

BERGISCHE UNIVERSITÄT WUPPERTAL

FAKULTÄT FÜR ELEKTROTECHNIK, INFORMATIONSTECHNIK
UND MEDIENTECHNIK



Belastungsreduzierende Regelung
von Pitchsystemen

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften

von
Benjamin Krüger, M. Sc.

LEHRSTUHL FÜR ELEKTRISCHE
MASCHINEN UND ANTRIEBE

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Stefan Soter
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Bernd Tibken

Die Dissertation kann wie folgt zitiert werden:

urn:nbn:de:hbz:468-20200812-111050-6

[<http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn=urn%3Anbn%3Ade%3Ahbz%3A468-20200812-111050-6>]

DOI: 10.25926/bg17-0t76

[<https://doi.org/10.25926/bg17-0t76>]



Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	11
1.1	Motivation	13
1.2	Aufbau der Arbeit	15
2	Grundlagen	17
2.1	Pitchregelung	17
2.2	Aufbau des Pitchsystems	23
2.3	Rotorkraftverteilung	26
2.4	Einzelblattregelung	30
2.5	Getriebeispiel	32
3	Verschleißreduzierung	37
3.1	Getriebeschädigung und Verschleiß	38
3.2	Problemstellung am Pitchantrieb	40
3.3	Stand der Technik	45
3.3.1	Spielfreies Zahnrad	45
3.3.2	Spannungswellengetriebe	46
3.3.3	Zykloidengetriebe	46
3.3.4	Antagonistische Regelung	47
3.3.5	Kapitelfazit zum Stand der Technik	48
4	Verschleißreduzierende Regelung	49
4.1	Spielerkennung	51
4.1.1	Überwachung des drehmomentbildenden Motorstroms	52
4.1.2	Überwachung der Antriebsbeschleunigung und Massenträgheit	55
4.1.3	Überwachung der Antriebsleistung	56
4.1.4	Störmomentbeobachter	57

4.1.5	Drehmomentdirektmessung	61
4.1.6	Positionsmessung	62
4.2	Reaktionen	66
4.2.1	Reaktion bei Antriebsbewegung	67
4.2.2	Reaktion bei Antriebsstillstand	67
4.2.3	Zusammenfassung der Reaktionen	70
4.2.4	Prädiktive Regelung	72
5	Simulation	75
5.1	Getriebeachbildung	75
5.1.1	Feder-Masse-System	75
5.1.2	Abbildung des Spiels	79
5.1.3	Kombination von Ein- und Ausgang	80
5.2	Gesamtsystem	82
5.3	Störmomentbeobachter	86
5.4	Finite-Elemente-Methode	87
6	Umsetzung und Prüfstand	89
6.1	Pitchumrichter-Hardware	92
6.1.1	Leistungsteil	93
6.1.2	Zwischenkreis	98
6.1.3	Strommessung	102
6.1.4	Steuerteil	103
6.2	Pitchumrichter-Software	106
6.2.1	Nachbildung der Pitch Control Unit	106
6.2.2	Verschleißreduzierung	106
6.2.3	Anbindung an die Turbinensteuerung	107
6.2.4	Oszilloskop	109
6.2.5	Drehmomentoptimale Regelung	109
6.3	Antriebssatz	112
6.3.1	Motor	112
6.3.2	Motorgeber	113
6.3.3	Blattgeber	113
6.3.4	Alternative Blattgeber	115



6.4	Mechanik	118
6.4.1	Pitchgetriebe	118
6.4.2	Blattnachbildung	119
6.5	Lastumrichter	121
6.6	Lastantrieb	121
6.6.1	Linearmotor	122
6.6.2	Motorgeber	124
6.7	Übergeordnete Steuerung	124
6.8	Messtechnik	127
6.8.1	Dehnungsmessstreifen	128
6.8.2	Kraftmessung	130
7	Messungen und Auswertung	131
7.1	Stressmessung	134
7.2	Kraftmessung	138
7.3	Histogramm	139
7.4	Rainflow-Counting	140
7.5	Alternativverfahren	144
7.6	Spitzenwertmethode	145
7.7	Ergebnis	147
8	Ausblick	149
9	Zusammenfassung	151
10	Danksagung	153
11	Nomenklatur	155
11.1	Abkürzungsverzeichnis	155
11.2	Symbolverzeichnis Elektrotechnik	157
11.3	Symbolverzeichnis Mechanik	158
12	Anhang	159
12.0.1	Übersichtsbild Prüfstand	160





Abbildungsverzeichnis

1.1	Anlagengrößen [1]	12
1.2	Bruttostromerzeugung Deutschland 2018, 649 Mrd. kWh, Datenquelle: [2] .	14
2.1	Leistungsentzug nach Betz. Idee [3]	18
2.2	Schnelllaufzahlen [3]	19
2.3	Beispielhafte Weibullverteilung. Nach [4]	19
2.4	Regelbereiche der Enercon E-40	20
2.5	Simulation Windkraftanlage	22
2.6	Beispielhaftes Regelkonzept des Pitchsystems [3]	23
2.7	Rotornabe mit den Teilkomponenten [5]	24
2.8	Aufbau der Nabe [5]	25
2.9	Rauhigkeitslängen [6]	27
2.10	Anströmung, Nick- und Giermoment. Nach: [3]	28
2.11	Höhenprofil [3]	29
2.12	Schräganströmung [3]	29
2.13	Turmvorstau [3]	29
2.14	Turbulenzen [3]	29
2.15	Einzelblattregelung	31
2.16	Klassischer Antriebsregelkreis	32
2.17	Aufbau Regelung Pitchsystem	33
2.18	Positionsfehler durch Getriebeispiel	35
3.1	Hertz'sche Pressung am Zylinder [7]	39
3.2	Aufbau Antriebsstrang	40

3.3	Evolventenverzahnung [8]	41
3.4	Getriebeschäden	44
3.5	Vorspannritzel [9]	45
3.6	Gleitkeilgetriebe [10]	45
3.7	Zykloidengetriebe [11]	45
3.8	Prinzip antagonistische Regelung	47
4.1	Übersicht der Methoden [12] [13] [14]	49
4.2	Verschiedene Spielsituationen	52
4.3	Clarke-Transformation im Antriebsumrichter	53
4.4	Idee der Spielerkennung	54
4.5	Drehmomentmessung	55
4.6	Erkennung anhand der Antriebsleistung	57
4.7	Beobachterstruktur nach Luenberger [15]	58
4.8	Reaktion des Beobachters	60
4.9	Störmomentbeobachter. Nach [16]	61
4.10	Messung beider Geber	63
4.11	Spieleerkennung mit zwei Positionsgebern	64
4.12	Fehlerpositionen des Zahns	65
4.13	Struktur zum Ausregeln der Differenzgeschwindigkeit	69
4.14	Vorgang der Verschleißreduzierung bei Antriebsstillstand	70
4.15	Flussdiagramm der Verschleißreduzierung	71
4.16	LiDAR-Messung an einer Windkraftanlage [17]	73
5.1	Einfaches Feder-Masse-System	75
5.2	Einfaches Feder-Masse-Simulink-Modell	76
5.3	Feder-Masse-System	76
5.4	Federsteifigkeit	77
5.5	Feder-Masse-System mit Spiel	77
5.6	MATLAB-Modell Feder-Masse-System mit Spiel	78
5.7	Zahnradmodell	80



5.8	Ergebnis der Simulation	81
5.9	MATLAB-Modell Umrichter	82
5.10	MATLAB-Modell Pitchantrieb	83
5.11	MATLAB-Modell Getriebe	83
5.12	MATLAB-Modell Rotorblatt	84
5.13	Gesamtes MATLAB-Modell	85
5.14	Störmomentbeobachter in MATLAB	86
5.15	Kräfte am Zahn	87
6.1	Foto vom Prüfstand	91
6.2	Übersichtsbild Leistungskarte	93
6.3	Leistungsansteuerungskarte	94
6.4	Verschaltung der Fehlersignale	96
6.5	Kondensator-Cluster	101
6.6	Aufbau Controlprint	104
6.7	Modulare Umrichterplattform	105
6.8	Verschleißreduzierung auf dem Prüfstand	107
6.9	Drehmomentoptimale Regelung	110
6.10	Ersatzschaltbild Synchronmaschine in q- und d-Richtung	110
6.11	Strom in D-Richtung [18]	111
6.12	Strom in Q-Richtung [18]	111
6.13	Resolverinterface	113
6.14	Spielfreier Positionssensor [19]	114
6.15	Einbau mit Vorspannung durch Achsenhöhenversatz um Δh	114
6.16	GMR-Sensor [20]	116
6.17	Einzelner GMR-Sensor im Testaufbau	117
6.18	Aufbau des Prüfstands	119
6.19	Idee des Prüfstands	120
6.20	Führung der Zahnstange	121
6.21	Von der rotierenden zur linearen Maschine [21]	122



6.22	Prinzipieller Aufbau des Linearmotors [21]	122
6.23	TCU-Last-Simulator Software	124
6.24	Benutzeroberfläche SPS	125
6.25	Aufbau Prüfstand mit Messsystem	127
6.26	Positionierung der DMS am Zahnfuß [22]	128
6.27	Kraftverteilung am Zahn [23]	128
6.28	Theoretische Anordnung [24]	129
6.29	Montage der Dehnungsmessstreifen	129
6.30	Kraftsensor	130
7.1	Normal Operation Profile	133
7.2	Abrollen des Zahns über die Flanke	134
7.3	FEM Simulation der DMS	135
7.4	Ergebnisse der Simulation	136
7.5	Anbau der Dehnungsmessstreifen	136
7.6	FEM Simulation der Kräfte	137
7.7	FEM Simulation der DMS mit Messung	138
7.8	Histogramm der auftretenden Geschwindigkeiten	139
7.9	Beispielhaftes Lastkollektiv	140
7.10	S-N-Diagramm für Stahl	141
7.11	Rainflow-Zählmethode	141
7.12	Rainflow-Tabelle	141
7.13	Ablauf des MATLAB-Programms	142
7.14	Ermüdungsberechnung Vergleich der Regelungen	143
7.15	Schallpegelmessung, Aufschlagen der Zähne	145
7.16	Vergleich der Impulse mit WRC-Profil	146
7.17	Stress am Zahn mit und ohne getriebeschonende Regelung	147



Kapitel 1

Einleitung

Lange bevor es den Menschen möglich war, sich fossiler Energieträger zu bedienen, wurde ihr Energiehunger regenerativ gedeckt. Dabei waren Wind und Wasser die Medien, die mechanische Energie direkt zur Verfügung stellten und dadurch für die Fortbewegung, später auch für den Antrieb von Maschinen, wie Mühlen, Sägen oder Hämmern, genutzt werden konnten. Jene Entwicklung fußte damals bereits auf Nachhaltigkeit, denn es konnte nur das verbraucht werden, was im gleichen Moment zur Verfügung stand. Während es zwischenzeitlich technisch möglich wurde, sich Energien zu bedienen, die sich in Millionen von Jahren auf der Erde angesammelt haben, machen sich eine Vielzahl von Nebenwirkungen im Ökosystem bemerkbar, das durch das Ungleichgewicht von Produktion und Verbrauch aus dem Gleichgewicht gerät. Der energiehungrigen Menschheit des einundzwanzigsten Jahrhunderts steht ausreichend Energie zur Verfügung, und zwar genau in dem Moment, in dem sie benötigt wird. Die Herausforderung heute ist, diese Energie zu ernten und zu befördern. Natürlich gestaltet sich dieses Unterfangen mitunter einfacher, wenn die benötigte Energiemenge durch bewussten Umgang ökonomisch eingesetzt wird.

Die Ernte der Windenergie ist in unseren Breitengraden eine der großtechnisch sinnvollsten Methoden der regenerativen Energiegewinnung. Großtechnisch ist dabei wörtlich zu nehmen, wie die Abbildung 1.1 zeigt, denn je größer der Rotordurchmesser einer Windkraftanlage ist, desto mehr Fläche des energiereichen Windes kann geerntet werden. Der Airbus-A380, das größte in Serienfertigung produzierte zivile Verkehrsflugzeug in der Geschichte der Luftfahrt, ist dabei mit seiner Spannweite von knapp 80 m gerade einmal halb so groß wie der Rotordurchmesser einer großen Windkraftanlage [25]. Der derzeit größte Rotordurchmesser misst mit 220 m sogar knapp die dreifache Spannweite des Airbus A380 [26], 222 m sind in Planung [27]. Doch mit der Größe der Anlagen wachsen auch die Belastungen auf alle tragenden Teile. Die Anlagen sind nicht einfach in ihrer Größe gemäß ihrer Leistung aufwärts zu skalieren. Es gestaltet sich ähnlich wie die Idee, einen Personenkraftwagen mit der Robustheit eines Spielzeugautos zu konstruieren, indem die Dimensionen des Spielzeug-

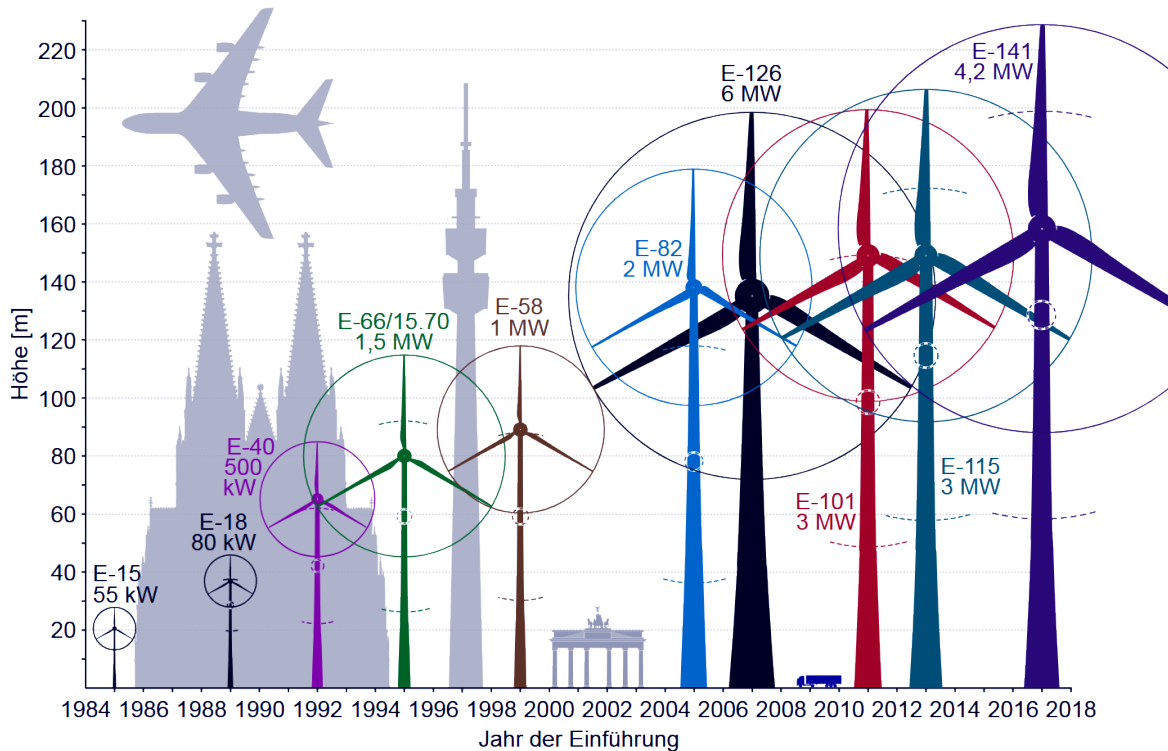


Abb. 1.1: Anlagengrößen [1]

autos linear auf das Format seines Vorbildes zurück skaliert werden. Es wäre dann eventuell so robust, aber aufgrund seines Gewichtes nicht mehr nutzbar. Physikalischer Hintergrund ist das quadratische Flächen- und kubische Volumenverhältnis zur Größe, A/V -Verhältnis genannt. Entsprechend müssen für größer werdende Windkraftanlagen neue Materialien und Ideen ein- und umgesetzt werden, da alleine das Vergrößern der Rotorfläche zwar rechnerisch die Energiemenge vergrößert, die Anlage aber technisch nicht in der Lage ist, diese Energiemenge aufzunehmen, umzusetzen und den wirkenden Kräften in allen Anlagenteilen, wie Turm, Gondel und Fundament, standzuhalten.

Ein elementarer Punkt ist dabei, dass die Kräfte des Windes dort ansetzen, wo sie auf konstruktive Robustheit treffen. Auch hier hilft zum Verständnis ein Vergleich aus dem Alltag: Während Achse und Radaufhängung eines Personenkraftwagens in senkrechter Richtung einer Vielzahl von statischen und dynamischen Belastungen über tausende Kilometer standhalten, reicht eine einzige Belastung entsprechender Größenordnung in Längsrichtung, beispielsweise bei einem Bordsteinkontakt mit hoher Geschwindigkeit, um tragende Teile nachhaltig zu schädigen.

Hintergrund dieser Arbeit ist die Idee, mit vorhandenen Mitteln parasitäre Kräfte auf den Rotor zu reduzieren, ohne grundlegende Änderungen in der Mechanik vorzunehmen und somit die immer größer werdenden Anlagen für die damit wachsenden Belastungen vorzubereiten. Dabei behandelt diese Arbeit im Speziellen die negativen Auswirkungen einer solchen Maßnahme und deren Vermeidung.



1.1 Motivation

Abraham Harold Maslow gilt als ein Gründervater der humanistischen Psychologie. Er beschrieb die Bedürfnisse eines Menschen anhand einer Pyramide, die sich von einer Basis der Grund- und Existenzbedürfnisse bis zur Selbstverwirklichung zuspitzt [28]. Unter den Grundbedürfnissen finden sich: saubere Luft und sauberes Wasser sowie gesunde Nahrung und Ruhe, aber auch Wärme. Diese Grundbedürfnisse sind für alle Menschen gleich und alle gemeinsam zu erfüllen. Sie sind nicht zu tauschen oder gegeneinander aufzuwiegen. Somit kann eine intakte Umwelt, die für saubere Luft und sauberes Wasser sowie für gesunde Nahrung sorgt, nicht gegen Energie getauscht werden. Auf dieser Basis der Grund- und Existenzbedürfnisse steht die Sicherheit, also unter anderem der Schutz vor Gefahren wie auch Gesundheit. Darüber stehen Sozialbedürfnisse, in der sich der Begriff der Kommunikation wiederfindet. Die beiden darüber liegenden Schichten werden als Anerkennung und Wertschätzung sowie die Selbstverwirklichung, als Spitze der Pyramide, bezeichnet. Je höher in der Pyramide, desto individueller werden die Ausprägungen von Mensch zu Mensch. Aber bevor jeder sich der Spitze widmet, muss die Basis solide geschaffen sein. Und die Basis bedeutet eine große Herausforderung, denn sie bedeutet, ausreichend Energie bereitzustellen, sodass Wärme, Licht, Bewegung und Kommunikation ermöglicht werden, gleichzeitig aber dies nicht auf Kosten der Umwelt geht, die zwingend für die Bereitstellung von gesunder Nahrung und sauberem Wasser sowie sauberer Luft notwendig ist. Oftmals wurden Kompromisse getroffen, die nicht selten beeinflusst waren von wirtschaftlichen Interessen. Bei den Grundbedürfnissen darf es aber keine Kompromisse geben und so kann die Erfüllung eines Grundbedarfs nicht auf Kosten eines anderen gehen.

Das wirtschaftlich Wertvollste was Menschen haben, ist die Arbeitskraft. Dieser Arbeit geht die Entscheidung voran, diese Arbeitskraft zu investieren, um einen Beitrag zu einer Aufgabe zu leisten, die nur gemeinsam gelöst werden kann, nämlich Energie bereit zu stellen, die für die Menschen notwendig ist, ohne etwas Elementares negativ zu beeinflussen. Die Technologie, die in der regenerativen Energieerzeugung in Deutschland den größten Anteil liefert, ist die Windkraft [2]. Sie alleine erzeugt mehr elektrische Energie als die Kernkraft- oder die Steinkohlekraftwerke. Selbst innerhalb der regenerativen Energieerzeugung ist ihr Anteil ähnlich hoch wie der von Solar, Biomasse und Wasserkraft zusammen (siehe Abbildung 1.2). Es handelt sich somit um eine Technologie, die sich bewährt hat und die durch Innovation vorangetrieben werden muss. Eine Technologie, die unter widrigsten Bedingungen funktionieren und rund um die Uhr in Betrieb sein muss. Die Windkraftanlage ist eine Kombination sämtlicher Ingenieursleistungen: Baustatik, Gründung, Mechanik, Material, aber auch Maschinen, Netz- und Regelungstechnik sowie Steuerungs- und Leistungselektronik sind gefordert und deren Verknüpfung unabdingbar.



Die Motivation dieser Arbeit besteht darin, eine konkrete Problemstellung, wie den Verschleiß innerhalb eines Anlagenteils, nicht durch klassische Lösungswege, wie mehr Material oder höhere Festigkeit, also durch einen maschinenbautechnischen Ansatz zu lösen, sondern aufzugreifen und mit den Maßnahmen zu bewältigen, die der Elektrotechnik zur Verfügung stehen. Dabei vor allem nicht eine rein theoretische Betrachtung zu vollziehen, vielmehr auch die Bereiche der elektrischen Maschinen, Schaltungstechnik, Elektronik und Regelung sowie Software und Simulation zu betreten und ganzheitlich das Problem zu bearbeiten.

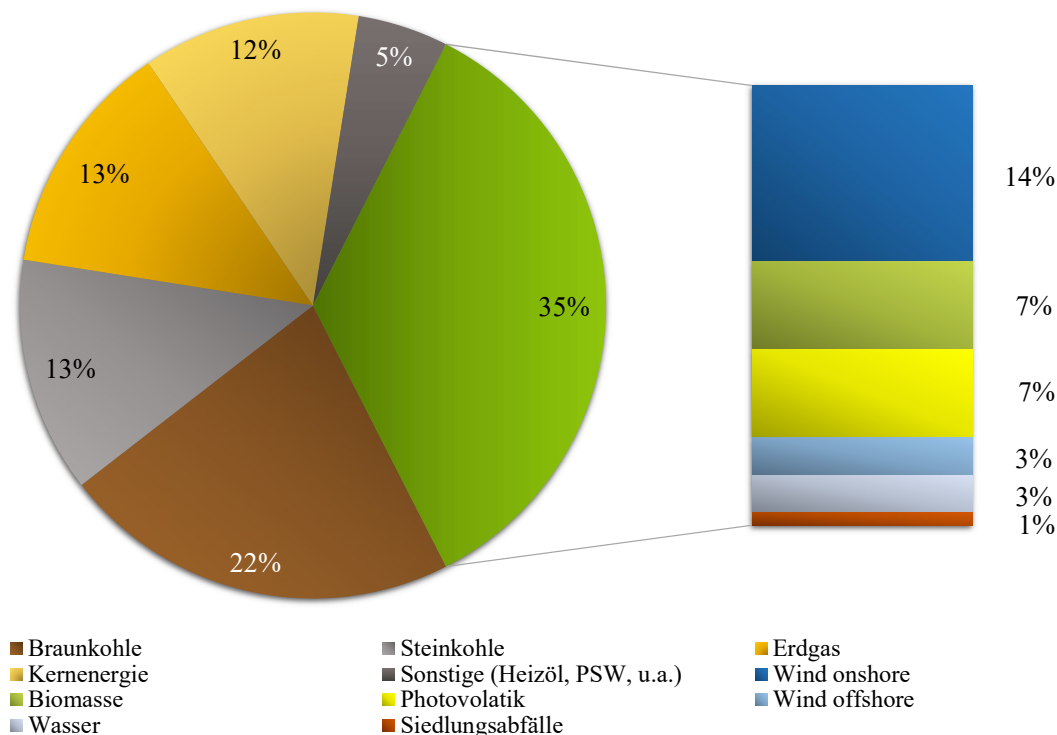


Abb. 1.2: Bruttostromerzeugung Deutschland 2018, 649 Mrd. kWh, Datenquelle: [2]



1.2 Aufbau der Arbeit

Der Aufbau der Arbeit gliedert sich in fünf Bereiche. Vorab gestellt sind die *Grundlagen* im Kapitel 2, in dem das Blattverstellsystem, genannt Pitchsystem, erläutert wird. In diesem Teil wird der Hintergrund der Arbeit beleuchtet.

Die zu lösenden Probleme sowie bereits vorhandene Lösungsansätze werden im Kapitel 3, der *Verschleißreduzierung* beschrieben. Im Hauptteil der Arbeit werden mit dem Kapitel 4, *Verschleißreduzierende Regelung*, die verschiedenen Ansätze erläutert und diskutiert, um zunächst das Getriebespiel zu erkennen und anschließend Schäden und Verschleiß durch Regelungseingriffe vorzubeugen. Im Kapitel 5 *Simulation* werden die diskutierten Ansätze mit Hilfe von MATLAB simuliert. Eine Simulation der mechanischen Baugruppen nach der Finite-Elemente-Methode (FEM) wird ebenfalls eingesetzt, um später von punktuellen Messungen im Prüfstand auf die Effekte im Material Rückschlüsse ziehen zu können, auch wenn dort keine Sensorik angebracht werden konnte.

Kapitel 6 *Umsetzung und Prüfstand* beschreibt den sehr wichtigen praktischen Teil. Dieser besteht darin, die erforderliche Hardware, sowohl elektronisch als auch mechanisch, zu entwickeln. Die entsprechende Software wird ebenfalls erläutert, da sie die entwickelte Regelung beinhaltet. Dazu die Messtechnik, was für die folgende Diskussion der Ergebnisse im Kapitel 7, *Messung und Auswertung*, relevant ist. Hier werden die Ergebnisse gezeigt und bewertet. Die Arbeit schließt mit einem *Ausblick* in Kapitel 8 und der *Zusammenfassung* in Kapitel 9, die den Inhalt nochmals kompakt wiedergibt.





Kapitel 2

Grundlagen

2.1 Pitchregelung

Für einen optimalen Betrieb der Windkraftanlage muss die Anlagendimensionierung passend zum Standort gewählt werden. Dabei ist das Ziel, dass über das Jahr verteilt die Anlage möglichst häufig in ihrem Wirkungsgradmaximum betrieben wird. Dieses Maximum entspricht nicht der maximalen Anlagenleistung und liegt deutlich unter der maximalen Windgeschwindigkeit, bei der die Anlage betrieben werden kann. Es handelt sich um den Betriebsbereich, in dem die Windkraftanlage möglichst viel Primärenergie in elektrische Energie umwandelt. Das Verhältnis zwischen der Energie, die durch den Wind zur Verfügung steht, und der erzeugten elektrischen Energie beschreibt der Leistungsbeiwert, der von vielen Faktoren abhängig ist. Theoretisch kann dieser Wert nach dem Betz'schen Gesetz $16/27$ betragen, somit können rund 59 Prozent der Primärenergie in elektrische Energie umgewandelt werden [29]. Der Physiker Albert Betz formulierte dieses theoretische Maximum bereits 1919 und sorgte damit für die Namensgebung [30]. Vier Jahre zuvor gab es bereits Publikationen des Ingenieurs Frederick W. Lanchester mit ähnlichen Ansätzen [31]. Der Hintergrund des Betz'schen Gesetzes ist, dass es durch die Windkraftanlage, also den Energieentzug, zur Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit kommt und dadurch ein Luftstau vor dem Rotor entsteht, der dazu führt, dass die Anlage auch außerhalb der Rotorfläche umströmt wird, es folglich zu einer Querschnittsvergrößerung kommt. Der Wind wird demnach durch die Anlage abgebremst, während sich umgekehrt proportional zur Verringerung der Geschwindigkeit die Querschnittsfläche ändert (siehe Abbildung 2.1). Betz geht von einer idealen Windkraftanlage aus, die verlustfrei arbeitet und keine Ausdehnung in Strömungsrichtung hat. Sekundäreffekte, die durch Gondel oder Turm verursacht werden, sind ebenfalls nicht enthalten. Die Luftdichte wird als konstant angenommen, sodass nach dem Energieerhaltungssatz die Aussage getroffen werden kann, dass die kinetische Energie weit hinter der

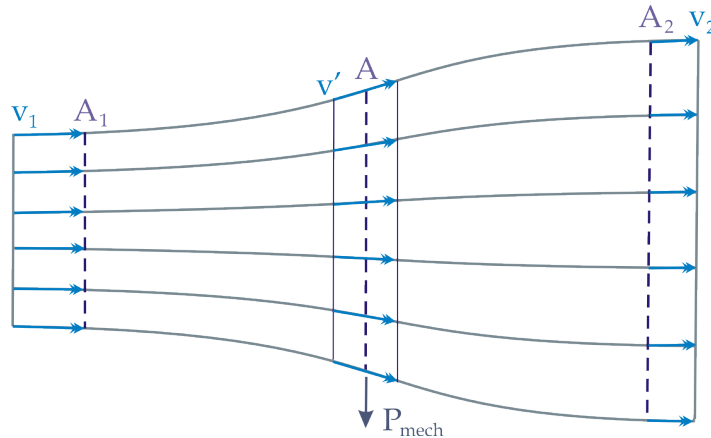


Abb. 2.1: Leistungsentzug nach Betz. Idee [3]

Anlage gleich der kinetischen Energie weit vor der Anlage, abzüglich der entnommenen Energie, sein muss. Gleichzeitig muss der Impulserhaltungssatz gelten. Zuletzt ergibt sich eine Funktion aus beiden Bedingungen, die Abhängig von der Verzögerung des Windes, letztendlich also der Größe des Leistungsentzuges ist. Diese Funktion des Leistungsbeiwerts

$$c_P(x) = \frac{1+x}{2}(1-x^2) \quad (2.1)$$

hat ihr Maximum genau dann, wenn $x = \frac{v^2}{v_1} = \frac{1}{3}$ gilt, sich also die Windgeschwindigkeit weit hinter der Rotorebene, gegenüber der Geschwindigkeit weit vor dem Rotor, um genau $\frac{2}{3}$ auf $\frac{1}{3}$ reduziert hat [30]. Das Ergebnis des Leistungsbeiwertes ist dann $c_P(x) = \frac{16}{27}$. Technisch ist diese Zahl allerdings nicht erreichbar, obgleich der Dreiblattrotor die besten Werte bezüglich des Leistungsbeiwertes beim Vergleich verschiedener Bauarten erreicht, wie Abbildung 2.2 zeigt. Aufgrund von Verlusten am Profil des Flügels, wegen Turbulenzen und den Strömungsverhältnissen an der Blattspitze, außerdem den Verlusten bei der Energiewandlung durch Generator- und Umrichter, erreichen moderne Anlagen einen Gesamtwirkungsgrad von etwa 48 % [3].

Wird die Anlage außerhalb des maximalen Leistungsbeiwertes betrieben, wird die zur Verfügung stehende Energie nicht optimal genutzt. Somit muss die Anlage so gestaltet sein, dass sie dieses Maximum nicht bei der maximalen Windgeschwindigkeit des gewählten Standortes hat, sondern bei der maximalen Energie. Die ausgewählte Turbinenspitzenleistung liegt somit in der Größenordnung der häufig auftretenden Windenergie am Standort und unter Umständen deutlich unter der maximal auftretenden Windgeschwindigkeit, die im Rahmen einer Standortuntersuchung gemessenen wurde. Zur Verdeutlichung dient Grafik 2.3, die die Auftretshäufigkeiten für die IEC Klasse II: 7,5 m/s bis 8,5 m/s darstellt. Neben dieser Klasse gibt es noch die Klasse III: 5,5 m/s bis 7,5 m/s (Schwachwind) und die Klasse I: 8,5 m/s bis 10,5 m/s (Starkwind) in der Norm IEC 61400-1 [4]. Das bedeutet aber zudem, dass die Anlage höheren Primärenergien ausgesetzt wird, ohne dabei schneller werden zu dürfen und



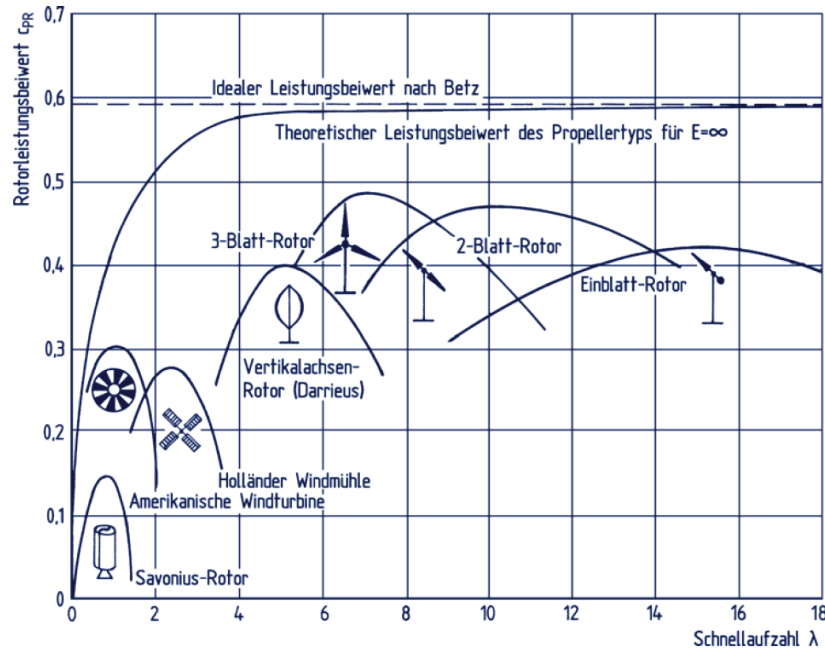


Abb. 2.2: Schnellaufzahlen [3]

folglich maximale Turbinenleistung oder Turbinendrehzahl zu überschreiten. Es bleibt demnach nicht aus, die Anlage bei größeren Windgeschwindigkeiten technisch in ihrem Wirkungsgrad zu reduzieren, also nicht die maximal nutzbare Energie dem Wind zu entziehen, sondern mit steigender Windgeschwindigkeit deutlich weniger. Aus diesem Grund teilt sich der Betriebsbereich einer Windkraftanlage in vier Teile auf, die die Grafik 2.4 teilweise zeigt: Der Abschaltbetrieb bei keinem oder sehr wenig Wind. Wenn nicht genügend Primärenergie zur Verfügung steht, um die Anlage ökonomisch zu betreiben, wird die Anlage nicht betrieben (roter Bereich in Abbildung 2.4). Oberhalb dieser Schwelle, die per Anemometer detektiert wird, beginnt ein Betriebsbereich, in dem die Turbinendrehzahl mit der Windge-

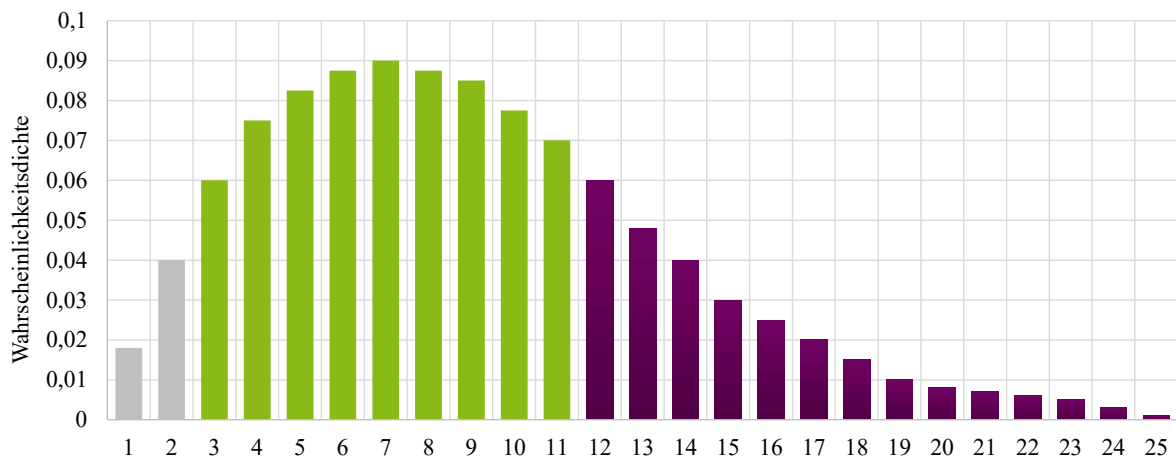


Abb. 2.3: Beispielhafte Weibullverteilung. Nach [4]

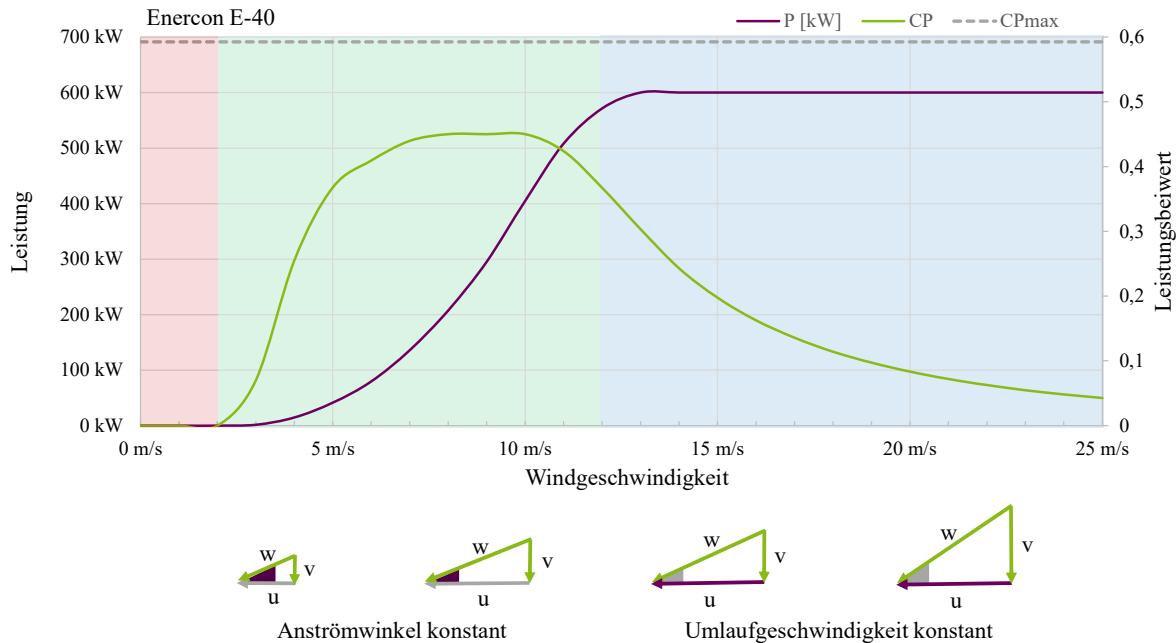


Abb. 2.4: Regelbereiche der Enercon E-40

windigkeit variiert (grüner Bereich in Abbildung 2.4). In diesem Bereich ergibt sich die Leistung P_A wie folgt:

$$P_A = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 v^3 c_P(\lambda, \Theta) \quad (2.2)$$

ρ ist dabei die Luftdichte und R ist der Rotorradius. Der Leistungsbeiwert c_P ist abhängig von der Schnelllaufzahl λ sowie vom Pitchwinkel Θ , der in dieser Betriebsart konstant ist. Der Anströmwinkel hingegen wird mittels Regelung konstant gehalten. Dieser Winkel ergibt sich aus der vektoriellen Addition von Windgeschwindigkeit und Rotordrehzahl, somit muss zur Erhaltung des Winkels die Rotordrehzahl in Abhängigkeit der Windgeschwindigkeit geregelt werden. Das Ergebnis ist der maximale Auftriebsbeiwert in jedem Betriebspunkt. Diese Regelung entspricht damit im Wesentlichen einem Maximum-Power-Point-Tracking, denn ist die Drehzahl leicht zu hoch, reduziert sich der Anströmwinkel womit der Auftriebsbeiwert sinkt, folglich verringert sich die auf den Rotor wirkende Kraft, und die Leistung wird weniger. Ist der Anströmwinkel leicht zu hoch, steigt zwar auch der Auftriebsbeiwert, aber ebenfalls der Widerstandsbeiwert. Die Gefahr des Strömungsabrisses steigt. Alle Effekte führen hier in der Summe zu einer sich reduzierenden Kraft in der Rotorebene. Es gibt daher zu jeder Windgeschwindigkeit im Teillastbereich eine optimale Drehzahl, die zwischen den beiden genannten Extrema liegt.

Im Teillastbereich befindet sich auch der maximale Leistungsbeiwert der Anlage und damit der Punkt, bei dem die Anlage am ökonomischsten zu betreiben ist. Im besten Fall ist dies auch der Punkt, bei dem die Anlage, bei korrekter Anpassung der Anlagengröße zum Standort, meistens betrieben wird. Theoretisch wäre es möglich, die Windgeschwindigkeit



zu messen und das dazu passende generatorische Lastdrehmoment einzustellen, allerdings ist die Messung der Windgeschwindigkeit an Turm oder Gondel nahezu nicht möglich, da sie nur stationär erfolgen kann. Die mittlere Windgeschwindigkeit über die Rotorfläche ist aber das ausschlaggebende Maß. Zudem ist die Beeinflussung eines Anemometers durch Turbulenzen und Rotornachlauf so groß, dass sich seine Messdaten nicht zu einer regelungstechnischen Verarbeitung eignen [3].

Bei weiter steigender Windgeschwindigkeit wird der Betriebspunkt erreicht, an der die primär zu Verfügung stehende Leistung die Generatorleistung übersteigt. In diesem Fall muss eine Drehzahlsteigerung verhindert werden, was bei den meisten modernen Anlagen durch die Pitchregelung unternommen wird. Dabei wird der Anströmwinkel des Windes auf das Blatt verändert, indem die Rotorblätter aus dem Wind gedreht werden. Die Anlage wird dadurch aerodynamisch verschlechtert. Allerdings kann durch diese Veränderung des Pitchwinkels und damit des Anströmwinkels über einen weiten Bereich höherer Windgeschwindigkeiten die Rotorleistung an ihrem Maximum konstant gehalten und die Turbine weiterhin betrieben werden (blauer Bereich in Abbildung 2.4). Der vierte und letzte Bereich ist die Sturmabschaltung. Hier wird die mechanische Belastung so groß, dass aus Sicherheitsgründen die Anlage abgeschaltet wird. Die Rotorblätter werden dabei so weit aus dem Wind gedreht, bis sie keinen Auftrieb mehr erfahren und der Rotor fast stillsteht und nur noch leicht dreht, ohne dabei Energie zu erzeugen. Diese Restdrehzahl ist an dieser Stelle gewollt, auch wenn ihr keinerlei Energie entzogen wird, da einerseits der Rotor nachgibt und damit Belastungen vermieden werden, andererseits die Bewegung der Anlage ein günstigerer Betriebspunkt gegenüber dem Stillstand bezüglich Lagerung und Schmierung ist. Das Festbremsen eines Rotors ist hauptsächlich relevant für Wartungsarbeiten, insbesondere in der Nabe, an den Flügeln oder beim Hubschrauberanflug und kann zudem an ausgewählter Position erfolgen.

Bezüglich der Regelung von Windkraftanlagen gibt es allerdings auch Unterschiede zwischen den verschiedenen Herstellern. Die Grafik 2.5 zeigt zur Erläuterung etwas detaillierter die Verläufe einiger Anlagenparameter. In den unteren Windgeschwindigkeiten des Teillastbereiches wird die Schnellaufzahl konstant gehalten. Die konstante Schnellaufzahl ist gleichbedeutend mit maximalem Wirkungsgrad im vorliegenden Betriebspunkt. Die maximale Turbinendrehzahl muss dabei immer beachtet werden. Sobald dieser Wert erreicht ist, wird nur noch auf die maximale Turbinendrehzahl geregelt. Die Schnellaufzahl ist ab diesem Punkt nicht mehr konstant. Steigt die Windgeschwindigkeit weiter, wird auch die maximale Turbinenleistung erreicht. Ab dieser Windgeschwindigkeit kann nicht mehr generatorseitig die Drehzahl begrenzt werden. Folglich kommt die Pitchregelung zum Einsatz, die den Auftrieb immer weiter reduziert, ebenfalls mit dem Ziel, die Turbinendrehzahl konstant zu halten.

Wichtig für diese Arbeit ist, dass die Pitchregelung im Normalfall nur zirka 20 % der gesamten Betriebszeit der Anlage aktiv ist, wie die Weibullverteilung in Grafik 2.3 zeigt. Würde



nun die Pitchaktivität beispielsweise auf 80 % ausgeweitet werden, bedeutet dies, vereinfacht ausgedrückt, eine Vervierfachung der Belastung des Systems.

Einen vereinfachten Regelkreis des Pitchsystems zeigt die Grafik 2.6. Es ist gut zu erkennen, dass es sich bei der Anlagenregelung um eine Art Turbinendrehzahlregler handelt [29]. Letztendlich ist die Stellgröße im Teillastbereich das Generator Drehmoment, im Volllast-

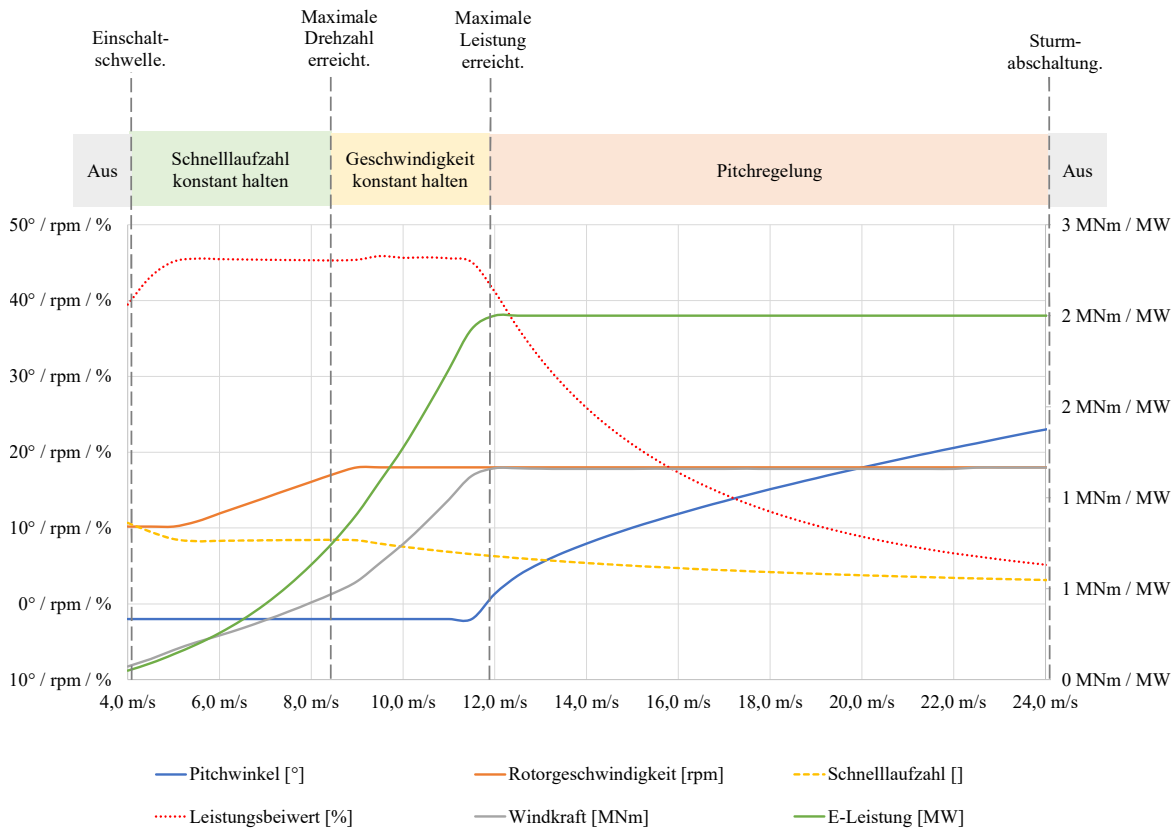


Abb. 2.5: Simulation Windkraftanlage

bereich der Pitchwinkel, jeweils mit dem Ziel, eine bestimmte Rotordrehzahl zu erhalten. Im Teillastbereich ist der Pitchwinkel, wie bereits beschrieben, konstant bei 0° . Die Anlage wird hier nur über die Generatorkennlinie gefahren, daher das Drehmoment passend zur gewünschten Drehzahl eingestellt. Ist das Drehmoment an seiner obersten Grenze angekommen, dementsprechend auch Leistung und Drehzahl, kommt die Pitchregelung zum Einsatz, die die Abweichung zwischen Ist- und Nenndrehzahl zu null regelt.

In der Realität gibt es in der Windkraftanlage eine Vielzahl von Regelkreisen, ebenfalls eine hohe Anzahl von Prozessebenen. Die folgenden Kapitel beziehen sich nur auf das Pitchsystem und seinen Aufbau, den Block „Lageregelung Pitchwinkel“ in der Grafik 2.6. Der Sollwert kommt dabei in Form eines Winkels von außen. Auf die gesamte Anlage oder den ganzen Windpark bezogen ist dieses Subsystem zwar klein, aber unerlässlich für die Funktion und vor allem für die Sicherheit. Letztendlich ist das Pitchsystem die einzige Komponente, die im Stande ist, die auf die Anlage wirkende Kraft des Windes zu beeinflussen.



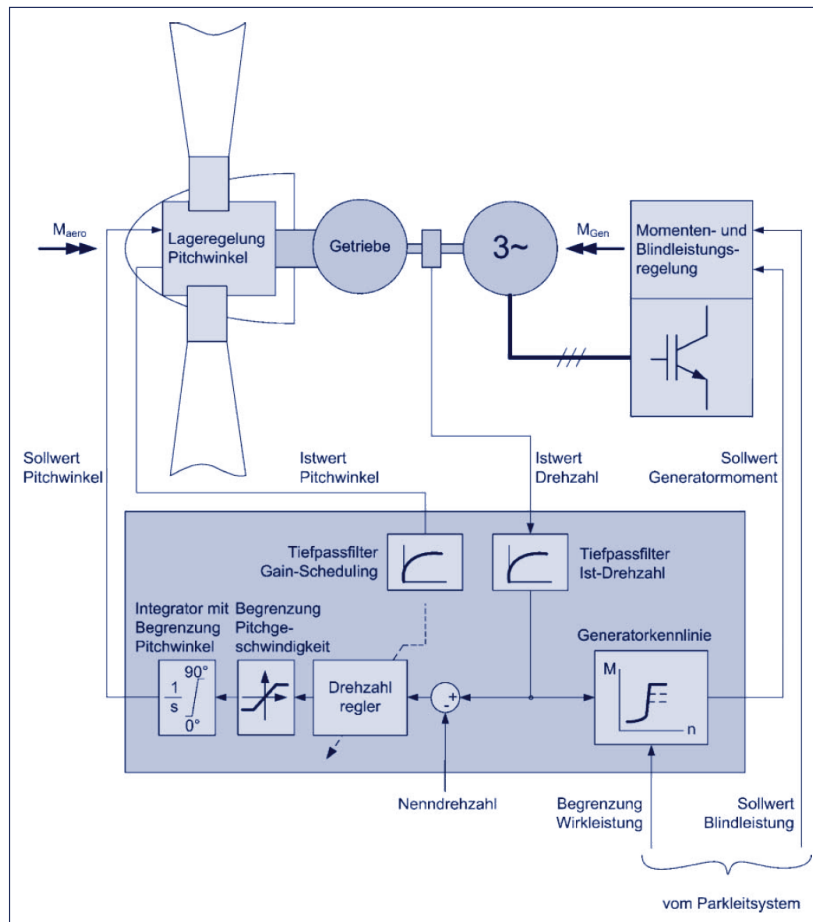


Abb. 2.6: Beispielhaftes Regelkonzept des Pitchsystems [3]

2.2 Aufbau des Pitchsystems

Ein Pitchsystem hat eine zentrale Steuereinheit, als Central-Unit, Pitch-Control-Unit (CU/PCU) oder Pitch-Interface-Module bezeichnet, siehe Grafik 2.7. Diese Steuerung ist ein Bindeglied zwischen der Turbinensteuerung, der Turbine-Control-Unit (TCU) und den Blattverstellantrieben, genauer den Antriebsumrichtern (Drive Inverter). Sie besteht in der Regel aus einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS/PLC). Zwischen Turbinensteuerung und Pitchsteuereinheit besteht ein Datenaustausch, der, neben Status- und Betriebsdaten, die Sollwertanforderung überträgt. Gemeinsam mit der Versorgungsspannung werden diese Daten über Schleifringe von der Gondel zur Nabe übertragen.

Die zentrale Pitchsteuerung generiert Sollwerte für die drei Pitchantriebe, auch Drive-Unit oder Drive-Control-Unit genannt. Hierbei handelt es sich um spezielle Frequenzumrichter. Vom Grundprinzip ist der Aufbau dieser Frequenzumrichter kaum von einem klassischen Industrie-Antriebsumrichter zu unterscheiden. Allerdings gibt es neben einer Vielzahl an mechanischen Anforderungen, auch die elektrische Besonderheit, dass diese Umrichter mit Batterien betrieben werden können. Während Industrieumrichter mit einer nahezu konstan-



ten Zwischenkreisspannung arbeiten, bleibt der Pitchumrichter auch mit niedrigeren Spannungen im Zwischenkreis betriebsfähig. Die Umrichter verfügen über einen Geberanschluss für die Motorregelung und ein Sicherheitsinterface für den Blattgeber. Er ist folglich mit zwei Geberanschlüssen ausgestattet.

Der angeschlossene Motor treibt ein mehrstufiges Planetengetriebe, das das Drehmoment deutlich erhöht und letztendlich das Blatt bewegt. Hier findet eine starke Untersetzung statt, damit ein Drehmoment bereitgestellt werden kann, das selbst unter mechanisch und meteorologischen Maximalbedingungen im Stande ist, das Blatt zu bewegen, im Extremfall bis zur Fahnenstellung. Die entsprechend herabgesetzte Drehzahl muss dabei noch für eine Pitchgeschwindigkeit von $7^\circ/\text{s}$ ausreichen. Typische Untersetzungen liegen zwischen 1200:1 und 2900:1. Aufgrund der ständigen Rotation ist das Pitchsystem permanenter, mechanischer Be-

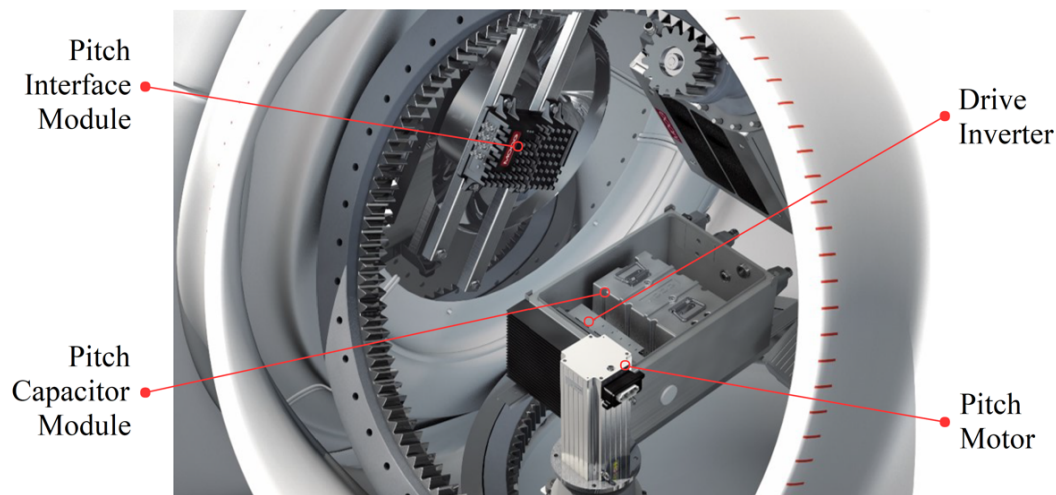


Abb. 2.7: Rotornabe mit den Teilkomponenten [5]

lastung durch Beschleunigung und Vibration (DIN EN 60068-2) ausgesetzt. Hinzu kommen extreme Temperaturen (-40°C bis 70°C) und Korrosion (C5M aus DIN EN ISO 12944-2), weshalb alle Komponenten in hermetisch verschlossenen Schaltschränken, sogenannten Achsboxen, untergebracht sind. Diese sind klassischerweise aus V2A oder sogar V4A, um Salznebel widerstehen zu können. Die Akkumulatoren, die bei Spannungsausfall das Verfahren in die Fahnenstellung ermöglichen, müssen ebenfalls diesen Anforderungen genügen. Üblicherweise kommen hier Blei-Vlies-Akkumulatoren zum Einsatz, die aufgrund der möglichen Wasserstoffbildung (Knallgasbildung) in einem gesonderten Schaltschrank untergebracht sind. Bleiakkumulatoren sind wartungsintensiv und müssen der stetigen Zentripetalbeschleunigung sowie den Temperaturen standhalten, weshalb sie mehr und mehr Kondensatorbänken aus Doppelschichtkondensatoren weichen.

Die Energieversorgung erfolgt über ein 400 V Drehstromsystem, das ebenfalls über die Schleifringe zur Nabe übertragen wird. Um Bürstenfeuer zu vermeiden, erfolgt eine Gleichrichtung erst in der Nabe, was das Pitch Interface Module (PIM) ebenfalls realisiert. Die



vom PIM erzeugte Gleichspannung beträgt 420 V und entspricht dem Zwischenkreis des Umrichters. Auch hier besteht ein Unterschied zum Industrieumrichter, der meist für eine nominale Zwischenkreisspannung von 565 V ausgelegt und mit einem Eingangsgleichrichter (beispielsweise B6-Schaltung) ausgestattet wird, was gleichermaßen entfällt. Die Gleichspannung wird darüber hinaus zu den Kondensatorbänken geführt, die eine zeitgemäße Notfallversorgung bereitstellen. Die Kondensatorbänke, Pitch Capacitor Module (PCM), können allerdings gemeinsam mit dem Servoantrieb in einer Achsbox verbaut werden, was bisher bei den Akkus nicht möglich war. Das Pitch Interface Module, das Netzteil des Pitchsystems, hat drei gleichrangige Ausgänge für die drei Blattverstellantriebe. Ab dieser Stelle sind alle Komponenten dreifach vorhanden. Die Darstellung 2.8, zeigt nochmal deutlicher die einzelnen Komponenten. Zur Vollständigkeit seien zudem die Blattbelastungssensoren genannt.

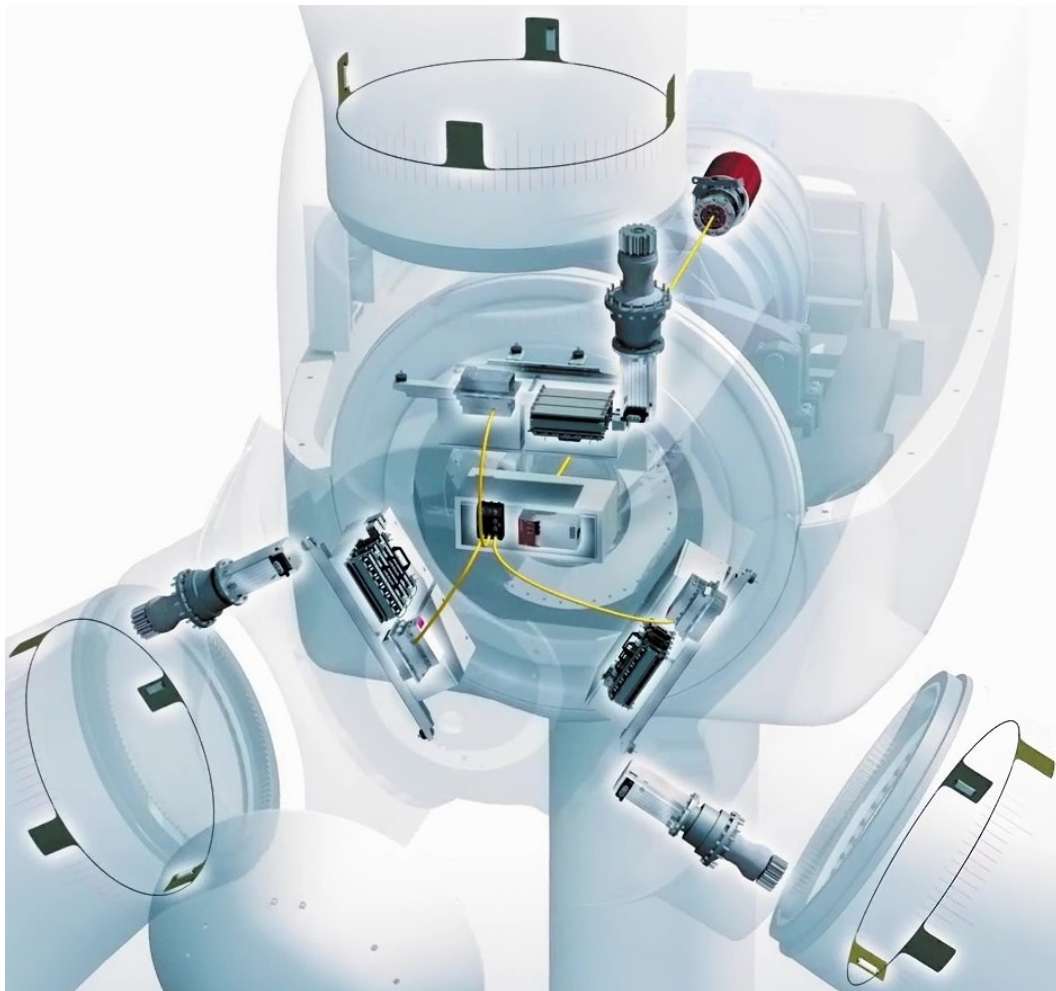


Abb. 2.8: Aufbau der Nabe [5]

Diese, meist interferometrische Sensoren, sind Bestandteil eines Sicherheitskonzeptes, welches Ermüdungslasten des mechanischen Aufbaus der Anlage überwacht. An dieser Stelle können ihre Daten Verwendung bei der später beschriebenen Einzelblattregelung, Kapitel 2.4, finden und mit in die Pitchwinkelsollwerte einfließen, sodass die Blattwinkel, unter

Berücksichtigung der mechanischen Optimalbelastung, angepasst werden können. Mechanische Endschalter entfallen heutzutage meist, da eine Diversität bereits durch die Kombination von Blatt- und Motorgeber gegeben ist. Bei älteren Anlagen mit DC-Pitchsystemen sind sie allerdings noch im Einsatz, um im Fehlerfall ungerichtet, durch einfaches Umschalten von Gleichspannung, das Blatt in die Fahnenstellung, genauer an den Endschalter, verfahren zu können.

2.3 Rotorkraftverteilung

Die Leistung einer Windkraftanlage bestimmt sich hauptsächlich über ihre Rotorfläche. Hohe Leistungen erfordern größere Rotordurchmesser, bestimmt durch die Gleichung 2.3:

$$P = \eta_{Betz} \cdot \eta_{reib} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{elek} \cdot \dot{m} \cdot \frac{1}{2} \cdot v^2 \quad (2.3)$$

\dot{m} beschreibt dabei den Massenstrom der Luft in kg/s, der sich wiederum aus dem Produkt von der Luftdichte ρ , der durchsetzten Fläche A , also der von den Rotorblättern beschriebenen Fläche, und der Geschwindigkeit v zusammensetzt:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v \quad (2.4)$$

Unter Vernachlässigung der aerodynamischen Verluste, der Tip-, Drall- und Profilverluste, sowie den elektrischen und mechanischen Wirkungsgraden der Energiewandlung, folgt der Zusammenhang 2.5:

$$P = \eta_{Betz} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 = \frac{16}{27} \cdot \frac{1}{2} \cdot 1,225 \text{ kg/m}^3 \cdot A \cdot v^3 \quad (2.5)$$

Es besteht somit ein linearer Zusammenhang zwischen der Leistung einer Windkraftanlage P und der Rotorfläche A , die zwangsläufig zu steigenden Rotordurchmessern in der Weiterentwicklung und einer großtechnischen Nutzung der Windenergie führt.

Bei Rotorflächen in dieser Größenordnung variieren allerdings noch zwei weitere Faktoren in der Formel 2.5. Am deutlichsten variiert die Windgeschwindigkeit v , da sie eine Funktion der Höhe über dem Grund ist. Hier spielt die sogenannte Rauigkeitslänge eine Rolle, die von der Erdoberflächenbeschaffenheit, also der Topologie und Bebauung, abhängig ist, wie Abbildung 2.9 zeigt. Selbst bei Offshoreanlagen, die bei einer Rauigkeitslänge von 0,0002 m einen Idealfall bezüglich der Rauigkeit darstellen, kommt es bei Rotordurchmessern von 160 m und mehr zu einer Beeinflussung der Windgeschwindigkeit im zweistelligen Prozentbereich zwischen der obersten und untersten Flügelspitzenposition.



Neben der Windgeschwindigkeit, bedingt durch die Rauigkeit, verändert sich auch die Luftdichte ρ mit der Höhe. Zur Vereinfachung kann in den meisten Fällen zwar mit der Luftfahrt-Normalatmosphäre von $1,225 \text{ kg/m}^3$ gerechnet werden, genauer betrachtet ist die Luftdichte aber von Luftdruck p , Temperatur T und von der molaren Masse der Luft abhängig. Die Luftfahrt-Normalatmosphäre legt lediglich diese drei Parameter auf die konstante Temperatur von $15 \text{ }^\circ\text{C}$, den Normaldruck von 1013 hPa und eine trockene Luft mit einer Masse von $28,9644 \text{ g/mol}$ fest. Für die Dichte gilt 2.6:

$$\rho = \frac{p \cdot M}{R \cdot T} \quad (2.6)$$

Die Luft wird vereinfacht als ideales Gas betrachtet. R ist die universelle Gaskonstante mit $R = 287,058 \text{ J/kg}$.

Die mittlere molare Masse M ist hingegen nicht als konstant anzunehmen, sondern von der Luftfeuchtigkeit abhängig, da Wasser eine geringere molare Masse ($18,02 \text{ g/mol}$) hat als Stickstoff ($28,01 \text{ g/mol}$), der mit zirka 78 Prozent den größten Anteil der Luft ausmacht.

Zusammengefasst steigt die Luftdichte ρ mit steigendem Druck p , sinkender Temperatur T und sinkender Feuchtigkeit, also steigender molarer Masse M .

An dieser Stelle reicht es aus zu zeigen, dass eine Vielzahl an Parametern in die Leistungsberechnung des Windes eingehen, vor allem aber, dass es ortsabhängige Größen sind, da insbesondere die Temperatur an zwei Standorten verschiedener Höhe deutlich differiert.

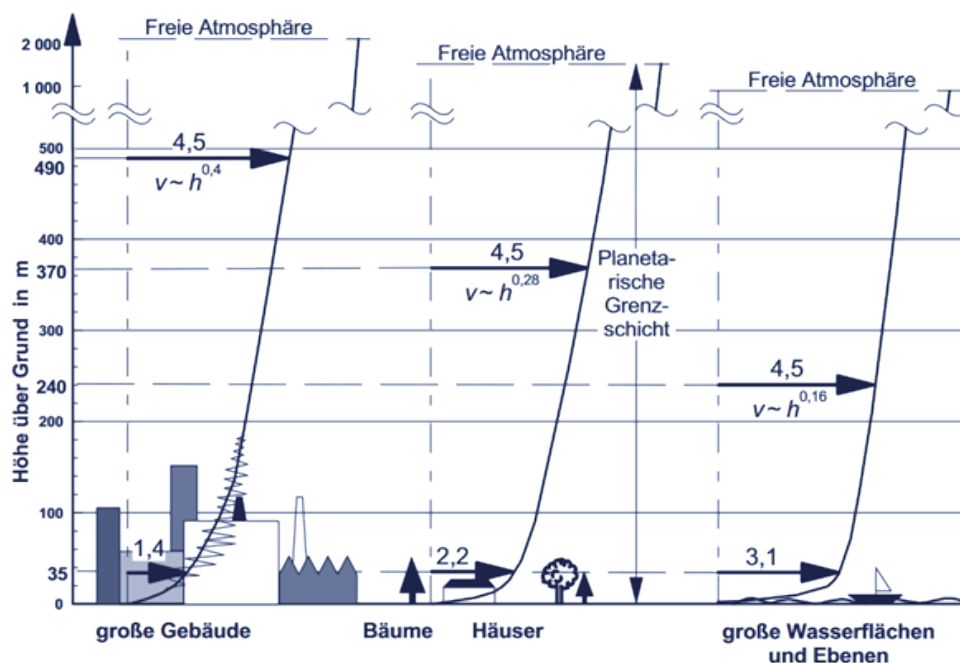


Abb. 2.9: Rauigkeitslängen [6]

Der ruhigste Betriebsfall einer Anlage setzt in den Richtlinien, beispielsweise der *Guideline for the Certification of Wind Turbines* vom Germanischen Lloyd, das *Normal wind profile model* (NWP) an. Dieses Modell bildet sich wie folgt [32]:

$$v(z) = v_{hub} \left(\frac{z}{z_{hub}} \right)^\alpha \quad (2.7)$$

Dabei beschreibt v_{hub} die Windgeschwindigkeit auf Nabenhöhe, die durch z_{hub} definiert wird. Der Exponent α wird gemäß der Richtlinie als 0,2 angenommen [32]. Es werden keinerlei Turbulenzen angesetzt, sondern eine homogene Windlast. Aber bereits dieser Fall ist mit dem Höhengradienten beaufschlagt. Am Beispiel der in der Grafik 1.1 gezeigten Anlage E-141 würde eine Windgeschwindigkeit von 10 m/s, gemessen auf Nabenhöhe (159 m), zu einer Windgeschwindigkeit von knapp 8,9 m/s an der unteren Blattspitze (88,5 m) und 10,8 m/s an der oberen Blattspitze (229,5 m) führen. Dieser Betriebspunkt ist eine Basisbelastung und ein Idealfall, der alleine schon zu einer unsymmetrischen Belastung führt. Dabei

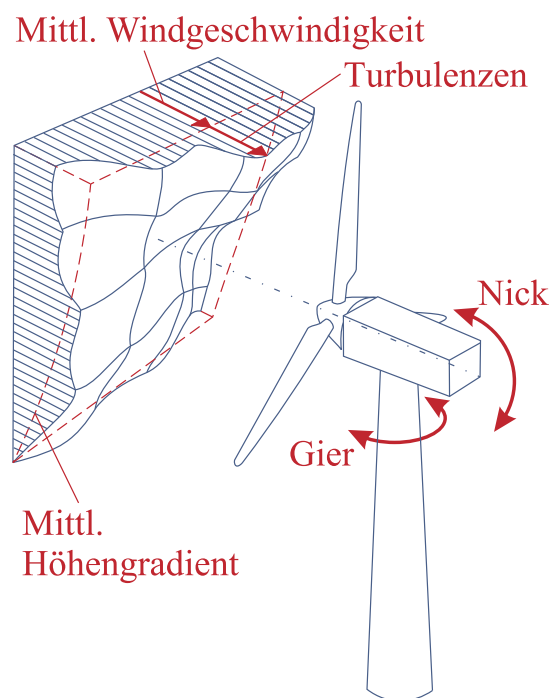


Abb. 2.10: Anströmung, Nick- und Giermoment. Nach: [3]

ist die Kraft, die auf den Rotor wirkt, nicht gleichmäßig verteilt und das Zentrum der angreifenden Kraft (Schwerpunkt) nicht die Rotornabe. Durch den Höhengradienten kann im Regelfall davon ausgegangen werden, dass das Kraftzentrum oberhalb der Nabe ist. Durch die Schubkraftkomponente des angreifenden Windes wirkt auf die Gondel ein Drehmoment, das senkrecht zur Rotorachse und senkrecht zur Azimutachse steht und als Nickmoment bezeichnet wird, wie die Abbildung 2.10 verdeutlicht. Einen ähnlichen Effekt gibt es auch in



der horizontalen Kraftsymmetrie. Hier führt eine Azimutregelung mit unzureichender Dynamik zu einer Dekonzentration der Kraft in horizontaler Ebene. Ein drehender Wind wird nur langsam nachgeführt, dabei erfährt die Gondel auch ein Drehmoment, das von dem Antriebs- und Bremssystem der Azimutregelung aufgefangen werden muss und als Giermoment bezeichnet wird, wie ebenfalls in Abbildung 2.10 gezeigt. Die Begriffe Nick und Gier sind dem Koordinatensystem eines Flugzeugs nachempfunden. Die Bewegung um die Querachse entspricht dem Nicken, Englisch als *Pitch* bezeichnet, die Bewegung um die Hochachse heißt *Gieren*, im Englischen *Yaw*. Da der Begriff *Pitch* bei der Windkraftthematik bereits belegt ist, erfolgt meistens eine abweichende Übersetzung in diesem Kontext als *Tilt*.

Das Höhenprofil, schnell drehende Winde, der Turmvorstau, der genau auf der 6-Uhr-Position auf das Blatt wirkt, sowie verschiedene lokale Turbulenzen ergeben vier Lastsituationen (siehe Abbildungen 2.11 bis 2.14), die sehr unterschiedlich zu der auf die Anlage wirkende Gesamtkraft beitragen. Durch die Addition dieser vier Effekte ist die Kraftvertei-

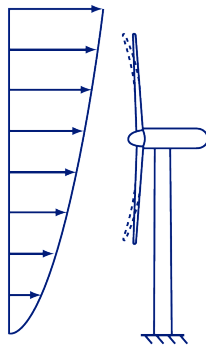


Abb. 2.11:
Höhenprofil
[3]

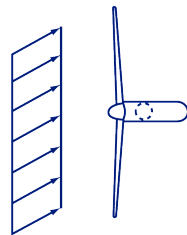


Abb. 2.12:
Schräganströmung
[3]

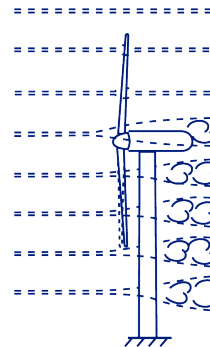


Abb. 2.13:
Turmvorstau
[3]

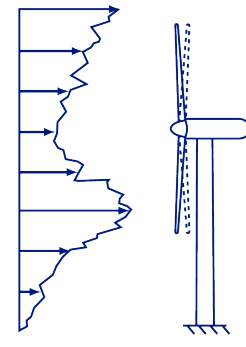


Abb. 2.14:
Turbulenzen
[3]

lung, mit der der Wind auf die Anlage wirkt, nicht homogen über die vom Rotor beschriebene Fläche, wie es die Abbildung 2.10 kombiniert. Sie zeigt grafisch, als dreidimensionale Ausbildung, die Windgeschwindigkeiten in Abhängigkeit des Ortes vor dem Rotor. Dabei besteht das sich ergebene Feld aus mehreren Komponenten, die sich konstruktiv sowie destruktiv überlagern können. Zunächst gibt es an dem Standort eine mittlerer Windgeschwindigkeit. Diese Größe ist eine Funktion des Azimuts, also ihr Betrag je nach Windrichtung unterschiedlich. Die Abbildung zeigt die mittlere Windgeschwindigkeit nur aus einer beispielhaften Richtung. Sie wird überlagert vom mittleren Höhengradienten, einer Funktion, die von der umliegenden Topographie, aber auch umliegender Bebauung abhängig ist (siehe Abbildung 2.9), im Regelfall aber mit der Höhe zunimmt. Wie beschrieben ist die Windgeschwindigkeit damit abhängig von Azimut und Höhe und ist in keiner Raumrichtung konstant. Diese Verteilung erfährt durch Turbulenzen nochmals eine Modulation, des Weiteren kann ein schnell drehender Wind für eine Schräganströmung sorgen.

In der Summe führt diese dezentrierte, inkonstante Kraft zu Stößen auf tragende Teile



des Turmes, die wiederum dadurch verschleifen, was sich verstärkt bei größeren Anlagen bemerkbar macht. Hinzu kommen Anregungen von Schwingungen, die sich hauptsächlich als Turmschwingungen ausprägen.

Größere Windkraftanlagen im zweistelligen Megawattbereich finden zunehmend Offshore ihren Einsatz. Offshoreshandorte haben den Vorteil, dass der Höhengradient nicht so stark ausgeprägt ist, da ursächlich für diesen Gradienten die Vegetation und Bebauung ist. Allerdings ist die Anlagenverfügbarkeit an diesen Standorten umso wichtiger, weil hier Wartung, Instandhaltung und Reparatur deutlich schwieriger umzusetzen sind als bei Onshoreanlagen. Für den sicheren Betrieb von großen Anlagen muss daher ein Weg gefunden werden, die Kraft des Windes auf die mechanisch dafür ausgelegten Baugruppen zu konzentrieren und die mechanische Belastung sowie Schwingungen, Schläge und Stöße zu reduzieren. Da die Anströmung durch den Wind nicht deterministisch und damit nicht zu manipulieren ist, bleibt nur, die vom Wind angegriffene Fläche invers zur Kräfteverteilung des Windes zu gestalten, sodass der Schwerpunkt der Kraft wieder auf der Rotorachse liegt.

2.4 Einzelblattregelung

Aufgrund der rotationssymmetrischen Rotorfläche, scheiden mechanische Blattanpassungen als Maßnahme zur Kraftkonzentration aus. Anders ausgedrückt müsste ein Rotorblatt, welches oben steht (12-Uhr-Position), andere aerodynamische Eigenschaften haben, als unten (6-Uhr-Position), was bedeuten würde, dass sich die Kontur während der Drehung verändern müsste, orts- und natürlich windkraftabhängig. Das Blatt in sich ortsabhängig zu verändern bringt große mechanische Herausforderungen, weshalb es näher liegt, das gesamte Blatt zu verdrehen und somit die Amplitude von Schub- und Auftriebskraft zu verändern.

In Anlagen der betreffenden Größenordnung sind bereits Systeme zur Blattwinkelverstellung (Pitch) vorhanden [33], weshalb es nahe liegt, diese Systeme zu nutzen, um auf die Kraftkonzentration Einfluss zu nehmen. Klassisch verstellen Pitchsysteme alle drei Rotorblätter symmetrisch und somit auf denselben Pitchwinkel. Dieser Zusammenhang ist aber nicht mechanisch bedingt, denn es handelt sich aus Gründen der funktionalen Sicherheit um drei getrennte Systeme, die prinzipiell autark sind und lediglich mit demselben Sollwert gespeist werden. Hier unterschiedliche Sollwerte vorzugeben, ist technisch ohne größere Eingriffe möglich.

Einer nächsten Generation der Pitchregelung wäre es mittels Softwareanpassung möglich, den Pitchwinkel jedes Rotorblattes einzeln zu stellen. Dabei würde ein Blatt nach dem Passieren der 6-Uhr-Position, zunehmend bis zur 12-Uhr-Position, aus dem Wind gedreht, somit sein Leistungsbeiwert reduziert, um ihn anschließend wieder bis zur 6-Uhr-Position zu vergrößern. Der Pitchwinkel eines jeden Blattes würde damit eine Sinuskurve durchlaufen, wie die Abbildung 2.15 zeigt. Eine typische Amplitude wären zwei bis drei Grad.



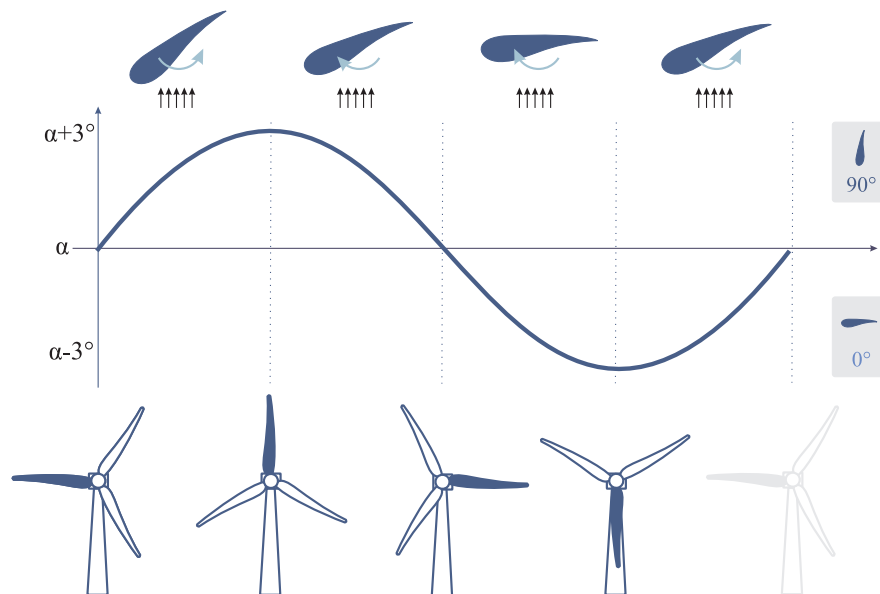


Abb. 2.15: Einzelblattregelung

Letztendlich ist es durch einen solchen Regeleingriff möglich, den Auftriebsbeiwert zu reduzieren, das heißt die Auftriebskraft des Blattes zu verringern und damit den Wirkungsgrad zu verschlechtern. Ein Blatt, dessen Lage sich im unteren Bereich der Rotorfläche befindet, würde den maximalen Auftriebsbeiwert definieren, ein Blatt in höheren Positionen durch das Verdrehen auf diesen Wert des Auftriebsbeiwertes angepasst werden. Anders ausgedrückt könnte mehr Leistung durch die Nutzung des stärkeren Windes in höheren Lagen gewonnen werden, was allerdings zu Gunsten des Rundlaufs und der mechanischen Belastungen vermieden wird [34].

Die Strategien zur Einzelblattregelung sind vielfältig und haben unterschiedlichste Ansätze bei der Erkennung von Kraftasymmetrie, aber auch welche aerodynamischen Effekte ausgeglichen werden können und sollen. Schräganströmung, Scherwinde oder Turmvorstau können dabei mitberücksichtigt werden [35], [36], [37], [38]. Diese Verfahren sind als Erweiterung der Einzelblattregelung zu verstehen. Das Hauptaugenmerk liegt auf dem Höhenprofil des Windes, da dieses auch bei ruhigem Wind und korrekt ausgerichtetem Azimut für eine Asymmetrie sorgt.

2.5 Getriebeispiel

Das Pitchsystem, das, neben den Aufgaben des sicheren Stillsetzens und der Inbetriebnahme der Anlage, die Turbinendrehzahlregelung übernimmt, ist somit ein wichtiger Bestandteil der Energiegewinnung. Gleichzeitig ist dieses System sicherheitskritisch und durch seine Positionierung in der Rotornabe (siehe Abbildung 2.7) auch höchsten mechanischen Belastungen ausgesetzt. Eine dieser Belastungen ist die stetige Bewegung des Systems während der Leistungsregelung. Durch eine nicht konstante Windgeschwindigkeit muss das Blattverstellungssystem dauerhaft nachregeln und dabei öfter reversieren. Dazu kommt die Windlast selbst als Belastungsmoment des Pitchantriebes, das ebenfalls nicht konstant ist. Der Antriebsstrang des Pitchsystems ist somit einer ständigen Ent- und Belastung ausgesetzt. Antriebsstrang beschreibt dabei ein mehrstufiges Planetengetriebe, das in den Blattzahnkranz greift und eine Übersetzung von beispielsweise 2000:1 hat. Die Übersetzung ist notwendig, um auch unter größten Belastungen das notwendige Drehmoment am Blatt zur Verfügung stellen zu können, ein sich summierendes mechanisches Spiel zwischen den Getriebestufen wiederum immer vorhanden.

Das Spiel hat mehrere Nachteile. Zum einen ist es eine Nichtlinearität im Regelkreis. Der klassische Aufbau eines Industrieantriebes mit Positionsregelung besteht aus einem Antrieb mit Geber sowie einer Regelkaskade, bestehend aus Stromregler, meist als Proportional-Integral-Regler (PI), einem Drehzahlregler, ebenfalls als PI, und einem Lageregler, der mit einem rein proportionalen Anteil auskommt, wie die Abbildung 2.16 zeigt. Das

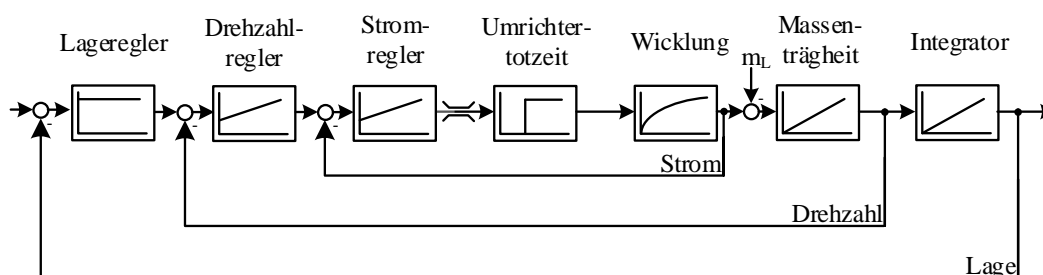


Abb. 2.16: Klassischer Antriebsregelkreis

Positionssignal des Gebers wird zurückgeführt zum Positionsregler sowie in differenzierter Form als Drehzahlsignal an den Drehzahlregler. Ändert sich der Positionssollwert, wird die Regelabweichung zwischen dem neuen Sollwert und dem Istwert entsprechend auf den Positionsregler gegeben. Dieser reagiert dann, indem er eine Drehzahl proportional zur Abweichung ausgibt, die sich entsprechend von der aktuellen Drehzahl unterscheidet, worauf dann der Drehzahlregler reagiert. Der wiederum gibt dann eine Beschleunigung aus,



die, verrechnet mit dem Massenträgheitsmoment, das Drehmoment ergibt, welches sich linear abhängig zum drehmomentbildenden Strom verhält. Eine Nichtlinearität zwischen Antrieb und Sensor, also eine Unstetigkeit in der Rückführung, hat bei einem solchen Regelkreis zur Folge, dass beispielsweise eine Beschleunigungsvorgabe des Drehzahlreglers eine für ihn nicht erkennbare Wirkung am Motor zeigt. Die Reaktion ist, dass der integrale Anteil des Reglers seinen Ausgang entsprechend so lange erhöht, bis die gewünschte Drehzahl eingestellt ist, also die Abweichung zwischen Soll- und Istwert null wird. Mathematisch würde der Ausgang des Reglers gegen unendlich laufen, bis eine Reaktion in der Rückführung zur Reduktion der Regelabweichung führt.

Um dieser kurz veranschaulichten Problematik entgegenzuwirken, hat die Pitchregelung zwei Rückführungen. Einerseits den Maschinengeber, der direkt und spielfrei an die Maschinenwelle gekoppelt ist für den Drehzahlregelkreis, andererseits den Blattgeber, am Ende der Übersetzungen und damit mit der Nichtlinearität behaftet für den Positionsregelkreis, wie die Abbildung 2.17 veranschaulicht. Das behebt zwar die beschriebene Problematik im Drehzahlregelkreis, nicht aber im Positionsregelkreis. Die Verstärkung des Positionsreglers wird daher im Pitchsystem sehr klein eingestellt, und hauptsächlich erfolgt der Bewegungsvorgang über den Drehzahlregler, der ein Drehzahlprofil als Vorsteuerwert aus dem Profilgenerator erhält (siehe Abbildung 2.17). Der Profilgenerator entwirft ein

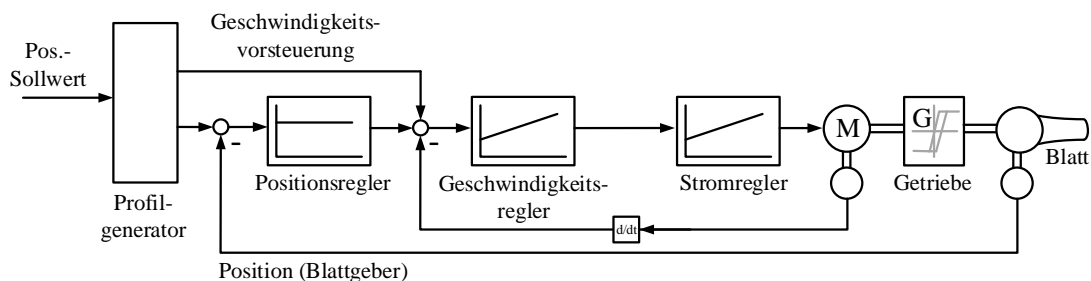


Abb. 2.17: Aufbau Regelung Pitchsystem

Drehzahlbewegungsprofil, bestehend aus Beschleunigungsrampe, Fahrt mit konstanter Drehzahl und Bremsrampe so, dass der Antrieb nach dem Bremsen bei der gewünschten Position steht, wie die Abbildung 2.18 skizziert. Der Vorteil dieser Vorsteuerung ist die deutlich höhere Dynamik. Aus den Parametern des Umrichters für die Beschleunigung a und die Geschwindigkeit v sowie die gewünschte Bewegungstrecke s wird der Geschwindigkeitsverlauf vorbestimmt:

$$\text{Gesamtstrecke} = \text{Beschleunigungstrecke} + \text{Konstantfahrtstrecke} + \text{Bremsstrecke} \quad (2.8)$$

$$s = \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot t_1^2 + v \cdot t_2 + \frac{1}{2} \cdot a_2 \cdot t_3^2 \quad (2.9)$$



s ist die gewünschte Strecke, a_1 die eingestellte Beschleunigung, t_1 die gesuchte Beschleunigungsdauer. v ist die eingestellte Geschwindigkeit, t_2 die gesuchte Fahrtdauer mit konstanter Geschwindigkeit und zuletzt a_2 , die eingestellte Verzögerung mit der gesuchten Verzögerungsdauer t_3 . Zur Anwendung kommt hier lediglich das Weg-Zeit-Gesetz.

Die Beschleunigungs- und Verzögerungszeiten ergeben sich allerdings aus der Geschwindigkeit mit dem Geschwindigkeits-Zeit-Gesetz:

$$t_1 = \frac{v}{a_1} \quad (2.10)$$

$$t_3 = \frac{v}{a_2} \quad (2.11)$$

Somit gibt es nur noch eine Gleichung mit einer Unbekannten t_2 :

$$s = \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot \left(\frac{v}{a_1}\right)^2 + v \cdot t_2 + \frac{1}{2} \cdot a_2 \cdot \left(\frac{v}{a_2}\right)^2 \quad (2.12)$$

$$t_2 = \frac{s - 1/2 \cdot a_1 \cdot (v/a_1)^2 - 1/2 \cdot a_2 \cdot (v/a_2)^2}{v} \quad (2.13)$$

Die Vorsteuerung beschleunigt mit der Sollbeschleunigung a_1 , fährt nach Erreichen der Sollgeschwindigkeit diese für die Zeit t_2 und bremst dann mit der Verzögerung a_2 ab. Die Position bei der der Antrieb zum Stillstand kommt, entspricht der gewünschten Position, soweit der Antrieb den gewünschten Parametern folgen konnte.

Problematisch ist diese Vorgehensweise, wenn aufgrund von Getriebespiel ein Teil der Antriebsbewegung im Spiel stattfindet, folglich eine Drehung des Motors keine Auswirkungen auf die Position am Ausgang hat. Abbildung 2.18 verdeutlicht den daraus resultierenden Fehler. Die Geschwindigkeitsvorsteuerung durchfährt das Profil, das die diskontinuierliche Linie zeigt. Die tatsächliche Geschwindigkeit, in Grün, ist davon abweichend, weil beispielsweise der Antrieb zuvor in die entgegengesetzte Richtung verfahren wurde und darum nun zunächst das Spiel durchfahren muss. Aus der Antriebsgeschwindigkeit resultiert die Position, wie sie die violette Linie zeigt. Diese endet vor der Soll-Position, sodass ein Positionierungsfehler besteht. Es fehlt nach der Beendigung der Fahrt das Wegelement, das der Größe der auf die Motorachse transformierten Spielsumme entspricht. Eine Positionskorrektur auf den Sollwert erfolgt durch den Positionsregelkreis, der allerdings deutlich weniger Dynamik besitzt und aus den genannten Gründen nur mit kleinen Regelverstärkungsfaktoren betrieben werden kann, daher sehr langsam reagiert. Abbildung 2.18 dient nur zur Veranschaulichung, da sie sich von einer realen Trajektorie unterscheidet. Eine weitere Differenzierung der dargestellten Geschwindigkeit ergibt die Beschleunigungskurve, deren Differenzierung ergibt den Ruck. Der Ruck wäre zu jedem Beginn und jedem Ende der Beschleunigungsphasen der Darstellung unendlich und damit bei einem realen Antriebssystem nicht umsetzbar, zudem ausgesprochen schädlich für Leistungselektronik, Motor und Mechanik. Um dem entgegen-



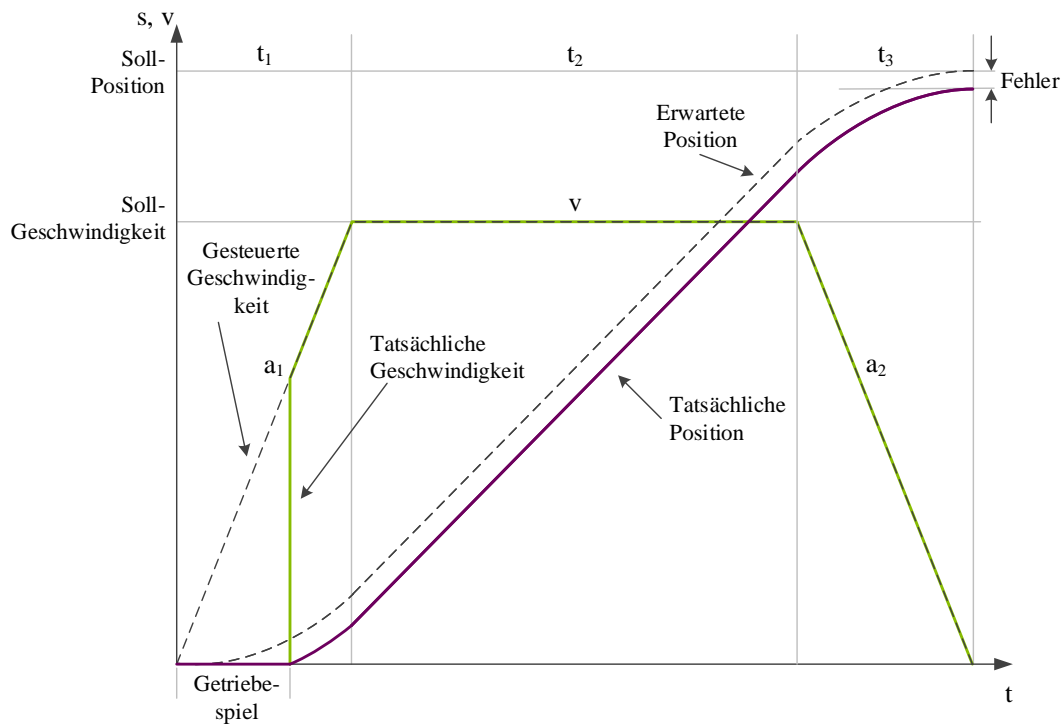


Abb. 2.18: Positionsfehler durch Getriebespiel

zuwirken, wird im realen System die Geschwindigkeit mit einem S-Verschliff versehen oder mit ähnlichen Maßnahmen angepasst. Dieses Detail ist für die Regelung unabhkmmlich, für die Erklärung des Positionierungsfehlers allerdings nebensächlich und darum an dieser Stelle nicht dargestellt.

Neben der Nichtlinearität gibt es noch einen weiteren Nachteil, der mit der Häufigkeit der Nutzung des Pitchsystems zu einer Lebensdauerreduktion führt und darum für den Einsatz der Einzelblattregelung zu analysieren ist: das Aufeinanderschlagen der Zahnflanken. Ist das treibende Drehmoment, unabhängig davon ob vom Antrieb oder vom Wind, höher als die Belastung, also im Fall des Getriebespiels lediglich die Reibung, dann beschleunigt die angetriebene Mechanik im Spiel, um nach Durchfahren des Spiels impulsartig wieder den Kraftschluss herzustellen. Bei diesem Vorgang schlagen die Zahnflanken aufeinander, und es treten lokal hohe Impulse auf, die die Zahnflanken in ihrer Lebensdauer beeinträchtigen. Dieser Verschleiß soll nun durch eine intelligente Regelung des Pitchantriebes reduziert werden, womit sich diese Arbeit beschäftigt. Im Kapitel 3.2 wird darum der hier nur kurz beschriebene Effekt des Verschleißes durch das Getriebespiel nochmal detaillierter behandelt.





Kapitel 3

Verschleißreduzierung

Das Thema der Einzelblattregelung hat als zentrales Ziel die Verschleißreduzierung tragender Anlagenteile. Allerdings muss berücksichtigt werden, dass die Blattverstellaktivität deutlich zunimmt. Im Teillastbereich der Anlage, wo nicht durch die Pitchregelung die Rotordrehzahl konstant gehalten wird, werden normalerweise die Blattwinkel nicht verstellt, sondern stattdessen die Einspeiseleistung entsprechend dem Wind angepasst. Ist die Rotordrehzahl nun nicht die alleinige Regelgröße, sondern auch die Kraftsymmetrie, wird das Pitchsystem in nahezu allen Betriebsbereichen der Anlage zum Einsatz kommen. Im Drehzahlregelbereich, indem schon jetzt die Pitchregelung aktiv ist, wird die Aktivität ebenfalls gesteigert. Zusätzlich zu den Sollwertvorgaben der Turbinensteuerung, aus der Turbinendrehzahlmessung resultierend, fließt mindestens die Rotorlage mit in die Regelung ein, um den Höhengradienten des Windes auszugleichen.

Die erhöhte Pitchaktivität belastet das Pitchsystem zunehmend. Daher bringt die Einzelblattregelung keinen reinen Vorteil für die Lebensdauer der gesamten Anlage, sondern verlagert einen Teil der Verschleißerscheinungen ins Pitchsystem. Dieser Effekt ist ungewollt und somit zu vermeiden oder zumindest zu reduzieren.

Durch die anteilige Verlagerung des Verschleißes auf das Blattverstellsystem, entsteht allerdings der große Vorteil, dass auf diesen Verschleiß Einfluss genommen werden kann. Ein Anteil des Verschleißes ist nicht durch den Wind, sondern durch das Pitchsystem selbst initiiert, daher technisch verursacht und zu reduzieren. Selbst die vom Wind verursachten Schläge und der damit fremdverschuldete Verschleiß kann mit Hilfe des Pitchantriebs abgefangen werden. An dieser Stelle wirkt die verschleißreduzierende Regelung.

3.1 Getriebeschädigung und Verschleiß

Der Verschleiß und die Schäden, die innerhalb eines Getriebes stattfinden, sind vielfältig. Diese Arbeit beschränkt sich auf die Zahnschäden, wobei diese Schadensarten vielfältig sind. Bei grober Unterteilung kann zwischen Zahnbrüchen und Oberflächenschäden unterschieden werden. Bei Oberflächenschäden spielt der Schmierzustand eine große Rolle. In der vorliegenden Arbeit wird von einer intakten Schmierung ausgegangen. Aus diesem Grund ist es nicht das Ziel, ein fehlerbehaftetes System zu korrigieren, sondern viel mehr die Verschleißerscheinungen zu unterbinden, die selbst bei korrekten Betriebsbedingungen und intaktem Material auftreten. Darum werden alle Reibungsschäden an dieser Stelle nicht weiter betrachtet. Grübchenbildung, auch Pitting genannt, und Graufleckigkeit, auch bekannt als Micropitting, sind die beiden Verschleißarten, die bereits bei korrekter Schmierung auftreten [39]. Micropitting tritt häufig in Zahnfußnähe auf, wo die Krümmungsradien sehr klein sind und durch die so entstehende höhere Pressung der Schmierfilm unterbrochen werden kann. Pitting hingegen ist überall auf der Zahnflanke möglich und die Art der Getriebeschädigung, die hauptsächlich durch die Ergebnisse dieser Arbeit reduziert werden soll.

Ausschlaggebend ist die Hertz'sche Pressung. Nach Heinrich Hertz verformen sich die Körper, die aufeinandergepresst werden, gemäß ihrer Geometrie und ihren Elastizitäten, sodass eine Flächenpressung besteht [40].

Bei der Vereinfachung, dass es sich bei den zwei Zahnflanken um Zylinder handelt, was im stationären Fall durchaus angenommen werden kann, gilt die Pressung nach 3.1:

$$p_{max} = \sqrt{\frac{F_n}{2\pi r l_{eff}} \cdot \frac{E}{1 - \nu^2}} \quad (3.1)$$

p_{max} ist dabei der maximale Druck, F_n die Kraft. E ist das Elastizitätsmodul, r und l (Radius und Länge) die Geometrie des Zylinders und ν die Poissonzahl oder auch Querkontraktionszahl. Das Elastizitätsmodul E kann für beide Materialien verschieden sein und würde dann entsprechend der Formel 3.2 ermittelt:

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (3.2)$$

Für ν , die Poissonzahl, gilt Entsprechendes. Innerhalb des Getriebes ist davon auszugehen, dass $E_1 = E_2 = E$ sowie $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ gilt. Beim Übergang vom Getriebe zum Blattzahnkranz ist allerdings zu prüfen, ob hier eine Änderung vorliegt.

Gleiches gilt für den Radius der sich berührenden Flächen, der zu einem Ersatzkrümmungsradius r wie folgt zusammenzufassen ist:

$$r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (3.3)$$



Der Berührungspunkt wäre, ohne Berücksichtigung der Hertz'schen Pressung, an der Oberfläche des Materials und hätte eine eindimensionale Ausbildung, also die Form einer unendlich dünnen Linie entlang der Zahnflanke. Unter Berücksichtigung der Hertz'schen Pressung wird aus der Linie eine rechteckige Fläche $2b \cdot l_{eff}$ in Abbildung 3.1. Die Kraft auf dieser Fläche ist nicht homogen verteilt. Viel wichtiger als der Betrag der Pressung nach 3.1

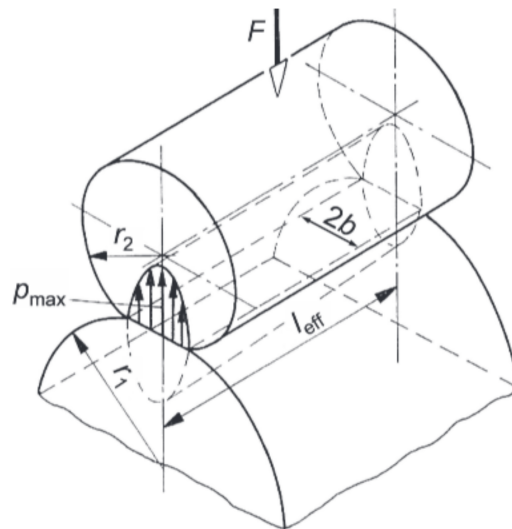


Abb. 3.1: Hertz'sche Pressung am Zylinder [7]

ist die Tatsache, dass sich durch den Effekt der Hertz'schen Pressung auch die Position von p_{max} verschiebt, sodass dieser Punkt nicht auf der Oberfläche liegt, sondern darunter, wie die Abbildung 3.1 zeigt. Somit liegt dieser Punkt, in dem es zu Schubspannungen und Deformationen kommt, in einem weniger robusten und eventuell nicht gehärteten Materialbereich. In dieser Schicht, wenige Zehntelmillimeter unter der Oberfläche, führen die Spannungen zu Mikrorissen, die sich zur Oberfläche hin ausbreiten, wo es zu schalenförmigen Ausbrüchen kommt. Eine derartig beeinträchtigte Oberfläche neigt anschließend zu deutlich schnellerem Verschleiß, da die Reibung zunimmt, Öl in die Risse eindringt und überrollt wird, was zu Überdruck und weiteren Ausbrüchen führt. Vielfältige Maßnahmen können hier getroffen werden, um Zahnflanken robust zu gestalten. Nach DIN 3990 kann die Sicherheit gegenüber Pitting berechnet werden. Diese Sicherheit ist der Quotient aus der ertragbaren Flankenpressung und der Hertz'schen Pressung. Beide Zahlen sind umfangreiche Produkte, deren Faktoren aus einer Vielzahl von Normen entspringt. Die mechanische Berechnung ist an dieser Stelle nicht weiter vertieft, da ohnehin nicht das Ziel einer mechanischen Lösung verfolgt wird. Die Empfehlungen reichen von besseren Schmierstoffen über regelmäßige Wartung bis zu mehr oder besseren Materialien und tieferen Oberflächenhärtungen.

Fest steht: Wird der Stress am Zahn reduziert, reduziert sich auch p_{max} . Zeitgleich reduziert sich die Tiefe von p_{max} . Das betroffene Volumen wird kleiner und verlagert sich in Richtung Materialoberfläche, also in Regionen, die durch Härtung entsprechend vorbereitet wurden.



3.2 Problemstellung am Pitchantrieb

Um den Winkel eines Rotorblattes (Pitchwinkel) einer Windkraftanlage zu verstellen, ist pro Blatt ein elektrischer Antrieb mit einem mehrstufigen Getriebe und hoher mechanischer Übersetzung erforderlich, da das Verstellen des Rotorblattes wenig Drehzahl aber viel Drehmoment erfordert. Der mechanische Aufbau, siehe Abbildung 3.2, besteht aus dem elektri-

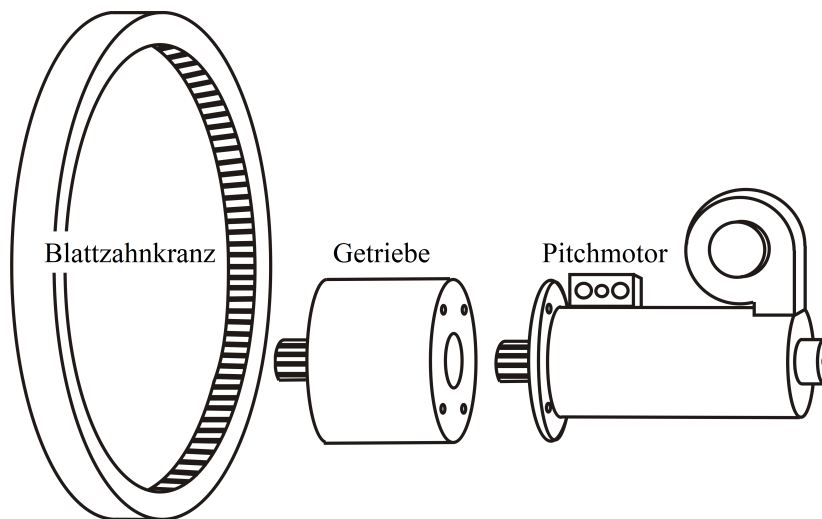


Abb. 3.2: Aufbau Antriebsstrang

schen Pitchmotor und einem Planetengetriebe, mit einem Übersetzungsfaktor in Größenordnungen von $1/200$, welches dann in den innenverzahnten Blattzahnkranz greift, wodurch eine weitere Übersetzung von etwa $1/10$ zustande kommt. Bei jeder Getriebestufe, also jedem Zahneingriff innerhalb dieser mehrstufigen Übersetzung, insbesondere beim letzten Eingriff in den Blattzahnkranz, kann es zu Getriebelose kommen, welches auch als Getriebelose bezeichnet wird. Diese Lose werden durch Abrieb über die Betriebsdauer größer. Durch diese Getriebelose, die zwangsläufig bei einer Evolventenverzahnung auftreten, kommt es zu einer erhöhten Belastung der Mechanik. Bei einem nicht durchgängigen Kraftschluss, beispielsweise bei Reversiervorgängen, die durch den Pitchantrieb oder die Belastung initiiert sind, beschleunigen unverspannte Teile des Getriebes innerhalb der Lose, schlagen anschließend wieder aufeinander und stellen so den Kraftschluss wieder her. Der Effekt der ungewollten Beschleunigung ist vergleichbar mit dem Pirouetten-Experiment aus der Experimentalphysik (populärwissenschaftlich auch als Drehstuhlexperiment bekannt), bei dem die Rotationsgeschwindigkeit einer Pirouette erhöht wird, indem die Massenträgheit durch das Verlagern der Masse zur Rotationsachse hin verringert wird. Durch den Zusammenhang von Drehmoment M zu Massenträgheitsmoment J und Winkelbeschleunigung α , gemäß 3.4,

$$\alpha = \frac{M}{J} \quad (3.4)$$



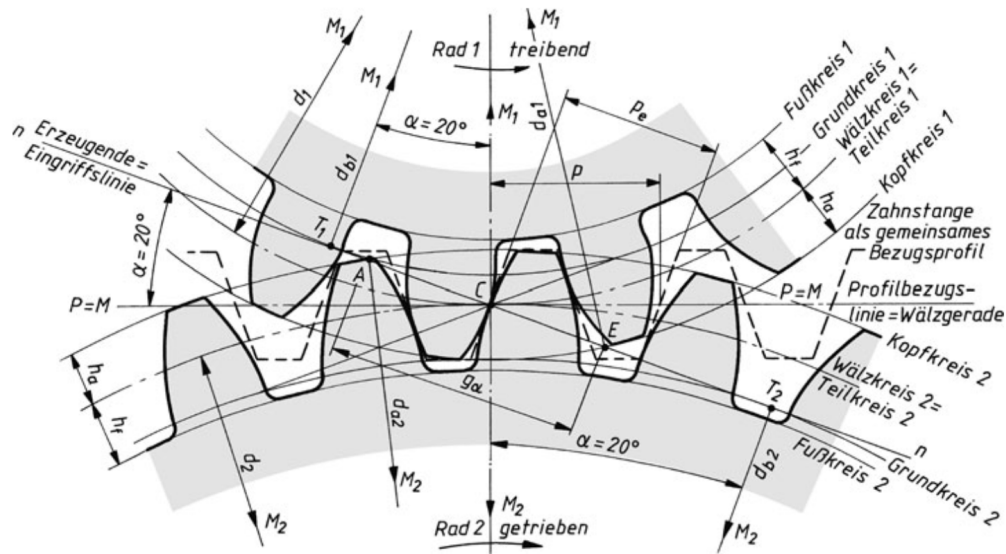


Abb. 3.3: Evolventenverzahnung [8]

vergrößert sich die Winkelbeschleunigung wenn das Massenträgheitsmoment in gleichem Maße sinkt, konstantes Drehmoment vorausgesetzt. Dadurch steigt die Winkelgeschwindigkeit deutlich, da sich die Massenträgheit zwischen einem unbelasteten Getriebe und einem mit Wind belasteten Rotorblatt signifikant unterscheidet.

Die Rotationsenergie

$$E = \frac{J}{2} \cdot \omega^2 \quad (3.5)$$

im Spiel verhält sich zur Rotationsenergie im kraftschlüssigen Zustand gleich dem Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten gemäß

$$\frac{E_{Last}}{E_{Spiel}} = \frac{\omega_{Last}}{\omega_{Spiel}} \quad (3.6)$$

Da die Massenträgheit nicht zu beeinflussen ist, gilt es, die Energie zu reduzieren, weil sie zur Schädigung des Getriebes beim Auftreffen zweier Zahnflanken führt. Zur Verdeutlichung kann hier ein vereinfachtes System mit zwei Massen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten angenommen werden. Treffen diese beiden Massen, im vorliegenden Fall Antriebsseite und Blattseite, aufeinander, kommt es zu einem Stoß. Bei einem Stoß gibt es zwei physikalische Extremfälle: den elastischen und den plastischen oder inelastischen Stoß. In beiden Fällen gilt der Energieerhaltungssatz, demnach muss die Energie im System vor dem Zusammenstoß $\sum E_{kin}$ gleich der Energie nach dem Zusammenstoß $\sum E'_{kin}$ sein. Beim elastischen Stoß geht dabei keine Energie in Wärme oder Deformation verloren, somit gilt:

$$\sum E_{kin} = \sum E'_{kin} \quad (3.7)$$

$$\frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 = \frac{1}{2} m_1 v_1'^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2'^2 \quad (3.8)$$



Da die Massen sich nicht verändern können, wirkt sich dieser Stoß nur auf die Geschwindigkeiten aus, mit der die Massen auseinandergehen.

Des Weiteren gilt der Impulserhaltungssatz. Die Summe des Impulses $\sum \vec{p}$ vor dem Zusammenstoß muss gleich der Summe nach dem Zusammenstoß $\sum \vec{p}'$ sein:

$$\sum \vec{p} = \sum \vec{p}' \quad (3.9)$$

$$m_1 \vec{v}_1 + m_2 \vec{v}_2 = m_1 \vec{v}'_1 + m_2 \vec{v}'_2 \quad (3.10)$$

Das andere Extrem ist der plastische Stoß. Bei diesem Stoß gelten auch Energie- und Impulserhaltungssatz. Allerdings geht ein Teil der kinetischen Energie in innere Energie U auf, also in Wärme oder Deformation. Der Energieerhaltungssatz gestaltet sich dann wie folgt:

$$\sum E_{kin} = \sum E'_{kin} + U \quad (3.11)$$

somit:

$$\frac{1}{2} m_1 v_1^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2^2 = \frac{1}{2} m_1 v_1'^2 + \frac{1}{2} m_2 v_2'^2 + U \quad (3.12)$$

womit nach Umstellung die innere Energie U berechnet werden kann:

$$U = \sum E_{kin} - \sum E'_{kin} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot (v_1 - v_2)^2 \quad (3.13)$$

Die innere Energie ist die schädliche Komponente im vorliegenden Fall. Vergleichbar mit einem Zusammenstoß zweier Kraftfahrzeuge, wo letztendlich der Grad der Deformation sich proportional zur Schadenshöhe verhält. Durch dieses Beispiel, aber auch die Formel, ist schnell ersichtlich, dass die innere Energie nur von den Massen und Geschwindigkeiten abhängt. Sind die Massen nicht zu beeinflussen, bleibt nur die Geschwindigkeiten anzupassen, um die Energie zu reduzieren. Dabei kann es kaum eine Lösung sein, generell die Geschwindigkeit im System zu reduzieren. Vielmehr muss für den Moment des Stoßes die Geschwindigkeit reduziert werden, während sie nach dem Stoß wieder auf das benötigte Maß erhöht werden kann.

Im realen System spielen noch viele weitere Faktoren eine Rolle, denn diese erste Annahme gilt für die freie, gleichförmige und beschleunigungsfreie Bewegung. Sie bildet einen Extremfall ab. Im realen System kommt es natürlich weder zu einem vollplastischen noch zu einem ideal elastischen Stoß, vielmehr wird sich der Vorgang zwischen beiden Extremen wiederfinden, je nach Betriebszustand. Zudem bestehen noch andere Einflüsse: Neben der Reibung die Tatsache, dass beide Zahnflanken mit einer Kraft beaufschlagt sind, die aus den treibenden Drehmomenten von Antrieb und Wind resultieren. Reduziert sich bei einer konstanten, beispielsweise durch den Pitchantrieb erzeugten Kraft F , durch das Getriebe spiel, die angetriebene Masse m schlagartig, muss nach dem zweiten Newtonschen Axiom



die Beschleunigung steigen, wie bereits in Gleichung 3.4 beschrieben. Diese schlagartige Beschleunigungsänderung, die durch das Abfallen, vor allem aber durch das in diesem Fall schädlichere Wiederaufbauen der trägen Masse kommt, ist der Ruck. Der Ruck ist eine Größe, die in der Mechanik, genauer dem Getriebebau, oft zum Einsatz kommt, in der Elektrotechnik wiederum selten Anwendung findet. Der Ruck ist die Ableitung und damit die Änderungsgeschwindigkeit der Beschleunigung. Es besteht der Zusammenhang:

$$\vec{j}(t) = \dot{\vec{a}}(t) = \ddot{\vec{v}}(t) = \dddot{\vec{x}}(t) \quad (3.14)$$

Wird der Ausgang des Stromreglers für den drehmomentbildenden Strom I_q im Umrichter in seiner Rampensteilheit begrenzt, baut sich das Drehmoment M_{el} und somit die Winkelbeschleunigung α nicht schlagartig auf, da folgender Zusammenhang gilt:

$$M_{el} = \frac{3}{2} Z_p (\Psi_{PM} \cdot I_q) \quad (3.15)$$

$$\alpha = \frac{\frac{3}{2} Z_p (\Psi_{PM} \cdot I_q)}{J} \quad (3.16)$$

$$\int j(t) dt = \frac{\frac{3}{2} Z_p (\Psi_{PM} \cdot I_q)}{J} \quad (3.17)$$

Die Polpaarzahl Z_p sowie der verkettete Fluss Ψ_{PM} sind als konstant angenommen. Wird der Ruck in einem Antriebssystem reduziert, dauert es entsprechend länger, bis die gewünschte Antriebsbeschleunigung erreicht ist. Ist die Antriebsbeschleunigung konstant, ist der Ruck gleich null. Beim Übergang vom Stillstand in die Beschleunigungsphase und zurück, wie von der Beschleunigungsphase in die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit und zurück, ist der Ruck ungleich null. Es ratsam den Ruck zur Schonung der Mechanik, bei gleichzeitigen Performanceeinbußen, zu begrenzen. In seiner bekannten Form spielt dieser technische Eingriff im vorliegenden Fall eine eher untergeordnete Rolle, da er hier selektiv erfolgen müsste. Technisch wäre es möglich, eine Ruckbegrenzung einzusetzen. Diese würde dann aber derart parametrisiert werden müssen, dass die Sollbeschleunigung erst erreicht wird, wenn das Spiel durchfahren wurde. Der Ruck wäre damit erstens linear abhängig vom Getriebeispielmaß, zweitens der Antrieb nicht mehr einsetzbar, da der Ruck die dritte Potenz der Zeit hat, daher der Antrieb sehr lange zum Beschleunigen bräuchte. Drittens muss diese Einstellung nur angewandt werden, wenn auch tatsächlich Getriebe lose vorliegen. Andernfalls ist sie sehr hinderlich bezüglich der Performance des Gesamtsystems, und viertens wäre das auch nur hilfreich bei Stößen, die vom Antrieb initiiert werden. Kurzum muss situationsbedingt reagiert werden, was mit einer globalen Parametrisierung eines Umrichters nicht zu realisieren ist.





(a) Pitting



(b) Zahnbruch

Abb. 3.4: Getriebebeschäden
[39] [41]

Im Spiel gilt es, die Bewegungsgeschwindigkeit zu reduzieren, sodass der Impuls, genauer die Energie, reduziert wird. Je höher also die Geschwindigkeit, mit der die Zahnflanken aufeinandertreffen, desto größer ist die mechanische Schädigung beim Schlagen der Getriebeteile. Die Schläge führen auf verschiedene Arten zu einer Beschädigung der Zahnflanken. Bei sehr starken Stößen können Risse in den Zahnfüßen auftreten und sogar einzelne Zähne reißen. Mit richtigem Materialeinsatz und entsprechender Bearbeitung sind solche Schäden allerdings unwahrscheinlich. Viel mehr geht es um die Alterung der Getriebeteile aufgrund von erhöhtem Abrieb der Zahnflanken, genauer um Pitting, wie im Kapitel 3.1 beschrieben. Ein Verschleiß der Getriebeteile aufgrund von Getriebelosen ist unumgänglich, die Getriebelose selbst nur mit aufwendiger Mechanik zu umgehen. Aufgrund der Tatsache, dass es das Spiel im Getriebe durch die Mechanik gibt, kann eine Anpassung der Mechanik, die wiederum mehr Material, Gewicht und Kosten mitbringt, nur mithilfe einer intelligenten Regelung vermieden werden, der es gelingt die Impulse, die zwischen den Zahnflanken wirken, in ihrer Amplitude zu reduzieren. Da die Einzelblattregelung die Möglichkeit der Blattverstellung noch deutlich häufiger nutzt, werden auch alle verschleißfördernden Effekte deutlich häufiger erwartet, obgleich der Hintergrund der Einzelblattregelung genau die Reduktion von Verschleiß an mechanischen Anlagenteilen ist. Im Extremfall wird der Verschleiß somit nicht reduziert, sondern nur verlagert, die Materialeinsparungen, samt damit verbundener Kosten, in einen Bereich der Anlage verschoben, in dem sie deutlich geringer ausfallen. Mit dem Einsatz der Einzelblattregelung werden zwar die Pitchvorgänge häufiger, Ziel ist aber dass der Verschleiß möglichst konstant bleibt oder gar reduziert wird. Um dieses Ziel zu erreichen, muss der verschleißtreibendste Effekt, das Schlagen der Mechanik durch Getriebelose, mit einem intelligenten Eingriff in die Regelung reduziert werden.



3.3 Stand der Technik

Es gibt verschiedene Ansätze, das Getriebespiel, welches für den Kraftschlussabriss mit anschließend impulsintensivem Wiederaufbau verantwortlich ist, zu vermeiden. Die folgende Aufzählung ist an dieser Stelle nicht abschließend und soll nur exemplarisch wenige Grundformen aufzeigen, die im Rahmen der Arbeit aus verschiedenen Aspekten heraus interessant sind. Die drei mechanischen Lösungen, die im Folgenden diskutiert werden, sind durchaus

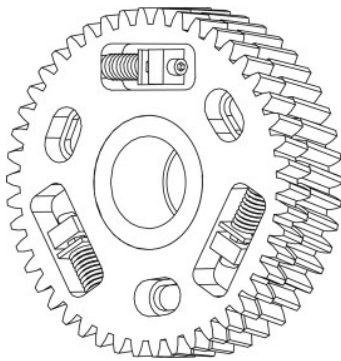


Abb. 3.5:
Vorspannritzel [9]

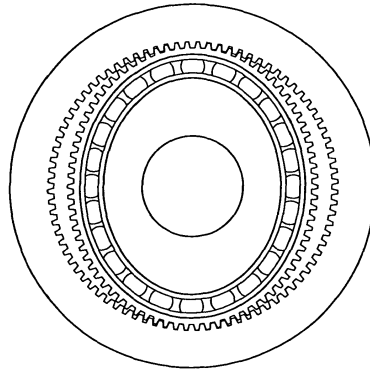


Abb. 3.6:
Gleitkeilgetriebe [10]

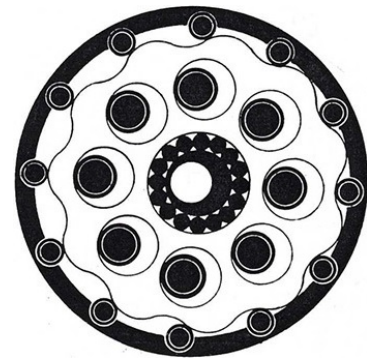


Abb. 3.7:
Zykloidengetriebe [11]

einsetzbar und bereits in vielen Anwendungen unabkömmlich. Allerdings bedeuten sie alle eine konstruktive Änderung des Antriebsstranges mit weitreichenden Folgen. Es steht nur ein begrenzter Bauraum zur Verfügung, gleichzeitig spielt die funktionale Sicherheit eine große Rolle, die tendenziell weniger komplexe Lösungen erfordert. Zudem ist eine hohe Verfügbarkeit wünschenswert, da die Windkraftanlagen im dauerhaften Einsatz sind und Revisions- oder Wartungsarbeiten in der Nabe sich komplizierter gestalten als in Turm oder Gondel. Beispielsweise ist ein Betreten der Nabe aus Sicherheitsgründen nur bei Schwachwind möglich, da beim Ausfall der Bremse die Nabe – trotz Fahnenstellung – in Rotation versetzt werden könnte, was dann ein Verlassen unmöglich machen würde. Diese Aspekte sollten daher berücksichtigt werden, auch wenn eine mechanische Lösung eines mechanischen Problems zunächst als der logischere Weg erscheint.

3.3.1 Spielfreies Zahnrad

Ein mechanischer Ansatz ist ein spielfreies Zahnrad [42], wie in Abbildung 3.5 gezeigt. Dabei werden zwei Zahnräder mit jeweils halber Zahnbreite parallel betrieben, die sich, durch mehrere Druckfedern getrieben, voneinander abstoßen. Dieser Aufbau sorgt dafür, dass das spielfreie Zahnrad stets mit den zwei gegenüberliegenden Flanken des Gegenrades Kontakt hat, also immer die Lückenweite füllt. Die treibende Kraft wird dabei nur von einer Flanke übertragen. Darum ist es auch nicht möglich, klassische Zahnräder gegen spielfreie



Zahnräder auszutauschen, da sich die kraftübertragende Fläche halbiert. Darüber hinaus muss die Federkraft so groß sein, dass sie deutlich über der Antriebskraft liegt, da die Federn ansonsten in einer Bewegungsrichtung komprimiert, und beide Zahnräder (Antriebs- und Vorspannzahnrad) deckungsgleich werden würden. Somit müsste bei Drehrichtungsumkehr das Spiel durchfahren werden, wie es bei klassischen Zahnrädern der Fall ist. Für hohe Drehmomente eignen sich solche Lösungen daher nur bedingt, weshalb diese Form der spielfreien Kraftübertragung auch nur selten in der Industrie zum Einsatz kommt. Die Idee ist dennoch attraktiv, da die Umsetzung recht einfach ist gegenüber anderer spielfreier Übersetzungen, und die grundsätzlichen Bauformen, Werkstoffe und Fertigungsprozesse weiterhin beibehalten werden können. Bei Anwendungen mit sehr geringer Kraftübertragung, beispielsweise auf Sensorachsen, kann dieser Aufbau durchaus sinnvoll sein, was im späteren Verlauf dieser Arbeit auch aufgegriffen wird.

3.3.2 Spannungswellengetriebe

Ein weiterer Ansatz ist das Spannungswellengetriebe, auch bekannt als Gleitkeilgetriebe, Harmonic Drive oder Strain Wave Gear. Diese Übersetzungsart funktioniert so, dass über eine elliptische Antriebsscheibe (Getriebeeingang) eine verformbare Stahl- oder Kunststoffbüchse, genannt Flexspline (Getriebeausgang), jeweils an den Enden der Ellipsenachse in einen innenverzahnten Außenring, dem Circular Spline, gedrückt wird, siehe Abbildung 3.6. Die flexible Büchse hat weniger Zähne als der Außenring, der fest steht, und dreht sich deutlich langsamer als die elliptische Scheibe. Durch die Reibung liegt der Wirkungsgrad dieser Übersetzungsart bei etwa 85 %.

3.3.3 Zykloidengetriebe

Zykloidengetriebe sind ebenfalls eine Möglichkeit, spielfrei zu übersetzen. Sie bilden in dieser Aufzählung die mechanisch aufwendigste Lösung. Der Abtrieb erfolgt über einen Exzenter, der einen zykloidisch verzahnten Ring bewegt, dessen Zähne, ähnlich wie beim Spannungswellengetriebe, durch die exzentrische Bewegung nacheinander in einen innenverzahnten Außenring gedrückt werden, siehe Abbildung 3.7. Auch hier hat der Außenring mehr Zähne als der innere, wodurch der innere Ring in eine langsamere Drehung versetzt wird. Diese Drehbewegung wird über Bolzen abgegriffen, die in den inneren Ring eingreifen. Die komplexere Bauform ist allerdings durch einen zehn Prozent höheren Wirkungsgrad gegenüber dem Spannungswellengetriebe zu rechtfertigen.



3.3.4 Antagonistische Regelung

Eine weitere Möglichkeit ist die permanente Verspannung durch einen zweiten Antrieb im Getriebe vorzunehmen, das heißt die Komponenten nicht zu verändern, sondern lediglich zu duplizieren. Dabei wird der zweite Antrieb im Abtriebszahnrad als Gegenspieler zum ersten Antrieb eingesetzt, siehe Abbildung 3.8. Ziel des Antagonisten ist es, eine Verspannungssituation herbeizuführen, indem der Antrieb ein geringes konstantes Gegenmoment aufbringt, also gegen den ersten Antrieb arbeitet, woher auch der Name dieser Lösung kommt [43]. Das Drehmoment eines jeden einzelnen Antriebs ist das halbe Abtriebsdrehmoment, addiert (beim Antagonisten subtrahiert) mit einem deutlich kleineren Verspannungsdrehmoment. Diese Regelung ist eine häufig eingesetzte Methode, um hohe Positioniergenauigkeiten trotz

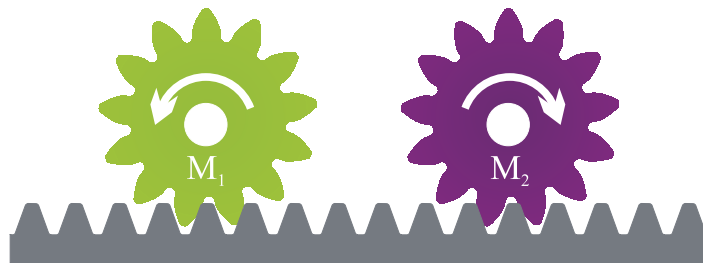


Abb. 3.8: Prinzip antagonistische Regelung

mechanischer Übersetzung zu erhalten. Sie ist durchaus denkbar im Bereich der Windkraft. Leider tritt diese Methode dadurch in den Hintergrund, dass sich die Anzahl der Antriebe verdoppelt. Außerdem muss die funktionale Sicherheit weiterhin auch für die zusätzlichen Antriebe gegeben sein, was hauptsächlich zur Aufwands- und Kostensteigerung führt. Ferner ist auch der verfügbare Platz in der Nabe eine nicht zu vernachlässigende Begrenzung.

3.3.5 Kapitelfazit zum Stand der Technik

Alle genannten Ansätze haben gemeinsam, dass ihr primäres Ziel die Erhöhung der Positioniergenauigkeit ist. Die Eliminierung des mechanischen Spiels, das zum genannten Verschleiß führt, ist dabei eine mechanische Bedingung, steht aber nicht im Vordergrund der genannten Entwicklungen.

Im Pitchsystem ist die Positionierung zwar notwendig, aber nicht in der Genauigkeit gefordert, die eine grundlegende Systemveränderung rechtfertigen würde. Vordergründig ist die Schonung der mechanischen Komponenten und die funktionale Sicherheit, die eine Komplexitätssteigerung des Systems und eine Steigerung der Ausfallrate nur in geringen Maßen zulässt oder gar dessen Vermeidung gebietet.

Die genannten Lösungen würden sich gut rechtfertigen lassen, wenn auch die höhere Positioniergenauigkeit gefordert wäre. Da allerdings der Verschleiß als einziges Problem isoliert zu reduzieren ist, ist die Positioniergenauigkeit ein Seiteneffekt, der zwar nicht unwillkommen ist, sich aber auch im technischen und finanziellen Aufwand niederschlägt.

Es gibt aber auch Ansätze, die mit Belastungssensoren das Drehmoment im System erfassen und so ein schlagartiges Abfallen des Drehmomentes beim Abbrechen des Kraftschlusses erkennen. Dieses Störmoment wird in den Antriebsstrang zurückgekoppelt und entsprechend durch den Antrieb reagiert. Ein solches Verfahren ist zur Problemstellung deutlich passender, hat aber den Nachteil, dass aufwendige Sensorik benötigt wird, was im Kapitel 4.1.5 auch nochmals diskutiert wird, weswegen sich an dieser Stelle keine weitere Ausführung findet.



Kapitel 4

Verschleißreduzierende Regelung

Die Auswirkungen des Getriebspiels, insbesondere auf die Alterung der Komponenten, soll durch einen gezielten Regeleingriff reduziert werden, weshalb diese, sogenannte verschleißreduzierende Regelung, als eine Softwarekomponente in der Antriebsregelung zu verstehen ist. Es gibt zwei zentrale Aufgaben für die verschleißreduzierende Regelung, die als zwei unabhängige Teile betrachtet werden können. Der erste Teil besteht in der Detektion des Spiels: Sobald der Kraftschluss unterbrochen ist und somit der Antriebsstrang nicht mehr mechanisch verspannt ist, können Getriebeteile beschleunigt werden, wobei die Gefahr besteht, dass es zu Stößen und Schlägen beim impulsartigen Wiedereinkuppeln kommen kann. Der Eintritt dieses Zustandes muss zuverlässig und schnell detektiert werden. Daher ist die erste Komponente sensorischer Natur. Die Erkennung, ob der Kraftschluss wiederhergestellt ist, gehört ebenfalls zu diesem Themenbereich.



Abb. 4.1: Übersicht der Methoden [12] [13] [14]

Der Spielerkennung gilt eine besondere Aufmerksamkeit, die darin begründet ist, dass es eine Vielzahl an Möglichkeiten und Verfahren gibt, mit Hilfe von Messwerten Rückschlüsse auf den Verspannungszustand zu ziehen [44]. Die Abbildung 4.1 gibt eine Übersicht: Es gibt nur zwei Sensorarten, genauer Strom und Lagesensoren, die im bereits verwendeten System vorhanden sind, darüber hinaus besteht die Möglichkeit, Drehmomentmessaufnehmer in das System einzubringen. Diese drei Sensorarten, in der Abbildung 4.1 grün hinterlegt, sind die einzigen Möglichkeiten, Rückmeldungen vom System zu erhalten. Sie werden von allen Erkennungsmethoden einzeln oder gemeinsam genutzt. Eine anschließende Verarbeitung und Interpretation dieser Daten ist violett hinterlegt, ihre Implementierung wird in den kommenden Unterkapiteln wie folgt beschrieben:

- Erkennung des Spiels anhand der Stromaufnahme und damit des Drehmoments 4.1.1
- Erkennung anhand der Antriebsbeschleunigung 4.1.2
- Erkennung anhand einer abweichenden Leistungsaufnahme des Antriebs 4.1.3
- Einsatz eines Beobachters, der in der Lage ist, ein Stördrehmoment zu erkennen 4.1.4
- Direkte Messung des Drehmoments und damit Erkennung der Kraftschlüssigkeit 4.1.5
- Vermessen der Positionen von Antrieb und Blatt mit Rückschluss auf das Spiel 4.1.6

Jede dieser Methoden hat Vor- und Nachteile. Letztendlich wurde die letztgenannte Methode umgesetzt, da sie den größten Anwendungsbereich abdeckte und die besten Werte erzielte. Sie hat zudem den großen Vorteil, dass sie als einzige Methode in der Lage ist, Bewegungen des Blattes auch bei Antriebsstillstand zu erkennen. Je nach Anwendungsfall kann aber auch jede andere Methode eingesetzt werden, weswegen sie alle untersucht und im folgenden Kapitel beschrieben werden, ferner ihr Ausschluss auch Teil der Entwicklung ist.

Der zweite Teil des Kapitels ist die Reaktion auf ein erkanntes Spiel, also der Regeleingriff, der die Getriebekomponenten schont und den Verschleiß reduziert. Welche Detektionsmethode letztendlich zum Einsatz kommt, ist dabei unerheblich. Die Reaktion ist nicht so vielfältig wie die Detektion. Deshalb werden in dem Kapitel lediglich zwei Arten behandelt, die allerdings gemeinsam zum Einsatz kommen:

- Reaktion des Antriebs aus dem Stillstand 4.2.2
- Reaktion des Antriebs in der Bewegung 4.2.1

Hintergrund dieser Aufteilung ist, dass sehr unterschiedlich reagiert werden muss, je nachdem, ob die destruktive Kraft seitens des Winds oder seitens des Motors erzeugt wird.



Die verschleißreduzierende Regelung, kurz WRC (Wear Reduction Control), teilt sich darum in zwei Bereiche: zum einen in die Erkennung des Spiels, zum anderen in die Reaktion darauf.

Zum Schluss wird noch ein weiterführender Gedanke behandelt: die prädiktive Regelung in Kapitel 4.2.4. Dabei geht es darum, das Getriebe für einen in der Zukunft liegenden Lastwechsel vorzuspannen und deshalb gar nicht spontan reagieren zu müssen, was einen großen dynamischen Vorteil bringt.

4.1 Spielerkennung

Es gibt eine Vielzahl an Möglichkeiten, einen Kraftschlussabbriss zu erkennen. Nicht alle sind gleichermaßen zuverlässig und auch für alle Situationen anwendbar. In jedem Fall sind Sensoren notwendig, die den Ist-Zustand des Systems erfassen. Das können Sensoren sein, die bereits im System vorhanden sind, wie beispielsweise die Strommessung in den Motorphasen, aber auch Sensoren, die zusätzlich benötigt werden, wie Drehmomentmesswellen, die das Drehmoment direkt erfassen und somit einen Kraftschluss erkennen. Die Detektionsarten können grob in zwei Kategorien unterschieden werden. Open-Loop-Methoden, die nur die Motorseite beobachten aber die über die Motorwelle hinausgehende Mechanik nicht direkt erfassen; und Closed-Loop-Methoden, die einen weiteren Sensor an der Abtriebsseite benötigen. Closed-Loop-Verfahren haben den Nachteil eines zusätzlich benötigten Sensors, allerdings den Vorteil, dass einige Situationen erkannt werden können, die durch Open-Loop-Verfahren unsichtbar bleiben. So sind jene Situationen, in denen sich das Blatt bewegt, der Antrieb aber stillsteht und im schlimmsten Fall festgebremst ist, nicht durch Open-Loop-Methoden zu erkennen, was ihren Einsatzbereich deutlich einschränkt.

Eine Übersicht der zu erkennenden Situationen bietet die folgende Grafik 4.2. Sie ist eine Ersatzdarstellung, die alle auftretenden Lose zwischen Antriebswelle und Blatt substituiert. Ob das Getriebe zum Tragen kommt, entscheidet sich aufgrund des aktuellen und des folgenden Zustands einer mechanischen Situation. Dass es zum Spiel kommt, kann einerseits durch die Bewegung des Antriebs andererseits auch durch die Bewegung der Last verursacht werden, da das Getriebe nicht selbsthemmend und somit der Kraftfluss in beide Richtungen möglich ist. Das zeigen die beiden Zeilen der Grafik 4.2. Diese Bewegungen können nun im günstigsten Fall über die bereits anliegende Zahnflanke übertragen werden. Weil es in diesem Fall zu keinem Spiel kommt, muss auch nicht reagiert werden. Die folgende Bewegung kann aber auch in Gegenrichtung ausgeführt werden, wobei die Getriebe lose zum Tragen kommen, da der Zahn erst durch das Spiel bewegt wird. Wie beschrieben kann dieser Effekt sowohl seitens des Antriebes als auch des Blattes hervorgerufen werden und links als auch rechts herum orientiert sein. Dadurch ergeben sich vier Situationen, die mit Hilfe der getriebebeschonenden Regelung erfasst werden müssen. Die Auftrittswahrscheinlichkeit der



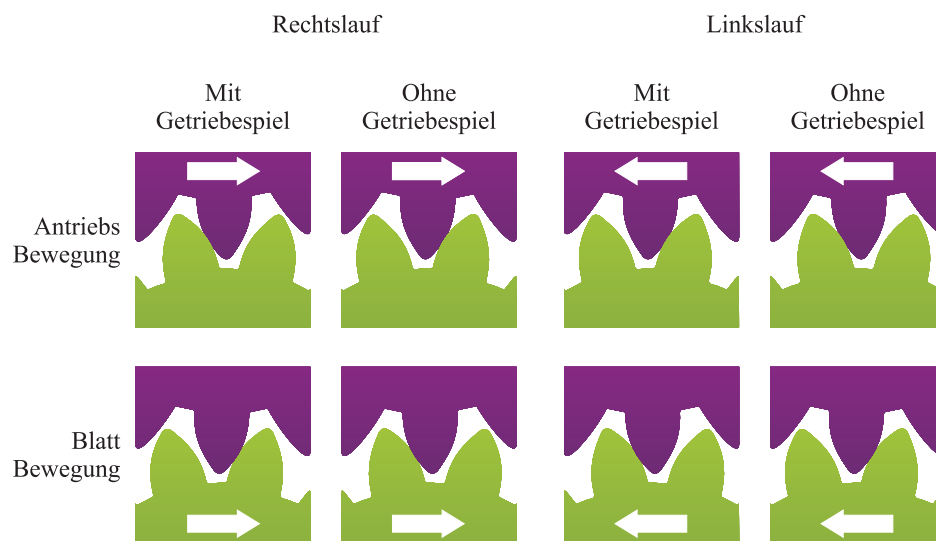


Abb. 4.2: Verschiedene Spielsituationen

insgesamt acht Fälle ist nicht gleich verteilt und stark abhängig von der Anwendung. Da der Wind keinem Determinismus folgt, ist es schwierig vorherzubestimmen, welche Situationen häufiger eintreffen. Ein Anhaltspunkt, um repräsentative Aussagen treffen zu können, wäre die Anwendung von Normlastprofilen. Darüber hinaus ist das Bewegungsprofil durch die Einzelblattregelung, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, relativ gut zu bestimmen, da hier pro Rotorumdrehung zweimal reversiert wird, und das unabhängig von der Windstärke. Inwiefern der Wind allerdings zu einer dauerhaft wirkenden Kraft und somit zu einer Verspannung führt, ist wiederum nicht einfach vorherzusagen. So bleibt für alle Fälle nur die Anlehnung an Normprofile, die zwar keinerlei Aussage über die tatsächliche Belastung geben, aber eine Vergleichbarkeit schaffen.

4.1.1 Überwachung des drehmomentbildenden Motorstroms

Der Pitchantrieb ist in der Regel eine permanenterregte Synchronmaschine. Hintergrund ist, dass die Synchronmaschine eine höhere Leistungsdichte hat als die Asynchronmaschine, zudem durch die Permanenterregung die Schleifringe entfallen, die einen zusätzlichen Wartungsaufwand bedeuten würden. Aufgrund der Permanenterregung ist das Rotorfeld mit der Rotorlage verkoppelt, weswegen das Statorfeld entsprechend in seiner Phase angepasst werden muss. Ferner müssen Frequenz und Strom, genauer das Drehmoment variabel sein, weshalb ein Antriebsumrichter zwingend zum Einsatz kommen muss. Die Regelung erfolgt dann feldorientiert, weshalb im Antriebsumrichter mehrere Operationen, genauer Transformationen durchgeführt werden, die für die Erkennung der Antriebsbelastung ebenfalls notwendig sind.



Wichtiger Bestandteil der Vektorregelung von Maschinen ist die Raumzeigerdarstellung. Dabei wird das dreiphasige System (I_U, I_V, I_W) in ein zweiachsiges Koordinatensystem mit Real- und Imaginärachse (I_α, I_β) mit Hilfe der Clarke-Transformation überführt:

$$\begin{bmatrix} I_\alpha \\ I_\beta \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_U \\ I_V \\ I_W \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Das so deutlich einfacher zu handhabende $\alpha - \beta$ -System ist statorbasierend. Mit Hilfe der Lageinformation des Rotors, beispielsweise aus dem Motorgeber, kann das System in ein rotorfestes Koordinatensystem mit Hilfe der folgenden Drehmatrix überführt werden:

$$\begin{bmatrix} I_d \\ I_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_\alpha \\ I_\beta \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Zusammengefasst können mit Hilfe der Clarke-Transformation die drei Phasenströme in einen feld- und einen drehmomentbildenden Strom transformiert werden.

$$\begin{bmatrix} I_d \\ I_q \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta - \frac{4\pi}{3}) \\ -\sin(\theta) & -\sin(\theta - \frac{2\pi}{3}) & -\sin(\theta - \frac{4\pi}{3}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_U \\ I_V \\ I_W \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Wie beschrieben wird diese Rechnung ohnehin für die Vektorregelung benötigt, wie die Abbildung 4.3 zeigt. Die Ströme liegen also bereits ausgerechnet vor.

Durch die Tatsache, dass die Motorparameter bekannt sind, kann das Drehmoment des Motors online berechnet werden. Das notwendige Drehmoment, um das Blatt zu bewegen, ist ein Vielfaches höher als das Drehmoment, das für das Drehen des leerlaufenden Getriebes

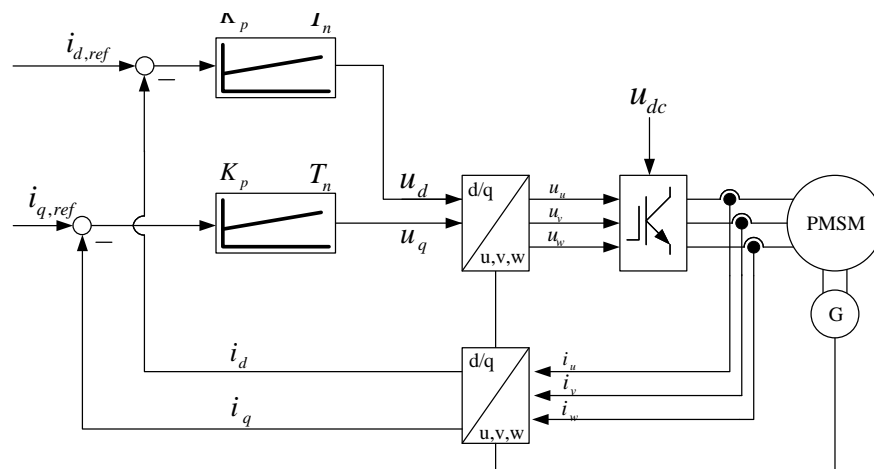


Abb. 4.3: Clarke-Transformation im Antriebsumrichter



notwendig ist. Somit ist das aus dem gemessenen Strom errechnete Drehmoment ein Anhaltspunkt dafür, ob sich der Antrieb im Spiel befindet, also leerläuft, und sich lediglich selbst bewegt, oder ob das Rotorblatt bewegt werden muss und ein Kraftschluss hergestellt ist. Eine erste Idee gibt die Skizze 4.4 wieder. Die zu diesem Zweck angewendete Formel ist:

$$M_{el} = \frac{3}{2} Z_p (\Psi_{PM} \cdot I_q) \quad (4.4)$$

Das elektrische Drehmoment ist nach Gleichung 4.4 von der Polpaarzahl Z_p sowie dem verketteten Fluss Ψ_{PM} und dem drehmomentbildenden Strom I_q abhängig. Ψ_{PM} ist wiederum abhängig von den bekannten konstanten Maschinenparametern. Die Erkennung kann

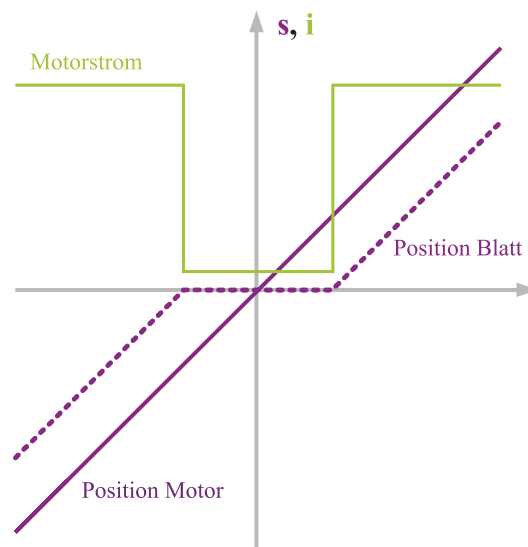


Abb. 4.4: Idee der Spielerkennung

über Schwellwerte erfolgen, da sich die Drehmomente deutlich unterscheiden und zudem das leerlaufende Getriebe ein nahezu konstantes belastungsunabhängiges charakteristisches Drehmoment hat, das durch die Reibung spezifiziert ist.

Die Messung 4.5 zeigt die Position der Zahnstange und das berechnete Drehmoment über der Zeit. Bei 800 ms kommt es zu einem Lastwechsel am Blatt. Vorher ist nur ein geringes Drehmoment benötigt worden, weil die Belastung den Antrieb unterstützt hat, daher beide Drehmomente das gleiche Vorzeichen hatten. Der Lastwechsel erfolgt sprunghaft. Allerdings ist zunächst nur das Entfallen der Entlastung, nicht die Belastung am Antrieb zu erkennen. Er bewegt mit einem Drehmoment zwischen 1,5 Nm und 2,0 Nm ausschließlich das Getriebe und sich selbst im Spiel, bevor bei 1,2 s der Kraftschluss aufgebaut wird und das Drehmoment deutlich zunimmt. In der Zeit, in der sich der Antrieb im Spiel befindet, ist in der Position die Stagnation deutlich zu erkennen. Der grüne Bereich von 1,5 Nm bis 1,8 Nm ist das Drehmomentband, das zur Erkennung des Spiels festgelegt wurde.

Eine Erkennung funktioniert nach diesem Prinzip zunächst zuverlässig. Darüber hinaus ist in der Grafik erkennbar, dass etwas Zeit vergeht zwischen dem Beginn der Drehmoment-



veränderung, also dem Nachlassen des Kraftschlusses, und dem Steigen des Drehmomentes über die Detektionsschwelle. Diese Zeitspanne ist im Beispiel 1,2 s, variiert aber mit den angewandten Geschwindigkeiten.

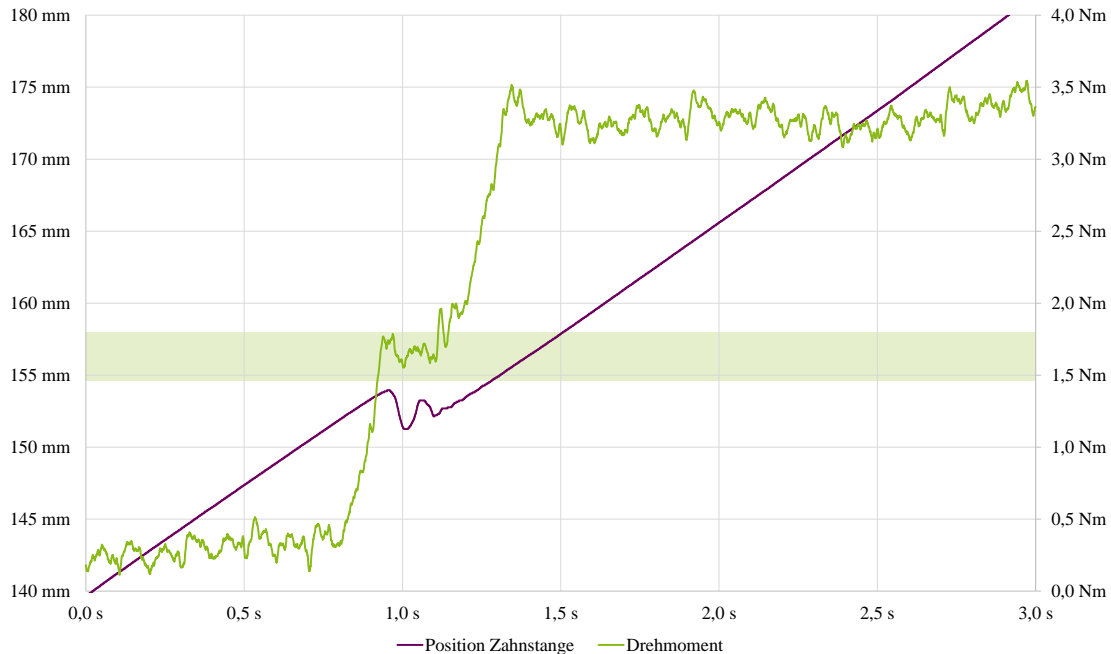


Abb. 4.5: Drehmomentmessung

4.1.2 Überwachung der Antriebsbeschleunigung und Massenträgheit

Da sich der Pitchantrieb zu einem Großteil seiner Bewegungsdauer in Beschleunigungs- und Bremsphasen befindet, und gerade beim Reversieren der Spielfall mit höherer Wahrscheinlichkeit eintritt, sollte in diesen Phasen eine Spielerkennung möglich sein. Während dieser Phasen ist die Überwachung des Drehmomentes, wie in Kapitel 4.1.1 beschrieben, ohne Aussagekraft, weil es konstant hoch ist. Wird mit maximaler Beschleunigung gefahren, bemisst sich dieses Maximum am maximal möglichen Strom, limitiert durch Maschine oder Leistungsteil. Ändert sich die Massenträgheit J durch Getriebelose, beispielsweise weil das Blatt kurzzeitig entkoppelt vom Antrieb ist, ändert sich der Motorstrom nicht, sondern die Zeit zum Erreichen der Solldrehzahl, also die Winkelbeschleunigung α :

$$\alpha = \frac{\frac{3}{2} Z_p (\Psi_{PM} \cdot I_q)}{J} \quad (4.5)$$

Drehmoment, letztendlich der drehmomentbildende Strom, und Beschleunigung sind über den Faktor des Kehrwertes der Massenträgheit verkoppelt. Sinkt also die Massenträgheit bei konstantem Drehmoment, steigt die Antriebsbeschleunigung und umgekehrt. Anders ausge-



drückt: Bei vollem Antriebsmoment beschleunigt ein belasteter Antrieb langsamer. Die vom Geber erfasste Drehzahl, genauer deren Ableitung, bietet somit eine Aussage bezüglich eines eventuell eintretenden Spiels während einer Beschleunigung mit konstantem Drehmoment. Problematisch bei der Anwendung dieses Verfahrens ist, dass die alleinige Betrachtung der Beschleunigung zwar im genannten Fall erfolgreich wäre, aber in allen anderen Fällen nicht. Bei konstanter Geschwindigkeit etwa würde der Geschwindigkeitsregler auf eine Beschleunigung reagieren und diese durch entsprechende Beschleunigungsanpassung ausregeln, sodass bei korrekter Reglereinstellung kaum eine signifikante Änderung sichtbar wäre. Damit die Zuverlässigkeit der Erkennung nicht in Abhängigkeit der Reglereinstellungen steht, ist auch dieses Verfahren alleine nicht zielführend.

4.1.3 Überwachung der Antriebsleistung

Um der Problematik, dass bei konstanter Geschwindigkeit das Drehmoment die ausschlaggebende Größe ist, bei konstantem Drehmoment aber die Beschleunigung, nicht mit einer Fallunterscheidung begegnen zu müssen, wird die Beschleunigung integriert und beide Größen multiplikativ verknüpft, was der mechanischen Leistung entspricht.

$$P_{mech} = \vec{\omega} \cdot \vec{M} \quad (4.6)$$

$$P_{mech} = \omega \cdot \frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot (\Psi_{PM} \cdot i_q + (L_d - L_q) \cdot i_d \cdot i_q) \quad (4.7)$$

Diese Leistung entspricht bei unbelastetem Antrieb der Verlustleistung, genauer bildet sie Massenträgheit und Lagerreibung ab. Sie ist folglich charakteristisch zu klassifizieren, unabhängig davon, ob es sich um eine beschleunigte Bewegung oder eine Bewegung ohne Beschleunigung handelt.

So vorteilhaft die Anwendung einer systemcharakteristischen physikalischen Größe ist, so schwierig ist dabei die Festlegung der Auslöseschwellen. Eine Detektionsmethode anhand von Schwellwerten hat den Nachteil, dass mit der Zeit Alterungsprozesse eintreten, die von den Schwellwerten nicht berücksichtigt werden. Temperaturunterschiede, Abnutzungen oder der Einbau von Ersatzteilen erzwingen immer eine neue Grenzwertdefinition. Selbstlernende Algorithmen wären an dieser Stelle denkbar. Dabei würde initial eine mechanische Leistung erfasst, um die ein Toleranzband gelegt wird. Diese initiale Leistung wird dann bei jedem Schritt, in dem die getriebeschonende Regelung aktiv ist, korrigiert. Um den neuen Wert, der innerhalb des alten Toleranzbandes lag, wird ebenfalls ein Toleranzbereich gelegt, sodass auch von diesem Wert in beide Richtungen abgewichen werden kann.



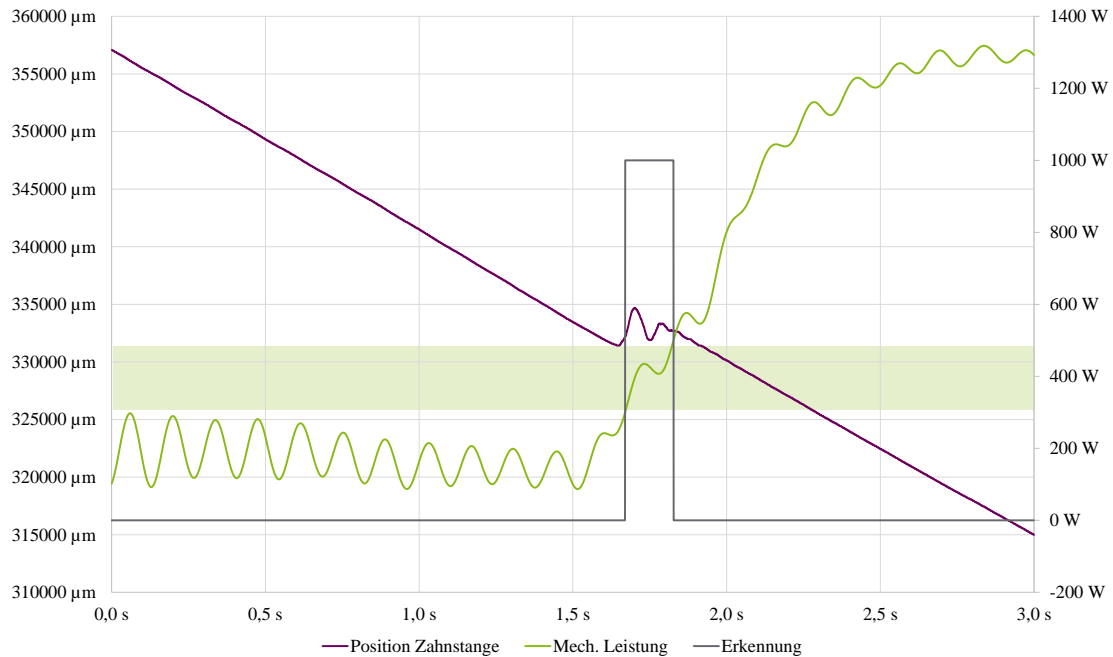


Abb. 4.6: Erkennung anhand der Antriebsleistung

4.1.4 Störmomentbeobachter

Ein Beobachter ist ein System, das aus bekannten Größen, also aus Messwerten oder Stellgrößen, aber auch Ausgangsgrößen eines realen Systems, nicht messbare Größen, genauer Werte, die aus technischen Gründen nicht erfasst werden können, rekonstruiert. Nach der Idee von David Luenberger kann ein solcher Beobachter parallel zu einer Regelstrecke betrieben werden. Dabei modelliert der Beobachter die Regelstrecke mathematisch. Sollwerte werden zeitgleich auf die Regelstrecke, also im konkreten Fall auf den Antrieb, als auch auf den Beobachter gegeben. Im Falle der elektrischen Synchronmaschine wäre dies ein drehmomentbildender Strom. Nach der Maschinengleichung

$$M_{el} = \frac{3}{2} Z_p (\Psi_{PM} \cdot I_q) \quad (4.8)$$

wird in erster Näherung aus diesem Strom I_q nach dem P-Glied mit den Faktoren $3/2$, Z_p und Ψ_{PM} das Drehmoment M_{el} . Es folgt ein weiteres P-Glied mit der Massenträgheit J nach dem folgenden Zusammenhang:

$$\alpha = M/J \quad (4.9)$$

Aus M_{el} wird die Winkelbeschleunigung α nach einer Multiplikation mit $1/J$. Die Winkelgeschwindigkeit ergibt sich durch Integration, der Winkel selbst durch eine weitere Integration. Nach diesem Prinzip wird zunächst ein Modell der Regelstrecke aufgebaut, welches zeitdiskret im Zustandsraum beschrieben werden muss, damit es im Controller leicht im-



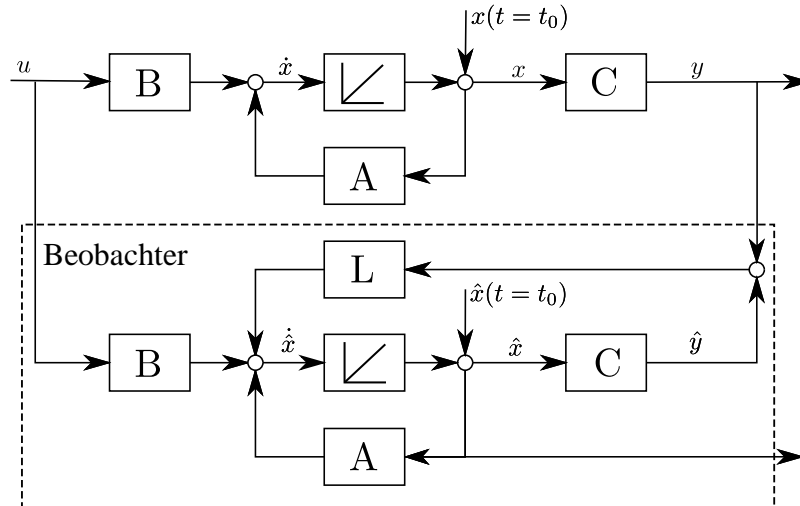


Abb. 4.7: Beobachterstruktur nach Luenberger [15]

plementiert werden kann. Dabei ist die Idee, ein System zu schaffen, dessen Eingang das Drehmoment ist, hervorgerufen durch den gestellten drehmomentbildenden Strom, der auf den Motor und damit die Regelstrecke gegeben wird. Der Ausgang ist die Rotorlage, weil diese durch den Resolver an der Maschinenachse wiederum abgefragt und als Referenz genutzt werden kann. Das Drehmoment liegt bereits in berechneter Form im Umrichter vor. An dieser Stelle kann begonnen und die Beschleunigung direkt ersetzt werden.

Das Getriebespiel ist ein auf das Drehmoment wirkender Störfaktor m_S im Regelkreis. Er wird an entsprechender Stelle in den Regelkreis subtraktiv eingebracht. Der Zustandsvektor enthält die Lage $\epsilon_M(k)$, die Drehzahl $\omega_M(k)$ und das störende Drehmoment $m_S(k)$. Die Abtastrate entspricht der Taktfrequenz des Umrichters und bestimmt die Konstante T_{ab} . Die Massenträgheit J ist konstant und der einzige Streckenparameter.

k ist der Abtastzeitpunkt. In der Zustandsraumdarstellung sieht die beschriebene Regelstrecke dann wie folgt aus:

$$\begin{pmatrix} \epsilon_M(k+1) \\ \omega_M(k+1) \\ m_S(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & T_{ab} & -\frac{T_{ab}^2}{2J} \\ 0 & 1 & -\frac{T_{ab}}{J} \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \epsilon_M(k) \\ \omega_M(k) \\ m_S(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{T_{ab}^2}{2J} \\ \frac{T_{ab}}{J} \\ 0 \end{pmatrix} \cdot (\hat{m}_M(k)) \quad (4.10)$$

$$\begin{pmatrix} \hat{\alpha}_M(k) \\ \hat{\omega}_M(k) \\ \hat{m}_S(k) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{J} \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{\epsilon}_M(k) \\ \hat{\omega}_M(k) \\ \hat{m}_S(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{J} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{m}_M(k) \\ \hat{\epsilon}_{M, Mess} \end{pmatrix} \quad (4.11)$$

Nach Luenberger ist die einfache Parallelschaltung von Strecke und Modell aber nicht ausreichend, da sich so zwangsläufig Modell und Strecke voneinander entfernen. Dieses Verhalten ist sowohl verständlich als auch durch Vergleiche von Simulation und Realität



bereits bekannt, denn Messungenauigkeiten und Störungen sind im Modell unberücksichtigt, sodass auch bei sorgfältigster Parametrisierung Strecke und Modell mit der Zeit immer unterschiedlichere Werte annehmen. Durch eine Rückführung der Abweichung von Strecke und Modell, also in gewisser Weise dem Modellfehler oder in mathematisch inverser aber technisch intuitiverer Sichtweise die Störung auf der Strecke, kann das Modell aber stets angepasst und nachgeführt werden, wodurch es zum Beobachter wird, also einer synthetischen parallelen Regelstrecke, die punktförmig zur Regelstrecke synchronisiert wird. Abbildung 4.7 zeigt im oberen Bereich die Regelstrecke. Der Beobachter ist parallel dazu im unteren Bildbereich zu erkennen. Aus den Ausgängen von Strecke y und Beobachter \hat{y} wird die Differenz gebildet und diese über die Rückführung wieder an den Beobachter gegeben [45], [46]. Das zeitdiskrete Beobachtermodell wird in der folgenden Form im Umrichter hinterlegt. Es entspricht dem Streckenmodell, hat allerdings die davon abweichenden Ausgangsgrößen $\hat{\epsilon}_M(k)$, $\hat{\omega}_M(k)$ und $\hat{m}_S(k)$. Die gemessene Lage $\hat{\epsilon}_{M, Mess}(k)$ wird als einzige Messgröße hinzugefügt [16].

$$\begin{pmatrix} \hat{\epsilon}_M(k+1) \\ \hat{\omega}_M(k+1) \\ \hat{m}_S(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1-f_1 & T_{ab} & -\frac{T_{ab}^2}{2J} \\ -f_2 & 1 & -\frac{T_{ab}}{J} \\ -f_3 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{\epsilon}_M(k) \\ \hat{\omega}_M(k) \\ \hat{m}_S(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{T_{ab}^2}{2J} & f_1 \\ \frac{T_{ab}}{J} & f_2 \\ 0 & f_3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{m}_M(k) \\ \hat{\epsilon}_{M, Mess}(k) \end{pmatrix} \quad (4.12)$$

$$\begin{pmatrix} \hat{\alpha}_M(k) \\ \hat{\omega}_M(k) \\ \hat{m}_S(k) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{J} \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{\epsilon}_M(k) \\ \hat{\omega}_M(k) \\ \hat{m}_S(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{J} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{m}_M(k) \\ \hat{\epsilon}_{M, Mess} \end{pmatrix} \quad (4.13)$$

$$\begin{pmatrix} \hat{\epsilon}_M(k+1) \\ \hat{\omega}_M(k+1) \\ \hat{m}_S(k+1) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1-f_1 & T_{ab} & -\frac{T_{ab}^2}{2J} \\ -f_2 & 1 & -\frac{T_{ab}}{J} \\ -f_3 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{\epsilon}_M(k) \\ \hat{\omega}_M(k) \\ \hat{m}_S(k) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{T_{ab}^2}{2J} & f_1 \\ \frac{T_{ab}}{J} & f_2 \\ 0 & f_3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{m}_M(k) \\ \hat{\epsilon}_{M, Mess}(k) \end{pmatrix} \quad (4.14)$$

Die Beobacherverstärkungen f_1 , f_2 und f_3 müssen bestimmt werden. Die Ersatzzeitkonstante und die Dämpfung des Beobachters werden als Parameter herausgeführt. Damit ist es möglich, sie dem realen System anzupassen. Durch sie wird maßgeblich der Erfolg dieser Erkennungsmethode bestimmt, denn sie definieren, in welcher Art der Beobachter dem realen System folgt.

Im Extremfall kann der Beobachter so parametrisiert werden, dass er nur als Modell arbeitet, sich also der realen Regelstrecke nicht annähert. Dieses Extrem kann nicht funktionieren, denn die Erkennung des Spiels kommt aus der Differenz von Strecke und Modell und diese Differenz darf nicht von Umwelteinflüssen und Fertigungstoleranzen dominiert sein. Im



gegenteiligen Extrem würde sich der Beobachter so schnell der Strecke anpassen, dass ebenfalls keine Differenz erkennbar ist. Temperatureinflüsse, zum Beispiel auf Schmiermittel, sind dabei weniger ein Problem als böiger Wind, der ebenfalls für eine sprunghafte Be- und Entlastung des Blattes sorgen kann.

In jedem Regeltakt wird das Modell einmal durchgerechnet, was nicht zwangsläufig notwendig ist. Besteht Ressourcenknappheit, kann das Modell auch seltener berechnet werden zu Lasten der Erkennungsgeschwindigkeit.

Beobachter finden in einer Vielzahl von Regelungen Anwendung. Spätestens wirtschaftliche

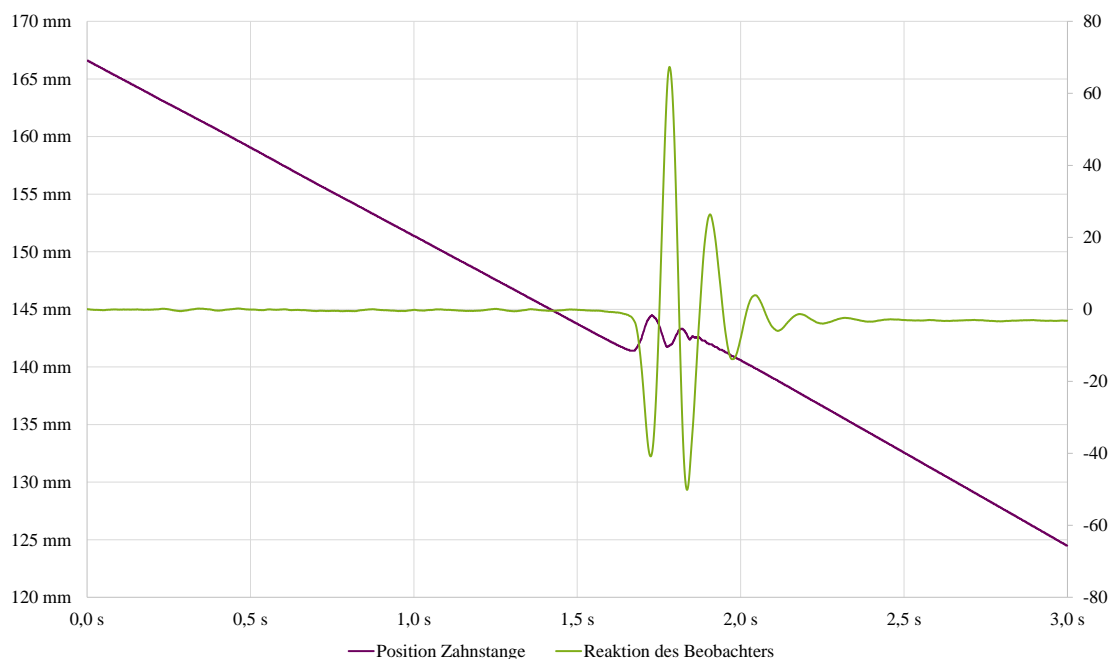


Abb. 4.8: Reaktion des Beobachters

Gründe sorgen für einen entsprechenden Vorteil, wenn einige Systemgrößen nicht gemessen werden müssen, sondern berechnet werden, beispielsweise bei der sensorlosen Maschinenregelung, bei der der kostenintensive Geber eingespart werden kann. In dem Fall der Spielerkennung dient allerdings der Beobachter einem leicht anderen Zweck, weswegen er Störmomentbeobachter genannt wird. Das Störmoment ist in diesem Fall negativ, genauer das abfallende Drehmoment im Fall der Kraftschlussunterbrechung. Diese Unstetigkeit ist im Modell nicht vorgesehen und führt zwangsläufig zu einer großen Differenz zwischen Modell, also Beobachter, und Realität. Sämtliche Modellwerte (Drehzahl, Drehmoment, Position) weichen plötzlich ab, was entsprechend gut erkannt werden kann, wie eine Messung in Abbildung 4.8 zeigt. Auch wenn der Einsatz dieser Erkennung zunächst attraktiv erscheint, zeigen die Praxistests, dass die träge Masse des Planetengetriebes dazu führt, dass das Eintreten des Spiels an der Abtriebsseite erst so spät auf der Antriebsseite wirkt, und damit erkannt wird, dass die Zeit nicht für eine Reaktion ausreicht. Im mehrstufigen Getriebe treten



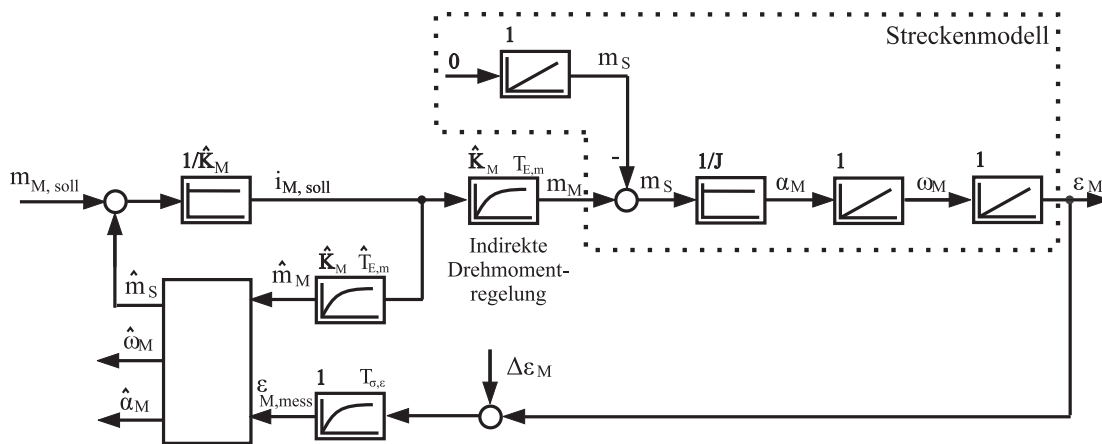


Abb. 4.9: Störmomentbeobachter. Nach [16]

außerdem mehrere Lose auf. Zudem gibt es Fettverdrängung und Losbrechmomente. Eine Erkennung ist hier stationär ohne Probleme über die mechanische Leistung und mit dem Beobachter möglich. Dynamisch gibt es im ersten Moment des Anfahrens so viele Randeﬀekte, die einer Filterung bedürfen, dass zu viel Zeit verloren geht, die bei der Reaktion benötigt wird.

Bei einer Beschleunigung funktioniert eine Spielerkennung mit Hilfe des Beobachters sehr gut. Ist das Getriebe allerdings bereits beschleunigt und aufgrund eines Spiels im Getriebe sinkt das Moment schlagartig auf der Blattseite, dann ist die daraus resultierende Drehzahl-erhöhung am Antrieb nicht schlagartig, sondern träge zu erfassen. Die dadurch entstehende Zeitkonstante lässt eine hochdynamische Reaktion nicht zu, weil bereits die Aktorik so viel Zeit in Anspruch nimmt, dass die vorangehende Erkennung deutlich schneller sein muss.

4.1.5 Drehmomentdirektmessung

Die Drehmomentdirektmessung kann durchaus als naheliegendster Lösungsansatz bezeichnet werden. Liegt ein Kraftschluss vor, wird Drehmoment übertragen; ist der Antriebsstrang hingegen durch Spiel nicht kraftschlüssig, wird so gut wie kein Drehmoment benötigt. Ein Sensor kann hier eindeutige Informationen zum Zustand der Kraftschlüssigkeit und entsprechend zum Spiel geben. Passende Sensoren sind mit industriellen Schnittstellen in einer großen Zahl am Markt verfügbar, allerdings technisch aufwendige und damit kostenintensive Messsysteme. Der Aufwand besteht dabei sowohl im mechanischen als auch im elektrischen Teil: Mechanisch haben diese Messwellen sogenannte Federkörper. Dabei handelt es sich um einen mechanischen Übergang mit reduzierter Steifigkeit, dessen Deformation abhängig vom übertragenen Drehmoment ist und somit als Messgröße dient. Meist wird mit Dehnungsmessstreifen diese Verformung erfasst. Der Federkörper muss dabei stabil sein, sodass



er allen Effekten im mechanischen Strang standhalten kann und darf keine Hystereseeffekte aufweisen.

Die Verformung wird anschließend mit den üblichen Verfahren der elektrotechnischen Wegmessung erfasst. Am meisten verbreitet sind Dehnungsmessstreifen, die an dieser Stelle nicht weiter erläutert werden. Sie sind im Prüfstand gleichermaßen vorhanden und im entsprechenden Kapitel 6.8.1 detailliert beschrieben. Der elektrotechnische Aufwand besteht vielmehr darin, diese Messung, die im rotierenden Teil des Sensors erfolgt, sowohl durch Spannungszufuhr zu ermöglichen als auch die Daten zum statischen Teil zurückzuerhalten. Die kontaktlose Daten- und Energieübertragung ist dabei ein ähnlicher Kostentreiber wie die empfindliche Messtechnik selbst. Daher handelt es sich bei einer Drehmomentmesswelle um ein kostenintensives Bauteil, das zudem mechanisch in den Antriebsstrang eingebunden werden muss.

Aus den genannten Gründen wurde die Drehmomentmessung gar nicht in die nähere Auswahl der Detektionsmöglichkeiten einbezogen, entsprechend auch der Aufwand nicht betrieben, eine solche Messung zu installieren.

4.1.6 Positionsmessung

Das Verfahren der Spielerkennung über die Position funktioniert mit Hilfe von zwei Positionssensoren, die jeweils am Anfang und am Ende des Antriebsstranges installiert sind. Bewegen sich beide Sensoren ungleichartig, ist die mechanische Verkopplung beider Sensoren über den Antriebsstrang unterbrochen, und es besteht Getriebeispiel.

Von Vorteil ist, dass bereits im vorhandenen Pitchsystem zwei Sensoren an diesen Positionen vorhanden sind, der Resolver an der Maschinenwelle und der Blattgeber direkt am Blattzahnkranz. Der Blattgeber ist ein Multiturn-Positionssensor, der die Position des Blattes erfasst. Motorgeber (Resolver) und Blatt sind zwar mechanisch verkoppelt, durch die große Übersetzung zwischen beiden, kann aber die Blattlage nur durch vielfache Motorumdrehungen berechnet werden. Es ist also nur ein relativer Blattwinkel mit Hilfe des Motorgebers zu erfassen, die absolute Position nur durch Referenzierung und Speicherung der Überläufe zu erhalten, was spätestens beim Netzausfall für die funktionale Sicherheit problematisch ist. In der vorliegenden Konfiguration hat also der Umrichter sowohl den Positionswert des Motors (Getriebeantriebsseite) als auch des Blattes (Getriebeabtriebsseite). Der Blattgeber ist sicherheitstechnisch höchst relevant, darum aus dem System nicht wegzudenken, und kann daher in weitere Überlegungen eingebunden werden. Dieser Geber muss allerdings spielfrei mit dem Blattzahnkranz verbunden werden, damit er jede Änderung des Blattzahnkranzes auch detektiert, was durch ein spezielles Ritzel realisiert wird. Das Ritzel entspricht einer konstruktiven Vereinfachung des in Kapitel 3.3.1 beschriebenen Vorspannritzels und wird im Kapitel 6.3.3 näher beschrieben.



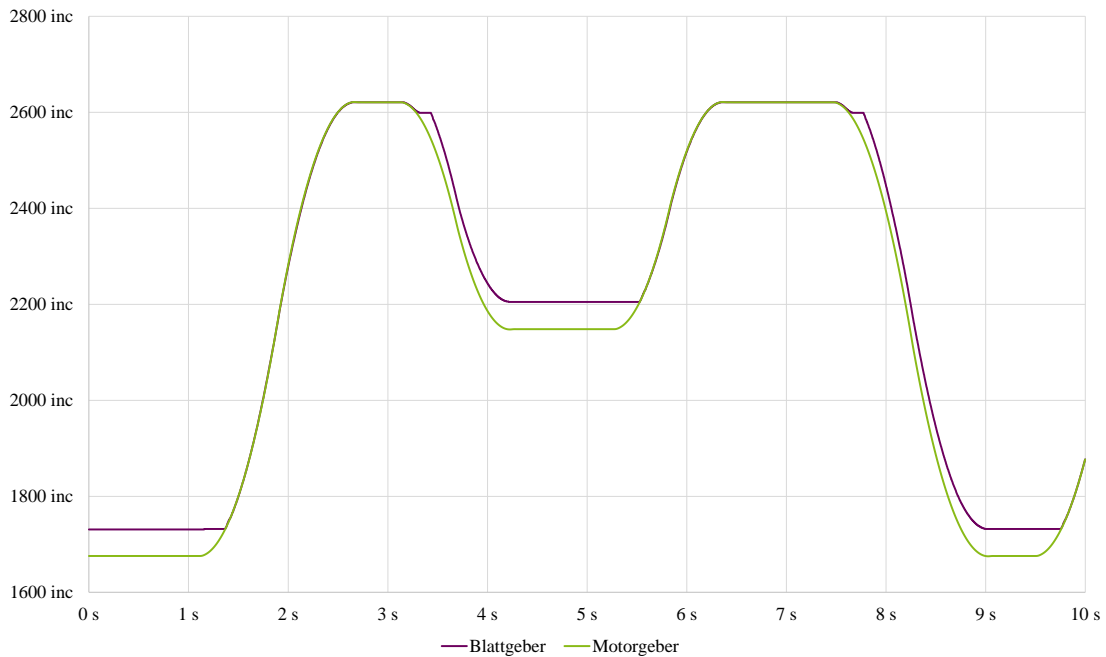


Abb. 4.10: Messung beider Geber

Die Positionen der Geber unterscheiden sich in einem multiplikativen Faktor, der dem Getriebeübersetzungsfaktor entspricht, sowie einem additiven montagebedingten Offset. Dieser Offset hat unterschiedliche Ursachen. Der Resolver ist ein Absolutwertgeber, seine Position bei der Fertigung der Maschine fest definiert, wie auch die Verbindung zwischen Maschine und Getriebe durch den Nutkeil festgelegt ist. In welcher Position allerdings das Abtriebsritzel der Motor-Getriebe-Einheit beim Einbau steht, ist genau so wenig definiert, wie die Position des Blattgeberritzels beim Einbau am Blatt.

Durch Berücksichtigung dieser Faktoren entsprechen sich die Geberpositionen mit Ausnahme des Spiels, wie die Messung in Abbildung 4.10 zeigt. Da der Motorgeber periodisch (pro Umdrehung) überläuft, muss auch dies berücksichtigt werden, bevor anschließend von beiden Gebersignalen die Differenz gebildet wird, die der Position eines Zahnes im Spiel entspricht. Das Blockschaltbild 4.11 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Spielerkennung. Die Abbildung 4.12 fasst exemplarisch die Summe aller Lose zu einer Zahn-Zahn-Situation zusammen. Dabei ist zu beachten, dass jeweils Minimum und Maximum einem Verspannungszustand entsprechen, während innerhalb dieses Wertebereichs Getriebelose, also Spiel, detektiert wird.

Bei diesem Verfahren gibt es allerdings mehrere Schwellwerte, die vorab festgelegt werden müssen. Beispielsweise muss die Größe des Spiels initial eingelernt werden, damit Minimum und Maximum bekannt sind. Das Minimum entspräche dem montagebedingten Offset, die Differenz von Maximum und Minimum der Größe des Spiels. Der Einlernvorgang kann zwar automatisch ausgeführt und mitgeführt werden, dennoch bleibt die Schwellwerte fest-



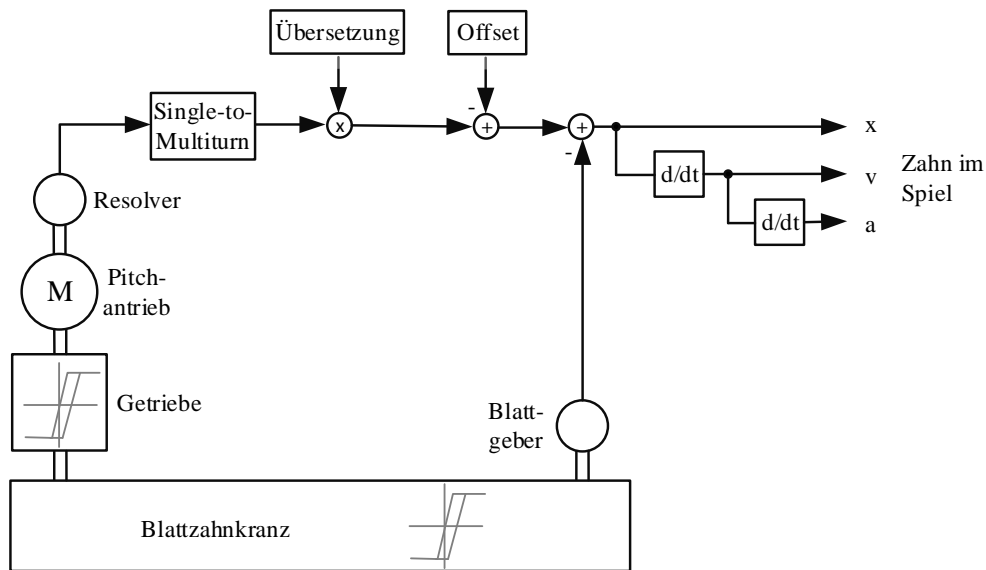


Abb. 4.11: Spielererkennung mit zwei Positionsgebern

zulegen, bis zu denen von den Extrema abgewichen werden kann, bis ein Spiel erkannt wird. Dadurch dass es sich um eine Reihe von Zahneingriffen handelt und zudem die Mechanik nicht starr, sondern elastisch ist, was ebenfalls detektiert wird, gilt es, ein Toleranzband um die Extrema festzulegen. Toleranzbänder haben allerdings den Nachteil, dass sie eine Zeitkonstante innerhalb der Detektion mit sich bringen. Wenn sich somit zwei Zahnflanken voneinander lösen und einer der Zähne auf den gegenüberliegenden beschleunigt, wird dies erst nach Verlassen des Toleranzbandes erkannt. Da diese Zeit bei der Reaktion fehlt, muss das Verfahren so abgewandelt werden, dass es ohne diese Toleranz auskommt.

Eine mögliche Lösung ist, nicht absolute Werte der Geberdifferenz, die zunächst festgelegt werden müssten, zu erfassen, sondern nur schnelle Veränderungen die sprunghaft auftreten. Der Gradient der beim Abriss des Kraftschlusses vorkommt wird somit erkannt, während langsame Verschleißerscheinungen unberücksichtigt gelassen bleiben. Ein Ansatz ist, das Differenzsignal mit einem PT1-Filter soweit zu filtern, dass es ein deutliches Tiefpassverhalten zeigt, sodass schnelle Änderungen am Ausgang des Filters nicht erkennbar sind. Anschließend erfolgt ein Vergleich des aktuellen ungefilterten und des gefilterten Signals. Im verspannten Zustand sind beide Werte gleich also die Differenz gleich null. Kommt es allerdings zu einer Unstetigkeit, wird dies im aktuellen Differenzsignal sichtbar, worauf wiederum reagiert werden kann. Dieser erste Ansatz ist zwar funktionstüchtig, hat aber den Nachteil, dass schnell aufeinander folgende Effekte nicht detektiert werden und auch das Ende des Spiels nicht genau erkannt werden kann. Letztes verschlechtert die Dynamik des Gesamtsystems, denn nach dem Einsatz der verschleißreduzierenden Regelung muss möglichst schnell wieder zur Pitchregelung zurückgekehrt werden. Der Lösungsansatz mit dem





Abb. 4.12: Fehlerpositionen des Zahns

PT1-Glied ist zwar schnell in der Erkennung, da er ohne die direkte Nutzung des Gradienten durch Bildung der Ableitung auskommt, allerdings überwiegen seine Nachteile bezüglich der genauen Eingrenzung der Spielbereiche. Darum wird der mathematisch näherliegende Ansatz, die Ableitung des Weges und den so entstehenden Gradienten des Weges zu benutzen, weiterverfolgt.

Die naturgemäß verrauschten Gebersignale direkt zu differenzieren ist nicht möglich, da beide Gebersignale wertdiskret sind und daher das Kippen eines Bits mathematisch eine unendlich hohe Steigung besitzt. Daher müssen die Signale vorverarbeitet, also geglättet werden. Anschließend steht die Ableitung des Weges zur Verfügung, das heißt die Geschwindigkeit. Hierdurch entfallen die Offsetkorrektur sowie die Festlegung von Minimum und Maximum. Auf das Basisproblem bezogen den Impuls zu reduzieren, der sich proportional zur Geschwindigkeit verhält, ist die Auswertung der Geschwindigkeit, mit der sich die Zähne im Spiel aufeinander zubewegen, eine Methode, mit der auch Grenzwerte anhand der Physik eindeutig zu benennen sind. So kann eine Geschwindigkeit festgelegt werden, mit der sich die Zähne aufeinander zubewegen dürfen, ohne dass es zu Schädigungen kommt und dementsprechend die Regelung nicht eingreifen muss. Proportional zu dieser Geschwindigkeit kann wiederum die Reaktionsintensität festgelegt werden, mit der die verschleißreduzierende Regelung angreifen muss. Ferner ist die Beschleunigung relevant, um ein Ende des Spiels frühzeitig zu detektieren, da die zeitnahe Rückkehr zur normalen Regelung für die Performance der Pitchregelung sehr relevant ist.



4.2 Reaktionen

Es gibt zwei Betriebspunkte, zwischen denen unterschieden werden muss: Das Auftreten des Spiels während der Blattverstellung, beispielsweise beim Reversieren des Pitchantriebes, und das Auftreten bei festgebremstem Antrieb, beispielsweise bei Bewegungen vom Blatt durch den Wind. Kommt es zum Spiel während der Bewegung des Antriebs, wird direkt auf den Stromregelkreis des Umrichters zugegriffen. Genauer: Es wird der Drehzahlregelkreis unterbrochen und durch einen speziellen Drehzahlregler ersetzt. Dessen Aufgabe ist es, die Höhe des Stroms der aktuellen Antriebsgeschwindigkeit anzupassen, um bei den verschiedenen Geschwindigkeiten, bei denen das Spiel auftreten kann, jeweils eine angepasste Verzögerung vorzunehmen. Der Antrieb wird entsprechend durch die Beaufschlagung mit einem (relativ zur momentanen Drehrichtung) inversen, drehmomentbildenden Strom aktiv abgebremst. Dieser Vorgang ist abhängig von der Antriebsgeschwindigkeit und führt nicht zu einem Stillstand, sondern lediglich zu einer reduzierten Aufschlagsgeschwindigkeit und einem geringeren Impuls zwischen den Zahnflanken.

Kommt es bei einem festgebremsten Antrieb zum Spiel, kann die Mechanik nur durch Vernachlässigung der Blattposition geschont werden. Der Antrieb kann sich mit der von der Windlast initiierten Bewegung mitbewegen, um den Kraftschluss, das Auftreffen zweier Zahnflanken aufeinander, abzufedern. Anschließend wird die Regelung wieder dem normalen Betriebsregelkreis übergeben, der den so entstandenen Positionsfehler korrigiert. Beide genannten Reaktionen beziehen sich auf die Situationen, bei denen es bereits zum Spiel gekommen ist und versuchen, die Folgen zu reduzieren.

Die Informationen über das Aufkommen des Spiels werden durch die Blattgeber-Motorgeber-Kombination, siehe Abbildung 4.11, generiert. Liegt kein kritischer Fall vor, gibt es die Möglichkeit, bereits prophylaktisch für eine Vorspannung im Antriebsstrang zu sorgen. Daher könnte nach einem Pitchvorgang entschieden werden, in welcher Vorspannungssituation der Antrieb zum Stehen kommt. Durch die Addition des Spielweges zur Position kann nach einem Pitchvorgang noch das Spiel durchfahren werden, um eine gegenläufige Vorspannung herzustellen. Ob dieser Eingriff sinnvoll ist, kann nur über prädiktive Verfahren beantwortet werden. Hierzu müssen Erfahrungswerte darüber vorliegen, welches Vorzeichen das Drehmoment der Windlast oder die Antriebsdrehzahl als nächstes hat. Alle zyklisch auftretenden Effekte in Abhängigkeit der Nabenposition sind teilweise vorherbestimmbar und können zu dieser Entscheidungsfindung herangezogen werden.



4.2.1 Reaktion bei Antriebsbewegung

Bewegt sich der Antrieb, und es kommt zum Spiel, muss der Antrieb abbremsen und mit einer geringen Geschwindigkeit durch das Spiel fahren, bis der Kraftschluss wiederhergestellt ist. Anschließend kann wieder beschleunigt und zur normalen Pitchregelung zurückgekehrt werden. Bei Erkennung des Spiels wird der Regelkreis zwischen Drehzahl- und Stromregler unterbrochen und stattdessen ein, zur Drehrichtung negativer momentbildender Strom eingepreßt, wie im Flussdiagramm 4.15 links zu sehen ist. Dieser Strom ist im Vergleich zum Normalbetrieb relativ hoch und bremst den Antrieb im Millisekundenbereich ab, bis dieser eine Drehzahlschwelle unterschreitet, die für die Mechanik nicht als schädlich einzustufen ist. Ab diesem Zeitpunkt wird der Antrieb mit einem konstanten geringen Drehmoment bewegt, bis es zum Kraftschluss kommt. Ab diesem Moment ist die Mechanik wieder voll belastbar. Die verschleißreduzierende Regelung schaltet dann zurück zur normalen Regelung und verbindet wieder Drehzahl- und Stromregler der Kaskade, wie im Flussdiagramm 4.15 rechts zu sehen ist.

4.2.2 Reaktion bei Antriebsstillstand

Stöße im Getriebe, die durch die Last hervorgerufen sind, sind zwar nicht vom Antrieb verschuldet, können aber dennoch von diesem abgefedert werden. Um die Geschwindigkeit des auftreffenden Zahnes und damit den Impuls zu reduzieren, darf der Antrieb in diesem Fall nicht in einer Form reagieren, die das Spiel überwindet, wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben. Ansonsten würden Last und Antrieb in unterschiedliche Richtungen drehen und somit die Aufschlaggeschwindigkeit die Summe beider Geschwindigkeiten sein, was wiederum den Verschleiß nicht reduziert, sondern erhöht, da zwei beschleunigte Zahnflanken dann aufeinander treffen, statt dass nur eine beschleunigte auf eine stehende Flanke trifft. Vielmehr muss der Antrieb in dieselbe Richtung drehen, um im besten Fall eine Geschwindigkeit zu erreichen, die nur leicht unter der Geschwindigkeit der von der Last verursachten Bewegung liegt. Dieses Ziel ist allerdings mit einigen Einschränkungen verbunden, denn der Antrieb verlässt in einem solchen Fall vorsätzlich seine Position. An dieser Stelle gilt es, eine Regelung zu finden, die einen Mittelweg beschreibt, einerseits die Belange der Pitchregelung berücksichtigt und den Pitchwinkel möglichst beibehält, andererseits aber das Getriebe schont. Beide Punkte sind im vorliegenden Fall konträr zueinander, denn den Winkel nicht zu verlassen würde bedeuten, dass die Zahnflanke der Blattseite auf die stehende Zahnflanke der Antriebsseite schlägt. Das Getriebe zu schonen würde hingegen die Zahnflanke der Antriebsseite so lange vor dem Zahn der Blattseite herbewegen, bis entweder das Blatt stehen bleibt, was bei Belastung nicht in vertretbarem Weg zu erwarten ist, oder die Geschwindigkeiten beider Zahnflanken nur einen derart geringen Unterschied aufweisen, dass sich beide Flan-



ken aneinanderschmiegen. Zum letzten Fall ist zu bemerken, dass sich theoretisch der Weg und der Impuls proportional zueinander verhalten. Ein Impuls, der beim Aufeinandertreffen gleich null ist, würde auch eine Differenzgeschwindigkeit von null fordern, was wiederum bedeuten würde, dass sich beide Zahnflanken bis ins Unendliche voreinander herbewegten. Das Ziel kann also nicht sein, den Impuls auf null zu reduzieren, nicht einmal den Impuls auf ein bestimmtes Maß zu reduzieren, sondern in gegebenem Weg, also der maximal zulässigen Pitchwinkelabweichung, den Impuls zu reduzieren. Welcher Wert sich ergibt, hängt dabei allein von der durch den Wind hervorgerufenen Beschleunigung ab, sofern Antriebsbeschleunigung und Massenträgheit konstant sind.

Ziel und damit Hauptbedingung dieser besonderen Regelungsart ist es trotzdem, den Antrieb so zu beschleunigen, dass die Differenzgeschwindigkeit gegen null geht. Der Geschwindigkeitsregler der normalen Pitchregelung wird kurzzeitig ersetzt durch einen PID-Regler, dessen Eingangsgröße die Differenzgeschwindigkeit ist, wie die Grafik 4.13 verdeutlicht. Beide Positionssignale, sowohl von Blattgeber als auch vom Motorgeber, werden differenziert. Damit fallen konstante additive Faktoren, wie etwa der montagebedingte Offset, heraus. Das macht eine Parametrierung in Abhängigkeit der Montagelage überflüssig und eliminiert einen weiteren Störfaktor. Die Subtraktion beider Geschwindigkeiten ergibt eine Differenzgeschwindigkeit, die direkt auf den Regler geführt wird, der sie wiederum zu null regeln wird. Ohne Einschränkungen würde diese Regelungsart dazu führen, dass sich beide Zahnflanken in festem Abstand, wie beschrieben, voreinander herbewegen. Diese Betrachtung ist rein theoretisch, da der Antrieb nicht annähernd die Dynamik besitzt, um in der gegebenen Zeit derart zu beschleunigen. Viel wichtiger als die Betrachtung der Geschwindigkeiten ist die der daraus resultierenden Beschleunigung. Je größer die Geschwindigkeit des Blattes, desto schneller beschleunigt der Pitchantrieb. Bei moderaten Bewegungen wird somit nicht mit der gleichen Dynamik reagiert, wie es bei schnellen Stößen der Fall wäre. Die Regelung beansprucht daher nicht alle Teile des Antriebsstrangs gleich stark, sondern verhält sich situationsgerecht. Das theoretische Hauptprinzip der Regelung bleibt aber, dargestellt in Grafik 4.13, die Geschwindigkeit, mit der die Zähne aufeinandertreffen, so gering wie möglich zu regeln. Nebenbedingung ist, der Position treu zu bleiben und nicht der von der Last verursachten Bewegung so lange zu folgen, bis es zum Kraftschluss kommt. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle in der Regelung ein maximaler Winkel festgelegt, bis zu dem eine Abweichung tolerabel ist. Ist dieser Winkel erreicht, wird zur normalen Pitchregelung zurückgekehrt.

Während bei der Regelung in Antriebsbewegung das Drehmoment und die Drehzahl, mit der die Zahnflanken aufeinandertreffen, vorherbestimmt werden kann, wird in dem Regelbetrieb aus dem Stillstand lediglich das Ziel verfolgt, den Impuls zu reduzieren. Bei dieser Betrachtung des Verfahrens werden zwei Fälle erkennbar:

Erster Fall: Die Zahnflanken treffen aufeinander, bevor die Position unzulässig verlassen wurde. Dieser Fall sollte der Regelfall sein und wird durch die begrenzte Beschleunigung



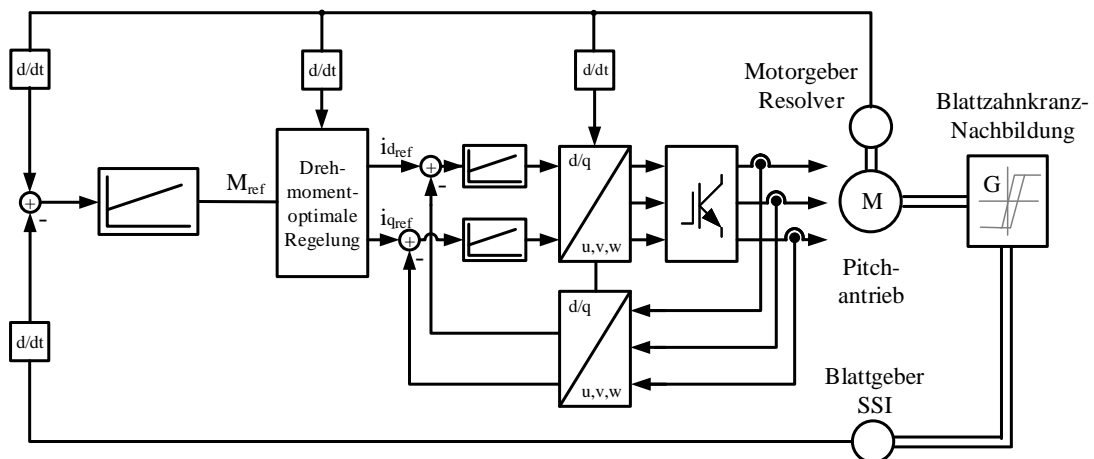


Abb. 4.13: Struktur zum Ausregeln der Differenzgeschwindigkeit

des Antriebs bedingt. Der Geschwindigkeitsersatzregler wird darum die Geschwindigkeitsdifferenz nicht zu null regeln, sondern lediglich dafür sorgen, dass der Antrieb der Situation angepasst beschleunigt und damit die Aufschlagsgeschwindigkeit reduziert wird. In diesem Fall wird die Differenzgeschwindigkeit also zu null, bevor die Position unzulässig verlassen wurde.

Zweiter Fall: Die Zahnflanken treffen innerhalb der zur Verfügung stehenden Distanz nicht aufeinander, die Blattpositionstoleranz wird somit überschritten. In dieser Situation gibt es drei Lösungsansätze. Im einfachsten Fall wird die getriebeschonende Regelung überbrückt und der normale Regelkreis aufgeschaltet. Der Antrieb würde dann in die Gegenrichtung beschleunigen und es würde zum Aufeinandertreffen beider Zahnflanken unterwegs kommen, im schlimmsten Fall mit der Summe der Geschwindigkeiten. In einem zweiten Lösungsweg würde die Regelung einfach abgeschaltet, bis das Getriebeispiel nicht mehr besteht, also die verursachende Zahnflanke auf die feststehende trifft. Anschließend wird zurückverfahren. In dieser Situation wäre der Verschleiß nicht reduziert, aber auch nicht erhöht worden. Der letzte Fall wäre, eine Positionsregelung einzusetzen, die nicht abrupt an der maximalen Positionsabweichung stehen bliebe, sondern viel mehr ein Profil im Spiel durchführe. Zunächst erfolgt eine maximale Beschleunigung, anschließend eine Verzögerung, bis die maximale Position erreicht würde. So wäre sichergestellt, dass einerseits die Position nicht verletzt würde, andererseits zumindest eine minimale Geschwindigkeit des Antriebs beim Auftreffen bestünde. Siehe Flussdiagramm 4.15 in der Mitte.



4.2.3 Zusammenfassung der Reaktionen

Einen Überblick zu den beschriebenen Algorithmen bietet das Flussdiagramm 4.15. Wurde ein Spiel erkannt, wird abgefragt, ob die Geschwindigkeit des Zahns, genauer die Geschwindigkeitsdifferenz beider Gebersignale (v_{diff}) im Spiel zu hoch ist und damit oberhalb einer für die Schädigung relevanten Grenze (v_{smooth}) liegt. Zudem muss sich der Zahn beschleunigen und die Regelung darf noch nicht länger als die Timeoutbedingung laufen. Anschließend wird geprüft, ob Antrieb oder Last das Spiel verursachen, genauer, welcher der beiden die höhere Geschwindigkeit hat. Im ersten Fall wird dann mit einem reduzierten drehmomentbildenden Strom durch das Spiel gefahren. Im zweiten Fall wird überprüft, ob bereits mehr als 1° Pitchwinkel vom Sollwert abgewichen wurde. Wenn das nicht so ist, wird die Regelung aktiv.

Der Drehmomentsollwert für den Stromregler muss in diesem Fall abhängig von der im Spiel auftretenden Geschwindigkeit sein. Die Ableitung der Differenz beider Geberpositionen ist die Geschwindigkeit, mit der sich ein Zahn auf den anderen Zahn innerhalb des Spiels zubewegt. Diese Geschwindigkeit bedingt die Regelgröße des Antriebs, denn im besten Fall beschleunigt der Antrieb möglichst so, dass zwischen der Geschwindigkeit des Zahns der Blattseite und der Geschwindigkeit des Antriebs nur eine minimale Differenz besteht, sodass der Impuls beim Auftreffen des Zahnes möglichst gering ist.

Ein PID-Regler wird dazu verwendet, die Reaktion des Antriebs anzupassen, denn je größer die Beschleunigung ist, desto geringer ist die Differenzgeschwindigkeit und damit der Impuls beim Kraftschluss, aber desto länger dauert auch der Ausgleichsvorgang, da sich der von der Last getriebene Blattzahnkranz vor dem Pitchantrieb her bewegt. Da der Motor aufgrund der Massenträgheit in der kurzen Zeit kaum auf die Geschwindigkeit des von der Last getriebenen Blattzahnkranzes kommt, soll diese Regelung nur abfedern: genauer durch die gleichsinnige Bewegung den Impuls einerseits durch die kleinere Aufschlagsgeschwindigkeit, andererseits durch die vom Antrieb invers getriebene Gegenkraft reduzieren.

Zur Veranschaulichung des Vorgangs dient Abbildung 4.14. Das obere Ritzel ist der Antrieb, beispielsweise das Abtriebsritzel des Getriebes. Unten ist die Lastseite dargestellt, beispielsweise ein Blattzahnkranz, der in der Realität innenverzahnt ist. Im ersten Bild liegen die

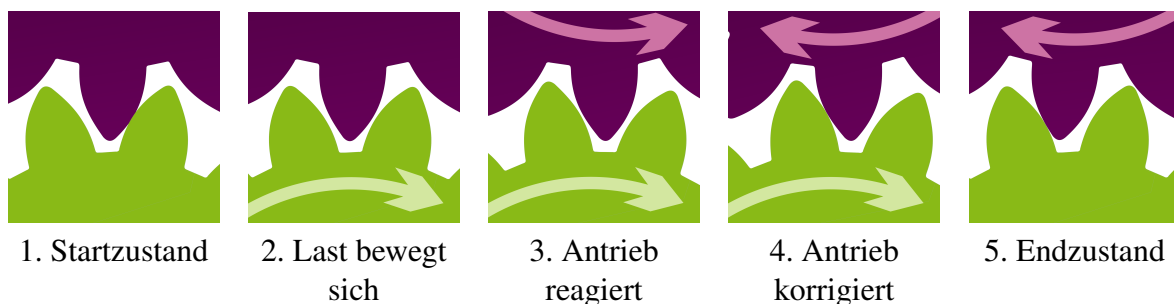


Abb. 4.14: Vorgang der Verschleißreduzierung bei Antriebsstillstand



Zahnflanken auf der rechten Seite an. Im zweiten Bild bewegt sich die Lastseite, was von der verschleißreduzierenden Regelung erkannt wird, die mit einer entsprechenden Bewegung in die gleiche Richtung, Bild drei, reagiert. Nach dem elastischen Auftreffen der Zahnflanken aufeinander in Bild vier, wird wieder auf die Ausgangsposition zurückgefahren, wie die letzte Abbildung zeigt.

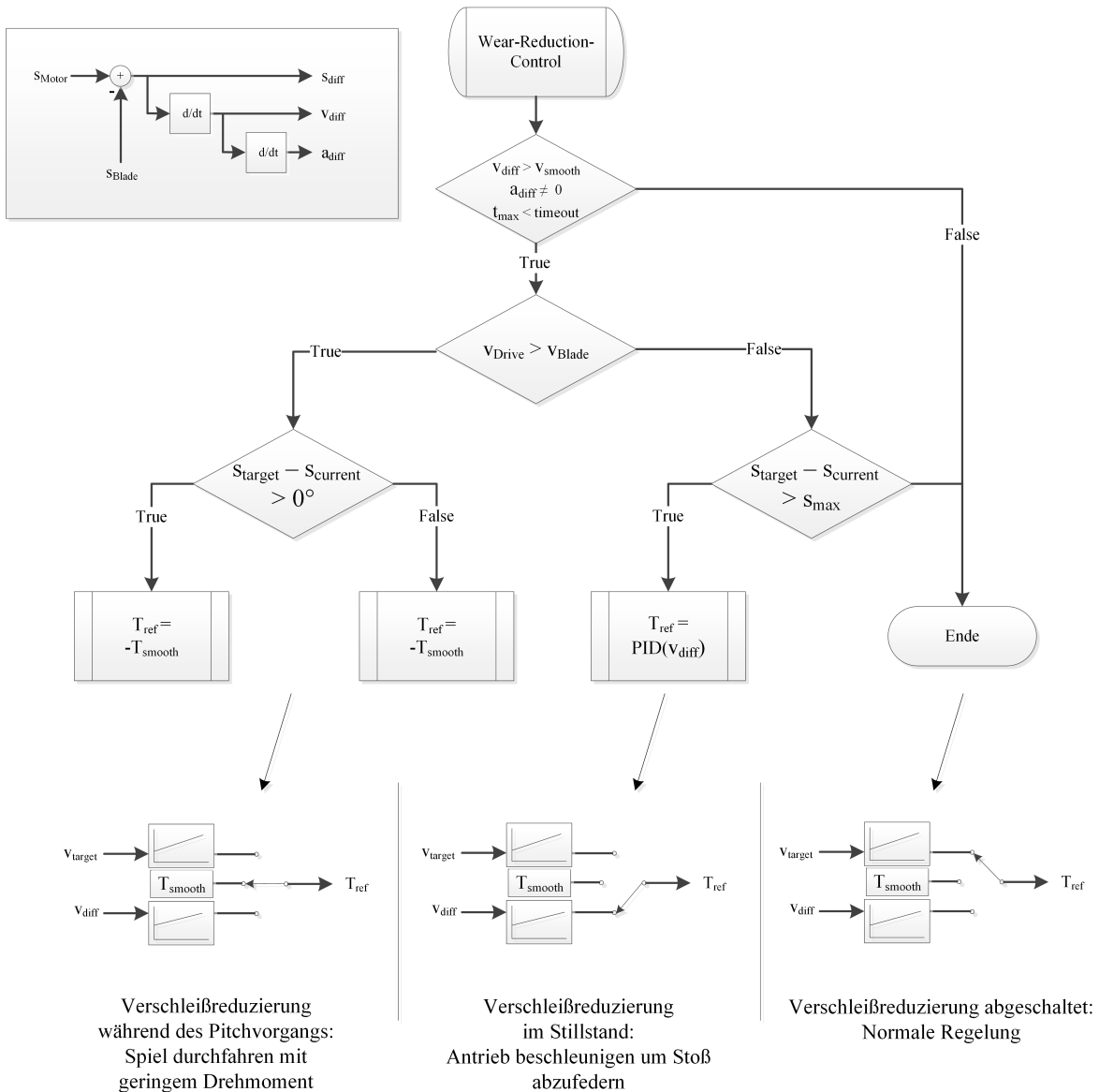


Abb. 4.15: Flussdiagramm der Verschleißreduzierung



4.2.4 Prädiktive Regelung

Es gibt einige Lastwechsel innerhalb des Pitchsystems, die eine Periodizität aufweisen. Wird die Einzelblattregelung eingesetzt, ist entsprechend der Grafik 2.15 bereits im Voraus bekannt, dass beim Überschreiten der Blattpositionen 12- und 6-Uhr das Blatt in die entgegengesetzte Richtung drehen muss. Es wäre beim Erreichen dieser Positionen sinnvoll, bereits die Zahnflanken aneinander zu legen, über die voraussichtlich im nächsten Schritt die Kraft übertragen werden muss.

Weitere periodischen Effekte entstehen durch die Gravitationswirkungen auf das Blatt, weshalb sich die Belastungen zwischen einem Blatt, das sich von 12- nach 6-Uhr bewegt, zu der Bewegung von 6- nach 12-Uhr unterscheiden. Die Auswirkungen auf die Kraftübertragungstrecke des Pitchsystems sind ebenfalls merklich, da durch die Kombination von Windlast und Blattschwerpunkt die Kräfte auf den Antriebsstrang ebenfalls unterschiedlich sind. In einigen Belastungssituationen kann auch hier eine Periodizität erkannt und entsprechend das Pitchgetriebe vorgespannt werden.

Ein weiterer aber durchaus komplexerer Punkt ist die Belastung durch den Wind. Die einfachste Möglichkeit der Vorherbestimmung liegt in der Auswertung der Messungen vorgelagerter Anlagen. Als Extrembeispiel dient ein dicht gebauter Windpark mit Anlagenabständen von drei Rotordurchmessern bei Anlagen mit einem Rotordurchmesser von 140 m. In Hauptwindrichtung wären diese Abstände deutlich auf Sicherheit und aerodynamische Auswirkungen zu prüfen, in einer Nebenwindrichtung aber möglich. Bei einer Windgeschwindigkeit von 25 m/s würde eine einfallende Böe nach 16,8 Sekunden die nächste Anlage erreichen. Diese Zeit ist ausreichend, um entsprechende Maßnahmen der Abwitterung zu treffen und eine belastbare und spielfreie Situation innerhalb des Pitchsystems zu schaffen.

Generell ist die kurzzeitige Vorherbestimmung der Windlast ein aktuelles Thema. Dabei geht es hauptsächlich darum, die Anstellwinkel der Flügel im zeitlichen Sinne passend zum Wind zu wählen, ferner kann aber auch der Azimut entsprechend gewählt werden. Im Normalfall wird erst durch die Turbinensteuerung reagiert, somit im Nachhinein, wenn der Wind bereits zu einer Drehzahlsteigerung geführt hat, die es zu reduzieren gilt. Ist der Wind vorhersehbar, können die Flügel zum richtigen Zeitpunkt, also passend zum Auftreffen des Windes auf den Flügel, gestellt werden. Die Belastung auf Flügel, aber auch auf Turm und Turbine können damit deutlich reduziert und homogenisiert werden.

Eine Möglichkeit der Vorherbestimmung des Windfeldes ist die optische Messung mit einem bewegten Laserstrahl, somit einem LiDAR (light detection and ranging). Der LiDAR wird dabei auf der Gondel installiert und ist damit automatisch in der Windrichtung ausgerichtet, wie die Abbildung 4.16 verdeutlicht. Per Prismenoptik wird der Laserstrahl abgelenkt und vollführt entsprechend der Ansteuerung der Prismen einfache Kreise, Zykloidenbahnen oder Lissajous-Figuren weit vor der Anlage. Die Reflektion an den Aerosolen in der Luft werden detektiert und meist anhand der Dopplerverschiebung zwischen den Wellenlängen von



emittierten zu reflektiertem Licht die Geschwindigkeit bestimmt. Die Entfernung wird dabei durch die Fokussierung des Lasers definiert, nicht selten wird dabei die Messung in unterschiedlichen Entfernungen wiederholt. Durch die Prismen- und Fokussierlinsenpositionen ist der Messort bekannt, sodass das einströmende Windfeld bestimmbar ist. In Abhängigkeit der Messgeschwindigkeit sind viele hundert Messpunkte pro Sekunde zu erfassen und durch Interpolation der Wind an jedem Punkt der Anlage schon vor dem Auftreffen bekannt.

Neben dem LiDAR mit seinen vielen Derivaten existieren noch weitere Fernmessverfahren, wie der SoDAR. Dieser arbeitet akustisch (Sound oder Sonic) und strahlt in der Regel senkrecht nach oben ab. Durch Laufzeit und Dopplerverschiebung lassen sich die Windgeschwindigkeiten in verschiedenen Höhen erfassen. Das Problem, insbesondere bei Offshoreanlagen besteht darin, dass dieses Gerät für die angestrebte Nutzung in Windrichtung vor den Anlagen installiert werden müsste. Für Wettervorhersage und Aufzeichnung werden sogenannte Windprofiler eingesetzt. Sie zählen zu den Wetterradargeräten und arbeiten in gleicher Abdeckungsrichtung, aber deutlich unterschiedlichen Frequenzen. Dementsprechend haben sie auch den gleichen Nachteil bezüglich des Standortes. Alle Verfahren können einige Kilometer in der Höhe messen, allerdings schlecht aufgelöst (mehrere Meter). Für den konkreten Einsatz in der Windkraft sind sie daher nur eingeschränkt einsetzbar, weshalb der LiDAR vordergründig Erwähnung findet.

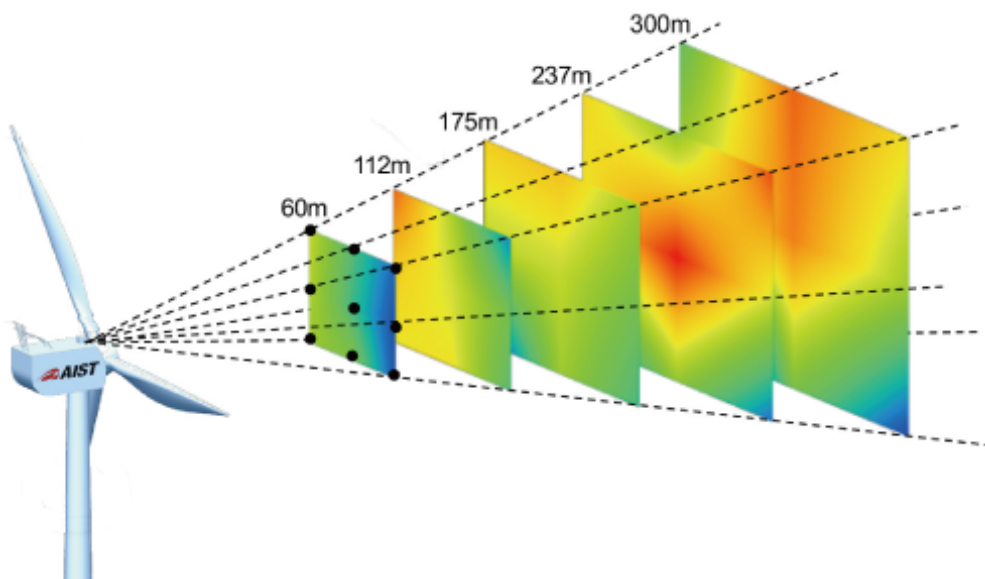


Abb. 4.16: LiDAR-Messung an einer Windkraftanlage [17]



Kapitel 5

Simulation

Zur Untersuchung des Getriebebaus wurde eine theoretische Betrachtung per MATLAB-Simulation vorangestellt. Bevor das Gesamtsystem simuliert wird, das durch seine Komplexität noch eine Vielzahl an Nebeneffekten mit sich bringt, wird das Phänomen des Getriebebaus abstrakt in Form eines Feder-Masse-Systems abgebildet, das anschließend zu einem Getriebebauelement entwickelt wird.

5.1 Getriebebauelement

5.1.1 Feder-Masse-System

Ein Feder-Masse-System gilt als Grundmodell für jedes schwingfähige System. Es ist in diesem Zusammenhang ähnlich einem Ersatzschaltbild, denn es bildet die verschiedenen Eigenschaften eines mechanischen Systems jeweils als Ersatzkomponente ab, siehe Abbildung 5.1. Die Feder c beschreibt die Kräfte im System, die proportional zum Weg sind,

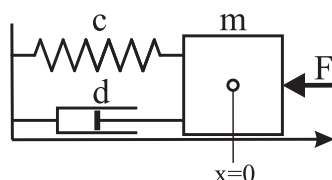


Abb. 5.1: Einfaches Feder-Masse-System

und stellt damit das flexible schwingfähige Verhalten des Getriebes dar. Die Masse m beschreibt die Masse der beweglichen Komponenten des Systems, die eine Beschleunigung erfahren müssen. Im Falle des Getriebes entspricht das der Massenträgheit, die aus dem Datenblatt des Getriebes entnommen oder messtechnisch ermittelt werden kann. Die Masse im

Feder-Masse-System bildet die Kräfte ab, die proportional zur Beschleunigung sind. Zu dem System gehört auch eine Dämpfung d , weswegen die Bezeichnung Feder-Masse-Dämpfer-System präziser wäre. In der Ersatzdarstellung 5.1 bewegt sich die Masse reibungsfrei auf der Fläche. Luftwiderstände sind ebenfalls nicht vorhanden. Ein solch ideales System würde ohne Dämpfung unendlich lange schwingen, sollte es eine Anregung erfahren. Um sich einem realen System anzunähern, ist der Dämpfer erforderlich, der die Reibung im Getriebe abbildet und dessen Kraft proportional zur Geschwindigkeit ist.

Die Federkraft ist positionsabhängig, denn die Federkraft steigt proportional zu ihrer Auslenkung (siehe Gleichung 5.8). Die Dämpfung ist geschwindigkeitsabhängig, denn je größer die Geschwindigkeit desto größer ist die Dämpfungskraft. Feder und Dämpfer arbeiten gegen die Bewegungskraft und ergeben so die beiden Rückführungen im System in MATLAB-Simulink, das die Abbildung 5.2 zeigt. Im Feder-Masse-System aus Abbildung 5.2 gibt es

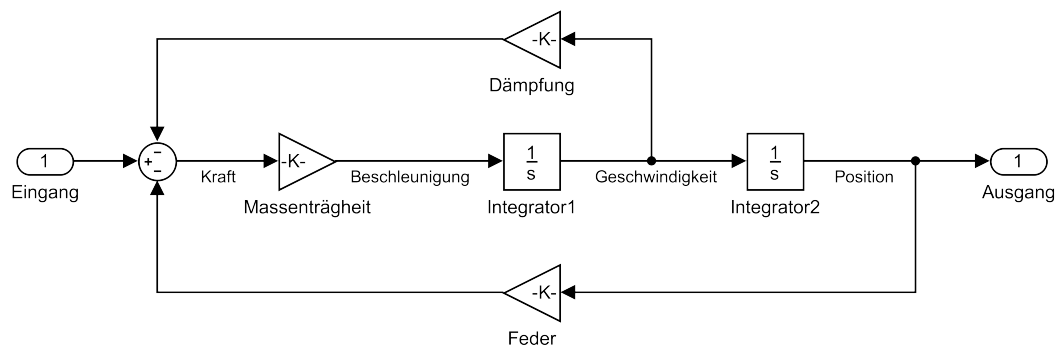


Abb. 5.2: Einfaches Feder-Masse-Simulink-Modell

nur eine Eingangskraft. Daher hat die Last noch keinerlei Auswirkungen auf das Getriebe. Im realen System ist aber davon auszugehen, dass von beiden Seiten, genauer An- und Abtriebsseite, Kräfte auf das Getriebe einwirken, wie es die Skizze 5.3 verdeutlicht. Es gibt somit die Massenträgheit des Getriebes, die Massenträgheit des Blattes sowie die Kräfte von Motor und Wind. Verbunden sind sie über eine Feder, die den Antriebsstrang, also alle mechanischen Komponenten zwischen beiden Kräften, beschreibt. Eine Dämpfung besteht ebenfalls in allen Komponenten. Diese Darstellung ist linear und daher unproblematisch.

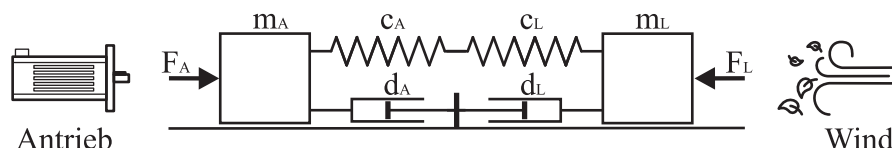


Abb. 5.3: Feder-Masse-System



Um in diesem System die Unstetigkeit, genauer das Getriebeispiel abzubilden, wird die Federkonstante als nichtlinear angenommen, die Feder genauer als Feder mit wegabhängiger Federkonstante betrachtet, die im Graphen 5.4 skizziert ist. Die Skizze 5.4 zeigt zwei Stei-

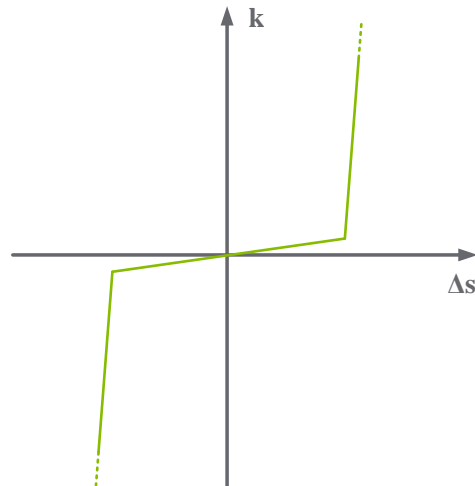


Abb. 5.4: Federsteifigkeit

gungen. Mathematisch ideal wäre die Steigung null im Spiel und unendlich außerhalb. Tatsächlich ist das Getriebe aber nicht unendlich steif, sondern leicht flexibel, daher wird es als sehr steife Feder dargestellt. Im Spiel findet auch eine minimale Kraftübertragung statt, da die Bewegung des Schmiermittels von der Eingangsseite ebenfalls für eine Reaktion des Getriebeausgangs sorgt. Hier ist das Verhalten durch eine sehr weiche Feder abgebildet. Die

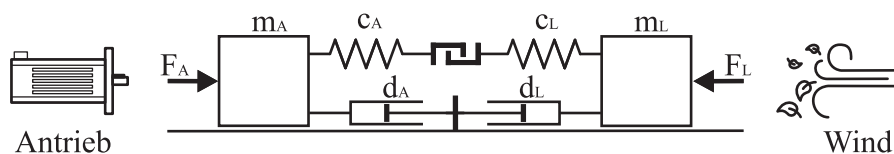


Abb. 5.5: Feder-Masse-System mit Spiel

Quantität der Steigung ist zunächst aber unbedeutend. Viel wichtiger ist die Tatsache, dass das Spiel in hohem Maße nichtlinear ist, was zum Tragen kommt, wenn sich das Vorzeichen von Last oder Antrieb relativ zur jeweiligen Gegenkraft ändert. Ansonsten verhält sich die Feder linear, mit konstantem Faktor k . Die schematische Darstellung 5.5 modifiziert das Schema aus Grafik 5.3 und verdeutlicht den Effekt.

Die mathematische Betrachtung des Feder-Masse-Systems aus Abbildung 5.1 ist:

$$F = m\ddot{x} + c\dot{x} + kx \quad (5.1)$$



Wird die Federkonstante k als wegdifferenzabhängige Größe $k(\Delta x)$ betrachtet, wird daraus, passend zu Abbildung 5.5:

$$F = m\ddot{x} + c\dot{x} + k(\Delta x)x \quad (5.2)$$

Als differenzielle Gleichung erster Ordnung, wobei $F = u$ gilt, folgt die Schreibweise:

$$\dot{x}_1 = x_2(t) \quad (5.3)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{k(\Delta y)x}{m}x_1 - \frac{c}{m}x_2 + \frac{1}{m}u \quad (5.4)$$

$$y(t) = x_1(t) \quad (5.5)$$

Im Zustandsraum dargestellt sieht das Feder-Masse-System mit Dämpfung dann wie folgt aus:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k(\Delta y)x}{m} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} u \quad (5.6)$$

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

In der Systemmatrix A eines äquivalenten Zustandsraumes ist k also keine Konstante mehr. Für ein solches System ändert sich die Systemmatrix je nach Lastsituation.

Werden nun zwei Feder-Masse-Systeme mit der oben angegebenen Darstellung zusammengebracht, ergibt sich das gekoppelte Feder-Masse-System. Wichtig ist dabei, dass sich beide Systeme den Rückkopplungsweig der Feder teilen, wie in Abbildung 5.6 dargestellt wird.

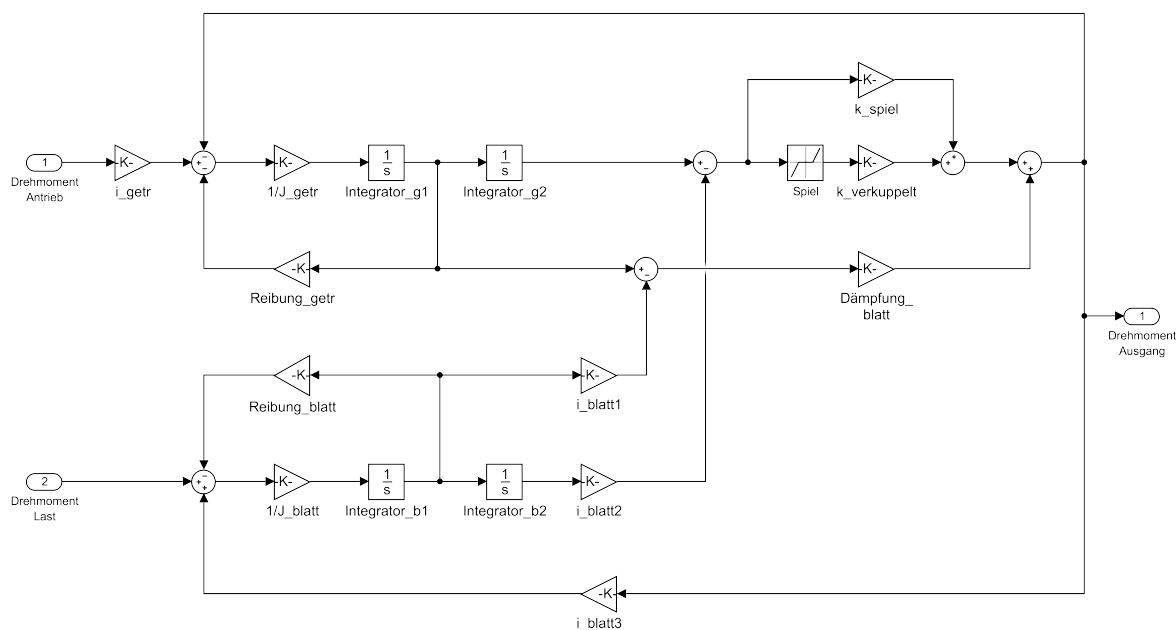


Abb. 5.6: MATLAB-Modell Feder-Masse-System mit Spiel

5.1.2 Abbildung des Spiels

Für die Abbildung von Nichtlinearitäten stellt MATLAB-Simulink einige Funktionsblöcke zur Verfügung. Die zwei im Rahmen der Spielsimulation eingesetzten Blöcke sind *Dead Zone* und *Backlash*. Der Block *Dead Zone* bildet um den Wert null ein Band definierbarer Ausdehnung, in dem das Eingangssignal nicht transferiert wird. Jede Änderung des Eingangssignals innerhalb des Bandes verändert den Ausgangswert nicht. Erst beim Verlassen des Bandes kommt es wieder zu einem Transfer und damit zu einem Sprung am Ausgang. Der Block *Backlash* ist komplexer, was daran liegt, dass das Spiel von den relativen Veränderungen der Position abhängig ist. Wechselt das Eingangssignal seine Richtung (nicht sein Vorzeichen), kommt es zu dem entsprechenden Verhalten. Besteht beispielsweise ein Spiel der einheitenlosen Größe 1 innerhalb einer Übersetzung, ist dieses nicht bei einer absoluten Position zu finden, etwa von 0 bis 1 oder $-0,5$ bis $0,5$, wie es der Block *Dead Zone* abbilden würde. Vielmehr entscheidet die Differenz zwischen der vorherigen Position zu $t - 1$ und der aktuellen t , was mathematisch dem Vorzeichenwechsel der Geschwindigkeit entspricht, ob es zum Spiel kommt. Diese Aussage hat nur sehr begrenzte Gültigkeit, denn tatsächlich wird mit dieser Hilfsdarstellung nur das Speicherverhalten des Getriebes abgebildet, also seine Eigenschaft, an einer gesetzten Position unendlich lange zu verharren. Zu Simulationszwecken ist diese Annahme ausreichend, da sich die Übertragungsrichtung nicht ändern kann. Die physikalischen Eigenschaften des Getriebespiels sind allerdings zeitunabhängig und weisen bezüglich des Spiels nur die Positionsabhängigkeit auf. Bei einem Sinussignal am Eingang beispielsweise, würde der Block *Backlash* jeweils im Minimum und Maximum der Funktion seine Wirkung zeigen, der Block *Dead Zone* hingegen im Nulldurchgang.

Um den Aufbau realitätsnäher zu gestalten, ist innerhalb des Spiels die Federwirkung nicht unterbrochen, sondern die Federkonstante nur sehr weich. In der Realität entspricht diese Darstellung der Schmierfettverdrängung. Da alle mechanischen Teile dauerhaft geschmiert werden, ist nicht davon auszugehen, dass tatsächlich während der Lose Ein- und Ausgangsseite entkoppelt sind. Da diese Federkonstante um ein Vielfaches kleiner ist als die Federkonstante im kraftschlüssigen Fall, wo sie die Steifigkeit des mechanischen Systems darstellt, wird dieser Weg bei Kraftschluss nicht unterbrochen, sondern besteht weiterhin parallel, leistet aber aufgrund der Größenverhältnisse einen vernachlässigbaren Beitrag. Diese Vernachlässigungen halten das System übersichtlich und beschränken die Anzahl von verwendeten Blöcken mit nichtlinearem Charakter auf eins, da andernfalls eine Umschaltung stattfinden müsste, dessen Umschaltpunkt ebenfalls definiert werden muss.



5.1.3 Kombination von Ein- und Ausgang

Die Grafik 5.7 stellt ein einfaches Getriebe mit Antriebsseite (links, kleines Zahnrad) und Abtriebsseite (rechts, großes Zahnrad) dar. Um dieses Getriebe als ideale Übersetzung zu simulieren, genügen als Eingang Drehmoment und Drehzahl wie das Wissen über Massenträgheit, Übersetzungsfaktor und Verlustleistung, genauer Reibung. Das Drehmoment am Ausgang würde sich in der Abbildung 5.7 um den Faktor 1,5 erhöhen, die Drehzahl sich entsprechend um den gleichen Faktor reduzieren. Um das Modell um das Getriebebeispiel zu

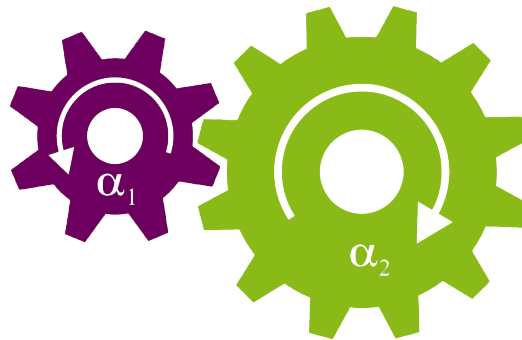


Abb. 5.7: Zahnradmodell

erweitern, reichen die Größen Drehmoment und Drehzahl nicht aus, denn eine Umkehr des Drehmomentes würde aus einer beschleunigten Bewegung lediglich eine verzögerte Bewegung machen, was nicht dazu führt, dass das Getriebeispiel durchfahren wird. Ein Vorzeichenwechsel in der Drehzahl ist hilfreicher unter der Bedingung, dass die Reibung der Last an der Abtriebsseite größer ist als die Last selbst. Wird der Last beim Reversieren nur nachgegeben, kommt es ebenfalls nicht zum Durchfahren des Spiels. Das Getriebeispiel muss somit zwingend über die Position definiert werden, genauer über die Positionsdifferenz zwischen Ein- und Ausgang.

In Abbildung 5.6 ist das Spiel im Rückkoppelzweig angewandt. Durch die Verkopplung von Längendifferenz Δx , Federkonstante D und Kraft F nach folgender Gleichung,

$$F = k \cdot \Delta x \quad (5.8)$$

ist es nötig, hier den Block *Dead Zone* anzuwenden, da er auf die Wegdifferenz, nicht aber auf den Weg selbst wirkt. Andernfalls müsste der Block *Backlash* eingesetzt werden. Nur in einem Bereich zwischen der Federkompression und der Federexpansion, also um den Punkt

$$\Delta x = x - x_0 \approx 0 \quad (5.9)$$

besteht das Spiel.



Der Plot in Grafik 5.8 zeigt das Ergebnis der Simulation. Oben sind die Kräfte zu sehen, mit der die Massen bewegt werden. Das resultierende Ergebnis, die Position, ist im unteren Plot erkennbar. Im Übergang, wo die erste Kraft kleiner wird als die zweite, ändert sich die Position schlagartig. Ebenfalls ist das Spiel zu erkennen, wenn aus dem kraftfreien Zustand

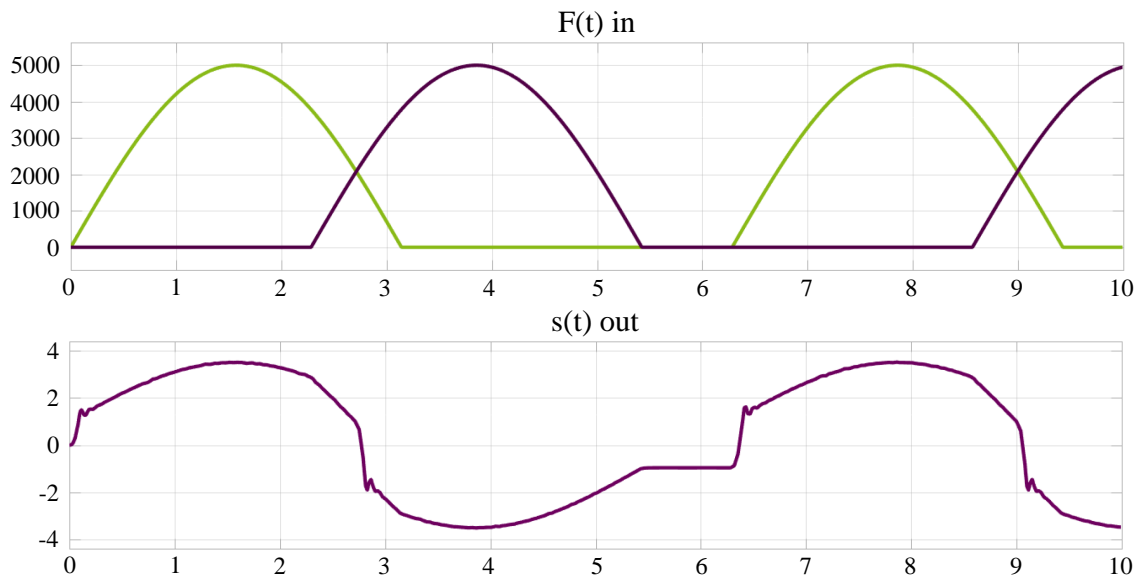


Abb. 5.8: Ergebnis der Simulation

eine Seite beginnt, die Kraft aufzubauen, und zunächst gar keine Positionsänderung erfolgt. Die isolierte Abbildung des Getriebes, mit Drehmomenteingang und Drehmomentausgang, ist in Simulink möglich, aber nicht unproblematisch. Das liegt hauptsächlich daran, dass sich die Drehzahl nicht aus dem Drehmoment ergibt, wenn die Massenträgheit unbekannt ist. Die Massenträgheit ist aus Sicht des Antriebs vom Zustand der Kraftschlüssigkeit abhängig, wahlweise die vom Getriebe mit und ohne der des Blattes, die den größten Anteil ausmacht. Das Spiel selbst ist eine Funktion der Position, die Reibung eine Funktion der Geschwindigkeit. Die Daten über diese Größen sind damit in jedem Fall zur Simulation notwendig.

Alle Größen des Getriebeausgangs, also Drehmoment, Drehzahl und Geschwindigkeit, sind abhängig vom Spiel, was wiederum positionsabhängig ist. Im einfachsten Fall muss die Position differenziert werden, um Geschwindigkeit und Beschleunigung zu erhalten. Mathematisch ist das zwar korrekt, aber mit verrauschten Signalen gestaltet sich die Anwendung des Differentialen schwierig, da das Rauschen dazu führt, dass kleine aber schnelle Positionsdifferenzen, hohe Geschwindigkeitsänderungen und im weiteren Schritt riesige Beschleunigungen ergeben, die aber im realen System nicht vorkommen.

Um dem entgegenzuwirken, kann das Rauschen mit Filtern eliminiert werden. Dieser Lösungsweg hat allerdings den Nachteil, dass ein parasitäres Zeitverhalten entsteht. Abhilfe wäre die Anwendung der Savitzky-Golay-Glättung, mit der das verrauschte Signal durch



eine Funktion angenähert wird, allerdings muss der Signalverlauf bekannt sein, was das Verfahren nicht onlinetauglich macht.

Für die einfache übersichtliche Abbildung des Getriebebeispiels reicht allerdings die vorliegende Darstellung aus. Für das Gesamtsystem muss das Getriebe nicht isoliert betrachtet werden, sondern kann in das Gesamtsystem eingebunden werden. Der Positionsausgang ist dann nicht der Getriebeausgang, sondern die Blattposition und damit das Ende der Simulationsgrenze.

5.2 Gesamtsystem

Das Gesamtsystem kann in vier Blöcke unterteilt werden, die dem realen System nachempfunden sind, siehe Abbildung 5.13. Diese Darstellung entwickelt ein ursprünglich von Moog erstelltes MATLAB-Modell einer Windkraftanlage weiter [47]. Der erste Block (siehe Abbildung 5.9) bildet den Umrichter ab. Positionssollwert sowie die Sensoranschlüsse für Motor und Blattgeber sind hier herausgeführt. Da die Signalpfade in MATLAB unidirektional sind, wird die Belastung des Umrichters mit Hilfe des Belastungsdrehmoments abgebildet, das einen weiteren Eingang benötigt. Der Ausgang dieses Blockes ist der Strom, der in den Motor fließt.

Hauptsächlich tritt der Umrichter als Regler in Erscheinung. Er wird durch Positions- und Geschwindigkeitsregler, ferner durch Übertragungsverzögerungen an den Sensoreingängen und der Quantisierung der Sensorsignale, zudem der Quantisierung des Stroms sowie dem Tiefpassverhalten durch die begrenzte Bandbreite abgebildet. Der Motor wandelt den Strom

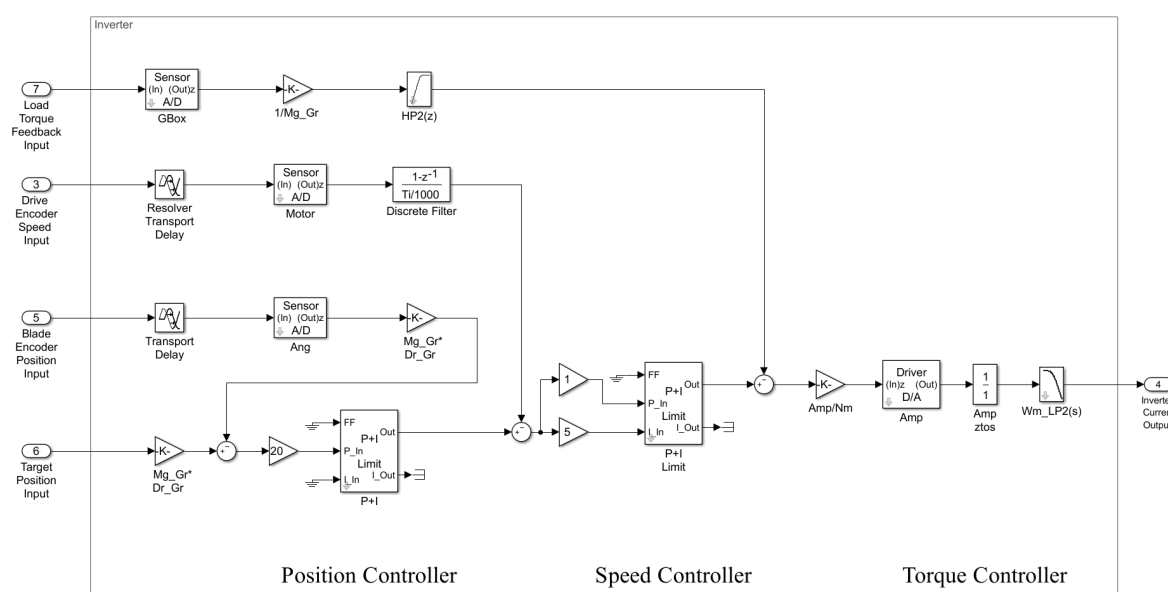


Abb. 5.9: MATLAB-Modell Umrichter



in ein Drehmoment um, gemäß der Maschinengleichung. So hat er hauptsächlich den Eingang Strom und den Ausgang Drehmoment (siehe Abbildung 5.10). Die Drehzahl des Motors wird einerseits als Rückkopplung für den Geschwindigkeitsregler im Umrichter benötigt, womit der Resolver nachgebildet wird. Andererseits ist sie für die Modellierung der Maschine selbst relevant, da in die Maschinengleichung der Fluss mit eingeht. Der Fluss ist wiederum spannungsabhängig und damit von der Spannungszeitkonstante der Maschine beeinflusst, die drehzahlabhängig ist. Die Belastung des Motors ist ein zusätzlicher Eingang, der benötigt wird, ähnlich wie es sich bei dem Block des Umrichters verhält. Für die

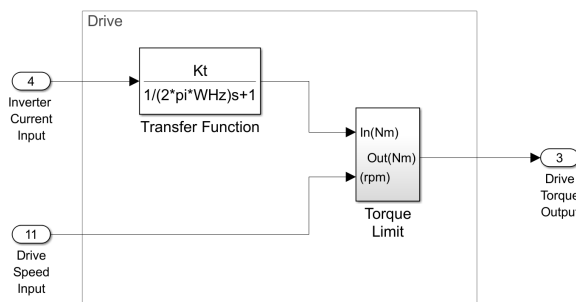


Abb. 5.10: MATLAB-Modell Pitchantrieb

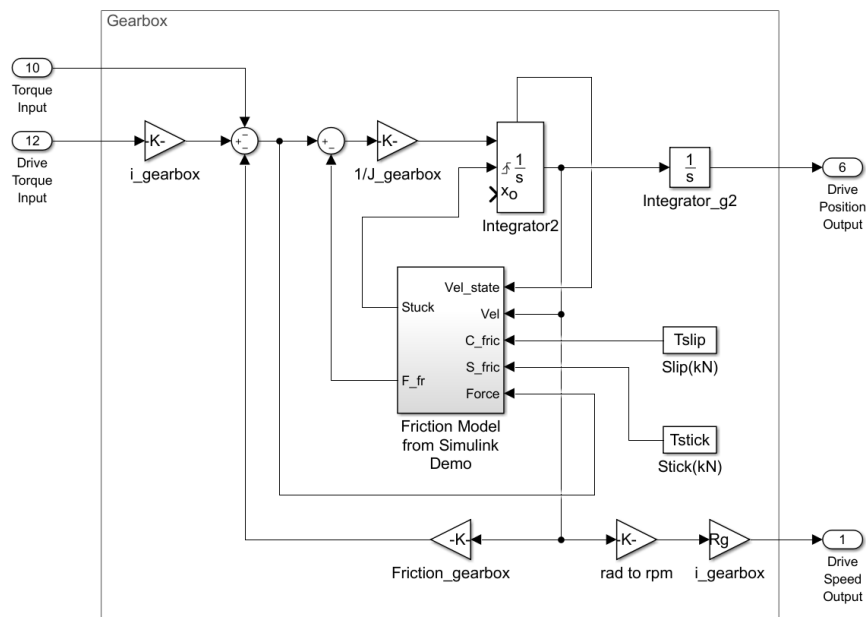


Abb. 5.11: MATLAB-Modell Getriebe

Modellierung des Getriebes (Abbildung 5.11) und des Blattes (Abbildung 5.12) gilt hauptsächlich die Ausführung aus Kapitel 5.1. Erweitert wird das Modell durch die Haft- und Gleitreibung, die mit Hilfe von Bibliotheksfunktionen abgebildet werden. Außerdem werden in dem Feder-Masse-Modell die Übersetzungsfaktoren stets als eins angenommen und



darum nicht dargestellt. Für das Spiel selbst ist der Übersetzungsfaktor unerheblich, für das Gesamtsystem aber von elementarer Bedeutung, weswegen auch diese Faktoren in Drehzahl und Drehmoment eingebunden wurden.

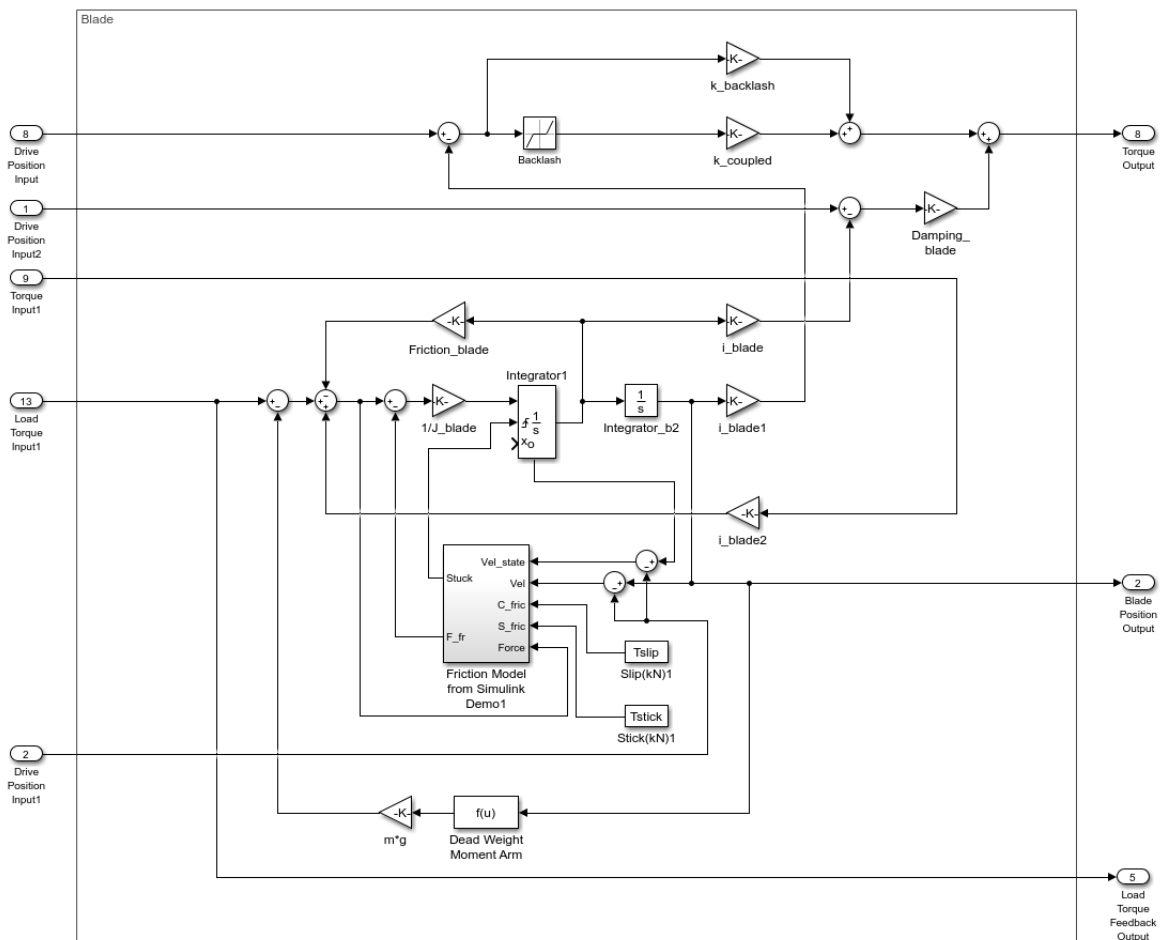


Abb. 5.12: MATLAB-Modell Rotorblatt

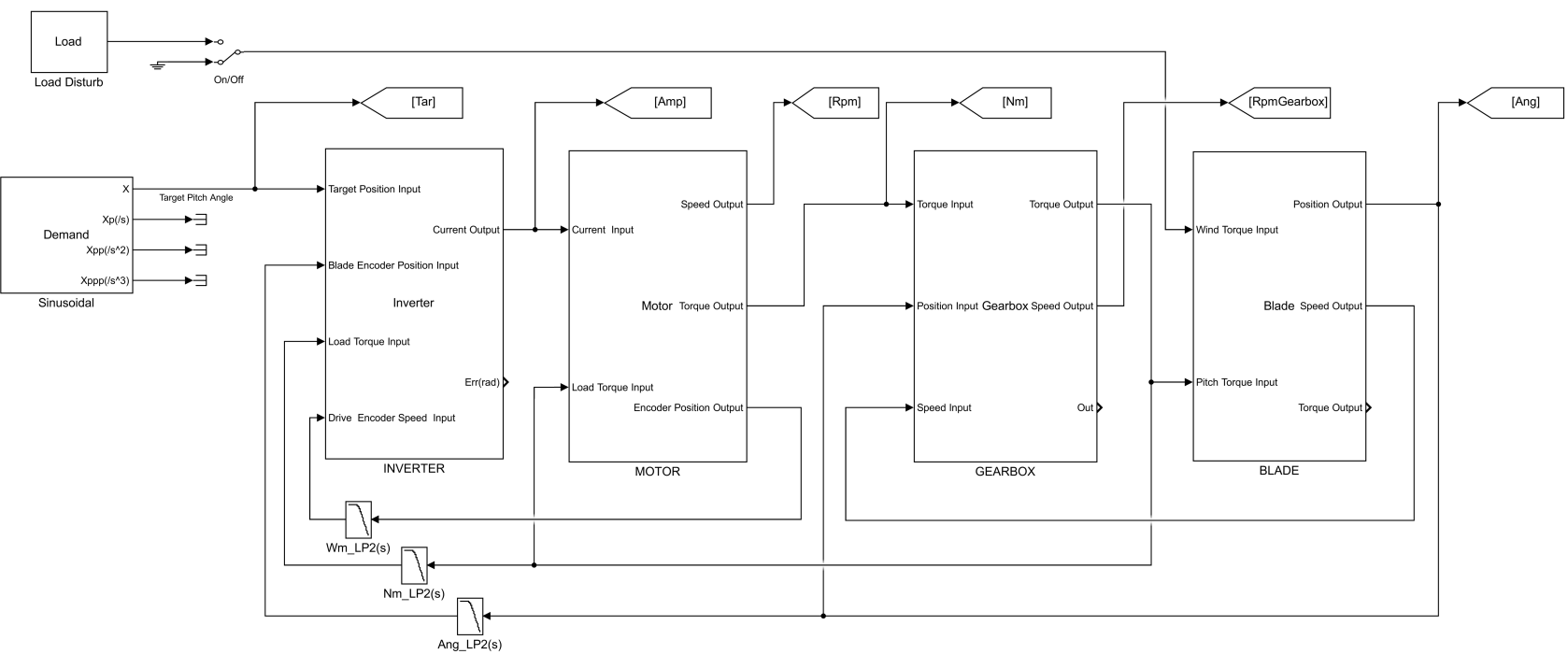


Abb. 5.13: Gesamtes MATLAB-Modell



5.3 Störmomentbeobachter

Der in Kapitel 4.1.4 beschriebene Störmomentbeobachter wurde ebenfalls zunächst in MATLAB untersucht. Eingänge des Modells sind die Sollposition, die in der Regel von der übergeordneten Steuerung kommt, und die Rückführung vom Blattgeber. In MATLAB-Simulink wurde das Modell allerdings nicht diskret umgesetzt, sondern direkt als C-Code in einen S-Function-Block implementiert, der wiederum in das Simulink-Modell eingebunden werden konnte. Vorteil dieses Verfahrens ist, dass der Beobachter so direkt auch in die Umrichter-Software übernommen werden kann.

Die Abbildung 5.14 zeigt einen Testaufbau in MATLAB-Simulink. Der Pitchwinkelsollwert aus der Turbinensteuerung und die Sensorrückführung, also der Blattgeber, werden vom Beobachter verarbeitet. Zudem geht der Positionssollwert in den Profilgenerator, der ebenfalls als C-Code vorliegt. Ausgang des Profilgenerators sind die Position, die zum Positionsregler führt, sowie der Vorsteuerwert für den Geschwindigkeitsregler.

Erkennt der Beobachter Spiel, schaltet er die Regelung um. Das Profil zum Durchfahren des Spiels kommt aus einem speziellen Profilgenerator, der langsam das Spiel durchfährt. Für die Zeit wird der Eingang des normalen Profilgenerators abgekoppelt. Ist das Spiel durchfahren, wird wieder auf das normale Bewegungsprofil zurückgeschaltet.

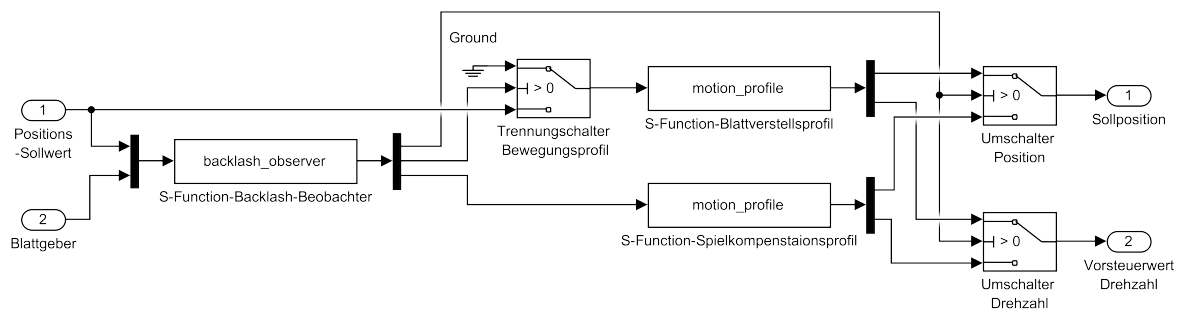


Abb. 5.14: Störmomentbeobachter in MATLAB



5.4 Finite-Elemente-Methode

Da die Schädigung des Zahns im Vordergrund steht, gleichzeitig genau diese Größe nicht einfach messtechnisch zu erfassen ist, ist es sinnvoll, mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode die Vorgänge in der Mechanik anhand von einzelnen lokalen Messungen darstellen zu können.

Die genaue Messtechnik wird im Kapitel 6.8.1 vorgestellt, die entsprechenden Ergebnisse in Kapitel 7.1. Daraus folgt, dass es sich hierbei, in Abweichung zu den vorangestellten Kapiteln, nicht um eine vorbereitende Simulation handelt, deren Ergebnisse anschließend am Prüfstand angewendet werden. Es handelt sich vielmehr um ein Hilfsmittel, das auch in den beschriebenen Kapiteln immer wieder in Erscheinung tritt und die folgenden Schritte begleitet.

Aus der Planungsphase des Prüfstands, wie ihn das Kapitel 6 umfassend beschreibt, bestehen umfangreiche Modelle der Mechanik. Diese Modelle beinhalten alle Dimensionen des Prüfstandes und können deshalb direkt in einer FEM-Simulation eingebunden werden.

Aufgrund der Struktur dieser Arbeit sind die Ergebnisse der Simulation an dieser Stelle nicht weiter ausgeführt. Zwei Grafiken werden aber vorweggenommen, da ihre Ergebnisse auch in die folgende Konstruktion des Prüfstandes, genauer der Messtechnik, beschrieben im Kapitel 6.8.1, eingeht. Die Grafiken 5.15 zeigen die Kraftverläufe im Zahn in Zug- und Druckrichtung. Neben der naheliegenden Konzentration der Kräfte am Berührungspunkt der Flanken ist der Verlauf des Kraftfeldes durch den Zahn zu erkennen. Der Berührungspunkt selbst ist positionsabhängig, der Verlauf der Spannungen im Zahn hingegen insofern ähnlich, weil er am Zahnfußrand konzentrierter ist als in der Zahnmitte. Aus diesem Grund wurden an dieser Stelle die Dehnungsmessstreifen, bereits in diesen Grafiken angedeutet, montiert.

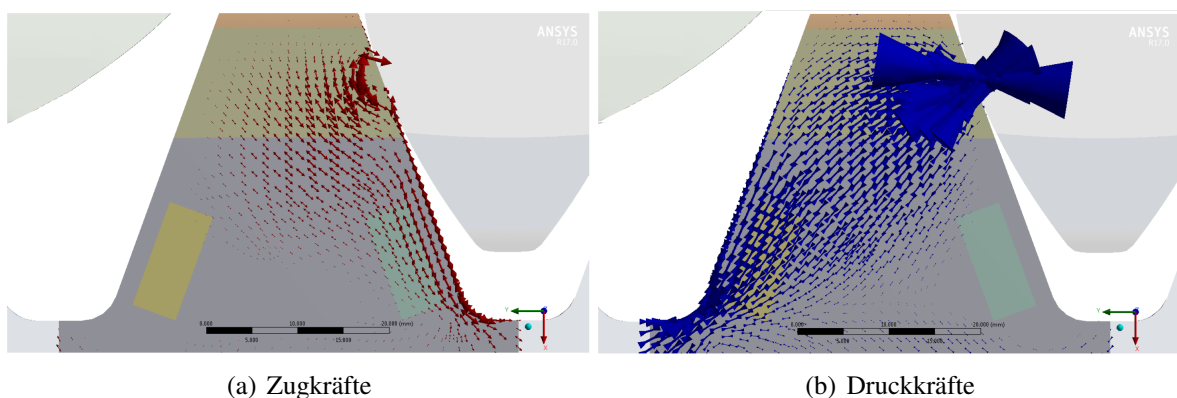


Abb. 5.15: Kräfte am Zahn



Kapitel 6

Umsetzung und Prüfstand

Ein wesentlicher Bestandteil dieser Arbeit ist die praktische Umsetzung der beschriebenen Ansätze. Zwar sind theoretische Grundüberlegungen, gestützt durch Simulationen, wie sie in den voranstehenden Kapitel beschrieben wurden, unabkömmlich, aber Theorie und Simulation bedienen sich diverser Vereinfachungen und Modellbildungen und betrachten jeweils nur Teilbereiche, nicht aber das Gesamtsystem und sämtliche Randeffekte. Da diese Arbeit das Ziel einer industrienahen Weiterentwicklung hat, endet sie nicht mit der theoretisch-akademischen Betrachtungsweise. Vielmehr ist es unabkömmlich, dem Schritt der Umsetzung in Hard- und Software – mit vorangestellter Entwicklung geeigneter Testumgebungen und Prüfständen – einen entsprechenden Raum zu geben, wenn nicht sogar einen majoritären Anteil beizumessen.

Wichtigste Komponente ist dabei der Antriebsumrichter. Dieser Umrichter muss einige Voraussetzungen erfüllen, die im Kapitel 6.1 beschrieben werden. Er ist die Plattform, auf der die verschleißreduzierende Regelung implementiert ist, die dann vom Pitchantrieb (Kapitel 6.3) mechanisch umgesetzt wird.

Die zu betrachtenden Effekte finden in der Mechanik statt, die aus diesem Grund auch abgebildet werden muss, was das Kapitel 6.4 beschreibt.

Neben allen elektrischen und mechanischen Baugruppen am Blatt wird die Belastung der Mechanik durch den Wind abgebildet, was mit Hilfe einer weiteren Maschine (Kapitel 6.6) nebst Umrichter (Kapitel 6.5) realisiert wird.

Pitchantrieb und Windlastsimulationsaktorik müssen mit Hilfe eines übergeordneten Systems angesteuert werden, was sich gleich oder ähnlich der Turbinensteuerung (TCU - Turbine Control Unit) in der Windkraftanlage, die die Sollwerte für den Pitchantrieb generiert, verhält. In der Anlage werden die Pitchwinkel anhand von einigen Betriebsparametern generiert (siehe Kapitel 2), die auf dem Prüfstand nicht vorhanden sind. Die Pitchwinkel-Sollwerte für den Prüfstand müssen daher aus Aufzeichnungen von Anlagen oder Simulationen kommen. Gleichzeitig muss sich auch die Last, also der Wind, entsprechend verhalten. Auch hier kön-

nen die Werte aus Anlagen oder Anlagensimulationen stammen. Beide Werte müssen dann simultan an beide Umrichter versendet werden, was die dritte Komponente, die übergeordnete Steuerung, siehe Kapitel 6.7, übernimmt.

Letzter Bestandteil der praktischen Erprobung ist die Messtechnik. Im Kapitel 6.8 wird nochmals insbesondere auf die Sensoren eingegangen, die in der Anlage später nicht existieren, sondern nur zur Erprobung eingesetzt werden.

Die Abbildung 6.1 zeigt den mechanischen Aufbau des Prüfstandes. Die Erklärung zu den einzelnen Komponenten, die im Untertitel benannt werden, erfolgt in den folgenden Kapiteln.



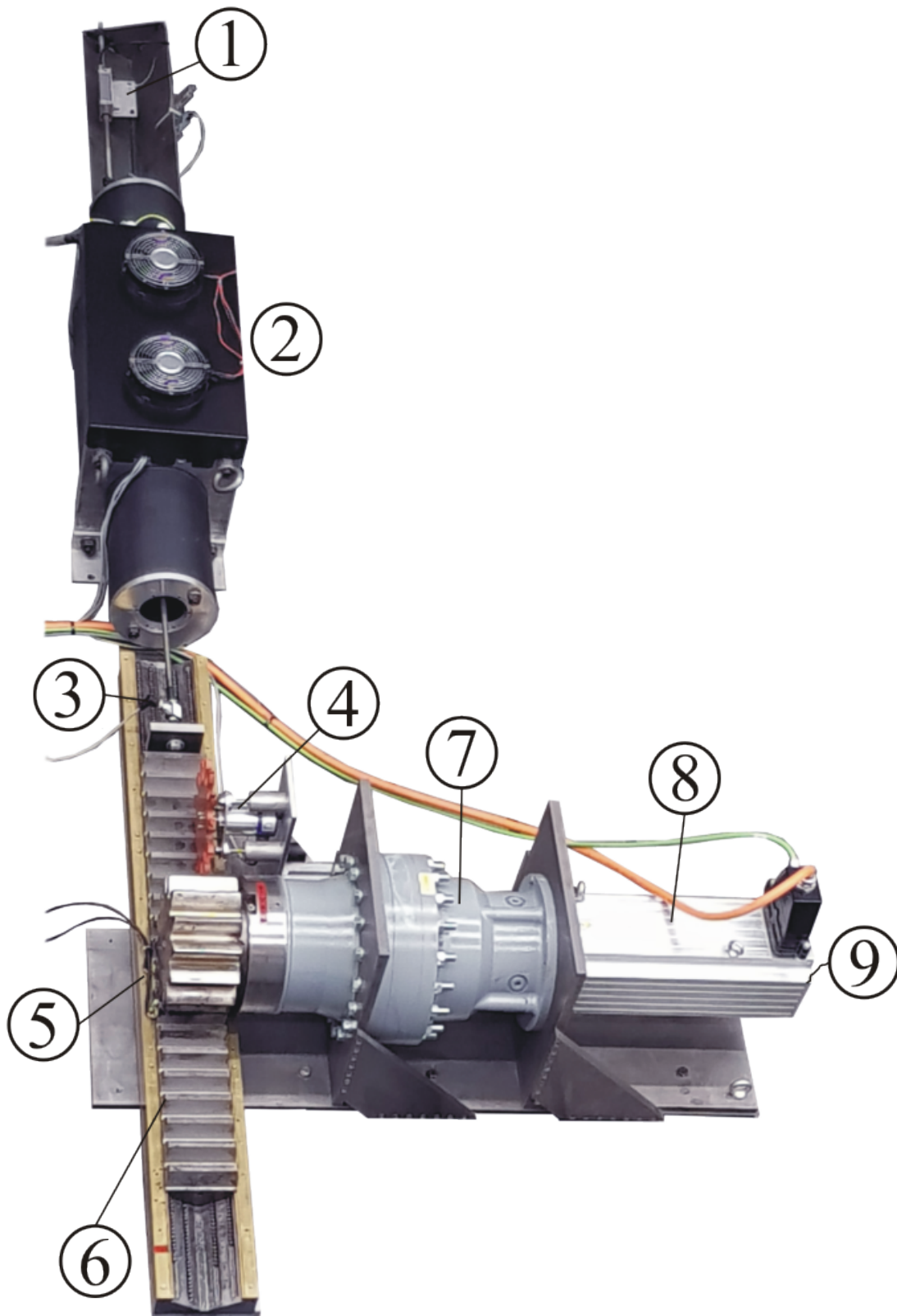


Abb. 6.1: Foto vom Prüfstand

Kompletter Prüfstand mit ① Positionssensor 6.6.2, ② Linearmotor 6.6, ③ Kraftsensor 6.8.2, ④ Blattgeber 6.3.3, ⑤ Dehnmessstreifen 6.8.1, ⑥ Zahnstange 6.4.2, ⑦ Getriebe 6.4.1 und ⑧ Pitchantrieb 6.3.1 mit ⑨ Resolver 6.3.2

6.1 Pitchumrichter-Hardware

Der Einsatz der verschleißreduzierenden Regelung setzt bestimmte Hardware und die Möglichkeit voraus, eigene Software im Umrichter zu implementieren, die in die Regelung eingreifen kann. Aus diesen Gründen konnte kein Industrieumrichter eingesetzt werden, weshalb eine eigene Umrichterplattform entwickelt wurde, in der der volle Softwarezugriff, Hardwareerweiterungen und Anpassungen, beispielsweise Änderungen an der Strommessung, möglich sind. Hintergrund dieser Anforderung ist, dass der Maximalstrom nicht alleine mit Hilfe der Typenschildparameter des Antriebs zu spezifizieren ist, sondern eventuell deutlich höher sein muss, was hauptsächlich durch den negativen, drehmomentbildenden Strom bedingt wird. Diese Anforderung wiederum kommt daher, dass nach dem Erkennen des Spiels der Antrieb mit maximalem Strom abgebremst werden muss, um möglichst schnell auf eine moderate Geschwindigkeit zu kommen, um so das Aufschlagen der Zahnflanken zu verhindern.

Neben der daraus folgenden Möglichkeit, die Leistungsmodule austauschen zu können, muss die Strommessung gleichermaßen variabel sein, einerseits, um sie proportional skalierbar zu den Leistungsmodulen zu halten, somit ergibt sich diese Anforderung aus der Ersten; andererseits, um eventuell andere Sensorarten zu testen, da für einige Lösungswege eine hochauflösende und genaue Strommessung elementar sein kann.

Eine nächste Anforderung ergibt sich durch die Anzahl der anzuschließenden Sensoren. Klassische Antriebsumrichter kommen in der Regel mit einer einzigen Geberschnittstelle aus, während in dieser Anwendung sowohl ein Motorgeber zur Vektorregelung (Rotorlage, Kommutierung) als auch ein Blattgeber benötigt wird. Der Blattgeber misst den aktuellen Pitchwinkel und ist für die Spielerkennung bei Closed-Loop-Methoden elementar. Ein Kraftsensormesssystem ist zur Auswertung und Analyse relevant. Die Sollwertvorgabe soll von der übergeordneten Steuerung per CANopen erfolgen, sodass auch hierfür Schnittstellen bereitstehen müssen. Nicht zuletzt muss eine Kommunikation zum PC erfolgen, um Parametrisierung und Analyse per Softwarescope zuzulassen.



6.1.1 Leistungsteil

Die Kernaufgabe der Leistungsplatine (siehe Abbildung 6.2) ist die Ansteuerung der IGBT-Module. Diese Module werden abgesetzt von der Platine, aber in unmittelbarer Nähe positioniert. Neben sechs IGBT-Gatesignalen von 15 V stellt die Leistungsplatine ein weiteres Gate-signal für einen Bremshopper-IGBT zur Verfügung. Die High-Side-Versorgungen müssen untereinander galvanisch getrennt sein, was durch DC/DC-Wandler realisiert ist. Die Versorgung der Low-Side-Gates sowie des Bremshopper-IGBTs erfolgt über einen gemeinsamen DC/DC-Wandler. Als Gatetreiber kommen ACPL-332J von Braodcom / Avago zum Einsatz, die eine optische Trennung zur Ansteuerung beinhalten, sodass die gesamte Ansteuerungs-platine vom Zwischenkreispotential elektrisch getrennt ist. Zudem bieten die Treiber eine Unterspannungsüberwachung und eine U_{ce} -Sättigungserkennung. Die Unterspannungsüber-wachung überwacht dabei die Ausgangsspannung des DC/DC-Wandlers, sodass sicherge-stellt ist, dass der IGBT-Treiber korrekt funktionieren kann. Die U_{ce} -Sättigungserkennung vergleicht die Spannung über der Kollektor-Emitter-Strecke mit einem Schwellwert. Idealerweise hat diese Strecke im eingeschalteten Zustand 0 V, real liegt hier eine Spannung von zirka 0,5 V bis 3 V an, die leicht abhängig vom Kollektorstrom und der Temperatur ist. Der Treiber vergleicht diese Spannung mit einer 6,5 V Referenzspannung und meldet einen Fehler, sobald die Kollektor-Emitter-Spannung höher als dieser Wert ist. Durch diese recht einfache Schaltung ist sichergestellt, dass der IGBT in der Sättigung und somit außerhalb des linearen Bereiches betrieben wird.

Ein weiterer Vorteil dieser Treiber, der ebenfalls zur Auswahl beigetragen hat, ist das Active Miller Clamping. Die dahinterstehende Funktion ist die Überbrückung des Gatevorwider-

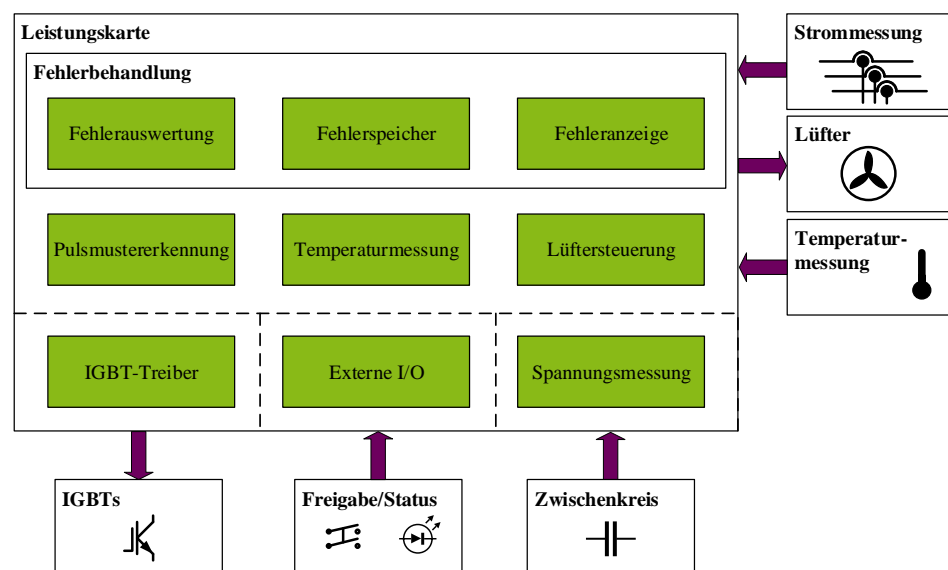


Abb. 6.2: Übersichtsbild Leistungskarte



stands beim Abschalten des Gates. Hierzu wird die Gatespannung überwacht und unterhalb von 2 V das Gate, genauer die parasitäre Gate-Kapazität, auch Miller-Kapazität genannt, ohne den Vorwiderstand und somit mit deutlich höherer Geschwindigkeit entladen. Der Vorteil dieses Verfahrens ist, dass schnelle Schaltzeiten trotz unipolarer Versorgungsspannung möglich sind.

Bei Fehlern von IGBT, Last oder Ansteuerung, die verhindern, dass der IGBT in Sättigung betrieben wird, schalten die Treiber automatisch ab und melden den Fehler der Regelung.

Die Fehlerüberwachung und -behandlung ist ein elementarer Bestandteil des Leistungsteils, insbesondere für die ersten Entwicklungsschritte, bei denen Fehler häufiger auftreten. Aber auch nach der ersten Entwicklungsphase hilft die Fehlereigensicherheit, das Schadensausmaß zu begrenzen, sollte es zu einer Störung kommen. Alle Fehler, die im Leistungsteil

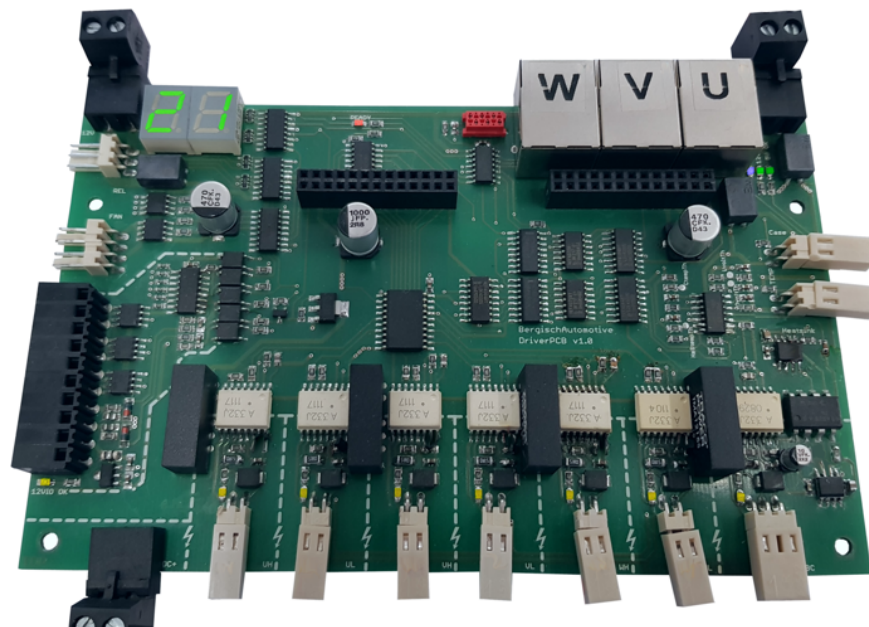


Abb. 6.3: Leistungsansteuerungskarte

auftreten, werden vom Leistungsteil autark verarbeitet, eine Abschaltung im Störfall selbstständig ausgeführt. Das hat den Vorteil, dass eine zweite Abschaltenebene eingeführt ist, die auch eine nicht sicherheitsgerichtete Reglersoftware zulässt. Zudem besteht eine Diversität dadurch, dass die Fehlererkennung in Analog- und Digitaltechnik ausgeführt ist und ohne Software auskommt, was hohe Reaktionsgeschwindigkeiten zulässt.



Folgende Fehler werden detektiert:

- Überströme in allen Phasen. Die Verarbeitung erfolgt allerdings auf den Stromsensorplatinen selbst, da diese für einen bestimmten Bereich spezifiziert sind. Bei Nennleistungsänderungen müssen nur die IGBT-Module und die Stromsensoren ausgetauscht werden. Eine Änderung der Treiberplatine ist nicht erforderlich.
- Überspannung im Zwischenkreis. Die Erkennung erfolgt per Komparatorschaltung.
- Unterspannung im Zwischenkreis. Die Erkennung erfolgt per Komparatorschaltung.
- U_{ce} -Desaturation für sieben Gate-Signale. Die Erkennung erfolgt durch die IGBT-Treiber selbst.
- Übertemperatur. Zwei Anschlüsse für NTC-Sensoren stellt die Treiberplatine zur Verfügung. Die Erkennung erfolgt per Komparatorschaltung.
- Brückengleichzündung. Die Erkennung erfolgt durch Gatter, wenn High- und Low-Side einer Halbbrücke gleichzeitig angesteuert werden.

Alle Störungssignale werden einzeln in einem Latch gespeichert, siehe Schaltbild 6.4. Das ist notwendig, weil einige Ereignisse sehr kurzzeitig auftreten und das Auslesen der Fehlerursache unter Umständen erst nach dem Abklingen der Ursache stattfindet. Besonders bei Überströmen ist das sehr wahrscheinlich, da das sofortige Abschalten den Strom wieder sinken lässt. Ein ähnliches Problem besteht bei den U_{ce} -Desaturation-Signalen, weil die Treiber bei Erkennung des Spannungsanstiegs das Gate-Signal selbständig abschalten und mit der nächsten Ansteuerungsflanke das Gatesignal erneut ansteuern und damit den Fehlerausgang zurücksetzen. Daher kommt für die Auswertung dieser Signale ohnehin nur eine Verarbeitung mit Gattern in Betracht. Die Ausgänge der Latches werden gemeinsam zu einem Abschaltsignal logisch ODER-Verknüpft. Für das sichere Abschalten würde es ausreichen, die Fehlersignale erst logisch ODER zu verknüpfen und anschließend in einem einzigen Latch zu speichern, was den Bauteil Aufwand reduzieren würde. Allerdings ist dann die Fehlerherkunft in den meisten Fällen nicht mehr zu erfassen. Um eine bessere Diagnosebasis zu schaffen, wurde dieser Weg gewählt, dessen Kosten nur marginal ins Gewicht fallen. Die Ausgänge der Latches werden neben den ODER-Gattern auf Schieberegister geführt, die selbst zyklisch von einem kleinen 8-Bit-RISC-Microcontroller ausgelesen werden. Dieser Controller stellt zur übergeordneten Regelung eine Zweidrahtschnittstelle zur Verfügung, mit der der Fehler auch bis zur Benutzerebene angezeigt werden kann. Zudem besitzt die Leistungskarte auch eine zweistellige Siebensegmentanzeige, die die Fehlerursache und den Betriebszustand direkt anzeigen kann, unabhängig von einer übergeordneten Steuerung. Die Kühlung der Leistungsbauteile kann über zwei 12 V-Lüfter



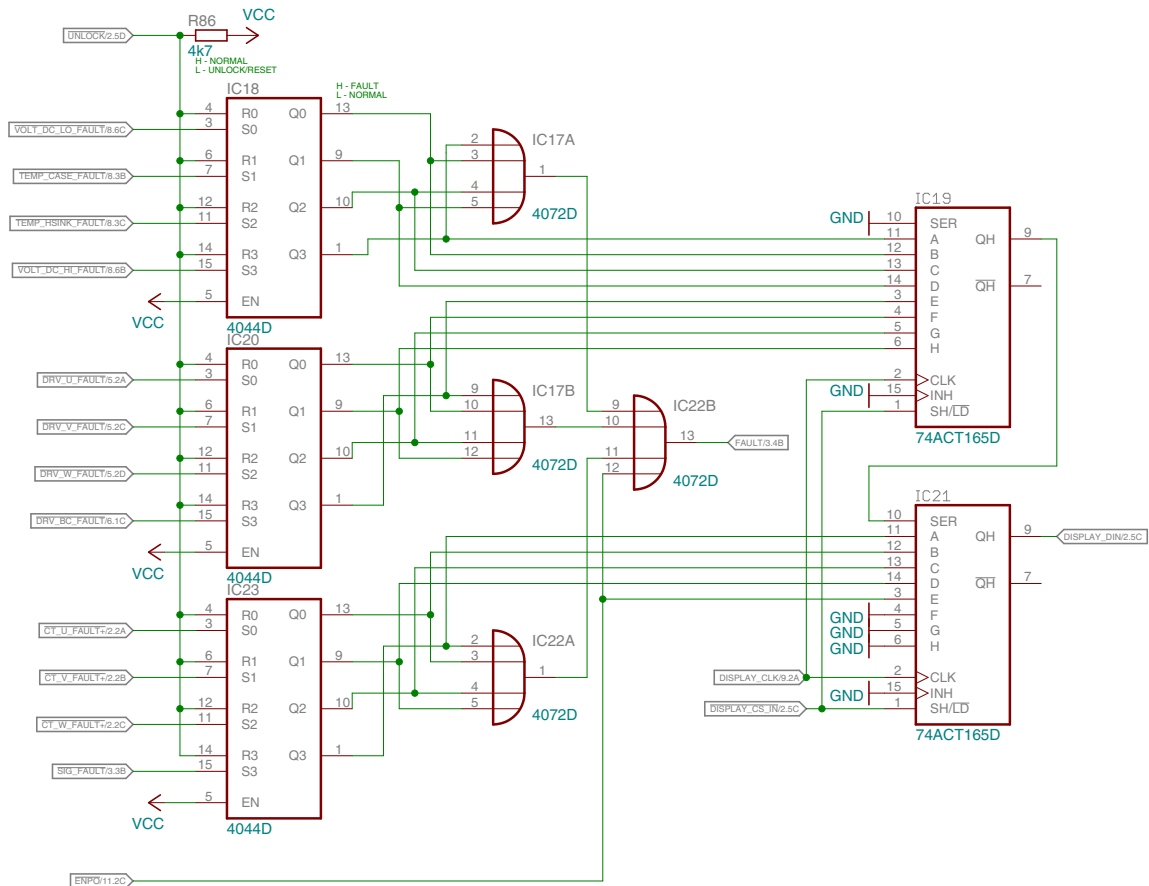


Abb. 6.4: Verschaltung der Fehlersignale

erfolgen. Die Lüfterdrehzahlregelung erfolgt ebenfalls vom Microcontroller, der über seinen internen Analog-Digital-Wandler die Werte von zwei NTC-Temperatursensoren erfasst, beispielsweise Gehäuse und Kühlkörpertemperatur. Diese Werte werden einerseits über eine I²C-Schnittstelle der übergeordneten Steuerung übermittelt, andererseits direkt zur Lüfterregelung verwendet. Die Abschaltung im Falle von Übertemperatur erfolgt trotzdem diskret durch Komparatoren, sodass der Controller keinerlei sicherheitsrelevanten Code beinhalten muss. Die Leistungskarte ist durch den Einsatz von diskreter, analoger und digitaler Schaltungstechnik und in Verbindung mit einem Microcontroller autark von der Regelung, genauer der Steuerkarte, und damit eigensicher. Der Microcontroller fungiert hauptsächlich als Kommunikationsbrücke und Anzeigetreiber der Sieben-Segment-Anzeige. Die Schwellwerte zur Auslösung der Komparatoren bei allen analogen Messgrößen (Spannung, Strom, Temperatur) erfolgt durch Widerstandsteiler. Diese Lösung ist besonders kostengünstig und bedarf, bei geeigneter Bauteilerauswahl, keinerlei Konfiguration, was das System robust macht. Getestet wurden auch Varianten mit Spindeltrimmern als Spannungsteiler sowie digitalen Potentiometern. Spindeltrimmer haben den Vorteil, dass, besonders während der Entwicklung, die Grenzwerte angepasst werden können. Dieser Vorteil ist aber mit Kosten und Aufwand verbunden. Besonders durch die hohen Anforderungen an



die Erschütterungsfestigkeit eignet sich eine solche Lösung nicht für die Serie und wurde dadurch nur anfangs zu Testzwecken eingesetzt. Eleganter ist die Lösung mit digitalen Potentiometern, die ebenfalls getestet wurde. Bis zu sechs Potentiometer befinden sich dabei in einem Gehäuse (TSSOP20) und können über eine digitale Schnittstelle (I²C, SPI) programmiert werden. In dieser Arbeit kamen dabei AD5144A von Analog Devices zum Einsatz. Jeder Widerstand hat dabei 256 verschiedene Werte, die nicht-flüchtig gespeichert werden. Somit ist ein einmaliges Programmieren ausreichend, um die Schwellwerte festzulegen. Vorteil ist hierbei auch, dass bei der Einstellung nicht noch zusätzlich gemessen werden muss, wie es bei den Spindeltrimmern der Fall ist. Vielmehr kann im Voraus berechnet werden, welcher Wert zu welchem Widerstand und somit zu welcher Vergleichsspannung führt. Hierzu wurde ein Interface entwickelt, das auf einem Grafikdisplay die Konfiguration der Schwellwerte ermöglicht. Nachteilig an dieser Lösung sind die Kosten. Im späteren Projektverlauf und ohnehin für die Serie werden diese Werte fixiert und sind am Besten durch einfache Widerstände zu ersetzen, die etwa nur ein Hundertstel kosten.

Ferner stellt die Karte einen weiteren potentialgetrennten Bereich zur Verfügung, an den ein Haltekreis (ENPO / STO) angeschlossen werden kann. Ebenfalls gibt es hier optisch getrennte Digital-Ausgänge zur Anzeige von Betriebsbereitschaft und Sammelstörung.

Die Betriebsspannungsversorgung erfolgt über ein separates Netzteil, das aus dem Zwischenkreis gespeist wird. Eine 12 V-Ebene ist dabei notwendig um die IGBTs zu treiben, das heißt die DC/DC-Wandler zu versorgen, die daraus 15 V potentialgetrennt bereitstellen. Ferner erfolgt die Versorgung der Lüfter für Gehäuse und Kühlkörper aus diesen 12 V. Für die weitere Elektronik ist eine Versorgung mit 5 V notwendig, die wiederum zu weiteren, kleineren Spannungsebenen reduziert wird. Der Leistungsteil ist komplett in 5 V-Technologie ausgeführt. Für FPGA und Microcontroller, ferner auch Netzwerk-PHY und Analog-Digital-Wandler auf der Steuerkarte sind 3,3 V und 1,5 V erforderlich, die lokal aus den 5 V erzeugt werden.

Elementar für die Funktion der getriebeschonenden Regelung ist die Reaktionsfähigkeit des Antriebs, denn die mechanische Zeitkonstante ist der größte zeitliche Anteil und bestimmt sich hauptsächlich aus dem maximalen Strom. Je nach Reaktion muss entweder der Motor sehr schnell gebremst oder beschleunigt werden, was sich technisch zunächst als identische Problemstellung darlegt. Daher muss sichergestellt sein, dass der Leistungsteil des Umrichters einen ausreichend hohen Strom tragen kann, was wiederum die Wahl der IGBT-Module beeinflusst. Da die Vorgänge selbst weniger als eine Sekunde dauern, ist das thermische Problem aller leitfähigen Materialien (Leitung, Wicklung, Klemmen, Leiterbahnen) eher untergeordnet. Viel wichtiger ist die Ventilstromtragfähigkeit und darüber hinaus auch eine Quelle beziehungsweise Senke, die durch den Zwischenkreis zur Verfügung gestellt wird. Natürlich sind in dieser Betrachtung durchaus auch die Leitungsinduktivitäten relevant, da sie sich negativ auf den Stromfluss auswirken.



6.1.2 Zwischenkreis

Der Zwischenkreis des Umrichters dient bei normalen Antriebsumrichtern nur zum kurzzeitigen Puffern der Energie. Im Normalfall erfolgt die Gleichrichtung der Einspeisung über eine B6-Brücke: voll-, halb- oder ungesteuert. Ziel des Zwischenkreises ist es, anschließend die Spannung konstant zu halten und Spitzenenergien für dynamische Vorgänge des Antriebs bereitzustellen, die von der Einspeisung nicht zur Verfügung gestellt werden können, was hauptsächlich nicht in deren Potenz, sondern viel mehr in den Induktivitäten der Zuleitung begründet ist. Die Zwischenkreiskapazität bemisst sich an der Auslegung des Umrichters, genauer an der Leistungselektronik, weil sie den Spitzenstrom schalten können muss.

In der vorliegenden Anwendung ist der Zwischenkreis allerdings noch aus anderen Gesichtspunkten zu betrachten, denn für die verschleißreduzierende Regelung werden sehr hohe Dynamiken gefordert. Für die Antriebsreaktionen im Millisekundenbereich müssen hohe Energien bereitgestellt und auch aufgenommen werden können. Im Regelbetrieb, ohne die verschleißreduzierende Regelung, verhält sich der Antrieb hingegen wie ein normaler Industrie-Servoantrieb, wenn sich auch, bis auf wenige Ausnahmesituationen, der Antrieb selten über mehrere Sekunden in eine Richtung bewegt. Für hochdynamische Vorgänge muss der benötigte Spitzenstrom, wenn er nicht vom Zwischenkreis bereitgestellt werden kann, durch die Einspeisung erfolgen, die zwangsläufig beim Pitchantrieb durch lange Leitungswege, Schleifringe und der daraus resultierenden parasitären Induktivität ungeeignet ist.

Wie bereits im Kapitel 2.2 beschrieben, erfolgt die Versorgung des Umrichters mit 420 V Gleichspannung, die durch das Pitch Interface Module (PIM) aus einem Dreiphasenwechselspannungsnetz, welches per Schleifringe in die Nabe gebracht wurde, erzeugt wird. Das PIM verfügt über drei Ausgänge mit 12 A Maximalstrom. Hochdynamische Vorgänge bedürfen mehr Strom und müssen deshalb aus den Puffern bedient werden.

Für die verschleißreduzierende Regelung alleine ist die notwendige Vergrößerung des Zwischenkreises wirtschaftlich genaustens zu prüfen, da die benötigten Kondensatoren in vielerlei Hinsicht berücksichtigt werden müssen. Zum Einsatz kommen Elektrolytkondensatoren, da sie eine hohe Kapazität – bezogen auf ihr Volumen und im Vergleich zu keramischen Kondensatoren – haben.

Aus diversen Gründen handelt es sich aber beim Elektrolytkondensator um ein problematisches Bauteil. Erstens ist der Preis für Kondensatoren relativ hoch und nicht selten ein Preistreiber im Leistungsteil eines Umrichters, zweitens unterliegen Elektrolytkondensatoren einer Alterung, und zwar deutlich mehr als die Leistungselektronik. Drittens sind Kondensatoren aufgrund ihrer zylindrischen Bauform erschütterungsempfindlich. Stehend auf der Platine sind in der Regel zusätzliche mechanische Maßnahmen erforderlich, wenn die Schaltung erhöhter Schock- und Vibrationsbelastung ausgesetzt ist, wie sie im Pitchsystem vorkommt. Hintergrund dieser drei Nachteile ist der Aufbau und die Geometrie eines solchen Kondensators.



Obwohl es neben dem Elektrolytkondensator und dem Keramik Kondensator noch einige andere Bauarten gibt, vereinen alle Kondensatoren ihre immer gleiche, physikalische Grundbeziehung zwischen ihrem Aufbau und der dadurch entstehenden Kapazität:

$$C_H = \epsilon \cdot \frac{A}{d} \quad (6.1)$$

Eine hohe Kapazität wird also durch eine möglichst große Elektrodenfläche A , möglichst geringen Abstand d oder ein hohe Dielektrizitätszahl ϵ erreicht. ϵ ist die multiplikative Verknüpfung von der elektrischen Feldkonstante ϵ_0 und der materialspezifischen Permittivität ϵ_r des Dielektrikums. Je felddurchlässiger das Material zwischen den Elektroden ist, desto höher ist auch die resultierende Kapazität des Aufbaus.

Bei den zum Einsatz kommenden Super- oder Ultracaps ist dieser Elektrolyt leitfähig und flüssig. Die Energie wird dabei nicht in einem gesamten Feld, sondern in zwei Feldern jeweils an den Übergängen zwischen Elektrode und Elektrolyt gespeichert, was den Namen Doppelschichtkondensator geprägt hat. Durch diesen Aufbau kommt es noch zu einer weiteren Kapazität, neben der sich durch die Potentialtrennung ergebenen konventionellen. Da sich Ionen am Elektrodenmaterial anlagern, entsteht eine Pseudokapazität, die sich räumlich nicht eingrenzen lässt. Es gibt ein Modell von Helmholtz, welches diesen Effekt beschreibt, sich allerdings auf den Abstand vom Radius eines Ions zur Elektrode beschränkt [48]. Außerhalb dieses Radius geht nach seinem Modell die Potentialdifferenz gegen null, was messtechnisch widerlegt ist. Ein Modell von Gouy und Chapman beschreibt einen deutlich weiteren Bereich, allerdings ist auch dieses Modell nicht uneingeschränkt belegbar und weicht von den realen Werten weit ab. Otto Stern vereinigte 1924 beide Ansätze zu einem zufriedenstellenden Ergebnis [49]. Aufgrund des Doppelschichtaufbaus ergibt sich die Gesamtkapazität C_D aus der Reihenschaltung der klassischen Kapazität nach Helmholtz C_H , wie oben beschrieben, und der diffusen Doppelschichtkapazität C_d :

$$\frac{1}{C_D} = \frac{1}{C_H} + \frac{1}{C_d} \quad (6.2)$$

Die Pseudokapazität ist ebenfalls ein additiver Faktor, der in der Gleichung noch nicht berücksichtigt wurde. Sie ist allerdings auch schwer als Kapazität aufzufassen, da hier keine Energiespeicherung im Feld stattfindet, sondern in Form von Ionen im Elektrolyt, was eher einer Batterie entspricht.

Um die Fläche zu maximieren, was ebenfalls zu einer Vergrößerung der Kapazität führt, erfolgt bei Elektrolytkondensatoren der Einsatz von Folienelektroden, die aufgewickelt werden, weswegen sich zwangsläufig eine zylindrische Bauform ergibt. Darüber hinaus wird die Anodenoberfläche chemisch aufgeraut (im Fall von Aluminiumfolie, bei Tantal oder Niob durch Sintern), wodurch sich abermals die Oberfläche vergrößert. Im vorliegenden Beispiel des Aluminium-Elektrolytkondensators wird auf dieser Fläche Aluminiumoxid als Dielek-



trikum erzeugt. Damit sich die nun folgende Kathode an die raue Oberfläche anpasst, kommt der Elektrolyt – meist in flüssiger Form – zum Einsatz, welcher ebenfalls durch eine Aluminiumfolie kontaktiert und nach außen geführt wird. Der Fertigungsprozess ist relativ aufwendig. Zudem muss der Kondensator aufgrund des flüssigen Elektrolyts dauerhaft dicht sein, weil andernfalls der Elektrolyt zu schnell verdunstet, was in sehr geringen Mengen dauerhaft der Fall ist, da er bei elektrischer Beanspruchung auch entsprechenden Temperaturen ausgesetzt ist. Ein solcher Kondensator altert schneller und ist temperaturempfindlicher als Folienkondensatoren oder hochwertige keramische Kondensatoren.

Der flüssige Elektrolyt hat neben der Alterungsproblematik noch einen weiteren Nebeneffekt: Bei fehlerhaften Bauteilen oder bei Belastung außerhalb der Spezifikation, somit erhöhte Umgebungstemperatur oder erhöhte Temperatur durch elektrische Belastung in Form von Überspannung, Überstrom oder Durchschlägen in der Isolierung, wird der Elektrolyt gasförmig und tritt aus dem Bauteil aus. In abgedichteten Gehäusen sammelt sich dann das Gas, was durch Funkenflug, beispielsweise bei offenen, mechanischen Kontaktanlagen (Relais) zur Explosion gebracht werden kann.

Es gibt allerdings gute Gründe, die für die Vergrößerung des Zwischenkreises sprechen. Der Hauptaspekt ist dabei die funktionale Sicherheit und kommt somit aus einer ganz anderen Richtung, als das sicherheitstechnisch untergeordnete Softwaremodul der verschleißreduzierenden Regelung. Die sichere Funktionalität beim Pitchantrieb besteht darin, bei einer Störung die Anlage durch Feathering, also durch das Erzeugen der Fahnenstellung, in einen sicheren Betriebszustand zu bringen, also den Auftriebsbeiwert zu minimieren und die Kraft in Umlaufrichtung von der Rotornabe zu nehmen. Dieser Vorgang ist sicherheitskritisch, weshalb die Versorgung des Pitchsystems in jedem Fall gewährleistet sein muss. Im Unterschied zu den klassischen Antriebsumrichtern sind Pitchumrichter daher mit Batterien zu versorgen und können also auch mit deutlich niedrigeren DC-Spannungen arbeiten, als beispielsweise einem gleichgerichteten, dreiphasigen Netz von etwa 565 V.

Kondensatoren verdrängen mehr und mehr die Bleiakkus in ihrer Funktion als Notenergiespeicher. Bleiakkus haben einige Vorteile für die Speisung von Notnetzen und werden daher in vielen unterbrechungsfreien Versorgungsanlagen in der Informationstechnik und Fluchtwegsicherung eingesetzt, nicht zuletzt sind sie heute als Starterbatterie von Verbrennungsmotoren noch immer beliebt. Sie sind mit konstanter Spannung zu laden und stabil, sodass in der Regel keine Einzelzellenüberwachung oder kein Balancing notwendig ist, wie es bei lithiumbasierenden Zellen notwendig wäre. Ihr hohes Gewicht ist zweifellos ein Nachteil, was in der Rotornabe zwar insgesamt prozentual kaum Auswirkungen hat, in Wartungsfällen allerdings Optimierungsbedarf zeigt. Zudem gibt es nicht viele Hersteller, die mit der ständigen Zentripetalkraft eine Funktionalität garantieren.

Eine Idee ist den kondensatorbasierendem Zwischenkreis mit der batteriebasierenden Notenergieversorgung zu kombinieren, indem der Zwischenkreis so groß ausgelegt wird, dass er ausreichend Energie für das Erreichen der Fahnenstellung vorhalten und der Akku samt La-



deelektronik, erhöhtem Wartungsaufwand und Gewicht entfallen kann. Gleichzeitig steht ein ausreichend potenter Zwischenkreis zur Verfügung, um die hohen Energien für die dynamischen Vorgänge der verschleißreduzierenden Regelung aufnehmen oder abgeben zu können. Kapazitäten dieser Größenordnung sind als externe Baugruppe zu verwenden, da die Integration in den Umrichter sich als unpraktisch erwiesen hat. Um eine solche Kapazität wirtschaftlich und mit erforderlicher Spannungsfestigkeit zu erhalten, ist eine Parallel- oder Reihenschaltung von Standardkomponenten notwendig. Im vorliegenden Fall erfolgt eine Reihenschaltung von 189 Kondensatoren mit 360 F und 2,7 V. Es ergibt sich somit eine maximale Spannung von 510 V und eine Kapazität von 1,9 F. Bei der Reihenschaltung ist darauf



Abb. 6.5: Kondensator-Cluster

zu achten, dass sich die Gesamtspannung auf alle Kondensatoren gleichmäßig verteilt, was passiv durch parallele Symmetrierwiderstände realisiert ist.

Die Zwischenkreisspannungsmessung erfolgt ebenfalls von der Leistungskarte. Die Versorgung der potentialgetrennten Messung erfolgt gemeinsam über den DC/DC-Wandler, der auch die Versorgungsspannung der Low-Side-IGBTs zur Verfügung stellt. Gemessen wird die Zwischenkreisspannung in einem Bereich von 0-1000 V mit einem Widerstands-Spannungsteiler. Die heruntergeteilte analoge Spannung wird anschließend tiefpassgefiltert und über einen linearen Optokoppler vom Typ IL300 zur Sekundärseite übersetzt. Bei Optokopplern, genauer den zum Einsatz kommenden LEDs, gibt es keinen linearen Zusammenhang zwischen Vorwärtsspannung und Lichtintensität, weshalb der Optokoppler alleine nicht linear ist. Er bekommt allerdings sein lineares Übertragungsverhalten durch einen Regelkreis, der dafür sorgt, dass die Vorwärtsspannung stets so groß ist, dass am Ausgang ein zur Messspannung linear proportionales Signal anliegt. Ein solcher Aufbau würde theoretisch einen ebenfalls analogen Rückweg bedeuten, um den Regelkreis zu schließen, was wiederum zum bestehenden Problem des nichtlinearen Übertragungsverhaltens führt. Um dies zu umgehen hat der Optokoppler zwei Fototransistoren gleicher Bauart im Gehäuse. Es bestehen somit zwei Ausgänge, wobei der eine Fototransistor auf der Seite der LED herausgeführt ist



und als Rückführung dient, während der andere Fototransistor der Ausgang auf der isolierten Seite ist. Unter der Annahme, dass beide Transistoren die gleiche Lichtintensität erreicht und sie sich bezüglich des Kollektorstroms gleich verhalten, kann so der Regelkreis über den zusätzlichen eingangsseitigen Transistor geschlossen werden. Damit sich die Ausgangsspannung auf der Controllerseite nicht durch Belastungen verändert und damit gegenüber der des eingangsseitigen Transistors verfälscht, folgt am Ausgang umgehend ein Impedanzwandler.

6.1.3 Strommessung

Wie zu Beginn des Kapitel 6.1 beschrieben, erfolgt die Strommessung nicht auf der Leistungskarte, sondern pro Phase mittels einer Strommessplatine. Diese besteht aus einem Stromsensor, einer zugehörigen Spannungsversorgung und der Überstromüberwachung. Der Anschluss zur Treiberplatine wird über RJ-45-Stecker hergestellt. Diese achtpoligen Stecker führen ein differentielles Messsignal mit 0,8 V Ruhepegel, eine Versorgungsspannung von 12 V sowie ein TTL-pegelbasierendes Fehlersignal. Die differentielle Übertragung erfordert zwar die doppelte Anzahl von Leitungen, wurde aber aufgrund der längeren Leitungswege, durch die abgesetzten Sensoren bedingt, erforderlich, um eine Gleichtaktunterdrückung zu realisieren und somit robuster gegen elektromagnetische Störeinkopplungen zu sein.

Die Umrechnung des differentiellen Spannungssignals zu einem Stromwert erfolgt durch eine Geradengleichung, die aus dem 12-Bit-Wert des Analog-Digital-Wandlers den Strom berechnet. Der Verstärkungsfaktor bemisst sich an dem verwendeten Sensor sowie einer eventuell vorhandenen Windungszahl durch diesen Sensor.

Die Sensormodule, genauer Stromsensoren mit entsprechender Verstärkungsschaltung, Spannungsversorgung und Überstromerkennung, können am Umrichter beliebig ausgewechselt werden, wenn Verstärkung und Nullpunktverschiebung in der Software angepasst werden. Beide Werte können mathematisch zuvor berechnet werden. Durch Bauteiltoleranzen kann es hingegen sinnvoller sein, diese Werte durch eine Kalibrierung festzulegen.

Im Rahmen der Arbeit wurden zwei unterschiedliche Sensorarten getestet, um den Einfluss der Strommessung auf die Spielerkennung zu evaluieren. Zum Einsatz kam ein Sensor von Allegro (ACS710), der nach dem Hall-Prinzip, open-loop, den Strom misst; sowie ein Sensor von LEM, der closed-loop als Kompensationswandler funktioniert, somit die Fluxgate-Technologie anwendet.

Die Vermessung beider Sensorarten kam zu dem Ergebnis, dass der Hall-Effekt-Sensor einen gesamtstatistischen Fehler von 0,09 ‰ hat, während der Fluxgate-Sensor bei 0,39 ‰ liegt und zudem das teurere Produkt ist.

Auf die Spielerkennung hatte die verwendete Stromsensorik keinerlei Auswirkung, weswegen hier hauptsächlich der Fluxgate-Sensor eingesetzt wurde. Durch die Bauform dieses Sensors bot sich die Möglichkeit, je nach Anforderung die Windungszahl zu verändern, während



der Hall-Effekt-Sensor im SO16 Gehäuse diese Möglichkeit ausschloss. Im Rahmen der Evaluierung verschiedener Erkennungs- und Beobachtungsfunktionen wurde zwar der Genauigkeit und dem Störabstand des Stromsignals eine hohe Bedeutung beigemessen, allerdings gilt es zu berücksichtigen, dass, durch den gleichen Sensor im Falle einer hochdynamischen Reaktion des Antriebs, hohe Ströme fließen, die ein Vielfaches des Motornennstroms sind. Die Wicklungen durch den Sensor können durch die ringförmige Geometrie des Fluxgate-Sensors der Firma LEM derart angepasst werden, dass die Sensoraussteuerung möglichst hoch ist und damit der Störabstand sinkt, gleichzeitig aber der Maximalstrom noch messtechnisch zu erfassen ist und nicht über die Aussteuergrenzen geht.

6.1.4 Steuerteil

Die Steuerung erfolgt über eine Ansteuerplatine, die auf die Treiberplatine aufgesteckt wird. Dieser Steuerteil (Controlprint) hat für die Stromregelung einen Cyclon III FPGA von Altera, der außerdem bis zu 14 IGBT-Signale (3,3 V TTL-Pegel) erzeugt. Die Analogsignale von Strom-, Spannungs- und Kraftmessung werden über den AD9228 von Analog Devices, einen 12-Bit-ADC, erfasst. Alle Analogkanäle, die aus Gründen der Störfestigkeit symmetrisch ausgeführt sind, werden parallel in einen LVDS-Bitstrom gewandelt, welcher vom FPGA ausgewertet wird.

Zudem ist die Steuerplatine mit einem Anschluss für Sinus-Kosinus-Geber versehen, dessen Signale auf einen ADC-Chip geführt sind. An dieser Stelle kommt ein MAX1383 von Maxim zum Einsatz, auf den die beiden Analogspuren des Gebers (Sinus und Kosinus) nach vorheriger Verstärkung geführt sind. Dieser 12-Bit-ADC hat ebenfalls symmetrische Eingänge, allerdings erfolgt die Weitergabe der Werte über SPI an den FPGA. Diese Schnittstelle wird bei der verschleißreduzierenden Regelung nicht eingesetzt, weil der Pitchantrieb einen eingebauten Resolver als Geber hat. Resolver benötigen zusätzlich zur abweichenden Signalverarbeitung ein Erregungssignal, das auf dieser Schnittstelle nicht vorgesehen ist.

Die Gestaltung der Geberanschlüsse wurde sowohl bei der Ausführung des Steckverbinders als auch dessen Belegung an die der Umrichterreihe von LTi ReEnergy angepasst. LTi ReEnergy liefert den Pitchantriebsumrichter Pitchmaster II+, der im aktuellen System im Einsatz ist und zu dessen Schnittstellen die Kompatibilität gewahrt werden soll. So ist auch auf gleichem Steckverbinder wie die Signale für einen Sinus-Kosinus-Drehgeber die Möglichkeit gegeben, einen Geber mit digitaler-serieller Schnittstelle anzuschließen. Die SSI-Schnittstelle (Synchronous Serial Interface) ist ein Standard für Absolutwertgeber und nutzt eine symmetrische Übertragung die synchron ausgeführt ist, somit ein Adernpaar für Daten sowie eins für Takt benötigt wird. Daten und Takt werden auf der Steuerplatine jeweils auf einen MAX485 geführt. Dieser integrierte Schaltkreis, welcher hauptsächlich als Leitungstreiber für EIA485- oder EIA422-Schnittstellen eingesetzt wird, beinhaltet einen Differenz-



verstärker für je eine Richtung. Das Ausgangssignal ist ein asymmetrisches TTL-Signal, das ebenfalls vom FPGA verarbeitet wird. Im Pitchsystem, somit auch im Prüfstand, wird ein Absolutwertgeber mit SSI-Schnittstelle als Blattgeber verwendet. Dieser Geber nimmt den aktuellen Pitchwinkel auf und schickt diese Position per 12-Bit-Datenstrom an den FPGA. Für die Regelung des Pitchantriebes ist die Rotorlage sehr wichtig. Diese kann mit hohem

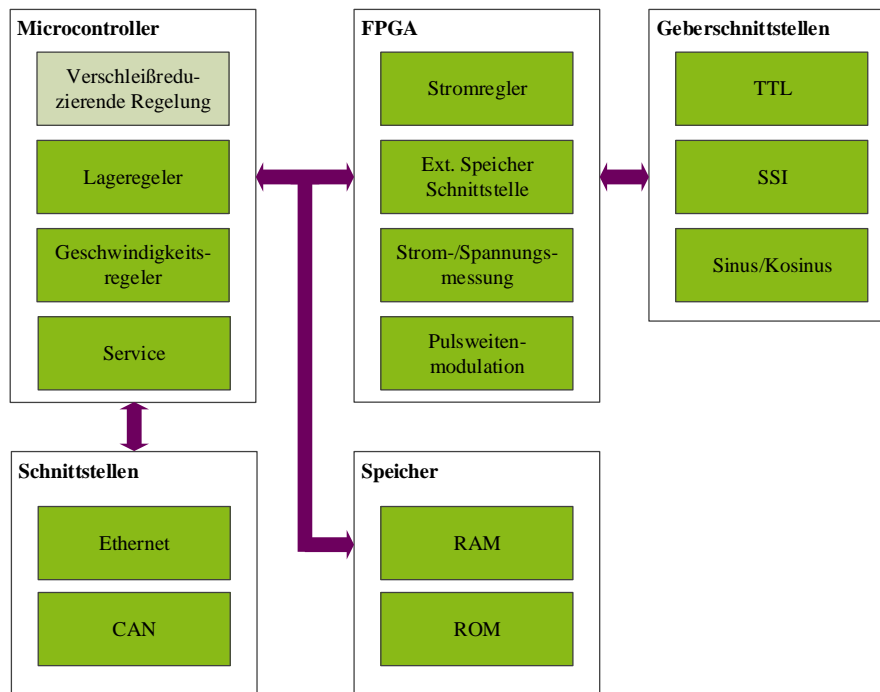


Abb. 6.6: Aufbau Controlprint

Aufwand berechnet werden, allerdings kommt auch im Pitchsystem hier eine sensorgeführte Regelung zum Einsatz, sodass ein weiterer Geberanschluss notwendig ist. Der Pitchantrieb hat in seiner originalen Ausführung einen Resolver. Resolver sind klassischerweise Absolutwertgeber, weshalb die Kommutierungsfindung nach dem Einschalten des Systems entfällt. Allerdings erfordert eine Resolverschnittstelle mehr Aufwand als die eines Sinus-Kosinus-Gebers, da seine Rotorwicklung sinusförmig erregt werden muss, wofür eine entsprechende Endstufe notwendig ist. Zudem werden wieder zwei Analog-Digital-Wandler benötigt, um die Ausgangssignale der beiden Statorwicklungen des Resolvers für den FPGA vorzuarbeiten. An dieser Stelle wird ebenfalls ein integrierter Schaltkreis eingesetzt, der sowohl die Erregung als auch den Analog-Digital-Wandler zur Verfügung stellt. Der AD2S1210 von Analog Devices bietet digitale serielle als auch parallele Schnittstellen zur Ausgabe von Position und Geschwindigkeit. Aufgrund der begrenzten Anzahl der I/Os des FPGA wurde für die Übergabe lediglich eine quadraturcodierte Schnittstelle genutzt, die zwei Pins benötigt. Durch diese Konvertierung geht das absolute Positionssignal und damit der Vorteil des Resolvers verloren. Auf dem Prüfstand kann allerdings ohne Probleme beim Starten eine



Kommutierungsfindung unternommen werden, weswegen für den Prüfstandsbetrieb diese Lösung keinerlei Nachteile mit sich bringt. Bei der initialen Kommutierungsfindung wird automatisch das relative Gebersignal referenziert, wie es auch notwendig wäre, wenn der Sensor ein TTL-Geber wäre.

Der FPGA ist somit mit allen Sensoren direkt verbunden, sodass die Stromregelung für alle Phasen erfolgen kann. Die übergeordnete Regelung, insbesondere Geschwindigkeits- und Positionsregelung, erfolgt dann auf dem Microcontroller. Zwischen beiden existieren zwei 16-Bit-Parallelbusse, über die der Datenaustausch realisiert ist.

Auch die verschleißreduzierende Regelung befindet sich auf dem Microcontroller. Zur Parametrierung und Ansteuerung stellt der Microcontroller Ethernet, USB und CANopen zur Verfügung.

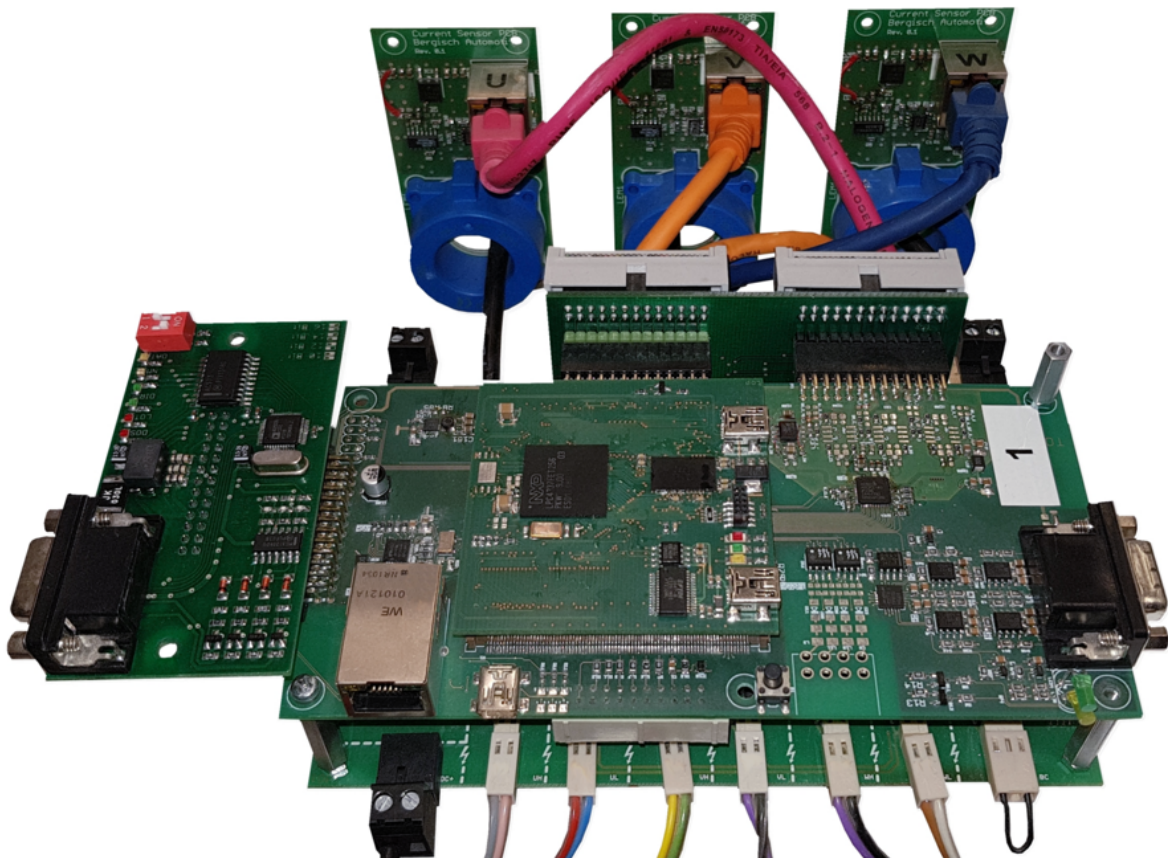


Abb. 6.7: Modulare Umrichterplattform

6.2 Pitchumrichter-Software

Ein Teil der Software des Umrichters ist in C programmiert, ein weiterer in VHDL. Diese Aufteilung kommt dadurch zustande, dass sich die eingesetzte Regelkaskade, wie Abbildung 6.9 zeigt, bestehend aus Positionsregler, Geschwindigkeitsregler und Stromregler über den Microcontroller und den FPGA verteilt, wie im Kapitel 6.1 beschrieben. Auf dem FPGA ist der Stromregler, während Geschwindigkeits- und Positionsregler auf dem Microcontroller implementiert sind.

6.2.1 Nachbildung der Pitch Control Unit

Wie im Kapitel 2.2 beschrieben, erhält das Pitchsystem Vorgabewerte aus der Turbinensteuerung (TCU - Turbine Control Unit). Diese gehen an die übergeordnete Steuerung des Pitchsystems (PCU - Pitch Control Unit), die die Sollwerte an die drei Pitchumrichter (DCU - Drive Control Unit) verteilt.

Um diesen Aufbau nachzuempfinden, werden die Aufgaben der übergeordneten Steuerung des Pitchsystems in der Umrichtersoftware integriert. Somit ist die PCU als Softwarekomponente der DCU ausgeführt. Der Umrichter ist damit in der Lage, direkt Blattwinkelvorgaben positionsgeregelt anzufahren.

Grafik 6.8 zeigt eine Übersicht des Antriebsreglers, also der DCU, als Blockdiagramm. Während der rechte Teil der Grafik hauptsächlich einem gewöhnlichen Antriebsregler entspricht, ist auf der linken Seite der Block „PCU-Nachbildung“ zu sehen. Hier befindet sich die Nachbildung der Pitch-Control-Unit, die im Wesentlichen dem Profilgenerator entspricht, der für diesen Zweck für die Software des Umrichters umgeschrieben wurde.

6.2.2 Verschleißreduzierung

Während die Stromregelung auf dem FPGA realisiert ist und in VHDL programmiert wurde, sind alle vorgelagerten Teile des Regelkreises im Microcontroller implementiert und in C programmiert. Die Softwarekomponente Verschleißreduzierung ist somit ebenfalls in C programmiert. Eine Implementierung in VHDL wäre möglich, da die verschleißreduzierende Regelung genau zwischen Drehzahlregler und Stromregler eingreift. Diese Schnittstelle entspricht auch genau jener zwischen Microcontroller und FPGA, da die Ausgangswerte des Drehzahlreglers direkt über den Parallelbus an den FPGA übertragen werden, dessen Stromregler diese Werte dann aufgreift und verarbeitet.

Weil Speicher auf der Controllerseite günstiger ist und in ausreichendem Maße zur Verfügung steht, ist hier die Entscheidung für eine Implementierung in C gefallen. Zudem bietet



diese Implementierung den Vorteil, dass der Code zwischen Controller und einer S-Function aus MATLAB ausgetauscht werden kann, ohne dass er maßgeblich umgeschrieben werden muss. Die eigentliche Verschleißreduzierung ist in zwei Softwaremodule unterteilt, genauer in Spielerkennung und in Verschleißreduzierung.

Grafik 6.8 zeigt unten links die Verschleißreduzierung, bezeichnet als *getriebeschonende Regelung*. In diesem Bild finden sich nun die Erkenntnisse des Kapitels 4.1.6 wieder, denn der oberste Zweig führt die Rückführung des Positionssensors des Antriebs, die entsprechend skaliert wird, und bildet zusammen mit den Werten des Blattgebers über den untersten Zweig die Differenz. Aus dieser werden dann zusätzlich noch Geschwindigkeit und Beschleunigung berechnet und von der getriebeschonenden Regelung alles gemeinsam verarbeitet. Wird festgestellt, dass der Antriebsstrang nicht mehr kraftschlüssig ist, wird der Regelkreis zwischen Drehzahl- und Drehmomentregler unterbrochen und zeitgleich der Profilgenerator angehalten. Der Drehmomentregler bekommt dann Sollwerte aus der getriebeschonenden Regelung, die das Spiel sanft durchfährt. Nach erfolgreichem Durchfahren wird wieder zurückgeschaltet. Ein vollständiges Bild des Prüfstands ist im Anhang 12.0.1 zu finden.

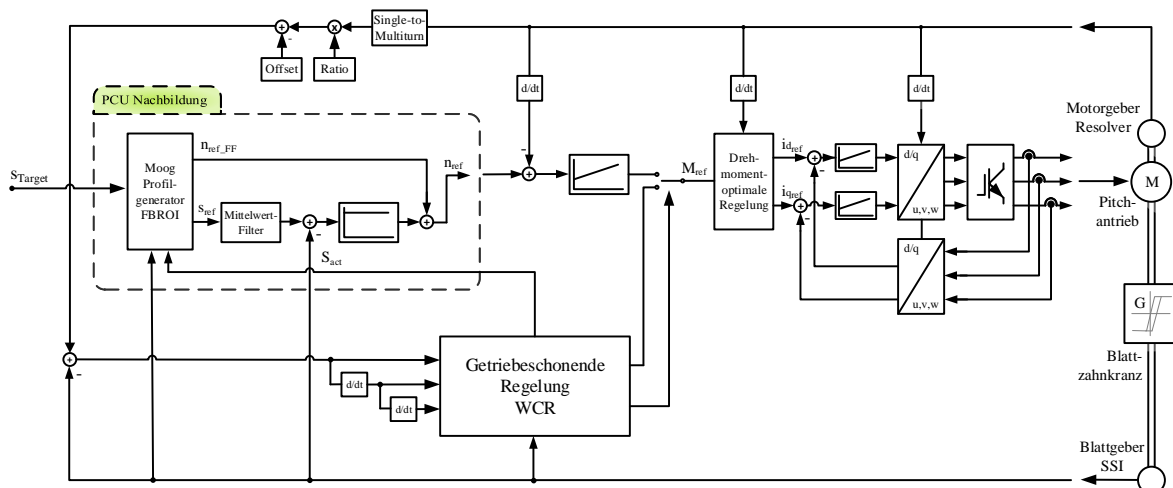


Abb. 6.8: Verschleißreduzierung auf dem Prüfstand

6.2.3 Anbindung an die Turbinensteuerung

Für die Funktion des Prüfstands ist es zwingend notwendig, dass die Sollwerte eines Prüfprofils, bestehend aus Pitchwinkel und Belastungsmoment, zeitgleich an beiden Antrieben anliegen. Wie in Kapitel 6.7 näher beschrieben, müssen hier beide Antriebe zeitsynchron von einer zentralen Steuerung mit Sollwerten versorgt werden. Hier kommt ein CAN-Bus zum Einsatz, genauer CANopen. Der Microcontroller verfügt bereits über eine CAN-Schnittstelle, für die CANopen Kommunikation muss darüber hinaus ein



entsprechender Softwarestack zur Verfügung stehen. Für CAN selbst sind nur die beiden untersten Layer des ISO-OSI-Modells definiert, daher gibt es eine Bitübertragungs- und eine Sicherungsschicht. Alle darüber liegenden Layer sind in CAN offengehalten, werden aber in CANopen spezifiziert, was den CAN-Bus durch eine Vielzahl an Konventionen und Mechanismen industrie- und endanwendertauglich macht.

CANopen benötigt drei elementare Kommunikationsobjekte: NMT sind Netzwerkmanagement-Objekte und zwingend erforderlich, um eine Verbindung aufzubauen. Für den zyklischen und auch echtzeitfähigen Datenaustausch sind Prozessdatenobjekte (PDO) zuständig. Mit welchen Daten, welchen Datentyps und welcher Größe die PDOs befüllt sind, wird durch Mapping in den entsprechenden Geräten definiert. Servicedatenobjekte (SDO) sind das dritte Kommunikationsobjekt im CANopen. Sie kommen im Gegensatz zu PDOs nicht zur zyklischen Anwendung, sondern dienen zur Parametrisierung der Geräte. Darüber hinaus existieren noch weitere Objekte zur Synchronisation oder für Fehler-Nachrichten. Für die Basiskommunikation sind NMT und PDO Objekte hingegen ausreichend.

Während auf Seiten des Lastumrichters CANopen bereits als Kommunikationsmodul vorhanden war, musste auf Seiten der Sollwertvorgabe per PC als auch auf Seiten des Pitch-Umrichters die entsprechende Kommunikation programmiert werden. Aufgrund der zeitkritischen Anwendung sind die Prozessdatenobjekte die wichtigsten Elemente. Die Sollwertvorgabe für beide Umrichter wurde dabei mit einem einzigen Telegramm realisiert, in dem Pitchwinkel und Drehmoment stehen, aus dem beide Umrichter unterschiedliche Datenbereiche auswerten. Die Datenrate beträgt 1 MB/s, das mögliche Maximum im Standard, was die Leitungslänge auf 40 m reduziert, die in diesem Fall aber ausreichen. Das Senden eines CAN-Telegramms mit 8-Byte Nutzdaten, also einer Länge von 111 Bit (ohne Stuffbits), dauert bei dieser Datenrate lediglich rund 111 bis 133 Mikrosekunden, was weit unter anderen Zeitkonstanten im System liegt. Der Vorteil der ein-Telegramm-Lösung ist allerdings weniger die Zeitdifferenz von 111 Mikrosekunden, als dass so noch weitere Prozessdatenobjekte vergeben werden können, die dann nicht zwischen zwei zueinander gehörige Sollwerttelegramme geraten und sie somit zeitlich versetzen können. Die weiteren Prozessdatenobjekte sind Statusinformationen und Istwertausgaben, die die Umrichter zurück an den PC schicken und damit eine Datenaufzeichnung ermöglichen.

Da CANopen in den OSI-Layern 1 und 2 dem CAN entspricht, ist die Arbitrierung ebenfalls CSMA/CR, Kollisionen werden also aufgrund der Priorität aufgelöst. Da das Bit mit der Wertigkeit 0 dominant ist und im Telegramm direkt nach dem Start-Of-Frame-Bit der Identifier folgt, haben Telegramme mit niedrigerem Identifier Vorrang. Letztendlich kann also die ein-Telegramm-Lösung dadurch ersetzt werden, dass die PDOs bewusst so vergeben werden, dass eine günstige Priorisierung stattfindet und ihr zeitlicher Ablauf daher immer gleich ist. So können die Sollwerte im Sinne einer besseren Übersichtlichkeit auch auf zwei PDOs verteilt werden, wenn ihre Identifier aufeinander folgen, wie die folgende Liste zeigt:



ID	Funktion	Nutzung
0x183	Transmit PDO 1	Sollwert Lastumrichter
0x203	Receive PDO 1	—
0x283	Transmit PDO 2	Sollwert Pitchumrichter
0x303	Receive PDO 2	Istwert Lastumrichter + Status
0x383	Transmit PDO 3	—
0x403	Receive PDO 3	Istwert Pitchumrichter
0x483	Transmit PDO 4	—
0x503	Receive PDO 4	Status Pitchumrichter

6.2.4 Oszilloskop

Die Analyse der Daten, die durch den Umrichter aufgenommen werden, insbesondere die Daten der Strom-, Spannungs-, Drehzahl-, Lage- und Kraftsensoren, erfolgt über ein Software-Oszilloskop. Hierfür stellt der Microcontroller die Funktion zur Verfügung, zuvor ausgewählte Variablen mit wählbarer Abtastfrequenz in einem gewählten Zeitraum zu puffern und anschließend zu versenden. Dabei bemisst sich die Aufzeichnungsdauer nach Anzahl und Größe der Variablen, aber auch durch die Abtastdauer und damit die Anzahl der Aufzeichnungen pro Zeiteinheit. Nach einer Aufzeichnung werden diese Daten an den PC per Ethernet verschickt und über der Zeit dargestellt. Für den Speicher wird der nicht anderweitig genutzte Bereich des RAM eingesetzt, was dem Bereich außerhalb der vom Programmierer reservierten Sektionen entspricht.

Eine ähnliche Funktion stellt auch der Umrichter des Linearmotors zu Verfügung. Problematisch ist allerdings, dass die Abtastzeitpunkte auf Basis der Taktfrequenz berechnet werden. Durch die ganzzahlige Division der Taktfrequenz bleibt ein zeitlicher Fehler, der sich akkumuliert, und es so bei einer Aufzeichnungsdauer von mehreren Sekunden oder gar Minuten zu einem Jitter zwischen den aufgezeichneten Werten aus beiden Umrichtern kommt. Die Aufzeichnungen der beiden Umrichter eines Prüfzyklusses sind somit zeitlich nicht vergleichbar und divergieren mit steigender Zeit. Zudem gibt es einen Offset durch eventuell abweichende Startzeitpunkte beider Aufzeichnungen. Aus diesem Grund können die Software-Scopes zwar zur Analyse einzelner Effekte herangezogen werden, eine Aufzeichnung muss aber zentral und synchron von der übergeordneten Steuerung erfolgen.

6.2.5 Drehmomentoptimale Regelung

Der Pitchmotor hat ein Reluktanzmoment. Das hat bezüglich der Regelung zur Folge, dass es keinen singulären linearen Zusammenhang zwischen drehmomentbildendem Strom i_q und dem sich ausbildenden Drehmoment M_{el} gibt. Dadurch, dass feld- und drehmomentbildende



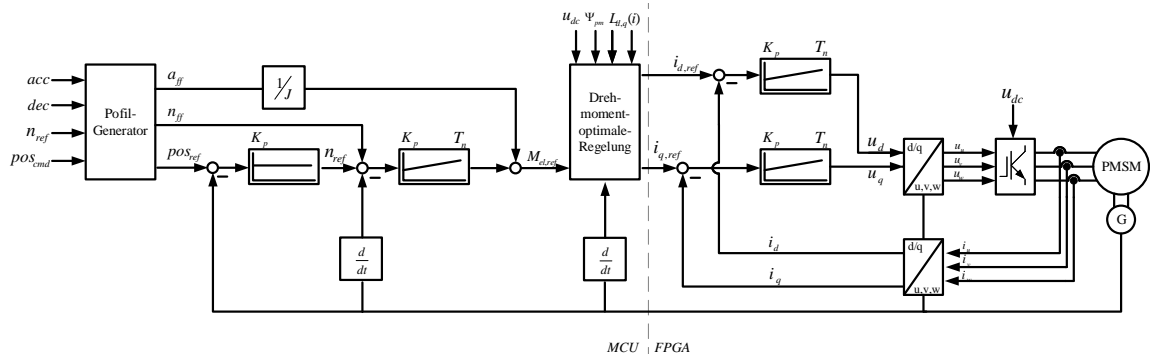


Abb. 6.9: Drehmomentoptimale Regelung

Induktivität L_d und L_q bei dieser Maschine ungleich sind, besteht nicht mehr der lineare Zusammenhang

$$M_{el} = \frac{3}{2} Z_p (\Psi_{PM} \cdot I_q). \tag{6.3}$$

Es besteht eine magnetische Asymmetrie im Rotor, die dazu führt, dass ein Drehmoment nicht nur von der Induktivität L_{hq} , aufgebaut werden kann. Vielmehr kann im Motor die feldbildende Induktivität L_{hd} ebenfalls ein Drehmoment erzeugen. Die Maschinengleichung

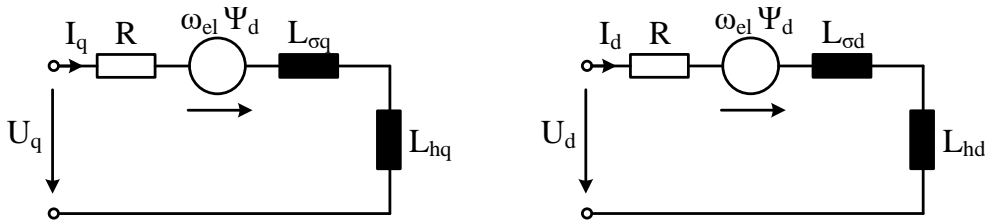


Abb. 6.10: Ersatzschaltbild Synchronmaschine in q- und d-Richtung

ist somit nicht in der vereinfachten Form anzuwenden, da L_d und L_q ungleich sind, sich also der zweite additive Term der Gleichung nicht zu null auflöst.

$$M_{el} = \frac{3}{2} Z_p (\Psi_{PM} \cdot I_q) + ((L_d - L_q) \cdot i_d \cdot i_q) \tag{6.4}$$

Daher existiert nicht mehr zu jedem Strom i_q ein bestimmtes Drehmoment, es kann vielmehr ein bestimmtes Drehmoment durch verschiedene Kombinationen von i_d und i_q erreicht werden. Dabei ist für das Drehmoment selbst irrelevant, welche Kombination von i_d und i_q gewählt wird. Prinzipiell kann die Maschine in Grenzen auch ohne die Nutzung des Reluktanzmoments geregelt werden, indem i_d stets zu null gesetzt wird. Vielmehr bietet aber das Reluktanzmoment den Freiheitsgrad, dass die Kombination von beiden Strömen so gewählt werden kann, dass der Wirkungsgrad maximal ist, denn dieser ist nicht für alle Kombinationen von i_d und i_q bei gleichem Drehmoment ebenfalls gleich.



Zur Festlegung der verschiedenen Arbeitspunkte wird zunächst die Maschine vermessen. Die Kennlinien in Abbildung 6.11 und 6.12 zeigen dabei die Abweichungen der feld- und drehmomenterzeugenden Induktivitäten in Abhängigkeit von dem Stromwertetupel i_d und i_q .

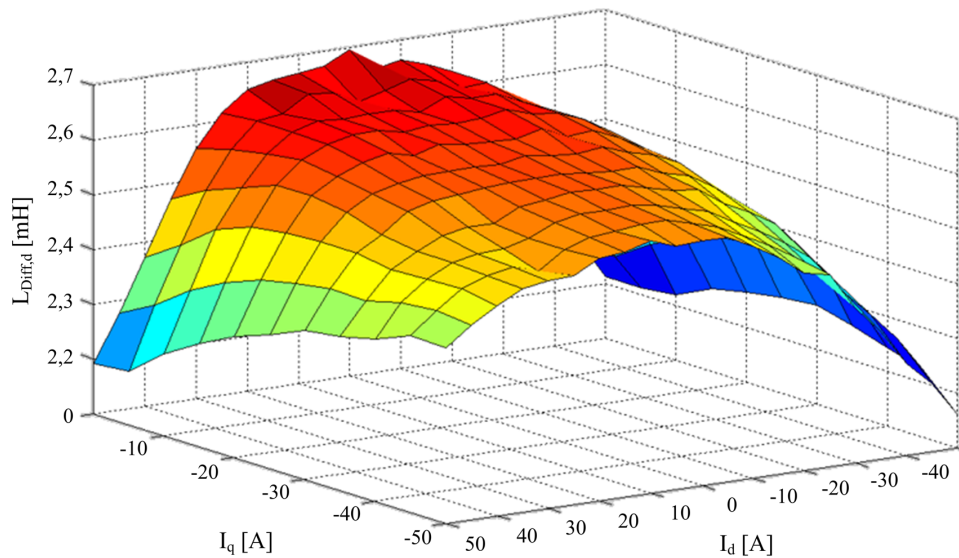


Abb. 6.11: Strom in D-Richtung [18]

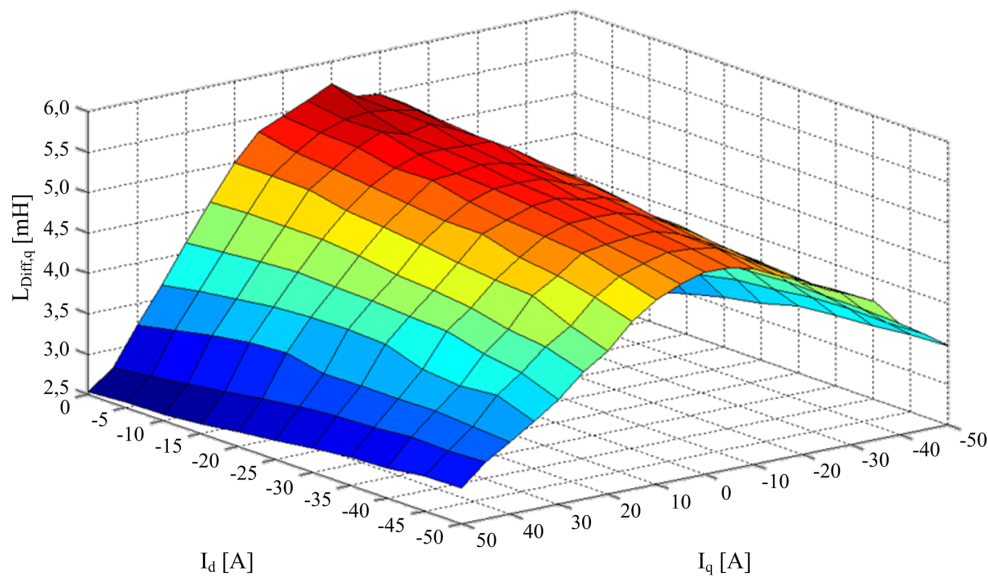


Abb. 6.12: Strom in Q-Richtung [18]

Aus diesen Kennlinien können mit Hilfe der Maschinengleichung Drehmomente errechnet werden. Der drehmomentoptimalen Regelung ist es möglich, das angeforderte Drehmoment auf verschiedene Weise umzusetzen. Wenn für den angeforderten Betriebspunkt mehrere Möglichkeiten existieren, kann zwischen diesen anhand anderer Kriterien entschieden werden. Beispielsweise wird die Lösung mit dem besten Wirkungsgrad bevorzugt, um so die Maschine effizienter zu regeln. Für die Verwendung im Pitchsystem ist es praktikabel auch



noch eine weitere Dimension in das Kennfeld einzuführen, die im Netzbetrieb eher eine unbedeutende Rolle spielt: die Spannung. Im Notlaufbetrieb steht nur die Batteriespannung zur Verfügung, die deutlich unter der Netzspannung liegt. In Abhängigkeit der Spannung kann sich das Verhalten abermals ändern, und gerade im Notlauf ist der Wirkungsgrad nochmals relevanter. Nicht aus Gründen der Wirtschaftlichkeit, sondern um die limitierte Energie der Harvarieversorgung effizient zu nutzen und um unter verschiedenen Betriebsbedingungen funktionstüchtig zu bleiben.

6.3 Antriebssatz

Der Pitchantriebssatz besteht aus einem Motor mit Resolver als Positionssensor und einer Bremse. Für die Antriebsregelung ist zusätzlich der Blattgeber nötig. Während der Resolver für die Kommutierung, also die genaue Rotorlage, relevant ist, erfolgt die Positionsregelung auf Basis der Werte des Blattgebers.

6.3.1 Motor

Der Motor ist ein permanenterregter Synchronmotor vom Typ PMC6-V075, wie er auch in den Windkraftanlagen zum Einsatz kommt. Eine Besonderheit dieses Motors ist das Re-

n_N	500	<i>RPM</i>
<i>Polzahl</i>	8	
I_N	8	<i>A_{rms}</i>
U_{DC}	565	<i>V</i>
M_N	65	<i>Nm</i>
J	247	<i>kgcm²</i>
R	0,234	Ω
K_V	119	<i>V_{rms}/kRPM</i>

Tab. 6.1: Typenschild Pitchmotor

luktanzmoment. So kann der Motor auch über den feldbildenden Strom ein Drehmoment ausbilden. Dieser Effekt kann genutzt werden, um das Drehmoment zu erhöhen, aber auch um die Effizienz zu steigern. Ansätze dazu sind im Kapitel 6.2.5 beschrieben.

Für die Betrachtung der getriebeschonenden Regelung ist das Reluktanzmoment zunächst nebensächlich, die Maschinenparameter aber um so relevanter, da sie sich in einer Vielzahl an Gleichungen wiederfinden.

Für den Einsatz der getriebeschonenden Regelung muss der Antrieb innerhalb kürzester Zeit abgebremst oder beschleunigt werden, was eine Überlastfähigkeit voraussetzt. Wie überlastfähig die Maschine tatsächlich ist, ist nur durch Versuche zu identifizieren. Allerdings wird



in der Praxis von einem zwei- bis dreifachen Nennstrom ausgegangen. Bei der theoretischen Festlegung spielt dabei die Dauer der Überlastung eine nicht zu vernachlässigende Rolle bezüglich der thermischen Belastung und Kühlung. Für kurzzeitige Vorgänge sind vor allem die Rückwirkungen auf die Permanentmagnete relevant.

6.3.2 Motorgeber

Die Rotorlage des Motors ist für die Regelung zwingend erforderlich und wird in diesem Fall über einen Absolutwertsensor gelesen, der als Resolver ausgeführt ist. Resolver haben den Vorteil, dass sie günstige und robuste Geber sind, die bauförmbedingt Absolutwerte bereitstellen. Aufgrund der Tatsache, dass der Umrichter nur eine Geberschnittstelle besitzt, musste eine Erweiterungskarte entwickelt werden, siehe Abbildung 6.13, die die Signale des Resolvers in TTL-Signale umwandelt. Auf der Erweiterungskarte muss dabei eine kleine Endstufe mit einer Vollbrücke aufgebaut werden, die die sinusförmige Erregung für den Resolver erzeugt. Die Messkanäle werden von der Karte per ADC aufgenommen und in TTL-Signale gewandelt, die dann an den FPGA zwecks Regelung weitergegeben werden, siehe auch Kapitel 6.1.4.

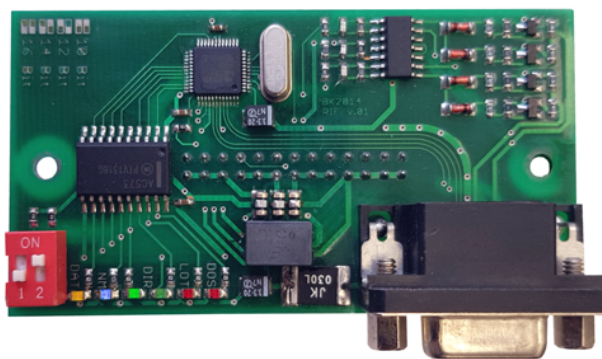


Abb. 6.13: Resolverinterface

6.3.3 Blattgeber

Der Blattgeber ist ein Multiturgeber, damit eine Referenzierung des Blattes entfallen kann. Referenzfahrten würden Ertragsausfall, Verschleiß und Energieverbrauch verursachen, in manchen Situationen auch gar nicht möglich sein. Aus Gründen der funktionalen Sicherheit ist hier deshalb der Absolutwertgeber notwendig.

Klassischerweise wird der Sensor mit einem Geberritzel in den Blattzahnkranz eingekuppelt. Dieses Ritzel ist in seiner Kontur ähnlich dem Abtriebsritzel, allerdings viel dünner ausgeführt. Wie das Abtriebszahnrad hat auch das Geberritzel Spiel, was die Erkennung minima-





Abb. 6.14: Spielfreier Positionssensor [19]

ler Bewegungen unmöglich macht. Um aber weiterhin den mechanischen Sensor zu nutzen, muss das Geberritzel so umgestaltet werden, dass es sich ständig in einer vorgespannten Situation wiederfindet. Die Industrie bietet bereits einige Lösungsansätze an, wie beispiels-

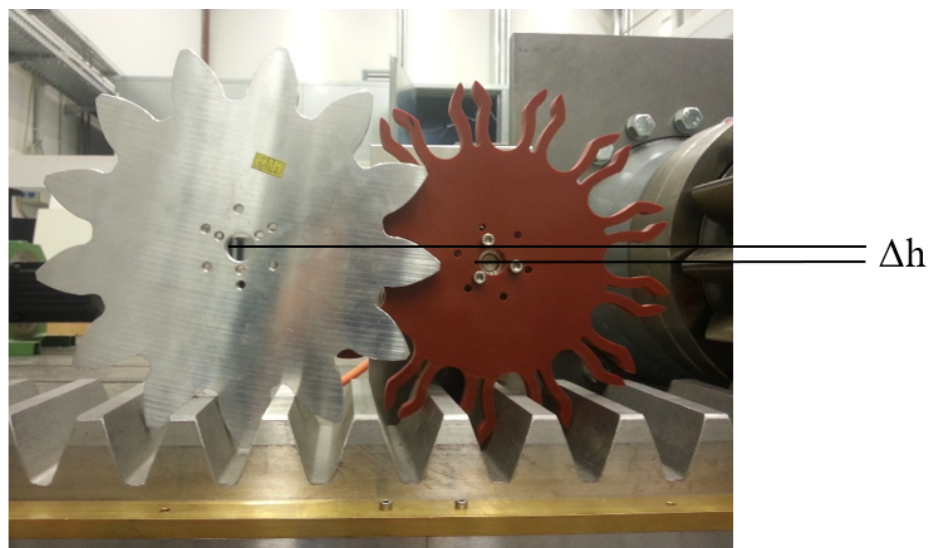


Abb. 6.15: Einbau mit Vorspannung durch Achsenhöhenversatz um Δh

weise die mechanischen Methoden der Spielvermeidung, wie in Kapitel 3.3 beschrieben. Da in der vorliegenden Applikation nur ein sehr geringes Drehmoment übertragen werden muss, kommt ein spezielles Ritzel zum Einsatz, welches federnde Zähne hat und vorgespannt installiert wird, siehe Abbildung 6.15.

Der Blattgeber hat eine Auflösung von 13 Bit pro Umdrehung und 12 Bit Multiturn, also die Anzahl der vollen Umdrehungen. Der Grundkreisdurchmesser des Ritzels entspricht dem



des Abtriebszahnrad des Getriebes und hat einen Durchmesser von 208 mm. Daraus ergibt sich eine Auflösung von:

$$\frac{360^\circ}{2^{13}} = 0,04394^\circ = 2'38'' \quad (6.5)$$

und

$$\frac{208\text{mm} \cdot \pi}{2^{13}} = 79,76\mu\text{m} \quad (6.6)$$

Mit dem Blattgeber steht und fällt der Erfolg der eingesetzten Spielerkennungsmethode, wie in Kapitel 4.1.6 beschrieben. Der Resolver an der Maschinenwelle ist hinreichend genau, was alleine durch die Getriebeübersetzung von näherungsweise 1/200 zustande kommt. Aufbau, Erregung und Auswertung entscheiden über die letztendliche Auflösung des Resolvers. Die entwickelte Elektronik des Pitchumrichters stellt eine 16-Bit Auflösung zur Verfügung, was 20 Bogensekunden an der Motorwelle entspricht. Der Blattgeber mit 13-Bit ist deutlich schlechter aufgelöst. Da ein Spiel von $1,5^\circ$ beim Planetengetriebe allerdings keine Seltenheit ist, ist die Auflösung noch ausreichend, weil so die gesamte Breite des Spiels in 34 Inkremente aufgelöst werden kann.

6.3.4 Alternative Blattgeber

Trotz der ausreichend guten Ergebnissen beim Einsatz des mechanischen spielfreien Geberitzels, bleibt ein Gedanke an eine zukunftsweisende Lösung für den Einsatz in Windkraftanlagen nicht aus. Fest steht, dass dieser mechanische Geber in jedem Fall mit Verschleiß behaftet ist. Ebenfalls das Ritzel wird Alterungserscheinungen unterliegen, wie beispielsweise Abrieb oder Verlust der Flexibilität.

Zum jetzigen Zeitpunkt gehört der Blattgeber zum Bereich der funktionalen Sicherheit, was bedeutet, dass der Ersatz dieses Bauteils mit einigen Auflagen verbunden ist und ein bestimmtes Performancelevel erreichen muss.

Um dem mechanischen Verschleiß und gleichermaßen dem Geberspiel entgegenzutreten, käme eine kontaktlose Sensorik in Betracht, also ein Sensor, der berührungslos über der Zahnstange montiert wäre und ihre Position erfasste. Optische Systeme sind möglich und auch naheliegend. Allerdings führt die automatische Schmierung des Systems zwangsläufig zu sehr unterschiedlichem optischem Auftreten der Zahngeometrie. Ferner muss sichergestellt sein, dass der Sensor selbst nicht verschmutzt wird.

Aus diesem Grund wird der Einsatz von Magnetfeldsensorik weiterverfolgt. Da der Blattzahnkranz auch zukünftig aus Stahl gefertigt werden wird, ist damit zu rechnen, dass das zu erkennende Material eisenhaltig ist. Zahnräder sind oft aus Molybdänstahl, eine Stahlsorte, die bis zu 98 Prozent aus Eisen besteht. Selbst Chromnickelstahl, üblicherweise eingesetzt bei Achsen oder Eisenbahnradern, weil er sehr hart und beständig ist, hat einen Eisengehalt von zirka 55 Prozent, die meisten anderen Stahlsorten haben deutlich mehr Eisengehalt und



sind damit unproblematisch.

Fest steht, dass ferromagnetisches Material eingesetzt wird, was eine kontaktlose Detektierbarkeit anhand seiner magnetischen Antwort zulässt.

Sensoren, die nach dem Hall-Effekt die Drehzahl eines Zahnrads erkennen, werden im Fahrzeug- und Maschinenbau sehr häufig eingesetzt. Allerdings muss hier die exakte Lage erkannt werden, was mit einem Sensorelement aufgrund der Differenz von Sensorgröße zu Zahnmodul nicht realisierbar ist. Aus einer Anreihung von Sensorelementen, deren Länge breiter als ein Zahn ist, würde hingegen eine Detektion durchaus möglich sein. Ähnliche Konstruktionen sind als Magnetfeld-Kamera bekannt. Dabei werden die Sensorzellen zweidimensional in einem Raster angeordnet, ähnlich dem CCD-Sensor einer Kamera. Wird ein solches Raster auch noch in der Z-Achse fortgesetzt, entsteht ein 3D-Sensor.

Aus Kostengründen ist die Beschränkung auf eine Zeile hier aber ausreichend, da der Blattzahnkranz nur einen Freiheitsgrad hat. Neben dem klassischen Hall-Effekt würden sich Sensoren, die mit dem magnetoresistiven Effekt arbeiten, ebenfalls anbieten. Diese Sensoren arbeiten mit Sensormaterialien, deren Widerstand sich in Abhängigkeit eines Magnetfelds ändert.

Alle diese Sensoren erkennen aber nicht direkt ferromagnetische Materialien, sondern nur magnetische Feldstärke. Somit muss zusätzlich für ein äußeres Feld gesorgt werden, das

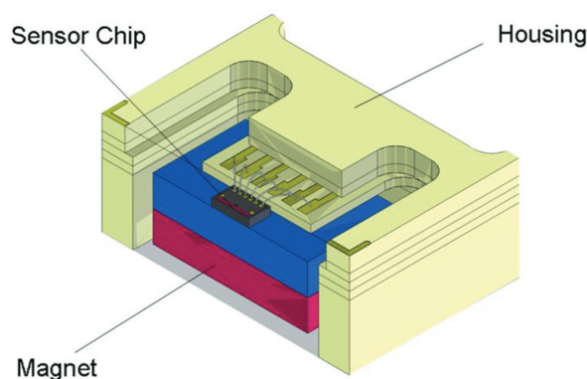


Abb. 6.16: GMR-Sensor [20]

durch das ferromagnetische Material der Zähne entsprechend verzerrt werden kann. Dieses Feld kann per Permanent- oder Elektromagnet erzeugt werden.

Getestet wurde die Möglichkeit, GMR-Sensoren einzusetzen. Diese Sensoren arbeiten mit dem Riesenmagnetowiderstand (giant magnetoresistance, GMR) und werden bei Festplatten als Lesekopf eingesetzt. Sie sind sehr klein und gleichzeitig hoch sensitiv, im Vergleich zu ähnlichen Sensortypen wie dem AMR Sensor. Der Sensoraufbau ist in Abbildung 6.16 dargestellt. Zu sehen ist der Permanentmagnet, der das Magnetfeld erzeugt, und der Sensor-Chip, der zwei Wheatstone-Brücken beinhaltet, die räumlich auseinanderliegen. An den Ausgängen der Brücken kann direkt eine Spannung gemessen und analog weiterverarbeitet werden. Die Spannungshöhe ist dabei abhängig vom Abstand, was die Möglichkeit einer sehr präzi-



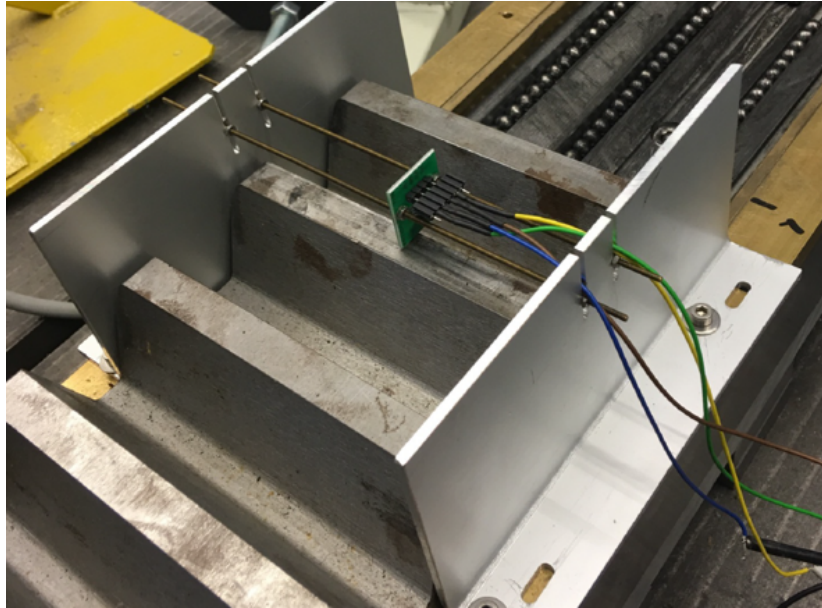


Abb. 6.17: Einzelner GMR-Sensor im Testaufbau

sen Erkennung der Zahnflanken zulässt. Durch Anreihung mehrerer Elemente zu einer Länge von einem Zahnabstand werden die Sensoren teilweise kein Signal liefern, wenn sie sich zwischen den Zähnen befinden und teilweise Vollausschlag zeigen, genau auf der Zahnspitze. Die Sensorelemente zwischen beiden Extrema liefern hingegen genaue Informationen zur Zahnflanke, sodass eine Bewegung der Zahnstange gut erkannt werden kann.

Eine Absolutwertausgabe des Blattwinkels ist durch einen solchen Sensor nicht möglich, daher kann er einige Anforderungen an die funktionale Sicherheit nicht erfüllen. Denkbar wäre allerdings die Kombination mit einem konventionellen Multiturn-Geber, dessen Auflösung aber deutlich geringer ausfallen kann und der auch nicht spielfrei eingekoppelt werden muss.

6.4 Mechanik

Die Belastungsmaschine ist mit Hilfe eines Lineardirektantriebs realisiert. Dieser wird ohne mechanische Übersetzung direkt mit der Zahnstange verbunden, sodass es durch die Ankopplung zu keinerlei Spiel kommen kann. Die Zahnstange mit einer Länge von 1000 mm ist seitlich in Messingschienen geführt und liegt auf Lagerkugeln, die in Nuten laufen. Der Verfahrweg ist durch den Linearmotor auf $l = 254 \text{ mm}$ begrenzt, die Zahnstange kann aufgrund ihrer Länge sowohl Getriebeabtrieb als auch den Blattgeber aufnehmen.

Um den linearen Weg in einen Pitchwinkel zu konvertieren, muss der Durchmesser des Blattzahnkranzes bekannt sein. Das vorliegende Pitchgetriebe ist für eine Zähnezahl von $z = -135$ des Gegenrades konstruiert. Das Modul ist ebenfalls $m = 16$. Aus dieser Zahl kann der Teilkreisdurchmesser d_0 des Blattzahnkranzes errechnet werden:

$$d_0 = m \cdot z = 16 \cdot 135 = 2160 \text{ mm} \quad (6.7)$$

Der Umfang des Teilkreises entspricht der Länge einer äquivalenten Zahnstange. Ins Verhältnis gesetzt zum tatsächlichen Verfahrweg ergibt sich dann der mögliche Pitchwinkel:

$$\alpha = \frac{l}{d_0 \cdot \pi} \cdot 360^\circ = \frac{254 \text{ mm}}{2160 \text{ mm} \cdot \pi} \cdot 360^\circ = 13,5^\circ \quad (6.8)$$

Der aktuell abbildbare Pitchwinkel des Aufbaus beträgt somit $13,5^\circ$. Mit der Gesamtlänge der Zahnstange wären durchaus 53° , und damit über die Hälfte des in der Anlage verwendeten Verfahrweges, möglich. Allerdings muss auch noch der Blattgeber an der Zahnstange abgreifen, sodass diese nicht in voller Länge genutzt werden kann. Der Winkel von $13,5^\circ$ bietet wiederum alle Möglichkeiten zur Untersuchung der Regelung. Während des Normalbetriebes bewegt sich die Anlage um etwa 20° , sodass sogar 75 % des Verfahrweges im Regelfall mit dem Prüfstand abgedeckt werden könnte.

Neben der Zahnstange mit ihrer Führung besteht der Prüfstand noch aus mehreren spezialgefertigten Winkeln, die Blattgeber, Motor und Getriebe halten.

6.4.1 Pitchgetriebe

Das Pitchgetriebe ist ein mehrstufiges Planetengetriebe, welches die Aufgabe hat, das Drehmoment des Antriebs deutlich zu erhöhen. Das Blatt muss nur mit geringer Drehzahl verfahren werden, allerdings ist ein entsprechend hohes Drehmoment zwingend erforderlich, um auch bei voller Windlast, ungünstiger Nabenposition und Verklemmung das Blatt in einen sicheren Betriebszustand verfahren zu können. Hier kommt, wie auch schon beim Motor, ein Originalteil zum Einsatz. Sein Material ist ein Einsatzstahl, das heißt ein Stahl mit sehr



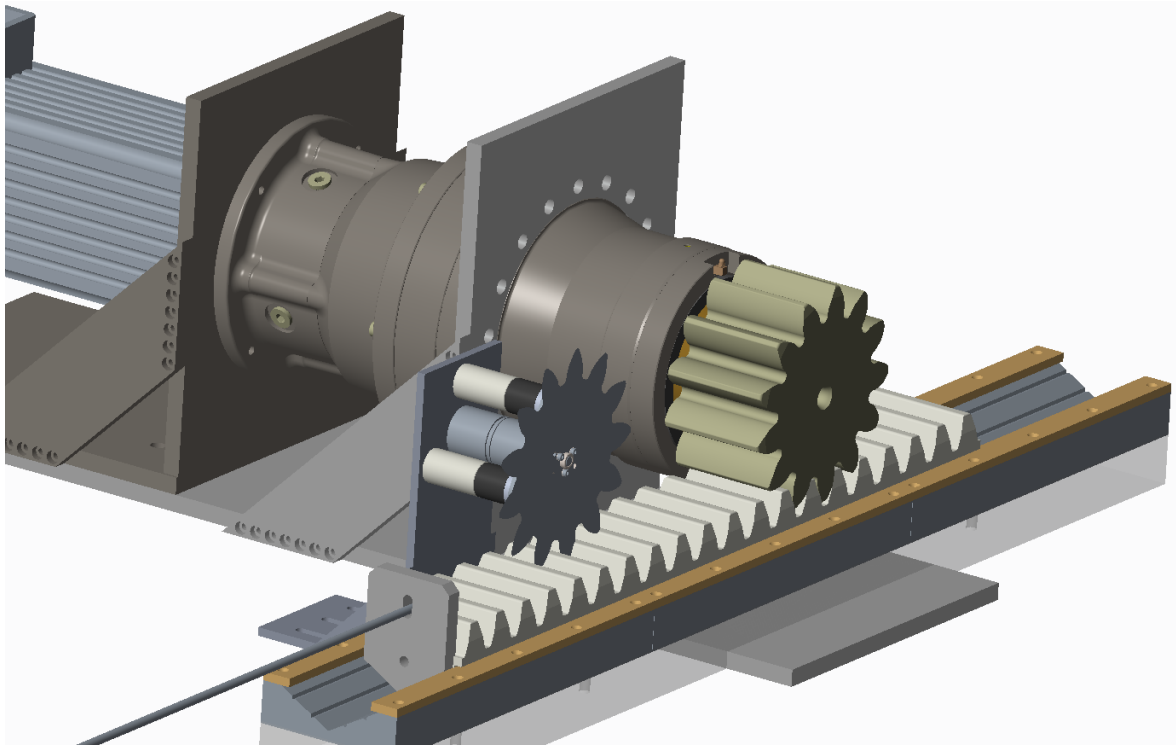


Abb. 6.18: Aufbau des Prüfstands

geringem Kohlenstoffgehalt (0,1 % bis 0,2 %), der dadurch gehärtet ist, dass er erhitzt und in eine kohlenstoffhaltige Atmosphäre eingesetzt wird. Bei diesem Prozess diffundiert der Kohlenstoff in die Randschicht, sodass dort eine effektivere Härtung entsteht. Die relevanten Daten sind der Tabelle 6.2 zu entnehmen.

Übersetzung	208,98
Zähnezahl	13
Grundkreisdurchmesser	195,4561 mm
Gegenradzähnezahl	-135
Maximaldrehzahl	4500 U/min
Maximaldrehmoment	33750 Nm
Material	17CrNiMo6-7

Tab. 6.2: Getriebedaten (Auszug)

6.4.2 Blattnachbildung

Zur Untersuchung des Getriebeispieles innerhalb des Pitchsystems sollen alle für den Effekt relevanten Teile der Anlage am Prüfstand abgebildet werden. Relevant sind der Antrieb, das mehrstufige Pitchgetriebe und der Blattzahnkranz mit Belastung. Der Aufbau von Pitchantrieb und Pitchgetriebe ist für den Prüfstand zu übernehmen. Der Blattzahnkranz, genauer



die Blattlastnachbildung, stellt eine Herausforderung dar, was einerseits in Maßen und Gewicht dieses Bauteils und den damit verbundenen Problemen der mechanischen Lagerung begründet ist. Andererseits bereitet die Anbindung der Belastungsmaschine Probleme, da diese spielfrei an den Blattzahnkranz montiert werden muss, damit das Getriebespiel nicht doppelt zum Tragen kommt. Die Anbindung der Lastmaschine, die ebenfalls mit einem Getriebe versehen sein muss, um die entsprechenden Gegenmomente aufzubringen, kann mit zwei antagonistischen Antrieben erfolgen. Diese Antriebe werden jeweils so geregelt, dass es zwischen beiden stetig zu einer Verspannungssituation über den Blattzahnkranz kommt und deshalb kein Spiel entsteht. Die Regelungstechnik und der mechanische Aufwand eines solchen Aufbaus stehen in keiner Relation zum Nutzen. Der Aufbau könnte zwar einen kompletten Pitchwinkelbereich abbilden und auch maximale Lastmomente erzeugen, allerdings ist dies für die Abbildung des Problems nicht notwendig. Hier genügt ein kleiner Pitchwinkelbereich und eine begrenzt leistungsfähige, aber dynamische und spielfreie Lastnachbildung. Daher wurde nur ein Teil des Blattzahnkranzes abgebildet, der lediglich einem Pitchwinkel von 10° - 15° (je nach Blattdurchmesser) entspricht. Um den Aufbau und die Anbindung der Lastmaschine zu vereinfachen, wurde dieses Blattzahnkranzelement als planare Projektion des Kranzes gefertigt (siehe Abbildung 6.19). Bei dieser Konvertierung werden die Zahnflanken zueinander gestaucht, sodass sich ihre Form verändert, was entsprechend angepasst wurde. Das Modulmaß bleibt dabei aber erhalten.

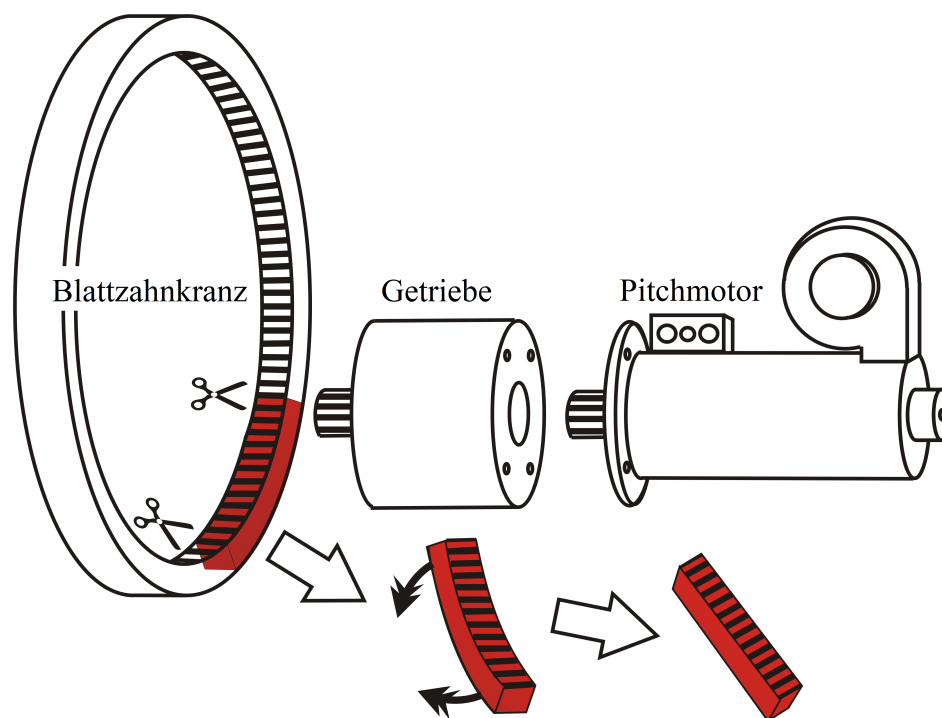


Abb. 6.19: Idee des Prüfstands

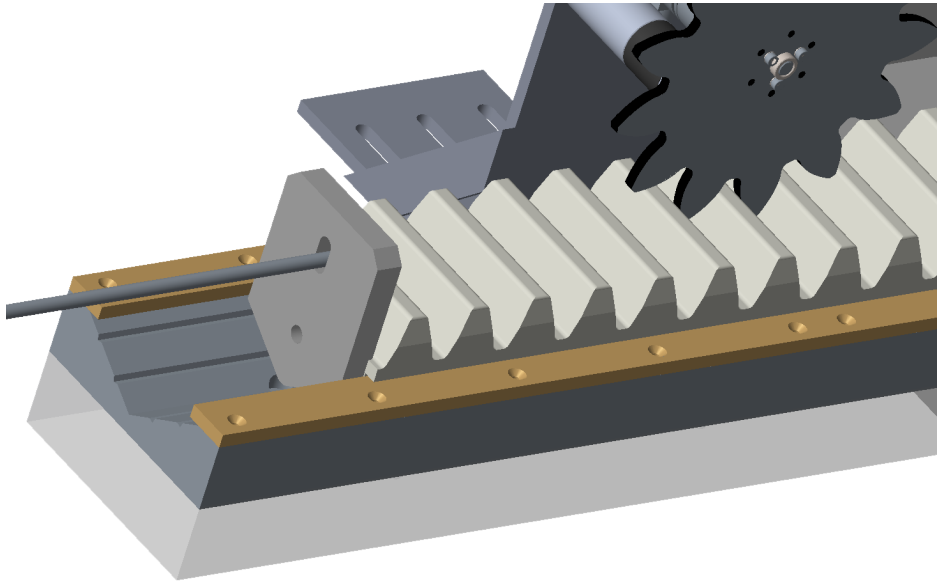


Abb. 6.20: Führung der Zahnstange

6.5 Lastumrichter

Als Leistungsendstufe des Linearantriebs kommt ein Industriemrichter (ServoOne von LTI Motion / KEBA) im Netzbetrieb zum Einsatz. Da die Anpassung des Umrichters auf diese Arbeit lediglich in der Montage und Modifikation der Anschlüsse liegt, wird er an dieser Stelle bloß aus Gründen der Vollständigkeit erwähnt, aber nicht näher diskutiert. Die Dimensionierung erfolgte entsprechend der maximal benötigten Kräfte des Linearmotors auf einen Ausgangsstrom von 45 A.

6.6 Lastantrieb

Die Antriebseinheit besteht aus Linearmotor und Lineargeber. Der Geber dient dabei hauptsächlich der Kommutierung des Antriebs, genau wie ein rotatorischer Geber an einem Standard-Servoantrieb. Ferner hat er die Sicherheitsfunktion, den Anker stets innerhalb des Bewegungsbereiches zu halten und nicht aus den Seiten herausschieben zu lassen.



6.6.1 Linearmotor

Der Linearantrieb ist die Lastmaschine für den Prüfstand, die direkt mit der Zahnstange verbunden ist und in einer Achse mit ihr liegt. Vom prinzipiellen Aufbau ist der Linearantrieb eine Synchronmaschine. Die Transformation der klassisch-rotatorischen Synchronmaschine zur linearen Abbildung ist bei Blattzahnkranz und Antrieb identisch, siehe Abbildung 6.21. Der Rotor besteht aus Magnetringen, jeweils Nord- und Südpol abwechselnd nach au-

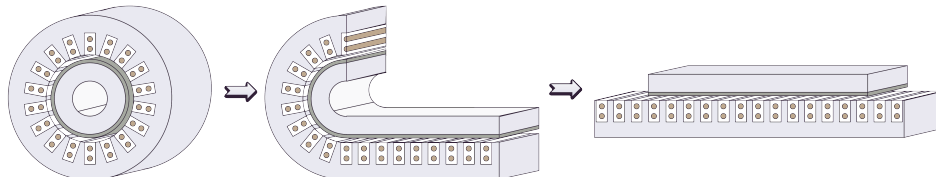


Abb. 6.21: Von der rotierenden zur linearen Maschine [21]

ßen weisend. Der Stator besteht aus Spulen, die kreisförmig um den Rotor positioniert sind, wie Abbildung 6.22 zeigt. Da dieser Antrieb nur den Vorgaben für die Belastung folgen muss, kommt hier ein Industrie-Standardumrichter zum Einsatz, siehe Kapitel 6.5, der sich im Drehmomentregelungsbetrieb befindet.

Der Aufbau des Linearmotors spielt für den Prüfstand eine untergeordnete Rolle. An dieser Stelle kann jeder Linearantriebstyp zum Einsatz kommen, wenn er die nötigen Kräfte und Dynamiken aufbringen kann. Die Topologie des verwendeten Linearantriebs hat den fertigungstechnischen Vorteil, dass die Komponenten hauptsächlich Drehteile sind. Des Weiteren ist es möglich, das Drehmoment des Motors zu skalieren, indem Rotor und Stator in ihrer Länge angepasst werden. Der verwendete Motor hat drei dreiphasige Module als Stator (Abbildung 6.22 zeigt im Modell hier zwei dreiphasige Module).

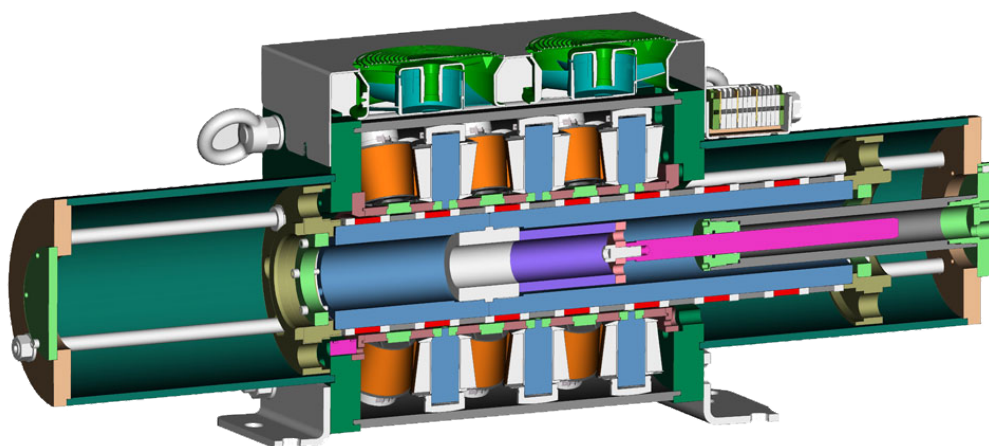


Abb. 6.22: Prinzipieller Aufbau des Linearmotors [21]



Der große Vorteil des Linearmotors ist, dass er die Kraft spielfrei auf die Zahnstange bringen kann. Er ist somit ein Direktantrieb, was den Nachteil hat, dass das Drehmoment nicht wie beim Pitchantrieb durch das Getriebe deutlich hochgesetzt wird. Die Nenn-Kraft, die der Pitchantrieb auf die Zahnstange bringt, berechnet sich bei seinem Nenndrehmoment von 40,1 Nm durch die Übersetzung des Getriebes von $i = 208,98$ und den halben Teilkreisdurchmesser des Abtriebsritzels in seiner Funktion als Hebelarm von 104 mm wie folgt:

$$F_{NPitch} = \frac{M_N \cdot i}{d_0/2} = \frac{40,1 Nm \cdot 208,98}{104 mm} = 80,58 kN \quad (6.9)$$

Die Nennkraft des Linearmotors vom 4,8 kN entspricht knapp 17 % der des Pitchantriebes. Zwar kann der Linearmotor unter thermischer Beobachtung, also für einen überschaubaren Zeitraum und bei entsprechender Kühlung, durchaus 200 %, somit 9,6 kN aufbringen, aber es stellt sich zunächst die Frage, ob diese Kräfte überhaupt benötigt werden. Für die prinzipielle Funktionalität und damit die Basis für die Entwicklung des Algorithmus ist die Kraft ausreichend, für die Nachstellung der tatsächlichen Kräfte an den Zähnen hingegen unzureichend.

Um das äquivalente Drehmoment einer rotatorischen Maschine zu erhalten, was für die Sollwertvorgabe im Frequenzumrichter benötigt wird, muss die Kraft von $F_{NLin} = 4,8 kN$ mit der Modullänge von $l_M = 162 mm$ in ein Drehmoment mittels des Hebelgesetzes 6.10 umgerechnet werden.

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F} \quad (6.10)$$

Bei einer rotatorischen Maschine ist der Abstand zwischen der wirkenden Kraft und der Rotorachse als Hebelarm \vec{r} zu verstehen. Die Modullänge im Linearmotor entspricht hingegen dem Umfang einer einpoligen Maschine, genauer der Abfolge der drei Phasen. Eingesetzt in die Gleichung 6.10 folgt:

$$M_{NLin} = \frac{l_M}{2 \cdot \pi} \cdot F_{NLin} = \frac{162 mm}{2 \cdot \pi} \cdot 4,8 kN = 123,76 Nm \quad (6.11)$$

Der Linearantrieb schränkt, aufgrund seiner bereits im Kapitel 6.4 diskutierten Begrenzung des Fahrwegs sowie seiner unzureichenden Kraft, die Einsatzmöglichkeiten des Prüfstands ein. An dieser Stelle hat der wirtschaftliche Gedanke Vorrang, denn für die Untersuchung des Getriebespiels und für die Entwicklung von Algorithmen ist der Linearmotor absolut ausreichend. Hier auf stärkere Antriebe und längere Fahrwege auszubauen, hat weitreichende Folgen für den relativ kompakten Aufbau (größere Umrichter, Wasserkühlung, Sicherheitsvorkehrungen), sodass davon abgesehen wird.



6.6.2 Motorgeber

Der Motorgeber ist ein Inkremental-Lineargeber auf Halleffektbasis, auf einer Magnetstange montiert. Während auf einer Seite des Antriebs direkt die Zahnstange angekuppelt ist, befindet sich der Sensor außerhalb des Motors, genau auf der gegenüberliegenden Seite.

6.7 Übergeordnete Steuerung

Die Ansteuerung des Prüfstandes kann auf verschiedene Arten erfolgen. Beispielsweise bieten beide Umrichter einen Funktionsgenerator und eine Sollwerttabelle, zyklische Fahrten und Belastungen können so realisiert werden. Die Parametrierung erfolgt über ein Parameterinterface (PC-Software), welches über Ethernet mit den Umrichtern verbunden ist. Sollen beide Umrichter Profilen synchron folgen, ergeben sich zwei Probleme. Zum einen muss der Startzeitpunkt des Profils synchron sein. Während dies noch mit moderatem Aufwand zu realisieren ist, müssen zum anderen die Systemuhren beider Umrichter über den Prüfzeitraum synchron laufen. Hier ergibt sich ein Problem, weil die Zeiten Vielfache der deutlich höheren Taktzeiten der Rechen- oder Regelfrequenzen sind. Eine leichte Abweichung dieser Takte akkumuliert sich entsprechend auf, sodass diese Sollwertvorgaben nur für einfache und kurze Tests geeignet sind. Es ist technisch möglich, durch den Einsatz von Echtzeituhren mit

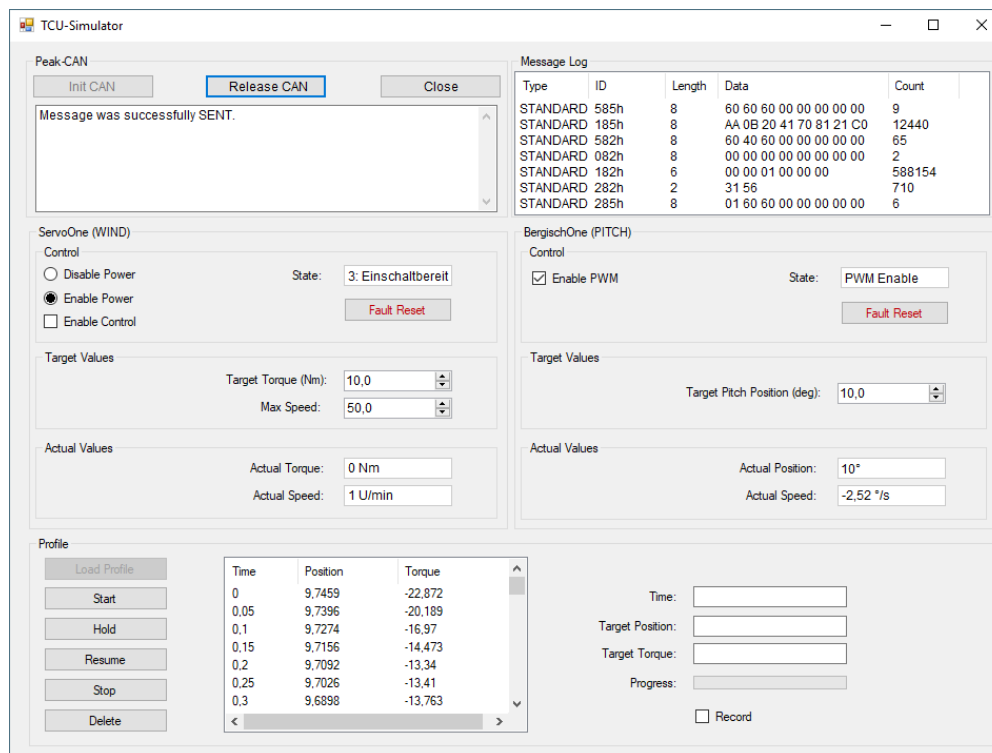


Abb. 6.23: TCU-Last-Simulator Software



kalibrierten Taktquellen oder gestimmten Quarzen die Zeitbasis der Softwareoszilloskope recht genau zu skalieren, allerdings bedeutet das erhöhten Aufwand und löst die Synchronisationsproblematik untereinander noch nicht.

Eine zentrale Sollwertvorgabe für beide Wechselrichter ist daher gefordert, spätestens um komplexere Sollwertprofile durchfahren zu können, deren Werte nicht periodisch sind. Daher wurden beide Umrichter mit CANopen ausgestattet und haben somit eine echtzeitfähige Feldbusverbindung untereinander und zu einer zentralen Steuerung. Die Sollwertvorgabe erfolgt durch eine PC-Software mit einem USB-CAN-Adapter. Diese Software gibt zeitsynchron Sollwerte für Pitchwinkel aus, wie es die Turbinensteuerung macht, und dazu passende Lastmomente, welche aus Lastsimulationen generiert wurden. Um ein Profil am Prüfstand zu durchfahren, müssen die Sollwerte vorab erstellt werden. Hier kommt eine Anlagendesignsoftware zum Einsatz, mit deren Hilfe die wirkenden Kräfte unter den verschiedenen Lastfällen betrachtet und aufgezeichnet werden können. Genauer wird eine Windkraftanlage mit Bladed von DNV GL (Det Norske Veritas (Norwegen) und Germanischer Lloyd) simuliert und sowohl die Pitchwinkel als auch die Kräfte mit einem zugehörigen Zeitstempel generiert. Diese Sollwerttabelle muss anschließend konvertiert werden, was durch ein MATLAB-Script

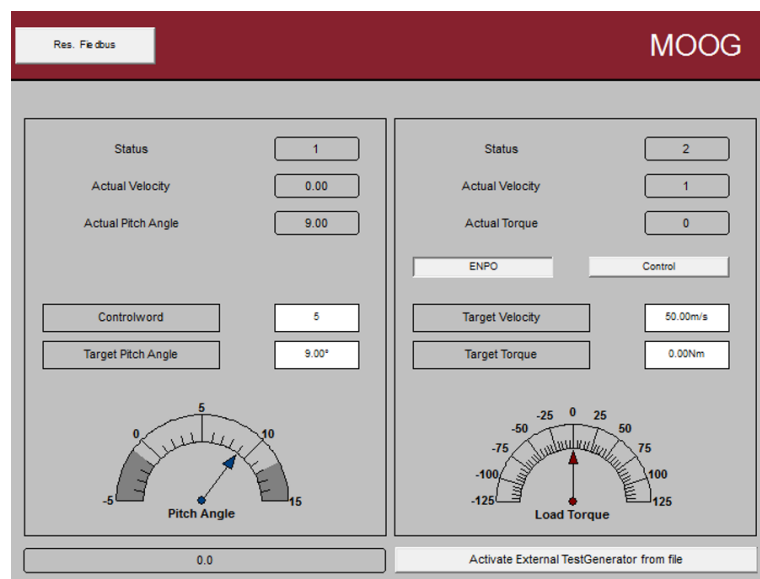


Abb. 6.24: Benutzeroberfläche SPS

umgesetzt wird, damit die PC-Software die Sollwerte entgegennehmen kann. Die Software überträgt dann nach den Zeitangaben dieser Tabelle die Werte für das Drehmoment und den Pitchwinkel an die beiden Umrichter, wie in 6.23 dargestellt. Gleichzeitig empfängt die Software auch Statusinformationen sowie Istwerte der Umrichter und schreibt diese in eine Datei, die anschließend mit MATLAB ausgewertet werden kann. Problematisch bei dieser Lösung ist, dass es auch hier einen Jitter in der Zeitachse gibt. Dieser kommt daher, dass die Sollwerte im 50 ms-Raster verschickt werden müssen und dies nur über Umwege mit C#



unter Windows zu handhaben ist. Derart kurze Zeitabstände kann nur über die Stopwatch und entsprechend große CPU-Auslastung realisiert werden. Da Windows nur eine begrenzte Echtzeitfähigkeit bietet, sind zwar zusammengehörige Wertetupel bei beiden Umrichtern zeitgleich, aber zwei aufeinanderfolgende Messungen nicht vergleichbar, da ihre Zeitachsen sich unterscheiden. Durch diese Problematik sind Vorher-Nachher-Vergleiche, die zur Qualifizierung der Regelung nötig sind, mit Fehlern vorbelastet. Alternativ ist der PC durch eine echtzeitfähige programmierbare Steuerung (SPS) zu ersetzen, die ebenfalls die Sollwerttabelle abarbeitet. Zu diesem Zweck kommt eine CX9000 von Beckhoff, mit einem CANopen-Modul zum Einsatz. Per Ethernet erfolgt die Steuerung der Benutzeroberfläche, siehe 6.24. Ferner werden über diesen Weg per FTP auch die Sollwerttabellen in die SPS geladen. Über CANopen werden dann die Sollwerte an beide Umrichter übermittelt. Damit ist es möglich, den Anforderungen gerecht zu werden und nachvollziehbare Prüfprofile zu durchfahren.



6.8 Messtechnik

Die Messtechnik des Aufbaus umfasst insgesamt drei Lagesensoren, einen Kraftsensor sowie acht Dehnungsmessstreifen. Zur Maschinenregelung sind die Motorphasen der beiden Antriebe jeweils mit einer dreiphasigen Strommessung versehen. Im Fall des Linearmotors ist der Lagegeber ein Inkrementalgeber, wie in Kapitel 6.6.2 beschrieben, beim Pitchantrieb ist es ein Resolver, beschrieben in Kapitel 6.3.2. Die Auswertung der Geber erfolgt über die jeweiligen Umrichter. Der dritte Lagesensor ist der Blattgeber, näher beschrieben in Kapitel 6.3.3. Er sitzt mit auf der Zahnstange und wird ebenfalls vom Pitchumrichter ausgewertet. Auch der Kraftsensor wird vom Umrichter ausgewertet, während die Messung der Dehnungsmessstreifen durch einen Scopecorder aufgezeichnet wird. Ferner überwachen mehrere Temperatursensoren die Motorwicklungen, auch hier erfolgt die Überwachung durch die Umrichter.

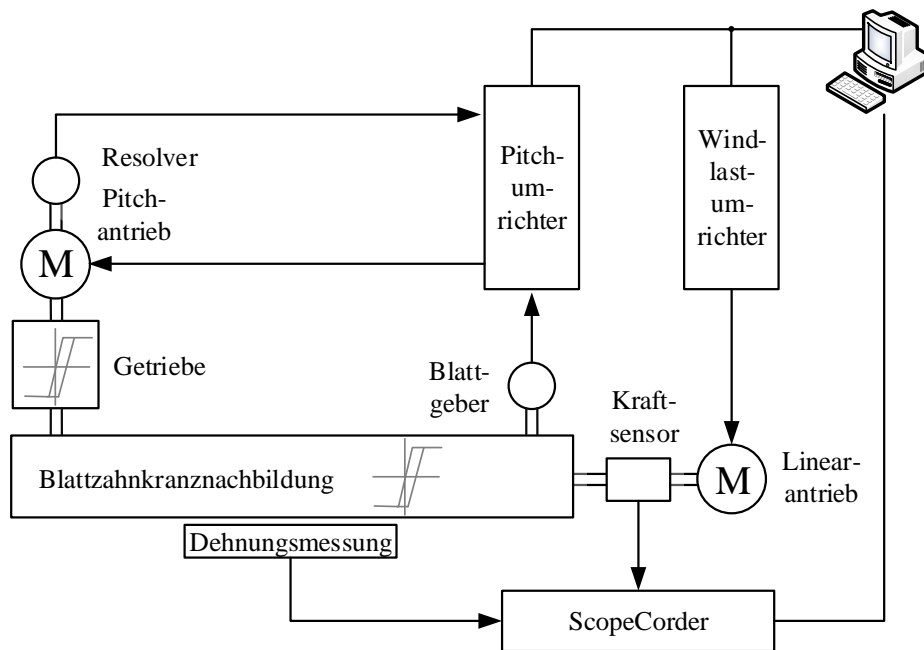


Abb. 6.25: Aufbau Prüfstand mit Messsystem

6.8.1 Dehnungsmessstreifen

Einzelne Zähne der Zahnstange sind mit Dehnungsmessstreifen versehen, die den Stress am Zahn direkt erfassen. Da der zu betrachtende Effekt sich lediglich zwischen zwei Zähnen abspielt, müssen nicht alle Zähne der Zahnstange mit Dehnungsmessstreifen ausgestattet werden. Um die Auswirkungen auf Nachbarzähne erfassen zu können, werden insgesamt drei Zähne mit Dehnungsmessstreifen versehen. Die Positionierung basiert einerseits auf der Simulation, andererseits auf wissenschaftlichen Veröffentlichungen, die übereinstimmend zeigen, dass am Zahnfuß die Kraft am größten ist, siehe Abbildung 6.27. Die Position der



Abb. 6.26: Positionierung der DMS am Zahnfuß [22]

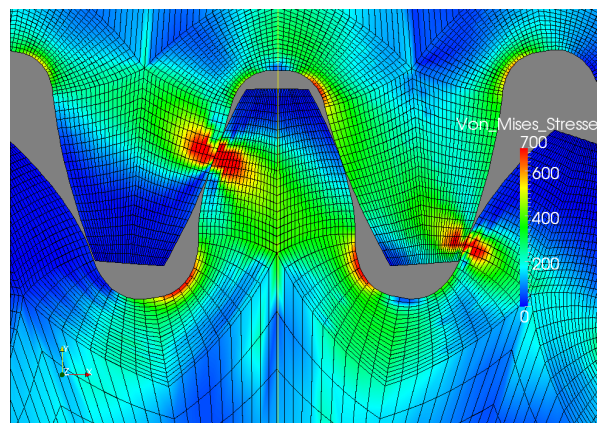


Abb. 6.27: Kraftverteilung am Zahn [23]

Dehnungsmessstreifen spielt dabei eine nicht unerhebliche Rolle, da sie an der Stelle des Zahnes befestigt sein müssen, wo auch tatsächlich eine Dehnung stattfindet. Diese Position muss zunächst bestimmt werden, mit der Einschränkung, dass auf den Zahnflanken keine Sensoren befestigt werden können, weil das Abtriebsritzel ungehindert eingreifen können muss. Nach internen Messungen von Moog [50] ist eine seitliche Montage ausreichend. Auf die Befestigung innerhalb des Zahns kann also mit dem Vorteil der deutlich einfacheren Montage verzichtet werden.

Mit Hilfe der Simulation werden die zu erwartenden Kräfte an der Zahnflanke ermittelt und die Position evaluiert. Vier Dehnungsmessstreifen werden im Aufbau zu einer Wheatstone-Brücke verschaltet. Diese Verschaltung hat mehrere Vorteile. Zunächst liefern die Dehnungsmessstreifen nur sehr geringe Widerstandgradienten, was einerseits auf die kraftbegrenzte Lastmaschine zurückzuführen ist, die auf eine Mechanik wirkt, die für deutlich höhere Kräfte und für Extrembedingungen dimensioniert ist, andererseits dem Bauteil Dehnungsmessstreifen generell geschuldet ist.

Ein weiterer Vorteil der Wheatstone-Brücke ist die Temperaturstabilität, denn entgegen eines Aufbaus mit drei Konstantwiderständen und einem Dehnungsmessstreifen, besitzen im vorliegenden Aufbau alle vier Widerstände den gleichen Temperaturfehler, sodass die Umgebungs- und Eigentemperatur vernachlässigt werden kann.



Durch die Anordnung und Verschaltung besteht noch der weitere Vorteil, dass sich der Pegel des Messsignals unter der Annahme vervierfacht [24], dass die treibende Kraft homogen am Zahn angreift und die Zugkraft (an Positionen 1 und 3 in Abbildungen 6.28 und 6.29) auf der Angriffsseite gleich der Druckkraft (an Positionen 2 und 4 in Abbildung 6.28 und 6.29) auf der der angreifenden Kraft abgewandten Seite entspricht. Aber auch bei ungleicher

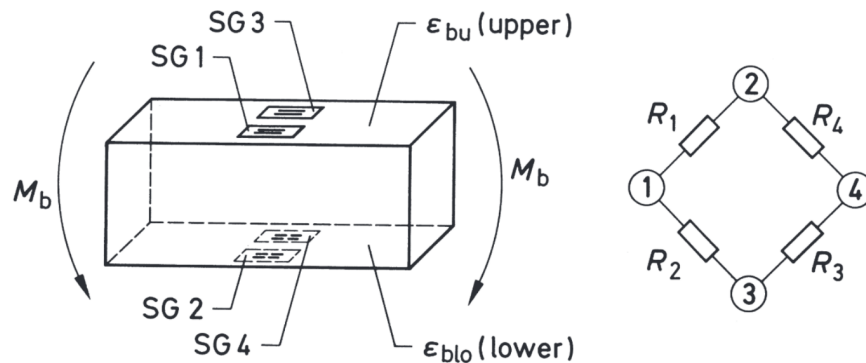


Abb. 6.28: Theoretische Anordnung [24]

Verteilung kommt es zu einem sich verstärkenden Effekt. Es gilt:

$$\epsilon_1 + \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4 = \epsilon_i = 4 \cdot \epsilon_b$$

Der finale Vorteil besteht in der EMV-Unempfindlichkeit dieses Aufbaus. Durch die zwei Antriebe mit passender Leistungseinheit ist die Umgebung entsprechend ungünstig für lange Leitungswege. Aufgrund der differentiellen Auswertung bleiben Gleichtaktstörungen auf den Messleitungen ohne Beeinflussung des Messsignals.

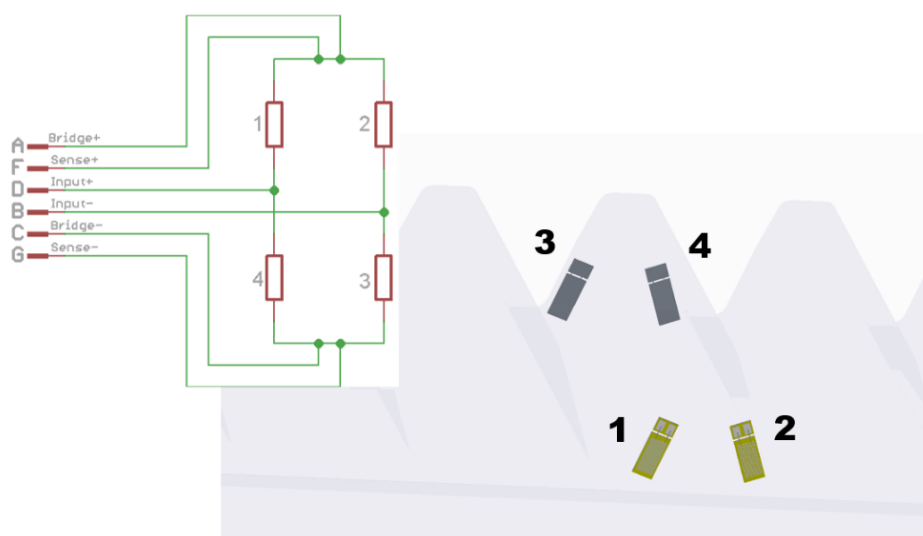


Abb. 6.29: Montage der Dehnungsmessstreifen

6.8.2 Kraftmessung

Während sich die Messung des Drehmoments zwischen Pitchmotor und Zahnstange durch das Einbringen einer Drehmomentmesswelle als aufwendig darstellt, wie in Kapitel 4.1.5 beschrieben, ist die Messung der Kraft zwischen der Lastmaschine und der Blattzahnkranznachbildung relativ einfach möglich. Dazu wird in die mechanische Verbindung zwischen Linearmotor und Zahnstange ein Kraftsensor eingebracht, der Zug- und Druckkraft erfasst und als ein elektrisches Signal ausgibt. Intern arbeitet der Kraftsensor ebenfalls mit Dehnungsmessstreifen und bereitet das Messsignal auf, um es über eine analoge Industriestandard-schnittstelle auszugeben, was eine hochdynamische Erfassung der Kräfte möglich macht.

Für das Messsignal wurde eine Stromschnittstelle, 4-20 mA, gewählt, die den Vorteil hat, dass sie eine höhere Störfestigkeit gegenüber einer Spannungsschnittstelle besitzt und zudem die Leitungslänge das Messsignal nicht beeinflusst. Der Sensor hat einen Messbereich von ± 10 kN und ist damit auf rund 208 % der Linearmotorkraft ausgelegt, seine Grenzkraft liegt bei etwa 312 %. Es wurde bewusst dieser Sensor ausgewählt, um einen guten Störabstand zu haben und damit, auch bei Einwirkungen durch die hohen Ströme der Umrichter während der Verschleißreduzierungs Vorgänge, einen möglichst geringen Einfluss auf das Messsignal zu erhalten.



Abb. 6.30: Kraftsensor



Kapitel 7

Messungen und Auswertung

Zunächst stellt sich die Frage, wie etwas gemessen werden kann, dessen einflussreichste Größe fluktuiert und keinen Determinismus hat. Bei sämtlichen Industrieprozessen sind Auslastung und Belastung kalkulierbar und nicht selten auch Auslegungsmaß. Im Fall der Windkraft ist aber nicht vorhersehbar, wie die Belastung sein wird.

Für die Zulassung von Windkraftanlagen gibt es zu diesem Zweck Richtlinien, die Bemessungslastfälle, sogenannte Design-Load-Cases (DLC) definieren [32]. In den Bemessungslastfällen sind alle möglichen Betriebsfälle definiert, inklusive Transport und Reparatur, Ein- und Abschaltvorgängen, Störungen diverser Art, natürlich auch Stillstand und der Normalbetrieb, der als einziger Fall auch näher betrachtet wird. Hintergrund ist, dass außerhalb des Normalbetriebs die getriebebeschonende Regelung inaktiv sein sollte, damit sie nicht im sicherheitskritischen Teil der Software eingreift und auch nicht zu ungewollten Zeitkonstanten führt.

Der Produktionsbetrieb (1. Power production) aus den Bemessungslastfällen unterteilt sich in mehrere Unterkategorien:

- 1.1 Normal turbulence model (NTM)
- 1.2 omitted
- 1.3 Extreme coherent gust with direction change (ECD)
- 1.4 Normal wind profile model with grid loss (NWP)
- 1.5 Extreme operating gust with grid loss (EOG_1)
- 1.6 Extreme operating gust (EOG_{50})
- 1.7 Extreme wind shear (EWS)
- 1.8 Normal wind profile model with ice formation (NWP)

Alleine diese Fälle bieten schon genügend Möglichkeiten, an denen sich die getriebebeschonende Regelung beweisen kann. Additiv zu den Kräften am Flügel, die diese Fälle beschreiben, kommen die Reaktionen der Pitchregelung. Es ist somit nicht ausreichend, mit

Hilfe der Lastmaschine die Bemessungslastfälle abzubilden, sondern die Reaktionen der Pitchregelung, genauer der Turbinensteuerung, sind ebenfalls zu berücksichtigen. Zuletzt kommen noch die zyklischen Regelvorgänge der Einzelblattregelung für die Rotorkrafthomogenisierung hinzu, wie sie in der Grafik 2.15 vorgestellt wurde. Pro Umdrehung wird der Pitchwinkelsollwert, der letztendlich von der Turbinensteuerung gefordert wird, mit einem Sinus beaufschlagt, der eine Amplitude von zirka $1,5^\circ$ bis 3° hat und die Frequenz des Rotors.

Um die Vorteile, die durch die Regelung entstehen, quantisieren zu können, sind die Messungen eine sehr wichtige Komponente. Es können zwar einige Annahmen getroffen werden, zudem unterstützt die Simulation bei der Bewertung, dennoch bleibt eine direkte Erfassung der auftretenden Effekte unabhkömmlich.

Es ist nur mit Einschränkungen möglich auf dem Prüfstand Bemessungsbelastungsfälle zu durchfahren. Zum einen reicht der Verfahrenweg des Prüfstands nicht aus, um ausreichend große Pitchwinkel abzubilden, wie sie in den Profilen vorkommen, siehe Kapitel 6.4. Zum anderen ist auch die Kraft des Linearmotors begrenzt. Somit ist eine Abbildung aller Belastungen nicht möglich, siehe Kapitel 6.6.1.

Es müssen zunächst alternative Methoden zu den Bemessungsbelastungsfällen gefunden werden, die es ermöglichen, den Vorteil der verschleißreduzierenden Regelung zu beziffern. Eine Methode dabei ist die Anwendung modifizierter Bemessungsbelastungsfälle, die in ihren Dimensionen auf den Prüfstand angepasst worden sind. Diese Fälle können nachgefahren und in einem relativen Vergleich, mit und ohne verschleißreduzierender Regelung, eine Bemessungsgrundlage schaffen.



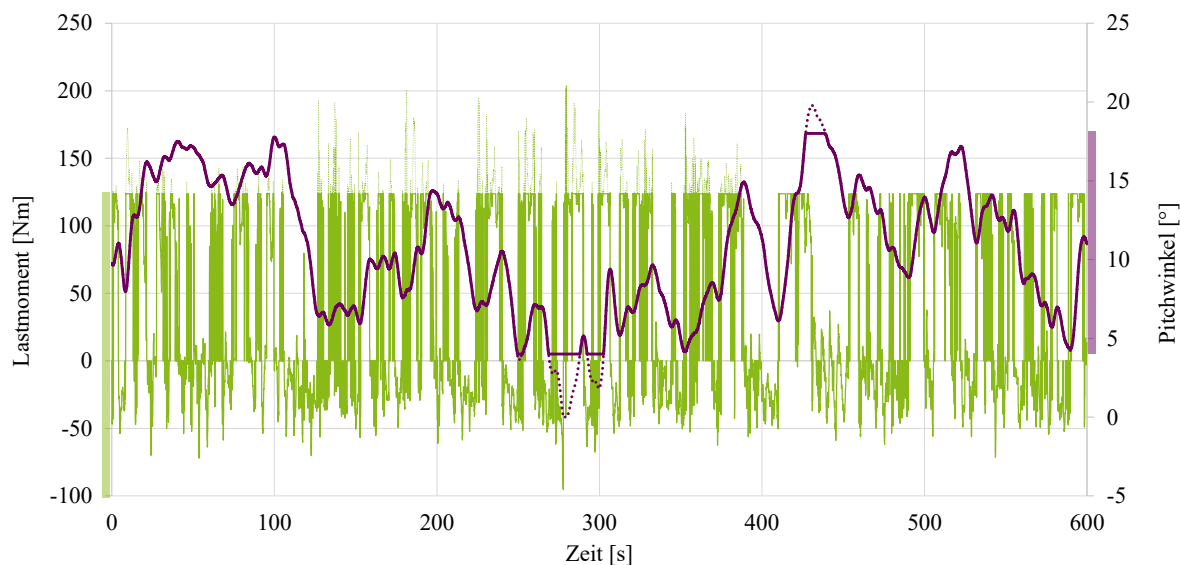


Abb. 7.1: Normal Operation Profile

Grafik 7.1 zeigt ein zehninütiges Lastprofil das mit Hilfe der Software Bladed erstellt wurde. Der Pitchwinkel bewegt sich hier zwischen 0° und 20° . Die Umrichtersoftware wurde derart angepasst, dass der Pitchwinkelsollwert limitiert wird. Alle Werte, die nicht angefahren werden können, werden damit auf den Maximal- oder Minimalwert begrenzt und zudem mit einem Offset versehen, sodass die Mitte des zirka 14° äquivalenten Verfahrenweges nicht zwangsläufig 7° ist sondern frei gewählt werden kann. Die diskontinuierlichen Linien zeigen die ausgeblendeten Bereiche, also jene Teile von Belastung und Pitchwinkel, die zwar aus der Simulation entstanden sind, aber auf dem Prüfstand nicht abgebildet werden können. Der 14° große Verfahrenweg wird dabei so ins Profil gelegt, dass möglichst viele Bereiche des Profils abgebildet werden können, die Belastung hat keinen Offset und ist auf $123,76 \text{ Nm}$ begrenzt, wie in Kapitel 6.6.1 beschrieben.



7.1 Stressmessung

Eine Methode, den Vorteil der verschleißreduzierenden Regelung direkt messtechnisch zu erfassen, ist die mechanische Dehnung und Stauchung der Zähne zu vermessen. Hierzu wurden insgesamt acht Dehnungsmessstreifen an den Zähnen der Zahnstange montiert, wie im Kapitel 6.8.1 beschrieben.

Abbildung 7.2 zeigt dabei einen klassischen Verlauf des Stresses an einem Zahn, wenn auf diesen eine Kraft beim Antrieb der Zähne wirkt. Sie verdeutlicht gleichzeitig das Problem

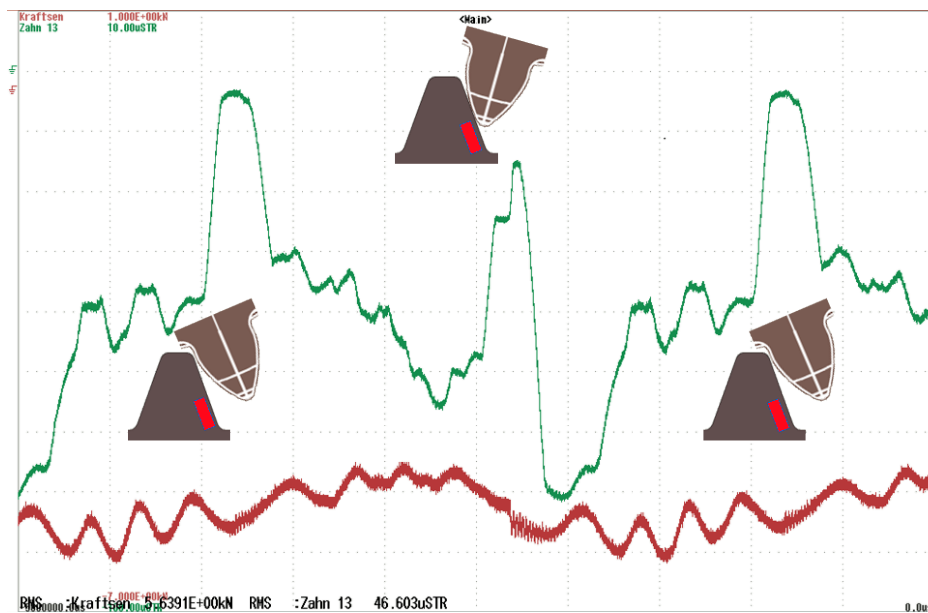


Abb. 7.2: Abrollen des Zahns über die Flanke

dieser Art der Messung, da die Kraft eine ortsabhängigkeit hat und somit beim Vergleich zweier Stresssituationen am Zahn die gleiche Position der angreifenden Kraft von elementarer Bedeutung ist, um die Messungen vergleichbar zu halten.

Das vorliegende Spannungssignal gilt es in den entsprechenden Stress umzurechnen, weil sonst nur relative Vergleiche möglich sind. Ausgemessen wird die Brückenverstimmung, also das Verhältnis von Brückenspeisespannung zu Brückendifferenzspannung. Dieses Verhältnis entspricht dem Widerstandsverhältnis in der Wheatstone-Brücke.

$$\frac{U_d}{U_S} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1 - \Delta R_2 + \Delta R_3 - \Delta R_4}{R_{GES}} \right) \quad (7.1)$$

Zudem besteht eine lineare Abhängigkeit zwischen der Dehnung des Messstreifens und seiner Widerstandsveränderung. Genauer entspricht das Verhältnis von der Widerstandsänderung ΔR zum Normalwiderstand R dem Produkt aus dem Sensorspezifischen k -Faktor und der Dehnung ϵ . Da alle Widerstände die gleichen Werte haben und in erster Näherung davon auszugehen ist, dass die Kraft sich gleichmäßig über die Zahnflanke verteilt sowie die



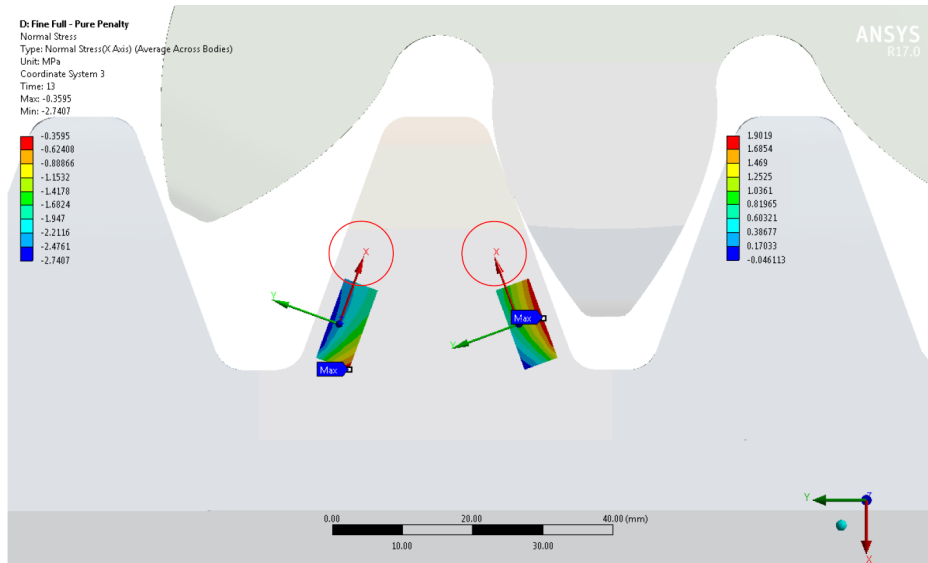


Abb. 7.3: FEM Simulation der DMS

Zugbeanspruchung auf einer beanspruchten Flanke gleich der Druckbelastung auf der gegenüberliegenden Flanke des gleichen Zahns ist, können die Widerstände zusammengefasst werden:

$$\frac{U_d}{U_S} = \frac{\Delta R_1}{R_1} = k \cdot \epsilon \quad (7.2)$$

Um auf die Dehnung zu kommen, wird die Gleichung nach ϵ aufgelöst:

$$\epsilon = \frac{U_d/U_S}{k} \quad (7.3)$$

Um auf die Spannung σ im Material zu kommen, kommt die Gleichung für das Elastizitätsmodul zum Einsatz:

$$\sigma = E \cdot \epsilon = E \cdot \frac{U_d/U_S}{k} \quad (7.4)$$

Für den Stahl aus dem die Zahnstange gefertigt wurde, ST52, ist das E-Modul $210kN/mm^2$. Für das Getriebe, Werkstoff 17CrNiMo6, gilt das gleiche E-Modul. Der k -Faktor des Dehnungsmessstreifens ist mit 2,06 angegeben. Bei einer Brückenverstimmung von beispielsweise $9\mu V/V$ ergibt sich somit die folgende Spannung im Material:

$$\sigma = 210kN/mm^2 \cdot \frac{9\mu V/V}{2,06} = 917,7mN/mm^2 = 0,9177MPa \quad (7.5)$$

Die Einsatzfähigkeit der seitlichen Messung beruht auf verschiedenen Annahmen und vorangegangenen Arbeiten [50]. Allerdings muss von den gemessenen Werten auch noch auf die tatsächlichen Vorgänge im Zahn geschlossen werden können, damit die Spannungsprozesse auch tatsächlich nachzuvollziehen sind. Dies kann letztendlich nur durch eine Simulation erfolgen.



Im ersten Schritt wird der Prüfstand modelliert, die Stressverläufe an den Zähnen simuliert und genau an den Montagepunkten der Dehnungsmessstreifen aufgenommen, siehe Abbildung 7.3. Diese Daten werden anschließend mit der realen Messung am Prüfstand verglichen. Referenz für die wirkende Kraft in der Simulation ist die Kraft, die durch den Kraftsensor aufgenommen wurde. Die Simulationsergebnisse der Kräfte am Zahn für die vier

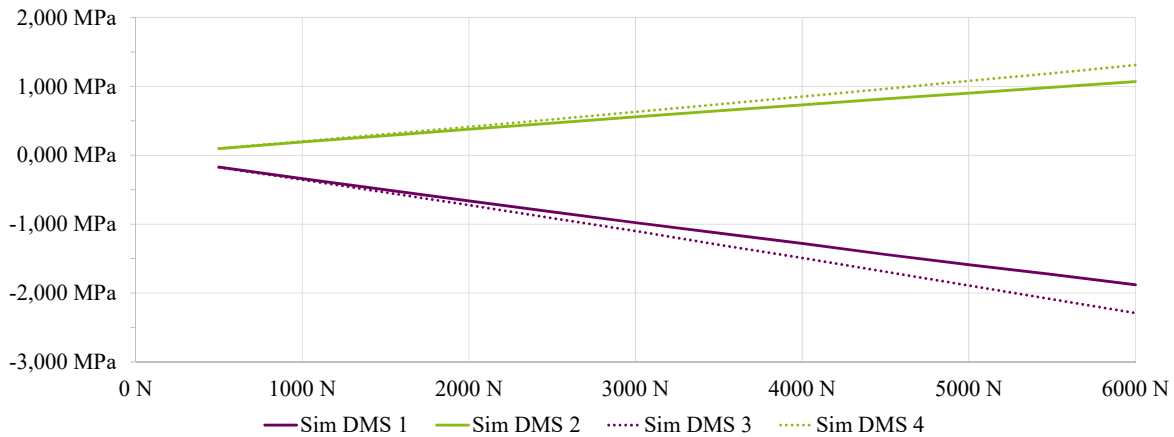


Abb. 7.4: Ergebnisse der Simulation

Dehnungsmessstreifen zeigt die Abbildung 7.4. Hier wird durch die Simulation gleichzeitig deutlich, dass die Annahme, dass die Zugkraft auf der beanspruchten Flanke der Druckkraft der gegenüberliegenden Flanke in ihrer Richtung entspricht, untermauert. Dass dabei die

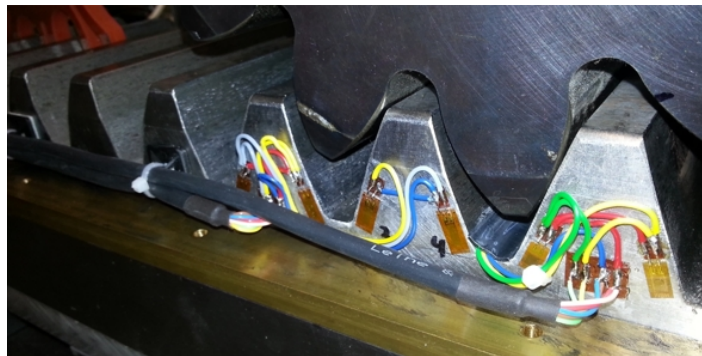
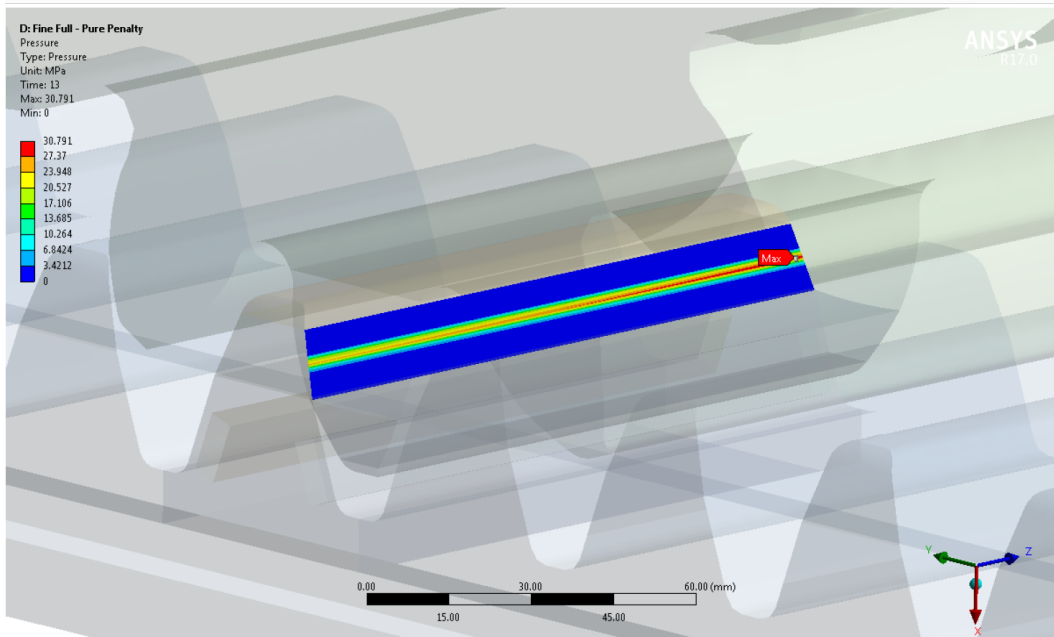


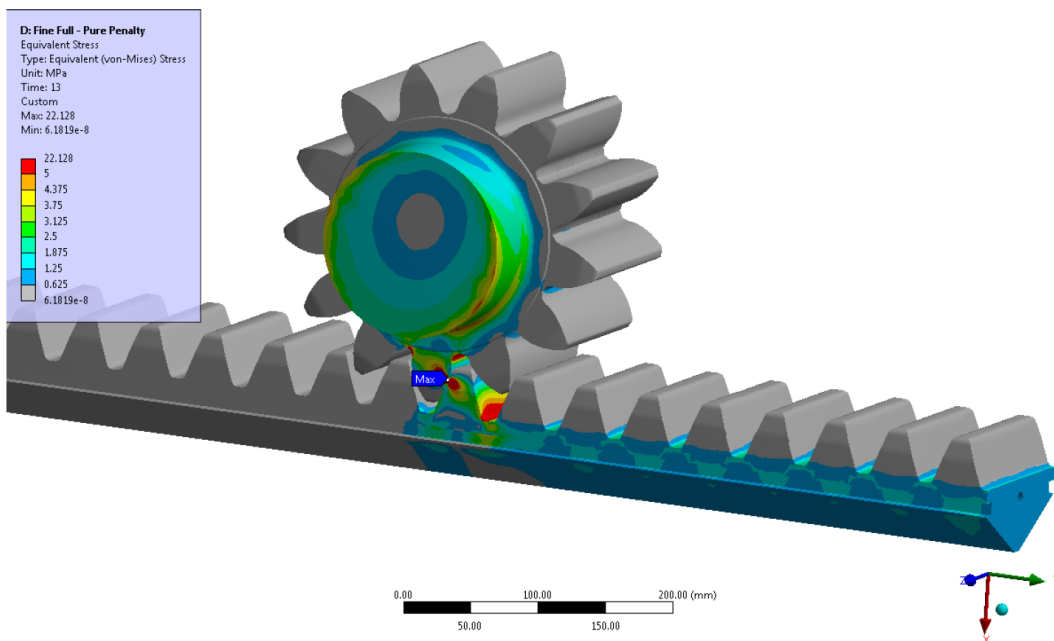
Abb. 7.5: Anbau der Dehnungsmessstreifen

getriebeseitigen Dehnungsmessstreifen mehr beansprucht werden als die dem Blatt zugewandten, ist ebenfalls zu erkennen. An dieser Stelle sind die Graphen nicht Deckungsgleich, da das Abtriebszahnrad des Getriebes nicht verwindungsstreif ist. Die Grafiken 7.6 verdeutlichen diesen Effekt. Da im Prüfstand die Spannung aller Dehnungsmessstreifen in der Summe gemessen wird, wird die Simulation aus Abbildung 7.4 unter Berücksichtigung des Vorzeichens zusammengefasst und mit der Messung am Prüfstand verglichen, wie der Graph 7.7 zeigt.





(a) Kraftgradient am Zahn



(b) Verwindung des Antriebszahnrad

Abb. 7.6: FEM Simulation der Kräfte

Es bestehen zwar Messungenauigkeiten, aber größenordnungstechnisch stimmen Simulation und Messung überein.

Das bedeutet einerseits, dass die Messmethode brauchbar ist, andererseits, dass nun mit Hilfe der FEM-Simulation von den am Prüfstand gemessenen Werten auf sämtliche Vorgänge innerhalb der Zähne geschlossen werden kann.



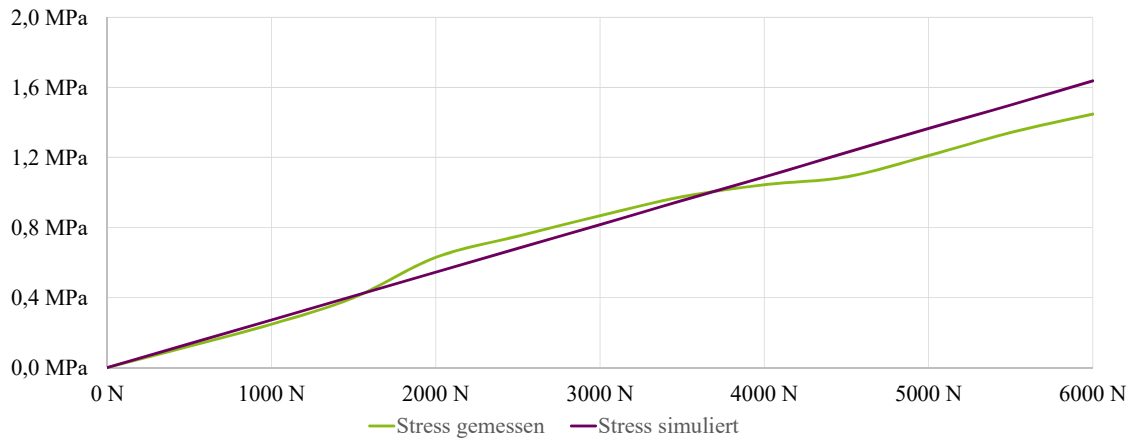


Abb. 7.7: FEM Simulation der DMS mit Messung

7.2 Kraftmessung

Die Ausgangswerte aus dem Kraftsensor können linear in eine Kraft umgerechnet werden. Der Stromausgang von $4 - 20\text{mA}$ wird über eine Bürde auf eine Spannung zwischen 2V und 10V gebracht, über einen Operationsverstärker gedämpft und anschließend von einem ADC verarbeitet. Durch entsprechende Verrechnung des ADC-Ausgangs mit Verstärkungsfaktor und Nullpunktverschiebung ist direkt eine Kraft messbar. Bei bekannter Aufttrittsfläche kann daraus die mechanische Spannung errechnet werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass ein Teil der Kraft auch durch die Reibung des Aufbaus aufgenommen wird.

Problematisch ist dabei die Festlegung der Fläche. Aufgrund der Kontur der Zähne ist die Ausdehnung der Kontaktfläche in der Höhe minimal, ändert sich aber durch Deformation. Die Deformation ist wiederum abhängig von der Kraft und den verwendeten Materialien.

Der Kraftsensor hat zum einen den großen Vorteil, dass seine Werte ortsunabhängig sind, zum anderen den Nachteil, dass Aussagen zur Lebensdauer nur durch einige Vernachlässigungen getroffen werden können.



7.3 Histogramm

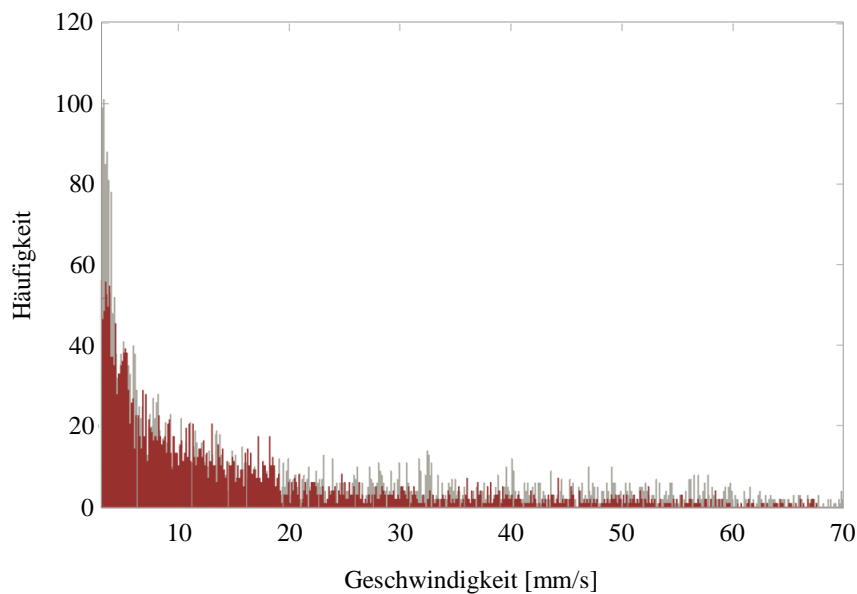


Abb. 7.8: Histogramm der auftretenden Geschwindigkeiten

Ein weiteres mögliches Ersatzverfahren zur Quantisierung des Vorteils der verschleißreduzierenden Regelung ist die Aufzeichnung der Geschwindigkeit, mit der die Zähne aufeinandertreffen. Dabei wird die Trägheit der Masse als konstant angenommen und nur die Geschwindigkeit berücksichtigt. Diese Geschwindigkeit eines Zahns im Spiel wird ohnehin zur Spielerkennung berechnet und ist somit im Umrichter als Parameter vorgehalten. Eine Methode, um diese Messungen zu bewerten oder zumindest in einen Vergleich bringen zu können, ist die Darstellung der Häufigkeiten der gemessenen Aufschlagsgeschwindigkeiten. Dazu müssen die Messwerte zunächst quantisiert, also in diskreten Geschwindigkeitsbereichen zusammengefasst werden. Anschließend erfolgt die Darstellung der Häufigkeit zu den jeweiligen Geschwindigkeiten. Eine solche Darstellung zeigt die Messung in Abbildung 7.8. Im Hintergrund (grau) die Häufung der Geschwindigkeiten bei einer Messung eines Normal-Operation-Profiles. Im Vordergrund (rot) die Vergleichsdarstellung der Messungen mit demselben Profil, aber eingeschalteter verschleißreduzierender Regelung. Die auftretenden Geschwindigkeiten sind nicht mehr so hoch, allerdings hat diese Darstellung einen elementaren Nachteil, denn besonders die Auswirkungen bei hohen Geschwindigkeiten sind interessant. Das sind in einem Prüfprofil nur wenige Vorkommnisse, die bei dieser Darstellung am rechten Bildrand verschwinden. Es kann mit einer Messung dieser Art also nur eine qualitative Aussage getätigt werden, die wenig repräsentativ ist.

7.4 Rainflow-Counting

Um die Lebensdauer und damit bei einem Vorher-Nachher-Vergleich den Nutzen der Regelung bestimmen zu können, sind die Dehn- und Stauchungsbeanspruchungen des Materials auszuwerten. Diese Daten werden von den Dehnungsmessstreifen in Form eines elektrischen Spannungssignals erfasst und über der Zeit aufgezeichnet. Dadurch entsteht ein sogenanntes Lastkollektiv, wie es in der Grafik 7.9 dargestellt ist. Diese Messung zeigt das Auftreffen einer Zahnflanke auf eine andere und dient als Beispiel. Natürlich werden eine Vielzahl solcher Effekte in Folge während einer Messung aufgezeichnet. Um aus den Daten der Stress-

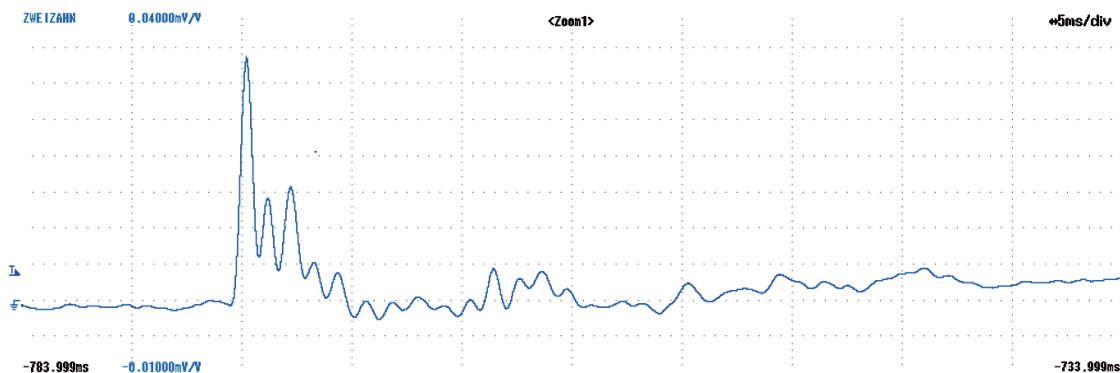


Abb. 7.9: Beispielhaftes Lastkollektiv

messung auf die Lebensdauer zu kommen, sind Informationen zum Material notwendig, aus denen hervor geht, wie schwingungsfest es ist, genauer, nach wie viel Lastwechsel verschiedener Spannungen das Material ermüdet. Ermittelt wird dies mit einem Dauerschwingversuch, auch Wöhlerversuch genannt, dessen Ergebnis ein s-n-Diagramm ist. Dieses Diagramm, Grafik 7.10, stellt eine Kurve des Stresses über der Häufigkeit des Auftretens, also der Anzahl n, dar. Hintergrund ist, dass nicht nur die Höhe der Spannung entscheidend ist, sondern auch die Auftrittshäufigkeit einer jeden Belastung. Der mathematische Weg vom Lastkollektiv, also dem Stressverlauf über der Zeit, zu einer eindimensionalen Aussage über die Lebensdauer, ist nur durch mehrere Schritte möglich.

Zunächst kommt die Methode des Rainflow-Countings zum Einsatz. Der erste Schritt dieser Berechnung dient dazu, die Daten zu reduzieren. Dabei entfällt zunächst die Zeitbasis, da diese für die Materialbeanspruchung irrelevant ist, wohl aber die Abfolge der Beanspruchungen. Die Daten kommen als Tabelle aus dem Messsystem. Die erste Spalte beinhaltet den Abtastzeitpunkt, alle weiteren die Messwerte im Rohformat als elektrische Spannung, die nach den Methoden aus dem Kapitel 7.1 umgerechnet werden. In diesem Schritt entfällt bereits die Zeitachse. Anschließend werden die lokalen Minima und Maxima separiert. Es entfallen somit alle Abtastpunkte zwischen den Wendepunkten der aufgezeichneten Funktion, die somit auf ihre Extrema reduziert wird.



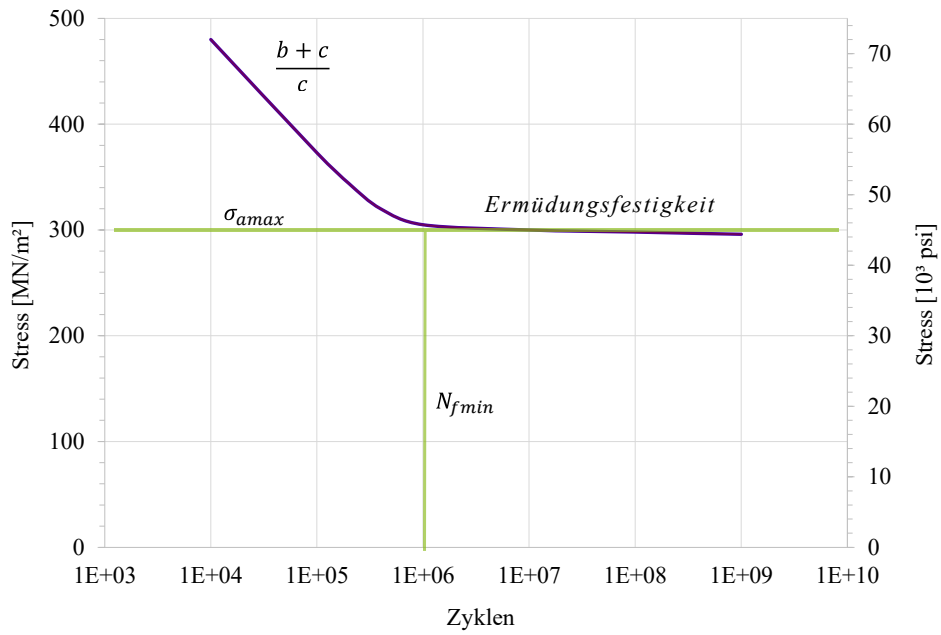


Abb. 7.10: S-N-Diagramm für Stahl

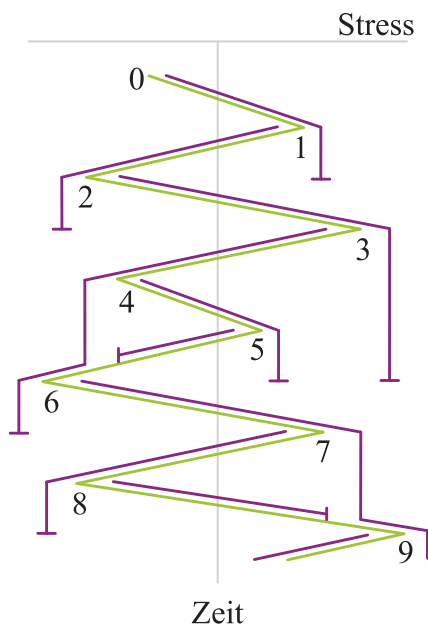


Abb. 7.11: Rainflow-Zählmethode

Stress uV/V	Spannung mN/mm ²	Voll zyklen	Halb zyklen
8	815,53	1	0
37	3771,84	0	1
35	3567,96	0	1
11	1121,36	0	1
2	203,88	2	1
3,5	356,8	0	1
1	101,94	3	0
2,5	254,85	0	1
0,5	50,97	2	0
1,5	152,91	2	0
6,5	662,62	0	1
5	509,71	1	0
3	305,83	1	2
9,5	968,45	0	1
7	713,59	0	1
5,5	560,68	0	1

Abb. 7.12: Rainflow-Tabelle



Anschließend erfolgt das eigentliche Rainflowcounting. Diese Methode berücksichtigt die Methoden von Arvid Palmgren (1924), B. F. Langer (1937) und Milton Miner (1945) zur Schadensakkumulation. Sie wurde von Tatsuo Endo und M. Matsuishi im Jahre 1968 entwickelt und bekommt den Namen aus dem Verfahren dieser Zählung [51]. Sind die Daten nämlich entsprechend reduziert, entsteht eine Abfolge von Dehnungs- und Stauchungsmaxima, deren lineare Verbindung das Bild einer Ziehharmonika ergibt. Nach der Methode von Endo und Matsuishi wird dieses Bild gedreht, sodass der erste Messpunkt oben ist, der letzte Messpunkt unten, wie die Grafik 7.11 zeigt. Darauf folgt die Zählung nach der Vorstellung, dass es sich bei diesem entstandenen Bild um eine Pagode handelt, auf die Regen fällt. Dabei ist der Weg, den der Regen zurücklegt, nachdem er auf das Dach getroffen ist, die entscheidende Größe, also der Regenfluss (Rainflow). Die Vorstellung des Regenflusses kommt vor allem bei den Enden des Daches zum Tragen. Hier tropft der Regen nach unten ab, also zum Ende der Messreihe hin. Die Zählung endet, wenn im späteren Verlauf eine gegenüberliegende Spitze größer ist. Bei Werten, die auf der gleichen Seite größer sind, fließt in der Ersatzdarstellung des Pagodendaches der Regen auf dieser vorstehenden Dachfläche dann weiter und tropft an deren Ecke ebenfalls ab. Dieses Vorgehen wird sowohl für Dehnungen als auch für Stauchungen durchgeführt. Die Werte, also die Flusslängen von jedem Dachteil, werden gesammelt.

Am Ende der Zählung entsteht eine Tabelle, die, ähnlich einem Histogramm, die Auftrittshäufigkeit jedes Stresses auflistet. Dabei wird unterschieden, ob es sich um Vollzyklen handelt, genauer eine Dehnung mit anschließender Stauchung gleicher Größe oder umgekehrt; oder um Halbzyklen, also reine Dehnungs- oder Stauchungsvorgänge.

Aus den Daten des s-n-Diagramms in Abbildung 7.10 und der Tabelle kann nun die Zerstörung des Materials berechnet werden:

$$D = \sum_{i=1}^{i=r} \frac{n_i}{N_{fmin}} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^{\frac{b+c}{c}} \quad (7.6)$$

Das Ergebnis der Summation der Dehnungs- oder Stauchungsvorgänge unter Berücksichtigung des materialspezifischen s-n-Diagramms ist die Zerstörung D, genauer die Anzahl der Zerstörungen innerhalb des berechneten Zyklusses. Im Normalfall ist D bei einer

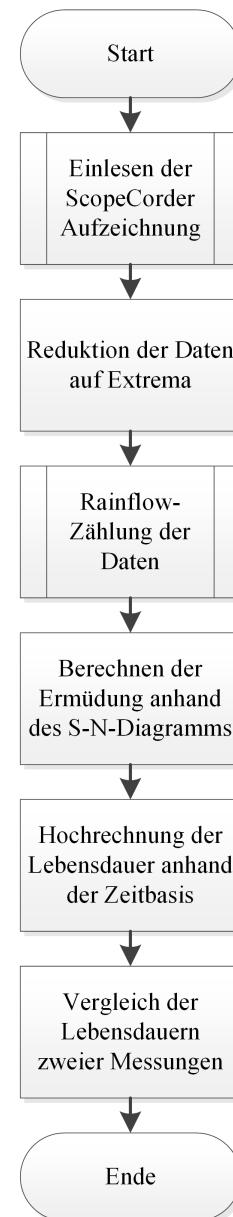


Abb. 7.13: Ablauf des MATLAB-Programms



Messung kleiner als eins. Um aus diesem Ergebnis die Lebensdauer zu ermitteln, wird die Auftrittsanzahl des zu Grunde liegenden Prüfzyklusses berechnet, bis es zur Zerstörung kommt, was dem Kehrwert von D entspricht. Multipliziert mit der Dauer des Prüfzyklusses ist das Ergebnis dann eine Zeitangabe die der Haltbarkeit entspricht:

$$t_f = D^{-1} \cdot t_s \quad (7.7)$$

Die komplette Berechnung dieses Verfahrens wird vom Einlesen der Datei des Messgerätes bis zur Auswertung und Ausgabe der Lebensdauer von einem MATLAB-Script durchgeführt. Den Ablauf zeigt das Diagramm 7.13. Dadurch, dass die Kräfte am Prüfstand deutlich geringer sind als in der Windkraftanlage, sind die berechneten Lebensdauern sehr hoch und entsprechen nicht der zu erwarteten tatsächlichen Lebensdauer. Allerdings ist durch dieses Verfahren ein relativer Vergleich, also der Nutzen der verschleißreduzierenden Regelung, durchführbar, wie die Messung 7.14 zeigt. Verglichen wird hier ein Teil eines Nor-

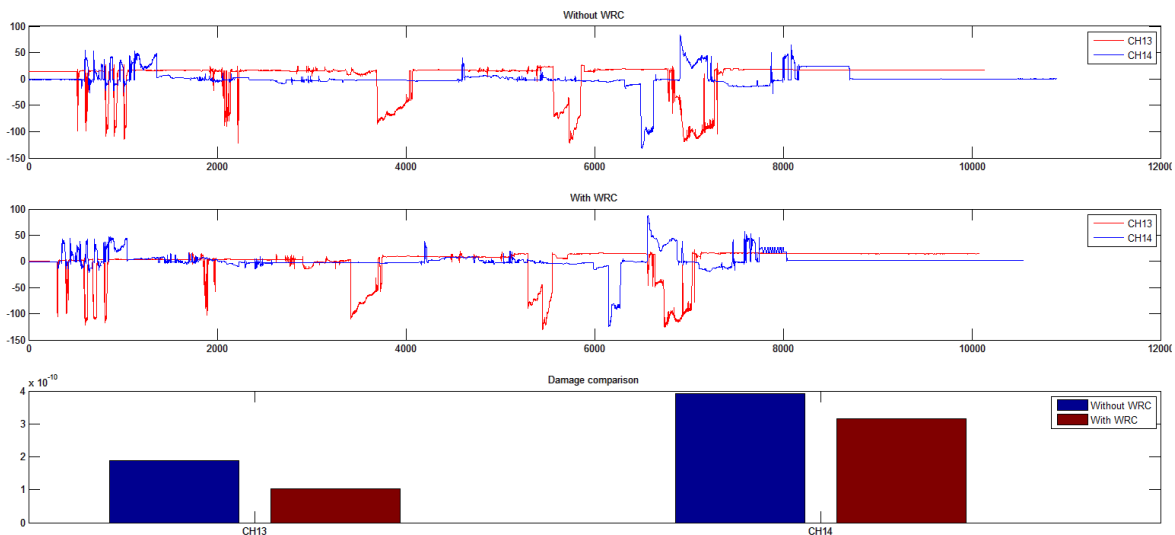


Abb. 7.14: Ermüdungsberechnung Vergleich der Regelungen

malbetriebsprofils einer Windkraftanlage ohne verschleißreduzierende Regelung mit demselben Profil und mit verschleißreduzierender Regelung. Vermessen werden zwei Messkanäle (CH13 und CH14) mit jeweils vier Dehnungsmesstreifen. Aufgrund des Profils sind die Belastungen der beiden Messkanäle unterschiedlich. Allerdings sind die Vorzüge der verschleißreduzierender Regelung bei beiden Kanälen in etwa gleich groß und deutlich zu erkennen, der absolute Schaden in der Größenordnung von 10^{-10} ist sehr gering.



Das Ergebnis der beschriebenen Auswertung wird wie folgt ausgegeben:

```
Calculated file without WRC:  
- Profil2_without_WRC.MAT CH13 => Fatigue life in years: 13397.931  
Calculated file without WRC:  
- Profil2_without_WRC.MAT CH14 => Fatigue life in years: 6480.6977  
Calculated file with WRC:  
- Profil2_with_WRC.MAT CH13 => Fatigue life in years: 24923.6976  
Calculated file with WRC:  
- Profil2_with_WRC.MAT CH14 => Fatigue life in years: 8046.0859  
  
CH13 lifetime benefit: 186.0265%  
CH14 lifetime benefit: 124.1546%  
Overall lifetime benefit: 155.0905%
```

Das Skript errechnet in dem gezeigten Beispiel die Lebensdauer auf 155 %, was einer Steigerung der Lebenserwartung um mehr als die Hälfte entspricht.

7.5 Alternativverfahren

Eine zentrale Herausforderung bei der relativen messtechnischen Erfassung der auftretenden Effekte ist, dass zweimal in Folge dieselbe Situation hergestellt werden muss: einmal mit und einmal ohne die verschleißreduzierende Regelung. Da die Messung an den Dehnungsmesstreifen aber ortsabhängig ist und die verschleißreduzierende Regelung zwangsläufig zu leicht abweichenden Positionen führt, ist es schwierig, per Sensorik den Vorteil zu quantisieren.

Auf der Suche nach einem geeigneten Messverfahren sind verschiedene Ideen getestet, aber als ungeeignet wieder verworfen worden, beispielsweise die Zahnflanken mit druckempfindlichen Flächensensoren zu versehen, im einfachsten Fall mit Aufklebern, die sich verfärben. Diese Methoden scheiterten daran, dass die Reibung der Zahnflanke beim Abrollen das Material beschädigte.

Am vielversprechendsten waren akustische Ansätze. Nicht selten werden mechanische Komponenten unter Anderem mit Hilfe von Messmikrofonen abgestimmt. Die Idee kommt daher, dass bei den Versuchen am Prüfstand immer zu erkennen war, dass die Regelung für deutlich weniger Schallemissionen sorgt. Das Auftreffen der Zahnflanken ist durch deutliche Schläge wahrzunehmen, die mit Hilfe der getriebeschonenden Regelung merklich gedämpft wurden, siehe Messung 7.15.

So einfach eine Messung des Schallpegels hier Ergebnisse bringt, so schwierig ist es, sie zu interpretieren oder gar auf eine Lebensdauer umzurechnen. Beim Einsatz von akustischer



Messung bei industriellen Entwicklungs- und Fertigungsprozessen wird diese Methode angewendet, um anhand der emittierten Frequenz auf Fehler zu schließen oder Baugruppen bewusst angenehm für das menschliche Ohr zu optimieren. Eine akustische Messung in Lebensdauer umzurechnen ist nicht möglich, auch wenn anhand des Geräusches schon seit jeher auf erhöhte Reibung, damit auf Verschleiß und eine verkürzte Lebensdauer geschlossen werden konnte, allerdings in aller Regel als qualitative Interpretation.

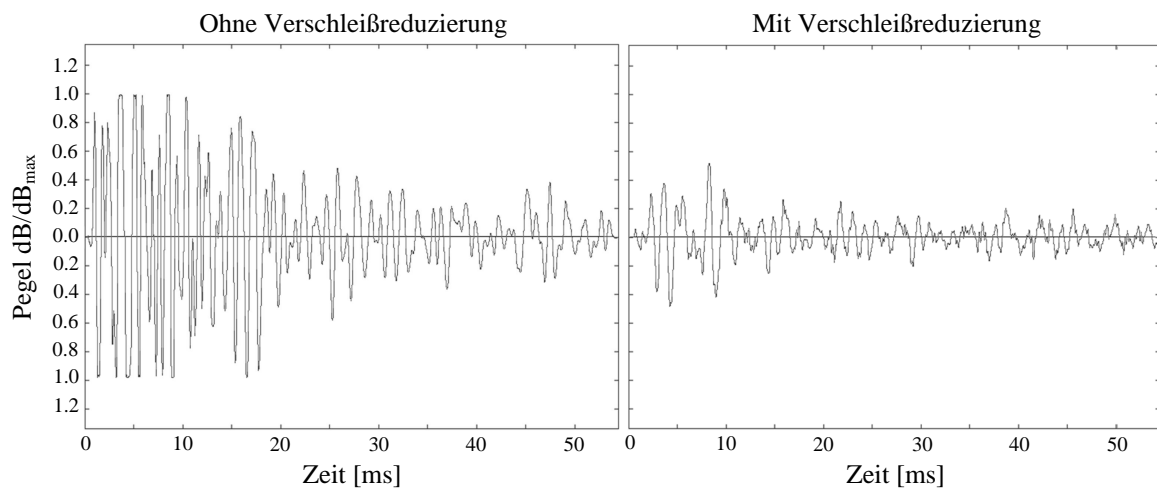


Abb. 7.15: Schallpegelmessung, Aufschlagen der Zähne

7.6 Spitzenwertmethode

Dieses Auswerteverfahren ist insbesondere für den Kraftsensor anwendbar. Im Vordergrund steht ein relativer Vergleich, der nur die Spitzen in einer Messreihe zu einem Wert zusammenfasst und diesen in Relation zu den Spitzenwerten einer anderen Messreihe ins Verhältnis setzt. Maßgeblich für den Verschleiß ist der Impuls, also die Steigung und die Amplitude der Kraft zwischen An- und Abtrieb, wenn zwei Zahnflanken aufeinandertreffen. Die Impulse innerhalb der Kraftmessung können separiert und ins Verhältnis zu einer zweiten Messung gesetzt werden, sodass eine relative Dämpfung zwischen beiden Messungen quantifiziert werden kann.

Für diese Messung wird nicht das Normalbetriebsprofil angesetzt, sondern ein künstliches Profil, welches die Mehrbelastung durch eine Einzelblattregelung beinhaltet. Bei der Einzelblattregelung ist davon auszugehen, dass zusätzlich zum normalen Pitchvorgang und den Kräften am Blatt eine Sinusfunktion überlagert wird, die pro Nabenumdrehung das Blatt um bis zu 3° in beide Richtungen verdreht, somit das Blatt auf dem Weg in die 6-Uhr-Position in den Wind dreht, auf dem Rückweg zur 12-Uhr-Position aus dem Wind wieder heraus. Die Periodendauer ist dabei abhängig von der Rotordrehzahl und entspricht dieser.



Auch hier erfolgt eine Auswertung mit MATLAB. Dabei werden die entsprechenden Spitzen, die beim Schlagen der Zähne nach dem Reversieren bei diesem Profil auftreten, separiert und ein Mittelwert aus ihren Werten gebildet. Prinzipiell müssten sich die Vorgänge periodisch exakt wiederholen, durch Messungenauigkeiten gibt es allerdings Abweichungen, die durch die Mittelung relativiert werden. Die Messung in Grafik 7.16 zeigt eindeutige Unterschiede

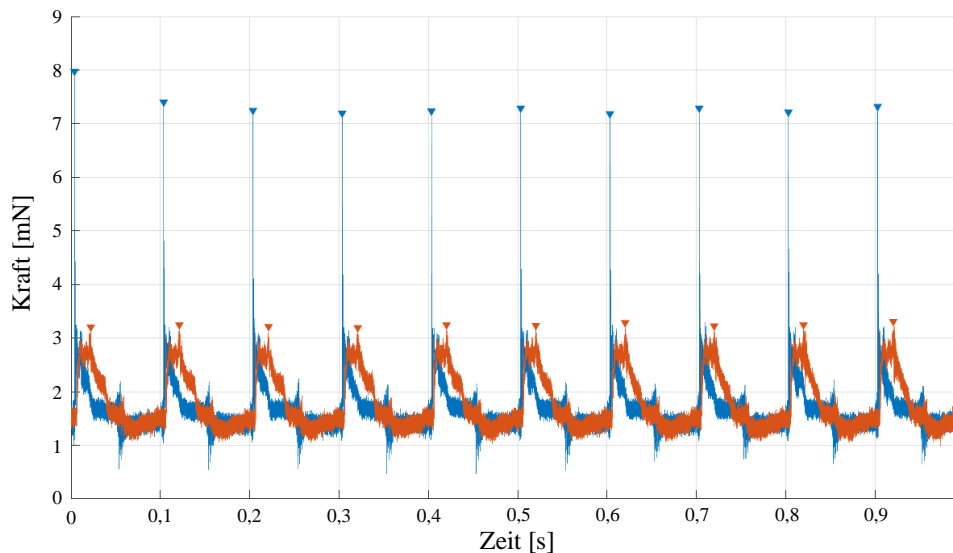


Abb. 7.16: Vergleich der Impulse mit WRC-Profil

mit und ohne verschleißreduzierender Regelung. Ebenfalls gut zu erkennen ist der Zeitfaktor. Dadurch, dass das Spiel langsam durchfahren wird, erfolgt der Impuls später. Durch erhöhte Geschwindigkeit im Anschluss wird die Periodendauer und der Weg eingehalten. Die berechnete Reduktion bei dieser Messung beziffert sich auf zirka 70%.



7.7 Ergebnis

Alle vorgestellten Verfahren haben Vor- und Nachteile, die je nach Testprofil mehr oder weniger zum Tragen kommen. Daher ist es auch nicht möglich, mit nur einer Methode ein Ergebnis zu erstellen, das Allgemeingültigkeit hat. Einerseits, weil die Belastungen, die an einer Windkraftanlage bestehen, nicht uneingeschränkt abgebildet werden können, andererseits, weil jedes Messverfahren andere Schwächen und vor allem eine Ortsabhängigkeit, also Diskretisierung hat. Das Ergebnis aller Verfahren ist daher relativ – ein Vorher-Nachher-Vergleich – der die Verringerung von schädigenden Einflüssen auf das Getriebe darlegt.

Grafik 7.17 zeigt anschaulich, wie sich der Stress an einem Zahn verhält, je nachdem, ob die verschleißreduzierende Regelung eingreift oder nicht. Die Stress-Spitze wird hier um 70 %

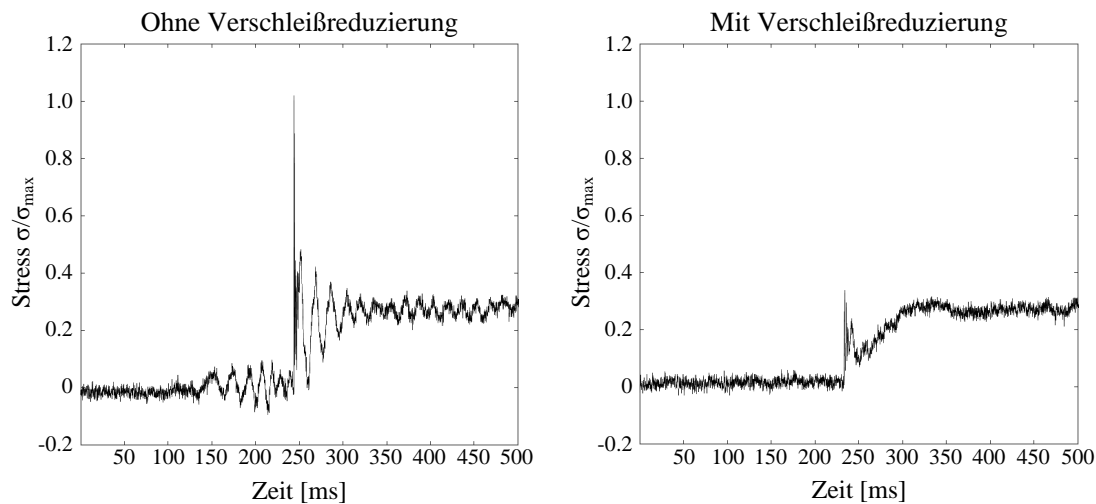


Abb. 7.17: Stress am Zahn mit und ohne getriebeschonende Regelung

reduziert, nachgelagert auch die Schwingungen. Zusammenfassend kann aber ein Resümee aus allen Messreihen, Messverfahren und Prüfprofilen gezogen werden, was eine erfolgreiche Reduktion des Verschleißens zeigt.

Mit der Rainflow-Zählung aus Kapitel 7.4 wird nur die Dauer bis zum Materialbruch durch Ermüdung ermittelt, der Verschleiß durch Pitting ist damit nicht messtechnisch erfasst. Über den positiven Einfluss der verschleißreduzierenden Regelung auf Pitting sind nur Annahmen zu treffen, da nur eine noch ausstehende Langzeitmessung belastbare Ergebnisse bringen würde. Pitting entsteht aus der Pressung, somit hat ein reduzierter Stress durch die verschleißreduzierende Regelung auch die Reduktion von Pitting zur Folge. Die Größenordnung der Reduktion ist aber unbekannt, weil die durch die Rainflow-Zählung aufgenommenen Wechsellasten auf das Pitting nicht den gleichen Einfluss haben wie auf den Zahnbruch durch Materialermüdung.



Der Nutzen ist nicht allgemeingültig zu quantisieren, da er vom Einsatz des Pitchsystems und den Windlasten stark abhängig ist, ferner vom Material und der Schmierung. Die wirklich positiven Auswirkungen sind nur im Feldtest im Rahmen von Langzeitmessungen zu erhalten, weshalb es auch zunächst nicht relevant ist, die positive Entwicklung auf die einzelnen Verschleißerscheinungen zu detaillieren. Im Labor sind die Aussagen zum Nutzen der Regelung nur über den eingeschränkten Bereich zu treffen, der allerdings Lebensdauererlängerungen von 50 % bis 100 % verspricht. Unter der Annahme, dass in den Bereichen, die messtechnisch nicht zu erfassen sind, keine Verschlechterung durch die verschleißreduzierende Regelung auftritt, ist sogar von höheren Werten auszugehen.



Kapitel 8

Ausblick

Es gibt vielfältige Möglichkeiten für die weitere Nutzung und Anwendung der in der Arbeit beschriebenen Ideen und Ansätze. Naheliegender ist der Einsatz des Algorithmus in Windkraftanlagen, mit dem Ziel, den tatsächlichen Verschleiß zu beziffern. Zwar bringt der Prüfstand, der mit originalen Komponenten erstellt wurde, schon viele Ergebnisse, aber der Langzeittest mit den zugehörigen Ergebnissen steht noch aus und ist der nächste Schritt. Wünschenswert wäre natürlich eine Park-Anlage, bei der der direkte Vergleich zu benachbarten Anlagen gezogen werden kann, die sehr ähnlichen Zyklen und Belastungen ausgesetzt werden. Der letztendliche Vorteil der Regelung ist nur in der Summe aller Verschleißvorgänge zu betrachten, daher auch nur unter realen Bedingungen zu ermitteln.

Erforderlich für diesen Schritt ist das Portieren des Codes auf einen Pitch-Umrichter, also eine Hardware, die in der Anlage erprobt ist. Die folgenden Schritte gehen dann in verschiedene Richtungen:

Zunächst könnten an der vorliegenden Regelung noch weitere Optimierungen erzielt werden. Dazu ist vor allem ein Feldtest wichtig, denn im Labor wurden zwar sehr praxisnahe Profile angewandt, die sich aber durchaus von der Realität unterscheiden können. Die im Labor verwendeten Profile lehnten sich an den Bemessungslastfällen an, die auch zur Qualifikation von Anlagen herangezogen werden. Diese Herangehensweise ist zwar akademisch sinnvoll, da es sich hier um eine allgemeine Maßgabe handelt, die entsprechenden Messungen an der Anlage selbst geben aber unter Umständen ein anderes Bild ab.

Der Einsatz kontaktloser Blattgeber wäre für eine weitere Entwicklung interessant. Hintergrund ist die verbesserte Auflösung und damit noch frühzeitigere Erkennung von Bewegungen des Blattes. Ein solcher Geber ist vom Aufbau her sehr schwierig, denn der Blattgeber ist ein kritisches Bauteil bezüglich der funktionalen Sicherheit. Kontaktlos die Multiturn-Funktionalität zu erreichen, ist ohne äußere Anpassungen an der Mechanik nahezu unmöglich umzusetzen. Denkbar wäre aber ein Hybridgeber, der aus einer mechanischen Multiturn-Einheit besteht, die kostengünstig so ausgeführt sein kann, dass ihre Auflösung die Anzahl

der Zähne des Blattzahnkranzes nicht weit übersteigt; zudem die Feinlage, also die Subzahnsensorik durch einen kontaktlosen Sensor erfasst wird, dessen Detektionsmethode beispielsweise auf dem Hall-Effekt basiert.

Vor allem Methoden zur prädiktiven Regelung werden zukünftig eine bedeutende Rolle spielen. Als Basis hierfür dient eine stärkere Vernetzung aller Anlagen und Anlagenteile. In der Zukunft werden nicht mehr einzelne Subsysteme über verschiedenste Schnittstellen kommunizieren, vielmehr muss eine Vernetzung aller Anlagenteile erfolgen. So ist für das Pitchsystem zukünftig nicht nur der Pitchwinkel als Sollwertvorgabe der Turbinensteuerung relevant, sondern auch sämtliche Daten von Blattsensoren, Rotorlage, Turmschwingungserfassung, LiDAR und umliegenden Windanlagen. Bezüglich der Anlagenstabilität ist das Pitchsystem nahezu das einzige Stellglied. In kommenden Anlagengenerationen wird das Pitchsystem nicht nur eine Leistungs- und Drehzahlbegrenzung umsetzen, sondern Kräfte symmetrieren, Schwingungen dämpfen und Böen abfangen, was nur durch die Auswertung sämtlicher Sensoren möglich ist. Schon heute sind die Rotorblätter längst keine passiven Bauteile mehr. Über Dehnungsmesstreifen und Lichtwellenleiter wird jedes Blatt dauerhaft vermessen und die Spannungen im Blatt sind jederzeit abrufbar. Einerseits können so Defekte schnell erkannt werden, andererseits kann eine Regelung die Werte dieser Sensoren direkt in einen Regelkreis mit aufnehmen, denn unter der Voraussetzung, dass alle Blätter von ihren Materialeigenschaften identisch sind, ist allein die Regelung auf symmetrische Blattkrümmung bereits eine Kraftkonzentration zur Nabe.

Des Weiteren wäre der Einsatz der Regelung in anderen Antriebsanwendungen mit Wechsellasten untersuchenswert. Ein gezieltes Vorspannen des Getriebes ist bei einer Vielzahl von Anwendungen denkbar, um Verschleiß zu reduzieren. In der Elektrotraktion, aber auch bei Werkzeugen, könnte bereits ein spielfreier Zustand eingeleitet werden, wenn die zukünftige Bewegungsrichtung feststeht. Damit wäre vermieden, dass beim Reversieren die Mechanik ruckartig anläuft und verschleißt.

Primär hat aber die Regelung ihre Kernanwendung dort, wo Lastwechsel von beiden Seiten unkontrolliert auftreten. Das ist insbesondere in der Windenergie so, und daher liegt hier auch der hauptsächliche Fokus der Weiterentwicklung und Anwendung.



Kapitel 9

Zusammenfassung

Hintergrund und Motivation dieser Arbeit ist das Bestreben, die schädlichen Kräfte auf Gondel und Turm einer Windkraftanlage dadurch zu reduzieren, dass die Blätter einer Anlage in Abhängigkeit der Nabenposition verstellt werden, und damit der Höhengradient des Windes derart ausgeglichen werden kann, dass das Zentrum der angreifenden Kraft auf die Rotorhabe konzentriert wird. Da dieses Bestreben eine deutlich höhere Aktivität des Blattverstellungssystems erfordert, was deren Lebensdauer reduziert, wurden Möglichkeiten entwickelt, simuliert und getestet, die die Mechanik des Systems schonen, ohne dass zusätzliche Komponenten notwendig sind.

Dazu werden einleitend die Grundzüge der technischen Nutzung des Windes mit den Schwerpunkten Inhomogenität und Topografie erläutert. Technischer Schwerpunkt ist das Blattverstellungssystem, das durch gezielte Ansteuerung in der Lage ist, die Auftriebskraft partiell zu reduzieren, was bei der Ansteuerung einzelner Rotorblätter für eine Krafthomogenisierung genutzt werden kann. Damit auch unter großer Windlast die Rotorblätter verstellt werden können, wird ein mehrstufiges Getriebe mit Übersetzungen in der Größenordnung von $1/2000$ eingesetzt.

Eine der Herausforderungen besteht darin, dass durch die Vielzahl von Übersetzungsstufen, insbesondere der letzten, also dem Eingreifen vom Getriebe in den Blattzahnkranz, es zu Spiel im Antriebsstrang kommt. Die so entstehenden Nachteile, einerseits die Nichtlinearität, andererseits der entstehende Verschleiß, werden eingehend in der Arbeit erläutert, da bei der intensiveren Nutzung des Blattverstellungssystems, wie sie bei der Regelung einzelner Rotorblätter zwecks Krafthomogenisierung notwendig ist, besonders der Verschleiß vermieden werden muss.

Neben den mechanischen Möglichkeiten, den Verschleiß zu reduzieren, ist die elektrotechnische Lösung der Hauptteil dieser Arbeit. Ziel ist es, ohne den Austausch des Antriebsstrangs, lediglich durch die Ansteuerung des Antriebs, den Verschleiß zu reduzieren und so die Lebensdauer zu steigern.

Die zentralen Fragen, wie das Spiel entsteht und wie es zu der Schädigung kommt, ist für die Erarbeitung der Gegenmaßnahmen unerlässlich und darum Bestandteil der Arbeit, ebenfalls das Resultat, das dann eine gezielte Ansteuerung des Antriebs erfordert.

Es ergeben sich somit zwei Aufgabenstellungen. Zum einen das Erkennen des Spiels, zum anderen der Umgang damit, was gemeinsam den gewünschten Effekt der Verschleißreduktion bringt. Verschiedene Möglichkeiten der Erkennung des Getriebespiels und die anschließende Reaktion des Motors wurden in dieser Arbeit untersucht und getestet. Dabei ist eine Simulation in MATLAB vorangestellt.

Ein sehr wichtiger Bestandteil der Arbeit ist die Umsetzung der Untersuchungen. Dazu wurde ein spezieller Prüfstand entwickelt und gefertigt, anschließend die verschiedenen Methoden darauf getestet und untersucht. Herausforderung bei der Prüfstandskonstruktion ist die Nachbildung des Windes, genauer der Belastung, da diese entgegen des verwendeten originalen Pitchantriebs keinerlei Spiel aufweisen darf. Im Gegensatz zu anderen Prüfständen für Windkraftanlagen ist dieser Prüfstand kompakt und besteht nicht aus einem kompletten Blattzahnkranz, verwendet aber dennoch die originalen Antriebskomponenten wie Motor, Getriebe und Geber, wie sie auch in der Windkraftanlage eingesetzt werden. Da für die Tests die Software zur Verschleißreduzierung auf sämtliche Bereiche des Umrichters zugreifen muss, konnte kein Industrieumrichter eingesetzt werden, weswegen ein speziell entwickelter Umrichter zum Einsatz kommt, der in vielen Teilen seiner Hardware für den Einsatz im Blattverstellungssystem angepasst wurde.

Aus den mit Hilfe des Prüfstands gesammelten Daten wird der Nutzen einer verschleißreduzierenden Regelung beziffert, was der Schlussteil dieser Arbeit behandelt. Hierzu werden verschiedenen Verfahren der Auswertung und Berechnung von Materialschädigungen diskutiert.

Es konnte gezeigt werden, dass es ohne Mehrkosten möglich ist, entweder die Lebensdauer zu erhöhen oder alternativ dafür zu sorgen, dass eine erhöhte Nutzung nicht zur Verkürzung führt. Die Quantität des Nutzens ist nur unter bestimmten Voraussetzungen zu beziffern, da die Nutzungshäufigkeit, Belastung und Materialeigenschaften die entscheidende Rolle spielen. Die Vielzahl verschiedener Messungen unter bestimmten Lastsituationen lassen eine Steigerung der Lebensdauer um 50 % bis 100 % erwarten.



Kapitel 10

Danksagung



MOOG

embeX
Your embedded experts

Diese Arbeit wurde als Teil des Projektes PitchER vom Bundesministerium für Bildung und Forschung gefördert und entstand in Zusammenarbeit mit der Firma Moog in Unna. Daher gilt mein Dank der Firma Moog, mittlerweile embeX GmbH, allen voran Dr. Tobias Theopold, dessen Sachverstand und Zielstrebigkeit, vor allem aber seine Freude daran Wissen weiter zu geben, große Vorbildfunktion erfüllt. Ebenfalls gilt ein großer Dank Steffen Adelt, der ebenfalls seitens Moog jederzeit volle Unterstützung geboten hat.

Vor allem möchte ich mich bei meinem Referenten und Doktorvater Prof. Dr. Stefan Soter bedanken, der die Fähigkeit besitzt, sehr begabte Ingenieure in seinem Institut zu konzentrieren und zudem jederzeit für seine Mitarbeiter erreichbar ist, sich für sie einsetzt und einsteht. Er hat mir die Möglichkeit gegeben ein Teil einer familiären Gemeinschaft zu werden und so gilt mein Dank auch den derzeitigen und ehemaligen Kollegen, die auf die unterschiedlichsten Arten den Weg zur Fertigstellung dieser Arbeit begleitet und unterstützt haben. Ein herzlicher Dank gilt nicht zuletzt Prof. Dr. Tibken, der sich bereitwillig dem Korreferat dieser Arbeit angenommen hat.



Kapitel 11

Nomenklatur

11.1 Abkürzungsverzeichnis

<i>ADC</i>	A nalog- D igital- C onverter
<i>AMR</i>	A nisotropic M agneto R esistive E ffect
<i>CAN</i>	C ontroller A rea N etwork
<i>CCD</i>	C harge- C oupled D evice
<i>CSMA/CR</i>	C arrier S ense M ultiple A ccess / C ollision R esolution
<i>CU</i>	C entral U nit
<i>DC</i>	D irect C urrent (Gleichstrom / Gleichspannung)
<i>DCU</i>	D rive C ontrol U nit
<i>DIN</i>	D eutsche I nstitut für N ormung
<i>DLC</i>	D esign- L oad- C ases (Bemessungslastfälle)
<i>DMS</i>	D ehnungsmess S treifen
<i>DNV</i>	D et N orske V eritas (Klassifikationsgesellschaft)
<i>EIA</i>	E lectronic I ndustries A lliance (Unternehmerverband)
<i>EMV</i>	E lektromagnetische V erträglichkeit
<i>EN</i>	E uropäischen N ormen
<i>EnDat</i>	E ncoder D ata (Geber-Schnittstelle)
<i>ENPO</i>	E nable P ower (Hardwarefreigabe)
<i>FEM</i>	F inite- E lemente- M ethode
<i>FPGA</i>	F ield P rogrammable G ate A rray
<i>FTP</i>	F ile T ransfer P rotocol
<i>GL</i>	G ermanischer L loyd (Klassifikationsgesellschaft)
<i>GMR</i>	G iant M agneto R esistance

Fortsetzung Abkürzungsverzeichnis

<i>I²C</i>	Inter-Integrated Circuit
<i>IEC</i>	International Electrotechnical Commission
<i>IGBT</i>	Insulated-Gate Bipolar Transistor
<i>ISO</i>	International Organization for Standardization
<i>I/O</i>	Input/Output
<i>LED</i>	Light-Emitting Diode (Leuchtdiode)
<i>LiDAR</i>	Light Detection And Ranging
<i>LVDS</i>	Low Voltage Differential Signaling
<i>NMT</i>	Network Management
<i>NTC</i>	Negative Temperature Coefficient (Heißleiter)
<i>NWP</i>	Normal Wind Profile Model
<i>OSI</i>	Open Systems Interconnection Model
<i>PCM</i>	Pitch Capacitor Module
<i>PCU</i>	Pitch Control Unit
<i>PDO</i>	Process Data Objects
<i>PHY</i>	Physical Layer (Schaltkreis zur Ankopplung an Netzwerk / Ethernet)
<i>PI</i>	Proportional-Integral (Regler mit proportionalem und integralem Anteil)
<i>PIM</i>	Pitch Interface Module
<i>PID</i>	Proportional-Integral-Derivative (Regler mit proportionalem, integralem und differenzierendem Anteil)
<i>PLC</i>	Programmable Logic Controller (SPS)
<i>RAM</i>	Random Access Memory
<i>RJ</i>	Registered Jack (Normbuchse)
<i>ROM</i>	Read-Only Memory
<i>SDO</i>	Service Data Objects
<i>SSI</i>	Synchronous Serial Interface
<i>SoDAR</i>	Sonic/Sound Detection And Ranging
<i>SPI</i>	Serial Peripheral Interface
<i>SPS</i>	Speicherprogrammierbare Steuerung (PLC)
<i>STO</i>	Safety Torque Off (Stopp gem. Kat. 0 nach EN 6020)
<i>TCU</i>	Turbine Control Unit
<i>TTL</i>	Transistor-Transistor-Logic
<i>USB</i>	Universal Serial Bus
<i>VHDL</i>	Very High Speed Integrated Circuit Hardware Description Language
<i>WRC</i>	Wear Reduction Control



11.2 Symbolverzeichnis Elektrotechnik

A	Fläche
a	Beschleunigung
C	Kapazität
d	Durchmesser
I_N	Nennstrom
I_U, I_V, I_W	Phasenströme der Phasen U, V, W
I_β	Strom in β -Achse
I_q	Drehmomentbildender Strom (q-Strom)
K_V	Maschinenspannungskonstante
k	Sensorspezifischer Faktor
L	Induktivität
n_N	Nenndrehzahl
n	Anzahl
R	Elektrischer Widerstand
t	Zeit
U_{DC}	Zwischenkreisspannung
V	Spannung
W	Leistung
Z_p	Polpaarzahl
z	Wertigkeit des Ions
α	Strom in α -Achse
ϵ	Permittivität
η	Wirkungsgrad
θ	Winkel
σ	Ladung
φ	Nullladungspotential
Ψ_{PM}	Verketteter Fluss
ω	Kreisfrequenz/Drehzahl



11.3 Symbolverzeichnis Mechanik

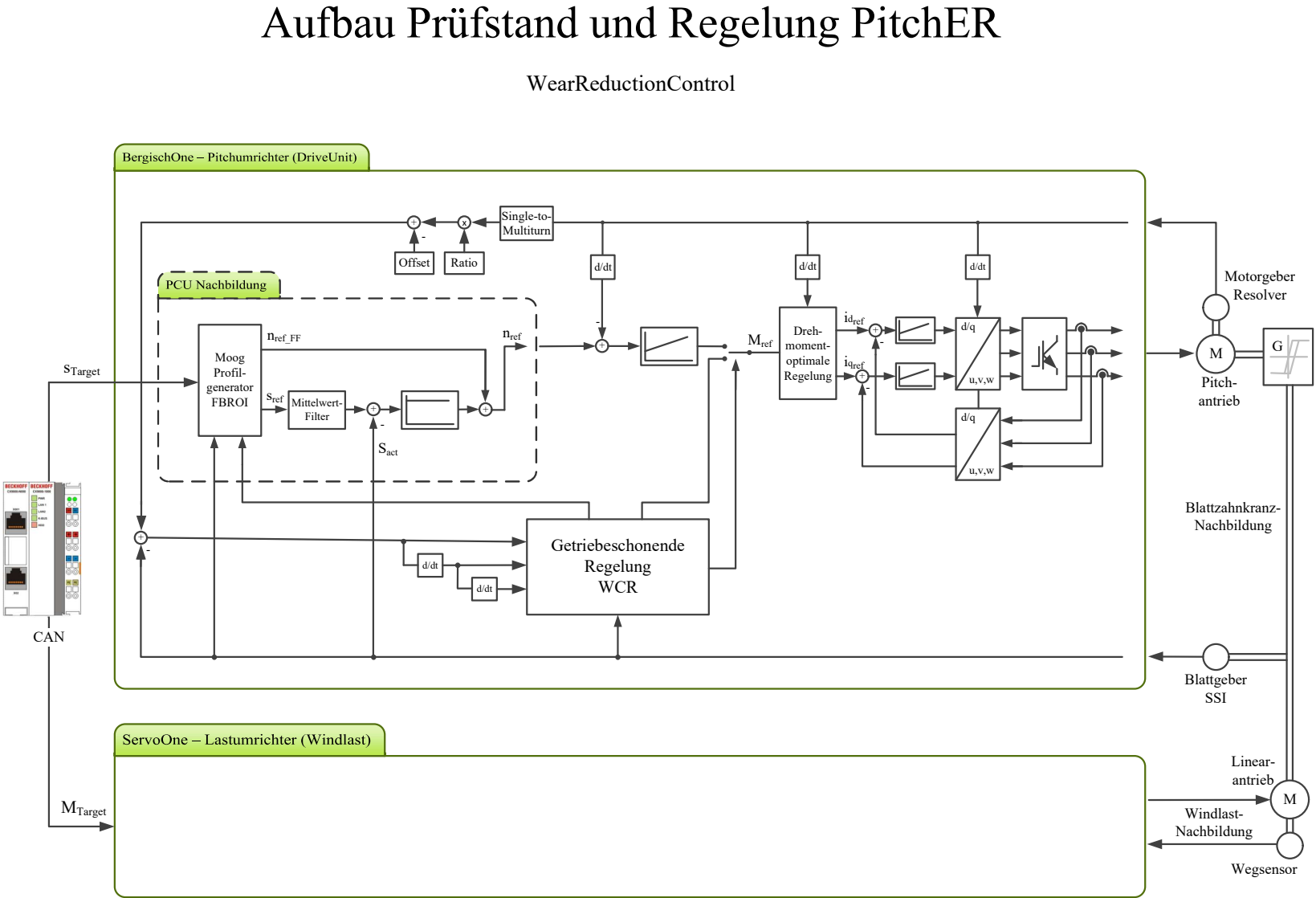
A	Fläche
a	Beschleunigung
c_p	Leistungsbeiwert
D	Schaden
d	Durchmesser
E	Elastizitätsmodul
E	Rotationsenergie
F	Kraft
i	Getriebeübersetzung
J	Massenträgheit
j	Ruck
k	Federkonstante
l	Länge
M	Mittlere molare Masse
M	Drehmoment
m	Masse
n	Anzahl
n_N	Nenndrehzahl
P_A	Leistung
R	Rotorradius
R	universelle Gaskonstante
r	Radius
t	Zeit
U	Innere Energie
\ddot{u}	Getriebeübersetzung
v	Geschwindigkeit
x	Ort
α	Winkelbeschleunigung
ϵ	Lage
ϵ	Dehnung
η	Wirkungsgrad
Θ	Pitchwinkel
θ	Winkel
λ	Schnelllaufzahl
ρ	Luftdichte
σ	Mechanische Spannung
ω	Kreisfrequenz/Drehzahl



Kapitel 12

Anhang

12.0.1 Übersichtsbild Prüfstand



Literaturverzeichnis

- [1] Jahobr. Größenvergleich. *Wikipedia*, 2015.
- [2] BDEW-Schnellstatistikerhebung Stat. Bundesamt EEX VGB ZSW. Bdew Bundesverband der Energie-und Wasserwirtschaft e.V. Bruttostromerzeugung 2018. *Erzeugung-und-CO2-Emissionen-2018*, 2018.
- [3] Erich Hau. Physikalische Grundlagen der Windenergieumwandlung. *Windkraftanlagen*, January 2016.
- [4] Tobias Rösmann. *Ein mechanisches Kommutierungsverfahren zum direkten Betrieb von permanenterregten Synchronmaschinen aus einer Gleichspannungsquelle*. Books on Demand, Norderstedt, 2012.
- [5] Moog. Bildarchiv der Firma Moog.
- [6] Wiese A. Kaltschmitt M. *Erneuerbare Energien Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte*. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1995.
- [7] Eckhard Kirchner. *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007, 2007.
- [8] Herbert Wittel Dieter Jannasch Joachim Voßiek Christian Spura. *Maschinenelemente*. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2017, 2017.
- [9] H. Zhang J. Zhang and X. Xiao. Reduction of pto rattle noise of an agricultural tractor using an anti-backlash gear. *Biosystems Engineering*, 2008.
- [10] Saitama Wako-shi Yoshinari Takemura. Drive unit with speed reducer, 2007.
- [11] Maul Konstruktionen GmbH. Bild zykloidengetriebe.
- [12] LEM HOLDING SA. Bild Stromwandler CTSR 0.3-P.
- [13] Baumer Holding AG. Bild Encoder RTD 4 A 4 Y 2.
- [14] Kistler Instrumente GmbH. Bild Drehmomentmesswelle Typ 4510B.

- [15] Simon lynen. Blockdiagramm Luenberger-Beobachter. <https://de.wikipedia.org/>, November 2012. Luenberger Observer.svg.
- [16] Harald Wertz. *Automatisierte Inbetriebnahme der Drehzahlregelung für rotierende Direktantriebe mit hohen Rundlaufanforderungen*. phdthesis, Universität Paderborn, January 2005. ISBN 3-8322-4007-1.
- [17] Susumu Shimada Tetsuya Kogaki, Motofumi Tanaka and Hirokazu Kawabata. Advanced technology for wind power generation. *National Institute of Advanced Industrial Science and Technology*.
- [18] F. Senicar, M. Döpker, A. Bartsch, B. Krüger, and S. Soter. Inverter based method for measurement of pmsm machine parameters based on the elimination of power stage characteristics. In *Proc. IECON 2014 - 40th Annual Conf. of the IEEE Industrial Electronics Society*, pages 702–708, 2014.
- [19] TWK-Elektronik GmbH. Spielausgleichendes Mess-Zahnrad Modell ZRS Datenblatt Nr.: ZRS 11877 GD, November 2013.
- [20] SENSITEC. Datenblatt glam713, 2016.
- [21] Sebastian Gruber. Analyse und Optimierung eines tubularen Linearmotors in Sonderbauform für hydraulisch betätigte Kupplungs-Brems-Kombinationen, 2016.
- [22] Phillips D. Rockwell. Directly measuring power transmission loads. *PlantServices*, 2006.
- [23] Timur Apakidze. <https://www.thetruthaboutcars.com/2014/07/saturation-dive-manual-transmission-gear-design/>. *TheTruthAboutCars*, 2014.
- [24] Karl Hoffmann. An introduction to measurements using strain gages. Technical report, Hottinger Baldwin Messtechnik Darmstadt, 1989.
- [25] Airbus Group SE. A380 - Innovation. <https://www.airbus.com/aircraft/passenger-aircraft/a380/innovation.html>, 2020.
- [26] General Electric. Haliade-x 12 mw offshore wind turbine platform. <https://www.ge.com/renewableenergy/wind-energy/offshore-wind/haliade-x-offshore-turbine>, 2020.
- [27] Siemens Gamesa Renewable Energy. Sg 14-222 dd: The winds of change have never been stronger. <https://www.siemensgamesa.com/en-int/products-and-services/offshore/wind-turbine-sg-14-222-dd>, 2020.



- [28] Abraham Maslow. A theory of human motivation. *Psychological Review*, 50:370–396, 1943.
- [29] Erich Hau. Windverhaeltnisse. *Windkraftanlagen*, January 2016.
- [30] Albert Betz. Das Maximum der theoretisch möglichen Ausnutzung des Windes durch Windmotoren. *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen*, (26):307–309, 1920.
- [31] Frederick William Lanchester. A contribution to the theory of propulsion and the screw propeller. *Transactions of the Institution of Naval Architects*, (57):98–116, 1915.
- [32] *Rules for classification and construction*, volume 4, 2, 1/13. Germanischer Lloyd, Hamburg, 2005.
- [33] T. Rösmann and S. Soter. Regenerative Operation of DC-Series Machines in Pitchsystems for Multimegawatt Windturbines. In *Proc. IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*, pages 1–7, October 2008.
- [34] Peter Caselitz Martin Geyley. Load reducing pitch control for wind turbines. Institute of Solar Energy Supply Technology, 2008.
- [35] Z. Ximei and S. Xianfeng. Individual variable pitch control of wind turbines. In *Proc. Int. Conf. Electrical Machines and Systems*, pages 1–3, August 2011.
- [36] Q. Bin and G. Baishun. Azimuth weight coefficient based independent variable pitch control strategy. In *Proc. Chinese Automation Congress*, pages 143–147, November 2013.
- [37] F. Gao. Individual pitch control of large-scale wind turbine based on load calculation. In *Proc. 10th World Congress Intelligent Control and Automation*, pages 3384–3388, July 2012.
- [38] H. Zu and T. Li. Individual blade pitch control of wind turbine in wind shear field. In *Proc. 33rd Chinese Control Conf*, pages 4312–4319, July 2014.
- [39] Dr.-Ing. K. Nazifi Prof. Dr.-Ing. W. Predki and Dr.-Ing. G. Luetzig. Micropitting of big gearboxes: Influence of flank modification and surface roughness. page 43, October 2010.
- [40] Heinrich Hertz. Über die berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, 92:156–171, 1881.
- [41] Mackaldener. Zahnbruch an einem Stirnrad. <https://de.wikipedia.org/wiki/Zahnrad>, January 2000. Tooth Interior Fatigue Fracture 1.jpg.



- [42] Georg Jacobs. *Maschinengestaltung Band III*. Verlag Mainz, 2016.
- [43] S. G. Robertz, L. Halt, S. Kelkar, K. Nilsson, A. Robertsson, D. Schaer, and J. Schiffer. Precise robot motions using dual motor control. In *Proc. IEEE Int. Conf. Robotics and Automation*, pages 5613–5620, May 2010.
- [44] D. Gebler and J. Holtz. Identification and compensation of gear backlash without output position sensor in high-precision servo systems. In *Proc. 24th Annual Conf. of the IEEE Industrial Electronics Society IECON '98*, volume 2, pages 662–666 vol.2, August 1998.
- [45] Chi-Seung Kim, Min-Jung Kang, Jin-Hwan Kim, and Uk-Youl Huh. Implementation of disturbance observer for compensating backlash. In *Proc. ICCAS-SICE*, pages 1812–1816, August 2009.
- [46] Byung-Jae Jung, Jung-Shik Kong, Bo-Hee Lee, Sang-Min Ahn, and Jin-Geol Kim. Backlash compensation for a humanoid robot using disturbance observer. In *Proc. 30th Annual Conf. of IEEE Industrial Electronics Society IECON 2004*, volume 3, pages 2142–2147 Vol. 3, November 2004.
- [47] Ian Whiting. Br500, 2008.
- [48] H. Helmholtz. Über einige Gesetze der Verteilung elektrischer Ströme in körperlichen Leitern mit Anwendung auf die tierisch-elektrischen Versuche. *Annalen der Physik*, 165(6):211–233, 1853.
- [49] Otto Stern. Zur Theorie der elektrolytischen Doppelschicht. *Zeitschrift fuer Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie*, 30(21-22):508–516, 1924.
- [50] Moog. Zusammenfassung der Diplomarbeit zur antagonistischen Pitch-Regelung (Choi). Master's thesis, 2011.
- [51] Michael Koehler, Sven Jenne, Kurt Poetter, and Harald Zenner. *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2012 edition, 2012. Verfasserangabe: von Michael Koehler, Sven Jenne, Kurt Poetter, Harald Zenner ; Online-Ressource Kann nicht per Fernleihe bestellt werden! ; Quelldatenbank: UBWU-x.
- [52] Robert Twele, Jochen und Gasch. Grundlagen, Entwurf, Planung und Betrieb. *Windkraftanlagen*, 2005.
- [53] Deng Xingqiao, Wang Jingge, Wang Qiang, Liu Qin-qin, and Zhang Junfu. The study and analysis of a new anti-backlash worm gear. In *Proc. Int. Conf. Mechanic Automation and Control Engineering*, pages 2984–2988, June 2010.



- [54] T. Rösman and S. Soter. Analysis of instability of direct powered DC-compound machines in pitch systems of large wind turbines. In *Proc. IEEE Int. Conf. Industrial Technology*, pages 323–329, March 2010.
- [55] Christian Peters. Bachelor-Thesis: Entwicklung eines Sensors zur berührungslosen und präzisen Lageerkennung von Evolventenkonturen. July 2016.
- [56] Marius Schröer. Bachelor-Thesis: Entwicklung und Vermessung eines Stromsensors für einen modularen FPGA basierten Servoregler. September 2014.
- [57] Bernd Zickert Ralf Hagedorn, Tobias Rösman. Pitch drive system and method for controlling a pitch of a rotor blade of a wind energy plant, 2011.
- [58] Rudibert King Arne Körber. Combined feedback-feedforward control of wind turbines using state-constrained model predictive control. *IEEE Trans. Contr. Sys. Techn.*, 21(4):1117–1128, 2013.

