m_{Rotor} und m_{Gen} im Antriebsstrangmodell zurückgeführt werden kann.

Die bis zu diesem Punkt gewonnenen Erkenntnisse legen damit nahe, dass es im Antriebsstrang aufgrund einer ungleichen Massenverteilung zu instabilem Verhalten kommen kann. Die Massenverteilung ergibt sich aufgrund der Massen von Rotor, Welle und Generator, wobei die Wellenmasse hierbei den geringsten Einfluss ausübt, da sie sich einerseits direkt am Loslager befindet, was bei dieser Massenverteilung einen relativ festen Punkt im System darstellt und sich andererseits räumlich gesehen in der Mitte zwischen Rotor und Generator befindet. Aufgrund des Stabilitätsverhaltens der Abbildungen 4.6 und 4.7 und der These, dass sich die Instabilitäten durch eine ungleiche Massenverteilung ergeben, ist eine Untersuchung interessant, bei der nicht nur die Variation von Generatormasse und Rotormasse erfolgt, sondern weiterhin auch eine Variation der Position des Loslagers an der Welle mit einbezogen wird. Erwartungsgemäß sollte sich durch eine Verschiebung des Loslagers in Richtung Generator ein stabileres Verhalten einstellen. In Unterkapitel 4.4.2.4 erfolgen darum Untersuchungen der Variation von Rotormasse und Generatormasse bei zwei unterschiedlichen Loslagerpositionen.

4.4.2.4 Abhängigkeit Rotormasse, Generatormasse und Loslagerposition

Dieses Unterkapitel beschäftigt sich, entsprechend der Überlegungen aus Kapitel 4.4.2.3, neben der Variation der Massen von Rotor und Generator, zusätzlich mit einem nach hinten (Richtung Generator) verschobenen Loslager und stellt diese Untersuchungen den bereits durchgeführten Untersuchungen mit rotornahem Loslager gegenüber.

Abbildung 4.8 stellt ein dreidimensionales Diagramm dar, welches auf seinen Achsen die Position des Loslagers, sowie die Generatormasse und die Rotormasse aufträgt. Die Untersuchung der Verschiebung der Loslagerposition dient dazu festzustellen, ob sich die Stabilität des Antriebsstrangsystems dadurch verbessern lässt. Blaue Datenpunkte stehen für eine stabile Antriebsstrangkonfiguration, wohingegen die roten Datenpunkte instabile Konfigurationen bedeuten. Neben der Loslagerposition des Ursprungsmodells bei einem Abstand von $1,35m$ zum Rotoranschluss ist eine um $1m$ nach hinten verschobene Loslagerposition dargestellt. Damit weist diese neue Loslagerposition eine Entfernung von $2,35m$ zum Rotoranschluss auf. Von den beiden Feldern, welche in Abbildung 4.8 zu erkennen sind, besitzt das linke sowohl rote, als auch blaue Datenpunkte. Das rechte Feld hingegen besteht rein aus blauen Datenpunkten.

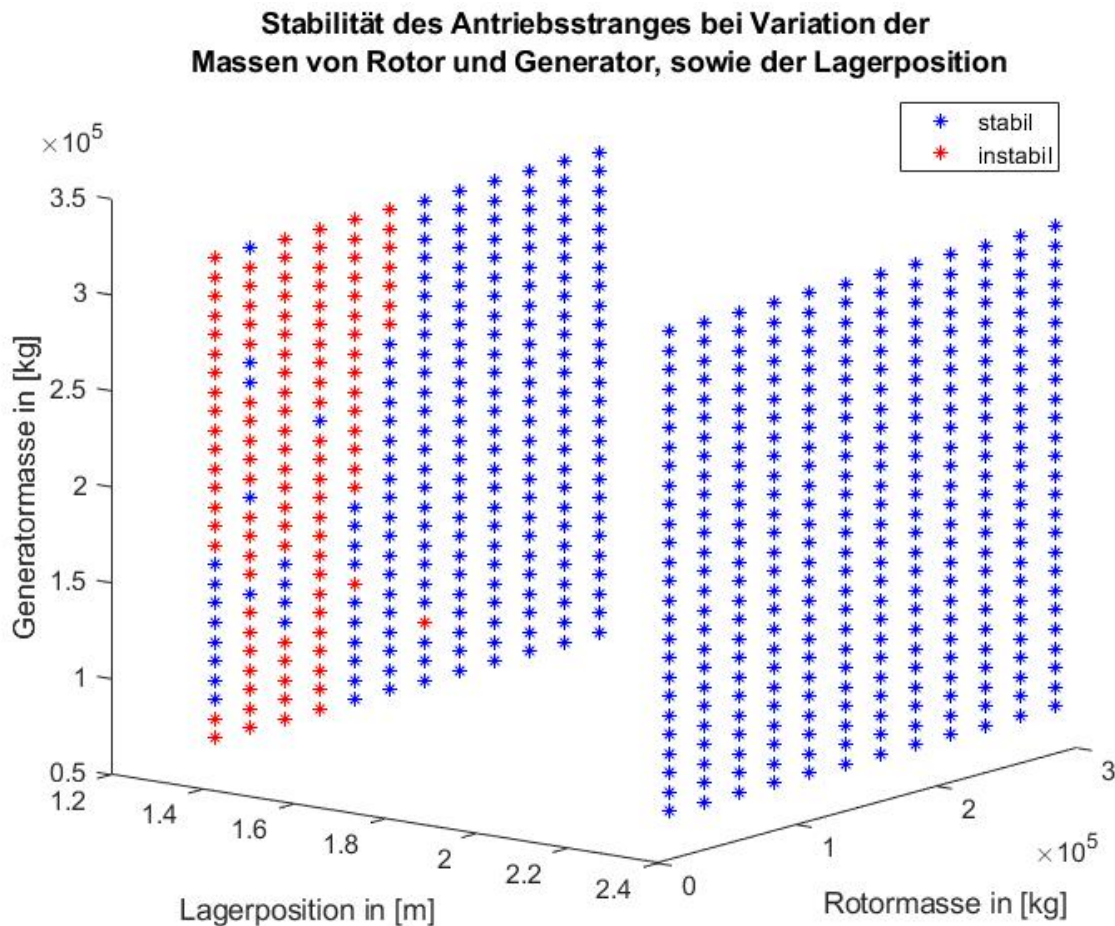


Abbildung 4.8: Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Generatormasse, sowie Lagerposition.

Aus dem abgebildeten Betrachtungswinkel sind in Abbildung 4.8 zwei Felder erkennbar. Das linke der beiden Felder entspricht der Loslagerposition, wie sie bereits bei den Simulationen Verwendung findet, welche auf die Ergebnisse in Kapitel 4.4.2.3 führen. Das rechte Feld hingegen entspricht den Stabilitätswerten bei einer Loslagerposition von $2,35\text{m}$. Es fällt auf, dass dieses Feld nur blaue Datenpunkte enthält. Dies bedeutet, dass durch Verschiebung des Loslagers auf diese Position bei allen untersuchten Rotor- und Generatormassen des Antriebsstranges ein stabiler Betrieb des Gesamtsystems erreicht wird, auch bei gering gewählten Rotormassen und gleichzeitig hohen Generatormassen. Die Position des Loslagers bei den Simulationen des rechten Feldes (Loslagerposition bei $2,35\text{m}$) ist weiter vom Rotor entfernt und liegt damit mittiger auf der Welle als bei der Loslagerposition mit $1,35\text{m}$ Entfernung zum Rotoranschluss. Im Vergleich zu Abbildung 4.6 ist noch zu erwähnen, dass leicht erweiterte Parameterwerte zum Einsatz kommen. Die Loslagerposition bei $2,35\text{m}$ soll dem in den Kapiteln 4.4.2.2 und 4.4.2.3 angesprochenen Massenungleichgewicht mit einer Verschiebung des Loslagers nach hinten (in Richtung Generator) entgegenwirken. Hintergrund dieser Analyse ist die Überlegung, dass dadurch die Massenverteilung innerhalb des Antriebsstranges besser ausgeglichen sein sollte und demnach auch bei geringeren Rotormassen, sowie

gleichzeitig höheren Generatormassen, ein stabileres Verhalten erreichbar sein müsste. Wie in Abbildung 4.8 deutlich zu erkennen ist wirkt die Verschiebung des Loslagers Richtung Wellenmitte stabilisierend auf das System. Jede einzelne Parameterkombination zeigt aufgrund der neuen Loslagerposition bei $2,35m$ stabiles Verhalten. Diese Erkenntnis erfüllt somit die Erwartung, dass die vorhandenen Instabilitäten in dieser Untersuchung aus einem Massenungleichgewicht resultieren, welches durch die Wahl einer anderen Lagerposition optimiert werden kann. Im Rahmen der untersuchten Parameterbereiche sind die Instabilitäten durch Verschiebung des Loslagers sogar vollständig eliminierbar.

4.4.2.5 *Abhängigkeit Rotormasse und Rotordurchmesser*

In diesem Unterkapitel erfolgt die Untersuchung der Stabilität der Antriebsstrangkonfigurationen bei einer Variation der Parameter Rotormasse und Rotordurchmesser. Zunächst erfolgt, wie in den Unterkapiteln 4.4.2.2 und 4.4.2.3, eine Untersuchung der Realteile der Eigenwerte. Des Weiteren kommt es zur Untersuchung der indirekt beeinflussten Parameter, um zu ermitteln welche Parameter noch ein instabiles Verhalten der Antriebsstrangkonfigurationen auslösen können.

In Abbildung 4.9 ist ein Diagramm zu erkennen, welches aus einem Raster aus blauen, sowie roten Datenpunkten aufgebaut ist. Die horizontale Achse beschreibt den Parameter Rotormasse $[kg]$, während die Vertikalachse den Rotordurchmesser $[m]$ angibt. Insgesamt weist der linke Diagrammbereich vor allem rote Datenpunkte auf, wohingegen der rechte Bereich fast ausschließlich aus blauen Datenpunkten aufgebaut ist.

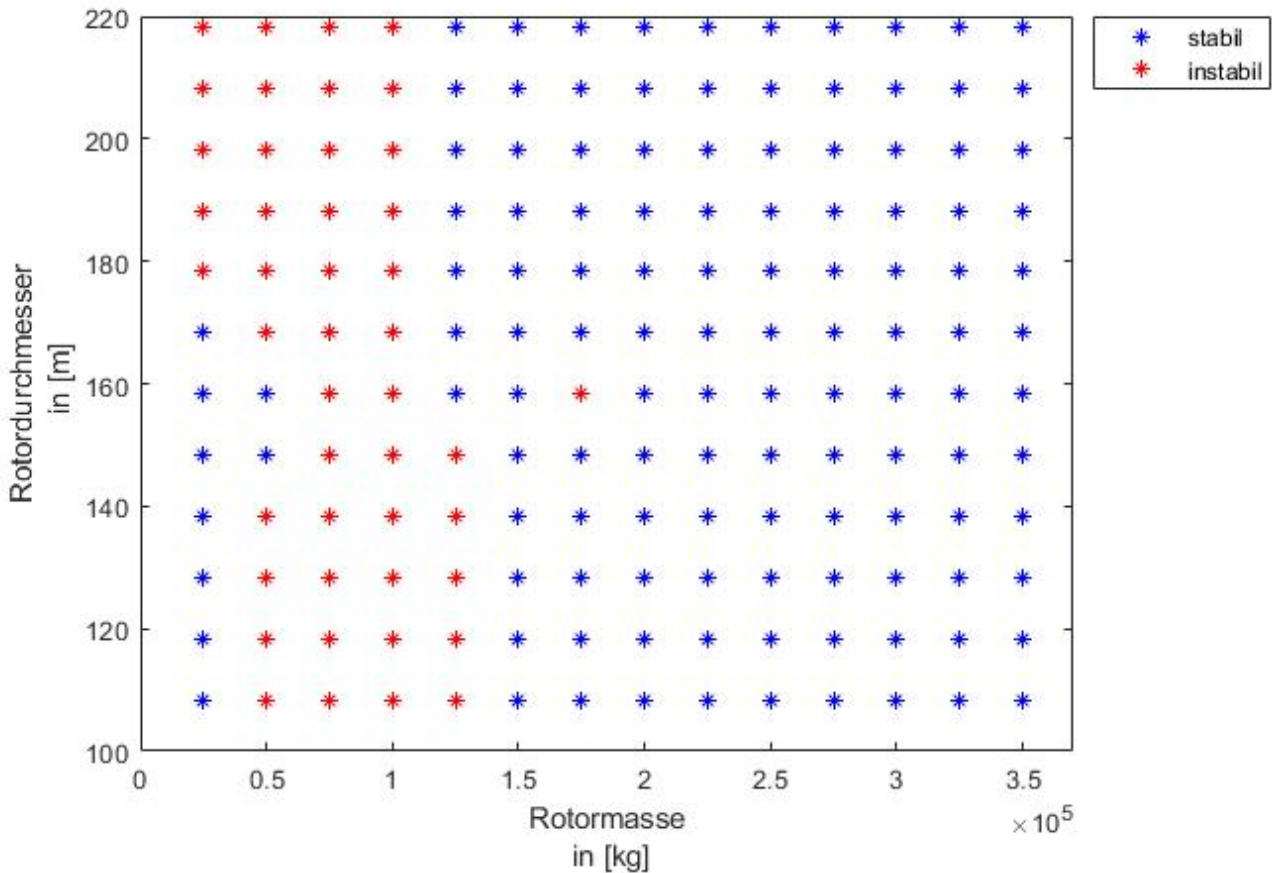


Abbildung 4.9: Stabilität des Antriebsstranges bei Variation der Parameter Rotormasse und Rotordurchmesser

Das Diagramm in Abbildung 4.9 stellt auf Basis der positiven und negativen Realteile der Eigenwerte wiederum die Stabilität unterschiedlicher Antriebsstrangkonfigurationen dar. In diesem Fall ist die Analyse auf die Abhängigkeit der Parameter Rotordurchmesser und Rotormasse ausgerichtet. Nach Abbildung 4.9 ist, innerhalb der untersuchten Wertebereiche der Parameter, stabiles Anlagenverhalten bei Rotormassen von $m_{Rotor} \geq 1,25 \cdot 10^5 \text{ kg}$ beziehungsweise $m_{Rotor} \geq 1,5 \cdot 10^5 \text{ kg}$ zu verzeichnen. Der Wert, bei welchem sich ein stabiles Verhalten einstellt ist weiterhin von dem Rotordurchmesser abhängig. So scheint bei einem größeren Rotordurchmesser ($d_{Rotor} \geq 158,3 \text{ m}$) bereits stabiles Anlagenverhalten vorhanden zu sein, welches bei derselben Rotormasse unterhalb dieses Wertes noch zu Instabilität führt. Dies zeigt, dass, bezogen auf die Stabilität des Antriebsstrangsystems, eine Abhängigkeit zwischen den beiden untersuchten Parametern vorhanden ist. Die Gleichung, welche sich für die Grenze zwischen stabilem und instabilem Bereich ergibt ist Kapitel 5.1 zu entnehmen. Die Instabilitäten können grundsätzlich aus dem zuvor bereits beschriebenen Massenungleichgewicht herrühren. Darüber hinaus ist es denkbar, dass die Instabilitäten aus dem indirekt variierten Rotorträgheitsmoment resultieren. Dieses ist nach Gleichung 3.8 von der Rotormasse abhängig. Außerdem ist eine Abhängigkeit des Rotorträgheitsmoments von dem Rotordurchmesser vorhanden, da dieser in der Modellanlage die Lage der Blattschwerpunkte be-

einflusst. Somit liegt bei einer Abänderung des Rotordurchmessers gleichzeitig eine Variation des Rotorträgheitsmomentes und der Steifigkeitsmatrix vor. Weiterhin hat ein Abändern des Wertes der Rotormasse zugleich Auswirkungen auf das Rotorträgheitsmoment und die Massenmatrix. Darum folgt nun auf Basis der bisherigen Erkenntnisse dieses Kapitels eine Analyse, mithilfe derer untersucht werden soll, ob das instabile Verhalten rein auf das Rotorträgheitsmoment zurückzuführen ist, oder ob die Massen- und Steifigkeitsmatrizen für die Instabilität des Anlagenverhaltens verantwortlich sind.

Abbildung 4.10 zeigt dafür eine dreidimensionale Darstellung der Parameter Rotordurchmesser, Rotormasse und Rotorträgheitsmoment. Neben Formel 3.8, sowie den Parameterwerten der Rotormasse und des Rotorträgheitsmomentes fließt aufgrund der Vereinfachung der Rotorblätter als Punktmassen auch noch der Anpassungsfaktor aus Formel 3.5 zur Erstellung von Abbildung 4.10 mit ein.

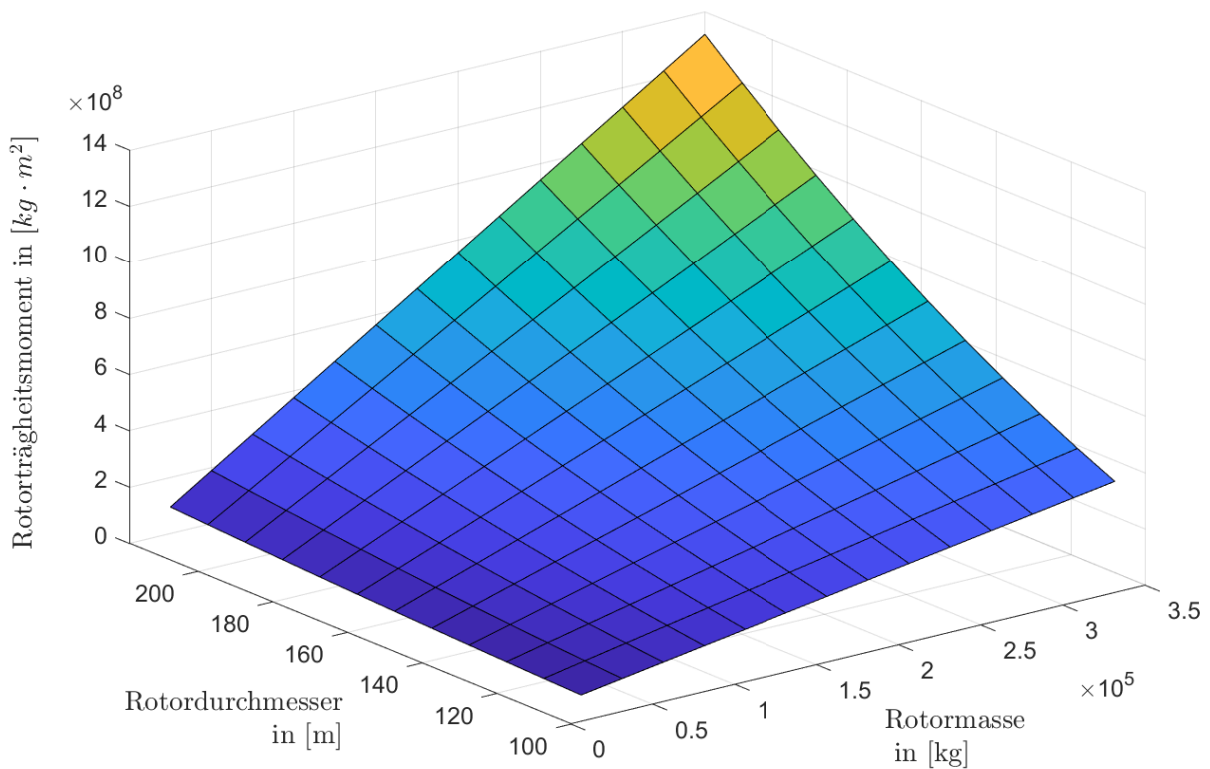


Abbildung 4.10: Einfluss von Rotormasse und Rotordurchmesser auf das Hauptträgheitsmoment des Rotors

In Abbildung 4.10 ist die Abhängigkeit des Rotorträgheitsmomentes von den beiden Parametern Rotordurchmesser und Rotormasse dargestellt, um ermitteln zu können, ob die Instabilitäten aus einem bestimmten Rotorträgheitsmoment resultieren, oder ob ebenso die Massenmatrix, sowie die Steifigkeitsmatrix zu dem instabilen Verhalten beitragen. Aus einer Abänderung des Rotordurchmessers, sowie der Rotormasse der Ursprungsanlage resultiert das in Abbildung 4.10 darge-

stellte Rotorträgheitsmoment. Gemäß Formel 3.8 zur Ermittlung des Trägheitsmomentes geht die Rotormasse linear, der Rotordurchmesser hingegen quadratisch in das Trägheitsmoment des Rotors ein. Das dargestellte Rotorträgheitsmoment entspricht dem Trägheitsmoment bezogen auf die Symmetrieachse des Rotors (Hauptträgheitsmoment). Bei Betrachtung von Abbildung 4.10 fällt in der Tat das eben erwähnte lineare Verhalten der Rotormasse und das quadratische Verhalten des Rotordurchmessers auf. Darüber hinaus ist im Bereich einer geringen Rotormasse (Werte von etwa $m_{Rotor} = 2,5 \cdot 10^4 kg$) das geringste Rotorträgheitsmoment mit Werten von $J_{Rotor} = 2,32 \cdot 10^7 kg \cdot m^2$ bis $J_{Rotor} = 9,42 \cdot 10^7 kg \cdot m^2$ vorhanden. Der höchste Wert des Rotorträgheitsmomentes ergibt sich mit $J_{Rotor} = 1,32 \cdot 10^9 kg \cdot m^2$ für maximale Werte von m_{Rotor} und d_{Rotor} , was bei Betrachtung von Formel 3.8 auch logisch erscheint. Eine Gegenüberstellung mit Abbildung 4.9 zeigt, dass das instabile Verhalten aus Abbildung 4.9 nur bei sehr geringem Rotorträgheitsmoment auftritt. Demnach könnte es möglich sein, dass das Gesamtsystem gerade aufgrund eines zu geringen Wertes für das Rotorträgheitsmoment zur Instabilität neigt. Weiterhin hat, wie bereits erwähnt, die Steifigkeitsmatrix ebenfalls einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Stabilität, weswegen womöglich nicht alle stabilen beziehungsweise instabilen Datenpunkte direkt auf die Werte von Rotormasse, Rotordurchmesser oder Rotorträgheitsmoment zurückführbar sind. Eine genauere Analyse der Daten aus Abbildung 4.10 zeigt, dass es keinen speziellen Wert des Rotorträgheitsmomentes gibt, unterhalb dessen es grundsätzlich zu einem instabilen Verhalten kommt. Dies legt die Vermutung nahe, dass instabiles Verhalten des Antriebsstranges bezüglich der Parametervariationen in diesem Unterkapitel hauptsächlich auf das Massenungleichgewicht im Antriebsstrang bei zu geringer Rotormasse zurückzuführen ist. Instabiles Verhalten tritt darüber hinaus bei geringem Rotorträgheitsmoment auf, wobei hier kein eindeutiger Grenzwert vorhanden ist. Darum ist davon auszugehen, dass auch hier die Instabilitäten auf die Parameter Rotordurchmesser und Rotormasse selbst (und in Folge dessen auf die ungleiche Massenverteilung) zurückzuführen sind, sowie darüber hinaus auch noch ein gewisser Einfluss auf die Stabilität durch die indirekte Variation der Steifigkeitsmatrix erfolgt.

4.4.2.6 Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten

In diesem Unterkapitel erfolgt die nähere Untersuchung der Stabilitätswerte gemäß den Matlab-Programmen in Kapitel 4.3.4, da es innerhalb der Stabilitätsuntersuchungen des Kapitels 4.4.2 zu von den Erwartungswerten abweichenden Datenpunkten ("Ausreißerdatenpunkte") gekommen ist. Mit den angesprochenen Datenpunkten sind diejenigen Punkte gemeint, welche sich außerhalb von Stabilitäts-, bzw. Instabilitätsfeldern befinden oder anders formuliert: Datenpunkte, welche nicht zu den umliegenden Datenpunkten passen. Beispiele hierfür sind die in Tabelle 4 gelisteten Datenpunkte. Die mit aufgelistete Abbildungsnummer steht für diejenigen Abbildungen, in welchen die jeweiligen Punkte zu finden sind.

Tabelle 4: Abweichende Datenpunkte

Parameter A:	Wert Parameter A:	Parameter B:	Wert Parameter B:	Abbildungsnummer:
Generatorlänge	3,4 m	Rotormasse	275000 kg	4.5
Generatorlänge	3,1 m	Rotormasse	200000 kg	4.5
Generatorlänge	3,1 m	Rotormasse	225000 kg	4.5
Generatormasse	130000 kg	Rotormasse	125000 kg	4.6
Rotordurchmesser	158,3 m	Rotormasse	175000 kg	4.9

Zunächst erfolgt eine Überprüfung aufgrund welchen Realteils eines Eigenwertes die Antriebsstrangkonfiguration durch Matlab als instabil klassifiziert wurde. Dazu folgt die Erstellung von 3-dimensionalen Diagrammen gemäß dem eigens dafür geschriebenen Matlab-Programm zur Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten (siehe Kapitel 4.3.4).

In Abbildung 4.11 ist beispielhaft einer dieser Plots dargestellt, wobei eine Erstellung dieser Art von Diagrammen zu Untersuchungszwecken für die komplette Parameterstudie durchgeführt wird. Die dreidimensionale Ansicht soll neben den beiden jeweils untersuchten Parametern auf ihrer dritten räumlichen Achse die jeweiligen Realteile der Eigenwerte darstellen. Diese sind durchnummeriert, um feststellen zu können, welcher Eigenwert dafür verantwortlich ist, dass die jeweilige Parameterkombination als instabil gilt.

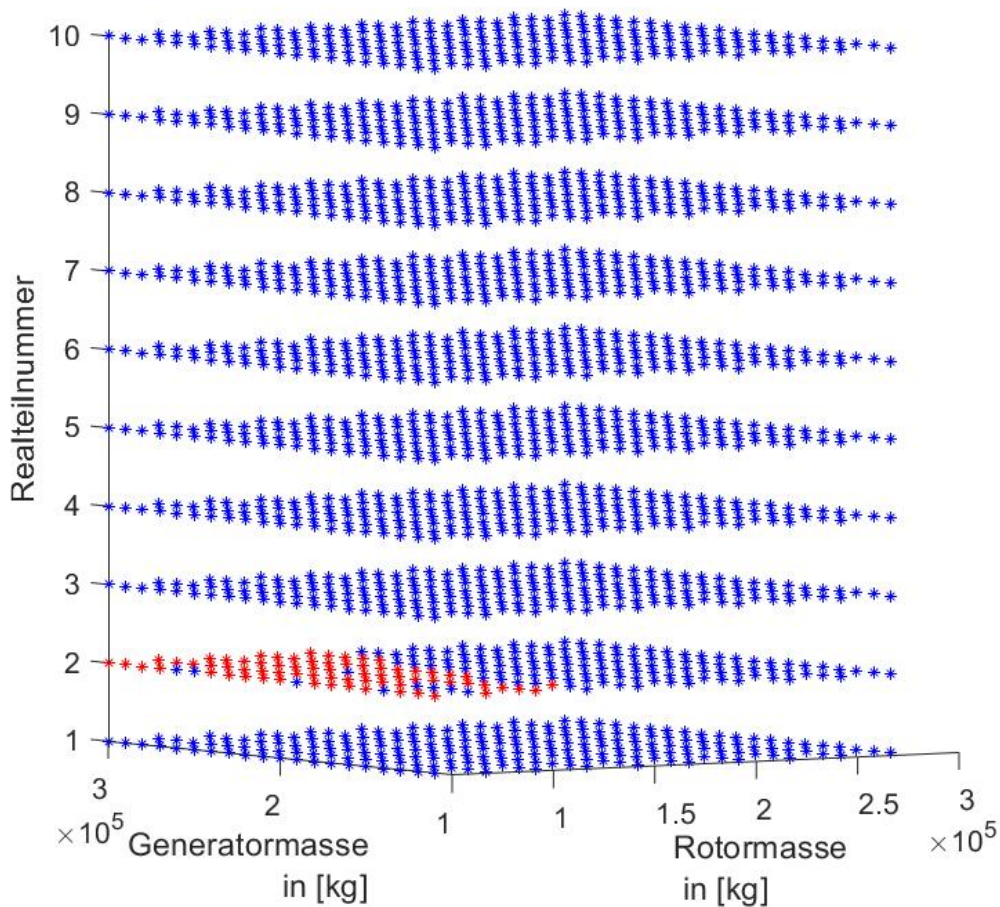


Abbildung 4.11: 3-D-Ansicht über die Stabilität der Realteile der Eigenwerte. Die Realteile der Eigenwerte sind durchnummeriert und in Ebenen angeordnet.

Eine beispielhafte Untersuchung der Abweichung innerhalb der Stabilitätsdaten liegt in Abbildung 4.11 vor, hinter der eine genauere Analyse der Datensätze gemäß dem ersten Programm des Kapitels 4.3.4 steht. Auf Basis dieser Datensätze ist ebenfalls Abbildung 4.6 entstanden, allerdings handelt es sich bei Abbildung 4.11 um eine detailliertere Version von Abbildung 4.6. Bei jeder durchgeführten Simulation treten mehrere Eigenwerte auf. Pro SIMPACK-Simulation erfolgt hier die Betrachtung von 10 Eigenwerten. Diese sind in Abbildung 4.11 von unten nach oben dargestellt und mit Nummern von 1 bis 10 gekennzeichnet. Jede horizontale Ebene repräsentiert demnach bei der jeweils untersuchten Antriebsstrangkonfiguration die Betrachtung des Realteils des entsprechenden Eigenwertes (demnach Betrachtung von Realteil Nummer 1, Realteil Nummer 2, usw.) oder anders formuliert erfolgt die Betrachtung der jeweiligen Eigenmoden der Antriebsstrangkonfigurationen. Ein blauer Datenpunkt steht hier wiederum für einen negativen Realteil eines Eigenwertes (stabiles Teilsystem) und ein roter Datenpunkt beschreibt einen positiven Realteil eines Eigenwertes (instabiles Teilsystem). Wie bereits erwähnt gilt eine Antriebsstrangkonfiguration lediglich dann als stabil, wenn ausnahmslos alle (hier 10) Realteile der Eigenwerte negatives Vorzeichen haben und damit alle Teilsysteme stabil sind. Ein Blick auf Abbildung 4.11 zeigt,

dass nur die Realteile der Eigenwerte mit der Nummer 2 positiven Realteil aufweisen. Dies bedeutet, dass gemäß der Stabilitätsbetrachtungen mithilfe des Matlabprogrammes aus Kapitel 4.3.3 die untersuchten Antriebsstrangkonfigurationen in allen instabilen Fällen aufgrund des Realteils Nummer 2 als instabil gelten. Dies lässt wiederum den Schluss zu, dass der Datenpunkt in dieser Abbildung, welcher als "Ausreißer" genauer zu untersuchen ist (nach Tabelle 4: Generatormasse $m_{Gen} = 130000\text{kg}$ und Rotormasse $m_{Rotor} = 125000\text{kg}$) in Abbildung 4.6 aufgrund desselben Realteils als instabil dargestellt wird, wie die restlichen Instabilitäten. Demnach ist auf diese Weise leider keine Unterscheidung zwischen den regulären Instabilitäten und den "Ausreißerdatenpunkten" möglich, da ein regulär instabiles System mithilfe dieser Betrachtungsweise demnach von einem irregulär instabilen System nicht zu unterscheiden ist.

Aus diesem Grund erfolgt nun eine weitere Untersuchung der Stabilitätswerte. Hierfür kommt es zur Betrachtung der Zahlenwerte, welche die Realteile der Eigenwerte annehmen. Ähnlich der bereits durchgeführten Analyse erfolgt in Abbildung 4.12 die Modellierung von 3-D-Ansichten, wobei auf der dritten räumlichen Achse nun die eigentlichen Zahlenwerte der Realteile aufgetragen sind.

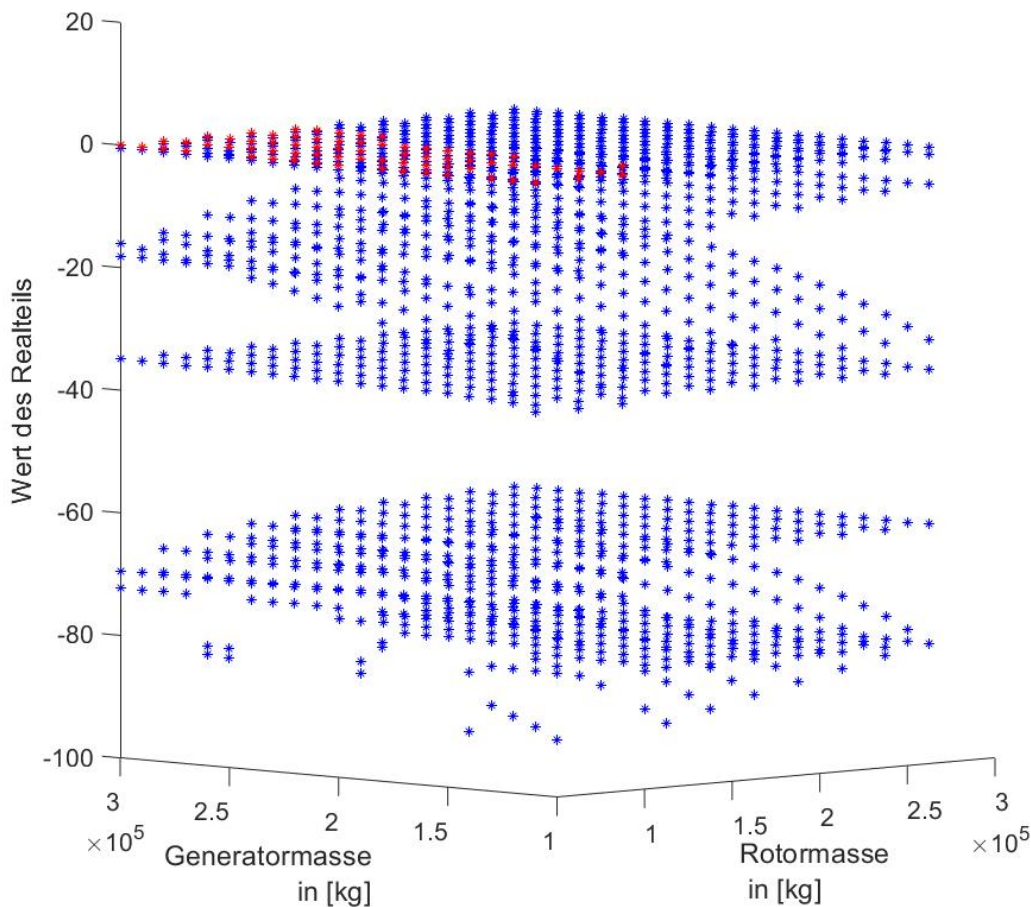


Abbildung 4.12: 3-D-Ansicht über die Stabilität der Realteile der Eigenwerte. Die Realteile der Eigenwerte sind mit ihrem jeweiligen Zahlenwert dargestellt.

Wie man anhand der Achsenbeschriftung erkennen kann erfolgt in Abbildung 4.12 die Betrachtung der identischen Parameterkombination, wie schon zuvor in Abbildung 4.11. Blaue Datenpunkte symbolisieren auch hier die stabilen Kombinationen, wohingegen die roten Datenpunkte die instabilen Antriebsstrangkombinationen darstellen. Es sind wiederum bei jeder Antriebsstrangkonfiguration 10 Realteile der Eigenwerte dargestellt. Ein sehr großer Anteil dieser Punkte weist auf stabile Systeme hin, wobei wiederum das Gesamtsystem einer Parameterkombination als instabil angesehen wird, sobald auch nur einer der 10 Realteile einen Wert größer 0 aufweist.

Es fällt bereits auf den ersten Blick auf, dass um den 0-Wert Datenpunkte vorhanden sind, welche (auf die Vertikalachse bezogen) sehr nahe beieinander liegen. Dabei handelt es sich sowohl um Stabilitäten, als auch um Instabilitäten. Insgesamt ist zu erkennen, dass die von Matlab als instabil klassifizierten Antriebsstrangkonfigurationen aufgrund dieser nahe bei 0 liegenden Punkte den Status der Instabilität besitzen. Auch der Ausreißerdatenpunkt (Generatormasse $m_{Gen} = 130000kg$ und Rotormasse $m_{Rotor} = 125000kg$) wird wegen eines einzigen Realteils eines Eigenwertes, welcher sich sehr nahe am 0-Wert befindet, als instabil dargestellt. Ein Blick auf die Rohdaten verrät, dass sich, im Falle einer Instabilität, der Realteil des ersten Eigenwertes in einen positiven und einen negativen Wert aufsplittet. Abgesehen von ihrem Vorzeichen sind diese Werte identisch. Dies bedeutet, dass die positiven Realteile (Instabilitäten) genau genommen aus der ersten Eigenmode stammen, welche sich in einen positiven, sowie einen negativen Teil aufteilt und nicht, wie zuvor angenommen, aus der zweiten Eigenmode. Dies gilt sowohl für die Instabilitäten, welche erwartungsgemäß instabil sind, als auch für die "Ausreißerdatenpunkte". Bei der ersten Eigenmode handelt es sich um eine Eigenmode, welche aus einem rotatorischen Freiheitsgrad resultiert. Weitere Untersuchungen bei den restlichen unerwartet instabilen Datenpunkten zeigen dasselbe Verhalten. Aus diesem Grund ist bei dem vorhandenen Datensatz leider auch mit dieser Untersuchungsmethode kein Unterschied zwischen erwarteten, regulären Instabilitäten und den Ausreißerdatenpunkten auszumachen.

Betrachtet man auf der anderen Seite allerdings die stabilen Datenpunkte, so lässt sich sagen, dass diese mit Werten von etwa $1 \cdot 10^{-13}$ sehr nahe bei 0 liegen und es darum fraglich ist, inwieweit die stabilen (blauen) Datenpunkte, welche ausschließlich von instabilen (roten) Datenpunkten umgeben sind, korrekt sind. Genauere Betrachtungen der Realteile der Eigenwerte bei Diagrammen mit vereinzelt stabilen Datenpunkten in ansonsten instabilen (roten) Feldern (blaue Ausreißerdatenpunkte) zeigen Folgendes: Die stabilen Datenpunkte, welche erwartungsgemäß instabil sein sollten, befinden sich noch näher an dem 0-Grenzwert, als andere stabile Datenpunkte, welche sich in stabilen Feldern befinden. In diesen Fällen könnten somit zumindest grenzstabile Systeme vorliegen. Darüber hinaus wäre auch denkbar, dass Rundungsfehler in der SIMPACK-Berechnung vorhanden sind, was zumindest eine Erklärung der Datenpunkte liefert, welche stabiles Verhalten anstelle von einem zu erwartenden instabilen Verhalten zeigen.

Die weitere Untersuchung soll zeigen, ob sich die relative Position der Datenpunkte zueinander ändert, falls die beiden jeweils variierten Parameter auf weitere Parameter bezogen werden. Ein Aufstellen solcher Parameterverhältnisse ist nicht für alle Parameter sinnvoll. Dies fällt bereits bei Betrachtung der Abbildungen 4.5, 4.6 und 4.9 auf. Zu bedenken ist nämlich, dass die restlichen Systemparameter keine Variation erfahren. Sie bleiben demnach innerhalb einer der gerade erwähnten Abbildungen identisch mit ihrem Wert im Ursprungsmodell. Würde man ein Verhältnis mithilfe dieser Parameter aufstellen, so würden sich die absoluten Zahlenwerte an den Achsen ändern, nicht jedoch die Positionen der Datenpunkte relativ zueinander. Allerdings gibt es eine Möglichkeit für den Aufbau sinnvoller Parameterverhältnisse. Eine indirekte Parametervariation

findet nämlich bei den Trägheitsmomenten statt. Diese berechnen sich aus den Bauteilparametern und werden darum auch variiert. Aus diesem Grund erfolgt nun ein Bezug der Parameter auf die Trägheitsmomente.

Abbildung 4.13 zeigt die Verteilung stabiler und instabiler Antriebsstrangkonfigurationen bei Variation der Bauteilparameter Rotordurchmesser und Rotormasse. Beide Parameter sind auf das Hauptträgheitsmoment des Rotors bezogen. (Formel des Trägheitsmomentes bezüglich der Symmetrieachse des Rotors siehe Kapitel 3.2.3.) Ein Verhältnis, welches zu stabilem Verhalten führt ist blau markiert, wohingegen instabiles Verhalten mit rot gekennzeichnet ist.

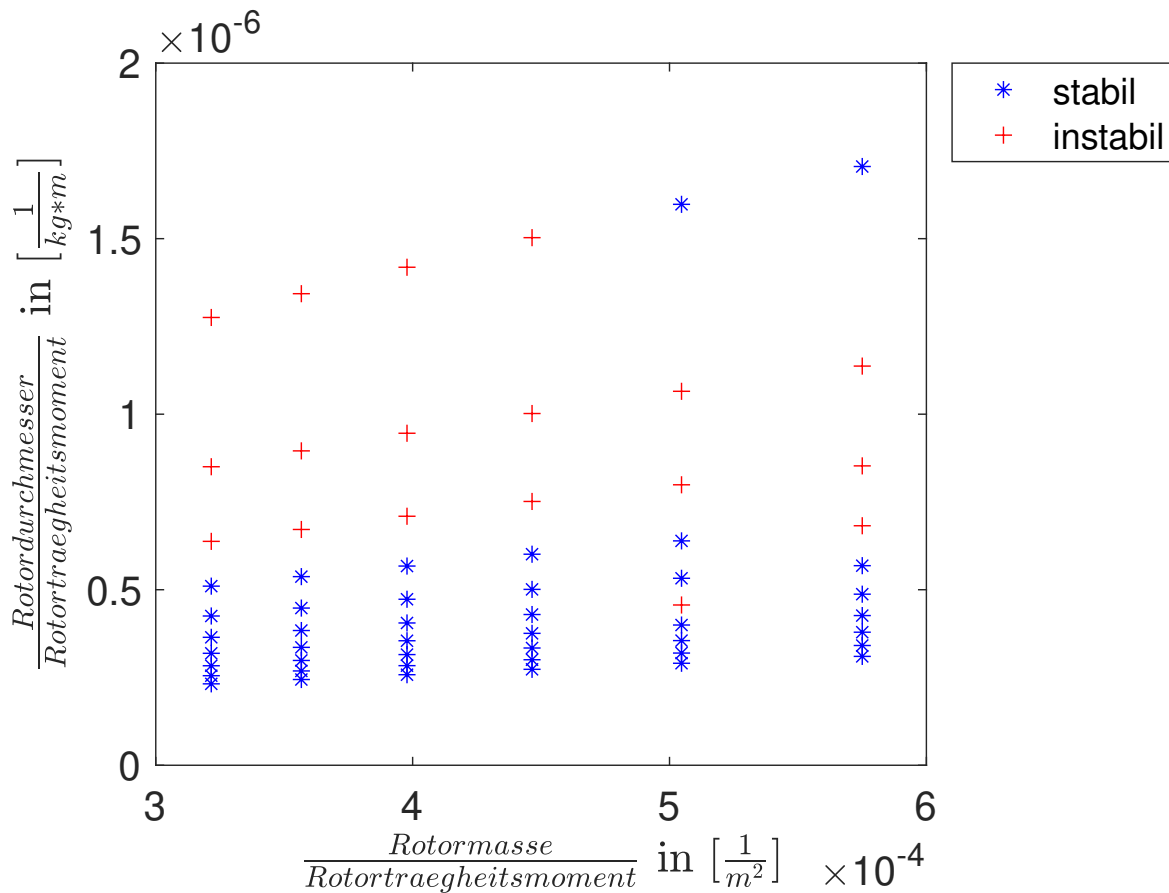


Abbildung 4.13: Stabilität des Antriebsstranges bei Parametervariation Rotormasse und Rotordurchmesser. Bezug auf das Hauptträgheitsmoment.

Der Bezug auf das Hauptträgheitsmoment des Rotors, welches sich aufgrund der Variation der Rotoreigenschaften ebenfalls innerhalb der Studie ändert, führt zu Abbildung 4.13. Es ist wiederum ein instabiles und ein stabiles Datenfeld zu erkennen, allerdings sind auch hier vereinzelte "Ausreißerdatenpunkte" vorhanden. Da Abbildung 4.13 die ursprünglichen Parameterbereiche der Tabellen 1 und 3 verwendet untersucht sie lediglich einen Ausschnitt aus Abbildung 4.9. Da dieser Ausschnitt jedoch "Ausreißerdatenpunkte" enthält ist dieser Parameterbereich zwecks genauerer Untersuchungen gut geeignet. Ein Vergleich von Abbildung 4.13 mit Abbildung 4.9 zeigt, dass die Datenpunkte ihren ursprünglichen Platz nicht verlassen haben. Weiter fällt auf, dass das Di-

agramm um 90° gedreht, sowie gespiegelt erscheint. Dies liegt an der Tatsache, dass sich das Rotorträgheitsmoment aus dem Rotordurchmesser und der Rotormasse errechnet. Je nachdem, welcher dieser beiden Parameter sich im Zähler befindet, kürzt sich dieser heraus und die Daten hängen von dem jeweils anderen Parameter ab. Die Position der Datenpunkte zueinander ändert sich somit trotz Bezug auf das Trägheitsmoment leider dennoch nicht.

Um dem Problem des Herauskürzens des jeweils variierten Parameters zu entgehen erfolgt die Verwendung zweier Parameter aus unterschiedlichen Bauteilen. Die Trägheitsmomente beider Bauteile kommen dabei zum Einsatz. Weiterhin sind die Verhältnisse so aufgestellt, dass die Generatorlänge auf das Rotorträgheitsmoment Bezug nimmt und die Rotormasse mit dem Generatorträgheitsmoment ins Verhältnis gesetzt ist, sodass sich entsprechende Parameter in den Verhältnissen nicht herauskürzen. Abbildung 4.14 zeigt somit eine weitergehende Betrachtungsweise der Abbildung 4.5.

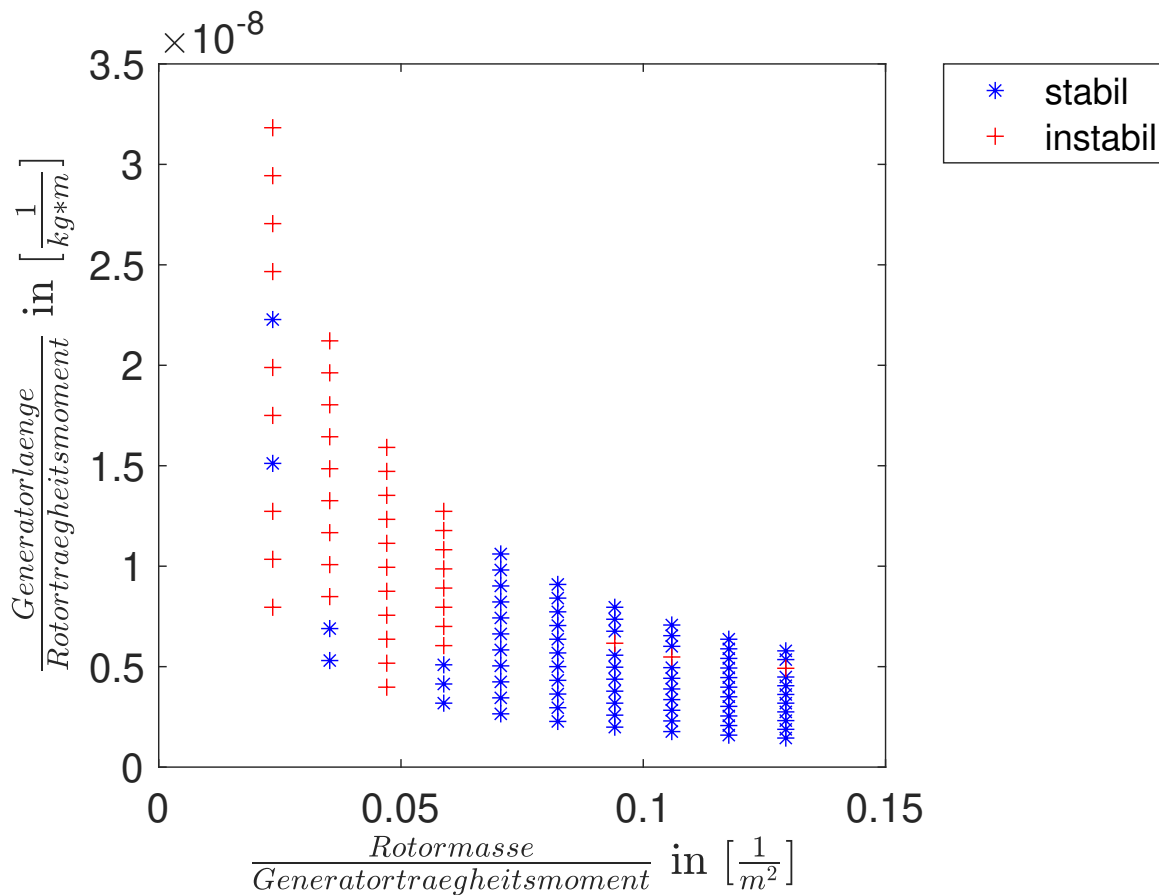


Abbildung 4.14: Stabilität des Antriebsstranges bei Parametervariation Rotormasse und Generatorlänge. Bezug auf die Hauptträgheitsmomente von Generator und Rotor.

Wie Abbildung 4.5 auch zeigt Abbildung 4.14 einen Bereich stabilen, sowie einen Bereich instabilen Verhaltens. Vor allem bei geringen Rotormassen ist Instabilität erkennbar. Die untypischen Datenpunkte sind allerdings weiterhin vorhanden und befinden sich, relativ gesehen zu den restlichen Datenpunkten, an ihren ursprünglichen Stellen.

Neben der Untersuchung, ob sich die Datenpunktposition bei Bezug auf das Hauptträgheitsmoment ändert ist weiterhin der Bezug auf das Nebenträgheitsmoment denkbar. Die verwendeten Formeln zur Berechnung des Deviationsmomentes von Rotor und Generator sind Kapitel 3.2.3 zu entnehmen. In Abbildung 4.15 ist deswegen der Bezug auf das Nebenträgheitsmoment dargestellt. Wiederum stehen die blauen Datenpunkte für eine stabile Antriebsstrangkongfiguration, wohingegen die roten Datenpunkte auf Instabilitäten hinweisen. Auf der Horizontalachse ist die Rotormasse bezogen auf das Generatorträgheitsmoment aufgetragen. Die Vertikalachse dagegen zeigt den Quotienten aus Generatorlänge und Rotorträgheitsmoment. Auf diese Weise kommt es nicht zum Herauskürzen der untersuchten Parameter.

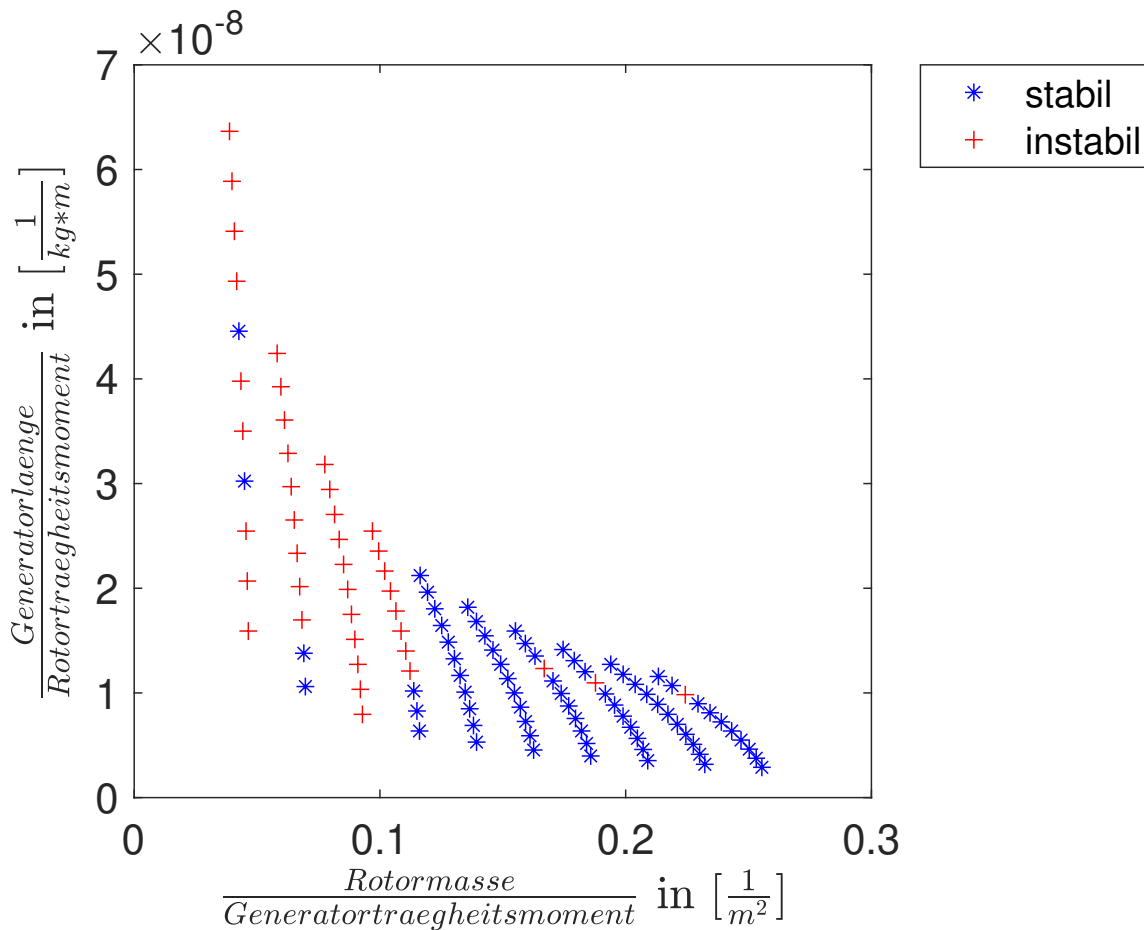


Abbildung 4.15: Stabilität des Antriebsstranges bei Parametervariation Rotormasse und Generatorlänge. Bezug auf die Nebenträgheitsmomente von Generator und Rotor.

Abbildung 4.15 ähnelt sehr Abbildung 4.14. Dies liegt vor allem an der Ähnlichkeit der Formeln zur Berechnung der Haupt- und Nebenträgheitsmomente. Allerdings fällt auf, dass die Datenpunkte keine vertikalen Linien mehr bilden, sondern sich zur Vertikalachse neigen. Dies liegt daran, dass die Generatorlänge in die Berechnung des Deviationsmoments des Generators quadratisch einfließt und so den Horizontalwert der Datenpunkte beeinflusst. Insgesamt lässt sich sagen, dass die unerwarteten Datenpunkte trotz der Einbeziehung der Trägheitsmomente immer noch vorhanden

sind. Offenbar liegt keine Positionsbeeinflussung der "Ausreißerdatenpunkte" durch die Trägheitsmomente vor, da selbst eine Normierung auf die Trägheitsmomente deren relative Position zu den übrigen Datenpunkten innerhalb des untersuchten Parameterbereichs nicht ändert.

Die Stabilitätsgrenzen sind mit den Abbildungen 4.13, 4.14 und 4.15 anders beschreibbar als mit den Abbildungen 4.5, 4.6 und 4.9, allerdings liefern sie nicht die erwünschte Erkenntnis darüber, wodurch die "Ausreißerdatenpunkte" hervorgerufen werden. Dennoch ist festzustellen, dass ein Bezug auf die Trägheitsmomente deren relative Position zueinander nicht ändert. Daraus folgt die Erkenntnis, dass die Trägheitsmomente für die Positionierung der Ausreißerdatenpunkte außerhalb des zu erwartenden stabilen beziehungsweise instabilen Feldes nicht verantwortlich sind.

4.4.3 Stabilitätssimulationen mithilfe von Schwingungen

Die Stabilität eines Systems ist auch über die in dem System vorkommenden Schwingungen ermittelbar. Zwecks der Untersuchungen dieses Kapitels ist der Antriebsstrang als ein dynamisches, sich drehendes, System ausgelegt. Es erfolgt die Untersuchung von Datenpunkten, von welchen die Stabilität aufgrund der Erkenntnisse aus Kapitel 4.4.2 bereits bekannt ist. Auf diese Weise ist feststellbar, ob sich das System bei Parameterkonfigurationen schwingungstechnisch stabil verhält, welche innerhalb der Parameterstudien dieser Arbeit bereits als stabil klassifiziert wurden. Umgekehrt ist dies natürlich auch für jene Parameterkombinationen durchführbar, bei welchen Instabilität nachgewiesen worden ist. Gemäß Kapitel 2.1.1 zeigt sich stabiles Verhalten in über der Zeit abnehmenden Schwingungen, demnach bei einer sich verringernden Einhüllenden. Nehmen nach einer auf das System wirkenden Anregung die Amplituden der Schwingungen jedoch zu, so schaukelt sich das System auf und gilt als instabil.

Zu den Simulationen dieses Unterkapitels ist zu sagen, dass eine Zeit von $t = 50s$ für die numerischen Einschwingvorgänge vorgesehen ist. Erst im Anschluss daran erfolgt die Krafteinwirkung und damit der Beginn der eigentlich relevanten Untersuchung. Für die Simulationen ist es äußerst wichtig den Kraftstoß exakt zum Zeitpunkt $t = 50s$ auf das System zu geben, da sich das Force-Element, welches die Böe simuliert, auf einen From- und einen To-Marker bezieht, welche sich aufgrund der Drehung des Antriebsstranges nach exakt $50s$ wieder in ihrer Ausgangsposition befinden. Der Zeitpunkt ergibt sich aufgrund der Nenndrehzahl der Anlage von $n_{Nenn} = 9,6 \frac{1}{min}$ (vgl. [3, S.11]). Damit ist der Kraftstoß innerhalb der Simulationsumgebung nur alle $6,25s$, also nach einer vollständigen Umdrehung, sinnvoll durchzuführen. Die numerischen Einschwingvorgänge sind der Grund, weshalb die Anregung nicht bereits nach diesen $6,25s$ erfolgt, sondern erst nach 8 Umdrehungen. Würde der Kraftstoß zu einem anderen Zeitpunkt eingeleitet, so würden Richtung, sowie Stärke der Kraft von der Vorgesehenen abweichen.

Um festzustellen, ob bei den bisher als stabil ermittelten Parameterkombinationen einschwingendes Verhalten zu beobachten ist, zeigt Abbildung 4.16 als erste Abbildung dieses Unterkapitels die Schwingung einer solchen Parameterkombination. Es handelt sich dabei um die Kombination aus Rotormasse $m_{Rotor} = 200000kg$ und Generatorlänge $l_{Gen} = 4,0m$.

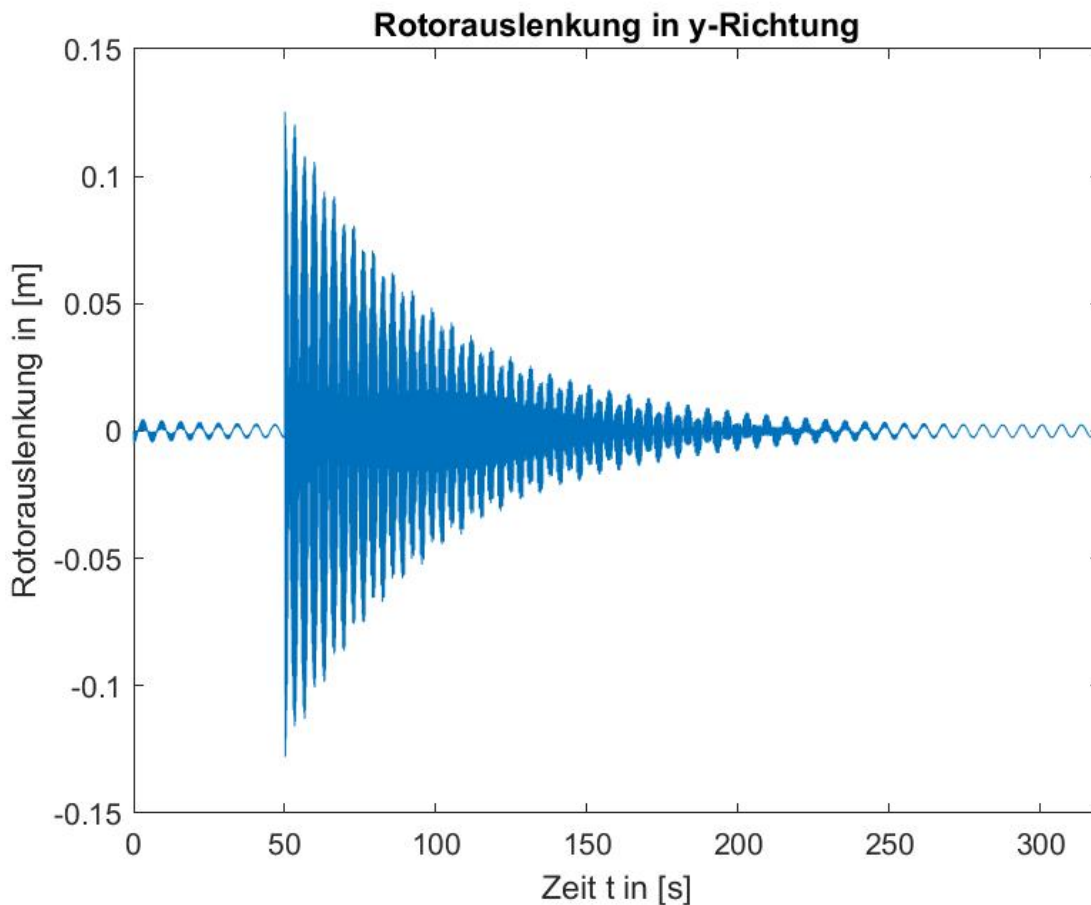


Abbildung 4.16: Schwingung des Rotors an der Rotoraußenkante in horizontaler Richtung aufgrund der Krafteinwirkung von außen. Stabile Parameterkombination.

Die Daten, welche [Abbildung 4.16](#) zugrunde liegen, stammen von einem Sensor an der Außenkante des Rotors. Die dargestellten Werte stellen somit die Auslenkung der Rotoraußenkante in axialer Richtung über der Zeit dar. Man erkennt, dass zu Beginn der Messung 50s mit relativ geringen Schwingungen vorhanden sind. Dieser Zeitabschnitt dient numerischen Einschwingvorgängen. Die Anregung auf den Rotor entspricht wiederum einer Böe, welche zum Zeitpunkt $t = 50s$ eine Kraft von $3MN$ auf diesen überträgt. Zu diesem Zeitpunkt liegt die größte Auslenkung vor. Wichtig ist darüber hinaus die Information, dass die Dämpfung in der vorliegenden Simulation aktiviert ist. Wie deutlich zu erkennen ist sorgt die Anregung für Schwingungen innerhalb des Antriebsstranges (hier speziell des Rotors). Weiterhin kann man sehen, dass sich die Amplituden der Schwingung mit der Zeit verringern und die Schwingungen somit abklingen. Da sich das rotierende System nach einer kurzzeitigen Anregung von Außen mit der Zeit selbst stabilisiert, bestätigt dies die Ergebnisse aus [Kapitel 4.4.2.2](#), in welchen diese Antriebsstrangkonfiguration als stabil identifiziert wird. Dieselbe Konfiguration liegt nun in [Abbildung 4.17](#) vor, allerdings ist hier die Durchbiegung der Welle aufgetragen. Diese Abbildung zeigt damit, dass sich die durch den Kraftstoß angeregten Schwingungen auch in anderen Teilen des Antriebsstranges fortsetzen und zu messen sind.

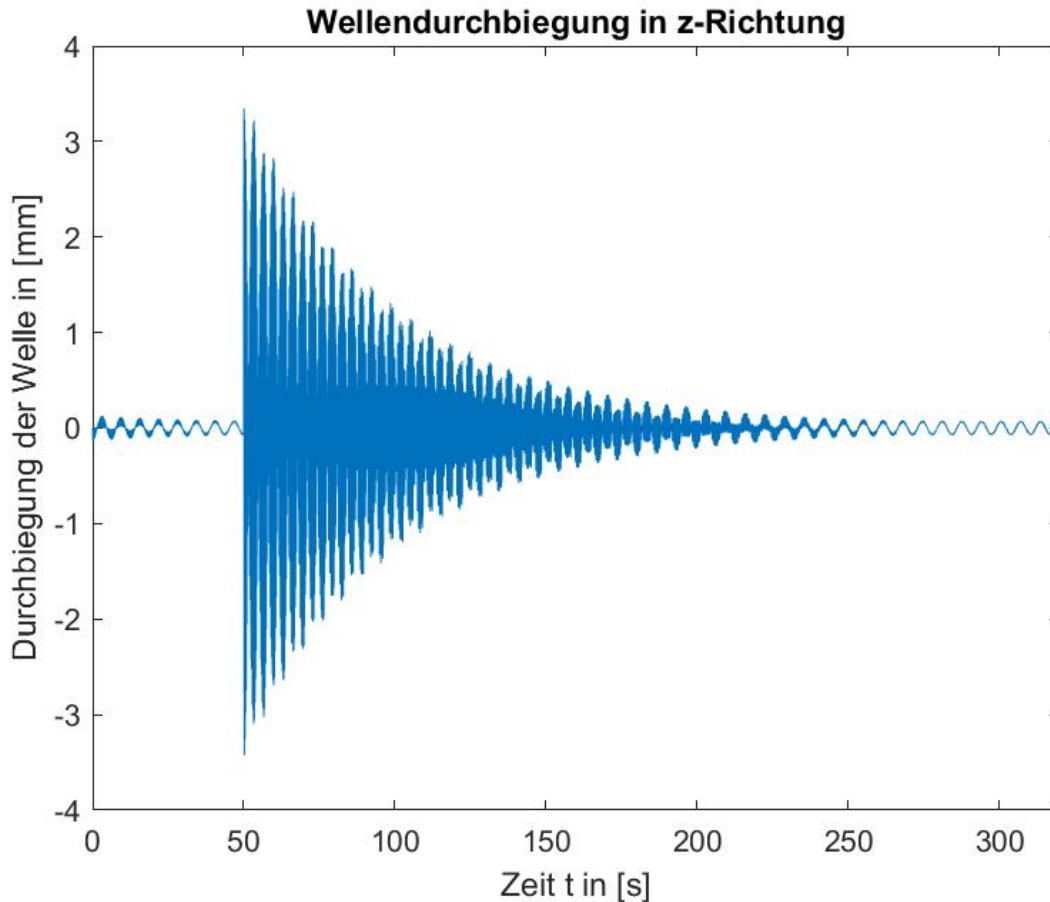


Abbildung 4.17: Durchbiegung der Welle im Laufe der Zeit aufgrund der Krafteinwirkung von außen. Stabile Parameterkombination.

Der Wert der Wellendurchbiegung setzt sich aus den Daten zweier Sensoren zusammen. Die beiden Sensoren sind gemäß Kapitel 4.4.4.3 positioniert, sodass aus ihren Daten die Durchbiegung der Welle über ihrer kompletten Länge errechenbar ist. Abbildung 4.17 selbst zeigt ein ebenso einschwingendes Verhalten, wie es in Abbildung 4.16 zu sehen ist. Nach den anfänglichen Einschwingvorgängen findet bei $t = 50s$ die Krafteinwirkung statt und es folgen relativ große Durchbiegungswerte mit bis zu $3,4mm$. Im Laufe der Zeit nehmen die Durchbiegungswerte der Welle immer weiter ab, was an geringer werdenden Amplituden zu sehen ist. Die Schwingungen klingen demnach im Laufe der Zeit ab. Der Zustand, welcher sich nach abklingen der Schwingungen einstellt entspricht dem Zustand des Systems vor der Krafteinwirkung. Dies weist auf eine stabile Antriebsstrangkonfiguration hin. Das Abklingen der Schwingungen wird allerdings nur durch die im System vorhandene Dämpfung möglich. Dabei wirkt sich die Stärke der Dämpfung auf die für den Einschwingvorgang benötigte Zeit aus.

In Abbildung 4.18 ist zum Vergleich eine Schwingung bei einer instabilen Antriebsstrangkonfiguration zu erkennen. Zur besseren Vergleichbarkeit der Diagramme ist ebenso die Wellendurch-

biegung gewählt. Die hier für die Instabilitäten beispielhaft ausgesuchte Antriebsstrangkonfiguration besitzt die Parameter Rotormasse $m_{Rotor} = 75000kg$ und Generatormasse $m_{Gen} = 280000kg$.

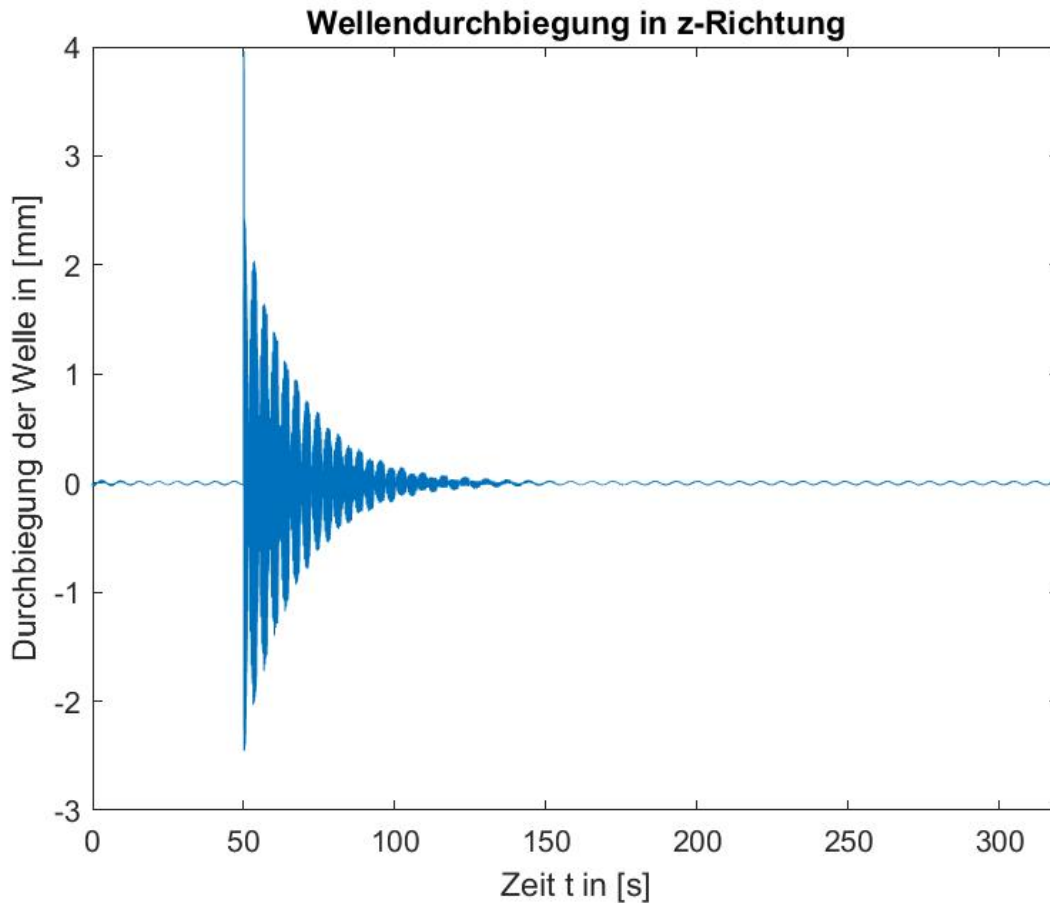


Abbildung 4.18: Durchbiegung der Welle im Laufe der Zeit aufgrund der Krafteinwirkung von außen. Instabile Parameterkombination. Dämpfung aktiviert.

Nach Ablauf der 50s zwecks der numerischen Einschwingvorgänge folgt die Anregung auf den Rotor mit einer Kraft von $3MN$. Ab diesem Zeitpunkt weist Abbildung 4.18 schwingendes Verhalten auf. Die Durchbiegung über der gesamten Welle ist (abgesehen von der Überschwungung zu Beginn) direkt nach dem Kraftstoß mit einem Wert von $2,5mm$ am größten. Danach nehmen die Amplituden der Schwingung mit zunehmender Zeit ab. Dies lässt sich in der Abbildung als einschwingendes Verhalten erkennen. Der Grund für dieses Verhalten ist, dass diese Parameterkombination bei Betrachtung der Eigenwerte zwar als instabil gilt, die Dämpfung im System allerdings dennoch groß genug ist, um ein Aufschwingen zu verhindern. Eine weitergehende Untersuchung mit herabgesetzter Dämpfung im System ist darum von Interesse. Die Durchführung der gleichen Simulation mit identischen Parameterwerten führt bei der eben angesprochenen Herabsetzung der Dämpfung auf Abbildung 4.19.

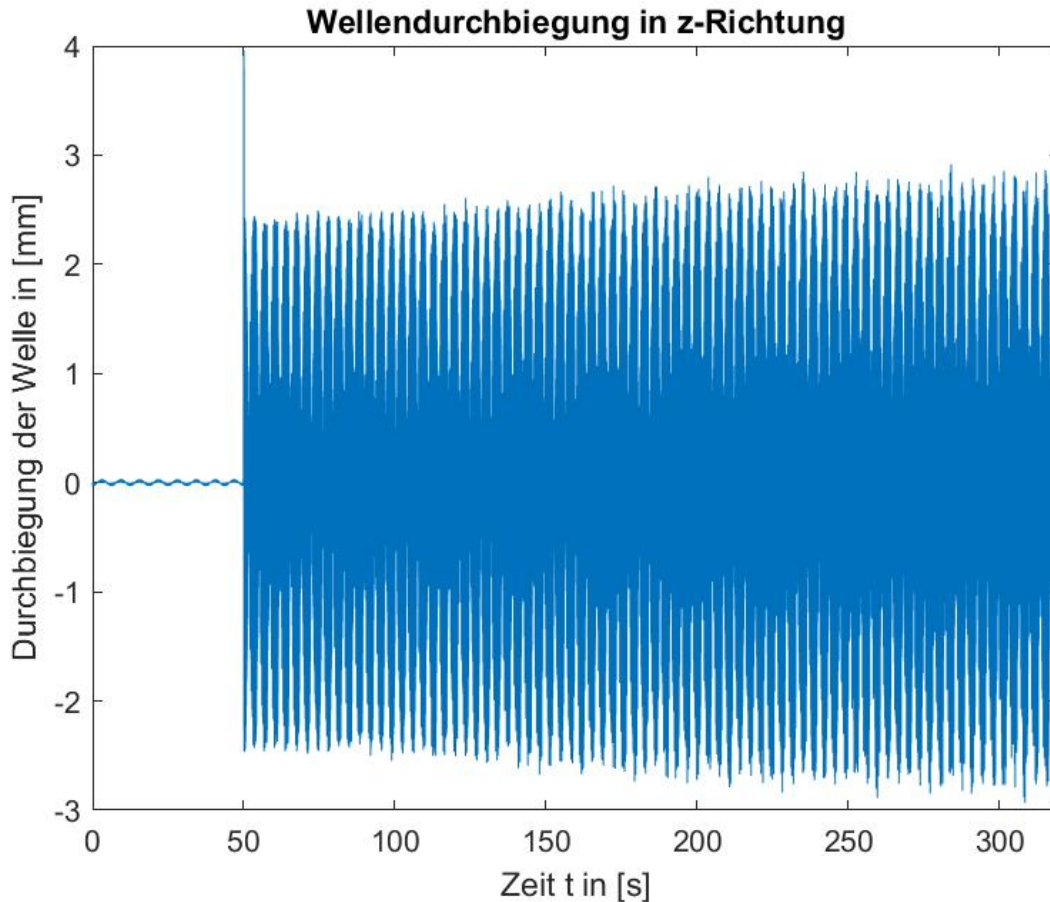


Abbildung 4.19: Durchbiegung der Welle im Laufe der Zeit aufgrund der Krafteinwirkung von außen. Instabile Parameterkombination. Dämpfung deaktiviert.

Abbildung 4.19 zeigt dasselbe System, dieselbe Krafteinwirkung und die Untersuchung desselben Wertes, wie zuvor Abbildung 4.18. Der Unterschied zu Abbildung 4.18 ist, dass nun die Dämpfung deutlich herabgesetzt ist. Die Dämpfung im System geht von der Welle aus, welche als flexibler Körper modelliert ist. Zu erkennen ist, dass die Amplituden, welche direkt nach der Einwirkung der Anregung bei $t = 50s$ vorhanden sind, geringer sind als die Amplituden zu einem späteren Zeitpunkt der Simulation. Dies deutet auf ein sich aufschwingendes System hin. Die durch die Kraftanregung induzierten Bewegungen der Bauteile schwingen sich im Laufe der Zeit auf, da die Systemkonfiguration instabil ist. Bereits die Stabilitätsuntersuchungen mithilfe der Eigenwerte in Kapitel 4.4.2 zeigen, dass diese Antriebsstrangkombination nicht stabil sein kann. Sie befindet sich weit außerhalb des stabilen Bereichs. Die reine Simulationsdauer ab Beginn der Anregung beträgt in dieser Untersuchung lediglich $t = 270s$. Bei einer noch längeren Simulationsdauer würden die Amplituden der Schwingungen immer weiter anwachsen, wie dies innerhalb der ersten 270 Sekunden hier bereits zu erkennen ist. In der Realität würde dies mit der Zeit zur Beschädigung von Bauteilen (zum Beispiel durch Schwingbruch) und eventuell zur Zerstörung der Anlage führen. Mit diesem aufschwingenden Verhalten ist die Instabilität dieser Antriebsstrangkombination nun auch mithilfe der Schwingungen der Bauteile nachweisbar.

4.4.4 Simulationen zur Funktionstüchtigkeit

4.4.4.1 Allgemein

Um neben der Stabilität zu ermitteln, ob der untersuchte Antriebsstrang darüber hinaus diverse Belastungen und Grenzwerte aushält/einhält sind Betrachtungen zur allgemeinen Funktionstüchtigkeit des Systems relevant. In dem Unterkapitel 4.4.4 erfolgen darum Simulationen zur Funktionstüchtigkeit, sowie deren Auswertungen, um das schwingungstechnische Verhalten des Antriebsstranges näher zu betrachten und feststellen zu können ob der Antriebsstrang bestimmte Grenzwerte (siehe Kapitel 2.6) einhält. Zum Zweck der Analysen zur Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges deckt jeder einzelne Simulationsdurchlauf eine Zeitspanne von $\Delta t = 70s$ ab. Da diese Untersuchung im Gegensatz zu jener in Kapitel 4.4.3 kein drehendes System betrachtet muss der Zeitpunkt der Krafteinwirkung nicht zwingend ein Vielfaches von $6,25s$ sein. Darum startet bereits zum Zeitpunkt $t = 40s$ mithilfe einer Anregung auf das System die eigentliche Simulation. Damit dienen in dem System die ersten $40s$ dazu numerische Einschwingvorgänge zuzulassen.

4.4.4.2 Luftspaltüberschreitung des Generatorankers

In diesem Unterkapitel erfolgen Untersuchungen zur Stärke der Auslenkung des Generatorankers infolge einer auf den Rotor der Windenergieanlage einwirkenden Böe. Diese ist in SIMPACK wiederum als Force-Element modelliert. Die Relevanz dieser Untersuchungen ist dahingehend begründet, als dass sich der Generatoranker innerhalb des zwischen Generatorrotor und Generatorstator befindlichen Luftspaltes bewegen kann. Dieser Luftspalt besitzt bei der DTU-10-MW-Anlage nach [37, S.1393] eine Breite von $10mm$. Eine ausreichend große Auslenkung des Generatorankers aufgrund einer Krafteinwirkung von außen kann zu einem Rotor-Anker-Kontakt führen, falls der Luftspalt vom Anker übertreten wird. Die Folgen können Kurzschlüsse, thermische Belastungen, Deformationen und Bauteilbeschädigungen sein. Da es darüber hinaus auch lediglich zu geringen Auslenkungen kommen kann erfolgt nicht nur die Untersuchung der Überschreitung des absoluten Grenzwertes, sondern auch die Betrachtung inwieweit sich der Generatoranker in den Luftspalt hineinbewegt, ohne diesen vollständig zu passieren. Dies kann bei zukünftigen Untersuchungen helfen, in denen zusätzliche Einflüsse (wie zum Beispiel Magnetkräfte) untersucht werden und Toleranzen eingeplant sind. Bei den Datenpunkten, aus welchen die Diagramme in diesem Unterkapitel bestehen, handelt es sich um die Maximalwerte, die sich bei den Schwingungen der jeweiligen Parameterkombination ergeben.

In Abbildung 4.20 ist eine zweidimensionale Darstellung der Übertretung des Luftspaltes durch den Generatoranker dargestellt. Dieser Teil der Parameterstudie zeigt die Variation der Parameter Generatorlänge und Wellenaußendurchmesser. Es sind nur blaue Datenpunkte zu erkennen.

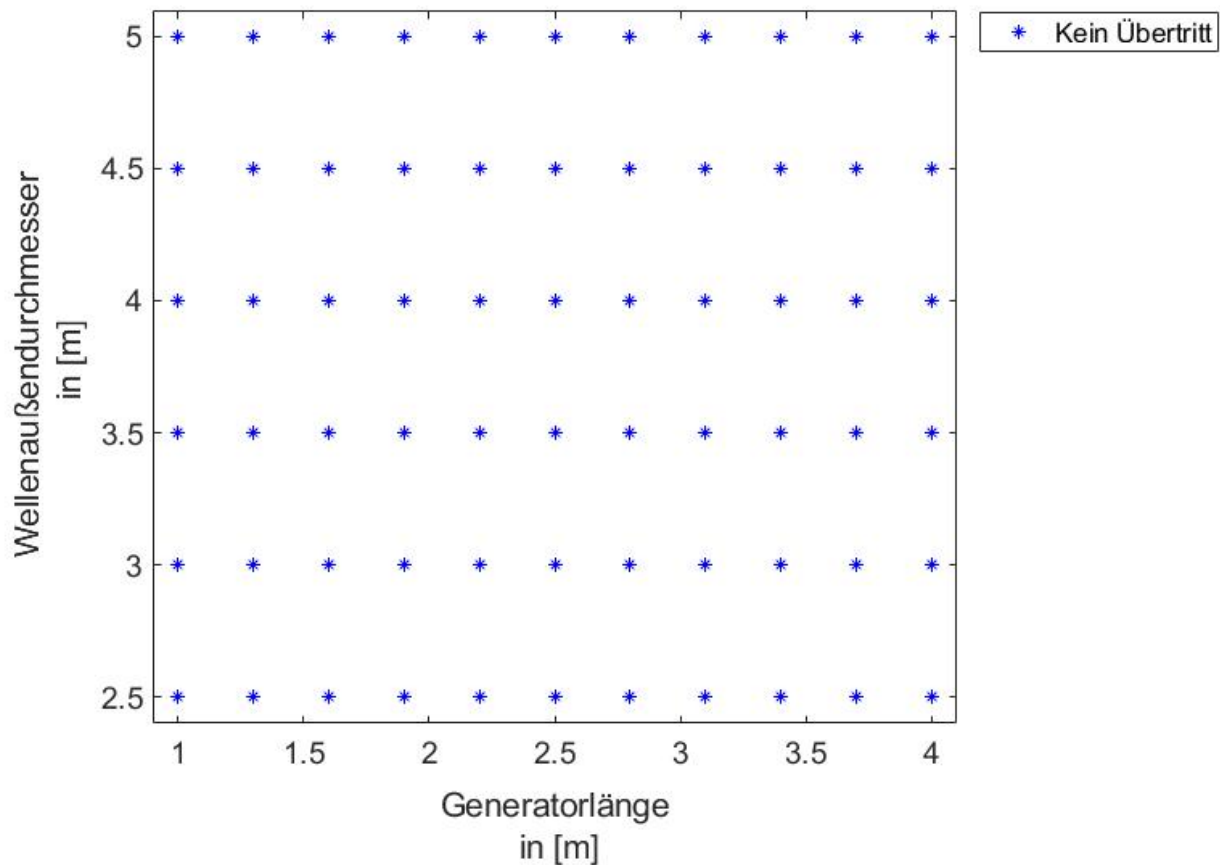


Abbildung 4.20: 2-D-Darstellung der Luftspaltüberschreitung bei Variation der Parameter Wellenaußendurchmesser und Generatorlänge. Die Böenstärke beträgt 3 MN.

In Abbildung 4.20 stehen rote Punkte für einen Übertritt des Luftspaltes. Blaue Datenpunkte bedeuten hingegen, dass der Anker den Luftspalt nicht passiert. Wie deutlich zu erkennen ist überschreitet der Anker in keinem der untersuchten Fälle den Luftspalt vollständig. In den Analysen im Zuge der Parameterstudie zeigt sich, dass bei einer Böe mit einer Kraftübertragung auf den Rotor von 3MN nur in seltenen Fällen eine Überschreitung des Luftspaltes vorhanden ist. Eine dreidimensionale Darstellung, wie in Abbildung 4.21 mit der Generatorankerauslenkung auf der dritten Achse hilft jedoch dabei die eigentliche Auslenkung genauer betrachten zu können. Außerdem ist somit erkennbar welchen Effekt die Veränderung eines Parameters hat und in welche Richtung dieser zu verändern ist, sodass es nicht zur Überschreitung des Luftspaltes kommt. Aus diesem Grund sind in dieser Arbeit auch zwecks der Generatorankerauslenkung dreidimensionale Diagramme entstanden.

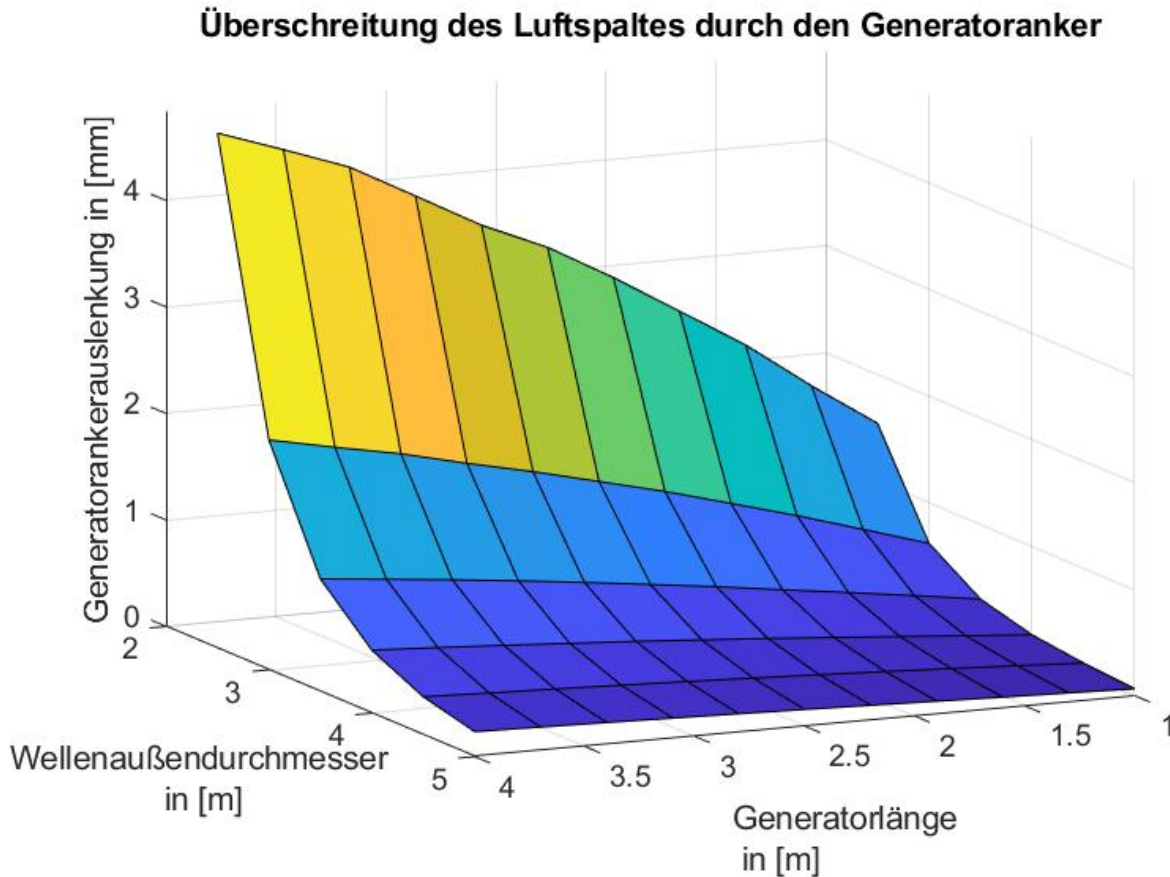


Abbildung 4.21: 3-D-Darstellung der Luftspaltüberschreitung bei Variation der Parameter Wellenaußendurchmesser und Generatorlänge. Die Böenstärke beträgt 3 MN.

Abbildung 4.21 stellt die Auslenkung des Generatorankers bei Variation der Länge des Generators und des Wellenaußendurchmessers genauer dar. Man erkennt, dass der Anker bei einem hohen Außendurchmesser nahezu nicht auslenkt. Somit zeigt sich hier, dass eine massive Welle zu geringeren Amplituden der Schwingungen neigt und damit zu einem stabileren System führt. Wird ein geringerer Außendurchmesser verwendet, so ist entgegengesetztes Verhalten zu beobachten und die Böe sorgt für Ankerbewegungen von mehreren Millimetern. Weiterhin ist erkennbar, dass sich auch die Länge des Generatorankers auf die Auslenkung auswirkt. Dies entspricht jedoch auch den Erwartungen, da der Generator in dem untersuchten Antriebsstrang an seinem hinteren Ende gelagert vorliegt. Bleibt der Wert des Auslenkungswinkels am hinteren Ende des Generatorankers aufgrund gleichgroßer Krafteinwirkung gleich, so sorgt eine Verlängerung des Generatorankers logischerweise dafür, dass die Sensoren des Ankers von ihrem Drehpunkt (Lager am hinteren Generatorende) weiter entfernt sind und damit weiter auslenken. Darüber hinaus erfolgt durch Verlängerung des Generatorrotors eine leichte Gewichtsverlagerung bezüglich des Generatorgewichts in Richtung Rotor der Windenergieanlage, was die Auslenkung zusätzlich leicht beeinflusst. Die größte Auslenkung in Abbildung 4.21 liegt mit $4,84\text{mm}$ bei $l_{Gen} = 4\text{m}$ und $d_{Welle,Aussen} = 2,5\text{m}$ vor. Im Weiteren folgt noch ein Beispiel, bei welchem der Generatoranker weit genug auslenkt, um

den gesamten Luftspalt zu durchqueren. In Abbildung 4.22 ist die Auslenkung des Ankers ebenso bei einer Böenstärke von $3MN$ dargestellt. In diesem Teil der Parameterstudie variiert sowohl der Wellenaußendurchmesser, als auch der -innendurchmesser. Eine dreidimensionale Abbildung sorgt hierbei wiederum für die zeitgleiche Darstellung beider Parameter, sowie der Auslenkung.

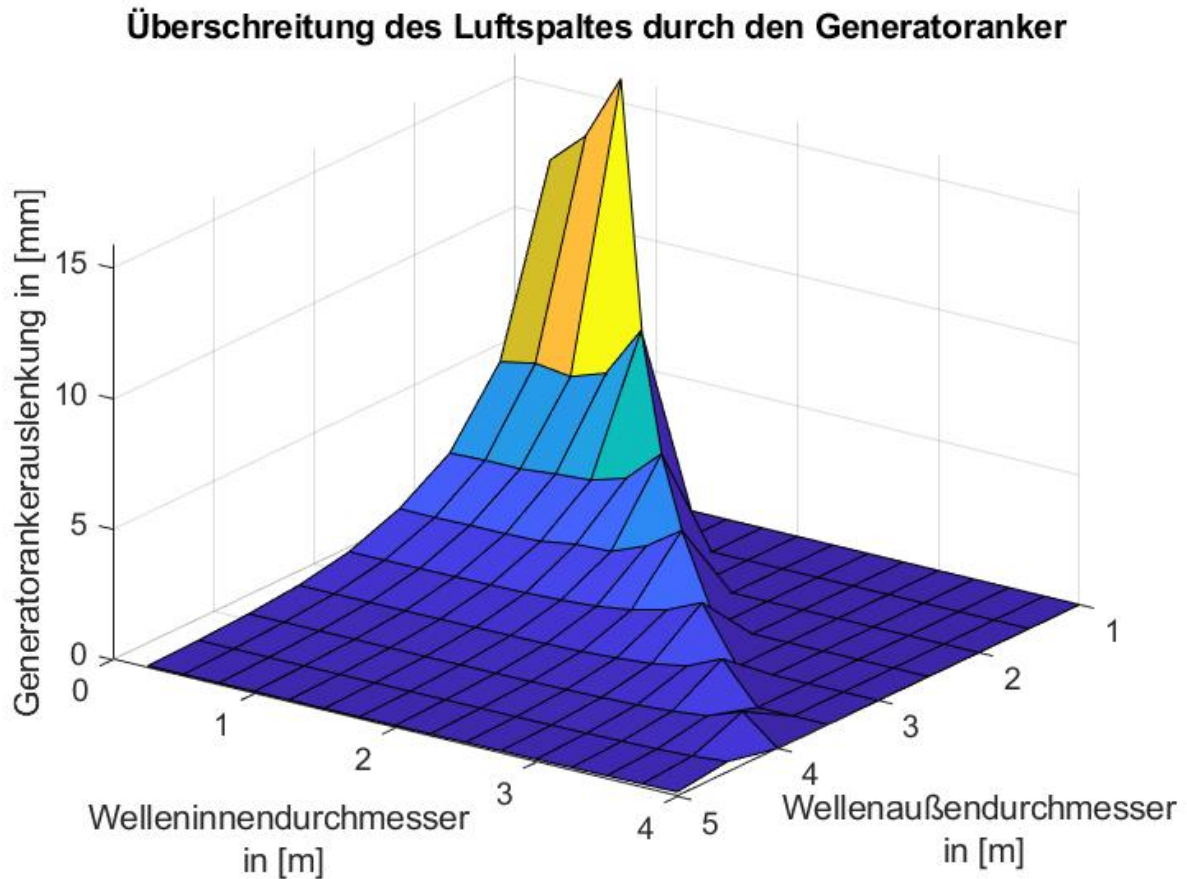


Abbildung 4.22: 3-D-Darstellung der Luftspaltüberschreitung bei Variation der Parameter Wellenaußendurchmesser und Welleninnendurchmesser. Die Böenstärke beträgt $3MN$.

Innerhalb der Analysen zeigt sich, dass sich bei einer simulierten Böenstärke von $3MN$ eine Überschreitung der $10mm$ -Grenze nur ergibt, falls Wellenaußendurchmesser und Welleninnendurchmesser gleichzeitig zu ungünstigen Werten variiert werden. Ist das Verhältnis $\frac{d_{Welle,Aussen}}{d_{Welle,Innen}}$ möglichst gering (nahe 1), so ergibt sich eine wenig massive Welle. Wenn der Wellenaußendurchmesser darüber hinaus auch noch minimal ist (dünne Welle) und der Welleninnendurchmesser seinen maximal möglichen Wert annimmt, so ergibt sich die größte Auslenkung des Generatorankers innerhalb der Parameterstudie. In Abbildung 4.22 ist dies gut zu erkennen. Die maximale Auslenkung des Generatorankers liegt hier bei $15,89mm$ für $d_{Welle,Aussen} = 1,0m$ und $d_{Welle,Innen} = 0,75m$. Dies lässt den Schluss zu, dass ein Antriebsstrang des untersuchten Modells und dieser Größenordnung in der Realität so nicht ausgeführt werden sollte, da im Laufe des Betriebs Beschädigungen zu erwarten wären. Die größten Auslenkungen innerhalb der Parameterstudie listet Tabelle 5 auf:

Tabelle 5: Größte Auslenkungen des Generatorankers

Parameter A:	Wert Parameter A [m]:	Parameter B:	Wert Parameter B [m]:	Auslenkung des Generatorankers [mm]
Welle Außendurchmesser	1,0	Welle Innendurchmesser	0,75	15,89
Welle Außendurchmesser	1,0	Welle Innendurchmesser	0,5	13,38
Welle Außendurchmesser	1,0	Welle Innendurchmesser	0,25	12,13
Welle Außendurchmesser	1,5	Welle Innendurchmesser	1,25	7,83
Welle Außendurchmesser	1,5	Welle Innendurchmesser	1,0	5,86
Welle Außendurchmesser	2,5	Generatorlänge	4,0	4,84
Welle Außendurchmesser	2,0	Welle Innendurchmesser	1,75	4,68
Welle Außendurchmesser	2,5	Generatorlänge	3,7	4,62
Wellenlänge	9,4	Generatorlänge	4,0	4,49
Welle Innendurchmesser	2,75	Generatorlänge	4,0	4,44

Zusammenfassend lässt sich damit sagen, dass bei einer Böenstärke von $3MN$ die Auslenkung des Generatorankers innerhalb der Parameterstudie nur sehr selten groß genug ist, um den Luftspalt mit einer Breite von $10mm$ zu überschreiten. Wie anhand Tabelle 5 zu erkennen ist geschieht dies nur bei geringem Außendurchmesser mit gleichzeitig hohem Innendurchmesser der Welle. Große Auslenkungen sind demnach allgemein bei wenig massiven Wellen anzutreffen. Weiterhin spielt auch die Länge des Generatorankers in dessen maximale Auslenkungswerte mit hinein. Ein langer Generatoranker führt zu großen Auslenkungen, wie Tabelle 5 auf Basis der durchgeführten Parameterstudie zeigt. Dieses Verhalten ist aufgrund der Interpretationen der Abbildung 4.21, sowie der Ausführungen des Kapitels 2.6.2 jedoch auch zu erwarten.

Insgesamt bilden sich im Zuge der Parameterstudie die in Tabelle 6 dargestellten Erkenntnisse heraus:

Tabelle 6: Parameter mit großem Einfluss auf die Luftspaltüberschreitung durch den Generatoranker

Parameter:	Einfluss des Parameters:
Welle Innendurchmesser	Hoher Wert → Große Auslenkung
Welle Außendurchmesser	Niedriger Wert → Große Auslenkung
Generatorlänge	Hoher Wert → Große Auslenkung
Rotordurchmesser	Hoher Wert → Große Auslenkung
Loslagerposition	Geringe Entfernung zum Rotoranschluss → Große Auslenkung
Wellenlänge	Hoher Wert → Große Auslenkung
Rotormasse	Sehr geringer Einfluss (100-stel <i>mm</i> -Bereich)
Generatordurchmesser	Sehr geringer Einfluss (μm -Bereich)
Generatormasse	Sehr geringer Einfluss (μm -Bereich)

4.4.4.3 Durchbiegung der Welle

In diesem Unterkapitel wird die Durchbiegung der Welle untersucht. Dafür kommen Windböen unterschiedlicher Stärke zum Einsatz, welche auf den Rotor einwirken. Dies sorgt für ein Nicken des Rotors und führt infolgedessen zu einer Durchbiegung der Welle, da diese direkt an dem Rotor befestigt ist. Die Böen sind in SIMPACK bei dieser Simulation vereinfacht als Kraftelemente (Force-Elements) definiert, welche eine kurzzeitige ($t = 0, 1\text{s}$) Krafteinwirkung auf den Rotor bewirken. Ziel dieser Krafteinwirkung ist es lediglich die sich ergebende maximale Durchbiegung der Welle des Antriebsstranges zu ermitteln. Aus diesem Grund erfolgt in dieser Simulation keine zusätzliche Drehung des Antriebsstranges.

Zunächst folgt in Abbildung 4.23 beispielhaft die Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Durchbiegung der Welle bei einer Böe, welche kurzzeitig mit einer Kraft von 4 MN auf den Rotor drückt. Diese Simulation bezieht sich auf das Ursprungsmodell des Antriebsstranges der DTU-10-MW-Anlage. Demnach wurde in dieser ersten Untersuchung auf Parametervariationen bezüglich der Bauteile des Antriebsstranges verzichtet. Die x-Achse entspricht der Zeitachse, während die y-Achse die Durchbiegung [*m*] darstellt. Es ist eine einzelne blaue Kurve zu erkennen, welche nach einem anfänglichen Ausschlag über der Zeit hinweg abnimmt und sich immer weiter dem 0-Wert der Horizontalachse annähert.

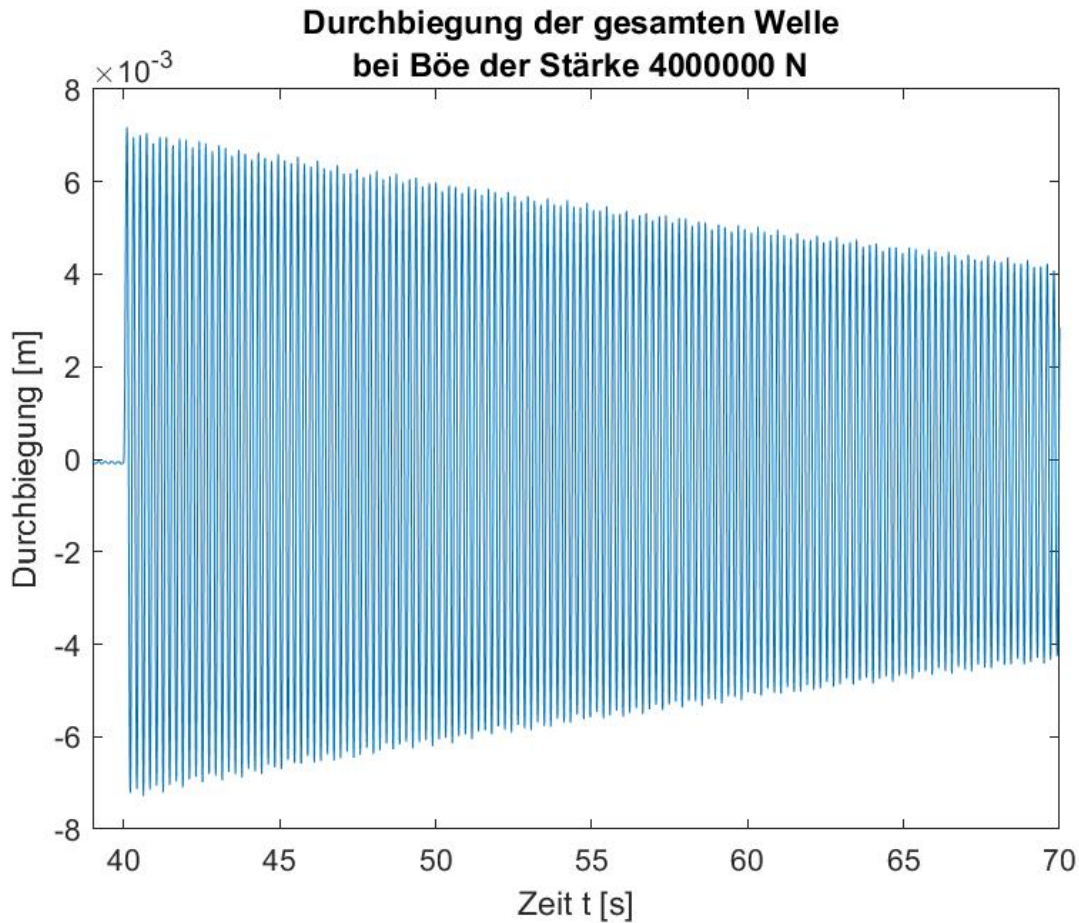


Abbildung 4.23: Durchbiegung der Welle bei einer Böe, welche eine Kraft von 4MN auf den Rotor überträgt

Abbildung 4.23 zeigt die Durchbiegung der gesamten Welle über der Zeit, welche sich ergibt, wenn eine plötzlich auftretende Böe eine Kraft von $4MN$ auf den Rotor ausübt. Da der Rotor der untersuchten Windenergieanlage eine direkte Verbindung zur Welle aufweist bewirkt die Böe in der Folge eines Nickens des Rotors ebenso eine Durchbiegung der Welle um ein gewisses Maß. Zum Zeitpunkt $t = 40,0$ s nach Simulationsstart erfolgt die Krafteinwirkung, wodurch der Rotor zu nicken anfängt und sich die Welle durchbiegt. Die Zeit, welche zwischen Simulationsstart und Krafteinwirkung verstreicht dient dazu numerische Einschwingvorgänge des Modells zuzulassen. Der Maximalwert der Durchbiegung, welchen die Welle bei dieser Böenstärke erreicht, liegt zeitlich unmittelbar nach dieser Krafteinwirkung. Das Maximum liegt in diesem Fall bei $7,30 \cdot 10^{-3}m$. Da der Rotor nickt nimmt die Durchbiegung der Welle sowohl positive, als auch negative Werte an. Ein Wechsel des Vorzeichens des Durchbiegungswertes symbolisiert in diesem Diagramm daher eine Durchbiegung der Welle in entgegengesetzte Richtung. Im weiteren Verlauf ist ein abnehmendes Schwingen der Kurve zu beobachten. Sie nähert sich mit fortschreitender Zeit immer weiter der Horizontalachse an, sodass die Schwingungen immer weiter abklingen. Zum Ursprung der Werte der Abbildung 4.23 ist zu sagen, dass die Position des Loslagers zu berücksichtigen ist. Weiterhin ist die Verwendung eines einzelnen Sensors zwischen Wellenanfang und Wellenende bei der vor-

liegenden Anordnung des Antriebsstranges nicht zielführend, da zum Zeitpunkt der Durchbiegung der Welle die Differenz in vertikaler Richtung der beiden Messpunkte des Sensors weitaus geringer ausfällt, als es der Durchbiegung der Welle entspricht (vergleiche hierzu die Skizze in Abbildung 4.24). Eine genauere Betrachtung der Bauteilbewegungen während eines Simulationsdurchlaufs zeigt den Grund für diese Diskrepanz. Zum Zeitpunkt maximaler Durchbiegung der Welle befinden sich beide, sowohl Wellenanfang, als auch Wellenende entweder in maximaler positiver oder in maximaler negativer Elongation. Da sich demnach beide Wellenenden in dieselbe Richtung durchbiegen ist die horizontale Differenz zwischen Wellenanfang und Wellenende sehr gering. Der Sensorwert kann demnach theoretisch sogar bei maximaler Durchbiegung einen 0-Wert annehmen. Abhilfe zu diesem Problem schafft die Verwendung von zwei Sensoren. Darum sind in dieser Arbeit zur Ermittlung der maximalen Durchbiegung der Welle zwei Sensoren zum Einsatz gekommen, welche so positioniert sind, dass sie jeweils die Differenz in vertikaler Richtung zwischen Wellenanfang und Loslager, sowie zwischen Loslager und Wellenende messen. Die elementweise Addition dieser Sensordaten führt auf die in Abbildung 4.23 dargestellte Wellendurchbiegung über der Gesamtlänge der Welle.

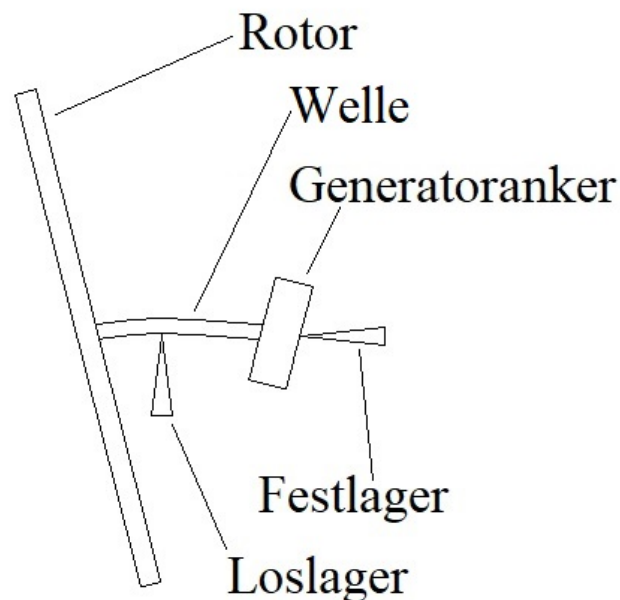


Abbildung 4.24: Skizze des Antriebsstranges bei durchgebogener Welle. Durchbiegung zur besseren Erkennbarkeit stark überzeichnet dargestellt.

Vermutungen legen nahe, dass die Wellendurchbiegung sowohl von der Stärke der Böe, als auch von der Massivität der Welle abhängig ist. Aus diesem Grund erfolgt im Weiteren zunächst die Variation der Stärke der Böe wiederum ausgehend vom Ursprungsmodell. Die Durchführung weiterer

Simulationen entsprechend Abbildung 4.23 mit Variation der auf den Rotor einwirkenden Kraft von 0, 1MN bis 30MN (hier als Böenstärke bezeichnet) ergibt die Maximalwerte der Durchbiegung der Welle bei unterschiedlich starken Böen. In Abbildung 4.25 ist diese Maximale Durchbiegung der Welle (Vertikalachse) aufgetragen, welche sich bei unterschiedlich starker Krafteinwirkung (Horizontalachse) ergibt.

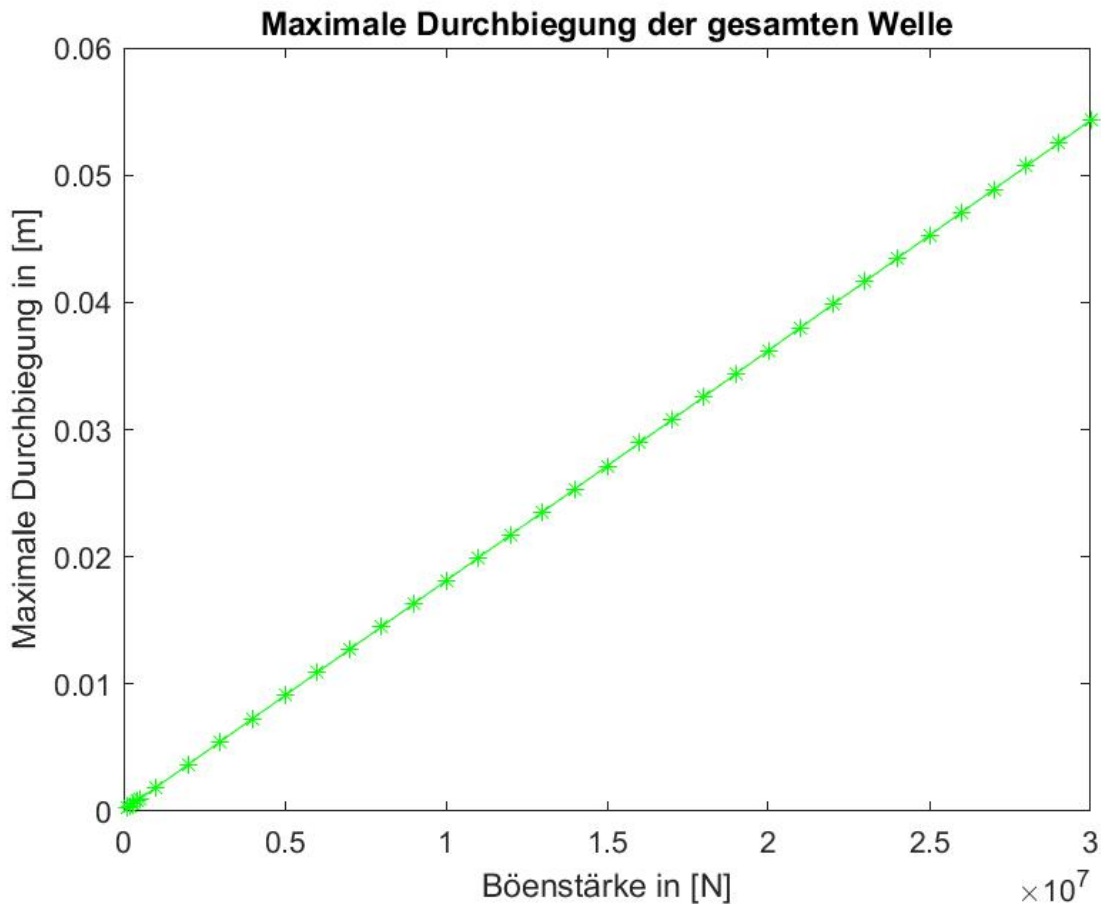


Abbildung 4.25: Maximale Durchbiegung der Welle bei Variation der Böenstärke

Die Punkte maximaler Durchbiegung in Abbildung 4.25 basieren auf den Maximalwerten weiterer Diagramme ähnlich Abbildung 4.23. Es fällt auf, dass die einzelnen Datenpunkte der Maxima der Auslenkung auf einer Geraden liegen. Dies lässt den Schluss zu, dass ein linearer Zusammenhang zwischen der Kraft, welche auf den Rotor einwirkt und der maximalen Durchbiegung der Welle vorhanden ist. Der Zusammenhang ergibt sich zu:

$$\frac{D_{max}}{F_{B\ddot{o}e}} = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{0,05431m}{30MN} = 1,810 \cdot 10^{-9} \frac{m}{N} = 1,810 \frac{mm}{MN} \quad (4.2)$$

Hierbei steht D_{max} für die maximale Durchbiegung und $F_{B\ddot{o}e}$ entspricht der in dem jeweiligen Simulationsdurchlauf vorhandenen Böenstärke. Das Verhältnis dieser beiden Werte entspricht darüber

hinaus der Geradensteigung. Bezogen auf die Länge der Welle folgt für $\frac{D_{max}}{F_{B\ddot{o}e}} = 0,335 \frac{mm}{m \cdot MN}$.
Basierend auf diesen Ergebnissen ist ein Vergleich mit typischen Grenzwerten der Durchbiegung bei Wellen interessant, um festzustellen, wie weit die Wellendurchbiegung die maximale ertragbare Böenstärke des hier untersuchten Ursprungsmodells des Antriebsstranges begrenzt:

Für Wellen im allgemeinen Maschinenbau gilt nach [29, S.51]:

$$f_{zul} \leq \frac{l}{3000} \quad (4.3)$$

Die Variable l meint hierbei den Abstand der verwendeten Lager.

Da die untersuchte Welle einen elektrischen Generator antreibt ist auch die Verwendung von Formel 4.4 nach [32, S.499] zulässig:

$$f_{zul} < (0.2 \dots 0.3) \cdot b_{Luftspalt} \quad (4.4)$$

Abbildung 4.26 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt aus Abbildung 4.25 mit den Grenzwerten der Durchbiegung nach den Formeln 4.3 und 4.4:

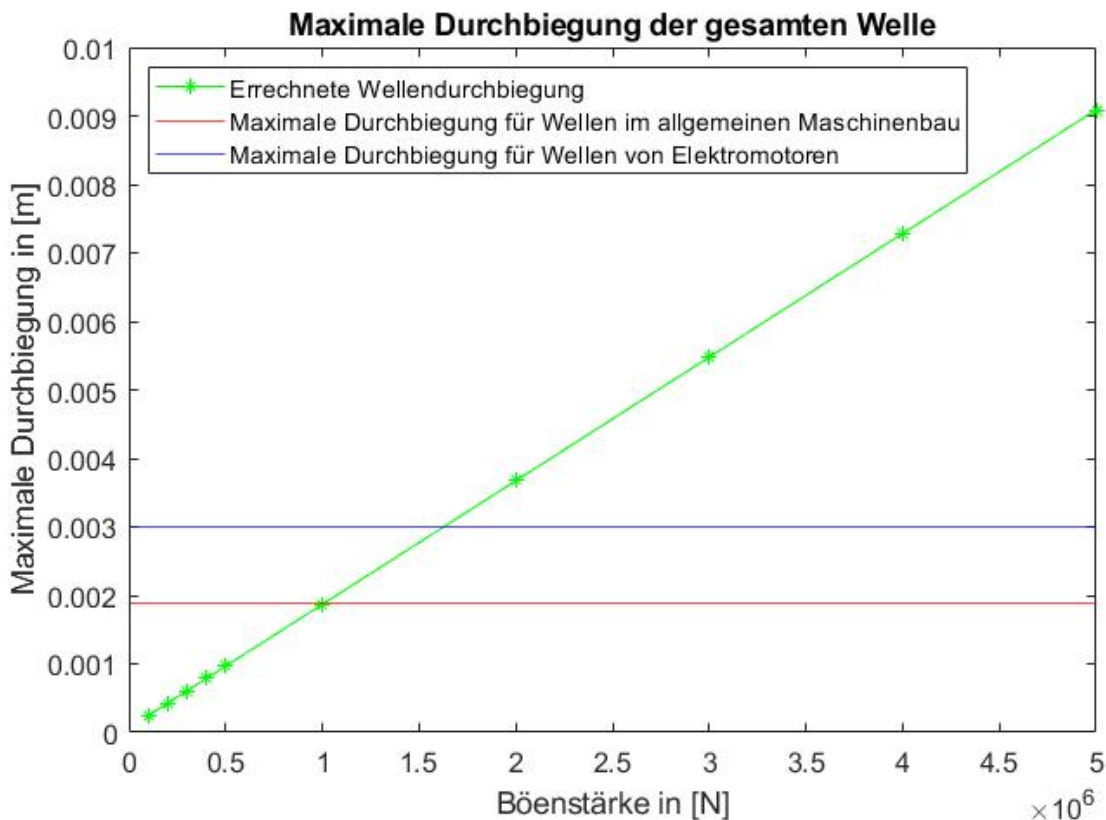


Abbildung 4.26: Maximale Durchbiegung der Welle mit Grenzwerten der Durchbiegung

Die Grenzwerte ergeben sich hierbei mit $l = 5,65m$ und $b_{Luftspalt} = 10mm$ zu:

$$f_{zul} \leq \frac{l}{3000} = \frac{5,65m}{3000} = 0,001883m \quad (4.5)$$

$$f_{zul} < (0.2\dots0.3) \cdot b_{Luftspalt} = (0.2\dots0.3) \cdot 10mm = 0,002m\dots0,003m \quad (4.6)$$

Aufgrund dieser Daten ergibt sich, dass bei der Antriebsstrangkonfiguration des Ursprungsmodells die maximale Böenstärke zwischen $1,040MN$ und $1,657MN$ liegt. Stärkere Böen würden zu Durchbiegungen führen, welche die hier errechneten maximalen Grenzwerte überschreiten. Hierbei ist allerdings zu erwähnen, dass die, durch die Böe verursachte, am Rotor anliegende Kraft am äußersten Punkt des Rotors angreift. Die Wahl des Kraftangriffspunktes auf den äußersten Rotorrand führt nach dem Hebelgesetz zur stärksten Durchbiegung und soll damit den extremsten anzunehmenden Fall abbilden.

Die vorherigen Untersuchungen in diesem Unterkapitel beziehen sich auf den Antriebsstrang des Ursprungsmodells und es liegen noch keine Variationen der Bauteilparameter vor. Im weiteren Verlauf erfolgt nun eine solche Variation der Bauteilparameter, um festzustellen, welche der untersuchten Parameter den stärksten Einfluss auf die Durchbiegungswerte der Welle haben, beziehungsweise welche Grenzwerte bei den Bauteilen einzuhalten sind, um einen Antriebsstrang zu erhalten, welcher einen funktionstüchtigen Betrieb gewährleistet. Hierfür erfolgt wiederum die Durchführung einer Parameterstudie, welche Bauteile gemäß der Schrittweiten und Grenzen in den Tabellen 1 und 3 variiert. Die auf den Rotor durch eine Böe einwirkende Kraft liegt in diesem Fall bei $3MN$. Ausgangsbasis der Simulationen ist wiederum das Ursprungsmodell. Die Analysen der Simulationsergebnisse zeigen die stärksten ermittelten Durchbiegungen der Welle. Diese sind in Tabelle 7 aufgetragen. Zusätzlich sind die vom Ursprungsmodell abweichenden Parameter (hier als Parameter A und Parameter B bezeichnet) dazu aufgelistet.

Tabelle 7: Größte Durchbiegungen der Welle

Parameter A:	Wert Parameter A [m]:	Parameter B:	Wert Parameter B [m]:	Wellendurchbiegung [m]
Welle Außendurchmesser	1,0	Welle Innendurchmesser	0,75	0,0882
Welle Außendurchmesser	1,0	Welle Innendurchmesser	0,5	0,0738
Welle Außendurchmesser	1,0	Welle Innendurchmesser	0,25	0,0667
Welle Außendurchmesser	1,5	Welle Innendurchmesser	1,25	0,0436
Welle Außendurchmesser	2,5	Wellenlänge	9,4	0,0354
Wellenlänge	9,4	Welle Innendurchmesser	2,75	0,0345
Welle Außendurchmesser	1,5	Welle Innendurchmesser	1,0	0,0325
Welle Außendurchmesser	2,5	Wellenlänge	8,9	0,0323
Wellenlänge	8,9	Welle Innendurchmesser	2,75	0,0317
Welle Außendurchmesser	1,5	Welle Innendurchmesser	0,5	0,0308

In Tabelle 7 sind von oben nach unten die Parameterkombinationen aufgelistet, welche die größten Durchbiegungen der Welle verursachen, die sich bei einer Böe ergeben, welche eine Kraft von $3MN$ auf den Rotor überträgt. Der größte Einfluss geht eindeutig von der Massivität der Welle aus. Die Wellendurchbiegung ist besonders stark bei gleichzeitig geringem Wellenaußendurchmesser und hohem Welleninnendurchmesser. Dies lässt den Schluss zu, dass die größten Durchbiegungen bei einer wenig massiven Welle vorliegen. Weiterhin sind große Durchbiegungen bei einer sehr langen Welle mit gleichzeitig geringem Wellenaußendurchmesser oder hohem Welleninnendurchmesser festzustellen. Eine lange Welle mit geringer Massivität ist demnach ebenso zu vermeiden, da dies zu einer starken Biegebeanspruchung der Welle führt. Tabelle 7 zeigt, dass die Untersuchung der stärksten Wellendurchbiegungen durchaus ihre Berechtigung hat. Wird der Antriebsstrang nicht korrekt konzipiert, wie zum Beispiel mit einem viel zu geringen Wellenaußendurchmesser, so kann dies beim Betrieb der Anlage dazu führen, dass sich die Welle durch eine plötzliche Böe um bis zu $0,0882m$ durchbiegt, wobei lediglich $0,003m$ (vgl. Formel 4.6) erlaubt sind.

Weitere durch die Parameterstudie erhaltene Daten mit zusätzlichen Antriebsstrangkonfigurationen bestätigen diese Erkenntnisse. Darüber hinaus lässt sich sagen, dass große Wellenlängen allgemein, insbesondere mit gleichzeitig großen Längen des Generators zu großen Durchbiegungen führen, da auf diese Weise der Lagerabstand zwischen den beiden verwendeten Lagern viel höher wird. Geringere Massen des Generatorankers sorgen ebenfalls für größere Durchbiegungswerte der Welle, als hohe Massen.

Unterschiedlich starke Böen führen bei gleichen Werten der Bauteilparameter zu unterschiedlich starker Wellendurchbiegung. Aufgrund des bereits in Abbildung 4.25 festgestellten linearen Zusammenhangs zwischen Böenstärke und maximaler Durchbiegung der Welle sollte sich die Reihenfolge der Parameter der maximalen Wellendurchbiegung in Tabelle 7 jedoch auch bei Abänderung der Böenstärke nicht ändern. Eine weitere vollständige Parameterstudie bei anderer Böenstärke zeigt, dass sich die Reihenfolge ("Ranking") der größten Durchbiegungswerte tatsächlich kaum ändert.

4.4.5 Relevanteste Parameterkombinationen/Verhältnisse

In diesem Unterkapitel erfolgt die Ermittlung der wichtigsten Parameterkombinationen und Parametergrenzwerte, welche von dem untersuchten System innerhalb der Bereichsgrenzen der Parameterstudie einzuhalten sind. Diese Grenzwerte markieren die Grenze zwischen einem stabilen und einem instabilen System. Im Vergleich zu den Abbildungen 4.5, 4.6 und 4.9 sind nun die Schrittwerten verringert, um ein dichteres Raster an Datenpunkten zu erhalten. Dies soll dabei helfen die Grenzverläufe exakter zu ermitteln.

Abbildung 4.27 zeigt nochmals die Stabilität verschiedener Kombinationen der beiden Parameter Generatorlänge und Rotormasse. Eine Unterteilung in rote (instabile) und blaue (stabile) Datenpunkte ist deutlich zu erkennen. Darüber hinaus ist innerhalb des Diagramms ebenso eine Gerade sichtbar.

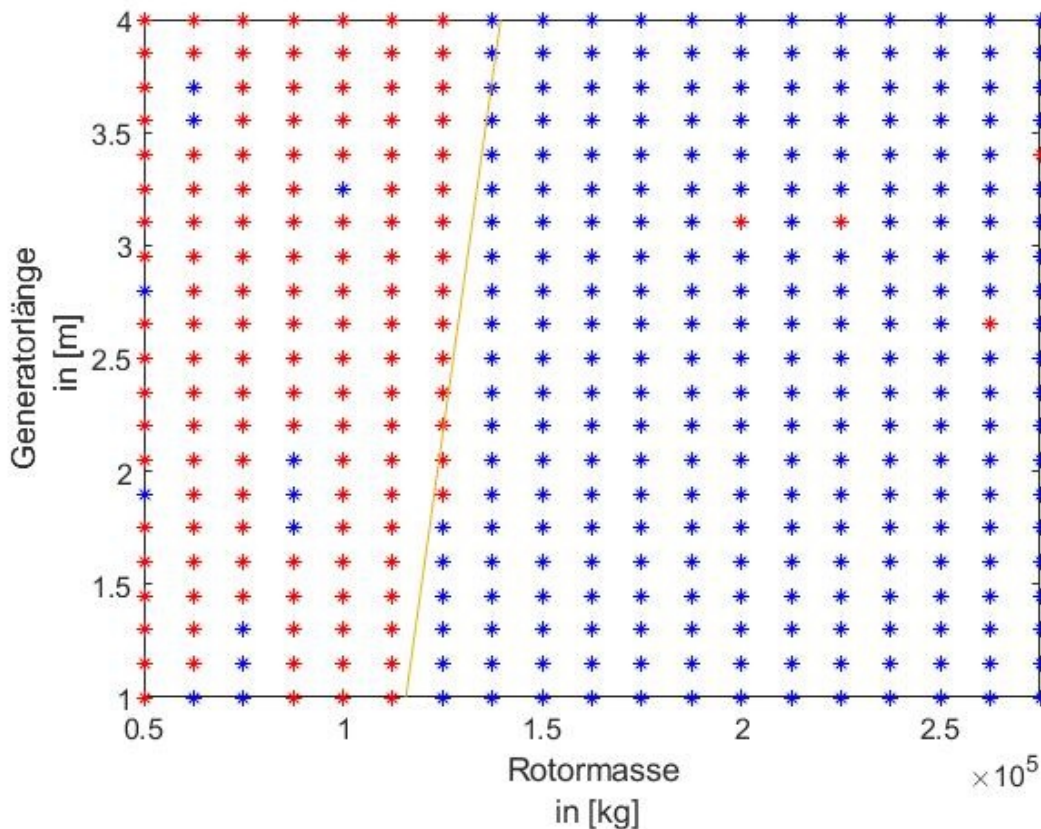


Abbildung 4.27: Stabilität des Antriebsstranges mit Stabilitätsgrenze. Variation von Rotormasse und Generatorlänge.

Abbildung 4.27 zeigt eine der relevanten Parameterkombinationen, die in dieser Arbeit für einen stabilen Betrieb des untersuchten Systems ermittelt wurden. Im Vergleich zu Abbildung 4.5 sind die Schrittweiten verringert, um ein dichteres Raster an Datenpunkten zu erhalten. Dies hilft dabei den Grenzverlauf zwischen stabilem und instabilem Bereich exakter zu ermitteln. Wie bereits erwähnt, handelt es sich bei der Parameterkombination aus Generatorlänge und Rotormasse um eine für die Systemstabilität relevante Kombination, da eine eindeutige Aufteilung in einen stabilen, sowie einen instabilen Betriebsbereich vorhanden ist. Die unterschiedlich eingefärbten Datenpunktfelder stellen diese Bereiche dar, innerhalb derer die Antriebsstrangkonfigurationen stabile beziehungsweise instabile Werte annehmen. Neben den Stabilitätsdatenpunkten ist ebenso eine Kurve dargestellt. Bei dieser Kurve handelt es sich um eine Gerade, die auf Basis der Grenzpunkte zwischen dem roten und dem blauen Feld entstanden ist. Sie symbolisiert damit die Stabilitätsgrenze. Die Geradengleichung der Stabilitätsgrenze lautet $y = 0,000126 \cdot x - 13,587$, wobei aufgrund der Wahl der Achsen der x -Wert der Rotormasse und der y -Wert der Generatorlänge entspricht. Es ist allerdings zu erwähnen, dass es sich bei dieser Geraden nur um eine Näherung handelt, weswegen sie nicht alle Grenzwerte exakt durchschneidet, sondern sich lediglich bestmöglich an der Mitte der beiden Bereiche orientiert. Die Geradengleichung ermöglicht es das jeweilige Parameterverhältnis der Stabilitätsgrenze zu ermitteln. Ist es demnach nun vorgesehen einen bestimmten Wert für einen der beiden Parameter zu verwenden, so kann ermittelt werden, welchen Wert der jeweils andere Parameter maximal annehmen darf, ohne dass ein instabiles System resultiert. Dies ermöglicht es theoretisch die Anlage in der Realität nachzubauen und dabei unter Vorgabe des Parameters Generatorlänge oder Rotormasse den Grenzwert des jeweils anderen Parameters zu ermitteln.

Ähnlich der Abbildung 4.27 folgt nun die Analyse zweier weiterer Parameterkombinationen. Zunächst folgt in Abbildung 4.28 die Ermittlung der Stabilitätsgrenze bei der Parameterkombination von Generatorlänge und Rotormasse.

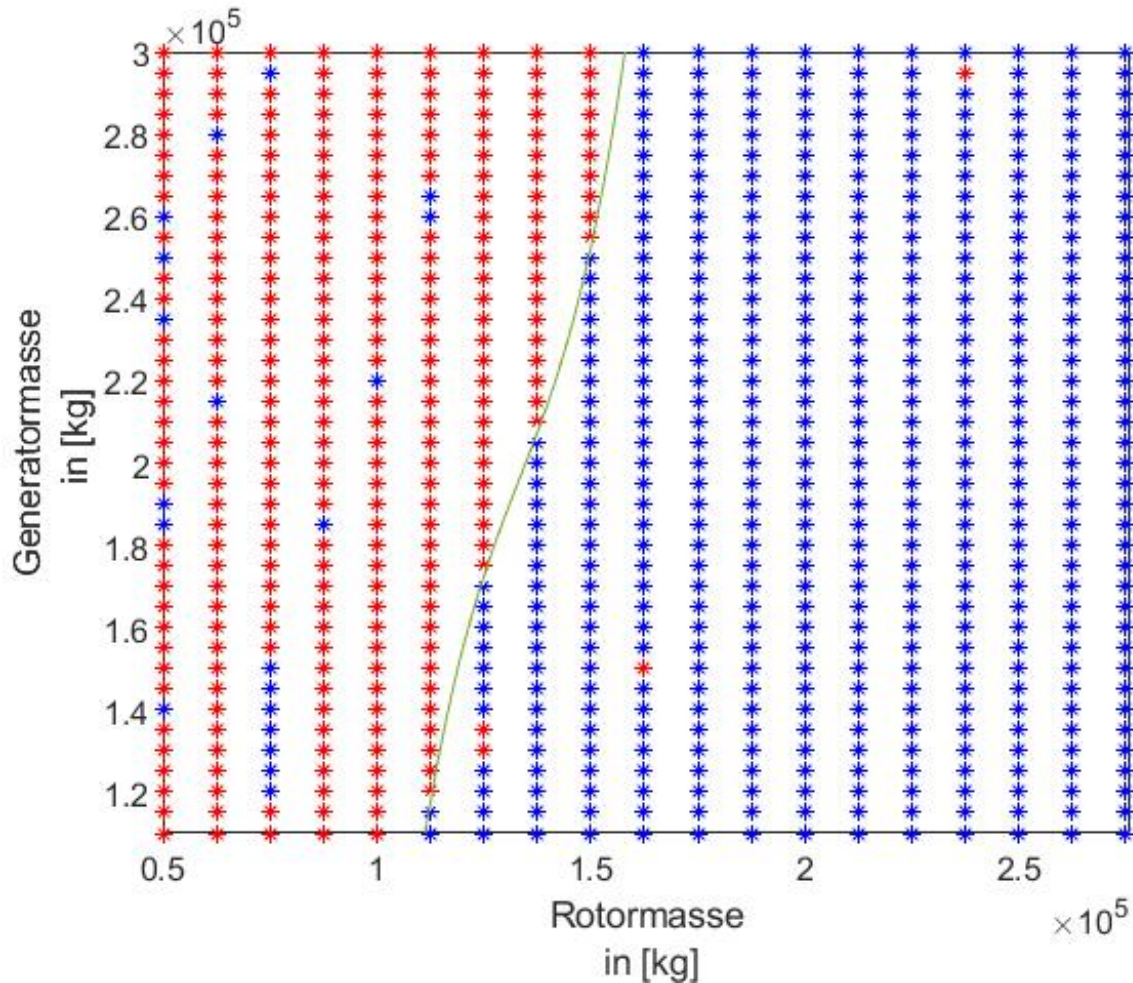


Abbildung 4.28: Stabilität des Antriebsstranges mit Stabilitätsgrenze. Variation von Rotormasse und Generatormasse.

Abbildung 4.28 veranschaulicht mit dem Verhältnis von Generatormasse zu Rotormasse ein weiteres für die Systemstabilität relevantes Parameterverhältnis. Wie deutlich zu erkennen ist, liegt bei der Stabilitätsgrenze in Abbildung 4.28 keine Gerade vor. Aufgrund des Grenzverlaufes zwischen stabilem und instabilem Anlagenverhalten erwirkt eine kubische Funktion eine bessere Näherung an die Grenzpunkte als eine Gerade. Die Gleichung der Stabilitätsgrenze lautet bei der Parameterkombination von Rotormasse und Generatormasse $y = 2.56 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 - 0.001024 \cdot x^2 + 139.2 \cdot x - 6.2275 \cdot 10^6$, wobei x die Rotormasse und y die Generatormasse darstellt. Es ist weiterhin zu erwähnen, dass sich diese Gleichung lediglich als Näherung für die Stabilitätsgrenze innerhalb des Wertebereichs der untersuchten beiden Parameter ergibt.

Da bei der Parametervariation von Rotordurchmesser und Rotormasse ebenso die Stabilitätsgrenze von Interesse ist, visualisiert Abbildung 4.29 diese unter Zuhilfenahme der Stabilitätsdaten der einzelnen Antriebsstrangkombinationen.

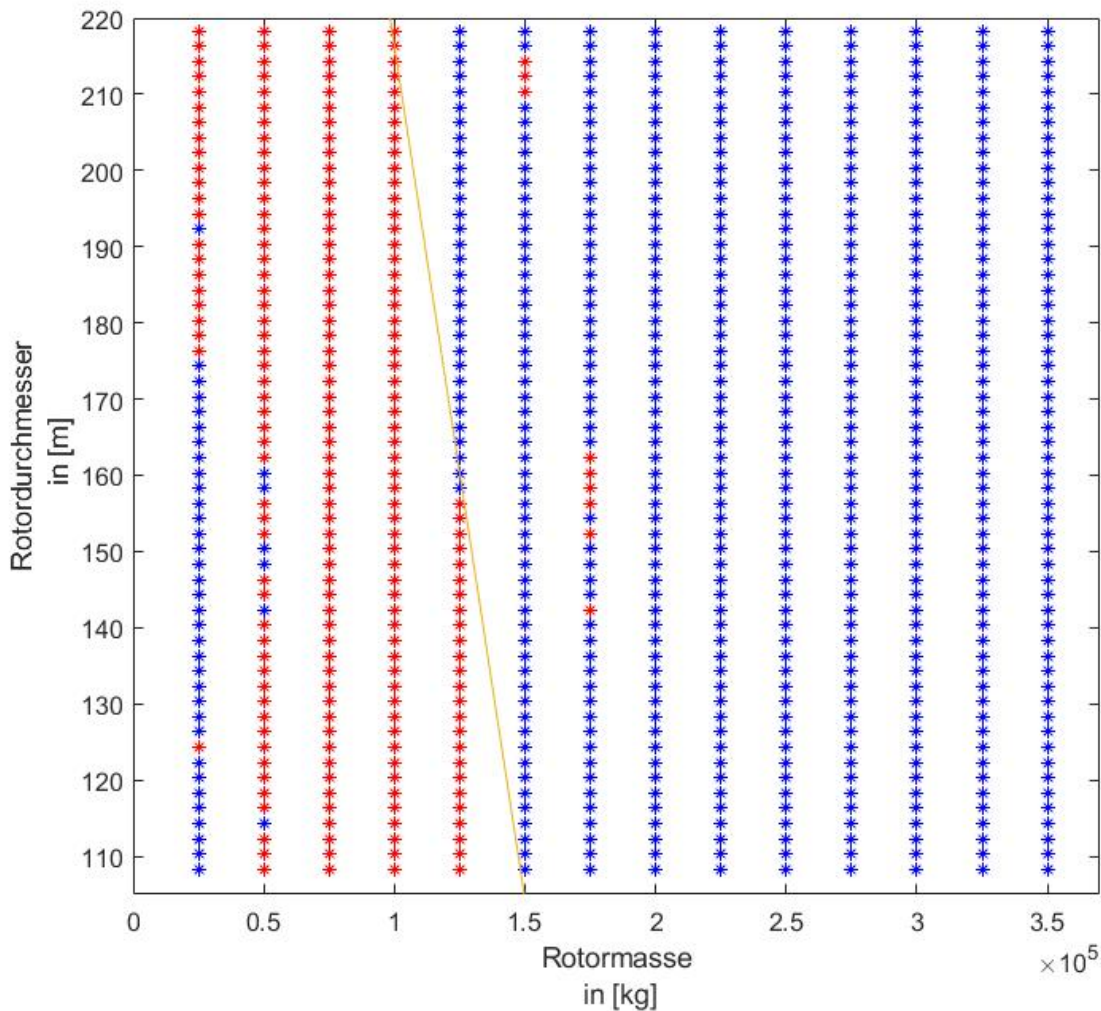


Abbildung 4.29: Stabilität des Antriebsstranges mit Stabilitätsgrenze. Variation von Rotormasse und Rotordurchmesser.

Abbildung 4.29 weist die dritte relevante Parameterkombination auf, welche in dieser Arbeit für das untersuchte System ermittelt werden konnte. Es ist ein stabiler, sowie ein instabiler Bereich zu erkennen. Ähnlich wie in Abbildung 4.27 kommt in Abbildung 4.29 eine Gerade zur Annäherung an die Stabilitätsgrenze zum Einsatz. Die Gerade weist in diesem Fall allerdings eine negative Steigung auf. Dies bedeutet, dass mit zunehmender Rotormasse Instabilitäten eher bei geringeren Werten des Rotordurchmessers vorkommen. Die Geradengleichung lautet $y = -0,00224 \cdot x + 440,3$, wobei x die Rotormasse und y den Rotordurchmesser symbolisiert.

5 Diskussion

Dieses Kapitel dient dazu die Ergebnisse des Kapitels 4 genauer zu betrachten und kritisch zu diskutieren. Unterkapitel 5.1 geht dabei näher auf die Ergebnisse der Simulationen bezüglich der Antriebsstrangstabilität aus den Kapiteln 4.4.2, 4.4.3 und 4.4.5 ein. Darüber hinaus finden Überlegungen statt, ob das Stabilitätsverhalten, welches den erstellten Diagrammen und Tabellen zu entnehmen ist, den Erwartungen entspricht. Außerdem dient das komplette Kapitel 5 dazu näher auf die Ursachen und Folgen der Ergebnisse, sowie auf die Grenzen der Simulationen einzugehen. Zu Unterkapitel 5.2 ist zu sagen, dass es die Untersuchungen zur Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges näher beleuchtet, indem es auf die Maximalwerte eingeht, welche sich aufgrund einer externen Anregung bei der Auslenkung des Generatorankers in den Luftspalt und der Wellendurchbiegung ergeben.

5.1 Stabilität

5.1.1 Stabilität mithilfe der Realteile der Eigenwerte

Die Ergebnisse der Stabilitätsuntersuchungen dieser Arbeit lassen den Schluss zu, dass von allen untersuchten Parametern der Parameterstudie 4 Parameter besonders hervorstechen und nachweislich auf die Systemstabilität Einfluss nehmen. Bei diesen Parametern handelt es sich um den Rotordurchmesser, die Rotormasse, die Generatorlänge und die Generatormasse. Auf Basis der durchgeführten Untersuchungen sind die für die Stabilität des Antriebsstrangsystems wichtigsten Parameterverhältnisse, die durch diese Parameter beeinflusst werden, die folgenden: $\frac{\text{Generatorlänge}}{\text{Rotormasse}}$, $\frac{\text{Generatormasse}}{\text{Rotormasse}}$ und $\frac{\text{Rotordurchmesser}}{\text{Rotormasse}}$. Bei diesen Kombinationen ist eine eindeutige Abhängigkeit der jeweiligen beiden Parameter voneinander wahrzunehmen. Deutlich wird dies in den Abbildungen 4.5, 4.6 und 4.9. Die Untersuchungen beginnen mit Abbildung 4.5, welche die stabilen und instabilen Antriebsstrangkonfigurationen bei Variation von Generatorlänge und Rotormasse darstellt. Bei sehr geringer Rotormasse ist dort instabiles Verhalten erkennbar. Weiterhin ist zu sagen, dass die Abbildung eindeutig in zwei Parameterbereiche aufgeteilt ist. In dem linken der beiden Bereiche verhält sich der Antriebsstrang instabil, in dem rechten Bereich hingegen verhält er sich stabil. Die Abbildungen 4.5, 4.6, 4.7 und 4.9 zeigen alle ein solches Verhalten. Vor allem bei den Abbildungen 4.5, 4.6 und 4.7 kann dieses Verhalten von einem Massenungleichgewicht des Antriebsstranges herrühren. Die Gründe, welche zu dieser These führen sind, dass nicht nur bei geringer Rotormasse instabiles Verhalten vorliegt, sondern auch, dass eine hohe Masse des Generatorankers instabiles Verhalten begünstigt (vgl. Abbildung 4.6). Unter Berücksichtigung des ursprünglichen Rotormassewertes der DTU-10-MW-Anlage und der hier verwendeten Parametergrenzwerte sind allerdings die Instabilitäten im linken Diagrammbereich der Abbildungen 4.5, 4.6 und 4.7 kritisch zu bewerten. Diese Instabilitäten würden einen realen Nachbau einer solchen Anlage nur dann beeinflussen, falls ein geringes Rotorblattgewicht realisierbar wäre. In Abbildung 4.5 macht sich das Massenungleichgewicht nicht nur bei der Rotormasse, sondern auch bei der Generatorlänge bemerkbar. Eine Erhöhung der Länge des Generatorankers führt auf instabilere Werte, da sich aufgrund des Aufbaus des SIMPACK-Modells eine höhere Generatorlänge in einem nach hinten verlängerten Generatoranker auswirkt. Damit verlagert sich das Gesamtgewicht bezogen auf das Loslager noch weiter Richtung Generator, was zu Instabilitäten führt. Bis dahin deuten die Abbildungen 4.5, 4.6 und 4.7 darauf hin, dass die These des Massenungleichgewichts des Antriebs-

ssstranges zutrifft. Um diese These noch weiter zu untermauern oder um sie zu entkräften erfolgt in Abbildung 4.8 die Untersuchung von Rotormasse und Generatormasse bei zwei unterschiedlichen Loslagerpositionen. Das linke Feld entspricht einer Position des Loslagers bei einer Entfernung zum Rotoranschluss von $1,35m$. Diese Position nimmt das Loslager auch für die Simulationen der Abbildungen 4.5, 4.6, 4.7 und 4.9 ein. Bei dem rechten (blauen) Datenpunktfeld ist das Loslager um $1m$ näher am Generator positioniert. Es befindet sich somit bei $2,35m$ Entfernung zum Rotorflansch. Damit liegt es ebenfalls näher an der Wellenmitte (Gesamtwellenlänge $l_{Welle} = 5,4m$) und dennoch, aufgrund des höheren Gewichts des Rotors im Vergleich zum Generator, leicht in Richtung Rotor versetzt, sodass sich ein Massengleichgewicht einstellen kann. Durch die Verschiebung des Loslagers Richtung Wellenmitte liegen innerhalb des gesamten untersuchten Parameterbereichs nur noch stabile Antriebsstrangkonfigurationen vor. Dies bestätigt die These, dass die hier untersuchten Instabilitäten durch ein Massenungleichgewicht im Antriebsstrang hervorgerufen werden können. Darüber hinaus ist hier durch Verschiebung der Loslagerposition sogar ein Weg gefunden worden die Instabilitäten auszugleichen und ein stabiles Verhalten des Antriebsstranges zu ermöglichen. Kritisch zu betrachten ist allerdings die begrenzte Anzahl an untersuchten Lagerpositionen. Die Untersuchung noch weiterer Lagerpositionen wäre eine denkbare Option, um diese Analyse zu vervollkommen und damit noch aussagekräftiger zu machen. Möglicherweise führen die Untersuchungen weiterer Lagerpositionen auch zu der Erkenntnis, dass bei einem Loslager, welches zu weit Richtung Generator verschoben wird, das Massenungleichgewicht in die andere Richtung (Richtung Rotor) kippt und sich somit wiederum instabiles Verhalten einstellt. Bei sehr hoch gewählten Rotormassen (erweiterter Parameterbereich) könnte dies auch passieren und sich ab einem oberen Grenzwert ebenfalls ein Ungleichgewicht einstellen woraus Instabilität resultieren können.

Ein Motiv dieser Arbeit ist ebenso die Untersuchung von Leichtbauweisen, darum finden Simulationen bei verringerter Generatormasse statt. Da es sich bei dieser Untersuchung um eine Erweiterung der Simulationen aus Abbildung 4.6 bei niedrigerem Parameterbereich der Generatormasse handelt, ist zu erwarten, dass sich das Verhalten, welches Abbildung 4.6 zeigt, fortsetzt. Für immer geringere Werte der Generatormasse sollte nach Abbildung 4.6 nun auch bei geringeren Rotormassen stabiles Verhalten vorliegen. In Abbildung 4.7 ist das genaue Verhalten bei einer solchen verringerten Generatormasse abgebildet. Es zeigt sich, dass die Erwartungen bestätigt werden und sich das Verhalten fortsetzt. Lediglich bei sehr geringen Rotormassen liegen noch Instabilitäten vor. Kritisch ist bei dieser Untersuchung allerdings die Tatsache, dass einzig die Masse des Generators Variation erfährt und nicht dessen Abmaße. Ein exakteres Modell zur Untersuchung diverser Leichtbaumethoden, welches ebenso unterschiedliche Ankergeometrien der jeweils eingesetzten Baumethode miteinbezieht, wäre wünschenswert und würde zu genaueren Ergebnissen führen. In dieser Arbeit sind die Parameter der Generatorgeometrie jedoch absichtlich Bauteilmassenunabhängig ins SIMPACK-Modell implementiert worden (identisches Vorgehen beim Rotor der Anlage). Die Idee hinter dieser Vorgehensweise ist gerade die Möglichkeit verschiedene Parameter unabhängig voneinander zu untersuchen, sodass diverse Bauteilgeometrien nicht von deren Masse abhängen, da vor allem bei Leichtbaumethoden diverse Materialien und Geometrien zum Einsatz kommen, wodurch sich bei gleicher Bauteilgeometrie unterschiedliche Massen ergeben können und umgekehrt.

Zu Abbildung 4.9 ist zu sagen, dass nicht erkennbar ist, ob die darin vorhandenen Instabilitäten aus den variierten Parametern resultieren, oder ob nicht auch die Möglichkeit besteht, dass andere, indirekt variierte Parameter, für das instabile Verhalten verantwortlich sind. Darum er-

folgt in Abbildung 4.10 die Untersuchung des Rotorträgheitsmomentes bei Variation der beiden in Abbildung 4.9 dargestellten Parameter. Der Grund hierfür ist, dass sich durch Veränderung von Rotordurchmesser und Rotormasse auf Basis von Gleichung 3.8 ebenso das Rotorträgheitsmoment verändert. Unter Einbezug von Abbildung 4.10 ist es kritisch zu betrachten, dass Instabilitäten bei geringem Rotorträgheitsmoment auftreten. Möglicherweise begünstigt ein geringes Rotorträgheitsmoment tatsächlich ein instabiles System. Dafür spricht einerseits, dass bei einer Gegenüberstellung der Abbildung 4.9 mit Abbildung 4.10 Instabilitäten lediglich bei geringen Werten des Rotorträgheitsmoments auftreten. Andererseits widerspricht dieser These, dass bei genauerer Betrachtung der Rohdaten der Abbildung 4.10 kein exakter Grenzwert des Rotorträgheitsmomentes erkennbar ist, unterhalb dessen sich das System instabil verhält. Dies führt zu dem Schluss, dass Instabilitäten auf die Parameter Rotordurchmesser und Rotormasse selbst, sowie das Massenungleichgewicht zurückzuführen sind. Weiterhin ist nicht auszuschließen, dass sich die Steifigkeitsmatrix auf das Stabilitätsverhalten auswirkt.

Um noch allgemein auf die Abhängigkeiten der Parameter voneinander einzugehen sind ebenfalls die Abbildungen 4.5, 4.6, 4.7 und 4.9 genauer zu betrachten. Eine Abhängigkeit der beiden jeweils dargestellten Parameter voneinander ist auf jeden Fall vorhanden. Dies zeigt sich in folgender Tatsache: Wären die beiden übereinander dargestellten Parameter bezüglich der Stabilität voneinander unabhängig, so wären die Diagramme nicht in eindeutige Stabilitäts- beziehungsweise Instabilitätsbereiche eingeteilt. Die stabilen und instabilen Datenpunkte wären stattdessen wahllos verteilt. Die Auswirkung der Parameter auf die Systemstabilität ist ebenfalls gegeben. Würde sich einer der untersuchten Parameter nicht auf die Systemstabilität auswirken, so wäre in dem zugehörigen Diagramm bei Variation dieses Parameters keinerlei Unterschied erkennbar. Ein solches Diagramm würde, je nachdem auf welcher Achse sich besagter Parameter befindet, immer dieselbe Zeile beziehungsweise dieselbe Spalte aufweisen.

5.1.2 Stabilitätsgrenzen

Die Aufteilung in stabile, sowie instabile Bereiche ermöglicht im Zuge dieser Arbeit die Ermittlung von Stabilitätsgrenzen innerhalb der untersuchten Parameterbereiche. Zu sehen sind diese Stabilitätsgrenzen in den Abbildungen 4.27, 4.28 und 4.29. Die ermittelten Gleichungen der Stabilitätsgrenzen stellen zwecks eines stabilen Systembetriebs nicht zu überschreitende Grenzen dar. Kritisch ist bei den Gleichungen der Stabilitätsgrenzen allerdings der Aspekt zu sehen, dass diese Gleichungen lediglich innerhalb der Grenzwerte (Maxima und Minima) der hier durchgeführten Parameterstudien gelten, da deren Erstellung auf Basis der Stabilitätswerte innerhalb des untersuchten Parameterbereichs erfolgt ist. Eine Verwendung der Gleichungen außerhalb dieser Grenzen ist demnach nicht zu empfehlen.

Bei Betrachtung von Abbildung 4.28, sowie auch Abbildung 4.7 ist zusätzlich zu erwähnen, dass die Tatsache, dass bei geringeren Generatormassen die Systemstabilität eher gewährleistet zu sein scheint, die anfänglichen Erwartungen widerlegt. Wie bereits erwähnt sind ein Grund der Untersuchungen dieser Arbeit nicht zuletzt die Bedenken bezüglich eines veränderten strukturellen Verhaltens des gesamten Antriebsstranges aufgrund von Leichtbauweisen (im speziellen Leichtbauweisen des Generators), welche sich negativ auf die Anlagenstabilität auswirken könnten. Diese Leichtbauweisen resultieren aus der Notwendigkeit weitere Kostensteigerungen zu begrenzen, welche die stetig wachsenden Anlagendimensionen mit sich bringen. Wie sich auf Basis der Erkenntnisse der hier durchgeführten Untersuchungen des Antriebsstrangmodells herausstellt sind diese Bedenken jedoch unbegründet. Stabiles Verhalten tritt in dem untersuchten Antriebs-

strangmodell gerade bei geringeren Generatormassen auf, weswegen zu sagen ist, dass Leichtbauweisen zumindest für den Generatoranker durchaus in Frage kommen.

Weitere im Zuge dieser Arbeit erstellte Stabilitätsdiagramme weisen innerhalb der durch die Parameterstudien ermittelten Datensätze keine solchen harten Stabilitätsgrenzverläufe auf, wie jene, die in den Abbildungen 4.27, 4.28 und 4.29 zu erkennen sind. Die Gründe dafür sind zum einen, dass bei diesen untersuchten Parameterkombinationen entweder ausschließlich stabile Datenpunkte vorhanden sind (nur blaue Felder), oder zum anderen, dass kein direkter Zusammenhang zwischen den Parameterkombinationen bezogen auf die Stabilität besteht. Hierbei ist allerdings kritisch zu hinterfragen, ob nicht doch Abhängigkeiten der Parameter voneinander vorhanden sein könnten, welche nur stabile Antriebsstrangkombinationen innerhalb des gesamten untersuchten Parameterbereichs vorweisen. Da die Stabilitätsermittlung auf Basis der Realteile der Eigenwerte jedoch nur die Unterscheidung zwischen stabil und instabil ermöglicht, sind dafür entweder andere Stabilitätsuntersuchungsmethoden anzuwenden oder aber der untersuchte Parameterbereich zu erweitern.

5.1.3 Abweichungen von den erwarteten Stabilitätsdaten

Innerhalb der Stabilitätsdaten sind Abweichungen von den Erwartungswerten vorhanden. Darum erfolgen im Anschluss an die Stabilitätsuntersuchungen mithilfe der Realteile der Eigenwerte Untersuchungen zu Ausreißerdatenpunkten. Diese Datenpunkte sind unter anderem in den Abbildungen 4.5, 4.6 und 4.9 zu sehen. Bei diesen Ausreißerdatenpunkten handelt es sich um Datenpunkte, welche nicht zu den sie umgebenden Punkten passen (beispielsweise ein instabiler Datenpunkt innerhalb eines Feldes aus stabilen Datenpunkten oder umgekehrt). Die instabilen Ausreißerdatenpunkte sind darüber hinaus in Tabelle 4 gelistet.

Diese Ausreißerdatenpunkte sind der Grund, weswegen ein realer Anlagennachbau auf Basis der Stabilitätsuntersuchungen dieser Arbeit Tests bezüglich Stabilität und Schwingungen notwendig macht. Wie in den Abbildungen 4.11 und 4.12 erkennbar ist erfolgt die genaue Untersuchung jedes einzelnen Eigenwertes jeder Antriebsstrangkombination, um festzustellen ob Unterschiede zwischen den regulären und den irregulären (Ausreißerdatenpunkte) Instabilitäten erkennbar sind (selbiges bei den stabilen Werten). Bei den instabilen Datenpunkten ist zwischen den erwartungsgemäß instabilen Punkten und den instabilen Punkten innerhalb stabiler Datenfelder auf die beiden Analysearten der Abbildungen 4.11 und 4.12 kein Unterschied erkennbar. Umgekehrt ist allerdings bei den stabilen Datenpunkten, welche sich in instabilen Datenfeldern befinden zu sehen, dass sich deren Realteile der Eigenwerte näher an 0 befinden, als bei den regulär stabilen Datenpunkten. Dies ist ein Anhaltspunkt, auf Basis dessen angenommen werden kann, dass sich an diesen Stellen statt stabile zumindest grenzstabile Parameterkombinationen befinden. Allerdings ist dies kritisch zu betrachten, da der Unterschied (wertetechnisch) zwischen diesen unerwartet stabilen Datenpunkten (blaue Ausreißerdatenpunkte) und den regulären stabilen Datenpunkten nur sehr gering ist.

5.1.4 Stabilität mithilfe des Schwingungsverhaltens

Neben den Stabilitätsuntersuchungen mithilfe der Realteile der Eigenwerte kommt es in Kapitel 4.4.3 dieser Arbeit zu der Untersuchung der Stabilität auf Basis des Schwingungsverhaltens der Anlagenbauteile. Instabiles Verhalten zeigt sich nach der Definition in Kapitel 2.1.1 durch über der Zeit zunehmende Amplituden (aufschwingendes System), wohingegen sich ein stabiles System mit der Zeit einschwingt. Bei einem stabiles System verringern sich die Amplituden demnach im Laufe

der Zeit.

Die Abbildungen 4.16, 4.17, 4.18 und 4.19 zeigen Schwingungen des Rotors, sowie der Welle der Anlage. Die Stabilität der untersuchten Parameterkombinationen ist bereits im Vorfeld aufgrund der Stabilitätsuntersuchungen mithilfe der Realteile der Eigenwerte bekannt. Die Analysen der Daten, aus welchen die Abbildungen bestehen, zeigen bei den stabilen Antriebsstrangkonfigurationen ein über der Zeit einschwingendes Verhalten. Stabile Konfigurationen erfüllen damit durchaus die Erwartungen. Es hat sich jedoch gezeigt, dass auch die als instabil klassifizierten Parameterkombinationen sich über der Zeit einschwingen (vgl. Abbildung 4.18). Aus diesem Grund erfolgt in Abbildung 4.19 die Untersuchung derselben Konfiguration, allerdings mit verringerter Dämpfung. Es sind über der Zeit zunehmende Schwingungsamplituden erkennbar, was die Instabilität des Systems beweist. Somit erfüllen auch die hier untersuchten und zuvor als instabil klassifizierten Kombinationen die Erwartungen und Schwingen sich auf. Darüber hinaus zeigen diese Untersuchungen, dass die Dämpfung des Systems ausreichend groß ist um bei einer instabilen Systemkonfiguration dennoch ein einschwingendes Verhalten zu erreichen. Kritisch ist jedoch möglicherweise, dass die in Abbildung 4.19 zu sehende Schwingung im Laufe der Zeit nur langsam zunimmt. Nichtsdestotrotz liegt ein sich mit der Zeit aufschwingendes Verhalten vor, was die Instabilität dieser Parameterkombination nachweist.

Zusammenfassend ist auf Basis der Ergebnisse dieser Arbeit bei der Auslegung einer 10MW-Anlage der untersuchten Konfiguration zu empfehlen sich bezüglich der Werte der Bauteilparameter innerhalb der als stabil identifizierten Bereiche zu bewegen. Bezüglich der gesamten Stabilitätsuntersuchungen aufgrund der Realteile der Eigenwerte ist dabei jedoch unbedingt deutlich zu machen, dass die Ergebnisse dieser Arbeit bei einem realen Nachbau auf Basis des Anlagenmodells aufgrund vorhandener Ausreißerdatenpunkte kritisch zu betrachten sind. Es ist ausdrücklich zu empfehlen, dass vor der Inbetriebnahme einer Anlage, welche auf Basis der Stabilitätsuntersuchungen dieser Arbeit ausgelegt wird, Tests und Messungen an der realen Anlage durchgeführt werden, um sicherzustellen, dass es nicht zu gefährlichem Anlagenverhalten oder zu Beschädigungen der Anlage kommt. Die ermittelten Ausreißerdatenpunkte deuten schließlich auf ein instabiles Verhalten jenseits der errechneten Stabilitätsgrenzen hin. Da trotz weiterführender Analysen das Auftreten dieser instabilen Parameterkombinationen innerhalb der stabilen Bereiche der Parameter nicht hinreichend geklärt werden konnte, sind eben angesprochene Tests und Messreihen mit der realen Anlage vor Inbetriebnahme ausdrücklich empfohlen.

5.2 Funktionstüchtigkeit

Neben der Stabilität des Antriebsstrangsystems ist auch die allgemeine Funktionstüchtigkeit für ein reguläres Anlagenverhalten relevant. Die Funktionstüchtigkeit meint hierbei die Ermöglichung eines normalen Betriebs aufgrund der Einhaltung bestimmter Grenzwerte der Bauteile. In dieser Arbeit erfolgt darum die Untersuchung mithilfe einer externen Anregung wie weit der Generatoranker in den Luftspalt zwischen Rotor und Stator des Generators auslenkt. Außerdem findet unter Verwendung derselben Anregung die Untersuchung der Durchbiegung der Welle statt. Hierfür kommen wiederum Parameterstudien zum Einsatz, um das Verhalten bei einer möglichst großen Bandbreite von Antriebsstrangkonfigurationen ermitteln zu können.

5.2.1 Funktionstüchtigkeit bei Auslenkung des Generatorankers

Wie Tabelle 5 zeigt, liegt eine Überschreitung des kompletten Luftspaltes mit anschließender Kollision zwischen Generatorrotor und -stator lediglich in drei Fällen vor. In allen drei Fällen ist der Grund der starken Auslenkung des Generatorankers eine sehr geringe Massivität der Welle. Somit ist deutlich zu machen, dass bei einem Nachbau der Anlage auf eine ausreichend massive Welle zu achten ist, sodass es nicht zu Beschädigungen der Anlage im Betrieb kommt. Der kritische Punkt innerhalb der Untersuchungen bezüglich der Überschreitung des Luftspaltes durch den Generatoranker ist, dass die Analysen auf Basis des SIMPACK-Modells keine Magnetkräfte berücksichtigen. Diese noch zusätzlich in das SIMPACK-Modell zu implementieren sollte zu realitätsnaheren Ergebnissen führen. Vor allem in Anbetracht der Größe der Anlage sind durch Implementierung dieser Magnetkräfte spürbare Einflüsse zu erwarten, welche die Auslenkungen des Generatorankers sogar noch verstärken können. Bei kleinerer Anlagengröße sollten diese Magnetkräfte erwartungsgemäß deutlich geringer ausfallen.

5.2.2 Funktionstüchtigkeit bei Wellendurchbiegung

Bezüglich der Funktionstüchtigkeit der Welle ist zu erwarten, dass die größten Durchbiegungen bei einer wenig massiven Welle vorhanden sind. Demnach bei geringstem Außendurchmesser der Hohlwelle mit gleichzeitig größtmöglichem Innendurchmesser. Ein Blick auf Tabelle 7 verrät, dass sich diese Erwartungen bestätigen. Weiterhin ist zu erwähnen, dass die Wellendurchbiegung im Zuge der Funktionstüchtigkeitsuntersuchungen der begrenzende Faktor ist. Eine Überschreitung von deren Grenzwerten erfolgt bei einer Böenstärke von $3MN$ im Gegensatz zur Luftspaltüberschreitung des Generatorankers sehr häufig. Ein kritischer Punkt innerhalb dieser Untersuchung ist der lineare Zusammenhang zwischen maximaler Durchbiegung und Böenstärke, da die einwirkende Kraft ab einem bestimmten Punkt stark genug ist um zu einer plastischen Verformung und damit zu Bauteilbeschädigungen zu führen. Weiterhin unterliegt die Untersuchung der Wellendurchbiegung der Limitation, dass die Durchbiegung über der gesamten Welle gemessen wird. Es ist zu erwarten, dass die Durchbiegung der Welle nicht über die gesamte Länge der Welle identisch ist, sondern Segmente mit größerer Durchbiegung existieren. Da aus den Beschreibungen der verwendeten Formeln zur maximalen Durchbiegung der gesamten Welle nicht ersichtlich ist, ob dies berücksichtigt wird, wäre die Verwendung mehrerer Sensoren (mehr als die verwendeten zwei) sinnvoll. Dies vereinfacht es solche Segmente zu identifizieren, wobei in einem derartigen Fall auch Formeln zu ermitteln sind, welche die Grenzwerte der Durchbiegung pro Wellensegment berücksichtigen.

Zu den Simulationen insgesamt ist zu erwähnen, dass sich Einschränkungen innerhalb der Simulationen durch die Berechnungszeit ergeben. Im Zuge einer Parameterstudie erfolgt die Simulationdurchführung von mehreren tausend Parameterkombinationen. Genauere Ergebnisse würden ein dichteres Raster liefern, welches sich mit einer Verringerung der Schrittweite bei Untersuchung jedes einzelnen Parameters realisieren lassen würde. Dies sorgt allerdings für deutlich längere Berechnungszeiten, da insgesamt eine höhere Anzahl von Parameterkombinationen getestet werden müsste. Darüber hinaus ist zu den Grenzen des Systems zu sagen, dass diese zum einen durch das Computerprogramm SIMPACK (und dessen Genauigkeit) gegeben sind. Zum anderen gelten die Untersuchungsergebnisse (im Besonderen die ermittelten Stabilitätsgrenzen) nur innerhalb der untersuchten Parameterbereiche und den Grenzen des in dieser Arbeit aufgebauten SIMPACK-Modells.

6 Fazit

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass in dieser Arbeit der Aufbau eines SIMPACK-Modells des Antriebsstranges der DTU-10-MW-Anlage gemäß Kapitel 3 entstanden ist. Das Modell basiert dabei auf Recherchen, welche ebenfalls in Kapitel 3 dokumentiert sind. An diesem Modell wurden Analysen zur Stabilität und Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges durchgeführt. Die Stabilitätsuntersuchungen erfolgen auf Basis der Realteile der Eigenwerte unter Zuhilfenahme von Parameterstudien. Darüber hinaus finden auch vereinzelte Stabilitätsuntersuchungen mithilfe des Schwingungsverhaltens der Bauteile des Antriebsstranges unter externer Anregung statt. Im Zuge der Simulationen dieser Arbeit konnten die relevantesten Kriterien für einen stabilen Antriebsstrang des aufgebauten SIMPACK-Modells herausgearbeitet werden. Die Parameter, welche sich nachweislich auf die Stabilität auswirken sind nach Kapitel 4.4.2 Rotormasse, Generatorlänge, Generatormasse und Rotordurchmesser, wobei auch die Position des Loslagers die Stabilität beeinflusst. Innerhalb der Parameterkombinationen $\frac{\text{Generatorlänge}}{\text{Rotormasse}}$, $\frac{\text{Generatormasse}}{\text{Rotormasse}}$ und $\frac{\text{Rotordurchmesser}}{\text{Rotormasse}}$ ist die Abhängigkeit dieser Parameter voneinander zu erkennen und der Einfluss auf die Stabilität durch die Existenz von stabilen und instabilen Betriebsbereichen wird besonders deutlich. Bezüglich dieser Parameterkombinationen wurden Gleichungen ermittelt, welche die Stabilitätsgrenzen markieren. Diese Stabilitätsgrenzen stellen die Bedingungen dar, unter welchen sich das Gesamtsystem des Antriebsstranges stabil verhält. Dabei beziehen sich die Stabilitätsgrenzen auf die Abbildungen des Kapitels 4.4.5. Als Grenzlinien trennen sie somit Bereiche stabiler von Bereichen instabiler Antriebsstrangkombinationen. Mit der Variablen x als Rotormasse lauten deren Gleichungen:

- $\frac{\text{Generatorlänge}}{\text{Rotormasse}}$: $y = 0,000126 \cdot x - 13,587$
- $\frac{\text{Generatormasse}}{\text{Rotormasse}}$: $y = 2,56 \cdot 10^{-9} \cdot x^3 - 0,001024 \cdot x^2 + 139,2 \cdot x - 6,2275 \cdot 10^6$
- $\frac{\text{Rotordurchmesser}}{\text{Rotormasse}}$: $y = -0,00224 \cdot x + 440,3$

Obige Gleichungen gelten hierbei innerhalb der untersuchten Wertebereiche der Parameter. Kapitel 4.4.2 liefert eine weitere Erkenntnis. Dortige Untersuchungen lassen den Schluss zu, dass die Instabilitäten aus einem Massenungleichgewicht des Antriebsstranges resultieren. Bezogen auf das Loslager scheinen die Massen eher Richtung Generator geneigt. Einer der Gründe der Untersuchungen dieser Arbeit sind die Bedenken des veränderten strukturmechanischen Verhaltens des Antriebsstranges durch Leichtbauweisen und deren Auswirkungen auf die Stabilität. Die an dem SIMPACK-Modell durchgeführten Analysen zeigen jedoch, dass diese Bedenken unbegründet sind. Zumindest bezogen auf den Generator hat sich nach Kapitel 4.4.2.3 gezeigt, dass eine leichtere Bauweise sogar auf ein stabileres Verhalten führt. Im Besonderen zeigt sich dies, wenn zusätzlich eine geringe Rotormasse angestrebt wird.

Darüber hinaus zeigen die Untersuchungen des Kapitels 4.4.2.4, dass die Instabilitäten auch von der Position des Loslagers abhängen und dass sich durch Verschiebung der Loslagerposition Richtung Wellenmitte zuvor instabile Antriebsstrangkombinationen stabilisieren lassen. Weiterhin haben die durchgeführten Stabilitätssimulationen gezeigt, dass sich neben den direkt innerhalb der Parameterstudie variierten Parametern auch indirekt variierte Parameter, wie zum Beispiel Massen- und Steifigkeitsmatrizen, auf die Stabilität auswirken. Falls ein realer Nachbau der Anlage in Betracht gezogen wird ist zu empfehlen sich unbedingt innerhalb der in dieser Arbeit ermittelten Stabilitätsbereiche zu bewegen. Allerdings ist dabei zu erwähnen, dass in den Stabilitätssimulationen

auf Basis der Realteile der Eigenwerte Ausreißerdatenpunkte aufgetreten sind. Aufgrund dieser vereinzelt Datenpunkte ist dringend zu empfehlen Tests und Messungen an der realen Anlage vor deren Inbetriebnahme durchzuführen, um Gefahren und Beschädigungen an der Anlage zu vermeiden.

Neben den Stabilitätsuntersuchungen mithilfe der Realteile der Eigenwerte finden vereinzelt Stabilitätsuntersuchungen auf Basis des Schwingungsverhaltens innerhalb der Anlage statt. Diese Stabilitätsuntersuchungen bestätigen die Analysen der Stabilität, welche mithilfe der Realteile der Eigenwerte erfolgt sind. Das Stabilitätskriterium dieser Untersuchungen ist ein über der Zeit einschwingendes Verhalten nach einer externen Anregung. Kapitel 4.4.3 zeigt das einschwingende Verhalten bei Systemkonfigurationen, welche durch die vorherigen Untersuchungen bereits als stabil klassifiziert werden konnten. Instabile Konfigurationen schwingen sich ebenso ein, bei verringerter Dämpfung wird jedoch deren Instabilität durch über der Zeit aufschwingendes Verhalten deutlich. Dies liefert demnach zusätzlich die Erkenntnis, dass die Dämpfung innerhalb des Systems groß genug ist, um bei instabilen Antriebsstrangkombinationen ein aufschwingendes Verhalten zu unterdrücken.

Über die Stabilitätsuntersuchungen hinaus finden Analysen zur allgemeinen Funktionstüchtigkeit des Antriebsstranges statt. Diese Analysen werden ebenfalls innerhalb von Parameterstudien durchgeführt, um das Verhalten für möglichst viele Antriebsstrangkonfigurationen zu ermitteln. Die untersuchten Eigenschaften sind die Luftspaltüberschreitung des Generatorankers und die Wellendurchbiegung mithilfe einer Anregung von außerhalb des Systems.

Die Breite des Luftspalts zwischen Generatorrotor und -stator beträgt 10mm . Bei Auslenkungen des Generatorankers von mehr als 10mm folgt demnach eine Rotor-Stator-Kollision, bei welcher Kurzschlüsse und Bauteilbeschädigungen zu erwarten sind. Aus diesem Grund markiert dieser Wert im Zuge der Untersuchungen der Generatorauslenkung die Grenze der Funktionstüchtigkeit des Systems. Die bei diesen Untersuchungen verwendete externe Anregung entspricht einer typischen Böe, welche eine Kraft von 3MN auf den Rotor überträgt. Das Ergebnis der Untersuchungen des zugehörigen Kapitels 4.4.4.2 ist, dass innerhalb der kompletten Parameterstudie lediglich in 3 Fällen Auslenkungen zu verzeichnen sind, welche die 10mm -Grenze überschreiten. Dabei liegen alle 3 Fälle bei einer Parameterkombination vor, bei welcher aufgrund eines geringen Wellenaußendurchmessers und eines größtmöglichen Welleninnendurchmessers eine geringe Massivität der Welle vorhanden ist. Damit ergibt sich für das untersuchte System bezüglich der Funktionstüchtigkeit, dass eine wenig massive Welle zu vermeiden ist.

Die Untersuchung der Durchbiegung der Welle erfolgt in Kapitel 4.4.4.3. Eine Variation der Böestärke zwischen $0,1\text{MN}$ und 30MN zeigt, dass in dem System lineares Verhalten zwischen der externen Krafteinwirkung (Böe) und der Durchbiegung der Welle (Maximalwerte) vorliegt. Je nach verwendeter Formel ergeben sich maximal erlaubte Durchbiegungswerte der Welle zwischen $1,883\text{mm}$ und 3mm . Die Funktionstüchtigkeit des Systems unter externer Anregung ist bei diesen Untersuchungen somit durch diese Werte begrenzt. Der SIMPACK-Nachbau des Ursprungsmodell der DTU-10-MW-Anlage erlaubt damit im Grenzfall Böen, welche eine Kraft von $1,040\text{MN}$ bis $1,657\text{MN}$ auf den Rotor übertragen. Die zusätzlich durchgeführte Parameterstudie zeigt, dass das System bei einer 3MN -Anregung aufgrund zu starker Deformation der Welle bei einigen Parameterkombinationen nicht funktionstüchtig ist. Dies ist besonders bei einer wenig massiven Welle, bei langer Welle mit geringer Massivität, sowie bei langer Welle mit gleichzeitig hoher Länge des Generatorankers der Fall. Damit ist die Wellendurchbiegung ein kritischerer Faktor, als die Auslenkung des Generatorankers.

Zusätzlich sind in Kapitel 4.2 Resonanzuntersuchungen bezogen auf das Ursprungsmodell zustande gekommen. Diese zeigen, dass die erste Biegeeigenfrequenz des Turms der DTU-10-MW-Anlage bei $f_0 = 0,2062Hz$ liegt. Eine Überlagerung dieser Frequenz mit der 3-P-Anregung liegt bei $4,124\frac{U}{min}$ vor. Diese Drehzahl liegt außerhalb des Betriebsbereichs der Anlage. Da die Anlage diese Drehzahl beim Hochlauf allerdings dennoch passiert ist zu empfehlen diesen Bereich möglichst schnell zu durchfahren, um Beschädigungen an der Anlage zu verhindern.

7 Ausblick

Neben den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen sind noch weitere Analysen der Antriebsstrangdynamik denkbar. Einige der Untersuchungen zu diesem Thema werden in Folgendem aufgelistet.

Die Untersuchungen zur Anlagenfunktionstüchtigkeit innerhalb dieser Arbeit behandeln nicht alle Parameter und Grenzwerte, welche es von einer Anlage einzuhalten gilt. Der Grund hierfür ist, dass beim Entwurf, Aufbau und Betrieb einer Windenergieanlage viele verschiedene Grenzwerte zu beachten sind und diese den Rahmen einer einzelnen Arbeit sprengen würden. Zum Beispiel ist die Betrachtung der Stärke des Nickens des Rotors oder dessen Auslenkung ein im Betrieb relevanter Faktor. Hierbei ist zu beachten, dass es nicht zur Kollision zwischen Turm und Rotor der Windenergieanlage kommen darf. Parameter, welche bei solchen Untersuchungen hineinspielen sind zum Beispiel der Rotordurchmesser, die horizontale Entfernung zwischen Rotoranschluss und Turm, der tilt angle, sowie der cone angle.

Weiterhin ist die Untersuchung der Verdrehung der Welle ein wichtiger Faktor, da sich die Antriebswelle nur innerhalb bestimmter Grenzen verdrehen darf. Eine zu starke Wellenverdrehung kann im schlimmsten Fall zu bleibender Deformation der Welle und zu Bauteilbeschädigungen führen. Es bieten sich auch noch Untersuchungen an, bei denen verschiedene Bauteile (beispielsweise die Welle) mit anderen Materialien modelliert werden und dadurch andere Eigenschaften aufweisen. Eine weitere denkbare Untersuchung der Antriebsstrangdynamik setzt einen Umbau des SIMPACK-Modells voraus. Das Modell ist so zu modifizieren, dass sich der Antriebsstrang auf einer Plattform befindet, welche ihrerseits wiederum auf einer weiteren Plattform steht. Der Antriebsstrang selbst kann auf der oberen Plattform aufgebaut werden. Die untere Plattform ist mit dem Inertialsystem verbunden und somit raumfest. Untereinander sind die beiden Plattformen über Lager verbunden, welche innerhalb eines bestimmten Bereichs Bewegungen zulassen. Die obere der beiden Plattformen wird in Schwingung versetzt, sodass diese und mit ihr der gesamte Antriebsstrang in einer der Turmeigenfrequenzen schwingt. Die Durchführung einer Parameterstudie bei diesem Aufbau hilft zu ermitteln, bei welchen Antriebsstrangkonfigurationen Überlagerungen der Turmeigenfrequenz mit der 1-P-, beziehungsweise 3-P-Anregung der Anlage vorliegen.

Ebenfalls folgende Untersuchung würde einen Umbau des Modells erforderlich machen: Die Analyse der Stabilität eines Antriebsstrangsystems, bei welchem die Verbindungen der Systemkomponenten derart erfolgt, dass eine Änderung der Länge des Generatorankers in einer geänderten Wellenlänge und damit ebenso in einer anderen Loslagerposition resultiert. In einem solchen Modell würden sich mit Veränderung eines Parameters jedoch viele weitere Parameter gleichzeitig ändern. Dadurch ist ein Modell dieser Art für Untersuchungen, die ermitteln sollen welcher Parameter genau für die Instabilität verantwortlich ist eher ungeeignet.

Die Betrachtung der Antriebsstrangstabilität ist darüber hinaus noch auf andere Weise möglich. Zum Beispiel sind genauere Untersuchungen der Schwingungen im System (Aufschwingen oder Abklingen von Schwingungen) im Zuge der Parameterstudie eine Option, anstatt der Betrachtung der Stabilität mithilfe der Eigenwerte. Diese weitere Untersuchungsart ist in dieser Arbeit zwar mit aktivierter Dämpfung der Welle geschehen, ohne Dämpfung jedoch ist nur eine stichprobenartige Analyse für vereinzelte Datenpunkten erfolgt. Die Untersuchung mit verringerter oder deaktivierter Dämpfung ist auch im großen Stil innerhalb einer Parameterstudie durchführbar, ähnlich

derer, welche bei den eben erwähnten Stabilitätsuntersuchungen mithilfe der Eigenwerte in dieser Arbeit entstanden ist. Auf diese Weise ist feststellbar, welche Parameterkombinationen auch ohne Dämpfung im System ein stabiles Verhalten aufweisen.

Ein weiterer Vorschlag für eine Untersuchung, welche sich aus den Resultaten anbietet, wäre eine analytische Untersuchung mit Ermittlung der Matrizen (Massenmatrix, Dämpfungsmatrix, Steifigkeitsmatrix). Aufbauend auf den vorliegenden Ergebnissen dieser Arbeit wäre diese Untersuchung allerdings für die genutzten Parameterbereiche (oder im Mindesten Teile davon) durchzuführen. Zusätzlich sollten dabei ausreichend Freiheitsgrade mit berücksichtigt werden, was bei einer analytischen Herangehensweise allerdings einen hohen Aufwand nach sich zieht.

8 Herausforderungen und Probleme

Im Laufe der Arbeit haben sich verschiedene Herausforderungen ergeben, die zu lösen waren. Einige dieser Herausforderungen werden in diesem Kapitel näher erläutert.

Die Recherche von Werten für das Modell, für welches noch keine realen Anlagen existieren und demnach auch nur wenige Informationen über die Daten einer solchen Anlage existieren, hat sich als schwierig herausgestellt. Auf das einfache Hochskalieren dieser Werte aus anderen, kleineren, Windenergieanlagen wurde verzichtet, da viele der Werte nicht linear zunehmen und weiterhin sehr viele unterschiedliche Anlagentypen und -modelle existieren. Des Weiteren werden in dieser Arbeit aufgrund der durchgeführten Parameterstudien verschiedene Kennwerte, wie zum Beispiel Massen, Abmaße und Trägheitsmomente, der Bauteile des untersuchten Antriebsstranges variiert.

Ebenso haben sich Herausforderungen beim Schreiben von Matlab-Programmen zur Manipulation von .subvar-Dateien, sowie .spck-Dateien ergeben. Das zunächst im Rahmen dieser Arbeit entstandene Matlab-Programm zur Bearbeitung von .subvar-Dateien hat weitere Modifizierungen erhalten, sodass nun auch eine Verwendung unter der früheren Matlab Version R2018b möglich ist. Grund dafür war die Einführung neuer Befehle in der Matlab-Version R2019b.

Das Programm zur Manipulation der .spck-Dateien hatte zunächst das Problem, dass es die Dateien zwar korrekt abändert und überschreibt, allerdings sind die letzten Zeilen der zu bearbeitenden Datei doppelt erstellt worden, was beim Einlesen dieser Dateien in SIMPACK zu Fehlermeldungen führt. Auch dieses Problem konnten behoben werden. Weitere kleinere Probleme, welche typischerweise beim Programmieren mit zuvor unbekanntem Programmen auftreten, werden hier nun nicht weiter aufgelistet.

Die Simulationen der kompletten Parameterstudien, welche mithilfe des SIMPACK-Aufrufes durch Matlab erfolgt sind, mussten des öfteren mehrmals durchgeführt werden. Grund hierfür waren kurzzeitige Verbindungsabbrüche zum Institutsserver (möglicherweise auch Serverabschaltungen aufgrund von Überlastung). Da die Berechnungszeit dieser Simulationen zum Teil 2 bis 3 Tage beträgt, sind hierbei unplanmäßige Verzögerungen im Verlauf der Arbeit entstanden. Während der Zeit im Home-Office (aus aktuellem Anlass) haben die Abbrüche der Simulationen besonders stark zugenommen, sodass diese sehr oft wieder gestartet werden mussten. Glücklicherweise lässt es die Art der Simulationen zu diese nicht nach jedem Simulationsabbruch von vorne durchlaufen lassen zu müssen, sondern die vereinzelt Simulationsergebnisse weiter zu nutzen. Hierzu sind lediglich Programmanpassungen nach den einzelnen Abbrüchen notwendig.

Es hat sich gezeigt, dass sich die Auswertung der Ergebnisse aus den Stabilitätsuntersuchungen, welche sich auf die Eigenwertberechnungen innerhalb von SIMPACK stützen, als sehr schwierig erweist. Dies liegt daran, dass die erstellten Diagramme auf Basis der Eigenwertberechnungen bei Untersuchung der Abhängigkeit immer zweier Parameter voneinander oftmals unerwartetes Verhalten zeigen. Beispielsweise sollten, rein aus logischer Überlegung, innerhalb des untersuchten Wertebereichs eines Parameters Bereiche vorhanden sein innerhalb derer das Antriebsstrangsystem ein stabiles Verhalten aufweist. Weiterhin sollte ab einem bestimmten, hier zu ermittelnden, Grenzwert des untersuchten Parameters instabiles Verhalten auftreten. Solche harten Grenzlinien sind allerdings in den allermeisten der erstellten Diagramme nicht auszumachen. Stattdessen scheinen bei der Untersuchung der Abhängigkeit zweier Parameter voneinander nur vereinzelte

instabile Kombinationen vorhanden zu sein. Die Ausnahme hiervon bilden die Parameter Wellenaußendurchmesser $d_{Welle,Aussen}$, Welleninnendurchmesser $d_{Welle,Innen}$ und Wellenlänge l_{Welle} . Bei diesen drei Parametern, welche sich alle auf die verwendete Hohlwelle beziehen, ist schwankendes Verhalten zwischen Stabilität und Instabilität bei Zunahme der Werte des jeweils untersuchten Parameters zu erkennen. Gründe dafür, dass bezüglich der Systemstabilität nicht immer Abhängigkeiten zwischen zwei der untersuchten Parametern zu erkennen sind, sind zum einen, dass zwischen den untersuchten Parametern (bezüglich der Stabilität des Systems) oftmals keine Abhängigkeit vorhanden ist, zum anderen verhält es sich weiterhin so, dass die Variation eines Parameters mit der Abänderung weiterer Parameter einhergeht, welche sich aus diesem Parameter ergeben/errechnen. Dies bedeutet, dass neben der direkten Variation eines Parameters weitere Parameter des Gesamtsystems beeinflusst werden, welche ihrerseits wiederum Einfluss auf die Stabilität nehmen können, sodass nicht mit Sicherheit gesagt werden kann, ob der Systemstabilitätswert der jeweils betrachteten Antriebsstrangkonfiguration auf die direkt oder die indirekt geänderten Parameter zurückzuführen ist. Darüber hinaus sind allerdings auch Parameterkombinationen vorhanden, bei denen eine eindeutige Abhängigkeit der Parameter voneinander zu erkennen ist.

Literaturverzeichnis

- [1] Screenshot virtuelles Anlagenmodell. Eigene Anfertigung innerhalb des Mehrkörperssimulationsprogramms SIMPACK Version 2020.
- [2] K.-D. Arndt, H. Brüggemann, and J. Ihme, eds. *Festigkeitslehre für Wirtschaftsingenieure*. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2019. ISBN: 978-3-658-26140-5.
- [3] C. Bak, F. Zahle, R. Bitsche, T. Kim, A. Yde, L. Henriksen, A. Natarajan, and M. Hansen. *Description of the DTU 10 MW Reference Wind Turbine*. Technical Report DTU Wind Energy Report-I-0092. Technical University of Denmark DTU Wind Energy, 2013.
- [4] P. Bortolotti, H. Taréss, K. Dykes, K. Merz, L. Sethuraman, D. Verelst, and F. Zahle. *IEA Wind TCP Task 37 on Systems Engineering in Wind Energy - WP2.1 Reference Wind Turbines*. Technical Report NREL/TP-5000-73492. NREL, 2019.
- [5] E. Brommundt, G. Sachs, and D. Sachau, eds. *Technische Mechanik: Eine Einführung*. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, 2007. ISBN: 978-3-486-58111-9.
- [6] Bundesverband Windenergie. *Maschinenhaus/Antriebsstrang*. 2018. URL: <https://www.windenergie.de/themen/anlagentechnik/konstruktiver-aufbau/maschinenhaus/> (visited on 01/17/2020).
- [7] Bundesverband WindEnergie e.V. *Rotor*. 2018. URL: <https://www.windenergie.de/themen/anlagentechnik/konstruktiver-aufbau/rotor/> (visited on 02/05/2020).
- [8] P. W. Cheng. *Entwurf von Windenergieanlagen I - Teil 5: Dynamik des Gesamtsystems*. Stuttgart, Germany, 2016.
- [9] Commonwealth of Australia, Bureau of Meteorology. *Wind*. 2020. URL: <http://www.bom.gov.au/marine/knowledge-centre/reference/wind.shtml> (visited on 06/29/2020).
- [10] F. Crawford, ed. *Schwingungen und Wellen*. Wiesbaden, Germany: Springer Verlag, 2013. ISBN: 978-3-528-08353-3.
- [11] Deutsche Edelstahlwerke GmbH. *Unlegierter Vergütungsstahl 1.1181/1.1180 C35E/C35R*. Aug. 2011. URL: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Baustahl/1.1181_1.1180_de.pdf (visited on 01/07/2020).
- [12] Deutsche Edelstahlwerke GmbH. *Unlegierter Vergütungsstahl 1.1191/1.1201 C45E/C45R*. Aug. 2011. URL: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Baustahl/1.1191_1.1201_de.pdf (visited on 01/07/2020).
- [13] Deutsche Edelstahlwerke GmbH. *Werkstoffdatenblatt 42CrMo4*. Oct. 16, 2015. URL: www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Baustahl/1.7225_1.7227_de.pdf (visited on 01/07/2020).
- [14] D. Dinkler, ed. *Einführung in die Strukturmechanik: Modelle und Anwendungen*. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2017. ISBN: 978-3-658-19814-5.
- [15] Dr. Brockhaus Messtechnik GmbH & Co.KG. *42CrMo4*. 2020. URL: <https://brockhaus.com/stahl/kaltband-in-ringen/verguetungsstaehle/42crmo4/> (visited on 01/28/2020).
- [16] Dr. Brockhaus Messtechnik GmbH & Co.KG. *C 35*. 2020. URL: <https://brockhaus.com/stahl/kaltband-in-ringen/verguetungsstaehle/c-35/> (visited on 01/28/2020).
- [17] Dr. Brockhaus Messtechnik GmbH & Co.KG. *C 45*. 2020. URL: <https://brockhaus.com/stahl/kaltband-in-ringen/verguetungsstaehle/c-45/> (visited on 01/28/2020).

- [18] L. Eymann, M. Stucki, A. Fürholz, and A. König. *Ökobilanzierung von Schweizer Windenergie*. Schlussbericht. IUNR, 2015.
- [19] R. Gasch and H. Pfützner, eds. *Rotordynamik: Eine Einführung*. Stuttgart/Leipzig/Wiesbaden, Deutschland: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. ISBN: 978-3-662-09787-8.
- [20] R. Gomeringer, M. Heinzler, R. Kilgus, V. Menges, and F. Näher, eds. *Tabellenbuch Metall*. Haan-Gruiten, Deutschland: Europa Lehrmittel Verlag, 2014. ISBN: 978-3-8085-1726-0.
- [21] S. Gourvenec and M. Cassidy, eds. *Frontiers in Offshore Geotechnics: Proceedings of the First International Symposium on Frontiers in Offshore Geotechnics*. Boca Raton, USA: CRC Press, 2005. ISBN: 978-0-415-88934-6.
- [22] B. Haag. "Schadensidentifikation mit modalen Parametern - Anwendung auf extern vorge-spannte Hohlkastenbrücken." Dissertation. Karlsruhe, Germany: KIT, 2015.
- [23] E. Hau. *Windkraftanlagen: Grundlagen, Technik, Einsatz, Wirtschaftlichkeit*. 6. Aufl. Berlin: Springer-Vieweg Verlag, 2016. ISBN: 978-3-662-53153-2.
- [24] L. Ineichen. *Konzeptvergleich zur Bekämpfung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs*. Band 20. Schriftenreihe des Instituts für Technische Mechanik. KIT Scientific Publishing, 2013. ISBN: 978-3-7315-0030-8.
- [25] Karran, D. *Böen bei Sturmweatherlagen*. 2015. URL: <https://www.synoptische-meteorologie.de/zyklonen/bÄüenvorhersage/> (visited on 06/29/2020).
- [26] M. Knorrenschild, ed. *Mathematik für Ingenieure 2: Angewandte Analysis im Bachelorstudium*. München: Carl Hanser-Verlag München, 2014. ISBN: 978-3-446-41347-4.
- [27] B. Künne, ed. *Einführung in die Maschinenelemente - Gestaltung-Berechnung-Konstruktion*. Stuttgart/Leipzig/Wiesbaden, Deutschland: B. G. Teubner Verlag, 2001. ISBN: 978-3-519-16335-0.
- [28] B. Künne, ed. *Einführung in die Maschinenelemente - Gestaltung-Berechnung-Konstruktion*. Stuttgart/Leipzig/Wiesbaden, Deutschland: B. G. Teubner Verlag, 2001. ISBN: 3-519-16335-7.
- [29] B. Künne, ed. *Maschinenelemente 2*. Wiesbaden, Deutschland: Vieweg+Teubner Verlag, 2008. ISBN: 978-3-8351-0092-3.
- [30] J. Malkin. *Theorie der Stabilität einer Bewegung*. München: Oldenburg Verlag, 1959.
- [31] P. Müller, ed. *Stabilität und Matrizen: Matrizenverfahren in der Stabilitätstheorie linearer dynamischer Systeme*. München: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. ISBN: 978-3-540-07981-1.
- [32] G. Niemann, H. Winter, B.-R. Höhn, and K. Stahl, eds. *Maschinenelemente 1 - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. Berlin, Deutschland: Springer Verlag, 2019. ISBN: 978-3-662-55481-4.
- [33] pauly Stahlhandel. *Stahl Werkstoff 42CrMo4 Datenblatt*. 2019. URL: <https://pauly-stahlhandel.com/de/din-en/42crmo4> (visited on 12/17/2019).
- [34] pauly Stahlhandel. *Stahl Werkstoff-Nr.: 1.0501 Datenblatt*. 2019. URL: <https://pauly-stahlhandel.com/de/din-en/c-35> (visited on 12/17/2019).
- [35] pauly Stahlhandel. *Stahl Werkstoff-Nr.: 1.0503 Datenblatt*. 2019. URL: <https://pauly-stahlhandel.com/de/werkstoff-nr/1.0503> (visited on 12/17/2019).
- [36] C. Petersen and H. Werkle, eds. *Dynamik der Baukonstruktionen*. Wiesbaden, Deutschland: Springer Vieweg, 2017. ISBN: 978-3-8348-1459-3.
- [37] H. Polinder, D. Bang, R. Rooij, M. A., and M. Mueller. "10 MW Wind Turbine Direct-Drive Generator Design with Pitch or Active Speed Stall Control." In: (2007), pp. 1390–1395.

- [38] Redakteur: Juliana Schulze. *Ringgenerator für 10-MW-Anlagen entwickelt*. July 28, 2011. URL: <https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/ringgenerator-fuer-10-mw-anlagen-entwickelt-a-324883/> (visited on 01/18/2020).
- [39] Reger, Johann. *Hurwitz-Kriterium - Beiblatt*. Ilmenau, Germany, 2020.
- [40] H. A. Richard and M. Sander, eds. *Technische Mechanik - Dynamik: Grundlagen - effektiv und anwendungsnah*. Wiesbaden: Friedr. Vieweg und Sohn Verlag, 2008. ISBN: 978-3-528-03995-0.
- [41] A. Schaffarczyk, ed. *Einführung in die Windenergietechnik*. München: Carl-Hanser Verlag GmbH Co KG, 2012. ISBN: 978-3-446-43032-7.
- [42] T. Schanz and A. Hettler, eds. *Aktuelle Forschung in der Bodenmechanik 2015*. Berlin/Heidelberg, Deutschland: Springer Verlag, 2015. ISBN: 978-3-662-45990-4.
- [43] F. Schmidt. *Berechnung und Gestaltung von Wellen*. 2. ,neu bearbeitete, Aufl. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. ISBN: 978-3-540-03890-0.
- [44] H. Schumann et al. *WindMUSE - Windturbine in multidisziplinärer Simulationsumgebung*. Schlussbericht. DLR Institut für Flugsystemtechnik, 2017.
- [45] L. Sethuraman, M. Maness, and K. Dykes. *Optimized Generator Designs for the DTU 10-MW Offshore Wind Turbine using GeneratorSE*. Conference Paper Report NREL/CP-5000-67444. NREL, 2017.
- [46] W. Skolaut, ed. *Maschinenbau*. Berlin, Deutschland: Springer Vieweg Verlag, 2018. ISBN: 978-3-662-55881-2.
- [47] Studyflix GmbH. *Eigenfrequenz und freie Schwingung*. 2020. URL: <https://www.studyflix.de/ingenieurwissenschaften/eigenfrequenz-und-freie-schwingung-1531> (visited on 02/14/2020).
- [48] W. Tong, ed. *Wind Power Generation and Wind Turbine Design*. Billerica, MA 01821, USA: WIT Press, 2010. ISBN: 978-1-84564-205-1.
- [49] Verantwortlicher: Cengiz Ay. *Biegebeanspruchung*. URL: <https://www.cnc-lehrgang.de/biegebeanspruchung/> (visited on 01/30/2020).
- [50] Verantwortlicher: Markus Agerer. *Belastungsarten - Technische Mechanik*. 2009. URL: <http://www.maschinenbau-wissen.de/skript3/mechanik/festigkeitslehre/155-belastungsarten> (visited on 02/03/2020).
- [51] Verantwortlicher: Matthias Kretschmer. *Entwurf von Windenergieanlagen I - 3. Vortragsübung: Dynamik*. Stuttgart, Germany, 2017.
- [52] Verantwortlicher: Matysik, S. *MHI Vestas Offshore V164-10.0MW*. Oct. 3, 2018. URL: <https://www.wind-turbine-models.com/turbines/1912-mhi-vestas-offshore-v164-10.0mw> (visited on 01/18/2020).
- [53] R. Wagner. "Auslegung und Konstruktion stapelbarer Seetransportgestelle für Rotorblätter von Windenergieanlagen." Bachelor Thesis. Hamburg: Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 2014.
- [54] V. Wesselak, T. Schabbach, T. Link, and J. Fischer, eds. *Handbuch Regenerative Energietechnik*. Wiesbaden, Deutschland: Springer Vieweg Verlag, 2017. ISBN: 978-3-662-53072-6.
- [55] Wikipedia. *Grenzstabilität*. 2018. URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Grenzstabilität> (visited on 02/08/2020).

A Berechnungen

A.1 Umrechnung der Rotorträgheitsmomente auf die Rotationsachse

Um die Trägheitsmomente der drei Punktmassen auf die Rotationsachse umzurechnen erfolgt die Berechnung mithilfe des Satzes von Steiner wie nachfolgend durchgeführt. Abbildung A.1 stellt hierbei schematisch die Rotorblätter der untersuchten Anlage als drei Punktmassen dar, welche um ihre Rotationsachse (hier die y -Achse) rotieren. Jede der Punktmassen entspricht dem Schwerpunkt eines der Rotorblätter.

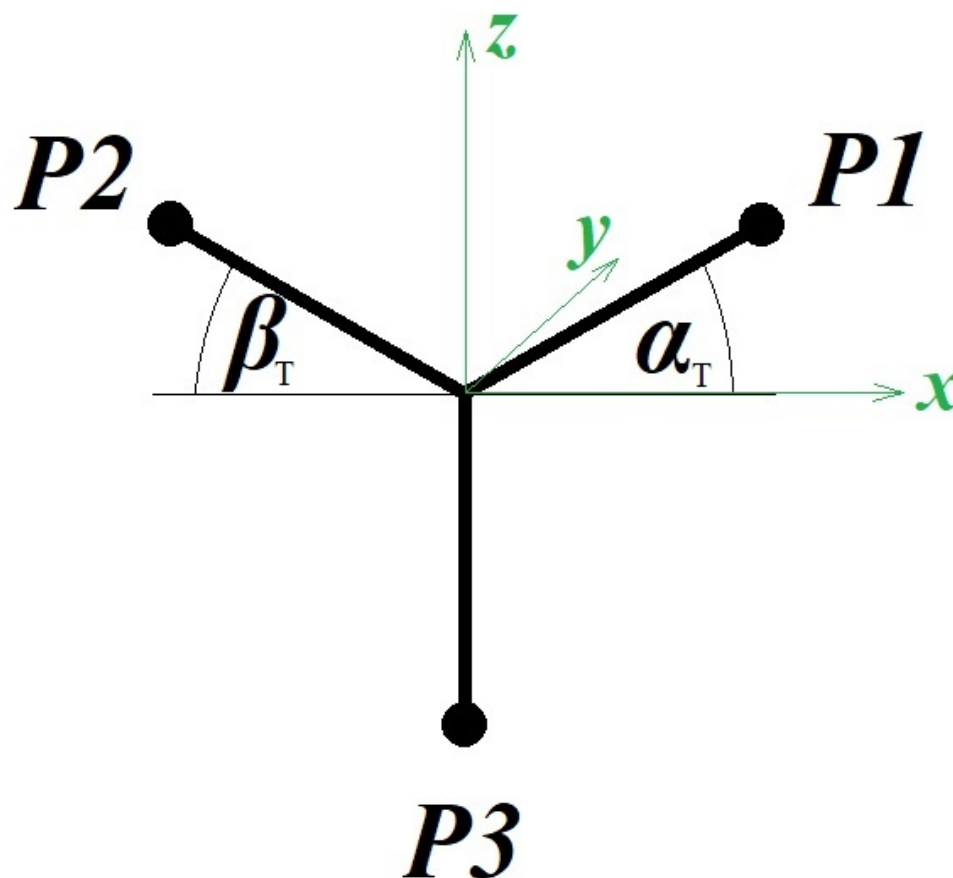


Abbildung A.1: Trägheitsmoment des Rotors

A.1.1 Bezüglich der x -Achse

Berechnung des Trägheitsmomentes J_{P1} des ersten Masseteilchens:

$$\sin(\alpha_T) = \frac{G}{H} = \frac{d_{P1}}{r} \Rightarrow d_{P1} = r \cdot \sin(\alpha_T) \quad (\text{A.1})$$

Wobei G der Gegenkathete, H der Hypotenuse, d_{P1} der Entfernung zwischen der Achse durch das Masseteilchen $P1$ und der Rotationsachse, r dem Radius und α_T dem Winkel entspricht.

Nach dem Satz von Steiner

$$J_P = J_S + m \cdot d^2 \quad (\text{A.2})$$

folgt mit identischen Massen m der Rotorblätter für J_{P1} :

$$J_{P1} = J_{S1} + m \cdot d_{P1}^2 = 0 + m \cdot (r \cdot \sin(\alpha_T))^2 = m \cdot (r \cdot \sin(\alpha_T))^2 \quad (\text{A.3})$$

Berechnung des Trägheitsmomentes J_{P2} des zweiten Masseteilchens analog:

$$\sin(\beta_T) = \frac{G}{H} = \frac{d_{P2}}{r} \Rightarrow d_{P2} = r \cdot \sin(\beta_T) \quad (\text{A.4})$$

Es folgt für J_{P2} :

$$J_{P2} = J_{S2} + m \cdot d_{P2}^2 = 0 + m \cdot (r \cdot \sin(\beta_T))^2 = m \cdot (r \cdot \sin(\beta_T))^2 \quad (\text{A.5})$$

Berechnung des Trägheitsmomentes J_{P3} des dritten Masseteilchens:

$$d_{P3} = r \quad (\text{A.6})$$

Es folgt für J_{P3} :

$$J_{P3} = J_{S3} + m \cdot d_{P3}^2 = 0 + m \cdot r^2 = m \cdot r^2 \quad (\text{A.7})$$

Für das Trägheitsmoment bezogen auf die x-Achse gilt:

$$J_x = J_{P1} + J_{P2} + J_{P3} = m \cdot (r \cdot \sin(\alpha_T))^2 + m \cdot (r \cdot \sin(\beta_T))^2 + m \cdot r^2 \quad (\text{A.8})$$

A.1.2 Bezüglich der y-Achse

Das Trägheitsmoment einer Punktmasse um eine Achse ist definiert mit:

$$J = m \cdot r^2 \quad (\text{A.9})$$

Mit der Masse m und dem Radius (Entfernung zur Rotationsachse) r . Für das Trägheitsmoment bezogen auf die y-Achse gilt damit:

$$J_y = J_{P1} + J_{P2} + J_{P3} = m \cdot r^2 + m \cdot r^2 + m \cdot r^2 \quad (\text{A.10})$$

Hierbei ist zu bedenken, dass es sich in dem aufgebauten Simulationsmodell bei der y-Achse um die Rotationsachse handelt, weswegen J_y einfach aus der Addition der Trägheitsmomente der einzelnen Massenpunkte berechnet werden kann.

A.1.3 Bezüglich der z-Achse

Die Berechnung erfolgt analog zum Trägheitsmoment bezogen auf die x-Achse. Allerdings wird für die Ermittlung der Entfernung zu den Achsen nun der Kosinus benötigt, da sich das Trägheitsmoment auf eine andere Achse bezieht. Berechnung des Trägheitsmomentes J_{P1} des ersten Masseteilchens:

$$\cos(\alpha_T) = \frac{A}{H} = \frac{d_{P1}}{r} \Rightarrow d_{P1} = r \cdot \cos(\alpha_T) \quad (\text{A.11})$$

Wobei A der Ankathete, H der Hypotenuse, d_{P1} der Entfernung zwischen der Achse durch das Masseteilchen P1 und der Rotationsachse, r dem Radius und α_T dem Winkel entspricht.

Nach dem Satz von Steiner

$$J_P = J_S + m \cdot d^2 \quad (\text{A.12})$$

folgt mit identischen Massen m der Rotorblätter für J_{P1} :

$$J_{P1} = J_{S1} + m \cdot d_{P1}^2 = 0 + m \cdot (r \cdot \cos(\alpha_T))^2 = m \cdot (r \cdot \cos(\alpha_T))^2 \quad (\text{A.13})$$

Berechnung des Trägheitsmomentes J_{P2} des zweiten Masseteilchens analog:

$$\cos(\beta_T) = \frac{A}{H} = \frac{d_{P2}}{r} \Rightarrow d_{P2} = r \cdot \cos(\beta_T) \quad (\text{A.14})$$

Es folgt für J_{P2} :

$$J_{P2} = J_{S2} + m \cdot d_{P2}^2 = 0 + m \cdot (r \cdot \cos(\beta_T))^2 = m \cdot (r \cdot \cos(\beta_T))^2 \quad (\text{A.15})$$

Berechnung des Trägheitsmomentes J_{P3} des dritten Masseteilchens:

$$d_{P3} = 0 \quad (\text{A.16})$$

Es folgt für J_{P3} :

$$J_{P3} = J_{S3} + m \cdot d_{P3}^2 = 0 + m \cdot 0^2 = 0 \quad (\text{A.17})$$

Für das Trägheitsmoment bezogen auf die z-Achse gilt:

$$J_z = J_{P1} + J_{P2} + J_{P3} = m \cdot (r \cdot \cos(\alpha_T))^2 + m \cdot (r \cdot \cos(\beta_T))^2 + 0 \quad (\text{A.18})$$

Je nach Position des Rotors variieren α_T , β_T und γ_T . γ_T entspricht hierbei dem Winkel, den das Masseteilchen P3 mit der Vertikalen aufspannt. Da die Punktmassen allerdings zu jeder Zeit genau 120° zueinander verschoben sind, gleichen sich die Trägheitsmomente aus, sodass auch für unterschiedliche Positionen des Rotors die Ergebnisse der Trägheitsmomente bezüglich der x-Achse, der y-Achse und der z-Achse immer identisch sind:

$$J_x = \frac{3}{2} \cdot m \cdot r^2$$
$$J_y = 3 \cdot m \cdot r^2$$
$$J_z = \frac{3}{2} \cdot m \cdot r^2$$

A.2 Berechnungen zur ersten Biegeeigenfrequenz des Turms

Zur Berechnung der ersten Biegeeigenfrequenz des Turms des Ursprungsmodells für die in dieser Arbeit untersuchte Anlage erfolgt die Annahme eines 1-Masse-Schwingers. Das System des 1-Masse-Schwingers entspricht vereinfacht der in Abbildung A.2 dargestellten Skizze:

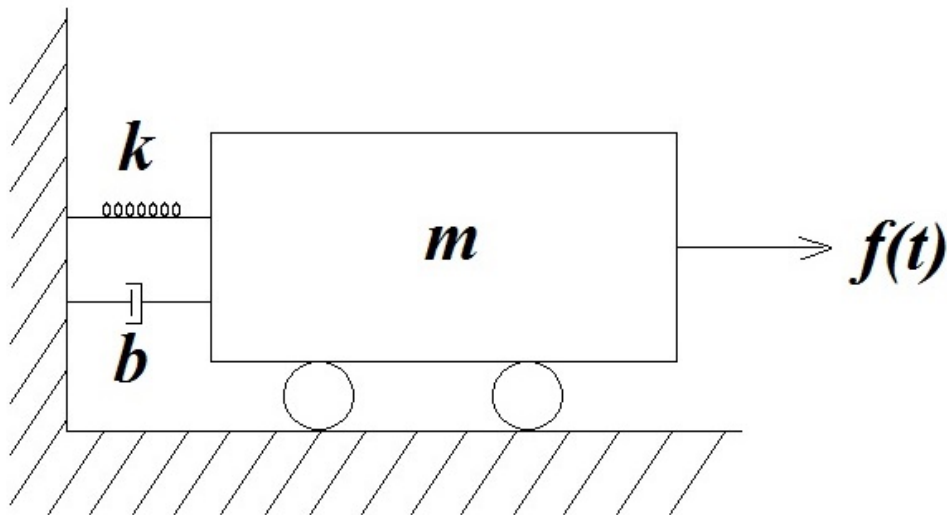


Abbildung A.2: Vereinfachte Darstellung des Turm-Gondel-Systems als 1-Massen-Schwinger mit Feder und Dämpfer

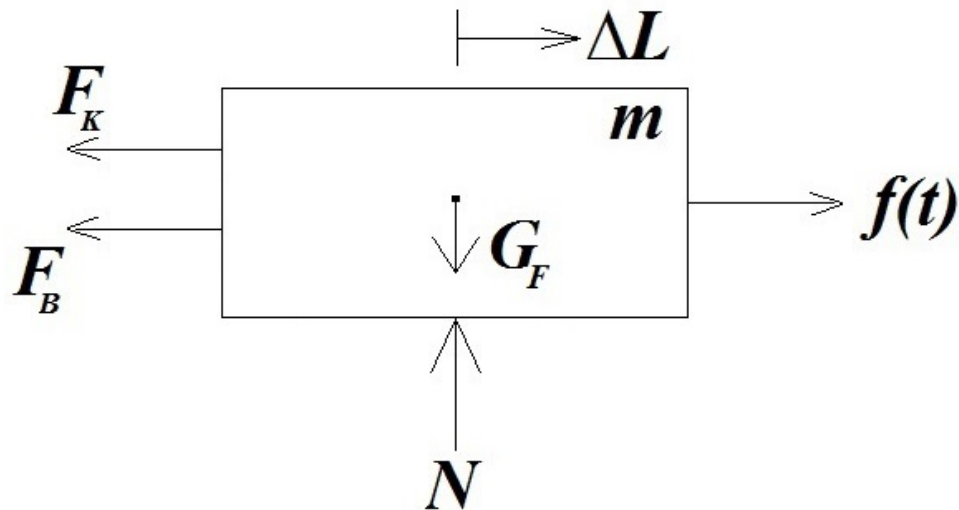


Abbildung A.3: Freischnitt des Turm-Gondel-Systems als 1-Masse-Schwinger

Bei diesem 1-Masse-Schwinger nimmt man eine Federung, sowie eine Dämpfung an. Die Federkraft und die Dämpferkraft können nach [5, S.322] wie folgt dargestellt werden:

Federkraft:

$$F_K = k \cdot \Delta L \quad (\text{A.19})$$

ΔL steht hierbei für die Auslenkung, wohingegen k der Federkonstanten entspricht.

Dämpferkraft:

$$F_B = d_D \cdot \dot{\Delta L} \quad (\text{A.20})$$

Hierbei stellt d_D die Dämpfungskonstante dar. $\dot{\Delta L}$ entspricht der Geschwindigkeit. Nach Abbildung A.3 folgt der Ansatz:

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{\Delta L} &= -F_B - F_K + f(t) \\ \rightarrow m \cdot \ddot{\Delta L} + F_B + F_K &= f(t) \\ \rightarrow m \cdot \ddot{\Delta L} + d_D \cdot \dot{\Delta L} + k \cdot \Delta L &= f(t) \end{aligned} \quad (\text{A.21})$$

Daraus ergibt sich

$$\ddot{\Delta L} + \frac{d_D}{m} \cdot \dot{\Delta L} + \frac{k}{m} \cdot \Delta L = \frac{f(t)}{m} \quad (\text{A.22})$$

Die Normalform für Schwinger mit einem Freiheitsgrad lautet:

$$\Delta \ddot{L}(t) + 2 \cdot D_{Dämpf} \cdot \omega_0 \cdot \Delta \dot{L}(t) + \omega_0^2 \cdot \Delta L(t) = \omega_0^2 \cdot u(t) \quad (\text{A.23})$$

Ein Koeffizientenvergleich von A.22 mit A.23 ergibt:

$$\frac{d_D}{m} = 2 \cdot D_{Dämpf} \cdot \omega_0 \quad (\text{A.24})$$

$$\frac{k}{m} = \omega_0^2 \quad (\text{A.25})$$

$$\frac{f(t)}{m} = \omega_0^2 \cdot u(t) \quad (\text{A.26})$$

In diesem Fall interessiert der zweite Zusammenhang (Gleichung A.25), aus welchem sich $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ergibt. (Formel ebenso nachzulesen bei [40, S.166].) Nach dem Hooke'schen Gesetz ist die Federkonstante k auch über $k = \frac{F}{s}$ beschreibbar, wobei s der Auslenkung der Feder und F der Federkraft entspricht, welche für die entsprechende Auslenkung nötig ist. Die Federkonstante entspricht bei dieser Betrachtung der Steifigkeit des Turms. Es ist möglich das Turm-Gondel-System der Anlage als einen einseitig eingespannten Balken zu betrachten. Für die maximale Durchbiegung, beziehungsweise Auslenkung, eines solchen einseitig eingespannten Balkens ergibt sich nach [2, S.208]:

$$s = \frac{F \cdot l_{Nabe}^3}{3 \cdot E_{Turm} \cdot J_{Turm}} \quad (\text{A.27})$$

In Formel A.27 steht s für die maximale Auslenkung des Anlagenturms. F entspricht der Kraft, welche für diese Auslenkung aufzubringen ist. Weiterhin ist die Variable l_{Nabe} relevant. Dieser Parameter meint die Nabenhöhe der Anlage. Im weiteren ist ebenso die Kenntnis des E-Moduls des Turms E_{Turm} , sowie dessen Trägheitsmoment J_{Turm} zur Berechnung notwendig. Formel A.27 aufgelöst nach der Kraft F ergibt:

$$F = \frac{3 \cdot s \cdot E_{Turm} \cdot J_{Turm}}{l_{Nabe}^3} \quad (\text{A.28})$$

Eingesetzt in das Hooke'sche Gesetz folgt daraus:

$$k = \frac{3 \cdot s \cdot E_{Turm} \cdot J_{Turm}}{s \cdot l_{Nabe}^3} = \frac{3 \cdot E_{Turm} \cdot J_{Turm}}{l_{Nabe}^3} \quad (\text{A.29})$$

Für die Turmgeometrie erfolgt in dieser Arbeit aufgrund der Daten und Informationen aus [3, S.57] die Näherung eines hohlen Kegelstumpfs. Daraus lässt sich das Trägheitsmoment des Turms wie folgt ableiten:

$$J_{Turm} = \pi \cdot R_{mit}^3 \cdot t_T = \pi \cdot \left(\frac{R_{mit,(1)} + R_{mit,(2)}}{2} \right)^3 \cdot \frac{t_{T,(1)} + t_{T,(2)}}{2} \quad (\text{A.30})$$

Hierbei entspricht $R_{mit,(1)}$ dem mittleren Radius des Turms in Bodennähe. $R_{mit,(2)}$ ist demnach die entsprechende Variable in Höhe des Turmkopfes. $t_{T,(1)}$ hingegen bezieht sich auf die Wanddicke des Turms an Stelle (1), demnach am Fuß des Turms. Die Wanddicke auf Turmkopfhöhe wird durch $t_{T,(2)}$ repräsentiert. Somit folgt für die mittleren Radien:

$$R_{mit,(1)} = \frac{1}{2} \cdot d_{mit,(1)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_a + d_i}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(8,3 + 8,262)m}{2} = 4,1405m \quad (\text{A.31})$$

$$R_{mit,(2)} = \frac{1}{2} \cdot d_{mit,(2)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_a + d_i}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(5,5 + 5,48)m}{2} = 2,745m \quad (\text{A.32})$$

Daraus ergibt sich für das Trägheitsmoment des Turms:

$$J_{Turm} = \pi \cdot \left(\frac{R_{mit,(1)} + R_{mit,(2)}}{2} \right)^3 \cdot \frac{t_{T,(1)} + t_{T,(2)}}{2} = 3,7176m^4 \quad (\text{A.33})$$

Nach Einsetzen in Gleichung A.29 ergibt sich für den Wert der Turmsteifigkeit mithilfe des E-Moduls von $E_{Turm} = 210GPa$ und einer Nabhöhe von $l_{Nabe} = 119m$ (Werte vgl.: [3, S.11, S.55]):

$$k = \frac{3 \cdot E_{Turm} \cdot J_{Turm}}{l_{Nabe}^3} = 1,3898 \cdot 10^6 \frac{N}{m} \quad (\text{A.34})$$

Weiterhin ist zur Ermittlung der ersten Biegeeigenfrequenz des Turms die Masse m relevant, welche sich aus der Rotormasse m_{Rotor} , der Turmkopfmasse m_{TK} und der Turmmasse m_T selbst zusammensetzt:

$$m = m_{Rotor} + m_{TK} + \frac{1}{4} \cdot m_T = 828146,5Kg \quad (\text{A.35})$$

Mithilfe Gleichung A.25 folgt anschließend:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{1,3898 \cdot 10^6 \frac{N}{m}}{828146,5Kg}} = 1,2955 \frac{rad}{s} \quad (\text{A.36})$$

Daraus ergibt sich schließlich für die erste Biegeeigenfrequenz des Turm-Gondel-Systems:

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = 0,2062Hz \quad (\text{A.37})$$

Der hier zur Ermittlung der ersten Biegeeigenfrequenz des Turm-Gondel-Systems verwendete Rechenverlauf ist an [51] angelehnt.

A.3 Berechnungen zur Generatorauslenkung

Da die Sensoren am Generator unterschiedliche Positionen (vorne, mitte und hinten) besitzen ergeben sich unterschiedlich starke Auslenkungen in z-Richtung. Bei ein und derselben Anregung von außen liegt die stärkste Auslenkung am vordersten Bereich des Generators vor, da dort die größte Entfernung zum Festlager gegeben ist. Beispielhaft erfolgt nun, unter Zuhilfenahme des Sinussatzes, die Aufstellung der Formeln zur Berechnung der Auslenkung der Generatorsensoren in z-Richtung für einen Sensor an der Position Generatormitte ($b = \sqrt{(\frac{l_{Gen}}{2})^2 + (\frac{d_{Gen}}{2})^2}$), sowie (in Rotornähe) am vordersten Generatorbereich ($b = b_{max} = \sqrt{l_{Gen}^2 + (\frac{d_{Gen}}{2})^2}$). b definiert hierbei die Entfernung zwischen dem Festlager am äußersten (hinteren) Generatorbereich und dem entsprechenden Sensor. Auf die Berechnung der Auslenkung an hintersten Generatorbereich wird hier verzichtet, da dieser sich direkt oberhalb des verwendeten Festlagers befindet, wodurch seine Auslenkung in Richtung Luftspalt in keinem Fall größer werden kann, als die Auslenkung im mittleren oder vorderen Generatorbereich. Weiterhin nimmt die Auslenkung des hinteren Sensors im Grenzfall höchstens ihren ursprünglichen Wert und damit ein Überschreiten des Luftspaltes von $0mm$ (demnach keine Überschreitung) an.

A.3.1 Vorderer Generatorbereich

$$\sin(\alpha + \beta_v) = \frac{G_v}{H_v} \Rightarrow \sin(\alpha + \beta_v) = \frac{c + a_v}{\sqrt{l_{Gen}^2 + (\frac{d_{Gen}}{2})^2}} \quad (A.38)$$

Der Winkel α steht hierbei für den Winkel der Auslenkung, β_v meint den Winkel zwischen Horizontalachse und Sensorposition, ausgehend vom Lagerungspunkt L. Bei G_v und H_v handelt es sich um die Gegenkathete und die Hypotenuse entsprechend dem Sinussatz, welche in der vorhandenen Anordnung im Falle einer Auslenkung durch die Entfernungen $c + a_v$, sowie $\sqrt{l_{Gen}^2 + (\frac{d_{Gen}}{2})^2}$ zu ersetzen sind. Hierbei ist $c = G_v$ im unausgelenkten Zustand. Die Addition der Auslenkung a_v ergibt die Entfernung im ausgelenkten Zustand. Bei den Variablen l_{Gen} und d_{Gen} handelt es sich um die Länge und den Durchmesser des Generatorankers.

Mit $c = \frac{d_{Gen}}{2}$ folgt, aufgelöst nach der Auslenkung a_v , am vorderen Bereich des Generatorankers:

$$a_v = \sin(\alpha + \beta_v) \cdot \sqrt{l_{Gen}^2 + (\frac{d_{Gen}}{2})^2} - \frac{d_{Gen}}{2} \quad (A.39)$$

A.3.2 Mittlerer Generatorbereich

Analog erfolgen die Berechnungen an der Sensorposition Generatormitte:

$$\sin(\alpha + \beta_m) = \frac{G_m}{H_m} \Rightarrow \sin(\alpha + \beta_m) = \frac{c + a_m}{\sqrt{(\frac{l_{Gen}}{2})^2 + (\frac{d_{Gen}}{2})^2}} \quad (A.40)$$

Die verwendeten Variablen sind hierbei analog zu Gleichung A.38 definiert.

Mit $c = \frac{d_{Gen}}{2}$ folgt aufgelöst nach a_m :

$$a_m = \sin(\alpha + \beta_m) \cdot \sqrt{\left(\frac{l_{Gen}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{Gen}}{2}\right)^2} - \frac{d_{Gen}}{2} \quad (\text{A.41})$$

Zur Veranschaulichung der verwendeten Längen und Winkel in diesem Unterkapitel siehe Abbildungen [2.5](#) und [2.6](#).

A.4 Flussdiagramme

Zur Veranschaulichung einiger in Kapitel [4.3](#) beschriebener Programme sind in diesem Unterkapitel Flussdiagramme zu finden. Abbildung [A.4](#) beschreibt hierbei das Programm zur Stabilitätsprüfung mithilfe der Realteile. In Abbildung [A.5](#) ist das Flussdiagramm eines der Programme zur Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten dargestellt. Die darauffolgenden Abbildungen [A.6](#) und [A.7](#) stellen den weiteren Verlauf dieses Programmes mit anschließender Diagrammerstellung dar. Die Variablenbezeichnungen sind dem Programmcode selbst zu entnehmen.

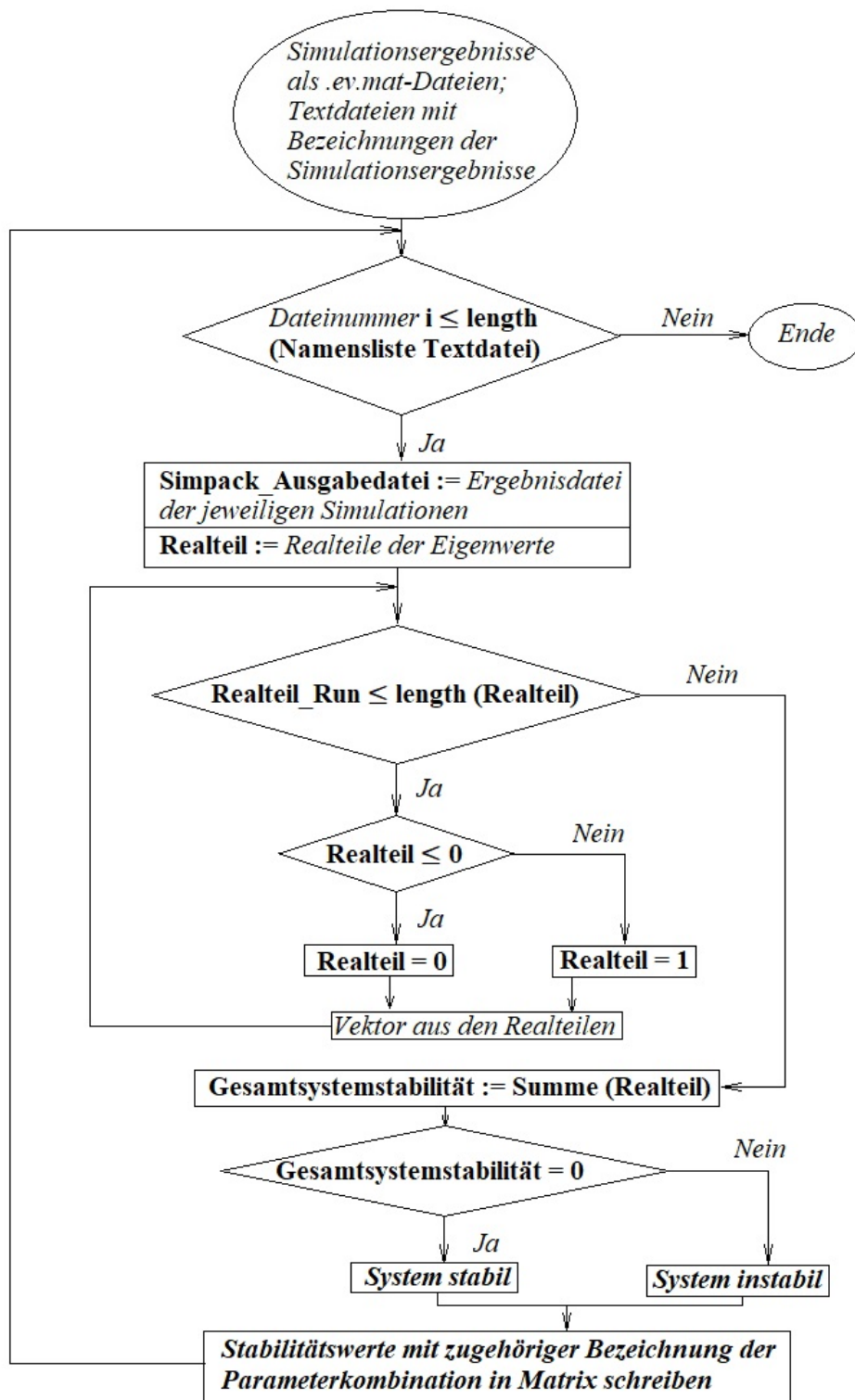


Abbildung A.4: Flussdiagramm zum Matlab-Programm der Stabilitätsprüfung mithilfe Realteil

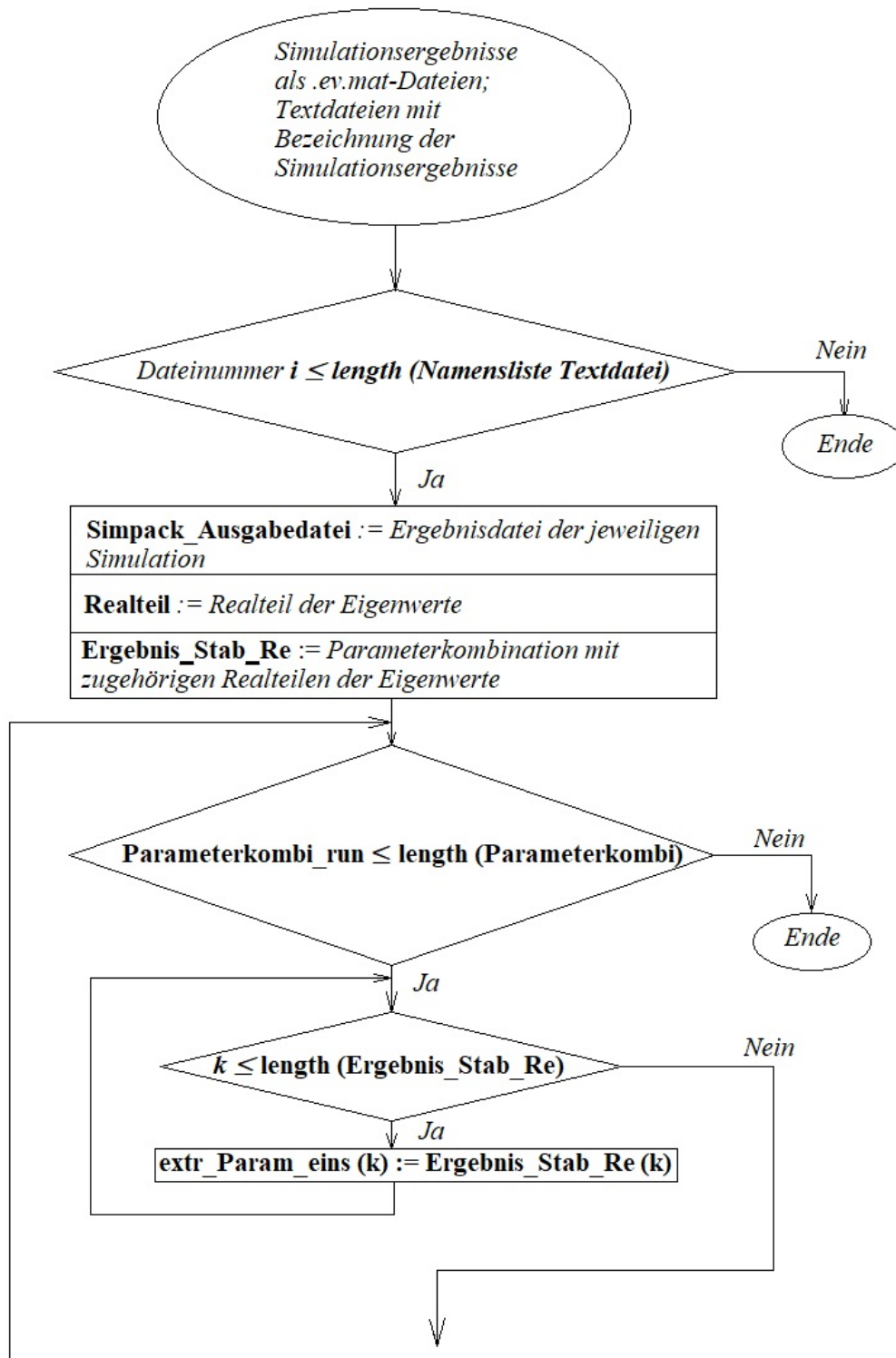


Abbildung A.5: Flussdiagramm zum Matlab-Programm der Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten - Seite 1

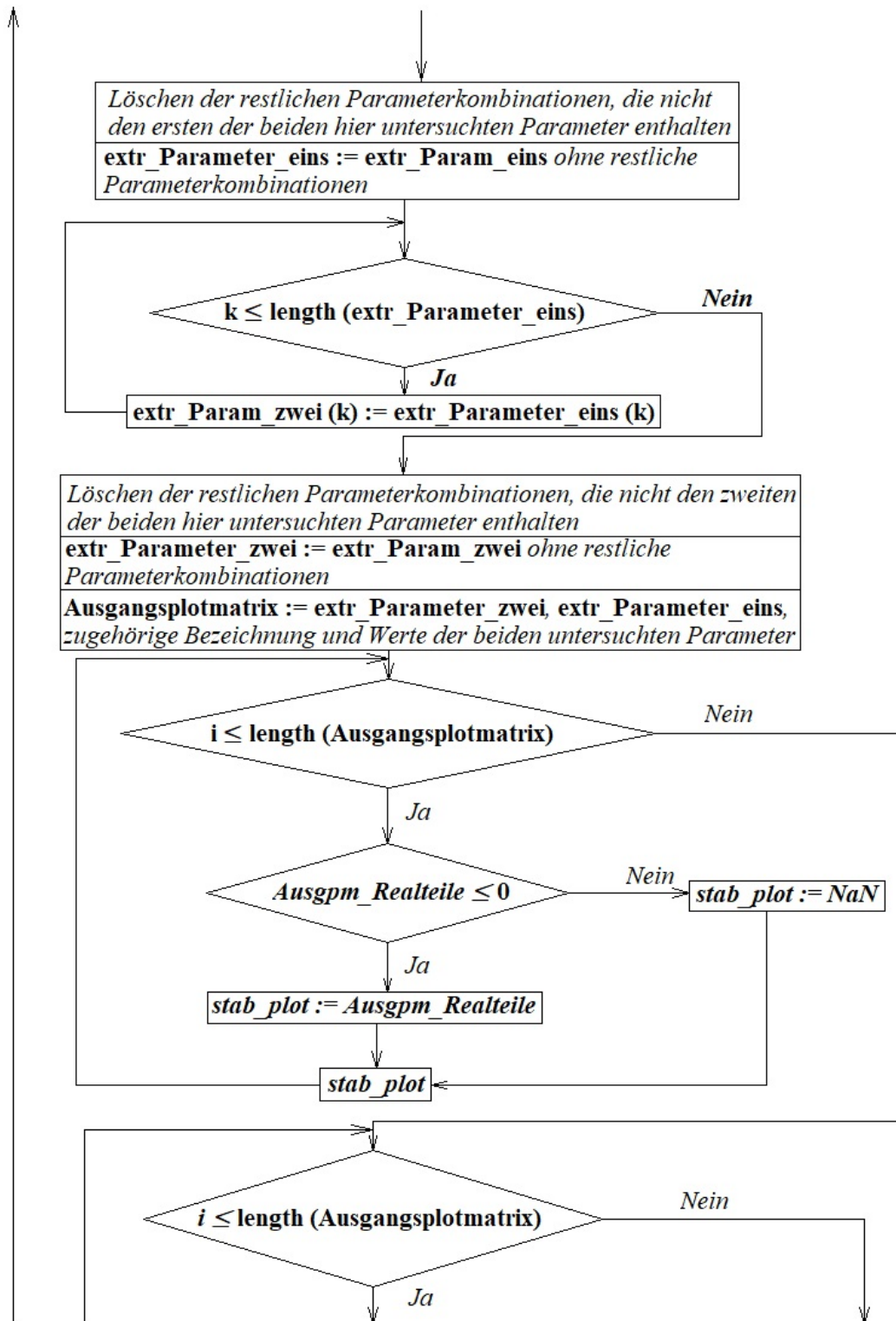


Abbildung A.6: Flussdiagramm zum Matlab-Programm der Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten - Seite 2

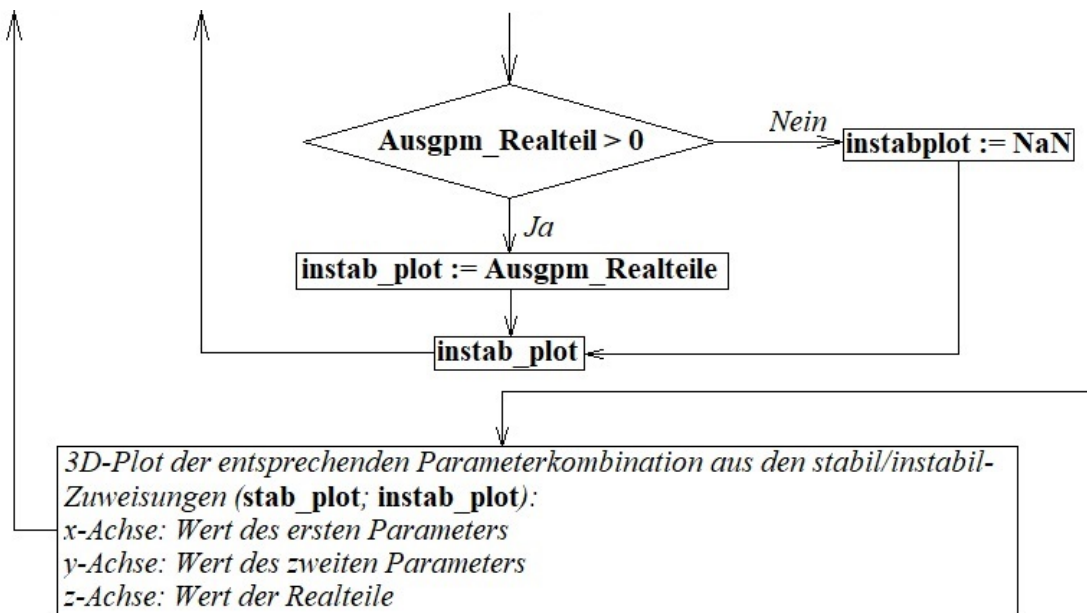


Abbildung A.7: Flussdiagramm zum Matlab-Programm der Untersuchung der Abweichungen innerhalb der Stabilitätsdaten - Seite 3