

Modellierung und Identifikation elektromechanischer Aktoren am Beispiel einer Dieselregelklappe

**Dissertation
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktoringenieur (Dr.-Ing.)**

vorgelegt der Fakultät für Informatik und Automatisierung
der Technischen Universität Ilmenau

von

Dipl.-Ing. Steffen Büchner

geboren am 1. Oktober 1984 in Nordhausen

Gutachter:

1. Prof. Dr.-Ing. habil. Christoph Ament, Technische Universität Ilmenau
2. Prof. Dr.-Ing. Steven Lambeck, Hochschule Fulda
3. Prof. Dr.-Ing. Ulrich Konigorski, Technische Universität Darmstadt

vorgelegt am: 4. Juli 2014

verteidigt am: 17. Dezember 2014

urn:nbn:de:gbv:ilm1-2014000463

Vorwort

Die vorliegende Dissertation wurde während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Systemanalyse der Technischen Universität Ilmenau erstellt. Sie entstand im Rahmen des Kooperationsprojektes „Dynamische Modellbildung von elektromechanischen Aktuatoren“ zusammen mit der IAV GmbH. Die erfolgreiche Durchführung einer solchen Forschungsarbeit ist nicht ohne die stetige Unterstützung durch Vorgesetzte, Kollegen, Projektpartner, Studenten und den Rückhalt der eigenen Familie möglich.

Zu Beginn möchte ich meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. habil. Christoph Ament für die hervorragende wissenschaftliche Betreuung der Arbeit danken. Auch bedanke ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Steven Lambeck, denn er gab mir die Möglichkeit, als Mitarbeiter an der Technischen Universität Ilmenau Fuß zu fassen.

Ebenfalls möchte ich meinen Kollegen des Fachgebietes Dipl.-Ing. Tran Trung Nguyen, Dipl.-Ing. Andreas Meister, sowie Frau Mandy Assinner-Hoffmann für die vielen fachlichen und persönlichen Gespräche danken, welche wesentlich zum Gelingen dieser Forschungstätigkeit beigetragen haben. Mein besonderer Dank gilt meinen Kollegen Dr.-Ing. Arvid Amt-hor und Dipl.-Ing. Stephan Zschäck. Sie haben durch zahlreiche motivierende und kritische Diskussionen entscheidend zum Entstehen dieser Arbeit beigetragen und mich wesentlich in meinem Promotionsvorhaben gefördert.

Des Weiteren danke ich allen Mitarbeitern der IAV GmbH mit denen ich im Kooperationsprojekt arbeiten durfte. Mein besonderer Dank gilt hierbei Dipl.-Ing. Mike Carsten Eichhorn für die Ermöglichung und Unterstützung dieses Forschungsvorhabens.

Außerdem danke ich allen Studenten, welche mit ihren Abschluss- und hilfswissenschaftlichen Arbeiten tatkräftig zu dieser Dissertation beitrugen.

Für die gewinnbringenden fachlichen Diskussionen bei der Durchsicht des Manuskriptes danke ich Dr.-Ing. Mike Joachim Eichhorn sowie allen weiteren Korrekturlesern.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meiner Lebensgefährtin Melanie für ihren Beistand und ihr Verständnis auf dem Weg zu dieser Arbeit. Auch danke ich sehr meinen Eltern Erland und Kerstin Büchner für die uneingeschränkte Unterstützung und Förderung meines bisherigen Lebens- und Ausbildungsweges. Abschließend möchte ich allen Freunden und Bekannten, die mich während der gesamten Studienzeit begleitet haben, Danke sagen.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Zielstellung und Aufbau der Arbeit	2
2	Analyse der Dieselregelklappe	4
2.1	Aufbau der Dieselregelklappe	4
2.2	Klappenlagerung	5
2.3	Gleichstrommotor	6
2.4	Rückstellfeder	7
2.5	Getriebe	8
2.6	Anschlag	8
3	Modellierung der Dieselregelklappe	10
3.1	Arten der Modellbildung	10
3.2	Stand der Technik in der Modellierung der Dieselregelklappe	12
3.3	Strategie zur Modellierung der Dieselregelklappe	12
4	Experimentelle Aufbauten	15
4.1	Echtzeithardware	15
4.2	Leistungselektronik	17
4.3	Prüfstände	18
4.3.1	Reibprüfstand	18
4.3.2	Motorprüfstand	30
4.3.3	Federprüfstand	39
4.3.4	Getriebeprüfstand	44
4.3.5	Anschlagprüfstand	50
4.3.6	Gesamtprüfstand	55
5	Modellbildung der mechatronischen Komponenten	59
5.1	Modellierung der Reibung	59
5.1.1	Stand der Technik	59
5.1.2	Verwendetes Reibmodell	60
5.2	Modellierung des Gleichstrommotors	65
5.2.1	Stand der Technik	65
5.2.2	Verwendetes Motormodell	66
5.3	Modellierung der Feder	72
5.3.1	Stand der Technik	72
5.3.2	Verwendetes Federmodell	73
5.4	Modellierung des Getriebes	78
5.4.1	Stand der Technik	79

5.4.2	Verwendetes Getriebemodell	79
5.5	Modellierung des Anschlags	82
5.5.1	Verwendetes Anschlagmodell	82
5.6	Gesamtmodell	84
6	Parameteridentifikation und Validierung	87
6.1	Strategie zur Parameteridentifikation	87
6.2	Identifikation der Reibmodellparameter	89
6.2.1	Messung und Auswertung	89
6.2.2	Validierung	93
6.3	Identifikation der Motormodellparameter	95
6.3.1	Messung und Auswertung	95
6.3.2	Validierung	102
6.4	Identifikation der Federmodellparameter	104
6.4.1	Messung und Auswertung	105
6.4.2	Validierung	107
6.5	Identifikation der Getriebemodellparameter	108
6.5.1	Messung und Auswertung	109
6.5.2	Validierung	111
6.6	Identifikation der Anschlagmodellparameter	112
6.6.1	Messung und Auswertung	113
6.6.2	Validierung	116
6.7	Gesamtmodellvalidierung	117
6.8	Automatisierung der Parameteridentifikation	119
7	Sensitivitätsanalyse und Modellreduktion	122
7.1	Stand der Technik auf dem Gebiet der Sensitivitätsanalyse	123
7.2	Grundlagen der Methode	124
7.2.1	Sensitivitätsindex	124
7.2.2	Stichprobengenerierung	127
7.3	Sensitivitätsanalyse der Modellkomponenten	128
7.3.1	Reibmodell	128
7.3.2	Motormodell	130
7.3.3	Federmodell	132
7.3.4	Getriebemodell	133
7.3.5	Anschlagmodell	135
7.4	Reduziertes Gesamtmodell	136
7.4.1	Herleitung des reduzierten Gesamtmodells	136
7.4.2	Berechnung der Parameter für das reduzierte Gesamtmodell	137
7.4.3	Validierung des reduzierten Gesamtmodells	140
8	Zusammenfassung	143
A	Tabellen	146
A.1	Reproduzierbarkeit der Parameteridentifikation	146
A.1.1	Parameter des Reibmodells	146
A.1.2	Parameter des Motormodells	147
A.1.3	Parameter des Federmodells	148

A.1.4	Parameter des Getriebemodells	148
A.1.5	Parameter des Anschlagmodells	149
A.2	Berechnung der reduzierten Modellparameter	150
A.2.1	Parameter für das reduzierte Federmodell	150
A.2.2	Parameter für das reduzierte Anschlagmodell	150
B	Abbildungen und Datenblätter	151
B.1	Geschwindigkeitsabhängigkeit des Federverhaltens	151
B.2	Einfluss der Getriebedämpfung	152
B.3	Motordatenblatt	153
	Literaturverzeichnis	154

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Abkürzungen

ADC	analog-digital-converter
DAC	digital-analog-converter
DRK	Dieselregelklappe
FEM	Finite-Elemente-Methode
LHS	Latin Hypercube Sampling
NRMSE	Normalized Root Mean Square Error
PC	personal computer

Symbole und Formelzeichen

$\dot{(\cdot)}$	Zeitliche Ableitung
$\tilde{(\cdot)}$	Größen und Parameter des reduzierten Gesamtmodells
$(\cdot)^T$	Transponierte
$E(\cdot)$	Erwartungswert
$V(\cdot)$	Varianz
B	Magnetische Flussdichte
B_r	Remanenzflussdichte
c_K	Federsteifigkeit der Getriebekopplung
c_{K1}, c_{K2}	Lastabhängige Federsteifigkeit der Getriebekopplung
c_{o1}, c_{o3}	Federsteifigkeiten des oberen Anschlags
c_T	Skalierungsfaktor der Transitionsfunktion der Feder
c_{To2}	Skalierungsfaktor der Transitionsfunktion des oberen Anschlags

c_u	Federsteifigkeit des unteren Anschlags
D	Drehimpuls
d_K	Dämpfung der Getriebekopplung
d_S	Schaltdifferenz des Federmodells
E_{EC}	Elektrische Feldstärke der Wirbelströme
e_δ	Spannungsinduktion
e_σ	Streureaktanzspannung
F	Kraft
f	Frequenz
f_1, f_2	Ausgangsfunktion des Federmodells
f_{Cog}	Frequenz des Rastmoments
f_E	Entspannkennlinie des Federmodells
f_T	Transitionsfunktion des Federmodells
f_V	Verdrehkennlinie des Federmodells
g	Erdbeschleunigung
H	Magnetische Feldstärke
H_c	Magnetische Koerzitivfeldstärke
i	Elektrischer Strom
i_{Aktor}	Strom im Aktor
i_{Mot}	Motorstrom
J	Trägheitsmoment
J_K	Trägheitsmoment der Klappe
J_M	Trägheitsmoment des Motors
k	Index zeitdiskreter Tastschritt
KV	Korrelationsverhältnis
k_1, k_2	Reibparameter des Getriebepfstands
k_{Aktor}	Drehmomentkonstante des Aktors
k_b	Spannungsbildende Konstante
k_{EC}	Wirbelstromkonstante
k_{Hys}	Hysteresekonstante
k_t	Drehmomentbildende Konstante
L	Induktivität
M_A	Anschlagmoment
M_{Ab}	Getriebemoment der Abtriebsseite
M_{Aktor}	Drehmoment des Aktors
M_{An}	Getriebemoment der Antriebsseite
M_{Ao}	Drehmoment des oberen Anschlags
M_{Ao2}	Drehmoment des zweiten Teils im oberen Anschlags

M_{Au}	Drehmoment des unteren Anschlags
M_C	Coulomb-Moment
M_{Cog}	Rastmoment
\hat{M}_{Cog}	Amplitude des Rastmoments
M_F	Federmoment
M_H	Haftmoment
M_J	Beschleunigungsmoment
M_L	Lastmoment
M_{Mot}	Motormoment
M_R	Reibmoment
M_{Ref}	Referenzmoment
M_{RK}	Reibmoment der Klappe
M_{RM}	Reibmoment des Motors
M_S	Stribeck-Moment
M_{Sensor}	Sensormoment
M_{ss}	Stribeck-Funktion
M_U	Drehmoment der Unwucht
\hat{M}_U	Amplitude der Unwucht
$m_{Wägestück}$	Masse des Wägestücks
N	Anzahl der Ankernuten
n	Anzahl der Eingangsgrößen
n_G	Getriebeuntersetzung
p	Anzahl der Polpaare
p_E	Polynomialkoeffizienten der Entspannkennlinie der Feder
p_{Eo2}	Polynomialkoeffizienten der Entspannkennlinie des oberen Anschlags
p_V	Polynomialkoeffizienten der Verdrehkennlinie der Feder
p_{Vo2}	Polynomialkoeffizienten der Verdrehkennlinie des oberen Anschlags
Q	Gütemaß für die Optimierung
q	Anzahl der Realisierungen
R	Ohmscher Widerstand
r_{Ab}	Radius des Abtriebsritzels
r_{An}	Radius des Antriebsritzels
r_{Hebel}	Länge des Hebels
r_{Rolle}	Radius der Umlenkrolle
S	Sensitivitätsindex erster Ordnung

S_T	Totaler Sensitivitätsindex
t	Zeit
u_{EC}	Spannungsabfall durch Wirbelstromverluste
u_{Hys}	Spannungsabfall durch Hystereseverluste
u_{Mot}	Motorspannung
u_R	Spannungsabfall durch ohmsche Verluste
w	Irreversibler, plastischer Teil der Bewegung
w_{hys}	Spezifische Hystereseleistung
W_{Mag}	Magnetische Arbeit
x	Systemeingang
X_A, X_B, X_C	Stichproben zur Sensitivitätsanalyse
x_K	Auslenkung des Kopplungselements
Δx_K	Auslenkung des Feder-Dämpfer-Systems
x_V	Auslenkungsverschiebung der Getriebekopplung
y	Systemausgang, Koordinate
y_{Modell}	Modellausgang
y_{System}	Systemausgang
z	mittlere Borstenauslenkung
z_{ba}	Losbrech-Borstenauslenkung
z_E	Erweiterte Borstenauslenkung
z_{ss}	Maximale Borstenauslenkung
α	Übergangsfunktion des Reibmodells
α_E	Übergangsfunktion des erweiterten Reibmodells
β	Formparameter der Stribeck-Funktion
Γ	Ständerfeste Rotorposition
φ_{Ab}	Verdrehwinkel der Abtriebsseite
φ_{An}	Verdrehwinkel der Antriebsseite
φ_K	Drehwinkel der Klappe
φ_M	Drehwinkel des Motors
$\dot{\varphi}_{max}$	Maximale Winkelgeschwindigkeit der Klappe
$\dot{\varphi}_s$	Stribeck-Geschwindigkeit
$\varphi_{So1}, \varphi_{So2}, \varphi_{So3}$	Schwellwerte des oberen Anschlags
φ_{Su}	Schwellwert des unteren Anschlags
φ_U	Umschaltpunkt des Federmodells
σ_0	Federsteifigkeit der Borste
σ_1	Dämpfungskonstante der Borste
σ_2	Viskoser Reibkoeffizient
$\bar{\sigma}_2$	Viskoser Reibkoeffizient von Motor und Motorprüfstand

τ	Größe des Getriebespiels
φ	Drehwinkelsort
ζ_{Cog}	Phasenverschiebung des Rastmoments
ζ_{U}	Phasenverschiebung der Unwucht

Kurzfassung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung eines detaillierten Modells für elektromechanische Aktoren am Beispiel der **Dieselregelklappe (DRK)**. Begonnen wird mit einer komponentenweise Analyse des mechanischen Systems und der damit verbundenen Zerlegung der **DRK** in deren Teile Lagerung, Gleichstrommotor, Rückstellfeder, Getriebe und Anschlüsse. Diese Unterteilung wird auch in der folgenden Modellierung und Parameteridentifikation beibehalten.

Um die Teilkomponenten der **DRK** im Einzelnen zu aktuieren und auch zu vermessen, sind zusätzliche Prüfstände notwendig. Entsprechend der Teilkomponenten werden hierfür fünf Einzelprüfstände und zusätzlich ein Prüfstand für das Gesamtsystem entwickelt. Die Prüfstände sind dabei an die Komponenten der **DRK** und deren Spezifikationen angepasst. Damit besteht eine Analysemöglichkeit mit bisher unerreichter Präzision und der damit verbundenen Möglichkeit der extrem detaillierten, dynamischen Nachbildung des Verhaltens.

Neben den Prüfständen werden an die Teilkomponenten angepasste Teilmodelle entwickelt. Die Analyse der Bauteile und die dabei beobachteten Effekte bilden hierbei die Basis für die Auswahl und die Entwicklung der Systemmodelle. Über die Verknüpfung der Teilmodelle entsprechend ihrer Anordnung in der **DRK** ergibt sich das Gesamtmodell mit einer Zwei-Massen-System-Struktur.

Eine Identifikation der Modellparameter vervollständigt das **DRK**-Modell. Hierfür werden die entwickelten Prüfstände genutzt und angepasste Experimente abgeleitet. Nach der Identifikation erfolgt eine Validierung des jeweiligen Teilmodells. Die abschließende Untersuchung des Identifikationsprozesses bildet die Validierung des Gesamtmodellverhaltens bei der sich eine außerordentlich gute Übereinstimmung mit dem realen Systemverhalten zeigt.

Um den Berechnungsaufwand des detaillierten **DRK**-Modell zu senken, wird zudem ein reduziertes Modell mit verringerter Rechenkomplexität entwickelt. Grundlage für die Modellreduktion bildet eine Sensitivitätsanalyse, mit deren Hilfe der Einfluss der einzelnen Modellparameter bestimmt werden kann. Parameter und zugehörige Strukturzweige mit geringem Einfluss werden anschließend eliminiert oder zusammengefasst. Das reduzierte Modell zeigt dabei nur minimale Abweichungen im Ein-/Ausgangsverhalten gegenüber dem vollständigen Modell, wohingegen der Berechnungsaufwand signifikant gesenkt werden kann.

Abstract

The goal of the thesis is the development of a detailed model for electromechanical actuators using the example of the **DRK**. At the beginning the mechatronic system is analyzed component-by-component and decomposed in their parts bearing, direct current motor, return spring, gear box and elastic stops. This subdivision is also maintained in the following modeling process and the parameter identification.

In order to actuate and measure the parts of the **DRK** with high precision additional test benches are needed. According to the components five individual test benches and an additional test bench for the entire system are developed. Thereby the test benches are customized to the components and their specific values. Thus, there is a possibility to analyze the system with unprecedented precision and the associated possibility of extremely detailed, dynamic modeling of the behavior.

Based on experiments using the test benches adapted sub-models are developed for the components of the **DRK**. These models are based on the analysis of the components and the effects, which are observed. The combination of the sub-models respective to their assembly in the **DRK** results in the entire **DRK**-model with a two-mass system structure.

An identification of the model parameters completes the **DRK** modeling process. For this purpose, the developed test benches are used and customized identification experiments are designed. After the identification a validation of each sub-model is carried out. The final analysis of the identification process is the validation of the overall model behavior, where an extraordinarily good match between model and real system behavior is reached.

To reduce the computational effort of the detailed **DRK** model also a simplified model with reduced computational complexity is developed. By dint of sensitivity analysis the influence of each model parameter is determined. Parameters and the associated model structures with less influence are eliminated or combined. The reduced model shows only minor differences in input/output behavior compared to the full model, whereas the computational effort is reduced significantly.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Bei der Entwicklung moderner Kraftfahrzeuge ist die Steigerung der Effizienz eine der zentralen Problemstellungen. Für den Verbrennungsmotor bedeutet dies eine fortlaufende Optimierung des Brennvorgangs zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs bei gleichbleibender Leistungsentfaltung. Des Weiteren müssen strenge gesetzlich vorgegebene Emissionsgrenzwerte eingehalten werden. Sowohl der Kraftstoffverbrauch als auch die Emission können durch eine gezielte Prozessführung maßgeblich gesenkt werden. Hierfür steht in aktuellen Verbrennungsmotoren eine Vielzahl von elektromechanischen Stellgliedern zur Verfügung.

Ein Vertreter dieser Stellglieder ist die elektromechanische Drosselklappe. Über den Öffnungswinkel der Drosselklappe wird im Benzinmotor die Luft-Kraftstoff-Gemisch-Menge und damit verbunden die Leistungsabgabe des Motors geregelt. Bei diesem System mit elektronischen Gaspedal entfällt, im Gegensatz zum klassischen Aufbau, die mechanische Kopplung zwischen der Drosselklappe und dem Gaspedal. Die Stellung der Klappe wird dabei von dem Motorsteuergerät aus der Pedalstellung berechnet.

Die Leistungsregelung im Dieselmotor erfolgt hingegen ausschließlich über die eingespritzte Kraftstoffmenge. Eine Drosselung der Frischluftzufuhr ist jedoch weiterhin notwendig, um die Regelung der Emissionswerte über die Abgasrückführung zu unterstützen. Für diesen Zweck wird die sogenannte [Dieselregelklappe \(DRK\)](#) eingesetzt. Die eigentliche Rückführung übernehmen das Nieder- und das Hochdruck-Abgasrückführungsventil. Mit dieser Beimengung von Abgas in die Frischluft werden der Sauerstoffgehalt des Brenngases sowie die Verbrennungstemperatur eingestellt. Mit diesen Prozessgrößen lassen sich Stickoxid- und Rußpartikelemissionen beeinflussen.

Neben den genannten Stellgliedern befinden sich viele weitere Aktoren im Luftpfad, wie beispielsweise Drallklappen, Variable-Turboladergeometrie-Steller oder Waste-Gate-Ventil, welche an unterschiedlichen Positionen im Luftpfad des Motors verbaut sind. Allen Stellern gemein ist deren Aufgabe, das Motorverhalten in den Bereichen Verbrauch, Emission, Leistung, Dynamik und Komfort zu verbessern. Um diese Zielsetzungen zu erfüllen, reicht es daher nicht aus, nur den Verbrennungsprozess isoliert zu betrachten. Vielmehr ist die Analyse des Gesamtsystems mit allen zugehörigen Komponenten notwendig. Dazu gehört ebenfalls

die Analyse der zahlreichen elektromechanischen Steller, deren Verhalten das Gesamtsystem entscheidend beeinflusst.

So bildet die Modellierung die Grundlage für die Analyse des Systemverhaltens, die Simulation, den Reglerentwurf, den Entwurf von Diagnosesystemen oder die Optimierung des Systems. Bei der Entwicklung der elektromechanischen Steller können mit Hilfe eines Modells bereits vor der Prototypenfertigung grundlegende Eigenschaften des Verhaltens abgeschätzt werden. Über die Simulation des Modells lassen sich meist kostenintensive reale Experimente reduzieren und bereits am Computer das Verhalten und damit der Aufbau des realen Systems optimieren. Die Ergebnisse einer solchen Analyse sind dabei stark abhängig von der Güte des entwickelten Modells. Auch für den Entwurf von leistungsfähigen Regelungskonzepten ist ein präzises Modell unerlässlich.

Ein Beispiel hierfür ist die Entwicklung einer Lageregelung des Stellers, welche bei dem nichtlinearen, dynamischen Verhalten des Aktors eine entsprechende Regelgüte gewährleistet. Unter den zeitlichen Begrenzungen des Entwicklungsprozesses können dies für die Vielfalt an Stellern nur modellbasierte Regelungskonzepte gewährleisten, welchen ein mathematisches Modell zu Grunde liegt. Gleichzeitig kann mit Hilfe eines präzisen Simulationsmodells das Reglerverhalten analysiert und validiert werden. Um die Leistungsfähigkeit solcher Konzepte zu erhöhen und gleichzeitig die Entwurfszeit zu senken, ist ein detailliertes Systemmodell notwendig, welches schnell und zuverlässig identifiziert werden kann. Die Modellierung der elektromechanischen Steller ist somit ein essentieller Bestandteil der modernen Motorentwicklung.

1.2 Zielstellung und Aufbau der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist die detaillierte Modellierung und Identifikation der elektromechanischen Steller am Beispiel der DRK. Die einzelnen Steller sind sich dabei in Größe, Leistung, Funktionsweise ähnlich. Allen gemein sind die Teilkomponenten Lagerung, Antriebsmotor, Rückstellfeder, Bewegungsumformung und Bewegungsbegrenzung. Somit erfordert eine detaillierte Modellierung dieser Komponenten eine Zerlegung des komplexen mechanischen Systems in dessen mechanische und elektrische Bauteile.

Dementsprechend wird in Kapitel 2 mit der Zerlegung der DRK und der Analyse der Teilkomponenten begonnen. Daraus ergeben sich die Möglichkeiten der Aktormodellierung in Kapitel 3. Zudem wird das Vorgehen für den Modellierungsprozess detailliert dargestellt. Kapitel 4 beinhaltet den Entwurf der Prüfstände zur Vermessung der DRK und deren Bauteile. Aufbauend auf den Messungen werden in Kapitel 5 angepasste Modelle für die Teilkomponenten ausgewählt und weiterentwickelt. Aus deren Kombination ergibt sich das Modell für die komplette DRK. In Kapitel 6 werden Messabläufe entwickelt, um die Modellparameter zu identifizieren. Nach der Validierung des Modells wird in Kapitel 7 mit Hilfe einer Sensiti-

vitätsanalyse ein reduziertes Modell entwickelt. Das letzte Kapitel fasst die Arbeit nochmals zusammen und gibt einen Ausblick auf mögliche Anwendungen und Erweiterungen des Modells.

2 Analyse der Dieselregelklappe

Die **DRK** ist ähnlich zu anderen Stellern im Luftpfad eines Verbrennungsmotors aus verschiedenen Komponenten aufgebaut. Das Verhalten dieser Komponenten spiegelt eine Vielzahl an elektrischen und mechanischen Erscheinungen wider. Daher werden in dieser Arbeit die Bauteile der **DRK** als Repräsentanten für elektromechanische Aktuatoren untersucht. Die Interaktion der Bauteile und deren Aufbau inklusive relevanter Spezifikationen werden im Folgenden erläutert.

2.1 Aufbau der Dieselregelklappe

Der Grundkörper der **DRK** ist ein Aluminiumdruckgussgehäuse, welches alle anderen Bauteile aufnimmt und in ihrer Position hält. In **Abbildung 2.1 a** ist die **DRK** zu sehen. Im oberen Teil (im Folgenden Klappenseite genannt) befindet sich der Luftkanal mit dem Klappenmechanismus zur Regulierung der durchströmenden Luftmenge. Die untere Seite des Gehäuses (im Folgenden Ritzelseite genannt) wird von einem Kunststoffdeckel verschlossen, welcher den Winkelsensor aufnimmt und die elektrische Kontaktierung nach außen realisiert.

Das Zusammenwirken der Bauteile ist in **Abbildung 2.1 b** dargestellt. Den Antrieb der Klappe übernimmt ein Gleichstrommotor. Die Bewegung des Motors wird über ein Ge-

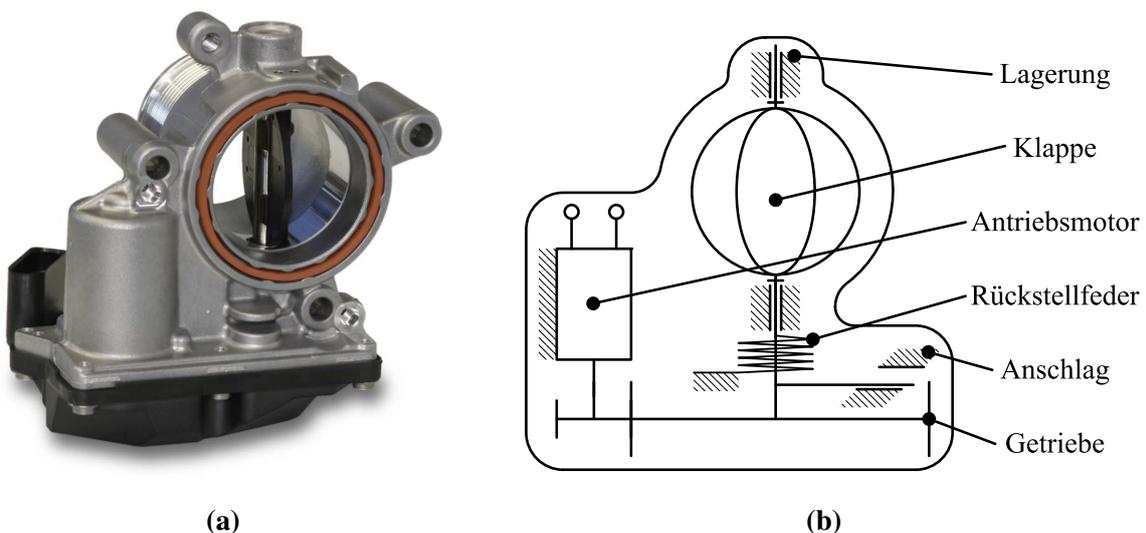


Abbildung 2.1: (a) Dieselregelklappe (b) Technisches Prinzip der **DRK**

triebe an die Klappenwelle übertragen. An dieser Klappenwelle ist die eigentliche Klappe angebracht, welche den Luftstrom reguliert. Damit sich diese Klappe nur rotatorisch um eine Achse bewegen kann, verfügt sie über eine Lagerung im DRK-Gehäuse. Mit diesem Grundaufbau kann der Klappenmechanismus über den Gleichstrommotor bewegt und in eine gewünschte Position gefahren werden. Dabei soll die Klappe niemals komplett geschlossen werden, um einen minimalen Luftstrom zu garantieren. Des Weiteren ist es nutzlos, die Klappe mehr als die maximalen 90° zu öffnen, da dann wieder eine Querschnittsverengung im Luftkanal auftritt. Aus diesem Grund wird die Bewegung des Klappenmechanismus über zwei Anschläge auf ein Minimum ($8^\circ=0,14\text{ rad}$) und Maximum ($\approx 90^\circ=1,57\text{ rad}$) begrenzt. Zusätzlich ist eine Rückstellfeder an der Klappenwelle angebracht. Diese bewegt die Klappe für den Fall eines Stromausfalls in die sogenannte Notlaufposition. Für die DRK ist dies die maximal geöffnete Position am oberen Anschlag. Neben dem Ort der Anschläge werden im Herstellerdatenblatt Grenzwerte für eine maximale Geschwindigkeit $\dot{\varphi}_{\max}$ der Klappe (siehe Gleichung (2.1)) und eine Nenngetriebeuntersetzung 1:40 angegeben.

$$\dot{\varphi}_{\max} = 69,3^\circ/150\text{ ms} = 462^\circ/\text{s} = 77\text{ U/min} = 8,1\text{ rad/s} \quad (2.1)$$

Die Spezifikationen der maximalen physikalischen Größen werden anschließend für die Auslegung der zugehörigen Prüfstände benötigt. Dazu gehören die Bewegungsbereiche, Bewegungsgeschwindigkeiten, Drehmomente, sowie Spannungs- und Stromwerte.

2.2 Klappenlagerung

Die Lagerung des Klappenmechanismus ist als Nadellager ausgeführt, welche direkt auf der Klappenwelle abrollt. Dieser Lagertyp kann hohe radiale Kräfte aufnehmen, wie sie vom Getriebe erzeugt werden. Zusätzlich verhindern Gummidichtungen auf beiden Seiten der Lager ein Eindringen von Schmutz und Öl aus dem Luftkanal. Die Dichtungen liegen direkt auf der Klappenwelle auf und erzeugen so ein zusätzliches Reibmoment. Dies ist auch gleichzeitig der relevante Einfluss der Klappenlagerung auf das zu modellierende Systemverhalten.



Abbildung 2.2: Lagerung der Klappenmechanik

Aufgrund der Anschläge können sich die Lager nicht komplett drehen, sondern sind auf einen Bewegungsbereich von 82° , bei einer maximalen Geschwindigkeit von $8,1 \text{ rad/s}$ eingeschränkt. Neben dem Bewegungsbereich der Lagerung ist die Größenordnung des erzeugten Reibmoments ausschlaggebend für die Auslegung des Reibprüfstands. Dieser Wert ist in keinem Datenblatt spezifiziert und ergibt sich daher aus Vorversuchen. Über einen Hebelarm r_{Hebel} und die Schwerkraftwirkung $m_{\text{Wägestück}} g$ verschiedener, definierter Wägestücke wird die Lagerung belastet.

$$M_R = r_{\text{Hebel}} m_{\text{Wägestück}} g \quad (2.2)$$

Das entstehende Drehmoment M_R wird erhöht, bis sich die Klappenwelle zu bewegen beginnt. Das Haftmoment M_H für die Wellenlagerung ergibt sich nach diesem Versuch zu etwa 10 mNm .

2.3 Gleichstrommotor

Der Gleichstrommotor gehört zu den elektrischen Maschinen und wandelt elektrische in mechanische Energie. Das verbaute Exemplar ist dabei mit einem Dauermagnetpaar ausgeführt, das für die Erzeugung des Erregerfelds zuständig ist. Die Kommutierung der Ankerspulen erfolgt über ein mechanisches Bürsten-Kollektor-System. Der Anker ist aus geblechtem Eisen, trägt die fünf Ankerspulen und wird von gesinterten Gleitlagern geführt. Die Kennwerte des Motors werden auf Basis von computergestützten Simulationen berechnet und sind in Anhang B.3 dargestellt.

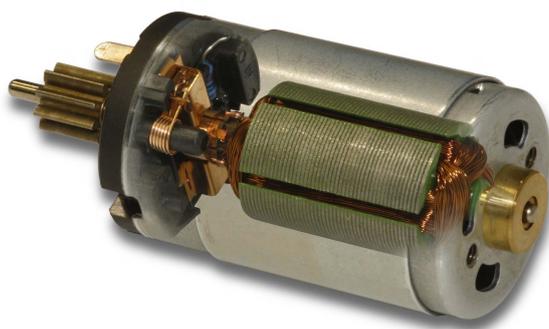


Abbildung 2.3: Antriebsmotor der DRK

Die elektrische Seite des Motors ist im Datenblatt mit einer Nennspannung von 12 V und einem dazugehörigen maximalen Blockierstrom von $3,2 \text{ A}$ angegeben. Auf der mechanischen Seite ergeben sich daraus eine Leerlaufdrehzahl von 6745 U/min und ein Blockiermoment von 48 mNm . Allerdings sind die in der DRK zulässigen Drehzahlen niedriger. Über die maximal zulässige Geschwindigkeit der Klappenwelle und die Nennuntersetzung des Getriebes, ergeben sich maximal 3080 U/min . Zusätzlich erzeugen die Gleitlager und die

mechanische Kommutierung ein Reibmoment. Die Größenordnung des Reibmoments wird mit dem gleichen Experiment, wie es auch für die Lagerung der Klappe durchgeführt wird, auf etwa 5 mNm bestimmt.

2.4 Rückstellfeder

Die Rückstellfeder der DRK ist eine biegebeanspruchte Drehfeder ohne Windungsabstand, welche abhängig von der Winkelstellung ein Federmoment M_F erzeugt. Im eingebauten Zustand ist die Feder vorgespannt, so dass das Federmoment im Arbeitsbereich nicht null wird und somit über den gesamten Verfahrbereich in dieselbe Richtung wirkt. Der gerade Schenkel der Feder wird direkt von dem DRK-Gehäuse aufgenommen. Der gebogene Schenkel hingegen wird in eine Nut des Klappenritzels eingehangen und wirkt damit direkt auf die Klappenwelle. Die weitere Fixierung der Feder übernimmt ein Aufrollkörper zwischen Gehäuse und Ritzel.



Abbildung 2.4: Rückstellfeder der DRK

Aufgrund der Reibung zwischen den Windungen untereinander und dem Aufrollkörper ist eine Hysterese in der Moment-Winkel-Kennlinie zu erwarten. Der Verdrehbereich im eingebauten Zustand liegt zwischen den Anschlägen mit 0,14–1,57 rad bei einer maximalen Geschwindigkeit von 8,1 rad/s. Für die Abschätzung des maximalen Federmoments M_F werden Vorversuche durchgeführt. Hierfür wird die DRK langsam positionsgeregelt verfahren, so dass das benötigte Antriebsmoment M_{Mot} nur die Reibung und das Federmoment M_F überwindet. Über den Motorstrom i_{Mot} , mit der dazugehörigen drehmomentbildenden Konstante k_t und der Getriebeuntersetzung n_G aus den Datenblättern lässt sich das Federmoment bestimmen.

$$M_{\text{Mot}}n_G = k_t i_{\text{Mot}}n_G = M_F + M_R \quad (2.3)$$

Das so ermittelte maximale Federmoment beträgt etwa 0,5 Nm. Der Einfluss der Klappenreibung mit etwa 10 mNm kann für diese Messung vernachlässigt werden.

2.5 Getriebe

Das Getriebe der DRK ist als gleichförmig übersetzendes Zahnradgetriebe ausgeführt und verbindet den Gleichstrommotor mit dem Klappenmechanismus. Es besteht aus zwei Stufen mit gerader Stirnradverzahnung. Das Antriebsritzel ist dabei aus gesintertem Metall direkt auf die Motorwelle aufgedrückt und wird auch von dessen Lagerung geführt. Das Abtriebsrad besteht nur aus einem Teilsegment eines vollständigen Ritzels, da der Arbeitsbereich der DRK durch die Anschläge begrenzt ist. Aufgenommen wird das Abtriebsritzel von der Klappenwelle. Ähnlich dem inneren Ritzel ist es aus Kunststoff gefertigt. Dieses innere Ritzel koppelt die Antriebs- und Abtriebsritzel und ist auf einem Dorn gleitgelagert.



Abbildung 2.5: Getriebe der DRK

Die maximalen statischen Drehmomente, welche auf das Getriebe wirken, sind über das Motormoment definiert. Antriebsseitig ergeben sich somit 48 mNm. Skaliert über die Getriebeuntersetzung wird dieses Moment auf 1,92 Nm auf der Abtriebsseite gewandelt. Ähnliches gilt für die maximalen Drehzahlen, welche bei 3080 U/min für den Antrieb und 77 U/min für den Abtrieb liegen. Der Bewegungsbereich für den Abtrieb ist entsprechend der Klappenmechanik auf 82° eingeschränkt. Die Antriebsseite hingegen ist von sich aus im Bewegungsbereich unbegrenzt. Allerdings ergibt sich über die Begrenzung der Abtriebsseite und der Kopplung über die Untersetzung eine Einschränkung auf etwa neun vollständige Umdrehungen.

2.6 Anschlag

Die Bewegung der DRK wird in beide Richtungen durch jeweils einen Anschlag begrenzt. Dieser obere und untere Anschlag unterscheidet sich im mechanischen Aufbau und somit auch im Verhalten. Der untere Anschlag (Klappe geschlossen) besteht nur aus einer Anschlagfläche im Klappenritzel und einem passendem Gegenstück im Druckgussgehäuse. Wenn diese beiden Flächen in Kontakt sind, wird das Verhalten durch die Verformung der

Kontaktfläche bestimmt und ist entsprechend steif. Des Weiteren ist der untere Anschlag die Referenzmarke für die Winkelmessung und beginnt bei 8° zu wirken.

Der Aufbau des oberen Anschlags (Klappe offen) ist komplexer. Die Rückstellfeder unterstützt die Klappenbewegung der DRK in Richtung des oberen Anschlags, was dazu führt, dass dieser unter Umständen mit hoher Geschwindigkeit angefahren wird. Diese vorhandene Bewegungsenergie muss zuverlässig ohne Zerstörung der Klappe aufgenommen werden. Die Hauptkomponente des oberen Anschlags ist eine vorgespannte Drehfeder (siehe Abbildung 2.6 (2)), welche die überschüssige Bewegungsenergie aufnimmt. Dies geschieht über die



Abbildung 2.6: Anschläge der DRK

Verlängerung des Bremswegs und damit verbunden der Reduktion der Bremskraft. Dieses Verhalten ist gut in Abbildung 5.19 zu erkennen. Die Feder wird von dem Druckgussgehäuse aufgenommen und vorgespannt. An dem Abtriebsritzel befindet sich ein Mitnehmer, welcher ab einer gewissen Winkelauslenkung den Federarm der Drehfeder berührt und anschließend mitbewegt. Der letzte Teil des Anschlags ist ähnlich dem unteren Anschlag eine Ritzel-Gehäuse-Interaktion (3) mit hoher Steifigkeit, welcher ab einer bestimmten Auslenkung der Drehfeder zusätzlich wirkt.

3 Modellierung der Dieselregelklappe

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines detaillierten, dynamischen Modells mechatronischer Aktuatoren am Beispiel der DRK. Für technische Systeme wird dies über die Beschreibung des Systemverhaltens mit Hilfe von mathematischen Gleichungen realisiert, welche auf unterschiedliche Art gewonnen werden können.

3.1 Arten der Modellbildung

Die mathematischen Modelle zur Systembeschreibung können aus theoretischen oder experimentellen Wissen beziehungsweise aus Experteninterviews ermittelt werden (siehe Abbildung 3.1). Dabei sind die zu Beginn der Modellbildung vorhandenen Informationen über das System und die gewünschte Struktur des Modells entscheidend für die Wahl des Vorgehens [3].

Die theoretische Modellbildung basiert auf mathematisch formulierten Naturgesetzen [37] und ergibt sogenannte Strukturmodelle oder White-Box-Modelle. Somit ist die Wirkungsweise einzelner Modellzweige eindeutig bekannt und entspricht den physikalischen Zusammenhängen in der Realität. Äquivalent dazu kann zu Beginn der Modellierung eine Zerlegung in Teilsysteme und somit eine Vereinfachung der Modellierung stattfinden. Für die hier untersuchten mechatronischen Systeme bilden meist Bilanzgleichungen von Energie, Masse oder Impuls die Gleichungsgrundlage. Für den mechanischen Teil kann dies über die Newtonsche Mechanik oder die Lagrange-Methode realisiert werden. In elektrischen Systemen bieten sich hingegen die Kirchhoffschen Sätze sowie Bauteilgesetze für die Modellierung an. Mit domänen-übergreifenden Effekten wie der Lorentzkraft lassen sich Teilsysteme aus unterschiedlichen physikalischen Bereichen zu einem Gesamtsystem kombinieren. Das Ergebnis dieser Modellierungsmethode sind meist gewöhnliche Differentialgleichungen. Sind zusätzlich örtliche Verteilungen oder Diffusionsprozesse von Bedeutung, lassen sich diese über partielle Differentialgleichungen oder auch Finite-Elemente-Methode (FEM)-Modelle abbilden. Parameter solcher Modelle sind meist Naturkonstanten oder Datenblattwerte und besitzen ein physikalisches Äquivalent in der Realität.

Die zweite Möglichkeit der Modellbildung ist ein experimentelles Vorgehen. Basierend auf Messungen kann das Ein-/Ausgangsverhalten in Verhaltensmodellen oder Black-Box-Modellen nachgebildet werden. Die Struktur solcher Modelle wird vor Beginn der Identi-

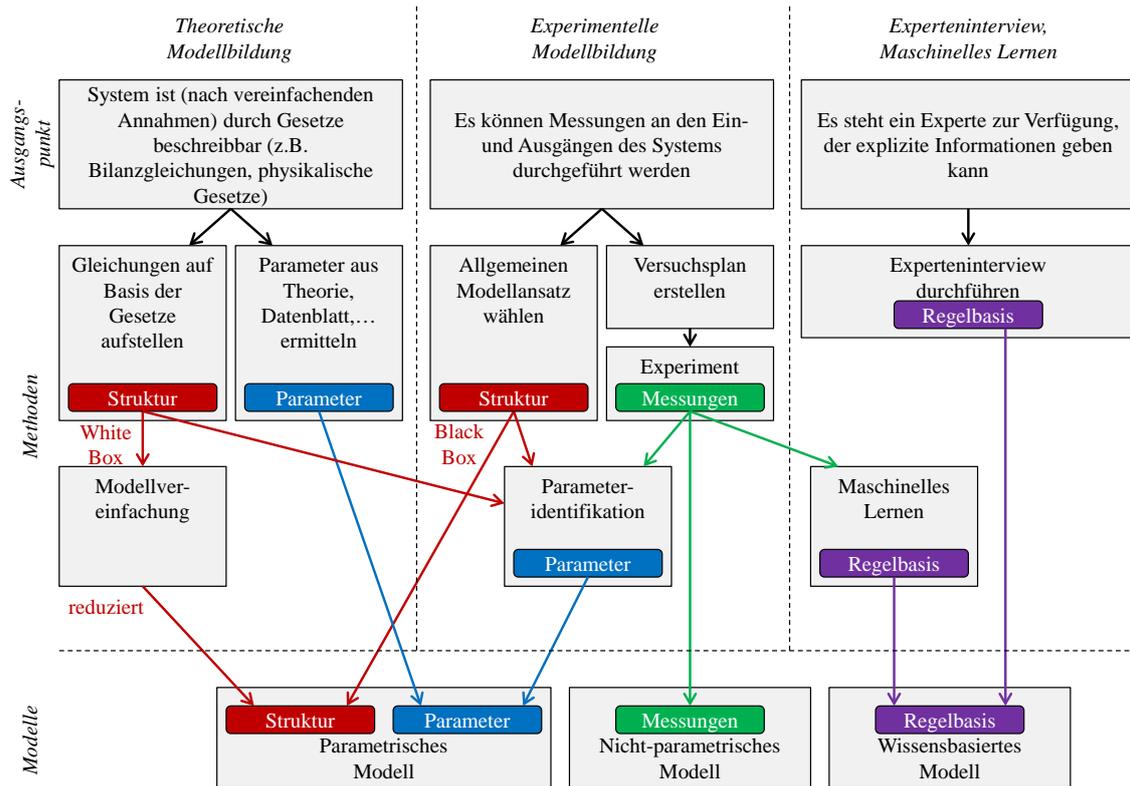


Abbildung 3.1: Arten der Modellbildung [3]

fikation festgelegt und entspricht nicht zwangsweise den physikalischen Zusammenhängen [108]. Dementsprechend besteht nur selten ein Zusammenhang zwischen den Modellparametern und den physikalischen Größen. Gegenüber diesen Nachteilen besteht aber der Vorteil, dass eine Modellierung kein Wissen über die physikalischen Gesetzmäßigkeiten erfordert und den Modellierungsaufwand bei komplexen Systemen verringert.

Das Experteninterview und das maschinelle Lernen spielen bei der Modellierung von mechatronischen Systemen eine eher untergeordnete Rolle. Dieses Vorgehen ist abhängig von der möglicherweise subjektiven Erfahrung von Experten und findet dann Anwendung, wenn weder physikalische Zusammenhänge noch Messdaten zur Verfügung stehen. Das Ergebnis ist ein wissensbasiertes Modell mit einer Regelbasis.

Die Modellierung findet dabei meist nicht strikt nach einer Methode statt, sondern ist eher eine Mischform. So können Modellstrukturen nach der theoretischen Modellbildung festgelegt und dazugehörige Parameter experimentell ermittelt werden. Auch lassen sich aus dem Expertenwissen Hinweise für eine mögliche Modellstruktur ermitteln, welche für eine theoretische Modellbildung zu komplex oder unbekannt wären, sich aber in realen Verhalten beobachten lassen.

3.2 Stand der Technik in der Modellierung der Dieselregelklappe

In der Literatur existieren verschiedene Ansätze, die DRK zu modellieren. Ein einfaches theoretisches Modell wird von Isermann *et al.* in [38] vorgestellt. Das Modell berücksichtigt die Trägheit, die elektromechanische Energiewandlung im Motor der DRK sowie Verluste durch den ohmschen Widerstand und die Reibung. Das Feder- und das Anschlagverhalten werden in einer stückweise linearen, positionsabhängigen Kennlinie abgebildet. Dieses Grundmodell findet auch in vielen anderen Arbeiten Anwendung, wobei es meist leicht abgewandelt oder erweitert wird. So beschreibt Loh *et al.* in [52] zusätzlich die Induktivität des Motors. Andere Modelle unterscheiden sich hauptsächlich in der Wahl des meist statischen Reibmodells. So wird von Scattolini *et al.* [79] beispielsweise das Karnopp-Modell oder von Kopf [49] des Stribeck-Modell verwendet (siehe Abschnitt 5.1). Kopf modelliert zudem zusätzlich das Verhalten der Leistungselektronik und Sensorik an der DRK. Detaillierte, dynamische Reibmodelle finden hingegen nur in wenigen Arbeiten, wie etwa [35] Anwendung. Allerdings wird sich auch hier auf eine reduzierte Anzahl an Parametern im Reibmodell beschränkt.

Andere Modellansätze lassen sich mehr bei den Verhaltensmodellen eingruppiert. So wird in [71] zwar das Motorverhalten noch physikalisch modelliert, das Feder- und Reibverhalten ist hingegen als unbekannte Störung modelliert, welche über verschiedene Filtermethoden geschätzt wird. Noch weiter in Richtung Verhaltensmodell gehen Feldt *et al.* in [29], indem ein Modell ähnlich [49] in ein allgemeines nichtlineares Modell dritter Ordnung überführt wird. Neben den Strukturzweigen werden auch die Parameter zusammengefasst und besitzen somit kein physikalisches Äquivalent mehr. Lediglich die Modellordnung entspricht noch dem Strukturmodell. Eine andere, rein experimentelle Methode ist die Zerlegung des nichtlinearen Gesamtsystems in lokal gültige, affine Modelle [73, 98]. Hierfür ist keine Information über die Systemstruktur notwendig. Dafür müssen aber über eine Klassifikation die Gültigkeitsgrenzen der einzelnen, lokalen Modelle ermittelt werden. Die zuletzt genannten Modelle können zwar das Ein-/Ausgangverhalten des DRK-Systems gut beschreiben, lassen allerdings keinen Rückschluss auf die realen, inneren Zustände zu.

3.3 Strategie zur Modellierung der Dieselregelklappe

Nachteil bei allen vorgestellten Verhaltensmodellen ist die Divergenz zwischen System- und Modellstruktur. Zudem findet bei allen Modellen ausschließlich eine Modellierung des Gesamtverhaltens unabhängig von den Komponenten der DRK statt. Für einen Reglerentwurf, welcher in den vorgestellten Arbeiten meist das Ziel darstellt, ist dies in erster Instanz unerheblich. Allerdings kann bei mangelnder Regelgüte nicht analysiert werden, von welcher

Komponente beziehungsweise, welchem physikalischen Effekt das Problem ausgeht. Zu dem lassen sich nicht einzelne Modellkomponenten gezielt für die Prototypenentwicklung tauschen. Dementsprechend ist ein Rückschluss von den Modellparametern auf mögliche konstruktive Änderungen nur schwer möglich.

Aus den genannten Gründen wird in dieser Arbeit ein komponentenweises Modell entwickelt. Die Modellierung der Einzelkomponenten Reibung, Motor, Feder, Getriebe und Anschläge soll dabei sehr detailliert geschehen. Des Weiteren ist die einzige sinnvolle Modellierungsart für diesen Zweck die theoretische Modellbildung, da nur in diesem Fall der Zusammenhang zwischen realen Effekten und den entsprechenden Modellstrukturen und -parameter erhalten bleibt. Zudem wird eine konzentrierte Abbildung mit Hilfe von Differentialgleichungen gewählt. Eine noch detailliertere, verteilte Modellierung über FEM-Modelle könnte beispielsweise lokale Verformungen des DRK-Gehäuses abbilden. Dies ist in diesem Fall nicht zielführend, da das dynamische Verhalten der Klappenbewegung im Mittelpunkt der Arbeit steht. Ein FEM-Modell wäre für diese Anwendung zu rechenintensiv, um es auf einem aktuellen Rechensystem sinnvoll zu nutzen.

Die zu modellierenden Komponenten der DRK und deren Zusammenspiel wurde bereits in Kapitel 2 vorgestellt. Sie bilden ein breites Spektrum an mechanischen, elektrischen und magnetischen Effekten ab und werden in dieser Arbeit als Repräsentanten für unterschiedliche mechatronische Komponenten verwendet. Um das relevante Systemverhalten dieser Einzelteile zu erfassen, werden die in Kapitel 4 vorgestellten experimentellen Aufbauten entwickelt und verwendet. Sie sind an die zu messenden DRK-Komponenten angepasst und erlauben eine präzise Erfassung aller erforderlichen Systemgrößen. Zudem lassen sie sich über den Austausch weniger Teile an andere, ähnliche rotatorische Komponenten anpassen. Mit Hilfe der Prüfstände werden die einzelnen Bauteile vermessen, um anschließend entsprechende Modelle auszuwählen, welche das Systemverhalten korrekt nachbilden. Diese Modelle werden in Kapitel 5 vorgestellt und sind universell für translatorische oder rotatorische mechatronische Systeme anwendbar. Sie bilden eine Vielzahl von beobachteten Effekten ab und können somit über eine Wichtung der Effekte unterschiedlichste Systeme modellieren. Diese Wichtung steckt in den Parametern des Modells und muss für jedes System identifiziert werden. In der vorgestellten Arbeit werden die Komponenten der DRK mit dem dazugehörigen Prüfstand vermessen. Die Details der Parameteridentifikation sind in Kapitel 6 näher erläutert. Grundlegend hierbei ist eine Zerlegung der Identifikation ähnlich der Modellstruktur. Dies bietet den Vorteil, Fehleinflüsse auf die Messung zu minimieren und somit die beste Übereinstimmung zwischen den einzelnen Parametern und deren physikalischen Gegenstücke zu erhalten. Die zusätzliche Automatisierung der Identifikation erlaubt zudem, mehrere ähnliche Komponenten nacheinander zu vermessen und so einen schnellen Vergleich der Systemeigenschaften zu erhalten.

Das Ergebnis dieses Vorgehens ist ein modularer Baukasten von detaillierten, physikalischen Modellen für die mechatronischen Komponenten Reibung, Motor, Feder, Getriebe und Anschläge. Die zugehörige automatisierte Parameteridentifikation vervollständigt die Modellierung. Mit dem entwickelten Vorgehen lassen sich auch andere elektromechanische Steller im Automobilbereich schnell und zuverlässig modellieren. Weiterhin können einzelne Modelle oder Parametersätze getauscht werden, um beispielsweise einzelne Komponenten einer Prototypen-DRK zu testen. Mit dem Modell lassen sich zudem Regelungen auslegen, sowie auf deren Robustheit gegenüber Parameterschwankungen analysieren, um damit eine Aussage über mögliche Bauteiltoleranzen zu treffen. Ebenso kann beim Unterschreiten einer geforderten Regelgüte gezielt im Modell nach der verursachenden Komponente geforscht werden, um den Regler oder das reale Bauteil anzupassen.

Ein Nachteil einer solch detaillierten Modellierung ist der vergleichsweise hohe Rechenaufwand für das entstandene Modell. Um dies zu beheben, wird in Kapitel 7 eine Sensitivitätsanalyse der Parametereinflüsse mit der dazugehörigen Modellreduktion durchgeführt. Mit Hilfe dieser Analyse lassen sich die signifikanten Parameter und damit Modellstrukturen, welche für das Systemverhalten relevant sind, ermitteln. Anschließend können die wenig relevanten Modellstrukturen eliminiert oder zusammengefasst werden. Das entstehende reduzierte Modell kann mit drastisch gesenktem Rechenaufwand simuliert werden, bei nahezu gleichbleibender Güte des Ein-/Ausgangsverhaltens des gesamten DRK-Modells. Je nach Anwendungszweck stehen zum Abschluss der Arbeit ein sehr detailliertes, modulares beziehungsweise ein recheneffizientes Gesamtmodell zu Verfügung.

4 Experimentelle Aufbauten

In der vorliegenden Arbeit werden die Komponenten der DRK aus Kapitel 2 detailliert untersucht. Dies erfordert einen variable Versuchsablauf mit einem jeweils angepassten Versuchsaufbau. Die Einzelteile und Eigenschaften dieser Aufbauten werden im Folgenden komponentenweise vorgestellt.

Zentraler Bestandteil ist das Echtzeitsystem, welches frei programmiert werden kann und über eine große Anzahl von Schnittstellen verfügt. Es realisiert somit die Ansteuerung und Messdatenaufnahme aller Prüfstände. Zwischen der Signalseite des Echtzeitsystems und der Antriebstechnik der Prüfstände arbeiten analoge Leistungsverstärker zur Signalumsetzung, wohingegen die Sensorik direkt an das Echtzeitsystem angeschlossen ist (siehe Abbildung 4.1). Die Messaufbauten bestehen dabei aus fünf Prüfständen für die Analyse der Einzelteile (siehe Kapitel 2) sowie einen für die gesamte DRK.

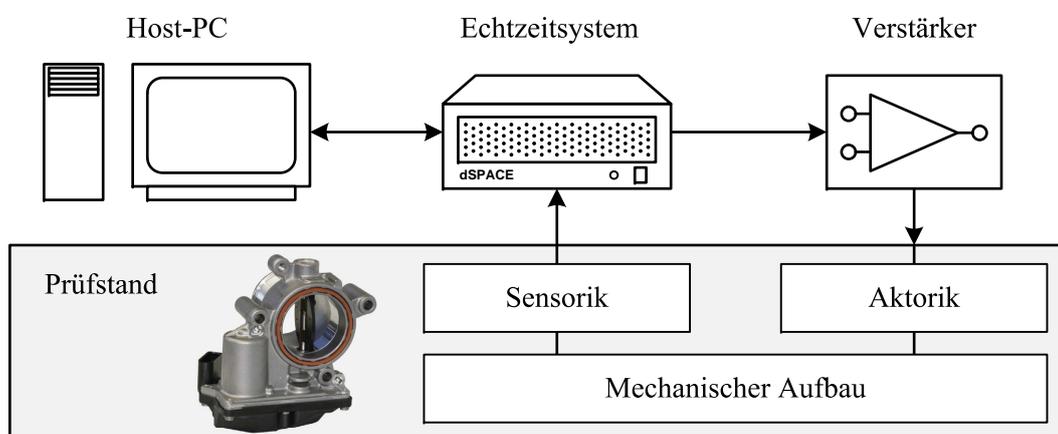


Abbildung 4.1: Allgemeiner Versuchsaufbau

4.1 Echtzeithardware

Die Ansteuerung und Messdatenaufnahme wird mittels eines modularen Rapid-Control-Prototyping-System der Firma dSpace realisiert [26]. Die Hardware dieses Systems besteht,

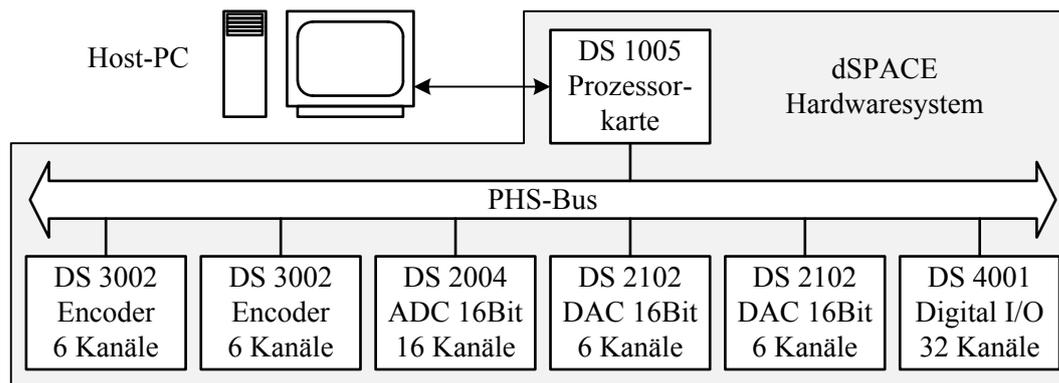


Abbildung 4.2: Struktur des Rapid-Control-Prototyping-Systems

wie in [Abbildung 4.2](#) zu sehen, aus eine Prozessorkarte (DS1005) sowie mehreren Erweiterungskarten mit analogen und digitalen Schnittstellen, die gemeinsam in einem PX10 Gehäuse installiert sind.

Die verwendete Prozessorkarte basiert auf einem PowerPC 750GX Prozessor mit einer Taktrate von 1 GHz und führt die implementierten Regelungsstrukturen und Messabläufe mit einer Taktfrequenz von 10 kHz aus. Ein zugehöriger PHS-Bus verbindet die Prozessorkarte mit den Erweiterungskarten. Eingangsseitig werden zwei Encoder-Karten DS3002 für die parallele Aufnahme von jeweils sechs analogen Sin/Cos-Signalen verwendet. Sie besitzen eine Auflösung von 12 Bit und ermöglichen damit eine Unterteilung jeder Sin/Cos-Vollwelle in 4096 Subinkremente. Das Zählen der Inkremente erfolgt auf den Encoder-Karten mit einer maximalen Sin/Cos-Frequenz von 750 kHz und ist unabhängig von der Taktfrequenz der ausgeführten Algorithmen. Parallel hierzu können 16 analoge Signale mit 16 Bit Auflösung über eine DS2004-Karte eingelesen werden. Ausgangsseitig stehen zwei Digital-analog-Wandler-Karten DS2102 mit jeweils sechs Kanälen und 16 Bit Auflösung zur Verfügung. Zusätzlich wird eine digitale Ein-/Ausgangs-Karte DS4001 mit wahlweise 32 digitalen Ein- oder Ausgängen verwendet.

Die Programmierung des dSpace-Systems erfolgt über die grafische Programmieroberfläche von MATLAB/Simulink [96] auf einem Host-PC. Hierfür steht in Simulink eine umfangreiche Bibliothek an parametrierbaren Blöcken zur Verfügung, welche um eine Bibliothek an spezifischen Ein- und Ausgangsblöcken erweitert wurde. Diese Blöcke bilden die Treiberaufrufe zur Verknüpfung zwischen dem Simulink-Modell und den Schnittstellen der Erweiterungskarten im fertigen Programm. Das fertige Modell wird automatisiert mithilfe des Real-Time-Workshops von MATLAB [95] in ANSI-C-Code und anschließend in dSpace-spezifischen Code übersetzt. Nach der Übertragung des Programms vom Host-PC auf das Echtzeitsystem laufen die Algorithmen in Echtzeit. Mit der programmierbaren, grafischen Nutzeroberfläche ControlDesk von dSpace lassen sich die Parametrierung des Mo-

dells ändern, Messdaten erfassen und visualisieren. Dies kann auch Skript-basiert über die Bibliothek MLIB geschehen, was Vorteile bei der Automatisierung von Messabläufen bietet. Hiermit ist es möglich über ein Matlab-Skript, neben den bekannten Möglichkeiten der Berechnung, auch die Parametrierung des Echtzeitprogramms zu ändern und Datenverläufe zu speichern. Dies wird genutzt, um die entworfenen Systemanregungen und Messabläufe zu realisieren und gleichzeitig die Messung der Systemreaktion in Dateien abzuspeichern. So lassen sich die Messungen beliebig wiederholen, um beispielsweise Ortsabhängigkeiten der Parameter automatisiert zu erfassen.

Alle nachfolgenden experimentellen Untersuchungen werden mit dem beschriebenen Echtzeitsystem durchgeführt, wobei die Algorithmen erst mit ControlDesk entwickelt und erprobt werden. Abschließend findet eine Umsetzung in MLIB für einen automatisierten Messablauf statt.

4.2 Leistungselektronik

Die beschriebene Echtzeithardware aus Abschnitt 4.1 ist in der Lage, Signale im Bereich von ± 10 V mit einigen wenigen mA Stromstärke zur Verfügung zu stellen. Dies ist leistungsmäßig nicht ausreichend, um die Aktorik der Prüfstände zu versorgen. Daher wird eine Leistungselektronik (siehe Abbildung 4.3 a) entwickelt, welche die Signale auf die entsprechenden Pegel verstärkt.

Die Kraftwirkung der verwendeten Aktorik ist proportional zum Strom. Aus diesem Grund wird der Verstärker als spannungsgesteuerte Stromquelle für geerdete Lasten entworfen [72, S. 245 f.]. Dies bietet den Vorteil, die Kraftwirkung unabhängig von dem ohmschen Widerstand, der Induktivität und der Bewegung des Aktors zu stellen. Als Operationsverstärker für diese Endstufe dient ein OPA548 [93] von Burr-Brown, der aufgrund seiner hohen Ausgangsleistung und Dynamik [5, S. 23 f.] sehr gut für die Zielanwendung geeignet ist. Um die Digital-analog-Wandler-Auflösung des Echtzeitsystems optimal zu nutzen, kann die Verstärkung der Endstufe über einen Messwiderstand eingestellt und an die Aktorik angepasst werden. Neben der Wahl der Verstärkung gibt die Endstufe die Möglichkeit, eine Strombegrenzung einzustellen. Der maximale Dauerstrom und Spitzenstrom der Schaltung liegt bei ± 3 A beziehungsweise ± 5 A in einem Spannungsbereich von ± 24 V.

Ein zusätzlich entworfener Vorverstärker erhöht die Eingangsimpedanz der Gesamtschaltung und ermöglicht die Feinabstimmung der Gesamtverstärkung über ein Potentiometer. Der Vorverstärker ist als Instrumentenverstärker [86, S. 293 f.] ausgeführt und mit einem INA103 [94] von Burr-Brown umgesetzt. Die Schaltung wird so entworfen, dass der Vorverstärker über die Wahl eines Schalters sowohl mit differentiellen als auch mit massebezogenen Signalen arbeiten kann.



Abbildung 4.3: (a) Leistungselektronik (b) Gehäuse für die Verstärkerkarten

Parallel zu dem analogen Verstärkerteil ist ein galvanisch getrennter Digitalteil aufgebaut. Dieser ermöglicht die Freischaltung der Endstufe und die Diagnose einer thermischen Überlast über zwei digitale Schnittstellen.

Die neun genutzten Verstärkerkarten sind in einem Gehäuse (siehe Abbildung 4.3 b) angeordnet, welches die Verbindung der Leistungselektronik zu dem Echtzeitsystem, den Prüfständen und der Spannungsversorgung herstellt. Signalseitig sind die Verstärkerkarten an die analogen Sollwerte (DS2102) und die digitalen Diagnosesignale (DS4001) angeschlossen. Auf der Leistungsseite werden die Aktoren der Prüfstände angeschlossen, wobei die Spannungsversorgung mit einem Zwei-Quellen-Netzteil für alle Prüfstände erfolgt.

4.3 Prüfstände

Die Prüfstände dienen der Analyse der **DRK**-Komponenten aus Kapitel 2 und der anschließenden Identifikation der Modellparameter. Zu diesem Zweck sind die Prüfstände an die Komponenten Reibung, Motor, Feder, Getriebe, Anschlag und Gesamtklappe angepasst. Ziele des Konzepts sind ein möglichst geringer Störeinfluss auf das Systemverhalten der Komponenten, präzise Messung der mechanischen und elektrischen Größen sowie die Realisierung von Testtrajektorien, welche den Arbeitsbereich der Dieselregelklappe abbilden. Als Basis für die Umsetzung dieser Forderungen wird für alle Prüfstände ein angepasstes technisches Prinzip erarbeitet. Aufbauend darauf finden die Auswahl der Sensorik, Aktorik und die Konstruktion statt. Eine Validierung der Prüfstände nach dem Aufbau schließt die Inbetriebnahme ab und zeigt sowohl die Leistungsfähigkeit als auch mögliche konstruktionsbedingte Fehlereinflüsse der Aufbauten.

4.3.1 Reibprüfstand

Die Reibkraft ist die Kraft, die einer Bewegung entgegen wirkt. Daher ist es für die Untersuchung der Reibkraft notwendig, sowohl die Bewegung als auch die benötigte Kraft zu



Abbildung 4.4: Reibprüfstand

erfassen. Beides realisiert der im Folgenden vorgestellte Reibprüfstand (siehe Abbildung 4.4) sowohl für die Lagerreibung [15] als auch den Gleichstrommotor [13].

Technisches Prinzip

Für die Analyse der Reibung wird die DRK zerlegt und alle Teile bis auf die zu messenden Lagerstellen entfernt. Die Ankopplung des Prüfstandes erfolgt direkt an die gelagerte Welle des Klappenmechanismus beziehungsweise an das Ritzel des Gleichstrommotors. Die Rotationsachsen von Sensorik, Aktorik und Testkomponente sind dabei fluchtend angeordnet, um zusätzliche Umlenkungen und damit verbundene Fehlereinflüsse zu vermeiden (siehe Abbildung 4.5). Weiterhin soll die Rotationsachse im aufgebauten Zustand senkrecht stehen, was Momente, welche aus der Wirkung der Schwerkraft auf Unwuchten resultieren, unterdrückt. Zusätzliche Reibmomente durch Sensorik und Aktorik werden durch berührungslose oder sehr leichtgängige Konzepte minimiert.

Mangels ausreichend genauer Geschwindigkeits- und Beschleunigungsmesstechnik wird für die Erfassung der Bewegung ausschließlich ein hochauflösendes Positionsmesssystem verwendet. Da sich die Reibphänomene teils in sehr kleinen Winkelbereichen abspielen, sind die Torsionsfehler durch das Antriebsmoment auf die Messung des Winkels zu minimieren. Hierfür wird der Winkelsensor möglichst nah am Untersuchungsobjekt positioniert und die Konstruktion sehr steif ausgelegt. Zur Übertragung und Messung des Drehmoments spielt die Torsion hingegen eine untergeordnete Rolle.

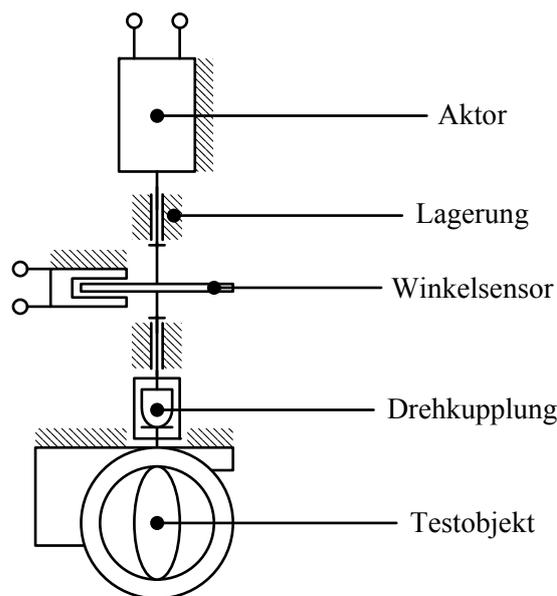


Abbildung 4.5: Technisches Prinzip des Reibprüfstands

Um das Reibmoment messtechnisch zu erfassen, wird eine Drehmomentsensorik benötigt, welche eine Reihe von Nachteilen besitzt. Meist stehen nur Sensoren für sehr große Drehmomente zur Verfügung und viele Sensoren besitzen eine Eigenlagerung. Dies hat zur Folge, dass die kleinen, für die Reibidentifikation benötigten Messbereiche schlecht aufgelöst werden und stark fehlerbehaftet sind. Um das Problem der fehlenden Messtechnik zu umgehen, wird ein Antrieb verwendet, welcher einen Strom möglichst proportional in ein Moment wandelt. Der benötigte Strom wiederum kann dann über die Leistungselektronik sehr präzise und schnell eingestellt werden. Damit gilt

$$M_{\text{Sensor}} = M_{\text{Aktor}} = k_{\text{Aktor}} i_{\text{Aktor}} \quad (4.1)$$

und das Sensormoment M_{Sensor} kann gleich dem gestellten Moment M_{Aktor} und damit proportional dem gestellten Strom i_{Aktor} angenommen werden. Das Grundkonzept für den Reibprüfstand beinhaltet somit einen Winkelsensor, einen elektromagnetischen Aktor sowie eine Wellenverlängerung zur Aufnahme des Sensors beziehungsweise des Aktors.

Der verwendete Winkelsensor benötigt eine spielfreie Lagerung für eine korrekte Arbeitsweise [25]. Um mögliches Spiel aus der Lagerung beziehungsweise die Verkippung der Wellen zu eliminieren, werden die Sensorik und Aktorik auf einer eigenen gelagerten Welle installiert. Die dadurch entstehenden Fehler durch zusätzliche Lagerreibung werden im Folgenden eingehend untersucht. Weiterhin nachteilig an diesem Konzept ist der Umstand, dass zwischen Messobjekt und Sensorik eine zusätzliche Wellenkupplung zum Ausgleich von Fluchtungsfehlern angebracht werden muss. Durch die Torsion der Drehkupplung entsteht

ein zusätzlicher Winkelfehler, dessen Einfluss bei der Validierung des Prüfstands betrachtet wird.

Sensorik

Wie bereits erwähnt, beschränkt sich die Auswahl der Sensorik für den Reibprüfstand auf die Messung des Winkels. Die zwei Hauptforderungen an den Sensor sind daher eine hohe Messauflösung des Winkels und geringe Eigenreibung, um die Drehmomentbestimmung nicht zu verfälschen. Des Weiteren beträgt der Verfahrbereich der DRK 82° , welcher komplett untersucht werden soll. Dieser Winkelbereich ist ebenfalls ausreichend für die Erfassung der Reibung im Gleichstrommotor.

Aus diesem Grund fiel die Auswahl auf optische Drehgeber, welche dank der berührungslosen Messung und hoher Auflösung beide Kriterien sehr gut erfüllen. Sie lassen sich in zwei Untergruppen, die geschlossenen und offenen Systeme einteilen. Geschlossene Systeme besitzen eine gedichtete Eigenlagerung und haben somit eine recht hohe Eigenreibung. Dem gegenüber bieten sie aber eine große Schmutzunempfindlichkeit und Robustheit. Offene Systeme sind deutlich empfindlicher gegenüber Umwelteinflüssen, haben jedoch den Vorteil, dass sie aufgrund der fehlenden Eigenlagerung keine Reibung in das System eintragen. Aus diesem Grund und da die Schmutzempfindlichkeit im Labor kein Problem darstellt, werden offene Drehgebersysteme ausgewählt.

In diesem Anforderungsbereich bietet die Firma Heidenhain verschiedene optische Winkelsensoren [25] an, welche sich in ihrer Größe, Auflösung und Ausgangssignal unterscheiden. Für die Analyse der Reibung wird dabei ein Sensor mit der maximalen Auflösung ausgewählt, da für die Untersuchungen die Beschleunigung und somit die Trägheit des Sensors unerheblich sind.

Der gewählte Sensor ist ein ERO 1384. Er besitzt als Maßverkörperung einen Teilerkreis mit 5000 Inkrementen pro Vollumdrehung, welche photoelektrisch abgetastet werden. Dieser Teilerkreis wird mit dem Messobjekt verbunden und über ein Photoelement geführt, welches jedes Inkrement in ein analoges, elektrisches Sin/Cos-Signal wandelt (siehe Abbildung 4.6 a). Die Auswertung und die Versorgung des Sensors erfolgt über die Encoder-Karten DS3002 im Echtzeitsystem (siehe Abschnitt 4.1), wo jedes Inkrement in 4096 Subinkremente interpoliert wird. Damit ergibt sich eine Gesamtauflösung von über 24 Bit je Vollumdrehung, was einer translatorischen Auflösung von 1,2 nm auf der Oberfläche einer bewegten Welle mit 8 mm Durchmesser entspricht. In [5] wurde gezeigt, dass der elastische Reibbereich mit einer solchen Auflösung ausreichend vermessen werden kann. Zur Initialisierung befindet sich eine zusätzliche Indexmarke auf dem Teilerkreis.

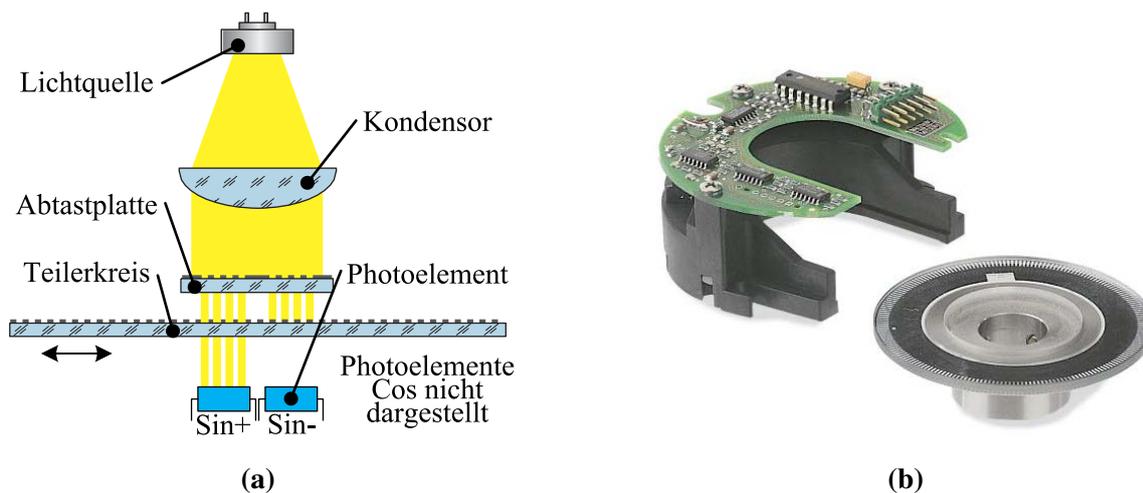


Abbildung 4.6: (a) Funktionsprinzip des inkrementellen, optischen Drehgebers (b) Drehgeber ERO 1384 [25]

Aktorik

Generelle Anforderungen an den Antrieb sind, wie bei der Sensorik, eine minimale Eigenreibung sowie ein konstantes Verhältnis zwischen Antriebsmoment und Antriebsstrom. Beides ist Voraussetzung für den Verzicht auf die Drehmomentsensorik und die Bestimmung des Drehmoments auf Basis des Aktorstroms nach Gleichung (4.1).

In Vorversuchen wurde das benötigte Aktormoment auf etwa 10 mNm für die gelagerte Welle und 5 mNm für den Gleichstrommotor bestimmt (siehe Abschnitt 2.1). Um dieses Reibmoment sicher zu überwinden und genug Reserve für andere Testbauteile zu erhalten, ergibt sich ein um Faktor fünf erhöhtes Nennmoment des Aktors von 50 mNm bei maximal 3 A Strom. Der Verfahrbereich soll äquivalent zum Sensor mindestens 82° betragen.

Die zwei Funktionstypen, welche die Anforderungen am besten erfüllen, sind der elektrodynamische Linearantrieb in der Schwenkantrieb-Konfiguration [89, S. 33 ff.] und der dauermagneterregte Kommutatormotor in Glockenläufer-Ausführung [89, S. 204 ff.]. Bedingt durch die besondere Auslegung des Kommutatormotors entfällt das Rastmoment und der Drehmomentverlauf über eine Umdrehung ist weitestgehend konstant. Allerdings beeinträchtigt Kommutierung und Lagerung das Reibverhalten des Prüfstands. Der elektrodynamische Antrieb hingegen ist reibungs- und kommutierungsfrei, womit der Drehmomentverlauf nahezu ideal ist. Einziger Nachteil ist der begrenzte Bewegungsbereich eines solchen Aktors, welcher allerdings ausreicht, um die geforderten 82° Bewegungsbereich abzudecken.

Aus diesem Grund wurde für den Reibprüfstand ein Rotary Voice Coil VRS0017-090-00A von Accel Technologies [1] ausgewählt, da dieser sowohl die Anforderungen an das Drehmoment mit 170 mNm als auch an den Verfahrbereich mit 90° erfüllt. Darüber hinaus besitzt dieser Aktortyp neben dem konstanten Drehmomentverlauf über die Position eine

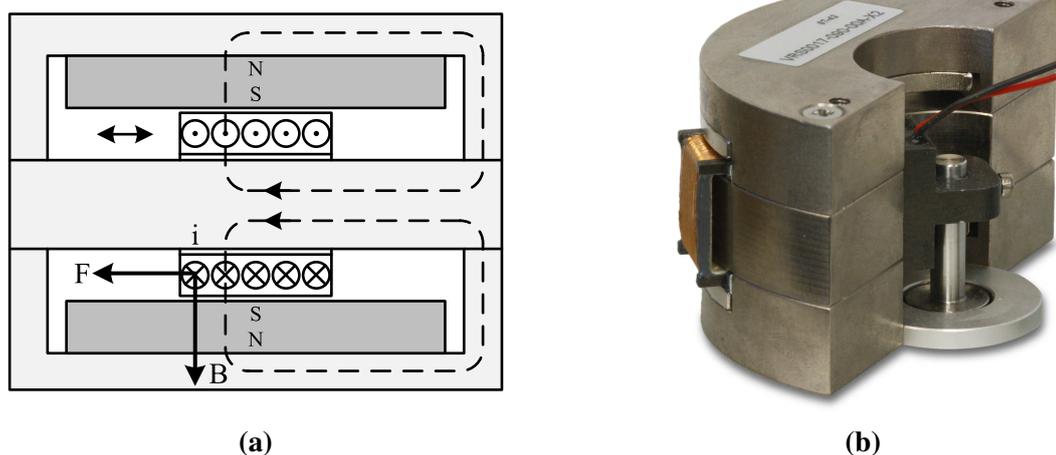


Abbildung 4.7: (a) Funktionsprinzip des elektrodynamischen Antriebs [89] (b) Rotary Voice Coil VRS0017-090-00A

ideale, lineare Drehmoment-Strom-Kennlinie, welche auf der Lorentzkraft [89, S. 201 f.] basiert. Das Funktionsprinzip ist in [Abbildung 4.7a](#) dargestellt.

Konstruktion und Auslegung

Die Dimensionierung des Reibprüfstands benötigt keine Festigkeitsauslegung, da die auftretenden Kräfte und Drehmomente sehr klein sind und damit vernachlässigt werden können. Vielmehr sind enge Form- und Lagetoleranzen bei der Messung entscheidend, da der Winkelsensor sensibel auf Verkippungen oder Spiel reagiert. Des Weiteren ist die Torsion des Prüfstandes zu minimieren, um die Winkelmessung möglichst wenig zu beeinflussen. Die Zeichnung des Prüfstandes für die Klappen- und die Motoranbindung ist in [Abbildung 4.8](#) zu sehen.

Im unteren Teil des Prüfstandes ist das Prüfobjekt angeordnet. Dieses kann sowohl die Klappenlagerung der [DRK](#) sein, als auch die Lagerung der Antriebsmotors. Die Anbindung der Gehäuse erfolgt über eine angepasste Grundplatte und eine zusätzliche Aufnahme für den Motor. Für die Einbindung der Klappenlagerung wird das originale Kunststoffritzel von der Welle entfernt und eine Wellenverlängerung aufgesteckt. Diese wird über vier radial angeordnete Schrauben auf der Welle fixiert und justiert. Der Motor hingegen soll mit dem vorhandenen, gesinterten Metallritzel angebunden werden. Angesichts standardisierter Bohrungsdurchmesser der Ausgleichkupplung kann diese nicht direkt auf das Ritzel des Motors gezogen werden. Zudem sind auf dem Markt keine tauglichen Spannzangen vorhanden, die eine kompakte Bauform besitzen und auf das Ritzel passen. Aus diesem Grund wird eine entsprechende Spannzange konstruiert, welche als Reibgesperre [82, S. 38 f.] ausgelegt wird und garantiert damit ein einfaches Lösen und Klemmen sowie ein sicheres Befestigen auf dem Ritzel. Ähnlich der Wellenverlängerung wurde auf eine Balance zwischen geringer

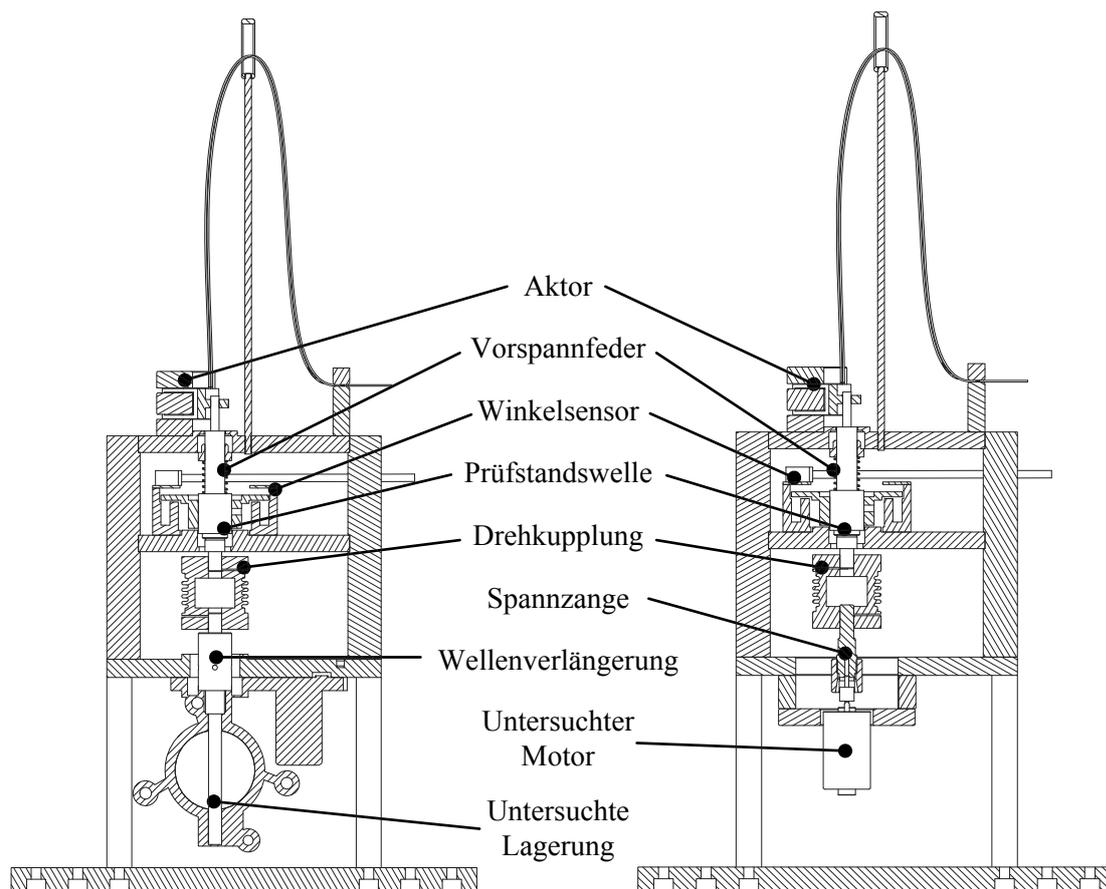


Abbildung 4.8: Zeichnung des Reibprüfstands

Massenträgheit und einer hohen Torsionssteifigkeit Wert gelegt. Als Bindeglied zwischen der Wellenverlängerung beziehungsweise der Spannhülse und der Prüfstandswelle dient eine Metallbalgkupplung vom Typ BKL10 von R+W Antriebselemente [75], um axiale, laterale oder angulare Ausrichtungsfehler auszugleichen.

Die Prüfstandswelle trägt den Drehgeber und Antrieb des Prüfstands und muss daher exakt und spielfrei gelagert werden. Diese Aufgabe übernehmen zwei Rillenkugellager vom Typ 61801 nach DIN625, welche die Welle reibungsarm lagern. Sie benötigen eine Mindestbelastung, damit ein Abwälzen der Wälzkörper gesichert ist und Gleitbewegungen vermieden werden. Das Vorspannen der Lager stellt eine solche Grundlast, was mittels einer Vorspannfeder realisiert wird. Dabei ist zu beachten, dass die Vorspannung kein zu großes Reibmoment in der Lagerung erzeugt. Eine geeignete Schmierung der Lager kann das erzeugte Reibmoment mindern. Hierfür wird das Reibverhalten für verschiedene Schmierstoffe und Vorspannkräfte in der Validierung des Prüfstands untersucht.

Der Teilerkreis des Drehgebers und die Spule des Aktors werden entsprechend ihrer Spezifikationen auf der Prüfstandswelle montiert. Dabei muss darauf geachtet werden, dass die Indexmarkierung des Sensors innerhalb des möglichen Bewegungsbereiches liegt. Ein passender Bund auf den Prüfstandsplatten bildet die Montagereferenz für den Tastkopf des Sen-

sors sowie den Statorteil des Aktors. Diese Teile sind über steife Seitenteile mit der Aufnahme der Testobjekte verbunden. Neben der Zugentlastung aller Kabel befindet sich eine hohe Kabeldurchführung für die Aktorversorgung auf der Spitze des Prüfstands. Diese soll Torsionseinflüsse der Versorgungskabel minimieren, indem eine möglichst große Kabellänge bis zur Zugentlastung frei drehbar ist. Die gesamte Konstruktion steht aufrecht auf vier Füßen und einer Bodenplatte für einen stabilen und kipp sicheren Aufbau.

Bei der Auslegung wird darauf geachtet, dass der Aufbau beständig gegenüber Temperatur und Feuchtigkeit ist, da für spätere Versuche der Prüfstand auch in einem Klimaschrank eingesetzt werden soll. Aufgrund dessen ist er korrosions- und temperaturbeständig ausgelegt, indem alle Teile aus eloxierten Aluminium oder Edelstahl gefertigt sind.

Validierung

Die Validierung des Winkelsignals sowie des Motormoments sind essentiell für die Identifikation korrekter Reibmodellparameter. Da der Winkelsensor inkrementell arbeitet, können lediglich Fehler durch Zählverluste der einzelnen Inkremente auftreten. Dies konnte auch nach mehrfach wiederholter Bewegung mit verschiedenen Geschwindigkeiten und Richtungswechseln nicht festgestellt werden. Deshalb wird für den Winkelsensor eine korrekte Arbeitsweise angenommen. Die Funktionstüchtigkeit des Antriebskonzepts sowie Fehlereinflüsse von Lagerreibung und Drehkupplung werden im Folgenden näher betrachtet.

Validierung des Antriebskonzepts

Da keine Drehmomentsensorik im Reibprüfstand verwendet wird, muss das gestellte Sollantriebsmoment dem tatsächlichen Drehmoment entsprechen. Zur Validierung des Antriebsstrangs, bestehend aus Stromverstärkerkarte und Luftspulenantrieb, wird ein definiertes Moment auf den Versuchsaufbau aufgebracht (siehe Gleichung (4.1)). Der geregelte Antriebsstrang erzeugt daraufhin ein entsprechendes Gegenmoment. Es wurde ein Aufbau nach Abbildung 4.9 verwendet, bei dem kein Testobjekt eingebaut ist.

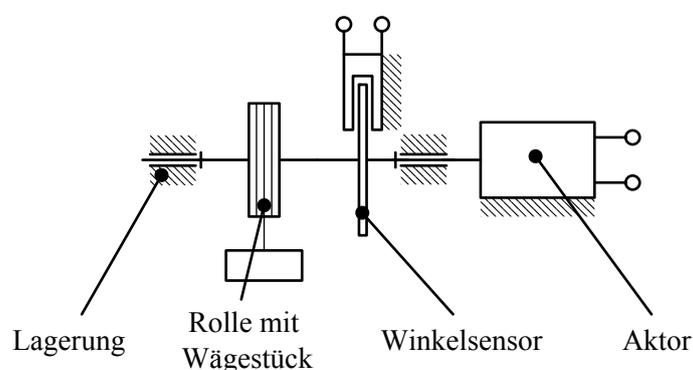


Abbildung 4.9: Schema des Versuchsaufbaus zur Antriebsvalidierung im Reibprüfstand

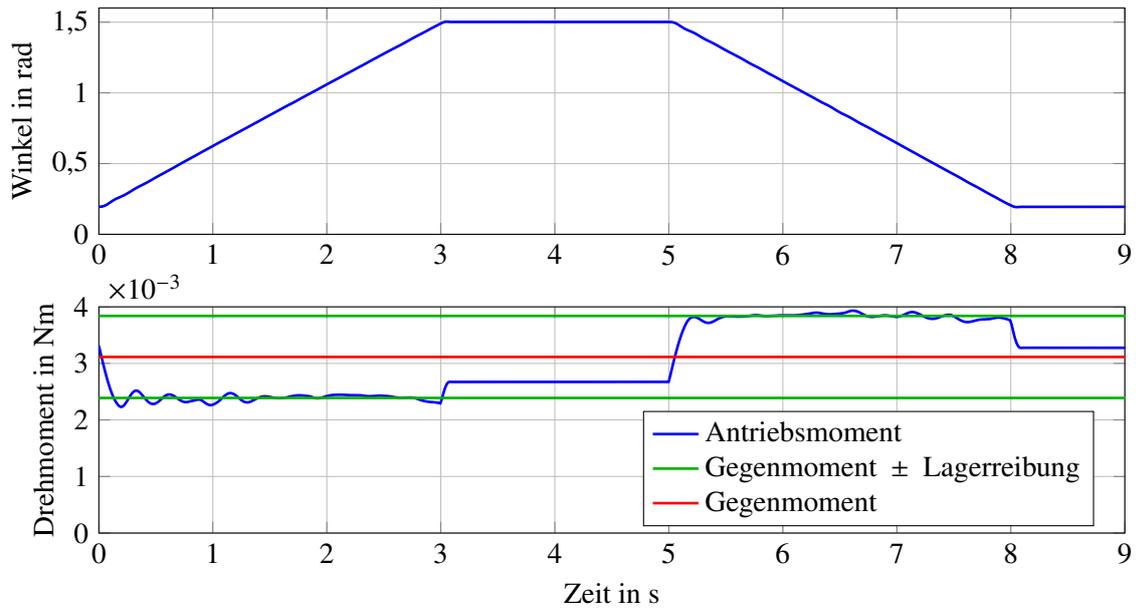


Abbildung 4.10: Winkeltrajektorie und Drehmomentverlauf zur Antriebsvalidierung

Über ein leichtes, dehnungsarmes Seil ist ein Referenzgewicht an einer Rolle mit bekanntem Radius r_{Rolle} aufgehängt. Als Referenzgewichte dienen kalibrierte Wägestücke mit unterschiedlicher Masse $m_{\text{Wägestück}}$. Mit diesen Daten kann nach

$$M_{\text{Ref}} = r_{\text{Rolle}} m_{\text{Wägestück}} g \quad (4.2)$$

das Referenzmoment M_{Ref} ermittelt werden. Die Rolle bietet gegenüber einem Hebel den Vorteil, dass das Referenzmoment über den ganzen Verfahrbereich konstant bleibt. Um Einflüsse der Reibung und Beschleunigung auf die Messung zu minimieren, werden die Referenzgewichte langsam positionsgeregelt abgesenkt und angehoben (siehe Abbildung 4.10). Durch die unterschiedlichen Bewegungsrichtungen kann der Einfluss der Lagerreibung berücksichtigt werden, da das Reibmoment der Lager in beide Richtungen als gleich angenommen wird. Der arithmetische Mittelwert der benötigten Antriebsmomente für Senken und Anheben entspricht dem Referenzmoment.

Die beschriebenen Versuche wurden für drei Wägestücke (20 g, 50 g, 100 g) durchgeführt. Über den Wellenradius von 1,6 cm und die Fallbeschleunigung können die entsprechenden Momente bestimmt werden. In Tabelle 4.1 sind das Referenzmoment (vom Wägestück erzeugt) und das gemittelte Motormoment aufgelistet.

Aus den Werten ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung. Die maximale Abweichung beträgt 3%. Damit arbeitet der Antriebsstrang wie spezifiziert.

Tabelle 4.1: Drehmomente für unterschiedliche Wägestücke

Masse	Referenzmoment	Antriebsmoment
20 g	3,14 mNm	3,11 mNm
50 g	7,85 mNm	7,65 mNm
100 g	15,70 mNm	15,24 mNm

Analyse der Lagerreibung

Für die präzise Erfassung des Winkels ist eine zusätzliche Lagerung der Sensorwelle unabdingbar. Die zusätzliche Reibung durch die Lagerung beeinflusst die Reibmomentenerfassung des Testobjekts und kann nicht von der Testobjektreibung unterschieden werden. Daher muss die zusätzliche Lagerung möglichst leichtgängig gestaltet sein. Zusätzlich ist eine Mindestbelastung der Lager erforderlich, um ein Abwälzen der Lagerkugeln zu gewährleisten. Ist dies nicht der Fall, vermindert sich die Lebensdauer der Lager und es kann zum Verklemmen einzelner Wälzkörper kommen. Dies führt zu ungleichmäßigen Schwankungen im Reibmomentverlauf und ist unbedingt zu vermeiden. Um die optimale Kombination aus Lagertyp, Schmierung und Vorspannkraft zu finden, werden folgende Messungen durchgeführt.

Der Versuchsaufbau und -ablauf gestaltet sich ähnlich der Validierung des Antriebskonzepts, nur ohne die Zuhilfenahme der Wägestücke. Damit wird das gesamte benötigte Antriebsmoment zur Überwindung der Lagerreibung aufgewendet. Die gewählte Winkeltrajektorie ist trapezförmig über den gesamten Verfahrbereich des Antriebes verteilt. Das benötigte Antriebsmoment wird über den Bereich mit konstanter Geschwindigkeit gemittelt (siehe Abbildung 4.11). Aus den Ergebnissen der Bewegung in beide Richtungen berechnet sich das durchschnittliche Reibmoment.

Der beschriebene Versuch wird für zwei Lagertypen durchgeführt. Dies sind zum einen geschlossene Lager aus Edelstahl und zum anderen offene Lager aus Normalstahl. Die offenen Lager werden wiederum mit dem Herstellerfett und einem Leichtlauföl vermessen. Darüber hinaus erfolgt eine Untersuchung des Einflusses der Vorspannung. Alle Lager werden mit zwei unterschiedlichen Vorspannfedern belastet und das resultierende Reibverhalten ermittelt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Um den Fehler bei der Reibidentifikation zu minimieren, sollte die Lagerung mit der niedrigsten Reibung verwendet werden. Ein Verklemmen war auch bei geringer Vorspannkraft nicht zu beobachten. Somit ist es sinnvoll, im Reibprüfstand offene Kugellager mit Leichtlauföl und 4 N Vorspannkraft zu verwenden. Mit dem gleichen Verfahren und eingespanntem Testobjekt wird ein grober Richtwert für die Größenordnung der Reibung im Testobjekt mit 10800 μNm ermittelt, womit die gewählte Lagerung etwa 1,5 % zusätzliche Reibung verursacht.

Tabelle 4.2: Reibmomente für verschiedene Lager und Spannkraft

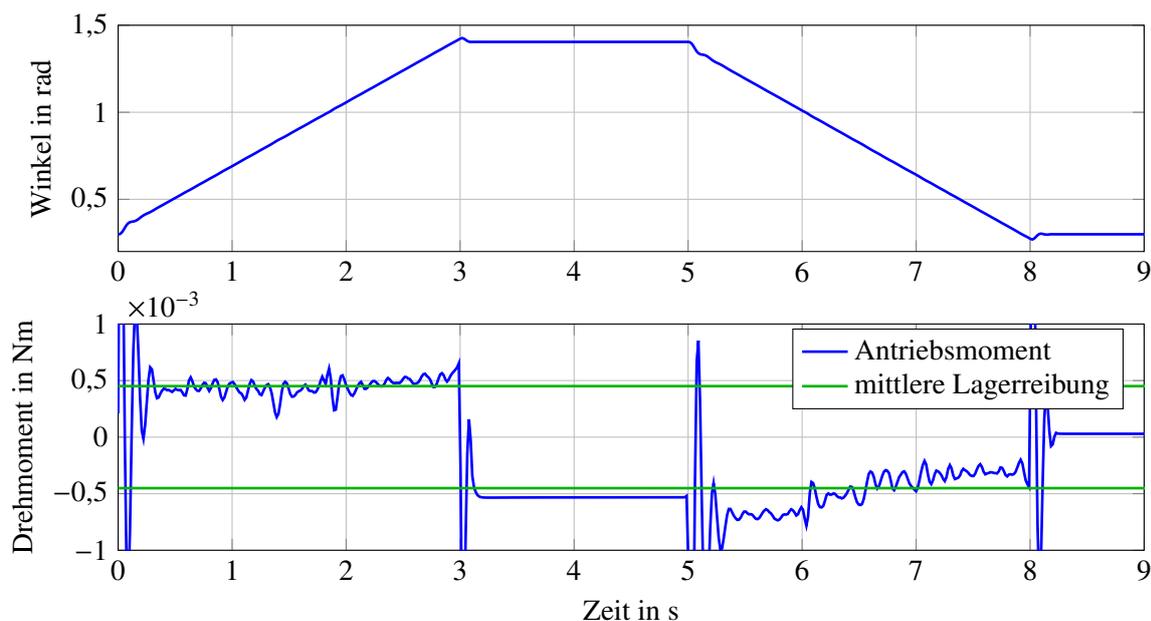
Lagertyp	Vorspannkraft = 4 N	Vorspannkraft = 30 N
Geschlossen	541 μNm	1098 μNm
Offen, Fett	475 μNm	1191 μNm
Offen, Öl	159 μNm	882 μNm

Analyse der Drehkupplung

Zur Validierung der Ausgleichskupplung wird der Reibprüfstand nach Abbildung 4.12 modifiziert. Das Testobjekt wird entfernt und gegen eine fixe Einspannung der Drehkupplung an der Grundplatte ersetzt. Die anschließende Verdrehung der Kupplung erfolgt über den Antrieb, wobei der Verdrehwinkel des Drehgebers gemessen wird. Der restliche Prüfstand wird bei diesem Test zwar verformt, allerdings ist diese Torsion sehr klein und kann wegen der wesentlich höheren Steifigkeit vernachlässigt werden.

Die Testtrajektorie ist ein gesteuertes, an- und abschwelendes Drehmoment mit einer Amplitude von 20 mNm, was dem erwarteten Momentenbereich der Reibung entspricht. Die daraus resultierende Kennlinie aus Drehwinkel und -moment ist in Abbildung 4.13 dargestellt.

Wie in Abbildung 4.13 zu sehen ist, weist die Ausgleichskupplung eine geringe Hysterese auf. Aus dem Drehmoment und der Auslenkung lässt sich die Steifigkeit der Drehkupplung berechnen. Ohne Berücksichtigung der Hysterese besitzt die Ausgleichskupplung eine annä-

**Abbildung 4.11:** Winkeltrajektorie und Drehmomentverlauf zur Analyse der Lagerreibung

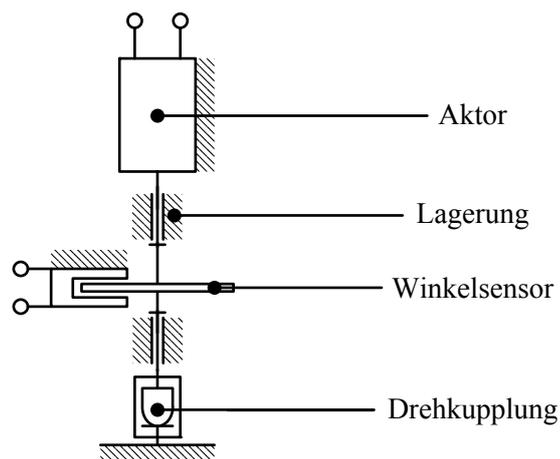


Abbildung 4.12: Schema des Versuchsaufbaus zur Analyse der Drehkupplung

hernd konstante Steifigkeit. Mit 1593 Nm/rad liegt diese weit unterhalb der vom Hersteller spezifizierten Steifigkeit von 9000 Nm/rad [75].

Wie sich die Drehkupplung auf die Reibmessungen bei sehr kleinen Winkeln auswirkt, zeigt eine Abschätzung im elastischen Bereich der Reibung. Eine vorläufige Identifikation der Borstensteifigkeit (siehe Abschnitt 6.2) ergab einen Wert von 6 Nm/rad . Die Drehkupplung liefert damit einem vernachlässigbaren Winkelfehler von etwa $0,4 \%$. Der Einfluss der Kupplungshysterese ist um ein vielfaches kleiner und damit ebenfalls vernachlässigbar.

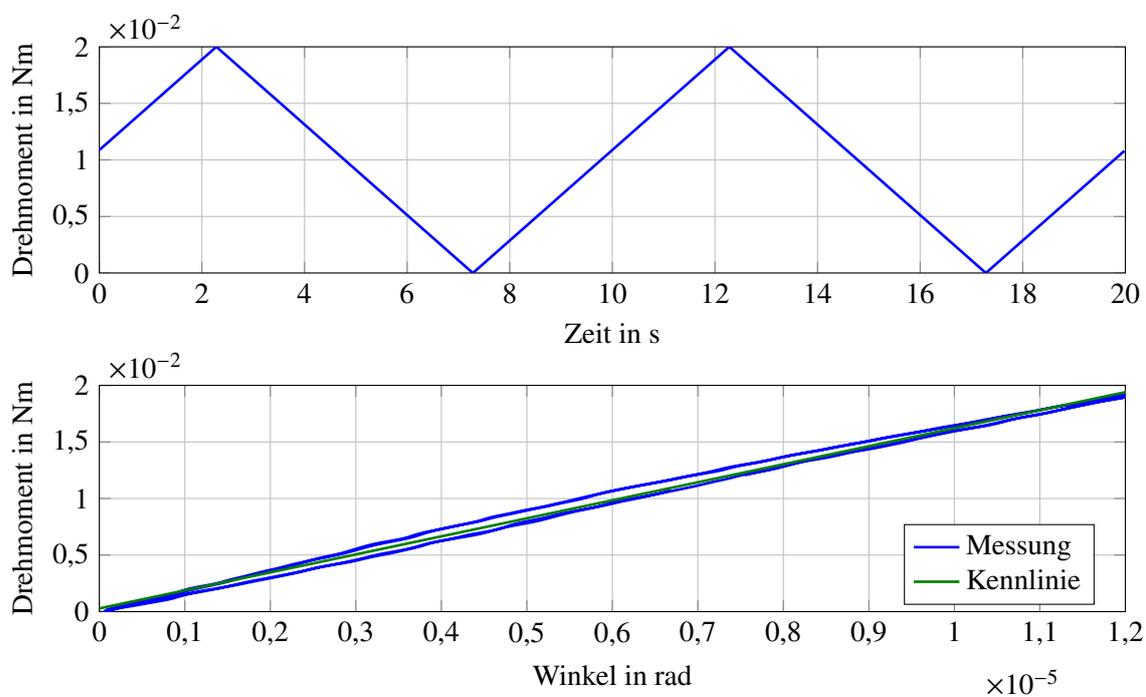


Abbildung 4.13: Drehmomententrajektorie und Kennlinie zur Analyse der Drehkupplung

4.3.2 Motorprüfstand



Abbildung 4.14: Motorprüfstand

Der zu untersuchende, permanenterregte Gleichstrommotor ist ein Aktor, welcher elektrische in mechanische Leistung oder umgekehrt wandelt. Daher erfordert die Identifikation des Motors die Erfassung der relevanten mechanischen und elektrischen Größen, wie Drehmoment, Drehwinkel, Winkelgeschwindigkeit, Winkelbeschleunigung, Strom und Spannung. Für die Messung der elektromechanischen und elektromagnetischen Parameter kann der Gleichstrommotor im Prüfstand [14] (siehe Abbildung 4.14) sowohl im Motor- als auch im Generatorbetrieb genutzt werden. Die tribologischen Phänomene hingegen werden mit Hilfe des Reibprüfstandes aus Abschnitt 4.3.1 untersucht.

Technisches Prinzip

Zur Analyse des Gleichstrommotors muss dieser aus der DRK ausgebaut werden. Weitere Manipulationen, wie beispielsweise die Zerlegung des Motors, sollen nicht vorgenommen werden. Neben dem untersuchten Motor soll auch die Möglichkeit gewahrt werden, andere Motoren mit dem Prüfstand zu untersuchen. Die Ankopplung des Motors geschieht über das Motorritzel und das Lagerschild, welche an den jeweiligen Motor anzupassen sind. Die Rotationsachsen von Sensorik, Aktorik und Testkomponente sind auch in diesem Prüfstand fluchtend angeordnet, um zusätzliche Umlenkungen und damit verbundene Fehlereinflüsse zu vermeiden (siehe Abbildung 4.15). Zusätzliche Störeinflüsse wie Reibung, Trägheit und Beeinflussung des Magnetkreises werden durch eine geeignete Auslegung minimiert.

Ähnlich dem Reibprüfstand wird die Messung der Bewegung auf den Winkel reduziert und die Winkelgeschwindigkeit und -beschleunigung numerisch abgeleitet. Dabei ist zu beachten, dass der Winkelsensor so nahe wie möglich am Untersuchungsobjekt angebracht ist, um den Winkelfehler durch die Wellentorsion zu minimieren. Aufgrund der kleinen Baugröße des Gleichstrommotors ist sein Massenträgheitsmoment sehr klein und die Trägheit des Prüfstandes muss bei den Messungen beachtet werden. Die Sensorwelle wird mit einer

eigenen, exakten Lagerung ausgestattet und um eine mechanische Wellenklemmung erweitert. Dies ermöglicht die Analyse des elektromagnetischen Verhaltens ohne den Einfluss von Bewegungen mit fixiertem Rotor des Gleichstrommotors.

Um ein zusätzliches Reibmoment zu reduzieren, ist es ratsam, auf eine Drehmomentsensorik zu verzichten. Jedoch kann im Gegensatz zum Reibprüfstand der Luftspulenantrieb hier nicht eingesetzt werden, da ein voller Verfahrbereich sowie eine hohe Drehzahl zur Ermittlung einiger Parameter benötigt wird. Daher wird zur Messung des Drehmomentes ein berührungsloser Drehmomentsensor eingesetzt, welcher reibungsarm und direkt arbeitet. Dieses Konzept hat den Vorteil, dass zwischen dem Sensor- und dem Antriebsmoment des Prüfstands differenziert werden kann. Der gewählte Antrieb soll den Prüfling sowohl antreiben als auch bremsen können, um eine definierte Lage oder ein definiertes Moment am Testmotor einzustellen.

Zwischen den einzelnen Baugruppen sind Drehkupplungen zum Ausgleich des axialen, lateralen und angularen Achsversatzes und zur Reduktion von Zwangskräften angebracht. Weiterhin muss die Prüfstandsachse nicht senkrecht stehend angeordnet werden, da alle bewegten Komponenten gewuchtet sind und damit keine schwerkraftabhängigen Momente erzeugen. Aus Gründen der Standsicherheit wird der Prüfstand liegend aufgebaut (siehe Abbildung 4.14).

Die elektrischen Größen werden über entsprechende Schaltungen in den Testmotor eingepägt. Da sich Strom und Spannung im Motor gegenseitig beeinflussen, muss jeweils eine Größe vorgegeben und die andere gemessen werden. In diesem Fall wird der Strom in den Prüfling über die Leistungselektronik (siehe Abschnitt 4.2) eingepägt. Die Messung der Spannung erfolgt über einen Spannungsteiler und einen analogen Eingang am Echtzeitsystem. Über eine Regelung der Spannung auf dem Echtzeitsystem kann wahlweise die Spannung oder der Strom in den Motor eingepägt beziehungsweise gemessen werden. Die benötigte maximale Spannung und der maximale Strom liegen bei 12 V und 3,2 A (siehe Anhang B.3) und damit im Arbeitsbereich der Leistungselektronik.

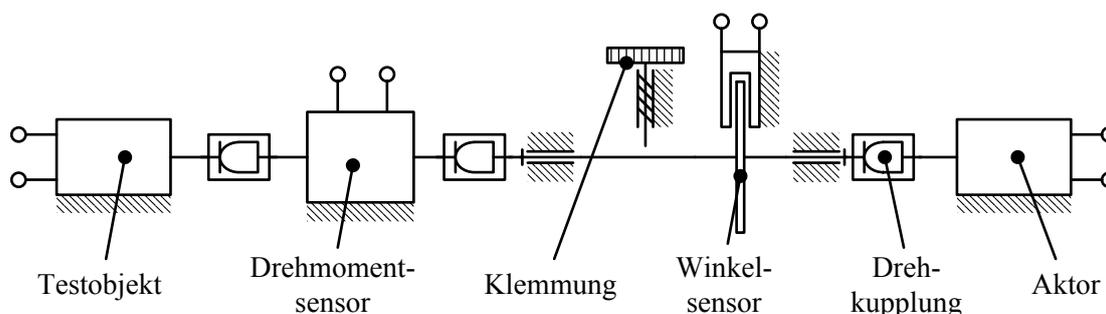


Abbildung 4.15: Technisches Prinzip des Motorprüfstands

Sensorik

Die Anforderungen an die Winkelsensorik sind Leichtgängigkeit, hohe Auflösung, geringe Massenträgheit und ausreichende Drehzahlfestigkeit. Allerdings treten im Gegensatz zum Reibprüfstand am Motorprüfstand höhere Winkelgeschwindigkeiten und -beschleunigungen auf, was den Fokus von der maximalen Auflösung hin zu einer geringen Rotationsträgheit verschiebt. Die maximale Drehzahl des Testmotors liegt bei über 6000 U/min. Deshalb und aufgrund der guten Erfahrungen mit den analogen, offenen, optischen Drehgebern in anderen Prüfständen wird wieder diese Sensorart appliziert. Dabei bietet die Firma Heidenhain Sensortypen unterschiedlicher Größe, Genauigkeit und Auflösung. Das Optimum für den Motorprüfstand bildet der ERO 1285 [25]. Er besitzt eine minimal geringere Auflösung von 23 Bit je Vollumdrehung, aber auch ein viel geringeres Trägheitsmoment gegenüber dem ERO 1384.

Zur Messung des Drehmomentes wird ein berührungsloser Drehmomentsensor eingesetzt, welcher reibungsarm und direkt arbeitet. Das gemessene Drehmoment wird in der Modellidentifikation und der Motorregelung weiterverwendet. Das zu messende Drehmoment des Testmotors liegt bei 48 mNm bei einer Grenzdrehzahl von über 6000 U/min (siehe Anhang B.3). Des Weiteren sollen auf dem Prüfstand auch Direktantriebe von anderen elektromechanischen Stellern des Fahrzeugmotors untersucht werden. Diese besitzen ein viel höheres Drehmoment von bis zu 1,1 Nm. Jedoch sinkt mit Zuwachs des Messbereiches die Genauigkeit des Drehmomentsensors. Daher sollte der Messbereich des Drehmomentsensors nicht erheblich größer sein als das maximal zu messende Moment. Da aus Kostengründen eine Anschaffung von zwei Drehmomentsensoren mit unterschiedlichem Messbereich nicht sinnvoll erscheint, wird ein sogenannter Zweibereichsdrehmomentsensor eingesetzt.

Der Drehmomentsensor Typ 4503-A2-L-A1-B1-000 von Kistler [47] ermöglicht eine hochauflösende Messung des Drehmoments, da er zwischen zwei Messbereichen (0–2 Nm / 0–200 mNm) umgeschaltet werden kann. Durch das Schalten in den kleinen Messbereich erhöht sich die Auflösung auf das Fünffache. Damit bietet er im Vergleich zu den Drehmomentsensoren anderer Hersteller die höchste Auflösung für den untersuchten Motor. Die Erfassung des Drehmoments erfolgt über eine Torsionswelle [105, S. 243 f.] auf der eine Vollbrücke aus Dehnmessstreifen angebracht ist (siehe Abbildung 4.16 a). Die Auswertung und Übertragung erfolgt berührungslos an das Sensorgehäuse, welches ein analoges Signal mit ± 10 V zur Verfügung stellt. Diese ± 10 V entsprechen dem maximalen Drehmomentwert des jeweiligen Messbereichs. Über einen Eingang an der DS2004-Karte (siehe Abschnitt 4.1) wird das Signal eingelesen und über einen weiteren digitalen Ausgang des Echtzeitsystems der Messbereich des Sensors umgeschaltet.

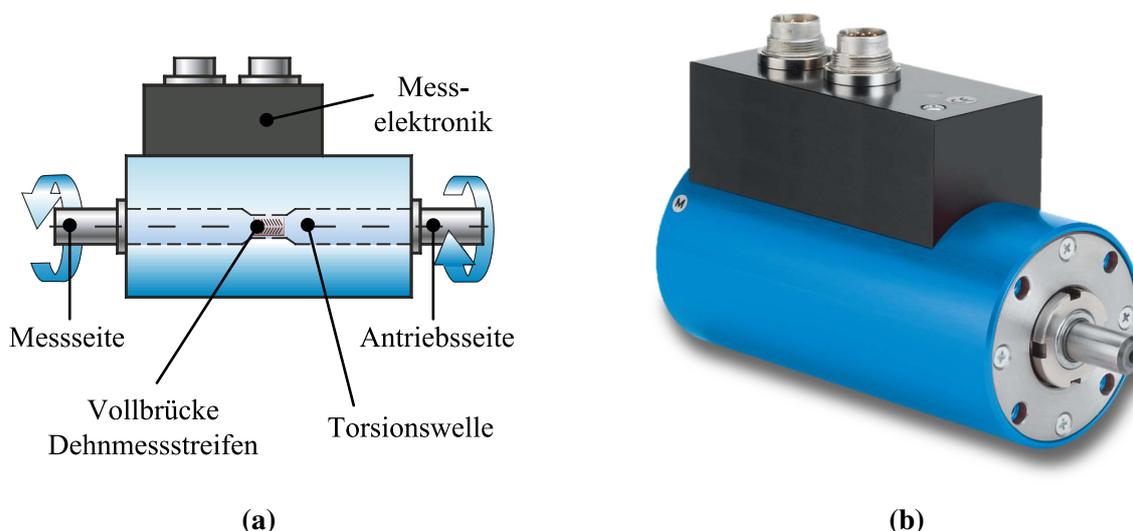


Abbildung 4.16: (a) Funktionsprinzip des Drehmomentsensors (b) Sensor Typ 4503-A2-L-A1-B1-000 [47]

Aktorik

Durch gelagerte Aktoren werden zusätzliche Reibmomente in das System eingebracht, die bei Nichtberücksichtigung zu Fehlern führen. Je nach eingesetztem Aktortyp entstehen durch Rastmomente zusätzliche unerwünschte Schwingungen im Drehmomentverlauf. Die sogenannten elektrodynamischen Schwenkantriebe besitzen diesen Nachteil nicht, da sie einen konstanten Drehmomentverlauf über den gesamten Verfahrbereich aufweisen und kein Reibkontakt zwischen Festkörpern besteht. Bei der experimentellen Untersuchung des Testmotors werden ganze Umdrehungen benötigt, womit diese Art von Antrieben ausscheidet. Ein Schrittmotor kann aufgrund seiner Welligkeit im Drehmoment und der Lagerreibung ebenfalls nicht genutzt werden. Glockenankergleichstrommotoren hingegen besitzen einen relativ konstanten Zusammenhang zwischen Strom und Drehmoment, kein Rastmoment und einen vollen Umdrehungsbereich. Deshalb wurde die Auswahl auf Glockenankergleichstrommotoren beschränkt.

An dem Prüfstand sollen Motoren mit unterschiedlichen Drehmoment- und Drehzahlbereichen identifiziert werden. Die erforderlichen Spitzenwerte des Aktors betragen 1,1 Nm beziehungsweise 6000 U/min. Dieser Leistungsbereich lässt sich durch die eingesetzte Leistungselektronik mit der Begrenzung auf 24 V und 3 A nicht vollständig abdecken. Allerdings treten bei den zu testenden Aktoren ein hohes Moment und eine hohe Drehzahl nie gleichzeitig auf. So gibt es schnell drehende Antriebe mit geringem Moment und langsam drehende Direktantriebe mit hohem Moment. Da die Aktorik im Vergleich zur Drehmomentsensorik viel kostengünstiger ist, wird hier ein angepasster Aktor angeschafft, welcher bei stark abweichenden Testobjekten ersetzt werden kann. Damit sind die Spezifikationen des Antriebs für den untersuchten Testmotor auf eine Drehzahl von 6000 U/min, ein Drehmoment von

48 mNm sowie die Kennwerte der Leistungselektronik festgelegt. Beste Übereinstimmungen für diesen Fall hat der Glockenankergleichstrommotor RE 40-148867 (siehe Abbildung 4.17) von Maxon Motor [54], mit einer Leerlaufdrehzahl von 7580 U/min bei 24 V und einem Nenndrehmoment von 90 mNm bei 3 A. Des Weiteren besitzt der Antrieb konzeptbedingt besonders kleine Zeitkonstanten [89, S. 38], was sich vorteilhaft auf die Regelung auswirkt.



Abbildung 4.17: RE 40 Motor von Maxon Motor [54]

Konstruktion und Auslegung

Bedingt durch die geringen Motormomente ist eine Festigkeitsauslegung des Motorprüfstands nicht notwendig. Der Entwurf wird daher von Form- und Lagetoleranzen, für die präzise, fluchtende Anordnung der Komponenten, dominiert. Besonderes Augenmerk gilt auch hier dem Winkelsensor. Damit das Verhalten der untersuchten Gleichstrommotoren auch bei unterschiedlichen Umwelteinflüssen untersucht werden kann, soll der Prüfstand auch klimakammertauglich sein. Aufgrund dessen ist er korrosionsbeständig aus eloxiertem Aluminium und Edelstahl gefertigt. Aluminium bietet den weiteren Vorteil, dass es keine nennenswerte magnetische Leitfähigkeit besitzt und somit den Magnetkreis des Testmotors nicht beeinflusst. Die konstruktive Umsetzung des Motorprüfstands zeigt Abbildung 4.18.

Im linken Teil des Prüfstands ist der Testmotor mit seiner Aufnahme am Lagerschild zu finden. Für abweichende Testobjekte kann die Aufnahme getauscht und der Prüfstand angepasst werden. Als Bindeglied zwischen der Prüfstandswelle und dem zu untersuchenden Motor dient eine Spannzange mit anschließender Drehkupplung. Diese Kombination ermöglicht den Anschluss des Prüfstands an das bestehende Motorritzel zur Winkelmessung und Momentübertragung. Das Prinzip der Spannzange ist analog zur Spannvorrichtung des Reibprüfstands aus dem Kapitel 4.3.1 ausgelegt. Die anschließende Prüfstandswelle besitzt ihre eigene Lagerung und übernimmt verschiedene Funktionen. Als Lager sind zwei Rillenkugellager vom Typ 688 beziehungsweise 697 nach DIN625 verbaut. Die Lagerung kann über

eine Vorspannschraube mit Spannfeder definiert belastet werden, was Spiel aus den Lagern eliminiert und für ein definiertes Abrollverhalten sorgt. Die korrekte Wahl der Vorspannung wird im Folgenden untersucht. Des Weiteren werden die Lager aufgrund der Erfahrungen am Reibprüfstand mit Leichtlauföl versehen. Die gelagerte Prüfstandswelle trägt den Winkelsensor und ist Angriffspunkt für die Wellenfixierung. Diese Fixierung kann über zwei Schrauben auf der Welle geklemmt oder geweitet werden. Zur Optimierung zwischen der Massenträgheit und der Torsionssteifigkeit des Versuchsaufbaus besitzt die Welle zwischen dem untersuchten Motor und der Winkelsensorik einen maximalen Durchmesser. Zudem nimmt der Wellendurchmesser im Bereich des Winkelsensors und der Aktorseite ab, was zur reinen Drehmomentübertragung ausreicht.

Als Bindeglied zwischen allen rotierenden Komponenten sind Miniaturbalgkupplung vom Typ MK1-15 von R+W Antriebselemente [76] verbaut, um axiale, laterale oder angulare Ausrichtungsfehler auszugleichen. Die Dimensionierung der Ausgleichskupplung erfolgt nach Gesichtspunkten wie dem maximalen Drehmoment, dem Beschleunigungsdrehmoment, der Resonanzfrequenz und der Torsionssteifigkeit [82, S. 49 ff.].

Rechts der Prüfstandswelle sind Drehmomentsensor und Prüfstandsantrieb auf entsprechenden Aufnahmen montiert. Zur korrekten Ausrichtung sind alle Teile über definierte Distanzstangen verbunden oder auf der Grundplatte mittels Passstiften ausgerichtet. Abschließend wurden Kabelzugentlastungen für alle elektrischen Komponenten entworfen und der Prüfstand liegend auf der Grundplatte aufgebaut.

Validierung

Die Validierung des mechanischen Aufbaus ist essentiell für die Identifikation korrekter Modellparameter. Der Winkelsensor arbeitet nach dem gleichen Prinzip wie der Sensor im Reibprüfstand (siehe Abschnitt 4.3.1) und wird daher als validiert angesehen. Die Funktionstüch-

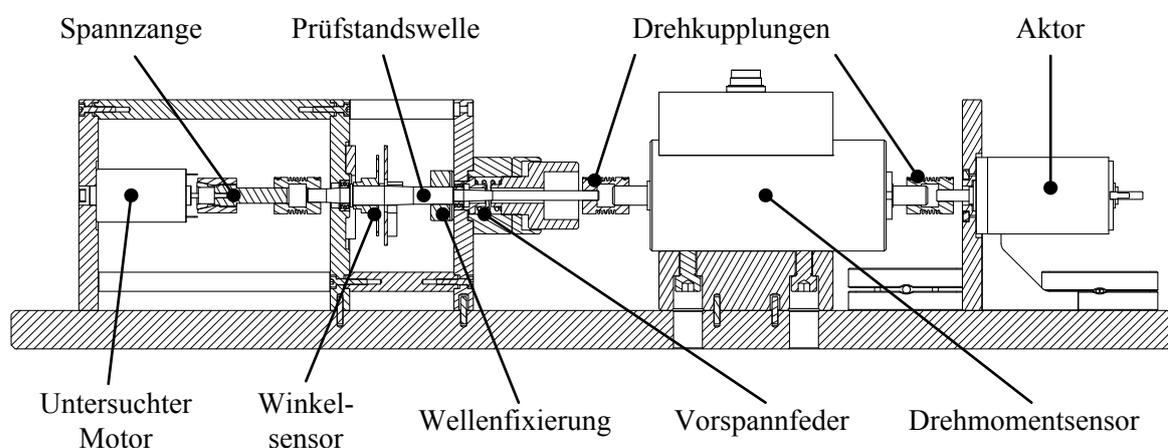


Abbildung 4.18: Zeichnung des Motorprüfstands

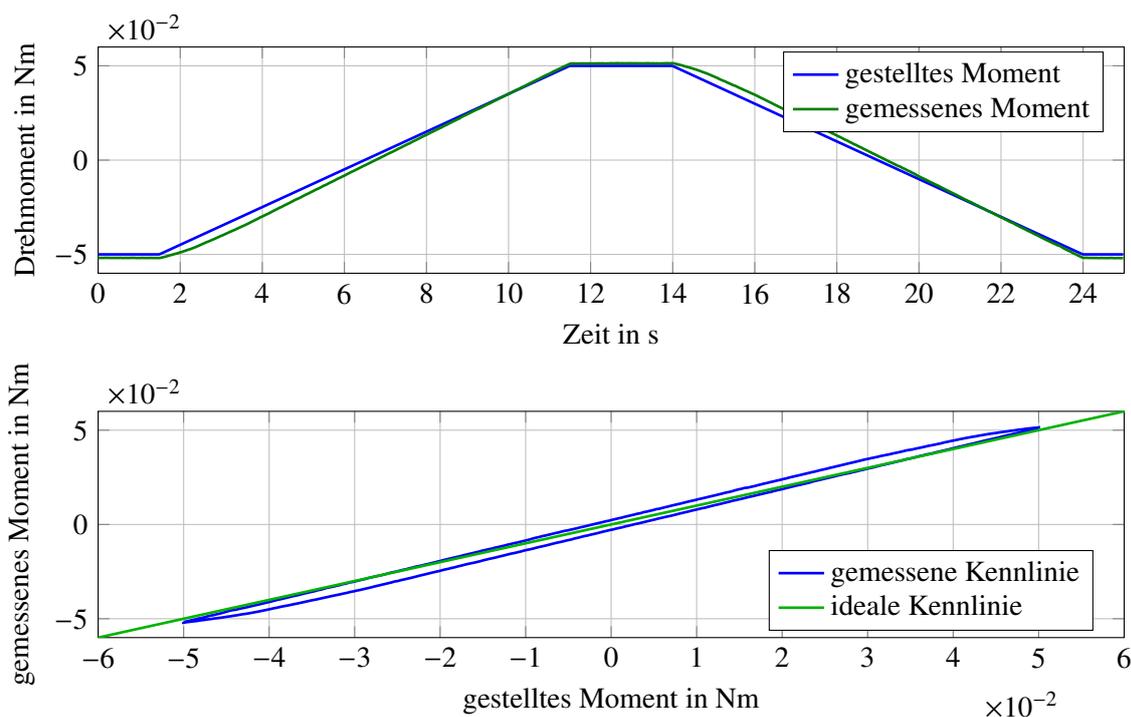


Abbildung 4.19: Momententrajektorie und Kennlinie zum Aktor- und Sensormomentvergleich

tigkeit des Antriebs-/Drehmomentsensorkonzepts sowie die Fehlereinflüsse von Lagerreibung und Prüfstandswelle werden im Folgenden näher betrachtet. Der Einfluss der Rotationssträgheit wird im Abschnitt 6.3.1 im Zuge der Identifikation der Motorträgheit betrachtet.

Plausibilisierung von Aktor- und Sensormoment

Dieser Abschnitt beschreibt den Zusammenhang zwischen dem gestellten Antriebsmoment und dem Messsignal des Drehmomentsensors. Das gestellte Moment ergibt sich dabei aus dem gestellten Strom multipliziert mit der Drehmomentkonstante des Antriebsmotors (siehe Gleichung (4.1)). Zur Plausibilisierung wurde die Prüfstandswelle fixiert und eine trapezförmige Drehmomenttrajektorie nach Abbildung 4.19 gestellt. Die Belastung erfolgt sowohl in positive als auch in negative Richtung, was zu einer minimalen, der Systemelastizität geschuldeten, Bewegung führt. Dies ist trotz hoher Steifigkeit unvermeidbar und beeinflusst die Messung mit zusätzlicher Reibung. Dadurch reagiert das gemessene Moment verschoben auf das gestellte Moment. Noch deutlicher ist dies an der Hysterese in der Kennliniendarstellung in Abbildung 4.19 zu sehen. Da die Hysterese gering und konstant ausfällt, besitzt sie nur minimalen Einfluss auf die Funktionalität des Prüfstands.

Zwischen der gemessenen und idealen Kennlinie ist ein Unterschied im Gradient zu sehen, welcher etwa 5 % beträgt. Dieser kann mit einer leicht abweichenden Motorkonstante erklärt werden. Da der Verlauf der Kennlinie ansonsten sehr linear ist, wird der Zusammenhang zwischen den beiden Verläufen als vertrauenswürdig angenommen. Ausgehend von den vorliegenden Ergebnissen ist das Messsignal des Drehmomentsensors und des Aktors

plausibel. Eine exakte Erfassung des Verstärkungsfaktors des Aktors und der Operationsverstärkerschaltung ist nicht notwendig, da die Parameteridentifikation auf der Grundlage des Drehmomentsignals im geregelten Betrieb erfolgt.

Analyse der Lagerreibung

Für eine präzise Lagerung ist eine Grundbelastung der Lager unerlässlich. Allerdings kann bei zu hoher Last das Reibmoment der Lager stark ansteigen. Inwieweit die Vorspannung einen Einfluss darauf hat, folgt aus Abbildung 4.20 (oben).

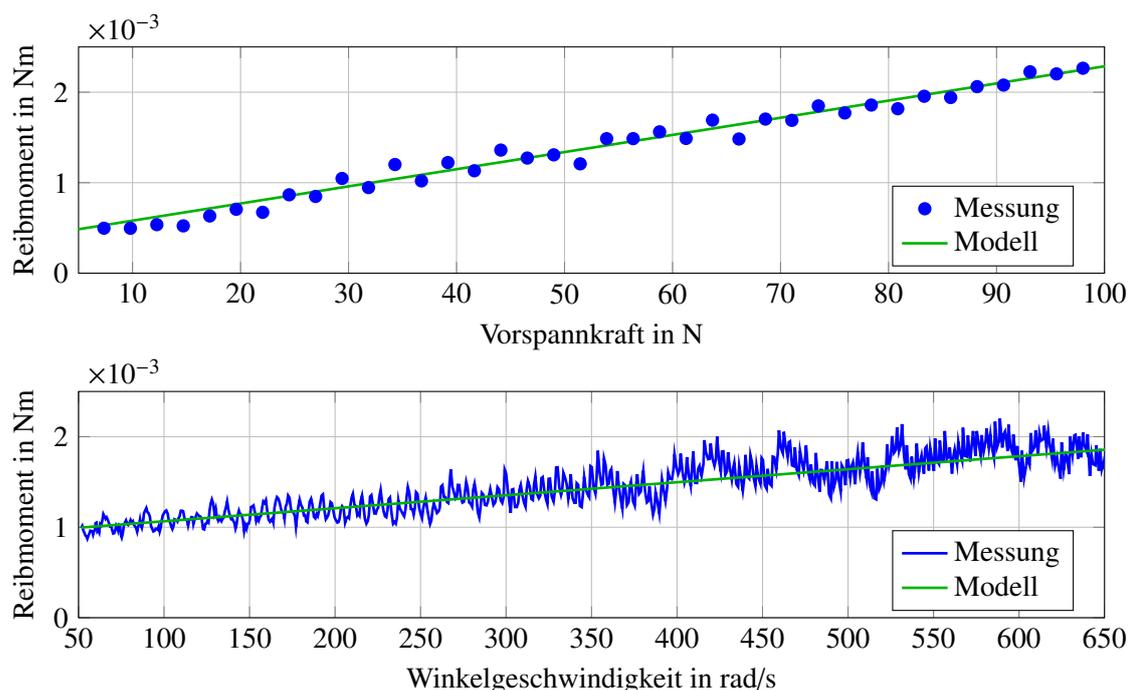


Abbildung 4.20: Reibmoment des Motorprüfstands in Abhängigkeit von der Vorspannkraft und der Winkelgeschwindigkeit

Hierfür wird der Prüfstand auf eine konstante Drehzahl beschleunigt und ohne Testobjekt betrieben. Die Vorspannkraft wird anschließend über eine Einstellschraube justiert. Da die Vorspannkraft manuell eingestellt und indirekt über die Einschraubtiefe und die Federkonstante ermittelt wird, besitzt die Messung eine gewisse Streuung. Aus den Messwerten geht hervor, dass ein lineares Verhalten zwischen Vorspannkraft und Drehmoment vorliegt. Durch das Verspannen der Lager kann ein Drehmoment zwischen 0,5 mNm und 2,5 mNm eingestellt werden. Bezüglich dem Nennmoment des untersuchten Gleichstrommotors mit 48 mNm wirkt sich die Lagervorspannung mit einem Fehler von 1 % bis 5 % auf die Messungen aus. Es empfiehlt sich daher, eine geringe Vorspannkraft zu wählen und die Reibung während der Identifikation mit zu beachten.

Neben dem Einfluss der Vorspannung wird auch der Einfluss der Drehzahl untersucht. Hierfür wurde ein sogenannter Auslaufversuch bei konstanter Vorspannkraft durchgeführt.

Nach Erreichen einer definierten Drehzahl wird der Antrieb abgeschaltet. Aufgrund der Reibung kommt der Antriebsstrang zum Stehen. Bis zum Stillstand des Aktors kann somit schnell eine charakteristische Stribeckkurve aufgenommen werden. In Abbildung 4.20 (unten) ist das Reibmoment in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit gezeigt. Das Reibmoment steigt dabei nahezu linear mit der Winkelgeschwindigkeit an und ist bei der Nenn-drehzahl etwa 2,5-mal so hoch wie bei sehr kleinen Drehzahlen. Auch diese Schwankungen müssen bei der Identifikation berücksichtigt werden. Des Weiteren ist ein periodisches Moment zu beobachten, welches im Folgenden betrachtet wird.

Unwucht

Wie bereits erwähnt, ist ein periodisch schwellendes Drehmoment aufgefallen, dessen Frequenz von der Winkelgeschwindigkeit abhängig ist. Ursache für dieses Verhalten liegt an Fertigungsungenauigkeit im Antriebsstrang. Die Auswirkung auf die Drehmomenttrajektorie aufgrund dieses Fehlers ist in Abbildung 4.21 dargestellt. Sie wurde für eine stationäre Winkelgeschwindigkeit im drehzahlgeregelten Betrieb aufgenommen.

Der harmonische Drehmomentverlauf lässt auf eine Unwucht und geringe, radiale Fehl-anordnung der Komponenten schließen. Der Gleichanteil aus der Messung in Abbildung 4.21 wird durch die Reibung hervorgerufen. Mit diesen Erkenntnissen können die Messungen für die Identifikation von dem Einfluss der Unwucht M_U nach Formel 4.3 bereinigt werden.

$$M_U = \hat{M}_U \sin(\varphi + \zeta_U) \quad (4.3)$$

Der harmonische Drehmomentverlauf der rotierenden Komponenten wird trigonometrisch abgebildet, wobei die Amplitude mit \hat{M}_U und die Phasenverschiebung mit dem Winkel ζ_U ausgedrückt wird.

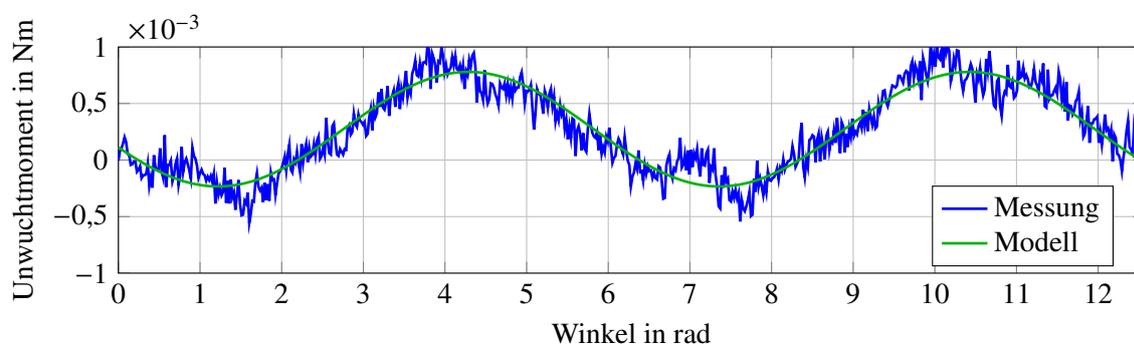


Abbildung 4.21: Drehmoment der Unwucht am Motorprüfstand in Abhängigkeit vom Winkel

4.3.3 Federprüfstand

Die Feder der DRK ist als Spiral-Torsionsfeder ausgeführt und öffnet die Klappe bei einem Systemausfall. Die Identifikation der Federmodellparameter erfolgt über das gezielte Verdrehen im Arbeitsbereich. Neben der Verformungsmessung muss das nötige Drehmoment vom Prüfstand (siehe Abbildung 4.22) erzeugt und dabei gemessen werden.

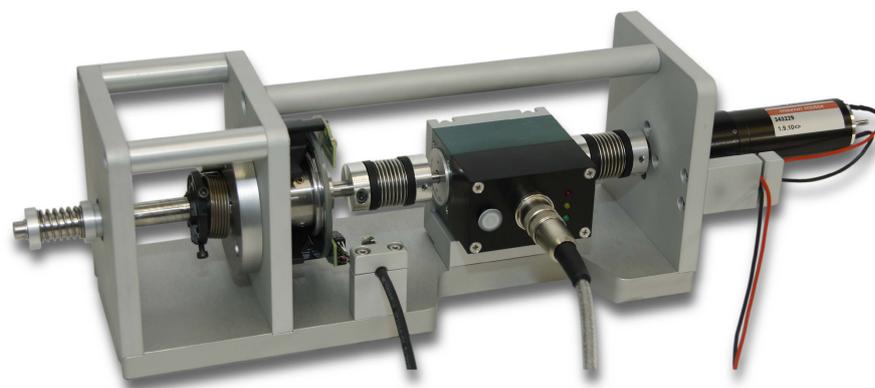


Abbildung 4.22: Federprüfstand

Technisches Prinzip

Die Feder wird zur Analyse aus der DRK ausgebaut. Dabei geht die Vorspannung der Feder verloren, welche für die Messungen wieder aufgebracht werden muss. Die Aufnahme der Feder ist der Einbausituation in der DRK nachempfunden und soll für andere Federn austauschbar sein. Die Rotationsachsen von Sensorik, Aktorik und Testkomponente sind auch in diesem Prüfstand fluchtend angeordnet, um zusätzliche Umlenkungen und damit verbundene Fehlereinflüsse zu vermeiden (siehe Abbildung 4.23). Bedingt durch die hohen Federmomente wird die Konstruktion sehr torsionssteif ausgelegt.

Die Verdrehung der Feder wird über einen Winkelsensor aufgenommen. Aufgrund der höheren erwarteten Drehmomente soll die Torsionsstrecke zwischen Winkelsensor und Test-

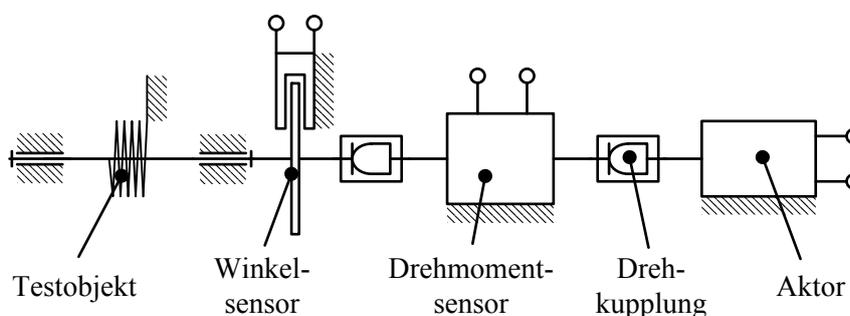


Abbildung 4.23: Technisches Prinzip des Federprüfstands

feder minimiert werden. Zum anderen ist bei dem Federverhalten keine Beschleunigungsabhängigkeit zu erwarten, womit die Massenträgheit des Prüfstands eine untergeordnete Rolle spielt. Entsprechend ist die gelagerte Prüfstandswelle zur Aufnahme der Testfeder mit maximalem Durchmesser ausgelegt.

Neben dem Winkel muss auch hier das Drehmoment ermittelt werden. Hierfür stehen wieder die beiden Ansätze direkte Messung über einen Drehmomentsensor oder indirekte Methode über das Motormoment zu Verfügung. Bedingt durch den hohen Winkelbereich und das hohe Drehmoment der Feder kann kein Direktantrieb verwendet werden. Das schließt die indirekte Momentenerfassung über das Motormoment aus, da das benötigte Getriebe eine zu hohe Eigenreibung besitzt. Daraus resultiert die Verwendung eines Drehmomentsensors. Der gewählte Antrieb soll den Prüfling sowohl vorspannen als auch über den gesamten Arbeitsbereich bewegen können. Dies erfordert die Erzeugung eines dauerhaft hohen Drehmoments.

Zwischen den einzelnen Baugruppen sind Drehkupplungen zum Ausgleich des axialen, lateralen und angularen Achsversatzes und zur Reduktion von Zwangskräften angebracht. Weiterhin muss die Prüfstandsachse nicht senkrecht stehend angeordnet werden, da alle bewegten Komponenten nur geringe oder keine schwerkraftabhängigen Momente im Vergleich zum hohen Federmoment erzeugen. Aus Gründen der Standsicherheit wird der Prüfstand liegend aufgebaut.

Sensorik

Der Winkelsensor soll ähnlich dem Reibprüfstand leichtgängig und hochauflösend sein. Die Rotationsträgheit für die Identifikation hingegen ist vernachlässigbar. Die maximale Winkelgeschwindigkeit ergibt sich aus dem Herstellerdatenblatt zu 8,1 rad/s (siehe Kapitel 2.1). Aufgrund der guten Erfahrungen mit den analogen, offenen, optischen Drehgebern der Firma Heidenhain in anderen Prüfständen wird auch hier diese Sensorart verwendet. Die beste Wahl für den Federprüfstand stellt der ERO 1384 [25] dar. Er besitzt eine sehr hohe Auflösung von über 24 Bit je Vollumdrehung und kann direkt über die Encoder-Karte an die Echtzeithardware (siehe Abschnitt 4.1) angeschlossen werden.

Da eine indirekte Drehmomentmessung aufgrund der Spezifikationen ausgeschlossen wird, ist für den Federprüfstand ein entsprechender Drehmomentsensor auszuwählen. Zur Anwendung kommt ein berührungsloser, frei rotierender Sensor. Das maximale Drehmoment im Arbeitsbereich der Feder liegt bei etwa 0,5 Nm. Die maximale Winkelgeschwindigkeit beträgt 8,1 rad/s (siehe Kapitel 2.1). Für die Identifikation soll die Feder über ihren Arbeitsbereich hinaus verfahren werden und kann somit auch höhere Momente erzeugen. Um die Möglichkeit zu wahren, auch Federn anderer, ähnlicher Steller zu identifizieren, wird der Messbereich auf 2 Nm vergrößert.

Der Drehmomentsensor vom Typ 8661-5002-V0000 von Burster [17] bietet einen Messbereich von 2 Nm bei einer gleichzeitig sehr hohen Auflösung. Die Erfassung des Drehmo-

ments erfolgt ebenfalls über eine Torsionswelle mit einer berührungslosen Auswertung und Übertragung der Messwerte. Ausgangssignal ist ein analoges Spannungssignal mit $\pm 10\text{ V}$ und dieses wird über einen Eingang der DS2004-Karte (siehe Abschnitt 4.1) an das Echtzeitsystem übergeben.

Aktorik

Für das Verdrehen der Feder sind hohe Drehmomente erforderlich, die von Direktantrieben nicht oder nur kurzzeitig aufgebracht werden können. Für die Messungen müssen die Momente hingegen über einen längeren Zeitraum aufrechterhalten werden. Damit ist diese Art von Antrieben ungeeignet für den Federprüfstand. Wird ein solcher Direktantrieb um eine Getriebeuntersetzung erweitert, kann dessen Drehmoment signifikant erhöht werden. Allerdings nimmt proportional die erreichbare Drehzahl ab und die Rotationsträgheit wächst quadratisch mit der Getriebeuntersetzung an [81, S. 300]. Des Weiteren steigt mit der Anzahl der Getriebestufen die Reibung und damit sinkt der Wirkungsgrad des Getriebes. Aus diesen Gründen soll das Getriebe eine möglichst geringe Untersetzung mit einer geringen Anzahl an Getriebestufen aufweisen. Als Antriebsmotor dient ein Glockenankergleichstrommotor, da er geringe Störeinflüsse und sehr gutes regelungstechnisches Verhalten aufweist.

Die Spezifikationen an den Antrieb sind wie bei dem Drehmomentsensor $8,1\text{ rad/s}$ und 2 Nm . Auf der Versorgungsseite besteht die Begrenzung durch die eingesetzte Leistungselektronik 24 V und 3 A . Als Aktor wird ein RE 30-310007 von Maxon Motor [53] ausgewählt, mit einem Drehmoment von $77,7\text{ mNm}$ bei 3 A . Mit dem zusätzlichen Planetengetriebe GP 32A-166163 von Maxon Motor [55] mit der Untersetzung von $33:1$ und einen Wirkungsgrad von 75% ergibt sich ein Antriebsmoment von $1,9\text{ Nm}$. Da das Antriebsmoment knapp unter dem maximalen Sensormoment liegt, wird dieser gleichzeitig vor mechanischer Überlastung geschützt. Die maximale Drehzahl reduziert sich von 8810 U/min auf 267 U/min (28 rad/s) und erfüllt damit die Spezifikationen.

Konstruktion und Auslegung

Im Federprüfstand treten höhere Belastungen als bei den vorherigen Prüfständen auf. Trotz dessen ist eine Festigkeitsauslegung vernachlässigbar, da durch eine torsionssteife Auslegung die notwendigen Widerstandsmomente bereits mehrfach überschritten sind. Um die Testfeder leicht wechseln zu können, werden die Winkelmessung und Drehmomenterzeugung von der gleichen Seite ausgeführt. Damit liegt der Winkelsensor im Torsionsweg des Antriebs und dieser Weg muss entsprechend steif ausgelegt werden. In Abbildung 4.24 ist zu sehen, dass der Tastkopf des Winkelsensors und der fest stehende Teil der Federaufnahme direkt an das Lagerschild montiert sind. Die Prüfstandswelle, welche die rotierende Federaufnahme und den Teilerkreis des Winkelsensors aufnimmt, ist auf ihren maximalen Durch-

messer von 12 mm entworfen. Dieser ergibt sich aus den Anforderungen auch andere Federn zu vermessen mit einem minimalen Kerndurchmesser von 12 mm. Auf der Welle ist der rotierende Teil der Federaufnahme angebracht und kann, wie der Statorteil der Aufnahme, getauscht werden. Beide Aufnahmeteile bilden die Geometrie der DRK bestmöglich nach und spiegeln damit die Einbausituation mit den entsprechenden Belastungs- und Reibverhalten wider.

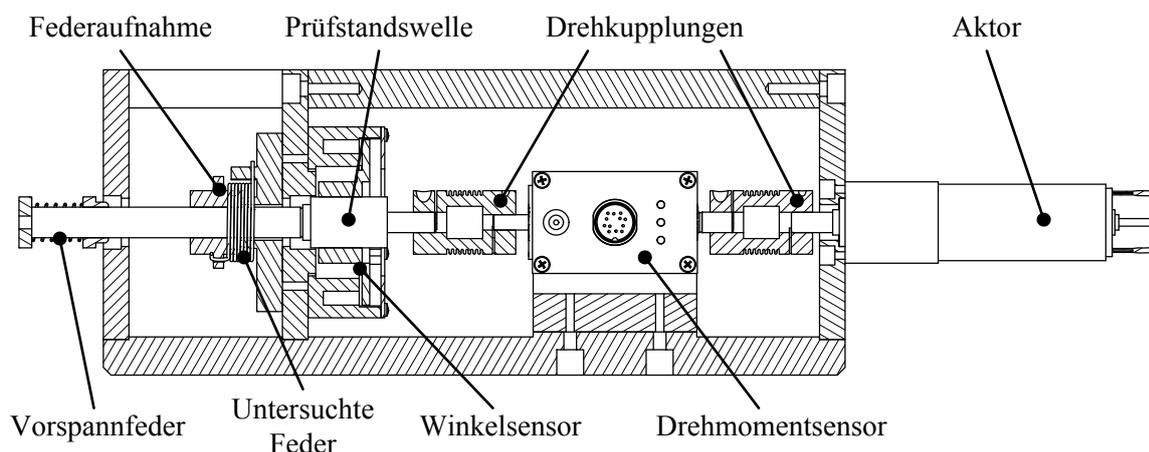


Abbildung 4.24: Zeichnung des Federprüfstands

Die Lagerung der Welle erfolgt mit dem gleichen Lagertyp wie im Reibprüfstand (Typ 61801 nach DIN625), daher wird auch auf die Untersuchungen bezüglich der Schmierung und der Vorspannung zurückgegriffen. Der Hersteller des Drehmomentsensors gibt eine Kennwerttoleranz von 0,1 % des gesamten Arbeitsbereichs an, was in unserem Fall 2 mNm entspricht. Alle ermittelten Lagerreibmomente liegen unterhalb dieser Toleranz (siehe Tabelle 4.2) und sind damit vernachlässigbar. Aus Gründen der Robustheit werden geschlossene Lager eingesetzt. Zusätzlich können diese auch recht stark verspannt werden, um mögliche radiale und axiale Kräfte der Testfeder, welche bei der Verdrehung entstehen, besser aufzunehmen.

An die Prüfstandswelle sind der Drehmomentsensor und der Getriebeantrieb angekoppelt. Für die Momentenmessung ist die Torsion des Prüfstands zu vernachlässigen und wird daher nicht gesondert betrachtet.

Zur korrekten Ausrichtung sind alle Teile über definierte Distanzstangen verbunden oder auf der Grundplatte mittels Passstiften ausgerichtet. Abschließend wurden Kabelzugentlastungen für alle elektrischen Komponenten entworfen und der Prüfstand liegend auf der Grundplatte aufgebaut. Alle Prüfstandskomponenten sind über Miniaturbalgkupplungen vom Typ MK1-20 von R+W Antriebselemente [76] verbunden. Sie minimieren Zwangskräfte auf die Einzelteile, welche durch unvermeidbare, geringe axiale, laterale oder angulare Fehlausrichtung erzeugt werden.

Auch für die Identifikation der Federmodellparameter soll die Möglichkeit bestehen, bei unterschiedlichen Umweltbedingungen zu messen. Daher ist auch der Federprüfstand korrosionsbeständig aus eloxiertem Aluminium und Edelstahl aufgebaut.

Validierung

Mit der Validierung des Federprüfstands soll die korrekte Arbeitsweise des Prüfstands nachgewiesen werden. Ähnlich dem Reibprüfstand (siehe Abschnitt 4.3.1) wird für den Winkelsensor eine korrekte Arbeitsweise angenommen. Die Funktionstüchtigkeit des Antriebs-/Drehmomentsensorkonzepts und eine Referenzmessung werden im Folgenden näher betrachtet. Der Einfluss der Lagerreibung wurde bereits in Abschnitt 4.3.1 betrachtet.

Plausibilisierung von Aktor- und Sensormoment

Wie in Abschnitt 4.3.2 wird das gestellte Antriebsmoment mit dem Messsignal des Drehmomentsensors verglichen. Das gestellte Moment ergibt sich dabei aus dem gestellten Strom multipliziert mit der Drehmomentkonstante des Antriebsmotors sowie der Getriebeuntersetzung. Für die Versuche wird die Feder positionsgeregelt über ihren gesamten Verfahrbereich ver- und entspannt. Aufgrund des Federaufbaus kann dies nur in eine Belastungsrichtung geschehen. Die Kennlinie zwischen dem gemessenen und dem gestellten Moment ist in Abbildung 4.25 dargestellt.

Es ist eine deutliche Hysterese zu erkennen, welche sich mit steigendem Drehmoment vergrößert. Dieser Effekt wird durch eine lastabhängige Reibung verursacht und lässt sich mit der zusätzlichen Getriebestufe des Aktors erklären. Der Anstiegsfehler und damit die drehmomentbildende Konstante des Antriebs ist hingegen mit etwa 6 % verhältnismäßig gering. Weiterhin spricht der lineare Anstieg zwischen den Signalverläufen für ein plausibles Messsignal des Drehmomentsensors und des Aktors. Die erhöhte Reibung hat keinen direkten Einfluss auf die Messung, jedoch verschlechtert sich dadurch das Regelverhalten des Prüfstands.

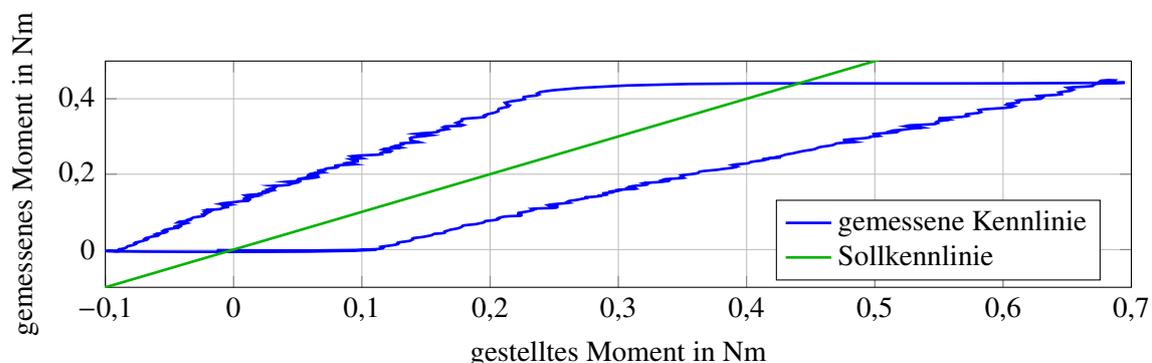


Abbildung 4.25: Kennlinie zum Aktor- und Sensormomentvergleich

Validierung über einen Referenzprüfstand

Für die Vermessung von Torsionsfedern steht am Fachgebiet Maschinenelemente der TU Ilmenau [92] ein kommerzieller Prüfstand zur Verfügung. An diesem Prüfstand war es möglich, eine Testfeder über ihren Verfahrbereich zu verdrehen und zu entspannen. Diese Messung fand geschwindigkeitsgeregelt mit einer sehr geringen Geschwindigkeit statt, so dass die Kennlinie als quasistatisch angesehen werden kann. Die Messung wird mit der identischen Feder im gleichen Verfahren an dem entworfenen Federprüfstand wiederholt. Die beiden Drehmoment-Winkel-Kennlinien sind in [Abbildung 4.26](#) dargestellt. Der Fehler zwischen den beiden Kennlinien ist mit 2 % sehr gering.

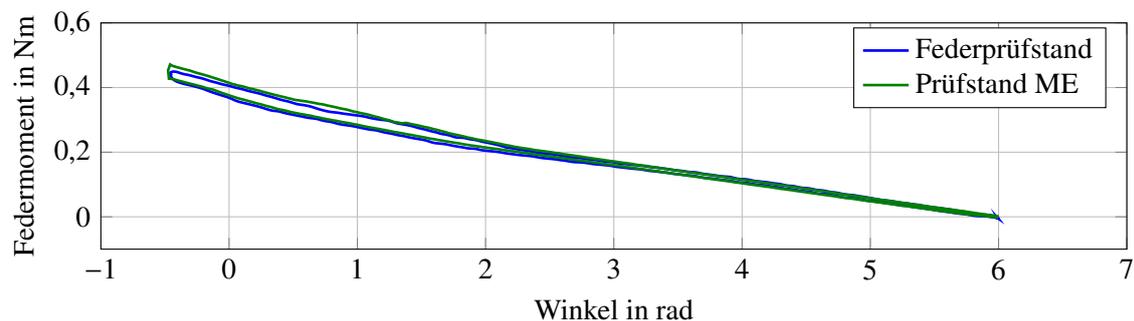


Abbildung 4.26: Federkennlinie auf zwei unterschiedlichen Prüfständen gemessen

4.3.4 Getriebeprüfstand

Getriebe dienen zur Wandlung von Bewegungsgrößen, wie Kraft, Drehmoment, Position oder Drehwinkel in einem definierten Verhältnis. In dem Fall der [DRK](#) wird eine Rotationsbewegung des Motors über ein zweistufiges Stirnradgetriebe übertragen, wobei das Drehmoment steigt und der Drehwinkel sinkt. Für die Identifikation müssen daher mit dem Prüfstand [16] (siehe [Abbildung 4.27](#)) Drehmoment und Drehwinkel sowohl am Eingang als auch Ausgang des Getriebes erfasst werden.

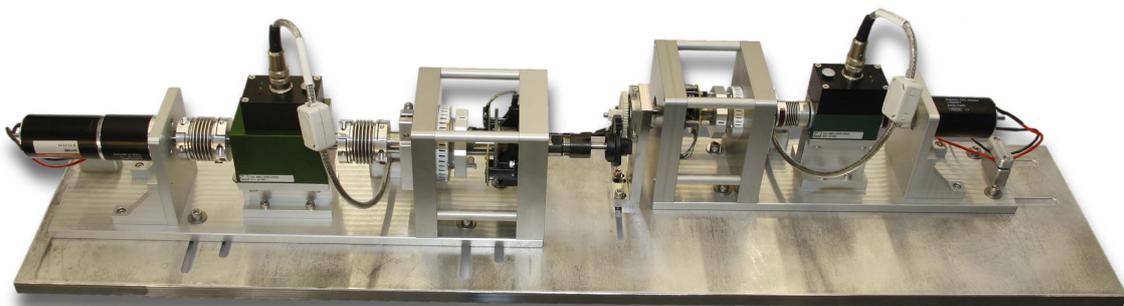


Abbildung 4.27: Getriebeprüfstand

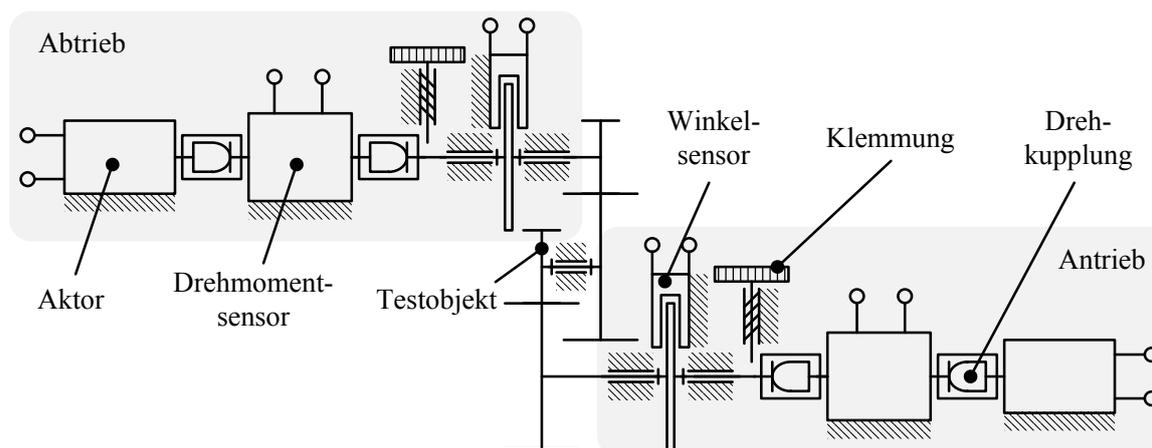


Abbildung 4.28: Technisches Prinzip des Getriebeprüfstands

Technisches Prinzip

Das Getriebe muss für die Identifikation der Getriebemodellparameter aus der **DRK** ausgebaut werden. Hierfür wird sowohl das Ritzel der Klappe als auch das Motorritzel aus deren Lagerung entfernt. Die Aufgabe der Lagerung und Ausrichtung der Getriebekomponenten wird anschließend vom Prüfstand übernommen und soll dabei der Einbausituation in der **DRK** entsprechen. Um andere Getriebe zu vermessen, muss die Anordnung variabel gestaltet sein. Aus diesem Grund werden das Motor- und das Klappenritzel von separaten Modulen aufgenommen und sind im Folgenden als Antriebs- und Abtriebsmodul bezeichnet. Die mittlere Getriebestufe wird aus Platzgründen nicht separat messtechnisch erfasst und soll in ihrer Ausrichtung einstellbar sein. Die Montage der Module und der mittleren Getriebestufe erfolgt auf einer Grundplatte, auf der sie ausgerichtet und fixiert werden.

In den einzelnen Modulen sind die Rotationsachsen von Sensorik, Aktorik und Testkomponente fluchtend angeordnet, um zusätzliche Fehlereinflüsse zu vermeiden (siehe **Abbildung 4.28**). Bedingt durch die hohen Getriebemomente und -kräfte wird die Konstruktion massiv und torsionssteif ausgelegt.

Da auf beiden Getriebeseiten die gleichen Größen gemessen werden müssen, sind beide Module vom Prinzip identisch aufgebaut und unterscheiden sich nur in der Dimensionierung. Zentrales Element der Module ist die Prüfstandswelle, welche das Ritzel und den Winkelsensor trägt. Damit ist der Winkelsensor auch in diesem Prüfstand in unmittelbarer Nähe zum Testobjekt bei minimaler Torsionsstrecke angeordnet. Die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsbestimmung erfolgt über numerisches Ableiten des Winkelsignals. Für eine präzise Winkelmessung ist eine exakte Lagerung der Prüfstandswellen erforderlich. Bei der Vermessung des Getriebes können dabei hohe Lagerkräfte auftreten. Um diese aufzunehmen, werden die Lager entsprechend groß und steif ausgelegt. Zusätzlich ist in beiden

Modulen eine Wellenfixierung angebracht, um jeweils eine Getriebeseite für die Messung zu blockieren.

Ähnlich dem Federprüfstand scheidet eine indirekte Drehmomentmessung über den Motorstrom aufgrund der hohen Momente aus. Daher wird das von der Prüfstandswelle aufgenommene Moment über eine Drehkupplung auf die Messwelle eines Drehmomentsensors übertragen. Dieser ermöglicht eine direkte und übersetzungsfreie Messung des Drehmoments, welches über das Ritzel eingepreßt wird.

Auf der anderen Seite des Drehmomentsensors wird über eine weitere Drehkupplung der Aktor mit dem Prüfstand verbunden. Über den Antrieb kann das Getriebe mit unterschiedlichen Lasten in beide Bewegungsrichtungen aktuiert werden.

Die schwerkraftabhängigen Momente der Prüfstand- und Testkomponenten sind im Vergleich zu den Getriebemomenten sehr gering. Aus diesem Grund und wegen der großen Abmaße wird der Prüfstand liegend aufgebaut.

Sensorik

Auch bei dem Getriebeprüfstand sind die Anforderungen an die Winkelsensoren Leichtgängigkeit und hohe Messauflösung. Bei den weiteren Anforderungen unterscheiden sich Antriebs- und Abtriebsseite leicht. Die Anforderungen der Antriebsseite mit einer maximalen Drehzahl von 3080 U/min und geringer Rotationsträgheit sind ähnlich dem Motorprüfstand. Auf der Abtriebsseite werden viel geringe Geschwindigkeiten von maximal 77 U/min erreicht und die Massenträgheit ist vernachlässigbar, was den Anforderungen des Federprüfstands entspricht. Aufgrund dessen wird für die Antriebsseite als Winkelsensors ebenfalls der ERO 1285 von Heidenhain [25] eingesetzt. Ein ERO 1384 von Heidenhain ist, ähnlich dem Federprüfstand, das entsprechende Gegenstück auf der Abtriebsseite. Beide werden über je einen Kanal der DS3002 (siehe Abschnitt 4.1) in das Echtzeitsystem eingelesen und versorgt.

Für die Drehmomentmessung werden aufgrund der guten Erfahrungen berührungslose, frei rotierende Sensoren von Burster eingesetzt. Auf der Antriebsseite wird das maximal mögliche Moment von dem Testmotor bestimmt. Dieser besitzt ein Nennmoment von 48 mNm (siehe Anhang B.3). Da auch auf dem Getriebeprüfstand andere ähnliche Getriebe vermessen werden sollen, wird der Messbereich analog zum Motorprüfstand auf 0,2 Nm festgelegt. Das Grenzmoment der Abtriebsseite ergibt sich aus dem maximalen Motormoment multipliziert mit der Getriebeuntersetzung der DRK und beträgt 1,92 Nm. Um auch hier eine Reserve für mögliche stärkere Komponenten zu erhalten, wird der Messbereich auf den nächst größeren Bereich von 5 Nm festgelegt. Die auftretenden Drehzahlen können von den Sensoren verarbeitet werden. Daher werden die Typen 8661-4200-V0000 und 8661-5005-V0000 von Burster [17] verbaut, welche ihre Sensorsignale an die analogen Eingänge des Echtzeitsystems übermitteln.

Aktorik

An die Aktorik des Prüfstands werden ebenfalls unterschiedliche Anforderungen gestellt. Antriebsseitig liegen die Spezifikationen bei einer Drehzahl von 3080 U/min und einem Drehmoment von 0,2 Nm. Beste Übereinstimmungen für diesen Fall hat der Glockenanker-gleichstrommotor RE 40-148877 von Maxon Motor [54] mit einer Leerlaufdrehzahl von 3800 U/min bei 24 V und einem Nenndrehmoment von 181 mNm bei 3 A. Das Nenndrehmoment erreicht das maximale Sensormoment nicht und schützt den Drehmomentsensor damit vor mechanischer Überlastung. Abtriebseitig ist ein zusätzliches Getriebe notwendig, da kein Direktantrieb dauerhaft Drehmomente von über 2 Nm erzeugen kann. Wie bei dem Federprüfstand ist aus regelungstechnischer Sicht (dynamisches Verhalten) die Getriebeuntersetzung und die Anzahl der Getriebestufen klein zu halten. Daher wird ein Getriebe GP 42C-203119 von Maxon Motor [56] mit einer Untersetzung von 26:1 ausgewählt und mit einem Glockenankermotor RE 40-148877 kombiniert. Das resultierende Antriebsmoment ist mit 3,81 Nm ausreichend hoch und schützt auch hier den Sensor vor Überlast. Die maximale Drehzahl des Antriebsstrangs ist mit 146 U/min innerhalb der Spezifikationen.

Konstruktion und Auslegung

Die Konstruktion des Getriebeprüfstands besteht aus mehreren Elementen, welche alle korrosionsbeständig für Klimakammertests ausgelegt sind. Wie bereits erwähnt, werden das Klappen- und das Motorritzel von jeweils einem Sensor-Aktor-Modul aufgenommen, welche im Folgenden detailliert beschrieben werden. Die Module besitzen eine massive Modulgrundplatte, die für eine ausreichende Torsionssteifigkeit sorgt und alle Komponenten des Moduls aufnimmt. Das macht die Module zu selbsttragenden Einheiten, die verschoben und ausgerichtet werden können. Die Verbindung zwischen den Modulen bildet eine Grundplatte, auf der diese axial und radial verschiebbar sind (siehe Abbildung 4.27). Über Nutensteine in den Verschiebenuten werden die Module für die Messungen fixiert. Zusätzlich wird darauf geachtet, dass sich die Drehachsen der Module auf der gleichen Höhe befinden. Damit können auch Getriebe vermessen werden, bei denen die Eingangs- und Ausgangswelle fluchten (z.B. Planetengetriebe).

Zwischen den Modulen befindet sich die Aufnahme des mittleren Getrieberades. Hierfür wird die originale Welle der DRK in die Aufnahme gespannt und entsprechend der originalen Einbausituation zwischen Antriebs- und Abtriebsritzel angeordnet. Für die Justage besitzt die Aufnahme neben der Verschiebbarkeit auf der Grundplatte einen Feintrieb für die exakte Ausrichtung [32].

Wie bereits erwähnt, sind Antriebs- und Abtriebsmodul vom Aufbau identisch und unterscheiden sich nur in der Dimensionierung. Daher wird die Auslegung nur für das Antriebsmodul erläutert. Der Aufbau dieses Antriebsmoduls ist in Abbildung 4.29 dargestellt.

Die ausgebauten Motor- und Klappenritzel der DRK sollen über die vorhandenen Ritzel-

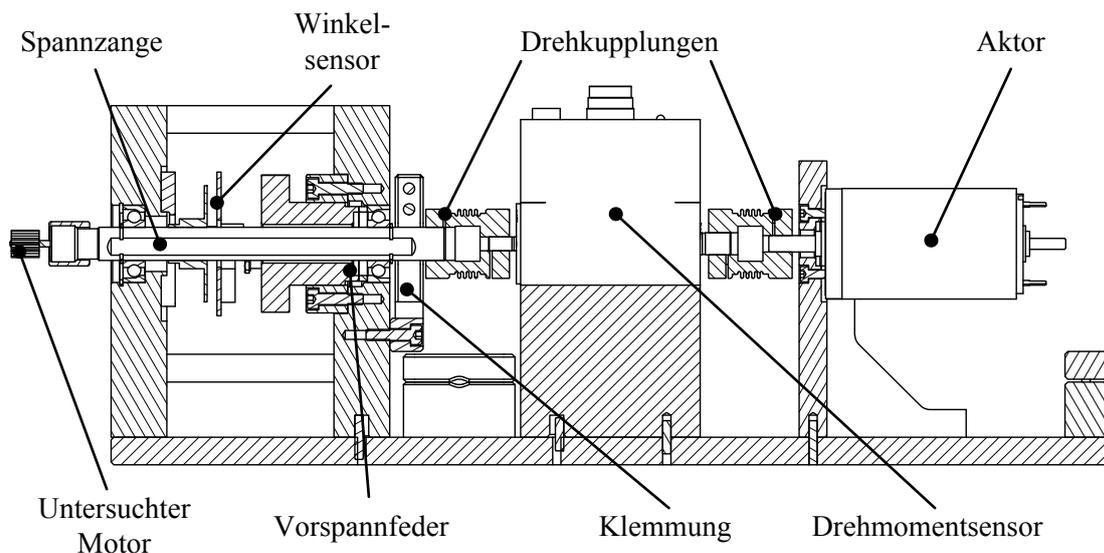


Abbildung 4.29: Zeichnung des Antriebsmoduls des Getriebeprüfstands

wellen aufgenommen werden. Dazu muss zum einen der Antriebsmotor zerlegt und dessen Anker demontiert, zum anderen die eigentliche Klappe von der Klappenwelle entfernt werden. Zwei Spannzangenfutter mit Zylinderschaft nehmen anschließend die Wellen auf. Dies bietet den Vorteil, über austauschbare Spannzangen auch andere Wellendurchmesser aufnehmen zu können. Des Weiteren werden die Lagerung und die Winkelsensoren direkt auf dem Schaft montiert. Auch die Wellenklemmung wirkt direkt auf die gehärtete Oberfläche dieses Schafts. Die Verformung der Winkelmessstrecke durch die Testmomente wurde mittels FEM-Analysen untersucht [32] und ist vernachlässigbar gering.

Die Lagerung der Spannzangenfutter erfolgt über Schrägkugellager vom Typ 7001 beziehungsweise Typ 7004 nach DIN628. Dieser Lagertyp verträgt hohe Vorspannkräfte und gewährleistet damit eine sehr steife Lagerung, was bei den zu erwartenden radialen Belastungen des Getriebes von Vorteil ist. Die Vorspannung kann über eine Vorspannschraube und ein elastisches Kunststofffederelement eingestellt werden.

An das Spannzangenfutter sind erst die Drehmomentsensoren und daran die entsprechenden Antriebseinheiten angeordnet. Die Drehmomentübertragung wird über Drehkupplungen vom Typ BKL2 oder BKL10 von R+W Antriebselemente [75] gewährleistet. Die korrekte Ausrichtung aller Teile erfolgt über exakte Distanzstangen oder über eine Verstiftung mit der Modulgrundplatte.

Validierung

Mit der Validierung des Getriebeprüfstands soll die korrekte Arbeitsweise des Prüfstands nachgewiesen werden. Ähnlich dem Reibprüfstand (siehe Abschnitt 4.3.1) wird für den Win-

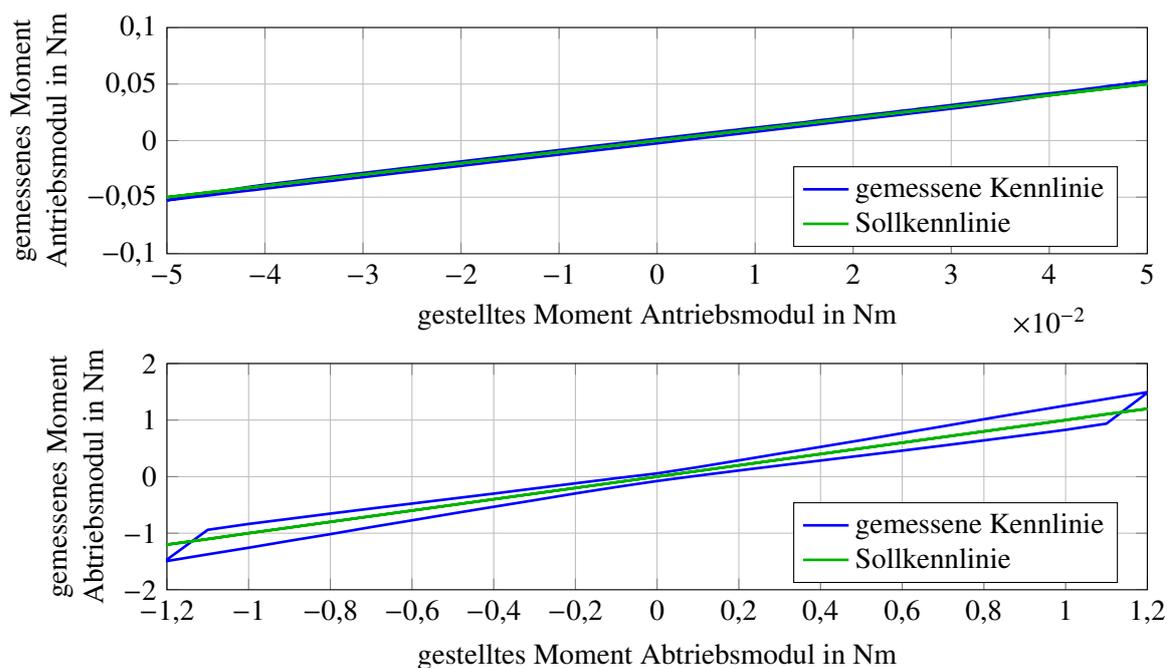


Abbildung 4.30: Kennlinie zum Actor- und Sensormomentvergleich

kelsensor eine korrekte Arbeitsweise angenommen. Die Funktionstüchtigkeit des Antriebs-/Drehmomentsensorkonzepts und die erzeugte Lagerreibung werden im Folgenden betrachtet.

Plausibilisierung von Actor- und Sensormoment

Für die Plausibilisierung der Drehmomenterzeugung und -messung werden, wie in Abschnitt 4.3.2, beide Größen miteinander verglichen. Die Ausgangssignale der Drehmomentsensoren ergeben das gemessene Moment, wohingegen das gestellte Moment über die Drehmomentkonstante der Antriebe berechnet wird. Für die Untersuchung sind beide Prüfstandsmodule mit der Wellenklemmung fixiert und werden separat betrachtet. Die Belastung erfolgt drehmomentgesteuert mit einer trapezförmigen Trajektorie, analog zu Abschnitt 4.3.2. Die Kennlinie zwischen dem gemessenen und dem gestellten Moment ist in Abbildung 4.30 dargestellt.

An den Unterschieden zwischen den beiden Modulen ist eindeutig zu erkennen, dass bei dem Antriebsmodul ein Direktantrieb und bei dem Abtriebsmodul ein Getriebeantrieb verwendet wird. Der Getriebeantrieb weist ähnlich dem Federprüfstand in Abschnitt 4.3.3 eine starke Hysterese auf. Der Direktantrieb hingegen ist nahezu hysteresefrei. Die Anstiegsfehler zwischen Soll- und Ist-Kennlinie sind auch hier mit 2 % für den Antrieb und 6 % für den Abtrieb sehr gering. Die insgesamt stückweise linearen Verläufe deuten auf plausible Actor- und Sensormomente hin.

Analyse der Lagerreibung

Für eine exakte und leichtgängige Lagerung ist der richtige Kompromiss zwischen Vorspannkraft und Reibmoment zu wählen. Die Abhängigkeit des Reibmoments von der Vorspannkraft ist für die Antriebsseite in [Abbildung 4.31](#) zu sehen. Die Abtriebsseite verhält sich identisch und wird daher nicht dargestellt.

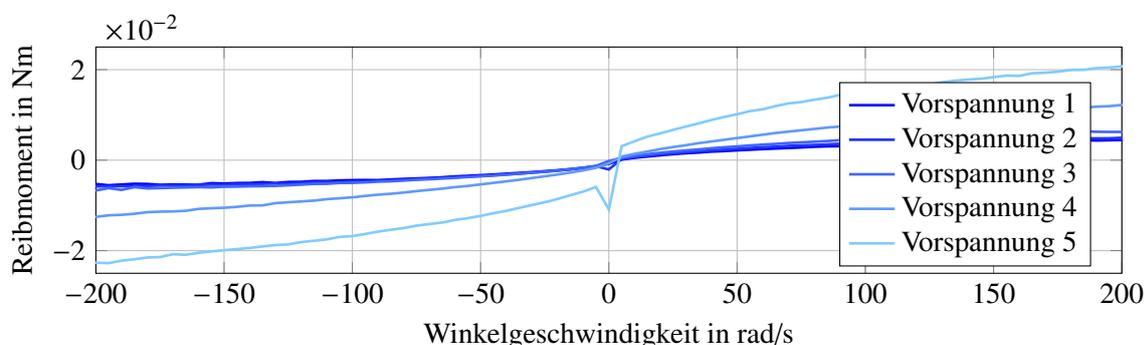


Abbildung 4.31: Reibmoment am Antriebsmodul in Abhängigkeit von der Vorspannkraft und der Winkelgeschwindigkeit

Für die Versuche wurden die Module geschwindigkeitsgeregelt und ohne Testgetriebe betrieben. Die Ermittlung des Reibmoments fand anschließend für unterschiedliche Geschwindigkeiten und Vorspannungen statt. Die Steifigkeit und Nichtlinearität der genutzten Elastomer-Vorspannfeder sind sehr hoch, was eine Ermittlung des exakten Zahlenwerts der Vorspannkraft aus der Einschraubtiefe deutlich erschwert. Daher wird die Vorspannung in der Darstellung nur relativ angegeben. Mit steigendem Zahlenwert der Legendenbeschriftung nimmt auch die Vorspannung zu.

Es ist zu erkennen, dass das Reibmoment ab einer gewissen Vorspannung drastisch zunimmt. Bei zu niedriger Vorspannung tritt ein klackerndes Laufgeräusch mit teilweise kurzzeitigem Klemmen der Lager auf. Dieses nicht reproduzierbare Verhalten ist unerwünscht und muss für die Identifikation vermieden werden. Daher wird die Vorspannung auf Stufe drei eingestellt und erzeugt damit ein Reibmoment von bis zu 5 mNm, was bezogen auf das Nennmoment des Testmotors einem Fehler von 10 % entspricht. Durch die höheren Arbeitsmomente der Abtriebsseite fällt der Fehler hier mit 0,3 % verhältnismäßig gering aus. Es empfiehlt sich, die Reibung während der Identifikation der Modellparameter mit zu beachten.

4.3.5 Anschlagprüfstand

Die Anschläge der [DRK](#) begrenzen den Arbeitsbereich und sind ausgelegt, um überschüssige Bewegungsenergie ohne Zerstörung des Systems aufnehmen zu können. Die Bewegungsbereiche sind meist sehr klein bei gleichzeitig sehr hohen auftretenden Drehmomenten. Für die

Identifikation werden Winkel und Drehmoment exakt gemessen und entsprechende Testmomente vom Prüfstand (siehe Abbildung 4.32) erzeugt.



Abbildung 4.32: Anschlagprüfstand

Technisches Prinzip

Die Steifigkeit der Anschläge wird, bedingt durch deren Aufbau, als sehr hoch angenommen. Damit muss der Winkel auch bei hohen Drehmomenten sehr präzise gemessen werden. Wie bei den anderen Prüfständen ist es wünschenswert, für einen einfachen Komponentenwechsel die Winkelmessung und Drehmomenterzeugung von einer Seite der Komponente zu realisieren. Bedingt durch den kombinierten Antriebsmomenten- und Winkelmessweg ergeben sich Torsionsfehler in der Winkelmessung, welche in der Größenordnung der erwarteten Anschlagbewegung liegen. Deshalb werden der Antriebsweg und der Winkelmessweg getrennt (siehe Abbildung 4.33), was Torsionsfehler, bedingt durch das Antriebsmoment, ausschließt. Nachteilig ist die zweiteilige Anbindung hinsichtlich Konstruktionskomplexität, welche zu einen größeren Aufbau und einen aufwendigeren Komponentenwechsel führt.

Der Aktor und der Drehmomentsensor bilden eine Einheit und werden über die Luftkanalseite an die DRK angebunden. Die Verbindung erfolgt über eine Wellenverlängerung, welche

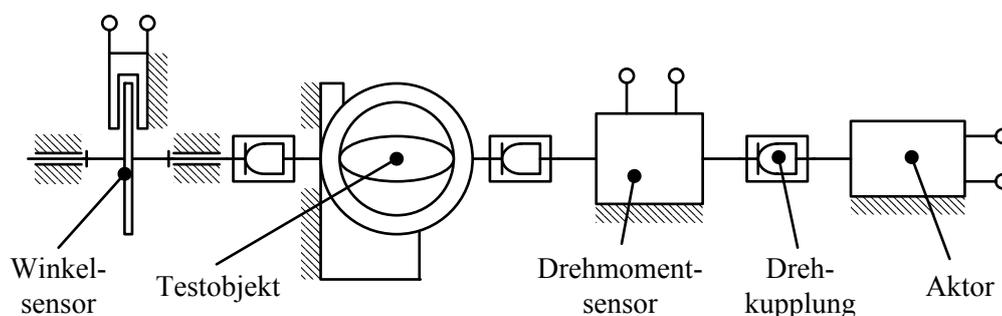


Abbildung 4.33: Technisches Prinzip des Anschlagprüfstands

den geringsten Modifikationsaufwand an der Klappe erfordert. Für die Ritzelseite wird ein Adapter entworfen, welcher die Anbindung einer Drehkupplung an das Ritzel ermöglicht. Bedingt durch die Geometrie des Ritzels kann der Adapter eine relativ große Unwucht besitzen. Um diese auszugleichen, wird eine relativ elastische Drehkupplung eingesetzt. Da nur kleine Drehmomente über solch eine Drehkupplung und den Adapter übertragen werden können, ist nur die Anbindung eines leichtgängigen Winkelsensors an das Ritzel möglich. Für den Aufbau und eine einfache Ausrichtung der Komponenten soll der Prüfstand sowohl stehend als auch liegend genutzt werden können.

Sensorik

Die Anforderungen an die Winkelsensorik entsprechen weitestgehend denen des Federprüfstands. So sind die zentralen Kriterien Leichtgängigkeit und hohe Messauflösung. Die maximale Winkelgeschwindigkeit ist mit $8,1 \text{ rad/s}$ (siehe Kapitel 2.1) relativ gering. Die Rotationsträgheit für die Identifikation ist damit ebenfalls vernachlässigbar. Daher wird auch bei dem Anschlagprüfstand auf den optischen Drehgeber ERO 1384 der Firma Heidenhain [25] zurückgegriffen und dieser direkt mit dem Echtzeitsystem verbunden.

Die Spezifikationen für das Nennmoment des Drehmomentsensors ließen sich nicht aus den DRK-Spezifikationen ableiten. Daher werden Vorversuche mit der Drehmomentsensorik und Aktorik des Getriebeprüfstands (siehe Abschnitt 4.3.4) durchgeführt. Mit Hilfe dieser Komponenten werden die Anschläge geschwindigkeitsgeregelt be- und entlastet. Zu erkennen ist, dass die Anschläge bei etwa $1,2 \text{ Nm}$ ihre Nichtlinearität weitestgehend überwunden haben (siehe Abbildung 5.19). Um eventuell höhere Momente anderer Anschläge zu erzeugen, wird ein Drehmomentsensor mit 5 Nm Arbeitsbereich gewählt. Damit kann der gleiche Sensor vom Typ 8661-5005-V0000 von Burster [17] eingesetzt werden.

Aktorik

Bedingt durch die sehr hohe Steifigkeit der Anschläge scheiden auch hier Direktantriebe zur Drehmomenteinprägung aus. Deshalb wird für den Prüfstand eine Kombination aus Gleichstrommotor und Getriebestufe ausgewählt. Die getesteten Anschläge benötigen mindestens $1,2 \text{ Nm}$ für die Vermessung. Um mögliche höhere Momente anderer Anschläge zu erzeugen, soll der Antrieb mindestens 3 Nm realisieren können. Da die dazugehörige maximale Winkelgeschwindigkeit von $8,1 \text{ rad/s}$ identisch den Anforderungen an den Getriebeprüfstand ist, wird auch hier ein identischer Getriebeantrieb verwendet. Die Einheit besteht aus einem Glockenankergleichstrommotor RE 40-148877 von Maxon Motor [54] kombiniert mit dem Planetengetriebe GP 42C-203119 von Maxon Motor [56], welches eine Untersetzung von 26:1 besitzt. Das resultierende Antriebsmoment ist mit $3,81 \text{ Nm}$ ausreichend hoch und schützt auch hier den Drehmomentsensor vor Überlast.

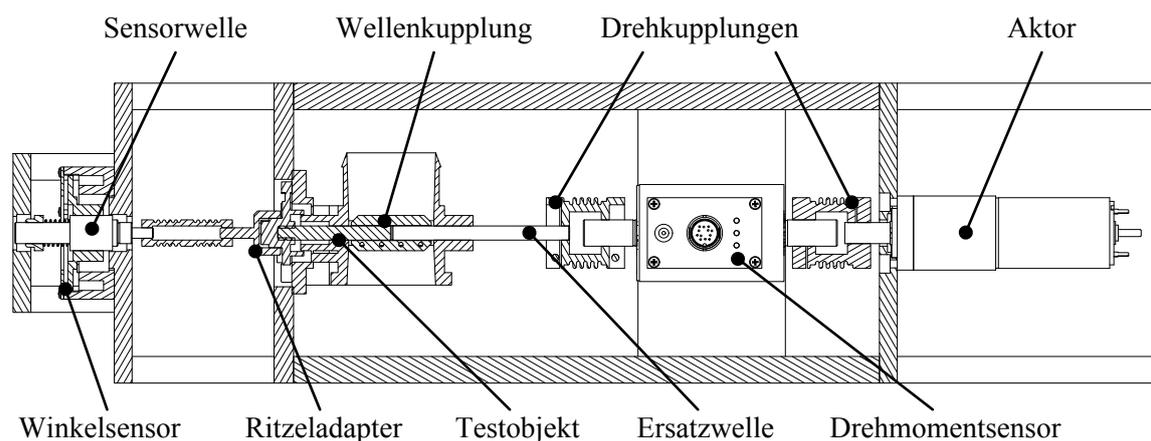


Abbildung 4.34: Zeichnung des Anschlagprüfstands

Konstruktion und Auslegung

Da die Anschläge fest in der DRK integriert sind, können sie für die Messung nicht ausgebaut werden. Deshalb wird das gesamte Gehäuse der DRK in den Prüfstand eingebaut. Die Auslegung des Anschlagprüfstands zerfällt dabei in die nahezu drehmomentfreie Winkelmesseite und die stärker belastete Drehmomentseite (siehe Abbildung 4.34). Dazwischen befindet sich die DRK, welche von der Ritzelseite her an einer Grundplatte angeschraubt wird. Damit tritt auf der Winkelmesseite keine Torsion auf. Auf der Drehmomentseite besitzt die Torsion einen vernachlässigbaren Einfluss. Alle Teile des Anschlagprüfstands sind korrosionsbeständig aus eloxiertem Aluminium und Edelstahl gefertigt.

Der Winkelsensor besitzt eine eigene gelagerte Welle. Die Lagerung samt Vorspannung ist dem Reibprüfstand nachempfunden und mit Rillenkugellagern Typ 61801 nach DIN625 ausgestattet. Die Kennwerttoleranz des verwendeten Drehmomentensensors ist mit 5 mNm angegeben und damit bleiben alle ermittelten Lagerreibmomente (siehe Tabelle 4.2) unterhalb des messbaren Bereichs. Deshalb werden geschlossene Lager mit 30 N Vorspannkraft eingesetzt, um mögliche Kräfte der Drehkupplung besser aufzunehmen. Die Anbindung des Sensors erfolgt über das Klappenritzel, welches unregelmäßig geformt ist. Für diese Form wird ein entsprechendes Adapterstück konstruiert. Trotz möglichst exakter Nachbildung der Ritzelgeometrie ist zu erwarten, dass die Rotationsachsen des Ritzels und des Adapterstücks nicht exakt fluchten. Eine Drehkupplung soll diese Fluchtungsfehler ausgleichen. Allerdings können handelsübliche Kupplungen meist nur einen Versatz im 0,1 mm-Bereich kompensieren. Der austretende Versatz ist möglicherweise größer und wird mit einer Sonderausführung ähnlich der Miniaturbalgkupplung Typ MK von R+W Antriebselemente [76] ausgeglichen. Der maximale laterale Versatz dieser Doppelbalgkupplung beträgt 0,6 mm.

Die Drehmomentseite ist ausreichend dimensioniert, um die erzeugten Momente und Kräfte aufzunehmen. Das Moment wird über die Klappenwelle auf die Anschläge übertra-

gen. Hierfür muss die Klappe von der Welle entfernt und diese zusätzlich gekürzt werden (siehe Abbildung 4.34). Den Platz der Klappe nimmt anschließend eine Wellenkupplung ein, welche die verkürzte Klappenwelle mit einer längeren Ersatzwelle erweitert. Diese geht durch das Klappenlager über die DRK hinaus und dient damit als Anbindung für die Drehmomenterzeugung. Da die Lagerung in der DRK als Nadellager auf der originalen Welle ausgeführt ist, muss die Ersatzwelle den gleichen Durchmesser und enge Tolerierung besitzen. Zusätzlich werden die Dichtungen der Klappenlager entfernt, um deren Reibeinfluss zu minimieren. An die Ersatzwelle sind der Drehmomentsensor und der Getriebeantrieb angebunden. Die Übertragung des Drehmoments und der Ausgleich von axialen, lateralen oder angularen Fehlausrichtungen geschieht über zwei Kupplungen vom Typ BKL10 von R+W Antriebselemente [75].

Validierung

Den Abschluss der Prüfstandsentwicklung bildet die Validierung des Anschlagprüfstands. Wie bei den anderen Prüfständen muss die Funktionsweise des Winkelsensors als korrekt angenommen werden. Der Einfluss der Sensorlagerreibung wurde bereits in Abschnitt 4.3.1 betrachtet. Die Lagerreibung der modifizierten Klappenlager hingegen liegt unterhalb der Drehmomentsensoraufösung und ist daher vernachlässigbar. Die Funktionstüchtigkeit des Antriebs-/Drehmomentsensorkonzepts wird im Folgenden näher betrachtet.

Plausibilisierung von Aktor- und Sensormoment

Zur Validierung der Drehmomentsensor-Aktor-Einheit soll ein Vergleich zwischen gemessenem und gestelltem Moment durchgeführt werden. Das gestellte Moment lässt sich über die Drehmomentkonstante des Antriebs inklusive der Getriebestufe ermitteln. Für diese Validierungsfahrten müssen beide Anschläge belastet werden, da ein Blockieren des Prüfstandes nicht möglich ist. Die Belastung des Anschlags findet bis zu einem Maximalmoment geschwindigkeitsgeregelt statt. Anschließend wird der Anschlag entlastet und die Messung für die andere Anschlagseite wiederholt. Die resultierenden Aktor- und Sensormomente sind in Abbildung 4.35 gegenübergestellt.

Anhand der Kennlinien ist ersichtlich, dass das Aktor- und Sensormoment gut korrelieren. Die gemessene Hysterese im Aktormoment wird durch die Reibung in der Getriebestufe hervorgerufen, welche keinen direkten Einfluss auf die Messung besitzt, jedoch das Regelverhalten des Prüfstands negativ beeinflusst. Der Anstiegsfehler zwischen mittlerer gemessener Kennlinie und Sollkennlinie beträgt 3 % und lässt auf eine leicht abweichende Motorkonstante schließen. Weiterhin spricht der lineare Anstieg zwischen den Signalverläufen für ein plausibles Messsignal des Drehmomentsensors und des Aktors.

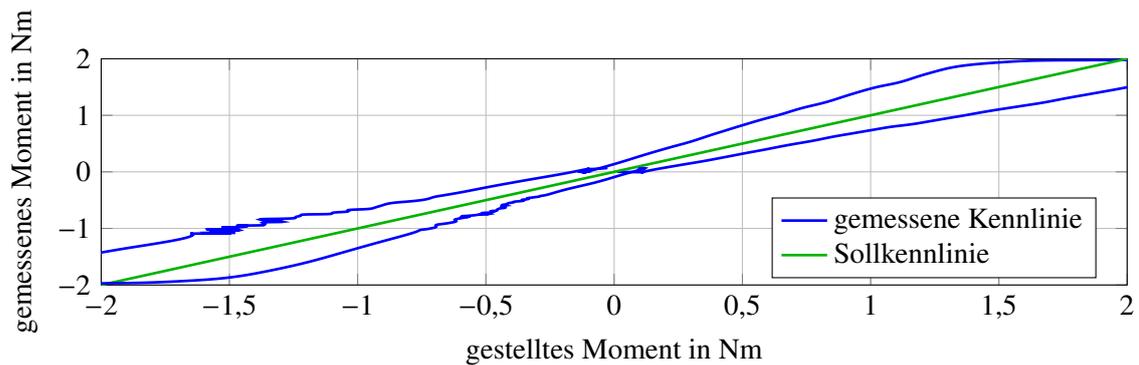


Abbildung 4.35: Kennlinie zum Aktor- und Sensormomentvergleich

4.3.6 Gesamtprüfstand

Für die Validierung des gesamten DRK-Modells ist ein Testaufbau erforderlich, in dem alle modellierten Komponenten vorhanden sind. Daher wird eine vollständige Klappe für diese Untersuchungen genutzt. In der originalen DRK kann über den internen Sensor nur der Winkel der Klappe mit geringer Auflösung gemessen werden, welche für die Validierung des Modells nicht ausreichend ist. Der Gesamtprüfstand (siehe Abbildung 4.36) beinhaltet daher zusätzliche, bessere Sensorik, um diesen Mangel auszugleichen.

Technisches Prinzip

Mit dem Gesamtprüfstand sollen sowohl die Bewegung von Klappe und Gleichstrommotor als auch die elektrischen Größen erfasst werden können. Diese elektrischen Größen können an den Anschlussklemmen des Motors oder an dem Anschlussstecker der Gesamtklappe ohne Modifikation gemessen werden. Für die Erfassung der Bewegung hingegen muss die



Abbildung 4.36: Gesamtprüfstandprüfstand

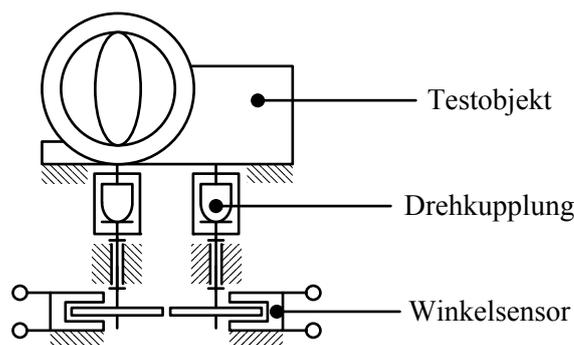


Abbildung 4.37: Technisches Prinzip des Gesamtprüfstands

Kunststoffabdeckung der Klappe entfernt werden, um die Winkelsensoren mit den Wellen der Klappe und des Motors zu verbinden. Dies hat zu Folge, dass der originale Hall-Sensor nicht mehr zur Verfügung steht.

Bei der Anbindung zusätzlicher Messtechnik ist der Einfluss auf das Verhalten der DRK dabei so gering wie möglich zu halten. Das bedeutet, dass alle zusätzlichen Komponenten an bewegten Teilen der Klappe trägheitsarm und leichtgängig sein müssen. Die übertragenen Drehmomente sind somit minimal und es benötigt keiner gesonderten Festigkeits- und Torsionsbetrachtung des Aufbaus. Wegen des kompakten Aufbaus der DRK ist eine Momenterfassung zwischen den Komponenten nicht möglich. Aus diesem Grund wird nur der Drehwinkel von Klappe und Gleichstrommotor über jeweils einen Winkelsensor erfasst. Den axialen, lateralen und angularen Achsversatz gleichen Drehkupplungen aus. Die Aktuierung des Prüfstands wird über den internen Antrieb realisiert. Abbildung 4.37 zeigt das technische Prinzip des beschriebenen Prüfstandes.

Die elektrischen Größen Strom und Spannung der DRK werden über die Leistungselektronik (siehe Abschnitt 4.2) bereitgestellt. Äquivalent zum Motorprüfstand aus Abschnitt 4.3.2, muss jeweils eine Größe vorgegeben und die andere gemessen werden. Über die Regelung im Echtzeitsystem kann wahlweise die Spannung oder der Strom in der DRK gestellt beziehungsweise gemessen werden.

Sensorik

Bei der Auswahl der Winkelsensoren wurde auf geringe Rotationsträgheit, Leichtgängigkeit und hohe Auflösung geachtet, um das Systemverhalten wenig zu beeinflussen. Die maximale Drehzahl beträgt 77 U/min auf der Klappenseite und 3080 U/min auf der Motorseite (siehe Kapitel 2.1). Die beste Übereinstimmung bietet ein geschlossener, optischer Drehgeber ROD 1080 der Firma Heidenhain [25]. Dessen Rotationsträgheit ist mit $0,5 \times 10^{-6} \text{ kgm}^2$ viel geringer als bei den ungelagerten Sensorsystemen. Allerdings wird laut Hersteller durch die Lagerung ein Reibmoment von $<1 \text{ mNm}$ erzeugt und ist damit etwas größer als bei ungelagerten Systemen. Der Einfluss der zusätzlichen Trägheit und Reibung wird in der anschlie-

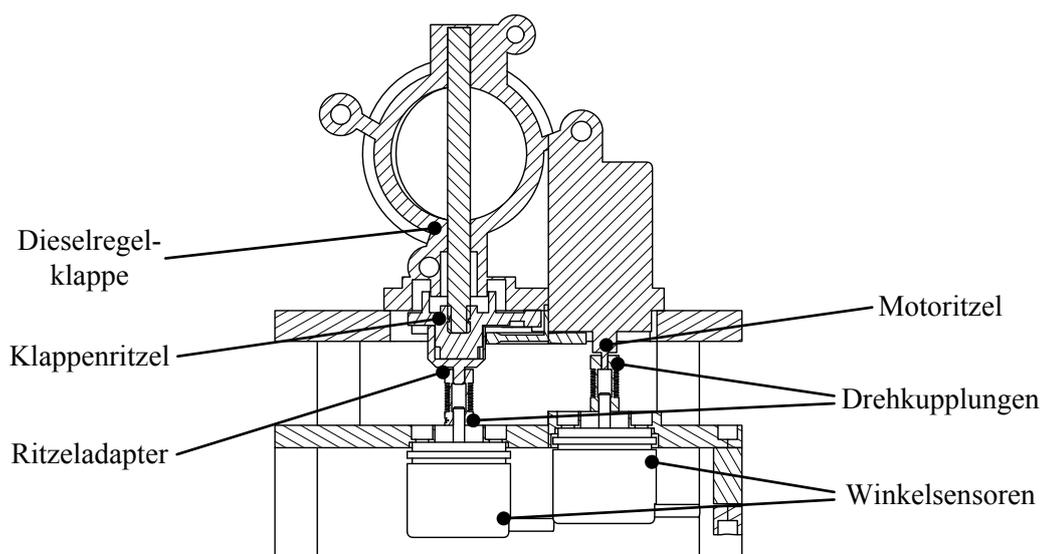


Abbildung 4.38: Zeichnung des Gesamtprüfstands

Benden Validierung untersucht. Über die Interpolation des Echtzeitsystems (siehe Abschnitt 4.1) erreicht der Sensor eine Gesamtauflösung von über 23 Bit je Vollumdrehung.

Konstruktion und Auslegung

Die Konstruktion des Gesamtprüfstands beschränkt sich auf die Aufnahme und Ankopplung der Winkelsensoren an die DRK. Die Aufnahme der Klappe beziehungsweise der Sensoren erfolgt über jeweils eine Platte, die einen definierten Abstand besitzen und an die Bauteilgeometrie angepasst sind. Standfüße komplettieren den statischen Teil des Prüfstands (siehe Abbildung 4.38).

Für die Anbindung des Gleichstrommotors wird eine entsprechende Drehkupplung direkt auf den Wellenstumpf des Motorritzels montiert. Auf der Klappenseite nimmt ein Adapter das Klappenritzel, ähnlich dem Anschlagprüfstand (siehe Abschnitt 4.3.5), auf. Bei der Auslegung des Adapters wurde auf möglichst geringe Trägheit geachtet, um das Systemverhalten wenig zu beeinflussen. Neben einem leichten Adapter ist auch bei der Auswahl der Drehkupplung auf möglichst geringe Rotationsträgheit zu achten. Daher werden Miniaturkupplungen des Typs MK1-1 der Firma R+W Antriebselemente [76] verwendet.

Validierung

Die Validierung des Gesamtprüfstands beschränkt sich auf die Untersuchung zum Einfluss der zusätzlichen Komponenten auf das Systemverhalten der DRK. Ähnlich den offenen, inkrementellen Winkelsensoren der anderen Prüfstände konnten auch bei den geschlossenen Sensoren keine Zählverluste festgestellt werden. Aus diesem Grund wird auch für diese Winkelsensoren eine korrekte Arbeitsweise angenommen.

Einfluss auf das Systemverhalten der DRK

Für die Analyse des Systemverhaltens ist eine geeignete dynamische Anregung des Systems erforderlich. Hierfür wird mit Hilfe eines Positionsreglers eine sinusförmige Bewegung mit schwellender Amplitude gefahren (siehe Abbildung 4.39 oben). Die Versuchsdurchführung

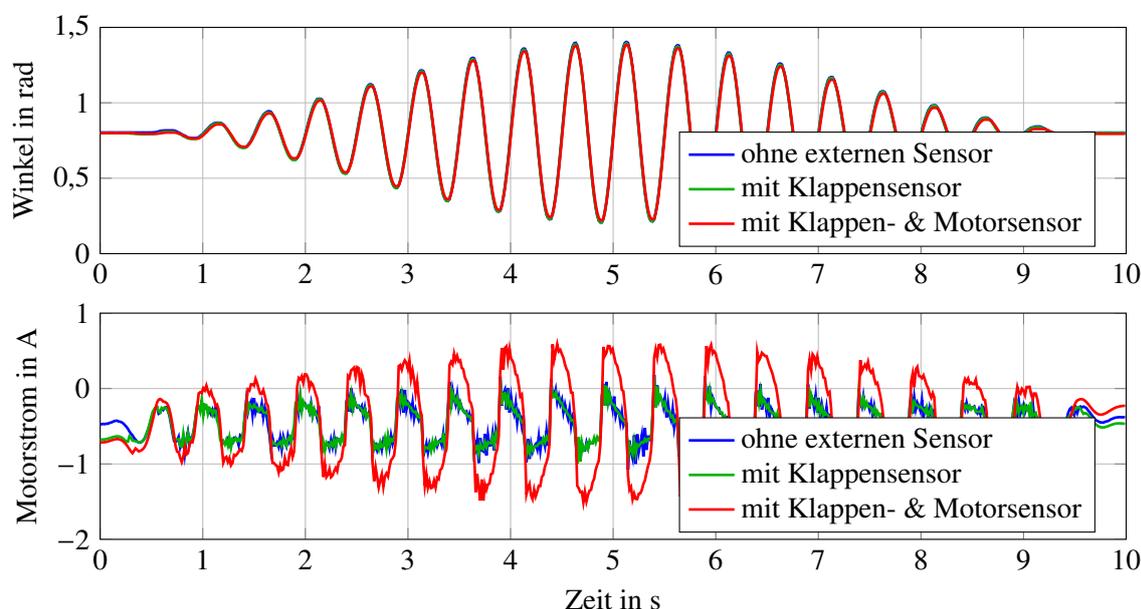


Abbildung 4.39: Winkeltrajektorie und Motorstrom zum Komponenteneinfluss

findet mit unterschiedlicher Konfiguration des Prüfstands statt. Als Referenz dient das Originalsystem mit internem Hall-Sensor und ohne zusätzliche Sensoren. Bei zwei weiteren Versuchen wird der interne Hall-Sensor gegen die optischen Sensoren des Prüfstands ersetzt. Die Regelung erfolgte dabei über das Sensorsignal des Klappensensors am Prüfstand. Bei einem der beiden Versuche wird nur der Klappensensor verwendet. Bei dem zweiten Versuch wird zusätzlich der Motorsensor mit angebunden.

Aufgrund der unterschiedlichen Sensordynamik und -auflösung von internen und externen Sensor sind die gefahrenen Verläufe bis auf minimale Abweichungen in der Ist-Winkeltrajektorie identisch (siehe Abbildung 4.39 oben). Für die Analyse wird daher der benötigte Motorstrom für die Bewegung herangezogen und ist in Abbildung 4.39 (unten) dargestellt. Da dieser proportional zum erzeugten Drehmoment ist, lässt er auf den Momenteneinfluss der zusätzlichen Komponenten schließen. Als Fehlermaß wurde der **Normalized Root Mean Square Error (NRMSE)** nach Gleichung (6.2) angewendet. Die Unterschiede im Motorstromverlauf zwischen Originalkonfiguration ohne externen Sensor und dem Aufbau mit einem externen Sensor sind mit 4,2 % gering. Der Einfluss des zweiten Sensor an dem Motorritzel hingegen ist mit 33 % sehr hoch und muss bei den Messungen beachtet werden. Daher ist es sinnvoll, wenn nicht anders notwendig, in den folgenden Analysen nur den Klappenwinkel zu erfassen.

5 Modellbildung der mechatronischen Komponenten

Gegenstand dieses Kapitels ist die mathematische Beschreibung des dynamischen **DRK**-Verhaltens. Die Modellierung findet komponentenweise statt und wird im Folgenden für die Reibung, den Gleichstrommotor, das Getriebe, die Feder und den Anschlag dargestellt. Das daraus resultierende Gesamtmodell setzt sich aus den entwickelten Teilmodellen zum vollständigen **DRK**-Modell zusammen und wird im letzten Abschnitt dieses Kapitels erläutert.

5.1 Modellierung der Reibung

Reibung tritt an allen in Kontakt stehenden Oberflächen und somit auch zwischen den beweglichen Teilen der **DRK** auf. Sie ist abhängig von vielen Parametern wie beispielsweise der Oberflächenstruktur, der Materialpaarung oder der Schmierung. Prinzipiell lässt sich die Reibung in zwei Bereiche unterteilen, den so genannten Pre-Sliding- und den Sliding-Bereich. Wirkt eine tangentielle Kraft, welche kleiner ist als die Losbrechkraft, verschieben sich die Reiboberflächen nahezu elastisch und reversibel gegeneinander (Pre-Sliding). Die aufgebrachte Arbeit wird in der Kontaktfläche gespeichert und bei Reduzierung der auslenkenden Kraft wieder freigesetzt, was eine Rückkehr der Oberflächen in ihre Ausgangsposition zur Folge hat. Wird die Losbrechkraft überschritten, beginnen die Kontaktflächen übereinander zu gleiten. Das sogenannte Sliding setzt ein und ist im Gegensatz zum Pre-Sliding nicht reversibel und als plastische Bewegung anzusehen. Dieses Verhalten und weitere Reibphänomene, wie das so genannte Frictional Lag oder der Stick-Slip-Effekt, werden in [66] näher erläutert.

5.1.1 Stand der Technik

Für die Nachbildung dieses extrem nichtlinearen Verhaltens existiert eine Vielzahl von Modellansätzen mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad. Generell kann eine Einteilung in statische und dynamische Reibmodelle vorgenommen werden. Vertreter der statischen Modellklasse sind das Coulomb-, das Stribeck [90] oder das Karnopp-Modell [46]. Diese Modelle bilden lediglich einen statischen Zusammenhang zwischen Reibkraft und Geschwindigkeit

ab und sind nicht in der Lage, das reversible Reibverhalten im Pre-Sliding-Bereich zufriedenstellend nachzuempfinden.

Dies leisten nur dynamische Modelle, denn sie besitzen eine innere Dynamik und können so reversible Zusammenhänge wiedergeben. Als erster entwickelte Dahl ein dynamisches Reibmodell [22], welches auf einer modifizierten Spannungs-Dehnungs-Kurve aus der Festkörpermechanik beruht. Das Modell ist eine Erweiterung des statischen Coulomb-Modells und kann erste Effekte des elastischen Sliding-Bereichs nachbilden. Darauf aufbauend entwarfen Canudas de Wit *et al.* das sogenannte Lund-Grenoble-Modell [18]. Die Modellvorstellung geht davon aus, dass die reibenden Oberflächen mit Borsten besetzt sind und sich damit verhaken. Diese Borsten besitzen ein elastisches Verhalten und können über eine Differentialgleichung erster Ordnung modelliert werden. Mit sechs Parametern ist das Modell verhältnismäßig einfach aufgebaut und kann trotzdem fast alle Reibphänomene abbilden. Eine rein reversible Bewegung ohne Drift hingegen kann das Modell nicht reproduzieren. Dieser Nachteil wird im elasto-plastischen Reibmodell [27] über eine modifizierte Berechnung des Borstenzustands kompensiert. Um den Übergang zwischen elastischen und plastischen Reibverhalten zu modellieren, wird eine stetige Übergangsfunktion eingeführt. Neben den dynamischen Reibmodellen mit einem inneren Zustand entstanden weitere Typen mit endlich vielen Reibelementen. Zu dessen Vertretern gehören das Generalized-Maxwell-Slip-Modell [2] oder das DNLRX-Modell [74]. Die höhere Anzahl an Reibelementen wird genutzt, um die Berechnung der Einzelemente einfach zu gestalten und über deren Kombination den Übergangsbereich zwischen elastischer und plastischer Bewegung genauer darzustellen.

Neben den physikalisch motivierten Modellen wurden auch rein datengetriebene Ansätze beispielsweise auf Basis von Neuronalen Netzen [110, 4] publiziert, auf welche hier aber nicht weiter eingegangen werden soll.

5.1.2 Verwendetes Reibmodell

In dieser Arbeit wird zur Modellierung der Lagerreibung auf das physikalisch motivierte elasto-plastische Reibmodell zurückgegriffen. Dieses stellt den besten Kompromiss zwischen Modellkomplexität und Güte des Systemverhaltens dar und diente bereits erfolgreich zur Modellierung der Reibung in elektromechanischen Aktoren [15, 13]. Des Weiteren besitzen die Parameter eine große Relation zu physikalischen Größen. Beobachtete Effekte machen es notwendig, das Modell teilweise abzuwandeln.

Der Modellansatz beruht auf der Vorstellung, dass die reibenden Oberflächen mit flexiblen Borsten besetzt sind, die sich ineinander verhaken und dadurch verformen können. Dabei besitzen die Borsten eines Reibkörpers eine unendliche Steifigkeit und bewegen sich daher nicht (siehe Abbildung 5.1). Die Borsten der anderen Seite verhalten sich wie ein Feder-Dämpfer-System und sind in unregelmäßigen Abständen und mit variierenden Längen ange-

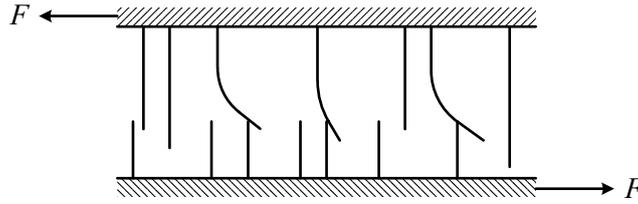


Abbildung 5.1: Borstenmodell

ordnet. Damit lassen sich die Einzelauslenkungen zu einer gesamten, mittleren Borstenauslenkung z zusammenfassen [33].

Für das vorliegende rotatorische System ergibt sich daraus ein resultierendes Reibmoment M_R nach Gleichung (5.1).

$$M_R = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{\varphi} \quad (5.1)$$

Dabei sind die Faktoren σ_0 die Steifigkeit und σ_1 die Dämpfungskonstante der Borste. Der Term $\sigma_2 \dot{\varphi}$ stellt den viskosen Reibanteil dar. Die Berechnung des Borstenzustands geschieht über die Zerlegung der Bewegung des Systems φ in eine reversible, elastische Komponente z und eine irreversible, plastische Komponente w nach Formel (5.2).

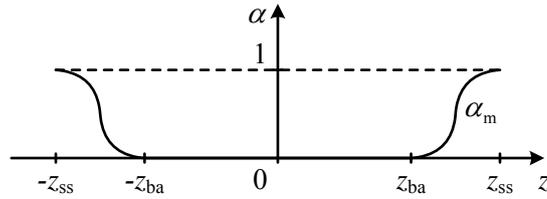
$$\varphi = z + w \iff \dot{\varphi} = \dot{z} + \dot{w} \quad (5.2)$$

Liegt die Borstenauslenkung unterhalb der Losbrech-Auslenkung z_{ba} (break-away), besteht φ ausschließlich aus der elastischen Bewegung z . Oberhalb der geschwindigkeitsabhängigen, maximalen Borstenauslenkung $z_{ss}(\dot{\varphi})$ (steady-state) findet eine rein plastische Bewegung w statt. Zwischen den beiden Schwellwerten überlagern sich beide Bewegungskomponenten. Dabei gilt $0 < z_{ba} < |z_{ss}(\dot{\varphi})|$. Zur Verknüpfung beider Reibbereiche wird in [27] die Übergangsfunktion $\alpha(z, \dot{\varphi})$ eingeführt. Mit deren Hilfe kann die Änderung der Borstenauslenkung nach Gleichung (5.3) berechnet werden

$$\dot{z} = \dot{\varphi} \left(1 - \alpha(z, \dot{\varphi}) \frac{z}{z_{ss}(\dot{\varphi})} \right) \quad (5.3)$$

Die Funktion $\alpha(z, \dot{\varphi})$ ist dabei konstant null für den rein elastischen und eins für den rein plastischen Bereich (siehe Abbildung 5.2). Der Übergang wird stetig mit $\alpha_m(z, \dot{\varphi})$ dargestellt und entspricht dem elasto-plastischen Bereich. Sie ist definiert durch

$$\alpha(z, \dot{\varphi}) = \left. \begin{cases} 0, & |z| \leq z_{ba} \\ \alpha_m(z, \dot{\varphi}), & z_{ba} < |z| < |z_{ss}(\dot{\varphi})| \\ 1, & |z_{ss}(\dot{\varphi})| \leq |z| \end{cases} \right\} \begin{array}{l} \text{sgn}(\dot{\varphi}) = \text{sgn}(z) \\ \text{sgn}(\dot{\varphi}) \neq \text{sgn}(z) \end{array} \quad (5.4)$$


Abbildung 5.2: Verlauf der Übergangsfunktion α

mit

$$\alpha_m(z, \dot{\varphi}) = \frac{1}{2} \sin \left(\pi \frac{|z| - (|z_{ss}(\dot{\varphi})| + z_{ba})/2}{|z_{ss}(\dot{\varphi})| - z_{ba}} \right) + \frac{1}{2} \quad (5.5)$$

Die Funktion $z_{ss}(\dot{\varphi})$ berücksichtigt die physikalischen und chemischen Zustände wie Temperatur, Reibpaarung oder Schmierung an den Reibflächen. Sie bildet die Obergrenze der Borstenauslenkung z im plastischen Reibbereich und wird über die Stribeck-Funktion $M_{ss}(\dot{\varphi})$ definiert [18].

$$z_{ss}(\dot{\varphi}) = \begin{cases} \frac{M_{ss}(\dot{\varphi})}{\sigma_0}, & |\dot{\varphi}| > 0 \\ \lim_{\dot{\varphi} \rightarrow 0^+} \left(\frac{M_{ss}(\dot{\varphi})}{\sigma_0} \right), & \dot{\varphi} = 0 \end{cases} \quad (5.6)$$

Die Stribeck-Funktion M_{ss} beinhaltet das Haftmoment M_H und das Coulomb-Moment M_C . Zur Beschreibung des Übergangs zwischen der Haftreibung und der Gleitreibung wird die Stribeck-Geschwindigkeit $\dot{\varphi}_s$ eingeführt. Überschreitet die Geschwindigkeit diesen Schwellenwert, dominiert die Gleitreibung, wie in Abbildung 5.3 zu sehen. Mit dem Exponenten β kann die Form des Übergangs zwischen Haft- und Gleitreibung angepasst werden. Da die Relativgeschwindigkeit als Betrag eingeht, ist die Stribeck-Funktion stets positiv und muss über eine Signum-Funktion mit einem Vorzeichen behaftet werden.

$$M_{ss}(\dot{\varphi}) = \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \left(M_C + (M_H - M_C) e^{-|\dot{\varphi}/\dot{\varphi}_s|^\beta} \right) \quad (5.7)$$

Für einen stationären Zustand mit einer konstanten Relativgeschwindigkeit ($z = z_{ss}, \dot{z} = 0$) gilt damit das Stribeck-Moment M_S nach Formel (5.8) (siehe Abbildung 5.3).

$$M_S(\dot{\varphi}) = \operatorname{sgn}(\dot{\varphi}) \left(M_C + (M_H - M_C) e^{-|\dot{\varphi}/\dot{\varphi}_s|^\beta} \right) + \sigma_2 \dot{\varphi} \quad (5.8)$$


Abbildung 5.3: Stribeck-Moment M_S

Erweiterung des elasto-plastischen Reibmodells

Nach der Identifikation der Modellparameter zeigte sich in ersten Untersuchungen eine Anomalie im Modellverhalten. Das Modell erzeugt bei Bewegungsrichtungswechseln mit hoher Winkelgeschwindigkeit ein erhöhtes Reibmoment oberhalb des Stribeck-Moments. Dies äußert sich mit einer Drehmomentspitze im Übergang vom elastischen zum plastischen Reibbereich (siehe Abbildung 5.4 grün) und ist am realen System nicht beobachtbar. Das Verhalten wird nicht durch eine zu groß gewählte Simulationsschrittweite oder durch andere numerische Probleme hervorgerufen. Der beschriebene Effekt tritt auch bei extrem kleinen Tastzeiten im Verhältnis zur Dauer der Drehmomentspitze auf.

Der beschriebene Effekt tritt bei Richtungswechseln mit gleichzeitig hohen Geschwindigkeiten auf, also wenn sich der Borstenzustand z schnell verändert. Damit kann ein Einfluss des viskosen Reibterms $\sigma_2 \dot{\varphi}$ in Gleichung (5.1) ausgeschlossen werden, da dieser unabhängig von z wirksam ist. Unter Vernachlässigung des viskosen Reibterms stellt die Stribeck-Funktion M_{ss} die Obergrenze für das Reibmoment dar. Nach Gleichung (5.3) und (5.6) wird das maximale Reibmoment im elasto-plastischen Reibmodell wie folgt definiert.

$$M_{R\max} = M_{ss} = \sigma_0 z_{ss} \quad (5.9)$$

Dahingegen wird das Reibmoment nach Gleichung 5.1 berechnet, die sich ohne den viskosen Reibanteil zu

$$M_R = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} \quad (5.10)$$

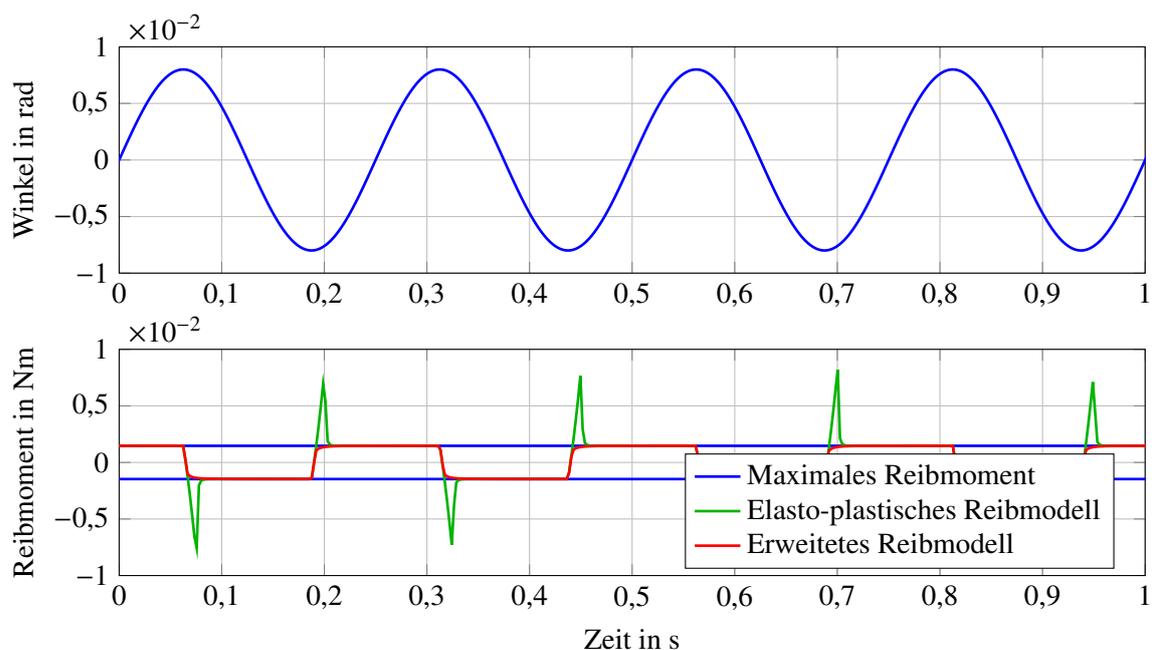


Abbildung 5.4: Reibmoment des elasto-plastischen und des erweiterten Reibmodells

vereinfacht. In dieser Gleichung ist zu erkennen, dass für den stationären Fall im plastischen Bereich ($z = z_{ss}, \dot{z} = 0$) das Reibmoment korrekt begrenzt wird. Für den Fall der schnellen Änderung des Borstenzustands hingegen kann auch unterhalb der maximalen Borstenauslenkung z_{ss} über den Term $\sigma_1 \dot{z}$ das maximale Reibmoment überschritten werden. Genau das tritt bei einem Richtungswechsel mit hoher Geschwindigkeit auf, wo sich der Borstenzustand z bis zu seiner Begrenzung sehr schnell ändert. Die dadurch erzeugte Reibmomentspitze tritt in der Realität nicht auf und sollte auch im Modell nicht erzeugt werden. Eine Möglichkeit das Problem zu vermeiden, ist die Begrenzung des Reibmoments neben dem Borstenzustand z auch abhängig von dessen zeitlicher Änderung \dot{z} zu gestalten.

In der entworfenen Modellerweiterung erfolgt daher die Begrenzung anhand der erweiterten Borstenauslenkung z_E nach Gleichung(5.11), welche z und \dot{z} gewichtet über ihre Einflussfaktoren σ_0, σ_1 kombiniert.

$$z_E(z, \dot{z}) = \frac{\sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z}}{\sigma_0}. \quad (5.11)$$

Damit erweitert sich die Differentialgleichung zur Berechnung des Borstenzustands zu

$$\dot{z} = \dot{\varphi} \left(1 - \alpha(z_E(z, \dot{z}), \dot{\varphi}) \frac{z_E(z, \dot{z})}{z_{ss}(\dot{\varphi})} \right). \quad (5.12)$$

Es ist zu erkennen, dass in diesem Fall die Gleichung umgestellt werden muss, um \dot{z} zu separieren. Hierfür bedarf es einer Anpassung der Modellgleichung (5.12) zu

$$\dot{z} = \dot{\varphi} (1 - \alpha_E(z, \dot{z}, \dot{\varphi})). \quad (5.13)$$

In der neuen Übergangsfunktion des Reibmodells $\alpha_E(z, \dot{z}, \dot{\varphi})$ wird die ursprünglich sinusförmige Funktion α_m durch eine lineare Funktion ersetzt, womit sich \dot{z} einfacher aus der Gleichung isolieren lässt. Daraus ergibt sich die erweiterte Übergangsfunktion $\alpha_E(z, \dot{z}, \dot{\varphi})$ nach Gleichung (5.4) und (5.11). Auch die Umschaltung zwischen elastischen, elasto-plastischen und plastischen Reibbereich erfolgt anhand der neu definierten Begrenzungsgröße z_E .

$$\alpha_E(z, \dot{z}, \dot{\varphi}) = \left. \begin{array}{l} 0, \\ \frac{z_E(z, \dot{z}) - \text{sgn}(\dot{\varphi})z_{ba}}{z_{ss}(\dot{\varphi}) - \text{sgn}(\dot{\varphi})z_{ba}}, \\ 1, \\ 0, \end{array} \right\} \begin{array}{l} |z_E(z, \dot{z})| \leq z_{ba} \\ z_{ba} < |z_E(z, \dot{z})| < |z_{ss}(\dot{\varphi})| \\ |z_{ss}(\dot{\varphi})| \leq |z_E(z, \dot{z})| \\ \text{sgn}(\dot{\varphi}) = \text{sgn}(z) \\ \text{sgn}(\dot{\varphi}) \neq \text{sgn}(z) \end{array} \quad (5.14)$$

Für die Modellimplementierung wurde die erweiterte Übergangsfunktion $\alpha_E(z, \dot{z}, \dot{\varphi})$ in die modifizierte Berechnung von \dot{z} nach Gleichung (5.13) eingesetzt und umgestellt zu

$$\dot{z} = \begin{cases} \dot{\varphi}, & |z_E(z, \dot{z})| \leq z_{ba} \\ \frac{\sigma_0 \dot{\varphi} (z_{ss}(\dot{\varphi}) - z)}{\sigma_1 \dot{\varphi} + \sigma_0 (z_{ss}(\dot{\varphi}) - \text{sgn}(\dot{\varphi}) z_{ba})}, & z_{ba} < |z_E(z, \dot{z})| < |z_{ss}(\dot{\varphi})| \\ 0, & |z_{ss}(\dot{\varphi})| \leq |z_E(z, \dot{z})| \end{cases} \left. \begin{array}{l} \text{sgn}(\dot{\varphi}) = \text{sgn}(z) \\ \text{sgn}(\dot{\varphi}) \neq \text{sgn}(z). \end{array} \right\} \quad (5.15)$$

Mit dem erweiterten Reibmodell lassen sich die tribologischen Phänomene in den elastischen und plastischen Reibdomänen für das Testobjekt korrekt darstellen (siehe Abbildung 5.4 rot). Die Reibmomentspitzen sind vollständig unterdrückt und die gemachten Modifikationen der Übergangsfunktion α_E haben nur sehr geringen Einfluss auf das Übergangsverhalten. Die Erweiterung der Reibmomentbegrenzung um \dot{z} verbessert damit das Modellverhalten signifikant. Allerdings ist zu erwähnen, dass die Simulationsschrittweite für die korrekte Berechnung des erweiterten Modells im Vergleich zum elasto-plastischen Reibmodell kleiner gewählt werden muss. Dies ist nötig, da sonst Oszillationen an der Grenze zum maximalen Reibmoment auftreten können.

5.2 Modellierung des Gleichstrommotors

Der untersuchte dauermagneterregte Gleichstrommotor mit mechanischer Kommutierung gehört zu der Gruppe der elektromechanischen Antriebe. Diese können sowohl im Generator- als auch im Motorbetrieb genutzt werden und dienen der Wandlung von elektrischer und mechanischer Leistung über ein Magnetfeld. Damit treten im Betrieb verschiedene elektrische, magnetische und mechanische Effekte auf. Bekannteste Zusammenhänge sind die Verknüpfung zwischen Strom und Drehmoment über die drehmomentbildende Konstante k_t beziehungsweise zwischen Drehzahl und Spannung über die spannungsbildende Konstante k_b . Weiterhin mindern verschiedene Verluste den Gesamtwirkungsgrad des Motors. Zu nennen wären hier ohmsche Verluste im elektrischen Teil, die sogenannten Eisenverluste im magnetischen Teil und Reibung im mechanischen Teilsystem. Diese und weitere Phänomene, wie das Rastmoment, sind in [63, 89] näher beschrieben.

5.2.1 Stand der Technik

In der Literatur erfährt die exakte Modellierung des Gleichstrommotors nur geringe Aufmerksamkeit. Es werden lediglich die einzelnen Phänomene im Motor genauer betrachtet, aber nicht im Zusammenhang mit dem Gesamtsystem gesehen. Das ideale Modell für die Gleichstrommaschine besteht auf der elektrischen Seite aus einem ohmschen Widerstand,

einer Induktivität und der drehzahlabhängigen Spannungsquelle [89]. Auf der mechanischen Seite sorgt das erzeugte Drehmoment über eine vorhandene Rotationsträgheit für die Bewegung des Systems. Neben den ohmschen Verlusten fallen im realen System auch Verluste in den anderen beteiligten physikalischen Domänen des Gleichstrommotors an. Im mechanischen Teilsystem sind dies die Reibverluste der Lagerung, welche oftmals mit statischen Reibmodellen abgebildet werden [104, 111, 109]. Um auch reversible Effekte der Reibung, wie das Pre-Sliding zu modellieren, werden auch dynamische Reibmodelle genutzt [13]. Auf magnetischer Seite treten Verluste durch Ummagnetisierungsenergie und Wirbelströme auf, welche zu den Eisenverlusten zusammengefasst werden. Sie werden beispielsweise in [97] analysiert. Ziel bei solchen Arbeiten ist allerdings eher der Rückschluss auf konstruktive Modifikationen des Motors, anstatt einer Abbildung des Systemverhaltens für Simulationszwecke. Ein Überblick über die Größenordnung der Verlustleistungen in einem Kleinmotor wird in [20] gegeben. Eine weitere signifikante Komponente für das Systemverhalten des Gleichstrommotors ist das Rastmoment. Es entsteht durch eine inhomogene Ausprägung des Magnetflusses und resultiert in einem periodisch schwellenden Drehmoment abhängig von der Rotorposition. Für die Berechnung des Rastmoments werden FEM-Analysen auf Basis von geometrischen Daten und Materialparametern durchgeführt [11, 113]. Diese Modelle sind wegen ihres hohen Detaillierungsgrades sehr rechenintensiv und sind daher für die dynamische Analyse eines Gesamtsystemmodells ungeeignet.

5.2.2 Verwendetes Motormodell

Aufgrund der Mängel der vorhandenen Motormodelle wird ein eigenes Motormodell entwickelt. Dieses Modell soll neben dem idealen Gleichstromantriebsmodell auch Verluste durch Reibung, Ummagnetisierung, Wirbelströme und zusätzlich das Rastmoment abbilden (siehe [14]). Hierfür wird das Modell in das elektromechanische und das elektromagnetische Teilsystem unterteilt. Der elektromechanische Teil vereint alle drehmomentbildenden Effekte, wohingegen der elektromagnetische Teil alle spannungsbildenden Komponenten abbildet. Beide Teile werden im Folgenden detailliert erläutert.

Elektromechanisches Teilmodell

Der Ansatz des elektromechanischen Modells beruht auf dem Standardmodell der Gleichstrommaschine, welche die Proportionalität des Motormoments M_{Mot} zum Motorstrom i_{Mot} über die drehmomentbildende Konstante k_t ausdrückt (siehe Gleichung (5.16)). Diese Drehmomentbildung beruht auf der Lorentzkraft, welche auf einen stromdurchflossenen Leiter im Magnetfeld wirkt.

$$M_{\text{Mot}} = k_t i_{\text{Mot}} \quad (5.16)$$

Dieses Motormoment wird genutzt, um unter anderen den Motoranker zu beschleunigen. Das Beschleunigungsmoment M_J erzeugt nach dem Eulerschen Drehimpulssatz abhängig von der Rotationsträgheit des Motorankers J_M und Drehwinkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}$.

$$M_J = J_M \ddot{\varphi} \quad (5.17)$$

Neben dem Beschleunigungsmoment M_J treten weitere Momente wie das äußere Lastmoment M_L , das Rastmoment M_{Cog} und das Reibmoment M_R auf.

$$M_{Mot} = M_J + M_L + M_{Cog} + M_R \quad (5.18)$$

Von außen wirkende Lastmomente sind in M_L vereint und werden in der untersuchten DRK durch die Rückwirkung des Getriebes erzeugt (siehe Abschnitt 5.6). Der Term M_{Cog} drückt das periodische Rastmoment (englisch: cogging torque) aus und stellt in der Antriebstechnik ein Problem dar. Dieser Effekt tritt insbesondere bei permanenten Maschinen mit Eisenkern auf, da ohne Zufuhr elektrischer Leistung ein magnetischer Fluss über den Anker fließt und ihn in eine fixe Lage zwingt. Neben Nachteilen in der Positionierung verursacht dies Resonanzen, Vibrationen oder Geräusche und kann unter bestimmten Umständen zu höherem Verschleiß oder sogar zur Zerstörung des Motors führen [11]. Daher erfolgt eine genaue Untersuchung zu den Ursachen und den Eigenschaften des Rastens im Folgenden. Der letzte Term von Gleichung (5.18) wird durch die Reibung in den Lagern und Bürsten des Motors hervorgerufen und beeinflusst ebenfalls die Positionierungsgüte der DRK stark negativ. Daher erfolgt die Modellierung des nichtlinearen Reibverhaltens auch hier mit dem erweiterten elasto-plastischen Reibmodell aus Abschnitt 5.1.2. Das vorgestellte Modell ist in der Lage, sowohl reversible als auch irreversible tribologische Phänomene abzubilden und kann somit die Reibungsverluste exakt beschreiben.

Modellierung des Rastmoments

Im realen Verlauf der magnetischen Flussdichte B bilden sich periodische Einbrüche, da die Luftspaltlänge in der Umgebung der Ankernuten sich vergrößert (siehe Abbildung 5.5). Der magnetische Fluss nimmt den Weg des geringsten magnetischen Widerstandes und fließt si-

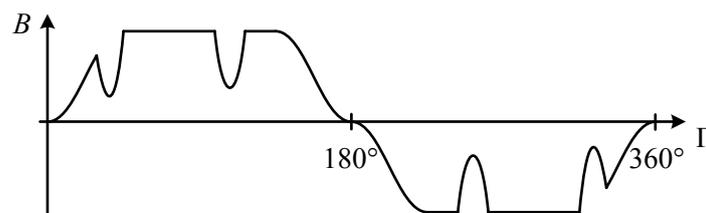


Abbildung 5.5: Qualitative Verteilung des Erregerfelds für eine Polpaarzahl $p = 1$ des untersuchten Gleichstrommotors unter Berücksichtigung der Ankernutung ($N = 5$)

gnifikant über die Ankerzähne, die Pole und das Gehäuse. In den Bereichen der Einbrüche bildet sich ein schwächeres Drehmoment aus als in den Bereichen der Zähne. Dadurch rastet der Anker in einer fixen Position ein, an der das Drehmoment im Gleichgewicht ist. Dieses periodisch schwankende Drehmoment heißt Rastmoment und ist in der Literatur genau bekannt und definiert. Es wird jedoch mit Verfahren auf Basis von Fourier-Reihen oder FEM gearbeitet. Diese Verfahren sind nicht kompatibel zu dem angestrebten dynamischen Motormodell aus Differenzialgleichungen. Zudem sind physikalische Kenngrößen der Maschine notwendig, um solche Berechnungen durchführen zu können. Diese liegen für den untersuchten Motor nicht vor. Daher wird im Folgenden die Wirkungsweise des Rastens aus den physikalischen Grundlagen hergeleitet und ein passendes Modell, welches dieses Verhalten nachbildet, entwickelt.

In Abbildung 5.5 ist für den stationären Fall die magnetische Flussdichte über der Rotorposition Γ dargestellt. In den Bereichen der Permanentmagneten ist die magnetische Flussdichte $B(\Gamma)$ konstant. An den Stellen, an denen keine Überdeckung mit den Permanentmagneten stattfindet, geht die Verteilung gegen Null. Wie zuvor erwähnt, bilden sich in den Bereichen der Ankernuten deutlich die Einbrüche der magnetischen Erregung aus (siehe Abbildung 5.5). Da das B -Feld bei $\Gamma = 180^\circ$ null ist, entfällt der Einbruch an dieser Stelle und ist somit im Verlauf nicht zu sehen. Wird der Anker um den Winkel φ weitergedreht, wandern die Einbrüche über den Verlauf der Flussdichte. Das Integral über die Flussdichte variiert.

Mit den Fluktuationen des magnetischen Flusses im Erregerfeld über die Rotation des Motorankers ändert sich auch die magnetische Arbeit W_{Mag} . Damit variiert auch dessen Veränderliche (siehe Gleichung (5.19)), welche dem Rastmoment entspricht [113, 11]. Die detaillierten Zusammenhänge zwischen der magnetischen Arbeit W_{Mag} und der Flussdichte B sind in [82, S. 27] dargestellt.

$$M_{\text{Cog}} = \frac{\partial W_{\text{mag}}}{\partial \varphi} \quad (5.19)$$

Eine Berechnung des Rastmoments M_{Cog} ergibt einen periodischen, mittelwertfreien Verlauf mit der Frequenz f_{Cog} (siehe Abbildung 5.6) und kann nach Gleichung (5.20) beschrieben werden.

$$M_{\text{Cog}} = \hat{M}_{\text{Cog}} \sin(f_{\text{Cog}}\varphi + \zeta_{\text{Cog}}) \quad (5.20)$$

Dieses Verhalten ist im realen Motor von verschiedenen Faktoren wie dem Verhältnis zwischen Magnetbreite zu Zahnkopfbreite, der Überdeckung durch die Magneten oder dem Verhältnis des Luftspalts zum Nutspalt abhängig. Es gibt eine Reihe konstruktiver Maßnahmen, die das Rastmoment minimieren können. Beispielsweise ist eine Schränkung des Ankers zu nennen. Das heißt, dass die Ankerbleche in longitudinaler Richtung um die Rotationsachse

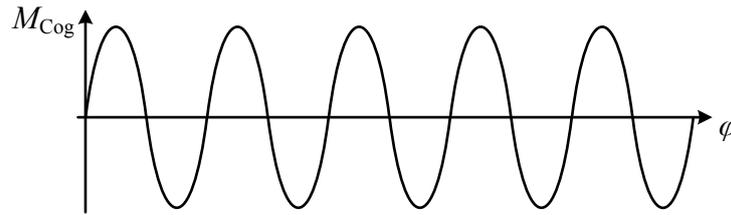


Abbildung 5.6: Qualitative Verteilung des Rastmoments des untersuchten Motors

verdreht sind. Dabei wird der qualitative Verlauf des Rastmoments kaum verändert, sondern hauptsächlich die Rastmomentamplitude reduziert.

Elektromagnetisches Teilmodell

Auch das verwendete elektromagnetische Teilmodell beruht auf dem Idealmodell der Gleichstrommaschine. Dieses bildet die Spannungsinduktion e_δ aufgrund der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ über die spannungsbildende Konstante k_b ab.

$$e_\delta = -k_b \dot{\varphi} \quad (5.21)$$

Eine weitere Komponente der Motorspannung wird von der Induktivität der Ankerwicklungen hervorgerufen. Durch die Kommutierung des Motors sind abhängig von dem Drehwinkel unterschiedliche Wicklungen im Stromfluss und erzeugen mit weiteren Feldeffekten [63] die sogenannte Streureaktanz e_σ .

$$e_\sigma = -L \dot{i}_{\text{Mot}} \quad (5.22)$$

Alle in der Gleichstrommaschine vorkommenden ohmschen Spannungsverluste sind in u_R zusammengefasst. Der ohmsche Widerstand R vereint dabei den Widerstand der Ankerwicklungen, des Bürstenübergangs und alle anderen auftretenden Kontaktierungswiderstände.

$$u_R = R i_{\text{Mot}} \quad (5.23)$$

In der Literatur werden überwiegend nur diese induzierte Ankerspannung, die Streureaktanz und die ohmschen Widerstände modelliert. Bei groß ausgeführten Gleichstrommaschinen ist dies aufgrund der hohen Leistungsumsätze und kleinen Drehzahlen oft ausreichend. In Kleinstmotoren können Effekte im Eisen hingegen signifikanten Einfluss haben. Daher wird der elektromagnetische Modellansatz um die Eisenverluste ausgedehnt.

$$u_{\text{Mot}} = u_R - e_\sigma - e_\delta + u_{\text{EC}} + u_{\text{Hys}} \quad (5.24)$$

Die Spannung u_{EC} stellt den Verlust durch Wirbelströme im Anker dar. Die Hysterese des Eisens wird in dem Spannungsabfall u_{Hys} berücksichtigt. Diese beiden Effekte sind im Folgenden erläutert.

Modellierung der Wirbelstromverluste

Bei der Ummagnetisierung des Ankerfeldes entsteht ein zeitlich veränderliches Magnetfeld, das in Abhängigkeit von der Frequenz eine elektrische Spannung im Eisen des Ankers induziert. Dadurch bilden sich elektrische Ströme im Eisen, die Wärmeverluste generieren. Sie werden als Wirbelströme (englisch: eddy current) bezeichnet [30, S. 24]. Durch die Wärmeentwicklung können Wirbelströme die Effektivität des Motors verkleinern. Neben den thermischen Verlusten erzeugen Wirbelströme ein zusätzliches magnetisches Feld, das dem Ankerfeld entgegen gerichtet ist und es somit schwächt. Als konstruktive Maßnahme zur Reduktion der Wirbelströme werden deshalb beispielsweise die Anker aus Blechpaketen hergestellt, die elektrisch isoliert sind, um so den magnetischen Fluss zu verkleinern. Abbildung 5.7 zeigt schematisch die Blechung eines Ankers und die Wirbelströme. Trotz dieser Maßnahmen können die Wirbelstromverluste nicht vollständig vermieden werden und erfordern eine Modellierung. Grundlage bildet Gleichung (5.25), welche den Zusammenhang zwischen dem elektrischen Feld der Wirbelströme $E_{EC}(y)$, der magnetischen Flussdichte B und der Ausdehnung des Ankers in Drehachsenrichtung y definiert.

$$E_{EC}(y) = \frac{dB}{dt}y \quad (5.25)$$

Über die daraus resultierende Stromdichte, geometrische und materielle Parameter des Ankers ergibt sich die Gleichung für den wirbelstrombedingten Spannungsabfall im Anker nach

$$u_{EC} = \frac{d_{Blech}^2 k_{fe} V_{fe} f^2 B^2}{24 i_{Mot}}. \quad (5.26)$$

Da der untersuchte Motor nicht weiter zerlegt werden sollte, ist eine Messung des Ankerfeldes nicht möglich. Deshalb wird die Proportionalität von $B \sim i_{Mot}$ und $f \sim |\dot{\varphi}|$ ausgenutzt

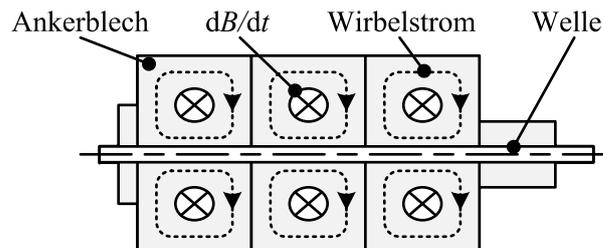


Abbildung 5.7: Blechung des Ankers und Wirbelströme

und die entsprechenden Größen in Gleichung (5.26) ersetzt. Alle anderen Konstanten und Proportionalitätsfaktoren sind im Parameter k_{EC} zusammengefasst.

$$u_{EC} = k_{EC} \dot{\varphi}^2 i_{Mot} \quad (5.27)$$

Modellierung der Hystereseverluste

Ein signifikanter Effekt bei der Magnetisierung von Eisen ist die Hysterese in der B - H -Kennlinie (siehe Abbildung 5.8). Das bedeutet, dass nach dem Abschalten des Ankerfelds einige Eisenpartikel eine restliche magnetische Flussdichte beziehungsweise eine Remanenz B_r besitzen. Zur Entmagnetisierung oder Magnetisierung wird eine Koerzitivfeldstärke H_c benötigt. Werkstoffe mit einer hohen Remanenzflussdichte, wie Permanentmagnete, werden als hartmagnetisch bezeichnet. Leicht magnetisierbare Materialien, wie Eisen, werden als weichmagnetisch charakterisiert. Die Abbildung 5.8 zeigt die Unterschiede zwischen beiden Materialien. Die eingeschlossene Fläche in der Hysteresekurve entspricht der spezifischen Arbeit w_{Hys} .

$$w_{Hys} = \oint H dB \quad (5.28)$$

Wird die spezifische Arbeit w_{Hys} über das Volumen und die Frequenz der Ummagnetisierung integriert, ergibt sich die Verlustleistung der Hysterese [63, S. 442 ff.]. Die Hysterese ist proportional zur Frequenz der Ummagnetisierung. Ändert sich die Form der Hysterese unabhängig von der maximalen Induktion, verändern sich die Hystereseverluste proportional zur quadratischen Flussdichte. Der Faktor \tilde{k}_{Hys} beschreibt, neben der beschriebenen Proportionalität des Materials, bei rotierenden Magnetfeldern die Erhöhung der Hystereseverluste. Ebenfalls fließen in diesen Faktor fertigungsbedingte Einflüsse ein, wie Material- oder Fertigungstoleranzen der Bleche. Durch das Teilen der Verlustleistung durch den Ankerstrom ergibt sich die anfallende Hysteresespannung u_{Hys} .

$$u_{Hys} = \frac{\tilde{k}_{Hys} V_{fe} f B^2}{i_{Mot}} \quad (5.29)$$

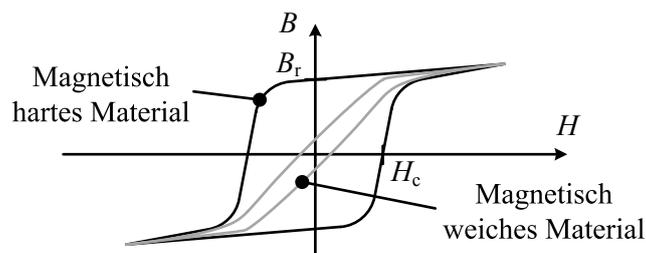


Abbildung 5.8: Magnetisierungskurve

Wie bereits erwähnt wurde, soll der Testmotor nicht zerlegt werden. Daher wird auch in diesem Fall die Proportionalität $B \sim i_{\text{Mot}}$ und $f \sim |\dot{\varphi}|$ ausgenutzt, um die Hystereseverluste zu modellieren. Die Materialkonstanten und andere Proportionalitätsfaktoren sind ebenfalls zu einem Parameter k_{Hys} zusammengefasst.

$$u_{\text{Hys}} = k_{\text{Hys}} |\dot{\varphi}| i_{\text{Mot}} \quad (5.30)$$

5.3 Modellierung der Feder

Die untersuchte Rückstellfeder der DRK ist eine Drehfeder und gehört damit zur Klasse der biegebeanspruchten Federn. Sie erzeugen abhängig von der Verdrehung ein rückstellendes Moment. Da mit dem Verdrehen der Feder eine Radiusänderung einhergeht, fällt die Moment-Winkel-Kennlinie nichtlinear aus. Des Weiteren ist die Feder ohne Windungsabstand ausgeführt. Damit treten zwischen den einzelnen Windungen Reibeffekte auf, was eine Hysterese im Drehmomentverlauf erzeugt. Diese und weitere Effekte sind in [60, 80] ausführlich erläutert.

5.3.1 Stand der Technik

Für die Modellierung von Hysterese wurden im Laufe der Zeit unterschiedliche Modelle entworfen. Eines der ersten Modelle entwickelte Preisach, um die Mechanismen in Magnetkreisen nachzubilden [69, 57, 40]. Der vorgestellte Preisach-Operator kann dabei zwischen zwei Zuständen schalten, abhängig von zwei Schwellwerten. Liegt der Eingang zwischen diesen Werten, wird der alte Ausgangswert gehalten. Über eine Kombination von endlich vielen dieser Elemente und zusätzlichen Wichtungsfunktionen, können auch kontinuierliche Übergänge realisiert werden. Dieses allgemeinere Hysteron wird in [50] vorgestellt und ist neben magnetischen Phänomenen auch auf andere physikalische Hysterese anwendbar.

Ein anderes bekanntes Hysteresemodell beruht auf dem Prandtl-Ishlinskii-Operator [68, 39]. Dieser ist dem Spiel-Operator ähnlich und wird in [12] beschrieben. Die Operatoren des Modells werden über nur eine Schwellwert-Variable angesprochen, was im Gegensatz zu den vorherigen Modellen eine analytische Kompensation für Regelungsaufgaben erlaubt [51]. Auch diese Modelle finden vielfach Anwendung bei der Modellierung von magnetischen Kreisen oder Aktoren aus intelligenten Werkstoffen (smart materials) [61, 112, 24].

Im Jahr 1967 wurde das Bouc-Wen-Modell vorgestellt [9] und später generalisiert [106, 107]. Die Berechnung des Übergangs zwischen den Hysteresekurven ist über eine Differentialgleichung realisiert und damit rechentechnisch einfach umzusetzen. Der Übergang kann über eine Vielzahl von Parameter angepasst werden, was das Einsatzspektrum des Modells stark erhöht. Allerdings gestaltet sich die Identifikation entsprechend aufwen-

diger. Durch seine Vielseitigkeit findet das Modell neben üblichen Anwendungen auch Verwendung bei variablem Systemverhalten und Klemmeffekten [6] oder biaxialen Hysteresen [67].

Alle vorgestellten Modelle sind geschwindigkeitsunabhängig, was bedeutet, dass ihr Verhalten nur vom Eingang und nicht von dessen Ableitung abhängt. Um dies zu ändern, werden die Modelle mit unterschiedlichen Ansätzen erweitert, was für das Preisach-Modell in [58, 8, 7] und für das Prandtl-Ishlinskii-Modell in [41] dargestellt ist. Das erwähnte Bouc-Wen-Modell erlaubt in seiner Form keine Geschwindigkeitsabhängigkeit. Daher wurde es für diesen Zweck über die Hammerstein-Methode in einen statischen, nichtlinearen und einen dynamischen, linearen Teil zerlegt [103]. Eine weitere Modifikation betrifft die Abbildung einer asymmetrischen Hysterese [51, 99, 88].

5.3.2 Verwendetes Federmodell

Die meisten Modelle sind als direkte Modelle ausgeführt und bilden bei mechanischen Systemen einen kraft-äquivalenten Eingang auf eine hysteresebehaftete Position am Ausgang ab. Für die Feder ist entsprechend ein inverses Modell erforderlich, welches einen Winkel zu einem hystereseabhängigen Moment modelliert. Diese Invertierung ist bei den vorgestellten Modellen teils nicht möglich. Des Weiteren besitzen viele Modellparameter meist kein physikalisches Äquivalent zu realen Größen der Feder. Für eine flexiblere Modellierung mit wenigen Parametern wird daher ein Hysteresemodell auf Basis eines Zustandsautomaten entworfen.

Das Federverhalten wird durch zwei Effekte charakterisiert. Zum einen unterscheiden sich die Drehmoment-Winkel-Kennlinien für das Verdrehen und das Entspannen. Dies entspricht einer Hysterese, bei der zu einem Eingangswert, je nach vorheriger Bewegung, unterschiedliche Ausgangswerte generiert werden. Zum anderen sind die Kennlinien jeweils nichtlinear. Beide Effekte sollen mit dem entworfenen Modell abgebildet werden und sind in Abbildung 5.9 dargestellt.

Neben den nichtlinearen Umhüllenden (Verdreh- und Entspann-Kennlinie) muss der Übergang zwischen den beiden Funktionen modelliert werden. Damit ergibt sich die beispielhaft abgebildete Hystereseschleife, welche nur in eine Richtung durchlaufen werden kann. Die

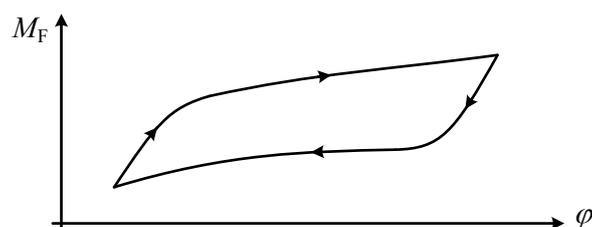


Abbildung 5.9: Nichtlineare Hysterese

Entscheidung über die aktuell genutzte Kennlinie und die Laufrichtung trifft in dem entwickelten Modell ein Zustandsautomat. Damit können die Funktionen für das Verdrehen, das Entspannen und den Übergang separiert und entsprechend frei gewählt werden. Im Folgenden sind der Zustandsautomat, die Funktionen für Umhüllende und Übergang sowie die Modellimplementierung näher erläutert.

Zustandsautomat

Die Aufgabe des Zustandsautomaten ist die Auswahl der aktuell gültigen Funktion zur Berechnung des Modellausgangs. Die Entscheidung wird abhängig vom Modelleingang getroffen. Dies ermöglicht die Verwendung unterschiedlicher Funktionen für die Abbildung der Kennlinien ohne den Zustandsautomat zu beeinflussen. Beispielsweise kann der Abstand zwischen den Umhüllenden ortsabhängig stark variieren. Ein Übergang zwischen den Funktionen bleibt davon unbeeinflusst und wird erst bei einem Richtungswechsel am Eingang ausgeführt. Dies ist mit einem Vorzeichenwechsel in der Ableitung des Eingangs $\dot{\varphi}$ gleichzusetzen. Bei der zeitdiskreten Implementierung resultiert dies in einem Vergleich zwischen dem aktuellen φ_k und dem vorherigen φ_{k-1} Eingang. Bewegt sich das System in positive Richtung, sprich der aktuelle Eingang ist größer als der alte, berechnet sich der Ausgang M_{Fk} aus der Funktion f_1 .

$$M_{Fk} = \begin{cases} f_1, & \varphi_k > \varphi_{k-1} \\ M_{Fk-1}, & \varphi_k = \varphi_{k-1} \\ f_2, & \varphi_k < \varphi_{k-1} \end{cases} \quad (5.31)$$

Für die andere Bewegungsrichtung ist f_2 aktiv. Wenn sich der Eingang nicht ändert, beziehungsweise keine Bewegung stattfindet, wird der letzte Ausgangswert gehalten. Dieses Verhalten wird mit dem Zustandsautomat nach Abbildung 5.10 realisiert.

Ein weiterer Vorteil dieses Zustandsautomaten ist ein einfacher Wechsel der Durchlaufrichtung, in der die Hysterese durchlaufen wird. Der Wechsel der Richtung kann durch das Tauschen der Vergleichssymbole in Gleichung (5.31) erfolgen. Daher ist das Modell einfach als direktes oder inverses Systemmodell anwendbar.

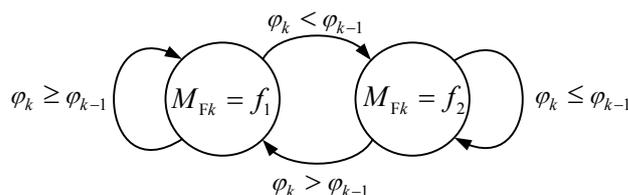


Abbildung 5.10: Zustandsautomat des Federmodells

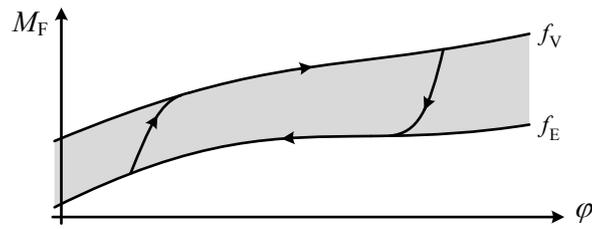


Abbildung 5.11: Funktionen für die Umhüllenden

Funktionen für die Umhüllenden

Die Umhüllenden bestehen aus der Funktion für das Verdrehen f_V sowie das Entspannen f_E der Feder. Sie begrenzen den Modellausgang auf das ortsabhängige Maximum und Minimum (siehe Abbildung 5.11 grauer Bereich). Der graue Bereich zwischen den Grenzen wird durch die Transitionsfunktion f_T definiert.

Beide Funktionen zusammen charakterisieren, neben den Ein-/Ausgangs-Kennlinien über deren Abstand zueinander, auch die Schaltdifferenz der Hysterese. Aufgrund der Zustands-umschaltung abhängig vom Modelleingang müssen die umhüllenden Funktionen lediglich einfach stetig sein.

$$\begin{aligned} f_V &\in C^0(\mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}); \\ f_E &\in C^0(\mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}) \end{aligned} \quad (5.32)$$

Für die verwendete Feder ist über einen gewissen Bereich ein annähernd lineares Systemverhalten zu erwarten [60, S. 135ff.]. Die Abweichungen dazu sind kontinuierlicher Natur und lassen sich daher sehr gut mit Polynomen nachbilden. Aus diesem Grund werden in der Arbeit polynomiale Funktion für die Modellierung der Umhüllenden genutzt.

$$f_V(\varphi) = \sum_{h=0}^n p_{V_h} \varphi^h \quad (5.33)$$

$$f_E(\varphi) = \sum_{h=0}^n p_{E_h} \varphi^h \quad (5.34)$$

Funktion für die Transition

Die Transitionsfunktion f_T beschreibt den Übergang zwischen der Verdreh- und Entspannfunktion. Im Gegensatz zum Spieloperator geschieht dies in der Realität nicht als Sprung, sondern in einem stetigen Verlauf (siehe Abbildung 5.12).

Die Form und Größe der Transition ist vom Verhalten des modellierten Systems abhängig. In dem vorgestellten Modell besteht die Funktion f_T aus zwei Teilen. Der positive Teil wird genutzt, um den Übergang von der Entspann- zur Verdrehfunktion zu überbrücken. Wie in Abbildung 5.12 zu sehen, modelliert der negative Teil von f_T den Verlauf von der Verdreh-

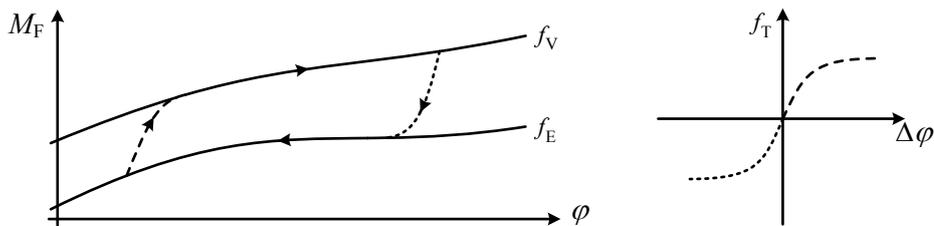


Abbildung 5.12: Transitionsfunktion

zur Entspannkurve. Es ist zu erkennen, dass mit einer im Koordinatenursprung punktsymmetrischen Funktion die Transition in beide Richtungen identisch ausfällt. Dies ist für das Modell nicht notwendig und auch asymmetrische Übergänge können realisiert werden. Um die Transitionsfunktion zu normieren, wird sie mit der aktuellen Schaltdifferenz $d_S(\varphi)$ skaliert.

$$d_S(\varphi) = f_V(\varphi) - f_E(\varphi) \quad (5.35)$$

Damit kann die Schalfunktion eingangsunabhängig auf $[-1, 1]$ begrenzt werden. Zusätzlich soll die Funktion f_T durch den Ursprung verlaufen und im Intervall $(-1, 1)$ invertierbar sein. Die Invertierbarkeit ist notwendig, um den später vorgestellten Umschaltzeitpunkt φ_U (siehe Gleichung (5.41)) zu berechnen.

$$\begin{aligned} f_T &\in C^0(\mathbb{R} \rightarrow [-1, 1]); \\ \exists f_T^{-1} &\in C^0((-1, 1) \rightarrow \mathbb{R}); \\ f_T(0) = 0; \quad f_T(\varphi) &\xrightarrow{\varphi \rightarrow +\infty} 1; \quad f_T(\varphi) \xrightarrow{\varphi \rightarrow -\infty} -1 \end{aligned} \quad (5.36)$$

Im realen Systemverhalten wird bei dem Übergang oft ein steiles Verlassen der alten Umhüllenden mit einem langsamen Konvergieren zu der neuen Umhüllenden beobachtet. Eine Funktion, welche dies nachbildet und die aufgestellten Bedingungen erfüllt, ist die Tangens-Hyperbolicus-Funktion. Diese wird daher in dieser Arbeit als Transitionsfunktion verwendet. Über den Parameter c_T kann die Breite der Transition eingestellt werden.

$$f_T(\Delta\varphi) = \tanh(c_T \Delta\varphi) \quad (5.37)$$

Modellimplementierung

Um ein kontinuierliches Systemverhalten zu realisieren, werden die Umhüllenden f_V, f_E mit der Transition f_T zu den Ausgangsfunktionen f_1, f_2 aus Gleichung (5.31) verbunden. Die

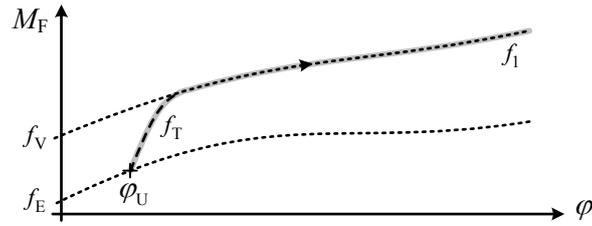


Abbildung 5.13: Ausgangsfunktionen

Ausgangsfunktionen sind wie folgt definiert

$$f_1(\varphi, \varphi_U) = f_E(\varphi) + d_S(\varphi)f_t(\Delta\varphi) \quad (5.38)$$

$$f_2(\varphi, \varphi_U) = f_V(\varphi) + d_S(\varphi)f_t(\Delta\varphi) \quad (5.39)$$

mit

$$\Delta\varphi = \varphi - \varphi_U \quad (5.40)$$

Die Ausgangsfunktion berechnet sich abhängig vom aktuellen Eingang φ und dem Umschaltunkt φ_U . Der Umschaltunkt wird bei einem Richtungswechsel des Eingangs bestimmt, also wenn die Ausgangsfunktion wechselt (siehe Gleichung(5.31)). Wie in Abbildung 5.13 zu sehen ist, ergibt der Schnittpunkt zwischen alter Umhüllender und aktueller Transition den Umschaltunkt φ_U .

Der Umschaltunkt φ_U muss sich immer auf der umhüllenden Funktion befinden, die durch die Richtungsumkehr gerade verlassen wurde. Dies ist notwendig, da die Ausgangsfunktion die Umhüllende je nach Transitionsfunktion erst im Unendlichen erreicht. Damit ist der Umschaltunkt nicht zwangsweise identisch mit dem letzten Eingangswert vor dem Richtungswechsel. Dies wird besonders deutlich bei einem Richtungswechsel in der Mitte des Schaltbereichs (siehe Abbildung 5.14).

Daher ist es im Allgemeinen nicht korrekt, den letzten Eingangswert für den Umschaltunkt zu speichern. Dieser muss über eine Extrapolation des aktuellen Punktes auf die alte Umhüllende mit Hilfe der Transition berechnet werden.

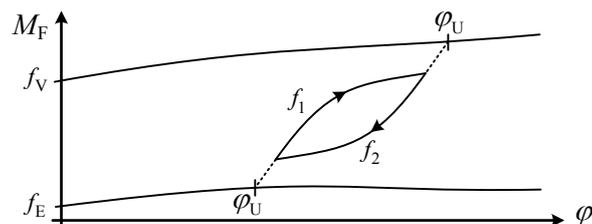


Abbildung 5.14: Bestimmung des Umschaltpunktes

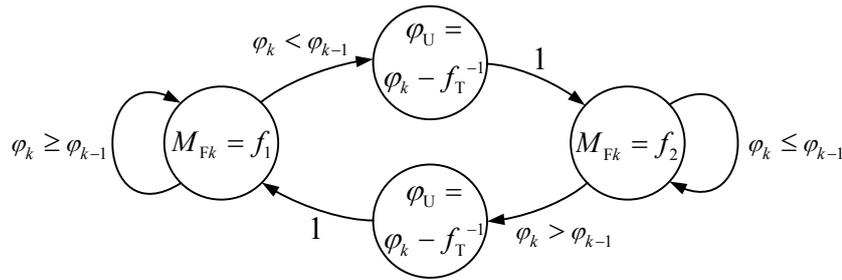


Abbildung 5.15: Implementierter Zustandsautomat

$$\varphi_U = \begin{cases} \varphi_k - f_T^{-1} \left(\frac{M_{Fk-1} - f_E(\varphi_k)}{d_S(\varphi_k)} \right), & M_{Fk-1} = f_2 \\ \varphi_k - f_T^{-1} \left(\frac{M_{Fk-1} - f_V(\varphi_k)}{d_S(\varphi_k)} \right), & M_{Fk-1} = f_1 \end{cases} \quad (5.41)$$

Nach Gleichung (5.41) kann der Umschaltpunkt φ_U über die Invertierung der Transitionsfunktion analytisch berechnet werden, was den Rechenaufwand für das Modell reduziert. Weiterhin wird der Punkt nur bei einem Richtungswechsel berechnet und ansonsten der alte Berechnungswerte genutzt. Damit kann der grundlegende Zustandsautomat aus Abbildung 5.10 zu dem implementierten Zustandsgraphen in Abbildung 5.15 erweitert werden. Der Modellausgang M_{Fk} ergibt sich dabei nach

$$M_{Fk} = \begin{cases} \sum_{h=0}^n p_{Eh} \varphi_k^h + \sum_{h=0}^n (p_{Vh} - p_{Eh}) \varphi_k^h \tanh(c_T(\varphi_k - \varphi_U)), & \varphi_k > \varphi_{k-1} \\ M_{Fk-1}, & \varphi_k = \varphi_{k-1} \\ \sum_{h=0}^n p_{Vh} \varphi_k^h + \sum_{h=0}^n (p_{Vh} - p_{Eh}) \varphi_k^h \tanh(c_T(\varphi_k - \varphi_U)), & \varphi_k < \varphi_{k-1} \end{cases} \quad (5.42)$$

mit dem Umschaltpunkt

$$\varphi_U = \begin{cases} \varphi_k - \operatorname{arctanh} \left(\frac{M_{Fk-1} - \sum_{h=0}^n p_{Eh} \varphi_k^h}{\sum_{h=0}^n (p_{Vh} - p_{Eh}) \varphi_k^h} \right) / c_T, & M_{Fk-1} = f_2 \\ \varphi_k - \operatorname{arctanh} \left(\frac{M_{Fk-1} - \sum_{h=0}^n p_{Vh} \varphi_k^h}{\sum_{h=0}^n (p_{Vh} - p_{Eh}) \varphi_k^h} \right) / c_T, & M_{Fk-1} = f_1 \end{cases} \quad (5.43)$$

Eine Geschwindigkeitsabhängigkeit konnte bei der untersuchten Feder nicht festgestellt werden (siehe Anhang B.1). Somit ist es nicht notwendig, die Parametrierung des Modell abhängig von der Eingangsänderung zu gestalten.

5.4 Modellierung des Getriebes

Getriebe werden in der Antriebstechnik genutzt, um Bewegungen umzuformen. Das verbauete Getriebe gehört zu der Klasse der gleichmäßig übersetzten Getriebe zur kinematischen

Anpassung zweier Drehbewegungen. Es ist als zweistufiges Stirnradgetriebe ausgeführt und besitzt aufgrund seiner formschlüssigen Verzahnung keinen Schlupf. Nachteilig wirkt sich diese Verzahnung auf das Getriebespiel aus, welches wegen geometrischer Toleranzen nicht vermeidbar ist. Des Weiteren besitzt die Zahninteraktion eine gewisse Steifigkeit und Dämpfung, was zu Schwingungen im Getriebe führen kann. Über die unterschiedlichen Radien der Zahnräder stellt sich ein Untersetzungsverhältnis zur Umformung von Drehzahl und Drehmoment ein. Eine Übersicht über die genannten Eigenschaften und weitere Effekte wird in [81, 65] gegeben.

5.4.1 Stand der Technik

Die Getriebemodelle können anhand der abgebildeten Eigenschaften und dem Modellierungsansatz unterteilt werden. Die erste Gruppe sind Modelle mit sogenannter Zahnelastizität. In diesem Modelltyp findet die Energiespeicherung ausschließlich über die Steifigkeit der Zahnpaarung statt. Alle anderen Getriebeteile werden als ideal steif modelliert. In verschiedenen Erweiterungen wird dabei eine variable Steifigkeit angenommen und abgebildet [34]. Neben analytischen Methoden wird die Verformung der Zähne auch mit FEM-Analysen für ein- [100] oder mehrdimensionale Fälle [91] modelliert.

Neben der Zahnverformung bilden dynamische Getriebemodelle zusätzlich Trägheit und weitere Deformationsteile mit ab. So können sowohl Wellen als auch die Lagerung nennenswerte Nachgiebigkeit besitzen und zu Schwingungen innerhalb des Getriebes führen [42]. Die Modellkomplexität ist abhängig vom Systemaufbau und kann sich in einer Vielzahl von translatorischen und rotatorischen Freiheitsgraden niederschlagen [48, 102]. Wang [101] erweiterte sein Modell später um weitere Effekte wie variable Zahnsteifigkeit, Spiel und nichtlineare Dämpfungsterme. Für die Analyse von Schwingungen stieg die Anzahl der Freiheitsgrade teilweise bis über vierzig [36] und auch hier werden FEM-Modelle [45] genutzt.

Die auch aus rechentechnischer Sicht aufwendigsten Modelle sind Modelle der gesamten Getriebeeinheit. Dabei werden neben dem intern rotierenden System auch die Nachgiebigkeit des Gehäuses oder dessen elastische Einbausituation nachgebildet [19]. Diese Aufgabe ist entsprechend komplex und kann nur noch über aufwendige FEM-Modelle gelöst werden.

5.4.2 Verwendetes Getriebemodell

Das in dieser Arbeit verwendete Getriebemodell baut auf einem dynamischen Modell nach Kahraman *et al.* [44] auf. Dieses wird jedoch an die beobachteten Phänomene und die Messmöglichkeiten angepasst (siehe [16]).

Das in der DRK verbaute zweistufige Stirnradgetriebe ist in Abbildung 5.16 schematisch dargestellt. Es besteht aus Ritzeln mit unterschiedlichem Radius r , über die das Untersetz-

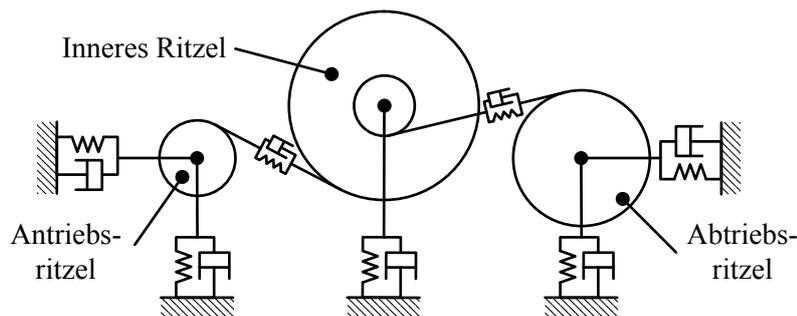


Abbildung 5.16: Schematische Ansicht des zweistufigen Getriebes

zungsverhältnis realisiert wird. Die Antriebs- (M_{An}) und Abtriebsmomente (M_{Ab}) erzeugen eine Rotation, aber auch eine Deformation des Getriebes. Diese Deformation tritt zum einen an den Zahnflanken und bei der Torsion der Wellen auf. Zum anderen erzeugen die Drehmomente über die Ritzelradien Kräfte auf die Lagerstellen und die Ritzelwellen, wodurch sich diese deformieren.

Wie bereits in Abschnitt 4.3.4 beschrieben wurde, ist die messtechnische Erfassung der Bewegungsgrößen am inneren Ritzels nicht möglich. Deshalb wird ein Modell für ein einstufiges Getriebe entworfen, welches das Ein-/Ausgangsverhalten des zweistufigen realen Systems widerspiegelt. Des Weiteren kann die Biegung der Wellen nicht gemessen und damit die Wellenbiegung und -torsion nicht separiert werden. In dem Modell wird dies mittels einer kombinierten Nachgiebigkeit, welche zusätzlich die Zahndeformation abbildet, modelliert. Aufgrund des asymmetrischen Getriebeaufbaus ist eine Steifigkeit abhängig von der Belastungsrichtung zu erwarten, was auch mit den Experimenten zur Parameteridentifikation nachgewiesen werden konnte (siehe Abbildung 6.20). Des Weiteren beinhaltet das Modell die Nachbildung der Getriebedämpfung und des Getriebespiels. Ein Schema des angepassten Getriebemodells ist in Abbildung 5.17 zu sehen. Alle elastischen, dämpfenden und spielerzeugenden Effekte sind in dem Kopplungselement zwischen den Getrieberädern zusammengefasst. Die Auslenkung der Kopplung x_K lässt sich über die Drehwinkel φ_{An} , φ_{Ab} und die dazugehörigen Getrieberadradien r_{An} , r_{Ab} berechnen. Das Verhältnis der Radien r_{Ab}/r_{An} bestimmt die Untersetzung i_G des Getriebes.

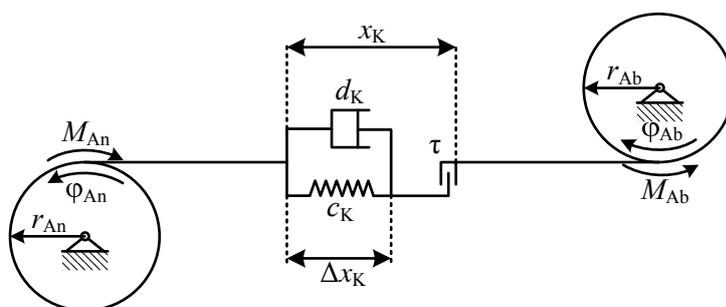


Abbildung 5.17: Schematische Ansicht des verwendeten Getriebemodells

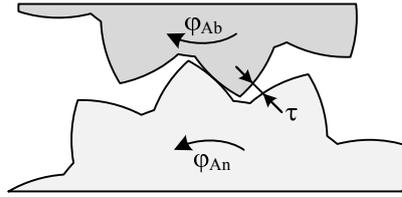


Abbildung 5.18: Getriebespiel

$$x_K = r_{An}\varphi_{An} - r_{Ab}\varphi_{Ab} \quad (5.44)$$

Der Parameter τ stellt das Spiel zwischen den Getrieberädern in Rotationsrichtung dar (siehe Abbildung 5.18). Innerhalb der Totzone τ wird keine Kraft über die Verzahnung übertragen. Außerhalb der Totzone, wenn die Ritzelzähne aufeinander aufliegen, wird das Feder-Dämpfer-Element belastet und verformt. Mit diesem Wissen kann die Auslenkung des Feder-Dämpfer-Elements Δx_K berechnet werden. Es lässt sich aus der Auslenkung der Kopplung x_K abzüglich dem Getriebespiel τ bestimmen.

$$\Delta x_K = \begin{cases} x_K + \frac{\tau}{2}, & x_K < -\frac{\tau}{2} \\ 0, & -\frac{\tau}{2} \leq x_K \leq \frac{\tau}{2} \\ x_K - \frac{\tau}{2}, & \frac{\tau}{2} < x_K \end{cases} \quad (5.45)$$

Die Kraft des Federelements ergibt sich aus der Federsteifigkeit c_K und der Auslenkung Δx_K . Diese Federsteifigkeit vereint alle elastischen Verformungseffekte des Getriebes. Kombiniert mit der Dämpfungskraft $d_K \dot{\Delta x}_K$ kann die Gesamtkraft des Kopplungsgliedes berechnet werden. Über eine Wichtung mit den Ritzelradien berechnen sich die Getriebemomente für den Eingang M_{An} und den Ausgang M_{Ab} .

$$M_{An} = -r_{An} (c_K \Delta x_K + d_K \dot{\Delta x}_K) \quad (5.46)$$

$$M_{Ab} = r_{Ab} (c_K \Delta x_K + d_K \dot{\Delta x}_K) \quad (5.47)$$

Wie bereits eingangs erwähnt wurde, ist die Elastizität abhängig von der Belastungsrichtung. Die Ursache ist der asymmetrische Aufbau des Getriebes (siehe Abbildung 5.16). Je nach Belastungsrichtung wird das innere Ritzel zwischen die beiden äußeren Ritzel gezogen oder herausgedrückt. Bei dem Hereinziehen müssen die beiden äußeren Ritzel nach außen verdrängt werden, was zusätzliche Verformungskräfte und damit eine veränderte Steifigkeit

bedeutet. In Gleichung (5.48) wird dies berücksichtigt.

$$c_K = \begin{cases} c_{K1}, & \Delta x_K < 0 \\ c_{K2}, & \Delta x_K \geq 0 \end{cases} \quad (5.48)$$

5.5 Modellierung des Anschlags

Die Anschläge der DRK begrenzen den Bewegungsbereich auf die zulässigen Schwellwerte. Sie lassen sich in zwei Teile, den oberen und den unteren Anschlag zerlegen. Bei dem Versuch, diesen Winkelbereich zu überschreiten, reagieren die Anschläge mit entsprechend hohen Gegenmomenten. Dieses hemmt die Bewegung beziehungsweise stoppt sie. Die Anschläge verhalten sich somit wie Federn mit hoher Steifigkeit, welche nur in einem sehr kleinen Winkelbereich am Rand des Bewegungsbereichs wirken. Aus diesem Grund wird für die Modellierung das in Abschnitt 5.3 vorgestellte Federmodell genutzt, wodurch der Stand der Technik in diesem Kapitel entfällt. Allerdings ist wegen des mehrteiligen Aufbaus des oberen Anschlags (siehe Abschnitt 2.6) ein stufenförmiges, nichtlineares Verhalten zu erwarten.

5.5.1 Verwendetes Anschlagmodell

Die beiden Anschläge der DRK sind aufgrund der zu erwartenden Belastungen unterschiedlich aufgebaut. In einer Vorabuntersuchung wurden die Anschläge geschwindigkeitsgeregelt be- und entlastet, um eine erste Kennlinie (siehe Abbildung 5.19) zu erhalten und das Federmodell anzupassen. Die Nachbildung erfolgt dabei in zwei separaten Teilen für unteres

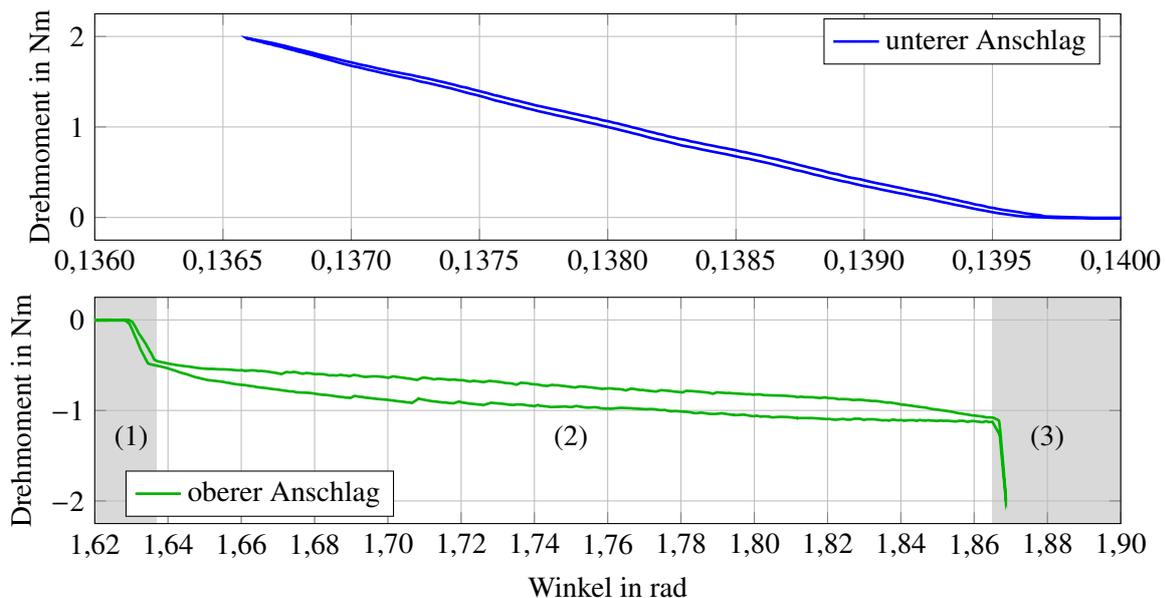


Abbildung 5.19: Kennlinie des unteren und oberen Anschlags

Anschlagmoment M_{Au} und oberes Anschlagmoment M_{Ao} . Diese beiden Momente werden zu dem gesamten Anschlagmoment M_A addiert.

$$M_A = M_{Au} + M_{Ao} \quad (5.49)$$

Der untere Anschlag besteht aus der Anschlagfläche im Klappenritzel und einem passendem Gegenstück im Druckgussgehäuse der DRK-Gehäuse. Die Elastizität des Anschlags besteht daher nur aus der Nachgiebigkeit der Kontaktstellen und ergibt eine nahezu lineare Kennlinie (siehe Abbildung 5.19). Gleiches zeigt sich im Modell, bei dem das Verhalten ab dem Schwellwert φ_{Su} über die Federkonstante c_u definiert wird.

$$M_{Au} = \begin{cases} 0, & \varphi_{Su} \leq \varphi \\ c_u (\varphi - \varphi_{Su}), & \varphi < \varphi_{Su} \end{cases} \quad (5.50)$$

Der obere Anschlag wurde bereits in Abschnitt 2.6 beschrieben und besteht aus drei Komponenten (siehe Abbildung 2.6). Der Aufbau ist schematisch in Abbildung 5.20 dargestellt und spiegelt sich in der Kennlinie aus Abbildung 5.19 wider. Die Hauptkomponente ist eine vorgespannte Drehfeder (2), welche die Energie bei zu schnellem Anfahren des Anschlags aufnimmt. Ein weiterer Teil ist die Kombination aus dem Mitnehmer für die Feder am Ritzel und der dazu gehörige Federarm (1) der Drehfeder. Der letzte Teil ist eine Ritzel-Gehäuse-Interaktion (3) ähnlich dem unteren Anschlag. Aus der geometrischen Anordnung der Komponenten ergibt sich eine Verknüpfung der Einzelfedern zu dem Gesamtsystem. Im Gesamtverhalten sind die Teile (1) und (3) an den steilen Verläufen im linken Teil (1) und im rechten Teil (3) der Kennlinie in Abbildung 5.19 zu erkennen. Der flachere Zwischenteil (2) wird von der Drehfeder dominiert.

Die Modellierung des oberen Anschlags könnte mit dem entworfenen Hysteresemodell geschehen. Allerdings wäre für die Approximation der stufenförmigen Umhüllenden zwei Polynome sehr hoher Ordnung notwendig, um die Knicke sinnvoll abzubilden. Dies führt dazu, dass die Polynome außerhalb des Identifikationsbereichs extrem steil gegen unendlich streben und das Modell in diesem Bereich unrealistische Ergebnisse erzeugt. Aus diesem Grund wird die Kennlinie stückweise aus Einzelfunktionen zusammengesetzt. Dabei ähneln sich die Komponenten (1) und (3) des oberen Anschlags sowie der untere Anschlag im Aufbau und Verhalten. Sie basieren auf der Verformung des Ritzels und des Gehäuses

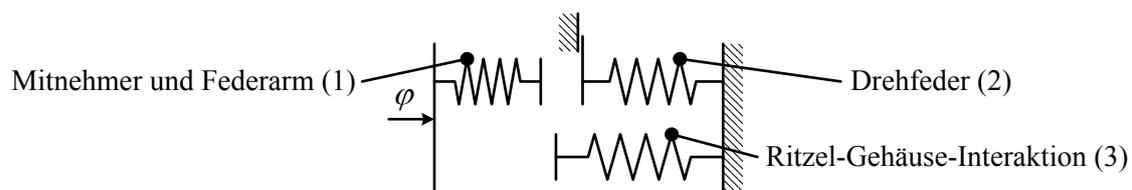


Abbildung 5.20: Schematischer Aufbau des oberen Anschlags

und weisen nahezu lineares und hysterese freies Verhalten auf. Daher werden sie im Modell auch als lineare Kennlinien implementiert. Die Drehfeder (2) hingegen erzeugt eine starke Hysterese und wird entsprechend über das hysterese behaftete Federmodell abgebildet. Das Modell für den oberen Anschlag setzt sich somit auch aus drei Teilen zusammen, die durch die Schwellwerte φ_{Soi} begrenzt werden.

$$M_{Ao} = \begin{cases} 0, & \varphi \leq \varphi_{So1} \\ c_{o1} (\varphi - \varphi_{So1}), & \varphi_{So1} < \varphi \leq \varphi_{So2} \\ c_{o1} (\varphi_{So2} - \varphi_{So1}) + M_{Ao2}, & \varphi_{So2} < \varphi \leq \varphi_{So3} \\ c_{o1} (\varphi_{So2} - \varphi_{So1}) + M_{Ao2} + c_{o3} (\varphi - \varphi_{So3}), & \varphi_{So3} < \varphi \end{cases} \quad (5.51)$$

Die Steifigkeiten c_{o1}, c_{o3} spiegeln das lineare Verhalten von Teil (1) und (3) wider. Das nichtlineare, hysterese behaftete Verhalten von Teil zwei wird von dem Anschlagmoment M_{Ao2} nach dem Federmodell aus Abschnitt 5.3 modelliert.

5.6 Gesamtmodell

Die zuvor entwickelten Teilmodelle repräsentieren das Verhalten der jeweiligen Teilkomponente der DRK. Um das Gesamtverhalten der DRK nachzubilden, müssen diese Teilmodelle zu einem Gesamtmodell zusammengeführt werden. Das Gesamtmodell ergibt sich aus der Kombination der Teilmodelle entsprechend ihrer Anordnung in der DRK aus Kapitel 2. Die Grundlage bilden zwei rotierende Massen, welche gekoppelt sind. Eine Masse stellt den Klappenmechanismus samt der Klappenwelle, der Klappe und dem Klappenritzeln dar. Die zweite bewegte Masse ist der Anker des Gleichstrommotors bestehend aus Eisenkern mit Windungen, Welle und Motorritzeln. Über das Getriebemodell werden beide Teile miteinander verbunden.

Als Grundlage für die rotatorische Bewegung der Teilsysteme dient der Eulersche Drehimpulssatz. Nach diesem bewirkt die Summe der einwirkenden Momente M_i eine zeitliche Änderung des Drehimpulses D .

$$\frac{dD}{dt} = \sum_{i=0}^n M_i \quad (5.52)$$

Der Drehimpuls ist dabei als $J\dot{\varphi}$ definiert. Für die Annahme der zeitlich konstanten Rotationssträgheit J kann Gleichung (5.52) zu

$$J\ddot{\varphi} = \sum_{i=0}^n M_i \quad (5.53)$$

umgeformt werden. Für die beiden Massesysteme der DRK werden somit zwei Bilanzen der auftretenden Momente erstellt.

Das aktuierende Drehmoment der Klappenseite ist das Abtriebsmoment des Getriebes $M_{Ab}(\varphi_M, \varphi_K)$ aus Abschnitt 5.4. Entgegen der Bewegung wirkt das Reibmoment $M_{RK}(\dot{\varphi}_K)$ der Klappenlagerung nach Abschnitt 5.1. Weitere Einflussgrößen sind das Moment der Rückstellfeder $M_F(\varphi_K)$ (siehe Abschnitt 5.3) und die Anschläge $M_A(\varphi_K)$ (siehe Abschnitt 5.5) zur Bewegungsbegrenzung.

$$J_K \ddot{\varphi}_K = M_{Ab}(\varphi_M, \varphi_K) - M_{RK}(\dot{\varphi}_K) + M_F(\varphi_K) + M_A(\varphi_K) \quad (5.54)$$

Der Motorteil wird von dem Motormoment $M_{Mot}(u_{Mot}, \dot{\varphi}_M)$ aus Abschnitt 5.2 angetrieben, welches auf der Kraftwirkung auf stromdurchflossene Leiter beruht. Davon abgezogen wird das Antriebsmoment des Getriebes $M_{An}(\varphi_M, \varphi_K)$ (siehe Abschnitt 5.4), dessen Gegenstück $M_{Ab}(\varphi_M, \varphi_K)$ den Klappenteil antreibt. Des Weiteren wirken auch das Reibmoment $M_{RM}(\dot{\varphi}_M)$ der Motorlagerung und das Rastmoment $M_{Cog}(\varphi_M)$ auf den Gleichstrommotor.

$$J_M \ddot{\varphi}_M = M_{Mot}(u_{Mot}, \dot{\varphi}_M) - M_{An}(\varphi_M, \varphi_K) - M_{RM}(\dot{\varphi}_M) + M_{Cog}(\varphi_M) \quad (5.55)$$

In der Modellimplementierung berechnen sich die Winkel φ_K, φ_M über die doppelte Integration der jeweiligen Winkelbeschleunigung (siehe Abbildung 5.21). Der Motorstrom i_{Mot}

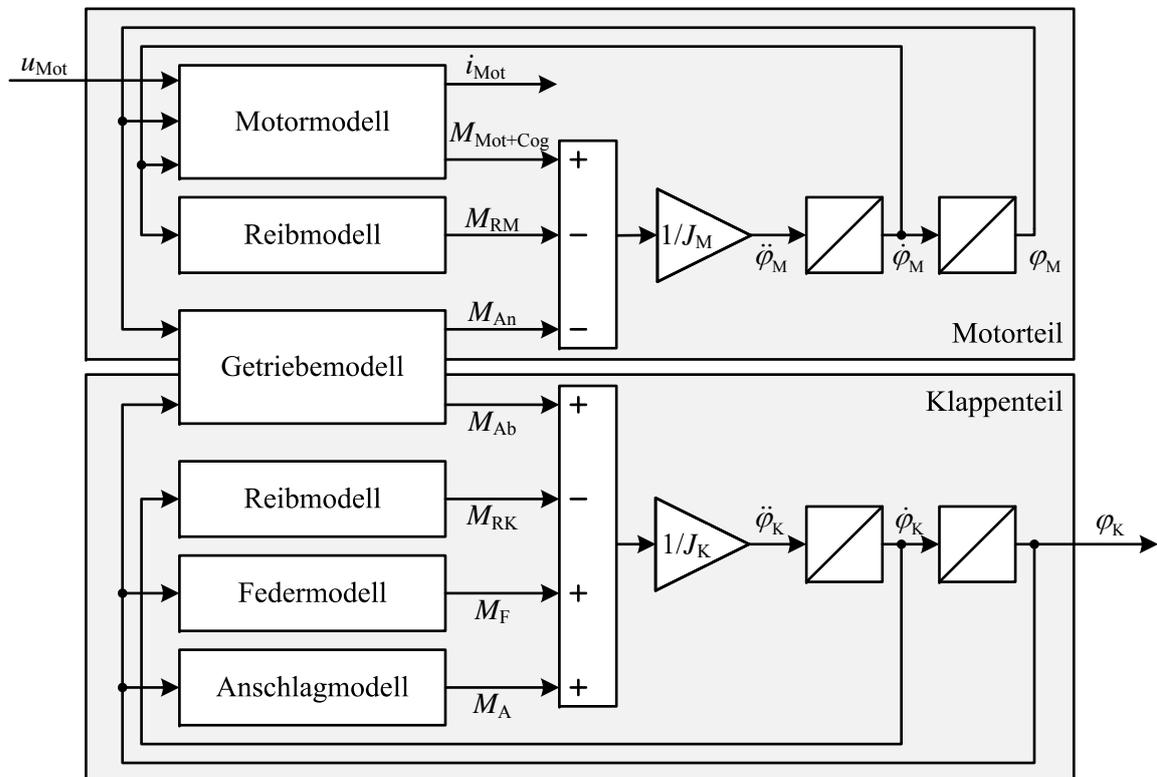


Abbildung 5.21: Struktur des Gesamtmodells

definiert sich über die Spannungsbilanz des elektromagnetischen Motormodells aus Gleichung (5.24). Wie in der realen DRK entspricht die Motorspannung u_{Mot} der Eingangsgröße und der Klappenwinkel φ_{K} der Ausgangsgröße. Eine Auflistung aller Modellparameter ist in Anhang A.1 zu sehen.

6 Parameteridentifikation und Validierung

Für die Modellierung der DRK werden neben der Modellstruktur die dazugehörige Parametrierung der Modelle benötigt. Die modellierten Effekte sind dabei in Kapitel 5 detailliert erläutert. Für die Messungen stehen die Prüfstände aus Kapitel 4 zur Verfügung. Die Identifikation findet getrennt für die einzelnen Teilmodelle der DRK statt, wohingegen der Entwurf und Ablauf der Identifikation für alle Parameter identisch ist. Zu Beginn werden geeignete Systemanregungen und Messabläufe erarbeitet, welche anschließend durchgeführt werden. Mit Hilfe der durchgeführten Messungen erfolgt die Berechnung der konkreten Modellparameter in der Auswertung. Die ermittelten Werte werden anschließend mit weiteren Messungen validiert und der Identifikationsprozess auf seine Reproduzierbarkeit hin untersucht. Diese Vorgehensweise findet sich auch in den folgenden Abschnitten wieder. Nachdem die Identifikationsabläufe validiert sind, werden diese automatisiert. Hiermit kann der Identifikationsprozess schnell und einfach für andere Bauteile wiederholt werden.

6.1 Strategie zur Parameteridentifikation

Bei der gleichzeitigen Anregung aller modellierten Effekte eines Bauteil können diese ähnliche Wirkungen haben. Durch Fehler in der Messung, beispielsweise Rauschen, lassen sich die Einflüsse nicht mehr eindeutig trennen. Dies führt dazu, dass Parameter nicht korrekt identifiziert werden. Bei der Nachbildung einer einzelnen Messungen kann dies zu einem besseren Ergebnis führen, allerdings wird für eine andere Messung in einem anderen Arbeitspunkt das Ergebnis schlechter ausfallen. Des Weiteren entsprechen die Modellparameter nicht mehr ihrem physikalischen Äquivalent. Aus diesem Grund wird der Identifikationsprozess für die einzelnen Teilmodelle getrennt und entsprechend der Modellstruktur weiter aufgeteilt.

Nach Abschluss der Messungen werden die Parameter berechnet. Dies geschieht, indem das Identifikationsproblem zu einem Optimierungsproblem umgeformt wird. Hierfür werden System und Modell mit identischen Eingangstrajektorien angeregt und das Ausgangsverhalten verglichen. Als Vergleichswert dient in dieser Arbeit ein Gütemaß Q bestehend aus der

Summe der quadratischen Fehler zwischen Systemausgang y_{System} und Modellausgang y_{Modell} für eine Messreihe mit n Werten.

$$Q = \sum_{k=1}^n (y_{\text{System}}(k) - y_{\text{Modell}}(k))^2 \quad (6.1)$$

Ein Optimierungsalgorithmus minimiert das Gütemaß anschließend über die Anpassung der Modellparameter. Durch die Aufspaltung in Einzelmessungen kann ausschließlich das für die Teilidentifikation relevante Systemverhalten angeregt werden. Somit lässt sich das zu identifizierende Teilsystemverhalten meist mit einem reduzierten, linearen Modell beschreiben. Dies ermöglicht es, die Identifikation mit direkten Optimierungsverfahren für lineare Probleme zu berechnen. Diese Methoden ermitteln das globale Optimum in nur einer Iteration, was gerade in der automatisierten Identifikation aufgrund der Schnelligkeit und Reproduzierbarkeit von großem Vorteil ist. In dieser Arbeit werden für die Lösung die Matlab-Routinen *polyfit* für eindimensionale, polynomiale Eingangsgrößen und *mldivide* für mehrdimensionale Eingangsgrößen verwendet. Beide Algorithmen lösen das Optimierungsproblem nach der „Methode der kleinsten Quadrate“ nach Gauß [31] oder auch lineare Regression genannt. Für die restlichen nichtlinearen Teilprobleme, welche sich nicht weiter zerlegen lassen, wird die Simplex-Suche nach Nelder und Mead [64] genutzt. Die Matlab-Funktion *fminsearch* realisiert diesen Algorithmus.

Anschließend an die Identifikation wird das jeweilige Modell mit den dazugehörigen identifizierten Parametern in separaten Messungen validiert. Die Validierungsmessungen unterscheiden sich von den Identifikationsmessungen in der Art der Ansteuerung oder der gewählten Trajektorie. Für die quantitative Bewertung wird der **Normalized Root Mean Square Error (NRMSE)** genutzt.

$$\text{NRMSE} = \frac{\sqrt{\sum_{k=1}^n (y_{\text{System}}(k) - y_{\text{Modell}}(k))^2 / n}}{y_{\text{System max}} - y_{\text{System min}}} \times 100 \% \quad (6.2)$$

Der normalisierte Fehler wird genutzt, da die Validierung der Modelle mit stark variierenden Trajektorien stattfindet. Zudem werden verschiedene Messgrößen, wie Drehmoment und Spannung, verglichen. Aus diesem Grund ist ein absolutes Fehlermaß wenig aussagekräftig, da hierbei kein Bezug zu den Maximalwerten der Messgröße besteht.

Eine weitere Bewertung des Identifikationsprozesses findet über die Analyse der Reproduzierbarkeit statt. Hierfür werden sowohl Messung als auch Auswertung für jeden Parameter 20-mal wiederholt und die ermittelten Parameter für jede Messung in Anhang A.1 gegenübergestellt.

6.2 Identifikation der Reibmodellparameter

Die Trennung in elastischen und plastischen Reibbereich entspricht den gemachten Beobachtungen und kann somit auch bei der Parameteridentifikation des Reibmodells ausgenutzt werden [13, 15]. Hierfür ist es wichtig, zuerst das Verhalten im Losbrechbereich zu identifizieren, da dieser die Grenze zwischen elastischem und plastischem Verhalten darstellt. Anschließend erfolgt die Ermittlung der Modellparameter im jeweiligen Reibbereich mit Hilfe angepasster experimenteller Untersuchungen am Reibprüfstand (siehe Abschnitt 4.3.1). Die im Folgenden dargestellten Messungen sind an der Lagerung des Klappenmechanismus aufgenommen.

6.2.1 Messung und Auswertung

Die Modellierung der Reibung mit dem elasto-plastischen Reibmodell zerfällt in den elastischen und den plastischen Reibbereich. Um diese beiden Teilbereiche zu analysieren, ist es notwendig, zu Beginn den Übergang zwischen den beiden Reibbereichen zu ermitteln.

Losbrechbereich

Charakteristisch für diesen Übergang ist die Losbrech-Borstenauslenkung z_{ba} , bei der eine erste plastische Bewegung zu beobachten ist. Unterhalb dieser Borstenauslenkung liegt ein rein elastisches Verhalten vor. Das bedeutet, das Reibmodell verhält sich wie ein lineares Feder-Dämpfer-System. Nachdem z_{ba} überschritten wird, liegt ein Mischverhalten aus elastischen und plastischen Reibeffekten vor. Diese können nicht mehr exakt voneinander getrennt werden und lassen somit kaum Rückschlüsse auf das Losbrechen zu. Zur Lösung des Problems wird in dieser Arbeit der Losbrechbereich aus dem Stillstand heraus ermittelt. Unter dieser Voraussetzung kann der Initialzustand der Borstenauslenkung als

$$\varphi(t_0) = z(t_0) = 0 \quad (6.3)$$

angenommen werden. Dies hat den Vorteil, dass die Borstenauslenkung z gleich der Auslenkung φ ist. Anschließend wird das System mit einem steigenden Moment angesteuert. Die Systemreaktion hierauf ist eine annähernd proportionale Winkelauslenkung. Der Übergang zum elasto-plastischen Reibbereich ist fließend und ist an einer überhöhten Winkelreaktion zu erkennen. Um diese Reaktion eindeutig zu erkennen, steigt das Testmoment nicht monoton an, sondern oszilliert periodisch zwischen null und dem Maximalwert. Die Amplitude steigt dabei exponentiell an (siehe Abbildung 6.1).

Die Systemantwort auf die Drehmomenttrajektorie ist in Abbildung 6.1 unten zu sehen. Solange die Auslenkung klein genug ist, befindet sich das System im elastischen Reibbereich. Dies ist daran zu erkennen, dass die Winkeltrajektorie immer wieder annähernd auf

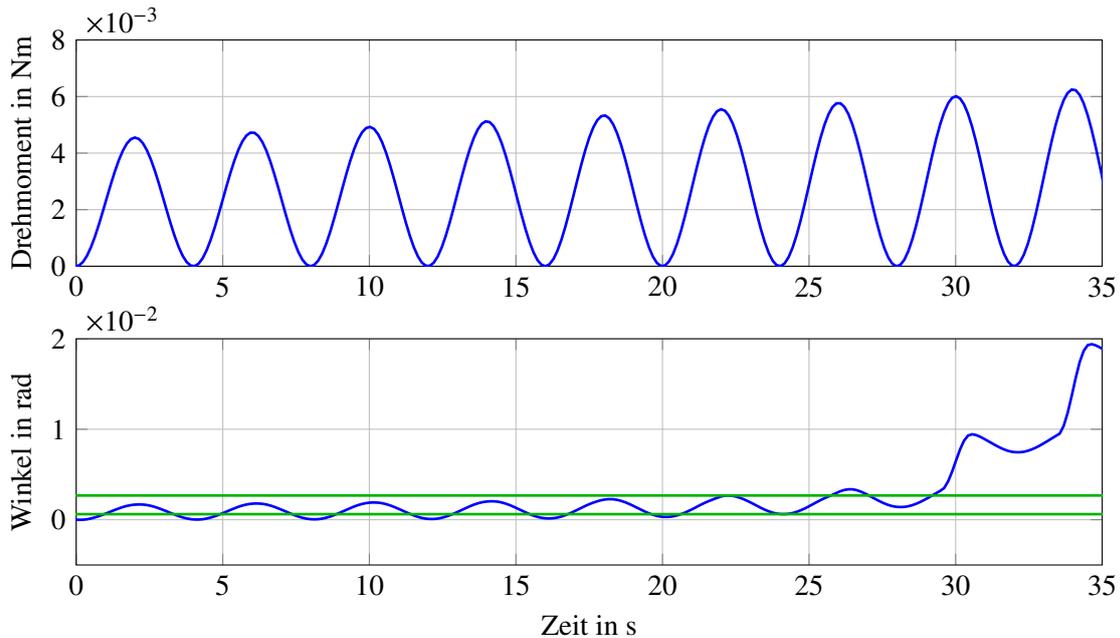


Abbildung 6.1: Drehmomenttrajektorie und Drehwinkel für den Losbrechbereich

ihren Ausgangswert zurückgezogen wird. Die erkennbare minimale Drift ist auf das Reibverhalten der Gummi-Dichtung zurückzuführen, welches nie vollständig schlupffrei ist [28]. Überschreiten die Borsten in einer Periode die Losbrech-Auslenkung z_{ba} , kommt es zu einer irreversiblen Verschiebung. Dies ist daran zu erkennen, dass der Winkel nach Abnahme des angreifenden Moments nicht mehr in seine Ausgangsposition zurückkehrt. Aus der Winkeldifferenz zwischen minimaler und maximaler Auslenkung der letzten Periode im Haftbereich berechnet sich z_{ba} (Abbildung 6.1 grün).

In den Experimenten hat sich gezeigt, dass eine Drehmomentsteigerung von 1 % je Periode zu optimalen Ergebnissen führt. Da die letzte Periode vor dem Losbrechen zur Berechnung von z_{ba} genutzt wird, beschränkt sich der maximale Fehler auf unter 1 %. Weiterhin wird durch die exponentielle Steigerung ein schnelles Erreichen des Losbrechbereichs sichergestellt.

Plastischer Reibbereich

Die Eigenschaften des plastischen Reibbereichs werden hauptsächlich durch das Stribeck-Moment $M_S(\dot{\varphi})$ nach Gleichung (5.8) bestimmt, welche im Folgenden nochmals dargestellt ist.

$$M_S(\dot{\varphi}) = \text{sgn}(\dot{\varphi}) \left(M_C + (M_H - M_C) e^{-|\dot{\varphi}/\dot{\varphi}_s|^\beta} \right) + \sigma_2 \dot{\varphi}$$

Diese beschreibt den statischen Zusammenhang zwischen Reibmoment und Winkelgeschwindigkeit. Ein besonderes Kennzeichen der Stribeck-Kurve ist der Übergang von Haft-

zu Coulomb-Reibung, welche in Höhe und Breite über drei Parameter definiert wird. Weiterhin bildet die Stribeck-Kurve auch die viskosen Reibanteile mit ab.

Das Reibmoment ist dabei nur abhängig von der Winkelgeschwindigkeit. Eine Möglichkeit für die Messung mit einem kontinuierlichen Geschwindigkeitsverlauf sind sogenannte Auslaufversuche. Hierbei wird das Testobjekt auf eine maximale Geschwindigkeit beschleunigt und danach der Antrieb abgeschaltet. Durch die Reibung nimmt die Geschwindigkeit kontinuierlich ab und das Beschleunigungsmoment M_J ist äquivalent dem Reibmoment M_R . Bei der untersuchten Lagerung ist die Massenträgheit verhältnismäßig gering gegenüber der Reibung, was zu hohen Beschleunigungen und damit zu einer sehr kurzen Messdauer bis zum Stillstand führt. Aus diesem Grund kann gerade der relevante, niedrige Geschwindigkeitsbereich nicht ausreichend aufgelöst werden. Die Ermittlung der Stribeck-Kurve erfolgt daher über eine andere Messstrategie auf Basis von mehreren Messpunkten. Hierfür wird ein definierter Winkelbereich mit konstanter Geschwindigkeit verfahren (siehe Abbildung 6.2). Dies geschieht im positionsgeregelten Betrieb mit an die Geschwindigkeit angepassten Reglerparametern. Da bei diesem Experiment keine Beschleunigungen auftreten, ist die Annahme zulässig, dass das Aktormoment M_{Aktor} dem Reibmoment M_R für die jeweilige Geschwindigkeit entspricht. Dieser Versuch wird für eine endlich Anzahl an Geschwindigkeiten wiederholt und die Gesamtheit der Datenpaare aus Winkelgeschwindigkeit und zugehörigem Reibmoment bilden die gemessene Stribeck-Kurve in Abbildung 6.3.

In die gemessene Kurve wird mittels Simplex-Verfahren die Modellkurve eingepasst und damit die entsprechenden Parameter M_H , M_C , $\dot{\varphi}_s$, σ_2 des plastischen Reibbereichs ermittelt. Der Formparameter β wird vor der Optimierung festgelegt und in dieser Arbeit zu $\beta = 2$

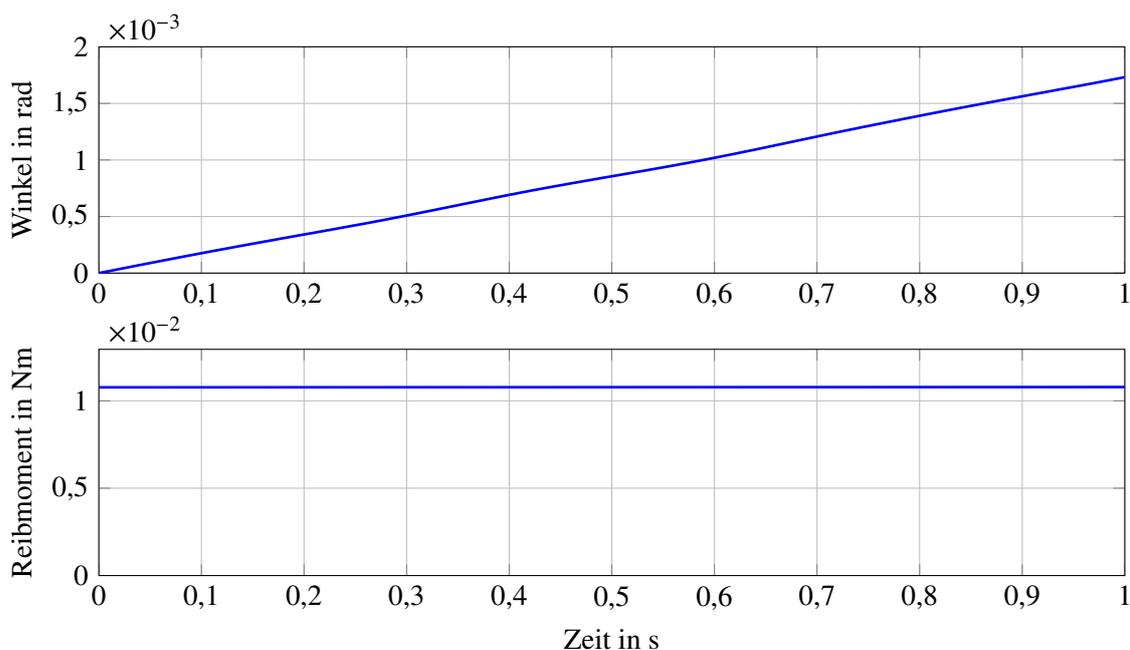


Abbildung 6.2: Winkeltrajektorie und Drehmomentverlauf für den plastischen Reibbereich

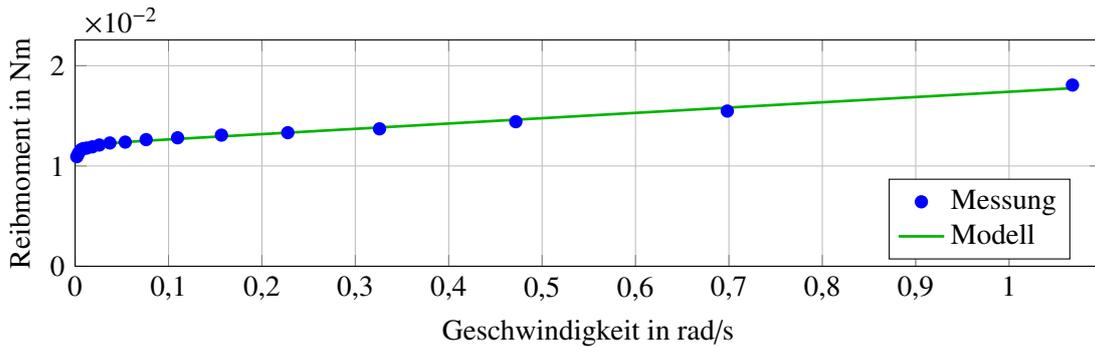


Abbildung 6.3: Stribeck-Kurve

gewählt. Wiederholungen des Versuches ergaben, dass die so ermittelte Stribeck-Kurve reproduzierbar ist (siehe Anhang A.1.1). Allerdings schwankt der Parameter $\dot{\varphi}_s$ stärker als andere Parameter. Dies deutet zum einen darauf hin, dass der Parameter nur geringen Einfluss auf das identifizierte Verhalten besitzt. Zum anderen kann der Parameter aus mehreren Identifikationsdurchläufen gemittelt werden, um die Reproduzierbarkeit zu erhöhen.

Elastischer Reibbereich

Nachdem die Größe des elastischen Reibbereichs mittels z_{ba} und die Parameter des plastischen Bereichs bestimmt wurden, kann mit der Identifikation der elastischen Modellparameter begonnen werden. In diesem Bereich ist die Borstenauslenkung z gleich der Winkelauslenkung φ und damit kann die Reibmomentgleichung (5.1) für den elastischen Bereich vereinfacht werden.

$$M_R = \sigma_0 \varphi + (\sigma_1 + \sigma_2) \dot{\varphi} \quad (6.4)$$

In Gleichung (6.4) ist eine Abhängigkeit des Reibmoments M_R von dem Drehwinkel φ und der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ zu erkennen. Somit müssen beide Größen in der Messtrajektorie angeregt werden. Zur Bestimmung der Parameter wird die Trajektorie der Losbrechexperimente genutzt. Diese bildet bis zum Erreichen des Losbrechens z_{ba} den elastischen Reibbereich ab. Zum anderen erzeugt der harmonische Winkelverlauf eine gute Anregung von Winkel und Winkelgeschwindigkeit. Die zusätzlich erzeugte Winkelbeschleunigung wird dabei gering gehalten und erzeugt über die geringe Rotationsträgheit des Messaufbaus keine nennenswerten Zusatzmomente. Mit diesem Wissen über die Losbrechschwelle wird aus dem gemessenen Winkelverlauf der Bereich mit einer möglichst großen elastischen Winkelauslenkung isoliert (siehe Abbildung 6.4). Dieser Bereich eignet sich optimal für die Bestimmung des Parameters σ_0 unter Nutzung der maximalen Winkelauslenkung. Weiterhin ist in diesem Bereich auch die Winkelgeschwindigkeit am größten, welche für die Bestimmung der Parameter $(\sigma_1 + \sigma_2)$ benötigt wird.

Für die Identifikation der elastischen Reibparameter wird der Winkelverlauf um seinen Offset und einen linearen Trend bereinigt, welche durch das minimale Driften des Systems

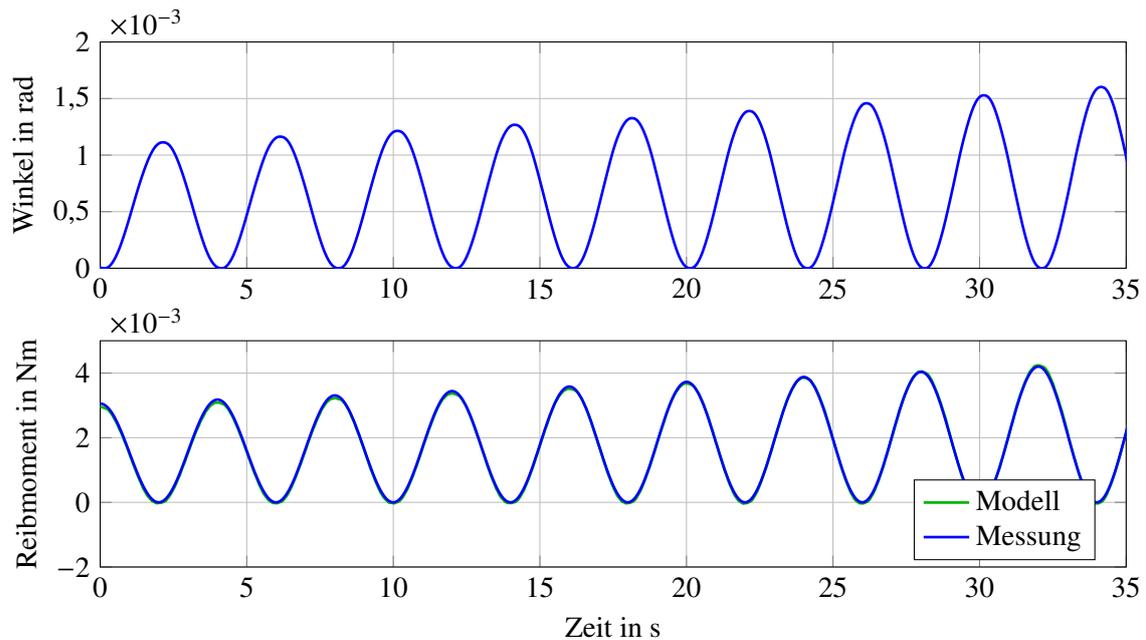


Abbildung 6.4: Winkelverlauf und Drehmomenttrajektorie für den elastischen Reibbereich

entstehen. Die numerische Differentiation des korrigierten Winkelverlaufs ergibt das benötigte Geschwindigkeitsprofil. Die gesuchten Parameter $\sigma_0, \sigma_1 + \sigma_2$ werden anschließend über Optimierung der Modellreaktion im Sinne der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt. Der Parameter σ_2 ist bereits aus der Identifikation des plastischen Bereichs bekannt und somit kann σ_1 isoliert werden. Die Reproduzierbarkeit der Identifikation ist in Anhang A.1.1 dargestellt.

6.2.2 Validierung

Abschließend wird das identifizierte Reibmodell mit weiteren Versuchen an dem Reibprüfstand validiert. Hierfür findet ein Vergleich zwischen Realität und Modell mit identischer Anregung statt. Ähnlich der Identifikation wird die Validierung in den plastischen und den elastischen Reibbereich getrennt. Als Gütemaß wird der vorgestellte mittlere, normalisierte Fehler nach Gleichung (6.2) angewendet.

Plastischer Reibbereich

Für die Validierung des plastischen Reibbereichs wird eine Winkeltrajektorie nach Abbildung 6.5 genutzt. Diese wird positionsgeregelt abgefahren und beschreibt einen Abbremsvorgang. Des Weiteren ist der Verlauf stetig und differenzierbar und somit treten keine Geschwindigkeitssprünge beziehungsweise beachtenswerte Beschleunigungen auf. Der Abbremsvorgang muss geregelt realisiert werden. Ansonsten ist die Messdauer durch die geringe Rotationsträgheit zu kurz, wie bereits in Abschnitt 6.2.1 erwähnt wurde. Weiterhin deckt die Trajektorie den relevanten Geschwindigkeitsbereich der Stribeck-Kurve ab.

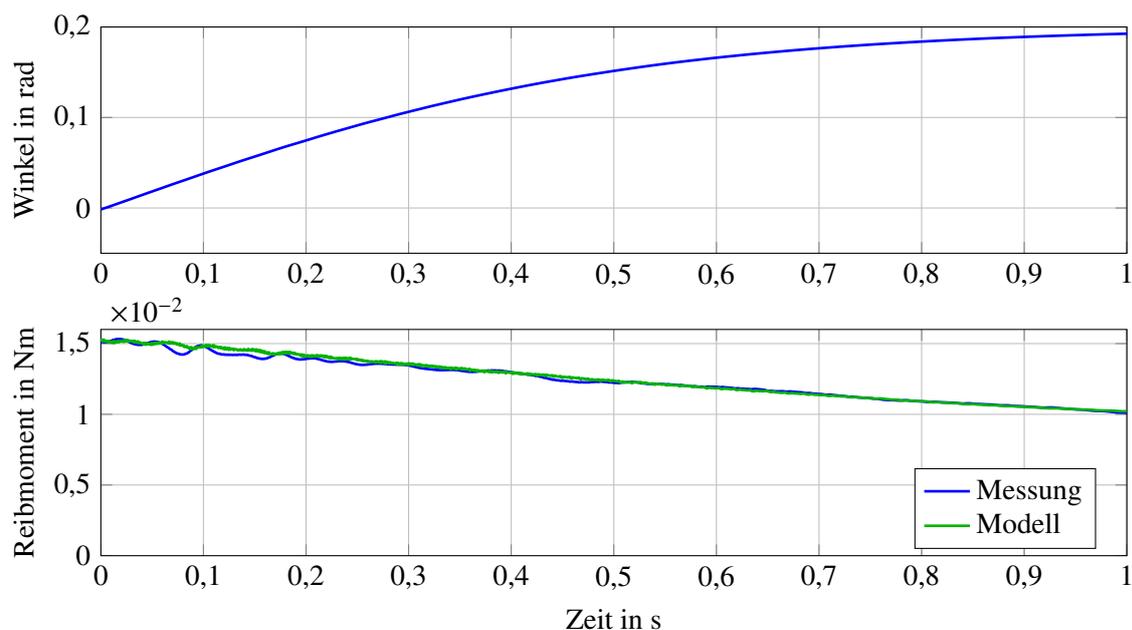


Abbildung 6.5: Winkeltrajektorie und Drehmomentverlauf für die Validierung des plastischen Reibbereichs

Der Geschwindigkeitsverlauf berechnet sich über die Differentiation der gemessenen Winkeltrajektorie. Mit dem Geschwindigkeitsprofil wird anschließend das identifizierte Reibmodell angeregt. In Abbildung 6.5 sind sowohl das gemessene Reibmoment als auch der Modellausgang des Reibmodells dargestellt. Eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Modell und Realität ist erkennbar. Der berechnete NRMSE beträgt 3,1 %.

Elastischer Reibbereich

Um den elastischen Reibbereich zu validieren, wird ebenfalls eine winkelgeregelte Trajektorie genutzt. Diese bildet den elastischen Bereich sowohl für verschiedene Auslenkungen als auch unterschiedliche Winkelgeschwindigkeiten ab und ist in Abbildung 6.6 dargestellt. Aufgrund der vernachlässigbaren Beschleunigung kann auch hier das Aktormoment gleich dem Reibmoment angenommen werden.

Auch für diesen Fall ergibt sich der Modelleingang aus der zeitlichen Ableitung der Winkelmessung. Die Modellantwort auf diese Anregung und das gemessene Reibmoment sind in Abbildung 6.6 dargestellt. Das Rauschen der Signale ist verhältnismäßig höher als im plastischen Bereich, da die verwendeten Winkelbereiche im elastischen Reibbereich sehr klein sind. Allerdings ist auch hier mit einem NRMSE = 3,6 % eine sehr gute Übereinstimmung des Modells mit der Realität zu erkennen.

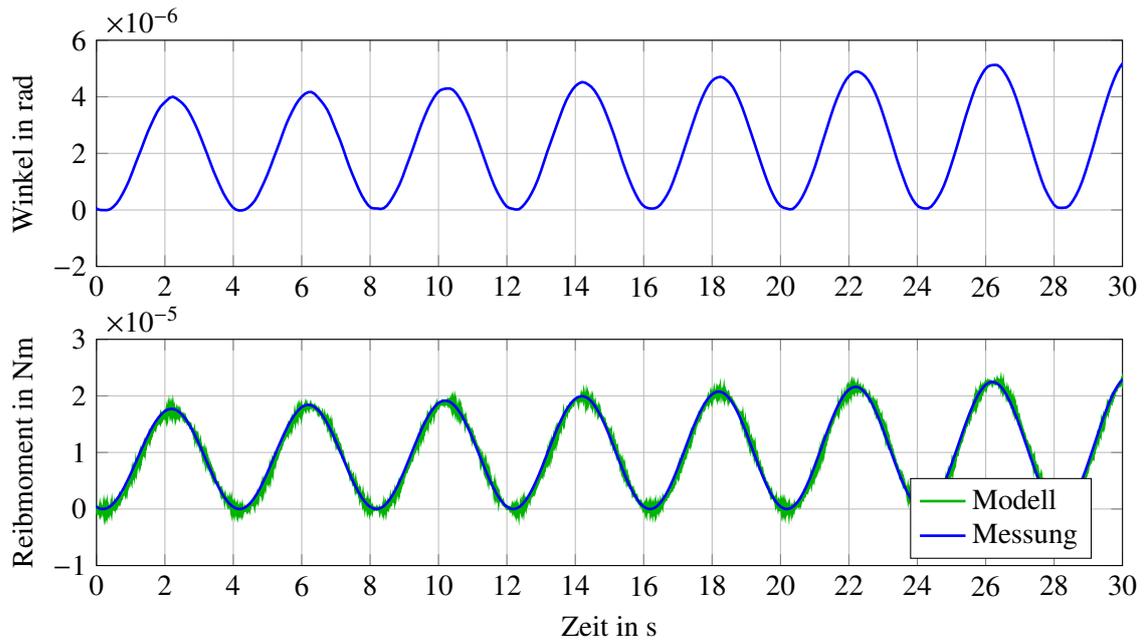


Abbildung 6.6: Winkeltrajektorie und Drehmomentverlauf für die Validierung des elastischen Reibbereichs

6.3 Identifikation der Motormodellparameter

Ebenso wie die Modellierung zerfällt die Identifikation der Motormodellparameter in mehrere Teile, die darüber hinaus meist parameterlineares Verhalten aufweisen [14]. So wird das Modell in die drehmomentbildenden, elektromechanischen und die spannungsbildenden, elektromagnetischen Komponenten zerlegt. Für jede dieser Teilkomponenten wird ein angepasster Versuchsablauf entwickelt, um die Parameter möglichst gut an deren physikalische Äquivalente anzupassen. Die Experimente und Auswertungen hierfür sind im Folgenden detailliert erläutert und werden durch eine Validierung vervollständigt. Alle vorgestellten Experimente werden am Motorprüfstand aus Abschnitt 4.3.2 durchgeführt.

6.3.1 Messung und Auswertung

Elektromechanisches Teilmodell

Das elektromechanische Teilmodell setzt sich nach Gleichung (5.18) aus dem Motormoment M_{Mot} , dem Rotationsträgheitsmoment M_J , dem Rastmoment M_{Cog} und dem Reibmoment M_R zusammen. Die Parameter dieser Modellmomente werden im Weiteren separat identifiziert. Somit kann sowohl die Reihenfolge geändert, als auch nur einzelne Parameter ermittelt werden. Für die Modellierung des Reibmoments findet das Modell aus Abschnitt 5.1.2 Anwendung. Die Identifikation der Reibmodellparameter wird daher am Reibprüfstand (siehe Abschnitt 4.3.1) durchgeführt und ist äquivalent zu den Experimenten in Abschnitt 6.2. Die Identifikationsreproduzierbarkeit der Motormodellparameter ist in Anhang A.1.2 zu sehen.

Drehmomentbildende Konstante

Die drehmomentbildende Konstante k_t definiert das Verhältnis zwischen Motorstrom i_{Mot} und Motormoment M_{Mot} nach Gleichung (5.16). So müssen bei der Identifikation von k_t beide Größen angeregt und ermittelt werden. Die Einprägung des Stroms erfolgt über die Leistungselektronik aus Abschnitt 4.2 und kann als ideal angenommen werden. Die Momentenerfassung hingegen ist fehlerbehaftet. Dabei treten neben dem zu messenden Motormoment zum einen zusätzliche Reibmomente von Motor und Prüfstand und zum anderen periodische Drehmomente des Motorrastens und der Prüfstandsunwucht auf. Ziel ist es, diese Störeinflüsse für alle Messungen konstant zu halten, um sie in der Auswertung zu kompensieren. Hierfür wird der Testmotor über den Prüfstandsmotor auf eine konstante Winkelgeschwindigkeit beschleunigt, wobei sich das Reibmoment ebenfalls konstant einstellt. Der Mittelwert des periodischen Rastmoments und des Unwuchtmoments über eine komplette Motorumdrehung ist hingegen null. Aus diesem Grund wird für die Identifikation ein ganzzahliges Vielfaches einer Motorumdrehung genutzt. Unter diesen Voraussetzungen kann das relevante Motorverhalten wie folgt beschrieben werden.

$$M_{\text{Sensor}} = k_t i_{\text{Mot}} + M_R \quad (6.5)$$

Für die Identifikation von k_t wird jetzt der Testmotor geschwindigkeitsgeregelt für drei Umdrehungen mit einem konstanten Strom beaufschlagt. Dieser Messpunkt aus mittlerem Drehmoment und Strom ergibt ein Wertepaar in Abbildung 6.7. Über eine Wiederholung des Versuchs mit verändertem Strom ergibt sich die dargestellte Kennlinie. Über eine lineare Regression wird die Modellgerade an die Kennlinie angepasst. Dabei stellt der Gleichanteil das Reibmoment M_R und der lineare Anstieg die drehmomentbildende Konstante k_t dar.

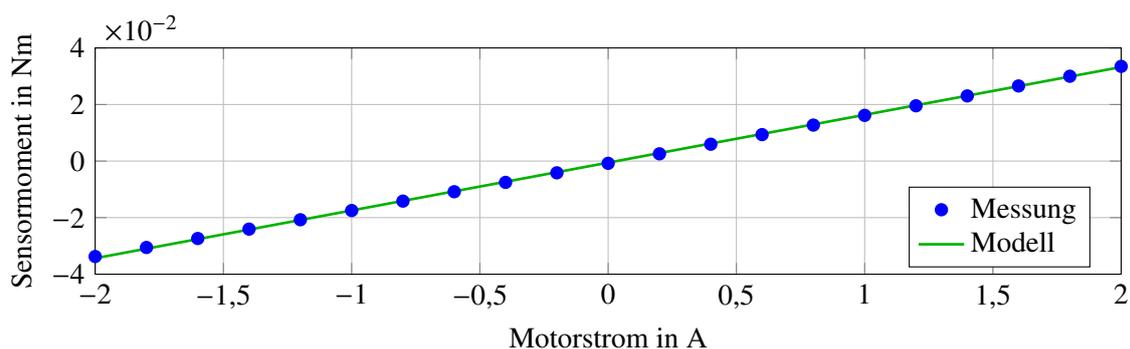


Abbildung 6.7: Drehmoment-Strom-Kennlinie des Gleichstrommotors

Trägheitsmoment

In rotatorischen Systemen beschreibt das Trägheitsmoment die Proportionalität zwischen dem äußeren Drehmoment und der resultierenden Winkelbeschleunigung. Zur Identifikati-

on dieses Trägheitsmoments sind daher die erforderlichen Messgrößen Drehmoment und Winkelbeschleunigung. Um eine Winkelbeschleunigung hervorzurufen, ist eine Winkelgeschwindigkeitsänderung notwendig, was dazu führt, dass unterschiedliche Reibmomente die Messung beeinflussen. Der Geschwindigkeitsverlauf wird so gewählt, dass der Einfluss der Reibung möglichst linear ist. Daher soll es keine Richtungsumkehr geben und die Geschwindigkeit immer oberhalb der Stribeck-Geschwindigkeit liegen. Hiermit lässt sich das Reibmoment als lineare Funktion von der Geschwindigkeit approximieren (siehe Gleichung (6.6)).

$$M_{\text{Sensor}} = (J_M + J_P) \ddot{\varphi} + \bar{\sigma}_2 \dot{\varphi} + M_R \quad (6.6)$$

Die obere Geschwindigkeit wird im Bereich der maximalen Drehzahl des Testmotors gewählt, um auch bei hohen Beschleunigungen möglichst lange Beschleunigungsphasen zu erhalten. Des Weiteren wird eine hohe Anzahl an Umdrehungen zurückgelegt und damit kann auch bei dieser Messung das periodische Rast- und Unwuchtmoment als mittelwertfrei angenommen werden. Das gemessene Drehmoment setzt sich damit nach Gleichung (6.6) aus dem Beschleunigungsmoment von Motor und Prüfstand sowie dem geschwindigkeitsabhängigen Reibmoment zusammen. Der gewählte Geschwindigkeitsverlauf wird trapezförmig gewählt und ist in Abbildung 6.8 zu sehen. Die Parameter der Modellgleichung berechnen sich anschließend mit Hilfe einer Optimierung im Sinne der kleinsten Fehlerquadrate. Die Parameter für die Reibung werden nur für die Anpassung der Optimierung genutzt, aber nicht weiter verwendet, da sie die kombinierte Reibung von Motor und Prüfstand darstellen. Das ermittelte Trägheitsmoment setzt sich dabei aus der Trägheit des Motors J_M und des

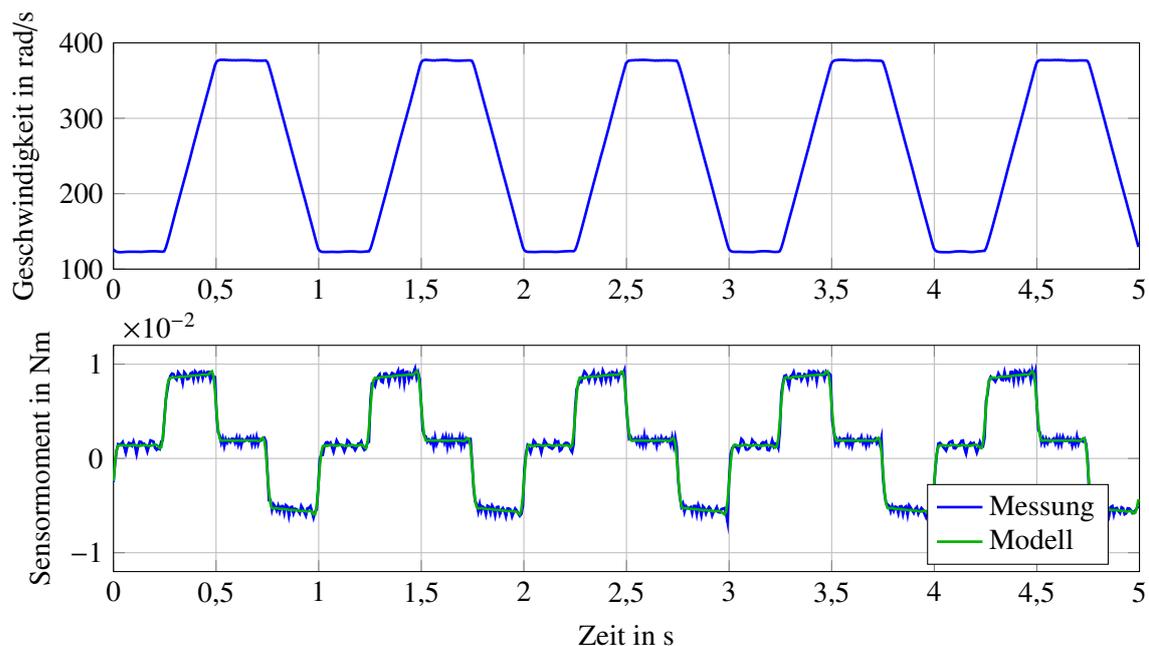


Abbildung 6.8: Geschwindigkeitstrajektorie und Beschleunigungsmoment des Gleichstrommotors

Prüfstands J_P zusammen. Für die Trennung der beiden Terme wird der beschriebene Versuch vor der Identifikation der Motorträgheit einmalig für den Prüfstand ohne eingebauten Testmotor durchgeführt, um J_P zu identifizieren. Dabei kann aus mechanischen Gründen die Drehkupplung und die Spannzange nicht ohne Testmotor eingebaut werden. Die Trägheitsmomente dieser Komponenten werden daher aus dem Datenblatt beziehungsweise aus den Konstruktionsdaten bestimmt. Aus der Summe der Trägheitsmomente ergibt sich J_P , welches bei der Identifikation des Motorträgheitsmoment J_M von der Gesamtträgheit abgezogen wird. Das Trägheitsmoment der Klappenseite J_M lässt sich mit diesem Versuch leider nicht ermitteln, da mit dem Klappenmechanismus keine volle Umdrehung und damit keine ausreichend hohen Geschwindigkeiten zu erreichen sind. Aus diesem Grund und wegen der einfachen geometrischen Form wird die Trägheit der Klappenseite aus den Konstruktionsdaten berechnet.

Rastmoment

Das Rastmoment nach Gleichung 5.20 ist abhängig von dem Drehwinkel des Motors und wiederholt sich periodisch für eine komplette Umdrehung des Motorankers. Daher wird der Motor für die Identifikation der Rastmomentparameter von dem Prüfstandsmotor auf eine konstante Geschwindigkeit beschleunigt und über mehrere Umdrehungen verfahren. Der Testmotorstrom ist dabei zu null gewählt. Mit diesen Voraussetzungen ist das stromabhängige Motormoment ebenfalls null und die Reibmomente von Motor und Prüfstand können als konstant angenommen werden. Zusätzlich zu dem Rastmoment M_{Cog} und Reibmoment M_R beeinflusst das periodische Drehmoment der Motorprüfstandsunwucht M_U (siehe Abschnitt 4.3.2) die Messung.

$$M_{\text{Sensor}} = M_{Cog} + M_U + M_R = \hat{M}_{Cog} \sin(f_{Cog}\varphi + \zeta_{Cog}) + \hat{M}_U \sin(\varphi + \zeta_U) + M_R \quad (6.7)$$

Die Ergebnisse der durchgeführten Messung, die identifizierte Unwucht sowie das identifizierte Modell mit Unwucht sind in Abbildung 6.9 dargestellt. Zu Beginn der Auswertung

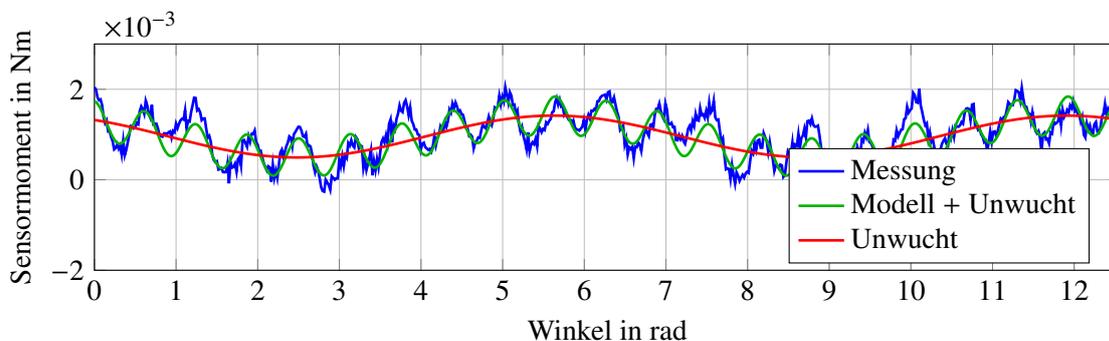


Abbildung 6.9: Rastmoment- und Unwuchtverlauf des Gleichstrommotors

der Messung wird eine schnelle Fourier-Transformation durchgeführt, um die Rastfrequenz f_{Cog} zu ermitteln. Die Rastfrequenz f_{Cog} ist abhängig vom Motoraufbau und muss ganzzahlig sein, da sich das Rasten mit jeder Umdrehung wiederholt. Die Frequenz des Unwuchtmoments ist eins (siehe Abschnitt 4.3.2) und damit verschieden zur Rastfrequenz. Aus diesem Grund können die beiden periodischen Signalverläufe getrennt werden. Die beiden Sinus-Funktionen aus Gleichung (6.7) lassen sich mit Hilfe der Summensätze für Winkelfunktionen aufteilen. Dies ist für das Rastmoment in Gleichung (6.8) dargestellt.

$$\hat{M}_{\text{Cog}} \sin(f_{\text{Cog}}\varphi + \zeta_{\text{Cog}}) = \hat{M}_{\text{Cog}} (\sin(f_{\text{Cog}}\varphi) \cos \zeta_{\text{Cog}} + \cos(f_{\text{Cog}}\varphi) \sin \zeta_{\text{Cog}}) \quad (6.8)$$

Mit dieser Umrechnung werden auch die über die Sinus- beziehungsweise Kosinus-Funktionen gewichteten Phasenverschiebungen ζ_i zu linearen Parametern. Die Identifikation der Parameterkombinationen kann daher über eine lineare Regression geschehen, womit die Berechnung robust und schnell ist. Die Parameter für das Rasten und die Unwucht lassen sich anschließend aus den Kombinationen errechnen.

Elektromagnetisches Teilmodell

Das elektromagnetische Teilmodell setzt sich nach Gleichung (5.24) aus der Spannungsinduktion e_δ , der Streureaktanz e_σ , den ohmschen Spannungsverlusten u_R sowie den Wirbelstrom- und Hystereseverlusten $u_{\text{EC}}, u_{\text{Hys}}$ zusammen. Wie für das elektromechanische Teilmodell werden die Parameter der einzelnen Effekte in separierten Experimenten identifiziert. So kann auch hier die Reihenfolge der Identifikation geändert werden. Allerdings sind für die Identifikation der Eisenverluste die Parameter der anderen elektromagnetischen Teilmodelle notwendig. Somit können die Eisenverlustkonstanten erst nach den anderen Parametern identifiziert werden. Anhang A.1.2 zeigt die Reproduzierbarkeit der Parameter des elektromagnetischen Teilmodells.

Spannungsbildende Konstante

Die spannungsbildende Konstante k_b bildet den Zusammenhang zwischen der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ und der induzierten Motorspannung u_{Mot} ab. Des Weiteren ist es die einzige Spannung im elektromagnetischen Modellteil, welcher unabhängig vom Motorstrom i_{Mot} ist. Aus diesem Grund wird für die Identifikationsexperimente der Strom zu null gesetzt. Damit sind auch alle anderen Spannungseinflüsse null und das Modell kann nach Gleichung (6.9) reduziert werden.

$$u_{\text{Mot}} = k_b \dot{\varphi} \quad (6.9)$$

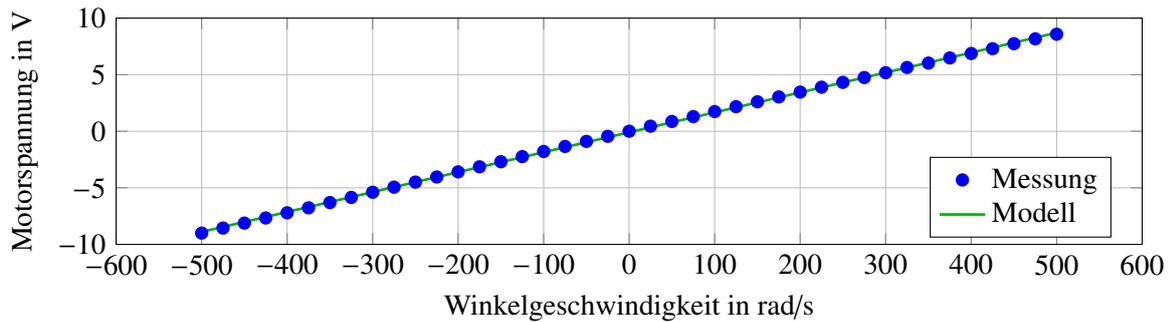


Abbildung 6.10: Spannungs-Drehzahl-Kennlinie des Gleichstrommotors

Für die Identifikation von k_b müssen nur die Winkelgeschwindigkeit angeregt und die Motorspannung gemessen werden. Da der Motorstrom zu null gesetzt ist, wird der Testmotor über den Prüfstandsmotor aktuiert. Die Versuche finden dabei geregelt mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit statt. Die ermittelte mittlere Spannung und die Winkelgeschwindigkeit ergeben anschließend einen Messpunkt in Abbildung 6.10. Über die Wiederholung des Versuchs mit verschiedenen Geschwindigkeiten im Arbeitsbereich des Testmotors wird die Spannungs-Drehzahl-Kennlinie erstellt. An diese Kennlinie wird abschließend eine lineare Funktion im Sinne der kleinsten Fehlerquadrate angepasst, wobei die spannungsbildende Konstante k_b dem Anstieg entspricht.

Ohmscher Widerstand und Induktivität

Die Identifikation der ohmschen Verluste u_R und der Streureaktanz e_σ fallen in diesem Abschnitt zusammen, da beide Teile nur vom Motorstrom i_{Mot} oder dessen zeitlicher Änderung \dot{i}_{Mot} abhängig sind. Es lässt sich keine Stromänderung einstellen, ohne gleichzeitig einen Stromfluss zu erzeugen. Somit ist der Spannungsabfall über der Induktivität L nicht ohne gleichzeitigen Spannungsabfall über dem ohmschen Widerstand R zu realisieren. Alle anderen Teile des elektromagnetischen Modells sind abhängig von der Winkelgeschwindigkeit und lassen sich somit über die Fixierung des Testmotors eliminieren. Daraus resultiert für die folgenden Versuche ein Verhalten nach Gleichung (6.10).

$$u_{\text{Mot}} = Ri_{\text{Mot}} + L\dot{i}_{\text{Mot}} \quad (6.10)$$

Mit der Zeit bildet sich eine Patina auf dem Kollektor des Gleichstrommotors, welche teilweise eine isolierende Wirkung zeigt [63, S. 378]. Diese Patina verfälscht die Widerstandsmessung und muss daher vor der Messung entfernt werden. Für diesen Versuchsablauf wird die Patina mechanisch über die Bürsten entfernt indem der Testmotor vor der Messung über einen definierten Bereich bewegt wird und damit die Patina abschleift. Nach der Kollektorreinigung muss der Motor fixiert werden, um einen Bewegungseinfluss auf die Messung auszuschließen. Dies erfolgt mit Hilfe des Prüfstandsmotors und einer Regelung auf eine

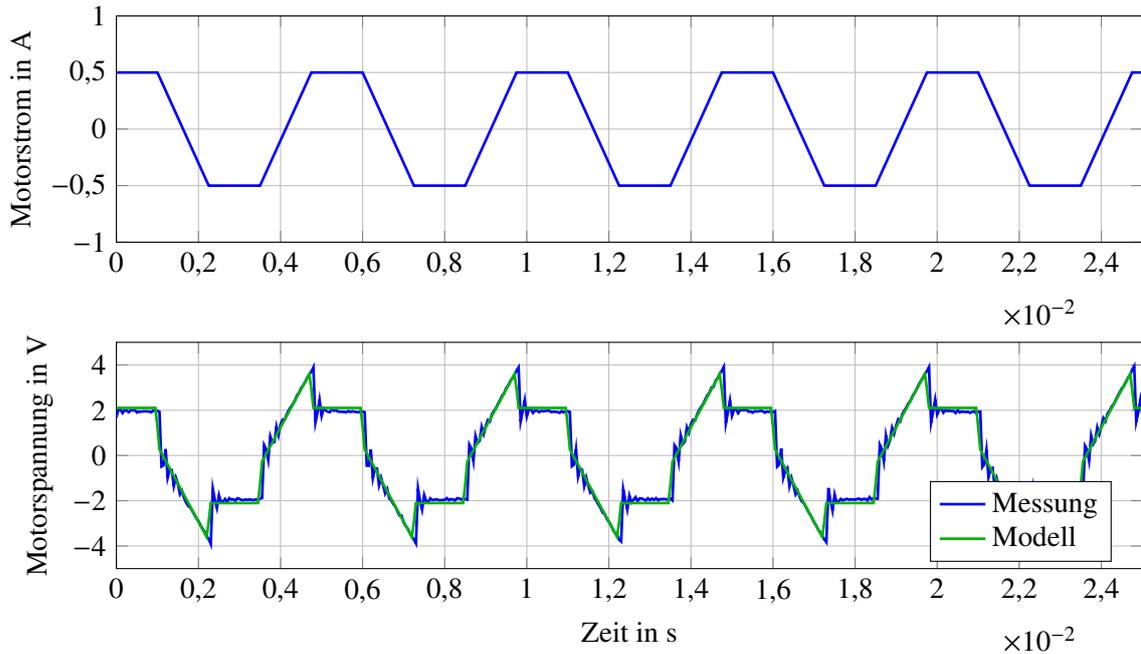


Abbildung 6.11: Stromtrajektorie und Spannungsverlauf des Gleichstrommotors

konstante Sollposition. Anschließend wird der Testmotor mit einem trapezförmigen Strom beaufschlagt (siehe Abbildung 6.11). Die gewählte Trajektorie beinhaltet sowohl verschiedene Ströme als auch Stromänderungen, sodass beide zu identifizierenden Effekte angeregt werden. Bedingt durch die kleinen Zeitkonstanten des R - L -Kreises muss für diese Messung die Tastfrequenz des Echtzeitsystems von 10 kHz auf 20 kHz angehoben werden. Dies bietet weiterhin den Vorteil, eine sehr kurze Messdauer zu wählen. Somit minimiert sich die thermische Erwärmung der Ankerwicklung durch die ohmschen Verluste und damit die Änderung des ohmschen Widerstands R . Die resultierende Motorspannung ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Die Berechnung der Parameter R und L kann auch in diesem Fall über eine lineare Regression geschehen, da die Parameter für die vorgestellte Messung linear in die Modellgleichung eingehen.

Wirbelstrom- und Hysteresekonstante

Die Eisenverluste lassen sich nicht entkoppelt von den zuvor beschriebenen elektromagnetischen Effekten erfassen, da sie sowohl strom- also auch geschwindigkeitsabhängig sind. Lediglich die Streureaktanz e_σ kann über die Vorgabe eines konstanten Stroms eliminiert werden. Die entsprechende Gleichung mit allen angeregten Effekten ist

$$u_{\text{Mot}} = R i_{\text{Mot}} + k_b \dot{\varphi} + k_{\text{EC}} \dot{\varphi}^2 i_{\text{Mot}} + k_{\text{Hys}} |\dot{\varphi}| i_{\text{Mot}}. \quad (6.11)$$

Für die Identifikationsmessungen werden die Motorspannung u_{Mot} , der Motorstrom i_{Mot} und die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ aufgenommen. Die Messung findet bei konstanter Ge-

schwindigkeit mit konstantem Strom statt. Der Spannungsabfall über dem Widerstand und die Spannungsinduktion berechnen sich über die zuvor identifizierten Parameter und werden aus der gemessenen Spannung herausgerechnet. Damit ergibt sich die korrigierte Motorspannung

$$u_{\text{Mot korr}} = k_{\text{EC}} \dot{\varphi}^2 i_{\text{Mot}} + k_{\text{Hys}} |\dot{\varphi}| i_{\text{Mot}}. \quad (6.12)$$

Der Mittelwert der korrigierten Spannung ist zusammen mit dem eingestellten Strom und der eingestellten Geschwindigkeit ein Messpunkt in dem Kennlinienfeld von Abbildung 6.12. Aus verschiedenen Strom-Winkelgeschwindigkeit-Wertepaaren ergibt sich das gesamte Kennfeld, welches von dem Eisenverlust-Modell nachgebildet wird. Da das Kennfeld zwei Eingangsgrößen besitzt, sind entsprechend viele Messungen notwendig, um es vollständig abzubilden. Zusätzlich muss zwischen den Messungen auf eine ausreichend große Kühlzeit geachtet werden, damit sich der Motor während der Messungen nicht nennenswert erwärmt und der ohmsche Widerstand R nicht variiert. Beides führt dazu, dass die Identifikation der beiden Eisenverlustkonstanten $k_{\text{EC}}, k_{\text{Hys}}$ verhältnismäßig zeitaufwändig ist (siehe Tabelle 6.2). Die Anpassung des Modells an die Messung erfolgt für die beiden linear eingehenden Parameter $k_{\text{EC}}, k_{\text{Hys}}$ mittels linearer Optimierung.

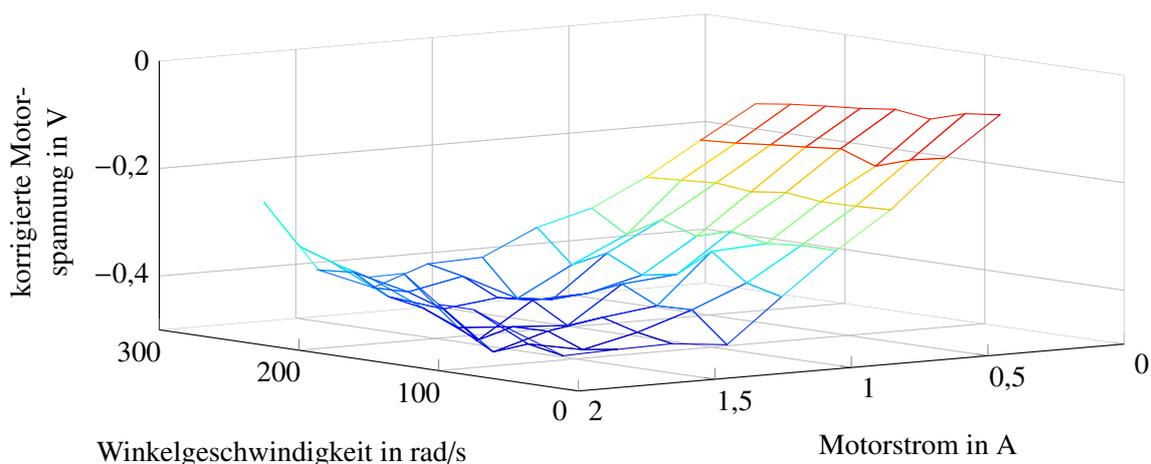


Abbildung 6.12: Spannungskennfeld der Eisenverluste über Strom und Winkelgeschwindigkeit des Gleichstrommotors

6.3.2 Validierung

Um die Güte des Motormodells und der dazugehörigen identifizierten Parameter zu untersuchen, werden am Motorprüfstand Validierungsmessungen durchgeführt. Hierfür werden im Gegensatz zur Identifikation Anregungen genutzt, bei denen jeweils alle Effekte angeregt werden. Die verwendete Trajektorie für die Motorgeschwindigkeit ist in Abbildung 6.13 dargestellt. Sie beinhaltet sowohl niedrige als auch hohe Geschwindigkeiten sowie eine Beschleunigungsphase, mit der alle Modellkomponenten angeregt werden können. Wie im Mo-



Abbildung 6.13: Geschwindigkeitstrajektorie zur Validierung des Motormodells

dell zerfällt die Validierung in den momentenbildenden elektromechanischen Teil und den spannungsbildenden elektromagnetischen Teil. Als Gütemaß findet der NRMSE nach Gleichung (6.2) Anwendung.

Elektromechanisches Modell

Für die Validierung des elektromechanischen Teilsystems wird der Gleichstrommotor im Generatorbetrieb verwendet und vom Prüfstandsmotor angetrieben. Dies bietet den Vorteil, dass unabhängig von dem elektromagnetischen Teilsystem gemessen werden kann. Nachteilig daran ist, dass die drehmomentbildende Konstante auch nicht angeregt wird. Dies kann aber die Validierung des elektromagnetischen Teilsystems kompensieren. Des Weiteren treten bei der Messung zusätzliche Reibmomente und das Unwuchtmoment des Prüfstands mit auf. Das Reibmoment muss daher modifiziert werden, um die Reibung von Motor und Prüfstand abzubilden. Die Validierung des Modellreibmoments ist bereits in Abschnitt 6.2.2 gezeigt worden. Die Unwucht des Prüfstands hingegen kann nicht ausgeglichen werden, da sie gerade bei hohen Winkelgeschwindigkeiten variiert und somit nicht für unterschiedliche Geschwindigkeiten modelliert werden kann.

Die Ergebnisse der Validierung sind in Abbildung 6.14 dargestellt. Hierbei werden zwei Modelle mit der Messung verglichen. Zum einen das vollständige Modell und zum anderen

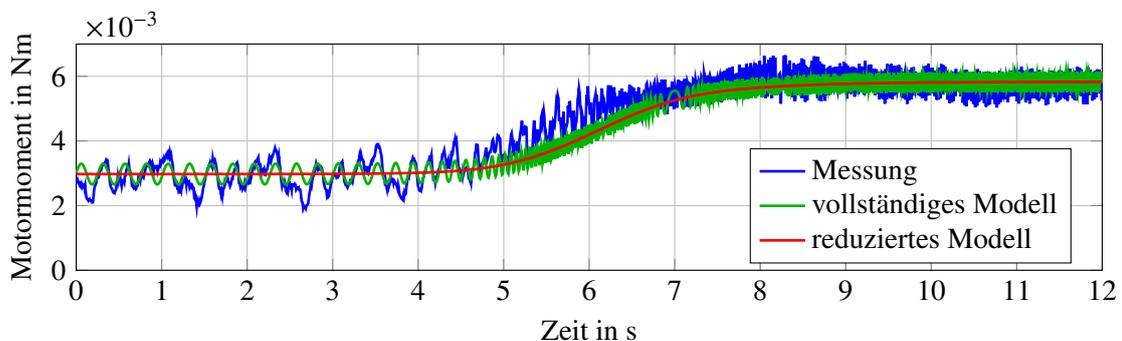


Abbildung 6.14: Validierung des elektromechanischen Motormodells

ein reduziertes Modell ohne Rastmoment. Bei beiden Modellen ist in der Beschleunigungsphase zu erkennen, dass die Rotationsträgheit von Motormodell und Prüfstand gut mit der Realität übereinstimmt. Gerade bei den langsamen Geschwindigkeiten hingegen zeigt das vollständige Modell mit Rastmoment eine bessere Übereinstimmung mit der Messung. Die Fehler beider Modelle sind in Tabelle 6.1 aufgelistet. Dabei fällt der Fehler wegen des Einflusses der Unwucht verhältnismäßig groß aus und der Unterschied zwischen den Modellen ist in den Fehlerwerten schlechter zu erkennen.

Elektromagnetisches Modell

Die Validierung des elektromagnetischen Teilsystems geschieht für den Testmotor im Motorbetrieb. Der Prüfstand wird in diesem Fall von dem Testmotor geschwindigkeitsgeregelt angetrieben. Dies regt sowohl alle spannungsbildenden Komponenten als auch die drehmomentbildende Konstante an. Da mit der Geschwindigkeit das Reibmoment steigt, nimmt auch der benötigte Motorstrom zu. So werden mit der gewählten Testtrajektorie aus Abbildung 6.13 verschiedene Kombinationen von i_{Mot} und φ angeregt.

Die gemessene und modellierte Motorspannung sind in Abbildung 6.15 dargestellt. Auch für den elektromagnetischen Teil wird neben dem vollständigen Modell ein reduziertes verglichen, wobei das reduzierte Modell keine Eisenverluste beinhaltet. Zu erkennen ist, dass bei niedrigen Geschwindigkeiten kaum ein Unterschied zwischen den beiden Modellen besteht und beide die Messung sehr gut nachbilden. Erst bei höheren Geschwindigkeiten haben die Eisenverluste nennenswerten Einfluss und modellieren die Realität besser als das reduzierte Modell. Für beide Modelle ist der berechnete Fehler in Tabelle 6.1 dargestellt.

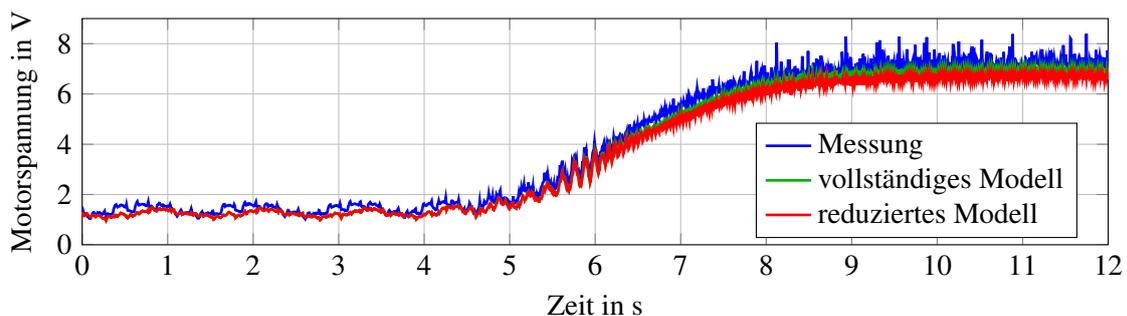


Abbildung 6.15: Validierung des elektromagnetischen Motormodells

6.4 Identifikation der Federmodellparameter

Die Modellierung der Feder basiert auf dem in Abschnitt 5.3 vorgestellten Hysteresemodell. Ähnlich der Separierung der Modellstrukturen kann die Identifikation der Modellparameter unterteilt werden. Somit zerfällt der Identifikationsprozess in zwei Teile. Begonnen wird

Tabelle 6.1: Fehler für die Motormodellvalidierung

Modell	Typ	NRMSE
elektromechanisches Modell	vollständig	8,5 %
elektromechanisches Modell	reduziert	8,8 %
elektromagnetisches Modell	vollständig	3,8 %
elektromagnetisches Modell	reduziert	4,6 %

mit den Parametern der umhüllenden Funktionen, welche anschließend für die Bestimmung des Übergangsparameters genutzt wird. Alle experimentellen Untersuchungen werden am Federprüfstand aus Abschnitt 4.3.3 durchgeführt.

6.4.1 Messung und Auswertung

Die Identifikation der Federmodellparameter startet mit der Messung der Funktion für die Umhüllenden. Sie bilden die Kennlinie für das Verdrehen und Entspannen der Feder ohne den Übergang im Hysteresebereich nach. Allerdings definieren die beiden Funktionen die Größe des Übergangsbereichs und müssen daher vor der Transitionsfunktion identifiziert werden.

Umhüllende Funktionen

Die umhüllenden Funktionen $f_V(\varphi)$, $f_E(\varphi)$ sind nach Gleichung (5.33), (5.34) als Polynome definiert. Die beiden Gleichungen sind der Übersicht halber im Folgenden nochmals dargestellt.

$$f_V(\varphi) = \sum_{h=0}^n p_{V_h} \varphi^h$$

$$f_E(\varphi) = \sum_{h=0}^n p_{E_h} \varphi^h$$

Für die Messungen sollen die Umhüllenden ohne die Transition im Hysteresebereich aufgenommen werden. Dieser Übergang tritt bei jedem Richtungswechsel auf. Daher werden alle unnötigen Richtungswechsel eliminiert, indem die Feder über den gesamten Bereich in einem Zug verdreht und anschließend wieder entspannt wird. Zu Beginn des Verdrehens beziehungsweise des Entspannens tritt somit jeweils nur eine Transition auf, welche aus der Messung entfernt wird. Um trotz dessen die Umhüllenden für den gesamten Arbeitsbereich zu ermitteln, wird die Feder über den benötigten Arbeitsbereich hinaus verdreht und entspannt. Dabei ist darauf zu achten, die Feder nicht mit einer zu groß gewählten Auslenkung zu überlasten.

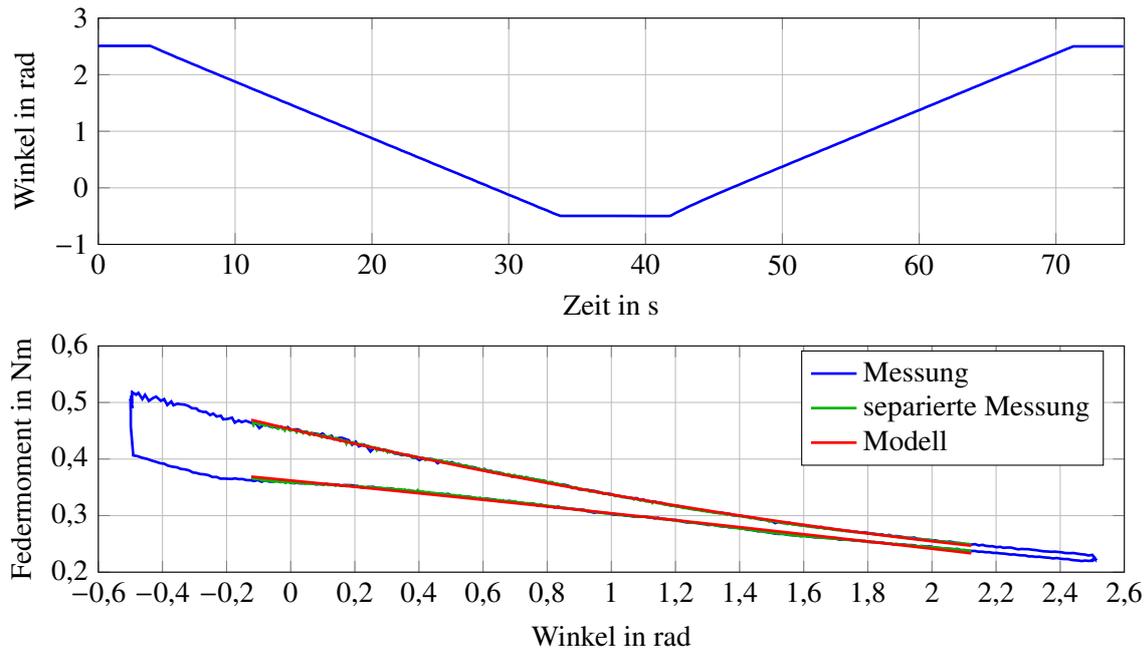


Abbildung 6.16: Winkelverlauf und Kennlinie für das Verdrehen und Entspannen der Feder

Die Identifikationsmessung findet hierfür positionsgeregelt statt. Die verwendete Winkeltrajektorie (siehe Abbildung 6.16) ist trapezförmig und realisiert damit im Messbereich eine konstante Winkelgeschwindigkeit. Der Arbeitsbereich der vermessenen Feder liegt bei $0,14$ – $1,57$ rad (siehe Abschnitt 2.1) und wird für die Messung auf $-0,5$ – $2,5$ rad gewählt. Die erhaltene Kennlinie für das Verdrehen und Entspannen der Feder wird anschließend in zwei Segmente zerteilt und über die Eingrenzung des Winkelbereichs von dem Übergangsvorgang bereinigt. Die beiden neuen separierten Kennlinien (siehe Abbildung 6.16 grün) werden anschließend für die Identifikation der Modellparameter genutzt. Die Polynomialkoeffizienten p_E , p_V der beiden umhüllenden Funktionen sind für diese Messung lineare Parameter und errechnen sich daher mit Hilfe einer linearen Regression zur optimalen Anpassung von Modell und Messung. Für die vermessene Feder ist ein Grad der Polynome von $n = 2$ ausreichend für eine sehr gute Modellierung. Die Reproduzierbarkeit der Identifikation ist sehr gut und in Anhang A.1.3 dargestellt.

Transitionsfunktion

Im Anschluss an die Identifikation der Umhüllendenparameter wird die Transitionsfunktion

$$f_T(\Delta\varphi) = \tanh(c_T\Delta\varphi)$$

aus Gleichung 5.37 zwischen den Umhüllenden ermittelt. Im Gegensatz zu der vorherigen Messung ist in diesem Fall ein hoher Anteil an Übergangsvorgängen von Vorteil. Des Weiteren sollen verschiedene Übergänge über dem gesamten Arbeitsbereich aufgenommen wer-

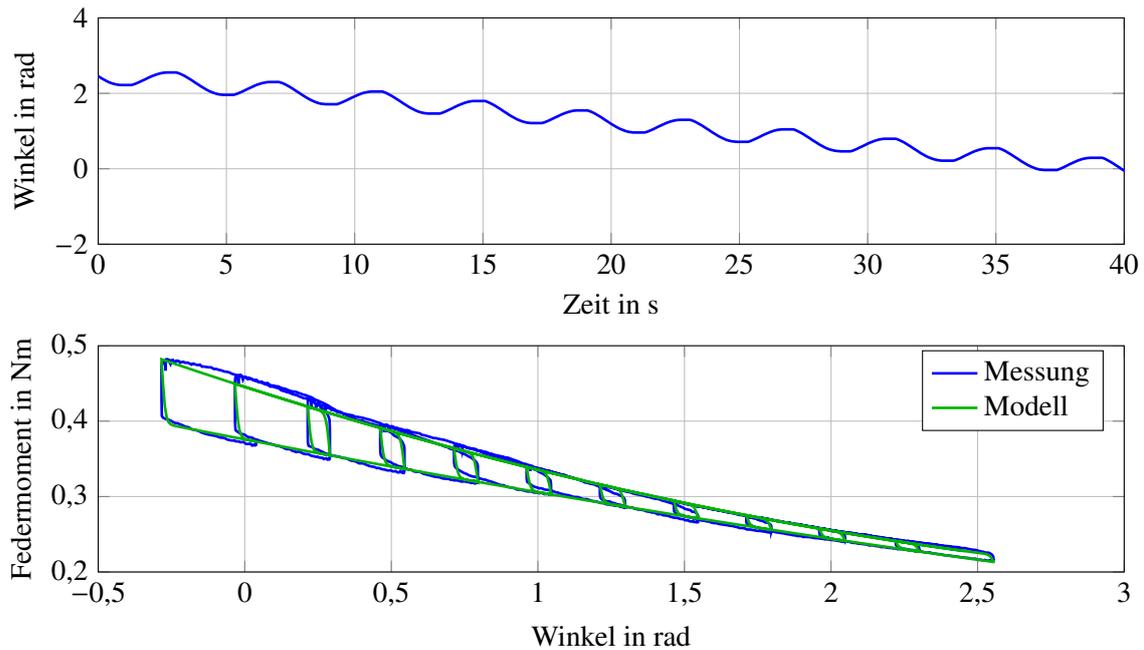


Abbildung 6.17: Winkelverlauf und Kennlinie für das Übergangsverhalten der Feder

den. Für die Realisierung der Übergänge wird eine Winkeltrajektorie mit vielen Richtungswechseln ausgewählt. Diese Bedingung erfüllt eine sinusförmige Trajektorie, welche gleichzeitig die Beschleunigungsmomente minimal hält und damit Drehmomentmessfehler durch die Rotationsträgheit reduziert. Die Amplitude der Sinusanregung wird dabei so groß gewählt, dass die Schaltdifferenz der Hysterese komplett überbrückt wird. Die Addition eines linearen Trends verschiebt jeweils die einzelnen Übergänge leicht und verteilt sie so über den gesamten Arbeitsbereich. Die beschriebene Winkeltrajektorie ist in [Abbildung 6.17](#) dargestellt und wird geregelt vom Federprüfstand umgesetzt.

In der Drehmoment-Winkel-Kennlinie können die einzelnen Übergänge und Hystereseschleifen gesehen werden. Der Übergangsparameter c_T wird anschließend über eine nichtlineare Simplex-Suche bestimmt (siehe [Abbildung 6.17](#)). Dabei treten Schwankungen in der Reproduzierbarkeit auf (siehe [Anhang A.1.3](#)), weshalb es sich empfiehlt, die Messung mehrfach zu wiederholen und den Parameter c_T aus mehreren Messungen zu mitteln.

6.4.2 Validierung

Um die Leistungsfähigkeit des Modells und der dazugehörigen Parameteridentifikation zu bewerten, findet abschließend eine Validierungsmessung statt. Hierfür sollen sowohl die Umhüllenden als auch die Transition im Arbeitsbereich angeregt werden. Bewertet wird der Vergleich zwischen Messung und Modell über den bereits vorgestellten NRMSE nach [Gleichung \(6.2\)](#).

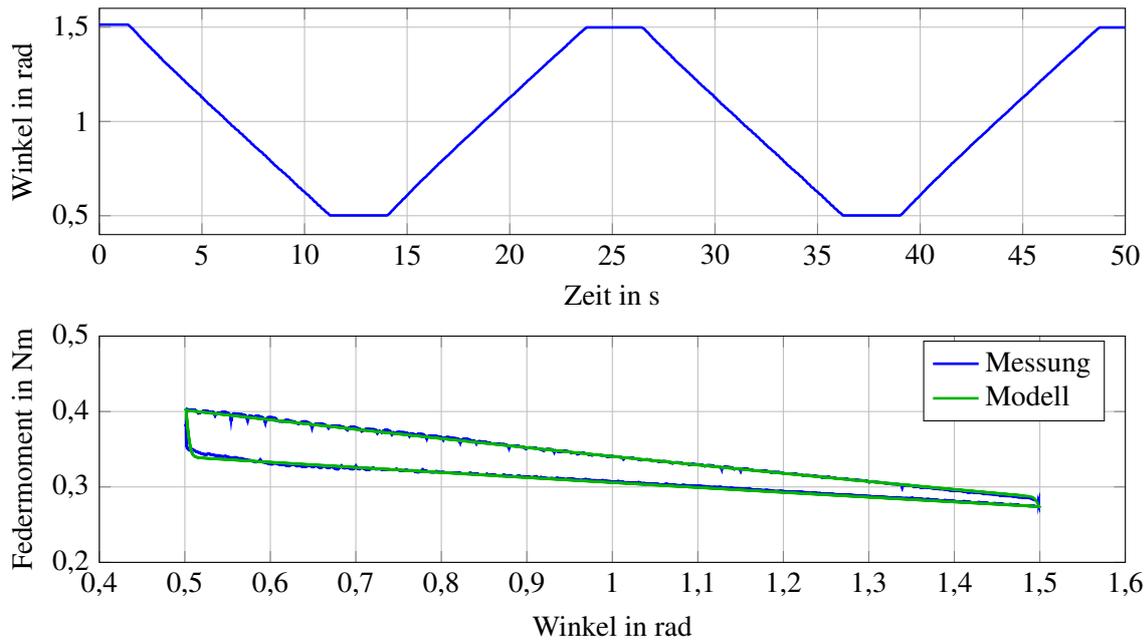


Abbildung 6.18: Winkelverlauf und Kennlinie für die Validierung des Federmodells

Für die Validierung des Federmodells wird eine Winkeltrajektorie nach Abbildung 6.18 genutzt. Sie beinhaltet sowohl die Kennlinien für das Verdrehen und das Entspannen als auch die Übergänge für eine Bewegung im Arbeitsbereich. Die Bewegung wird positionsgeregelt abgefahren. Aufgrund der niedrigen Geschwindigkeit treten an den Umkehrpunkten keine nennenswerten Beschleunigungsmomente auf.

Im unteren Teil von Abbildung 6.18 sind die Federmomentmessung und der Modellausgang für die beschriebene Winkelanregung dargestellt. Mit wachsender Schaltdifferenz ist eine leichte Abweichung nach der Übergangsphase zu erkennen. Die ist schon bei der Identifikation des Übergangsbereichs zu sehen (siehe Abbildung 6.17) und beruht auf der Reibung zwischen verschiedenen, einzelnen Windungspaaren der Feder. Je nach aktueller Belastung lösen sich die aufgebauten Spannungen an unterschiedlichen Stellen der Feder. Dieses Verhalten ist nicht deterministisch und kann daher nicht von dem Federmodell abgebildet werden. Die geringfügige Abweichung spiegelt sich auch im Fehler von 4,7 % wider.

6.5 Identifikation der Getriebemodellparameter

Das Getriebemodell wurde bereits im Abschnitt 5.4 vorgestellt. Dieses bildet zwei Eigenschaften des Getriebes nach. Dies ist zum einen die Umformung von Drehwinkel und Drehmoment über die Getriebeuntersetzung, zum anderen die nichtlineare Getriebekopplung. Der Identifikationsprozess teilt sich ebenfalls in diese zwei Teile [16]. Die Messungen für Identifikation und Validierung werden mit Hilfe des Getriebeprüfstands (siehe Abschnitt 4.3.4) durchgeführt.

6.5.1 Messung und Auswertung

Für die Identifikation der Getriebekopplung werden die Getrieberadradien r_{An} , r_{Ab} benötigt, um von der Rotation der Getrieberäder auf die Bewegung der Kopplung zu schließen. Die Radien sind von der Getriebeuntersetzung definiert und somit muss diese zuerst identifiziert werden.

Getriebeuntersetzung

Die Getriebeuntersetzung n_G kann über verschiedene Beziehungen ermittelt werden.

$$n_G = \frac{r_{Ab}}{r_{An}} = \frac{M_{Ab}}{M_{An}} = \frac{\varphi_{An}}{\varphi_{Ab}} \quad (6.13)$$

Die erste Relation aus Gleichung (6.13) ergibt sich aus dem Quotienten der Getrieberadradien r_{Ab}/r_{An} . Über diese Beziehung ist ebenfalls die Untersetzung des Getriebemodells realisiert. Gerade bei einstufigen Getrieben mit bekanntem Zahnmodul lässt sich die Untersetzung daraus leicht berechnen. Bei mehrstufigen Getrieben oder Ritzeln aus Teilsegmenten, wie in der untersuchten DRK, gestaltet sich diese Berechnung schwieriger. Die beiden anderen Alternativen beschreiben die Untersetzung über das Ein-/Ausgangsverhalten des Getriebes. Da das Getriebe Drehmoment und Drehzahl angepasst, kann die Untersetzung sowohl über den Quotienten der Drehmomente M_{Ab}/M_{An} als auch der Drehwinkel $\varphi_{An}/\varphi_{Ab}$ bestimmt werden. Über diese Messungen können auch Abweichungen in n_G aufgrund von Fehlanordnungen oder Fertigungstoleranzen ermittelt werden. Da das in Abschnitt 4.3.4 beschriebene Reibmoment die Drehmomentmessung beeinflusst, ist eine Identifikation der Untersetzung über die Drehwinkel vorzuziehen.

Für den Identifikationsablauf wird die Antriebsseite des Prüfstands mit konstanter Geschwindigkeit betrieben und über den kompletten Verfahrbereich des Getriebes bewegt. Die Abtriebsseite wird gleichzeitig auf ein konstantes Drehmoment geregelt. Unter diesen Voraussetzungen wird das Spiel aus dem Getriebe eliminiert. Die Kopplung ist konstant belastet und verformt sich während der Messung nicht. Die Kennlinie zwischen Antriebs- und Abtriebsseite ist in Abbildung 6.19 dargestellt.

In der Kennlinie sind nur sehr geringe Schwankungen zu sehen, so dass die Untersetzung als konstant angenommen werden kann. Für die Identifikation von n_G wird eine Gerade im Sinne der kleinsten Fehlerquadrate in die Messung eingepasst, wobei der Anstieg der Getriebeuntersetzung entspricht. Für das Getriebemodell muss anschließend noch n_G in r_{An} und r_{Ab} zerlegt werden. Hierfür wird der Radius des Antriebsrad r_{An} aufgrund des Zahnmoduls und -anzahl des Antriebsritzel festgelegt. Der Radius r_{Ab} entspricht dann dem Abtriebsradradius eines äquivalenten einstufigen Getriebes.

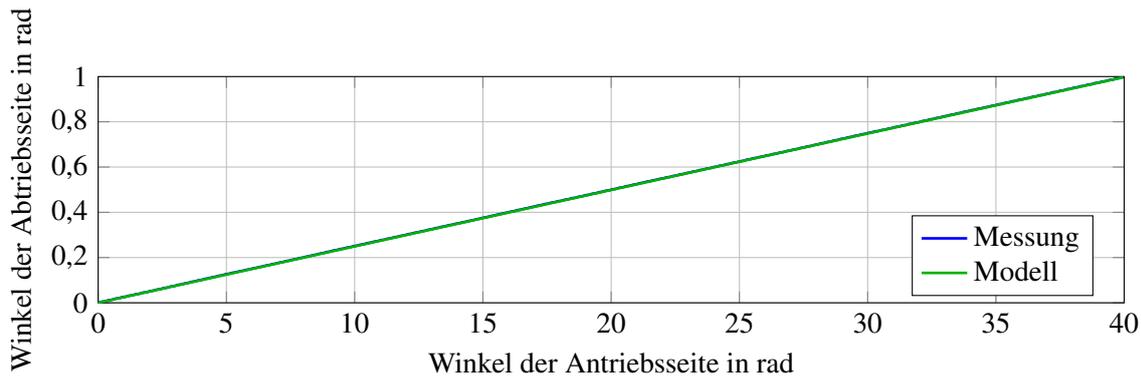


Abbildung 6.19: Winkelkennlinie zwischen Antriebs- und Abtriebsseite

Getriebekopplung

Nachdem die Radien r_{An} , r_{Ab} identifiziert sind, kann die Getriebekopplung vermessen werden. Abhängig von einer Auslenkung x_K erzeugt das Kopplungselement eine nichtlineare Kraft. Gewichtet über die Ritzelradien kann die Kennlinie in die rotatorischen Größen überführt werden. Da die Auslenkung von Antrieb und Abtrieb gleichermaßen in die Auslenkung x_K nach Gleichung (5.44) eingehen, muss nur ein Winkel angeregt werden. Für die Messungen wird daher eine Prüfstandsseite über die Wellenklemmung fixiert, was Gleichung (5.44) wie folgt reduziert.

$$x_K = r_i \varphi_i - x_V \quad (6.14)$$

Die nicht fixierte Seite des Prüfstands realisiert variierende Belastungen über eine dreiecksförmige Winkelbewegung (siehe Abbildung 6.20). Neben der nichtlinearen Kennlinie des Kopplungselements sind in der Messung lastabhängige Hystereseeffekte zu erkennen, welche durch Reibung verursacht werden. Diese Reibung entsteht in der Lagerung des Prüfstands (siehe Abschnitt 4.3.4) und muss bei der Identifikation beachtet werden. Die Gleichung für das Getriebemoment erweitert sich damit auf

$$M_i = r_i (c_K \Delta x_K + d_K \Delta \dot{x}_K) + M_R \quad (6.15)$$

mit

$$M_R = \text{sgn}(\dot{\varphi}) (k_1 + k_2 (c_K \Delta x_K + d_K \Delta \dot{x}_K)). \quad (6.16)$$

Die beiden Reibparameter k_1, k_2 werden für die Identifikation mit beachtet, aber nicht weiter für die Modellierung genutzt. Mittels einer nichtlinearen Simplex-Suche werden anschließend die Parameter für das Spiel τ , die beiden Getriebesteifigkeiten c_{K1}, c_{K2} (siehe Gleichung (5.48)), die Auslenkungsverschiebung x_V und die beiden Reibparameter k_1, k_2 optimiert. Aufgrund der konstanten Geschwindigkeit im Versuch kann der Effekt der Dämpfung d_K nicht von der Wirkung der Reibparameter k_1 getrennt werden. Zur Untersuchung

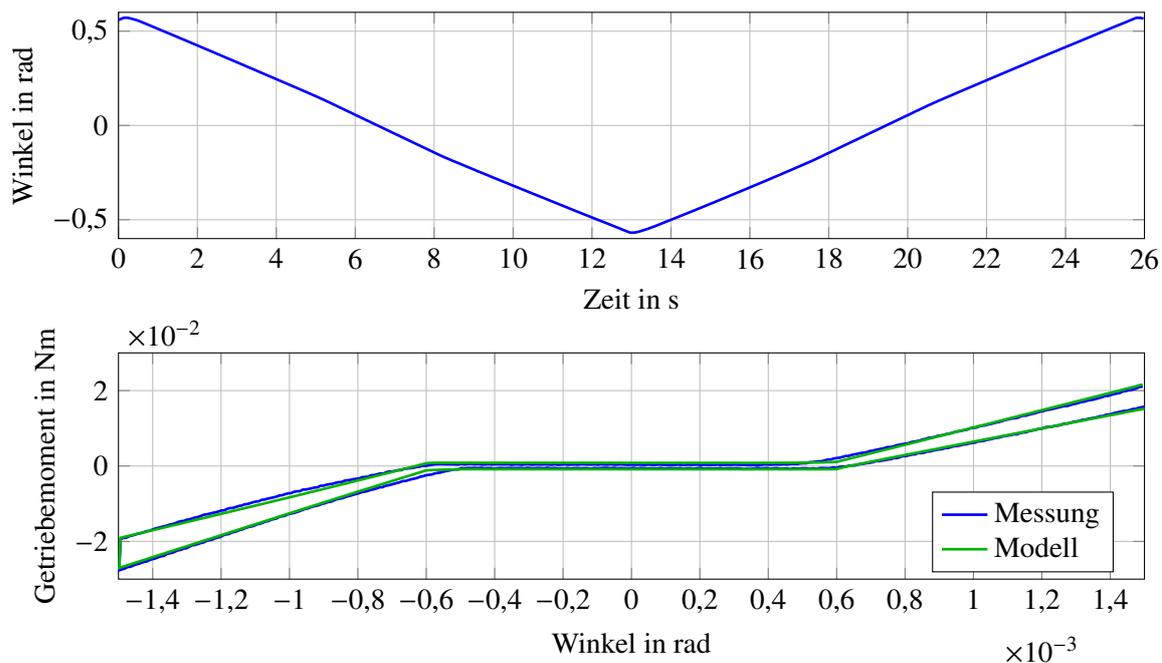


Abbildung 6.20: Winkeltrajektorie und Kennlinie des Kopplungselements

der Dämpfung wird der Versuch mit verschiedenen Geschwindigkeiten wiederholt und verglichen. Dabei ist zu erkennen (siehe Anhang B.2), dass sich das Systemverhalten nicht verändert und somit die Getriebedämpfung d_K null ist. Für alle anderen Parameter des Getriebe-modells wird die Identifikation wiederholt und die Ergebnisse in Anhang A.1.4 dargestellt.

6.5.2 Validierung

Zum Abschluss wird das zuvor parametrisierte Getriebe-modell am Prüfstand validiert. Die Anregung hierfür soll verschiedene Positions-, Geschwindigkeits- und Momentenverhältnis-se abdecken. Für die Antriebsseite realisiert dies eine positionsgeregelte sinusförmige Trajektorie mit steigender Amplitude (siehe Abbildung 6.21). Die Abtriebsseite wird über einen schwach eingestellten P-Regler an seiner Sollposition gehalten. Dieser Regler erzeugt ein der Auslenkung proportionales Drehmoment entgegen der Bewegung. Das Verhalten ist so-

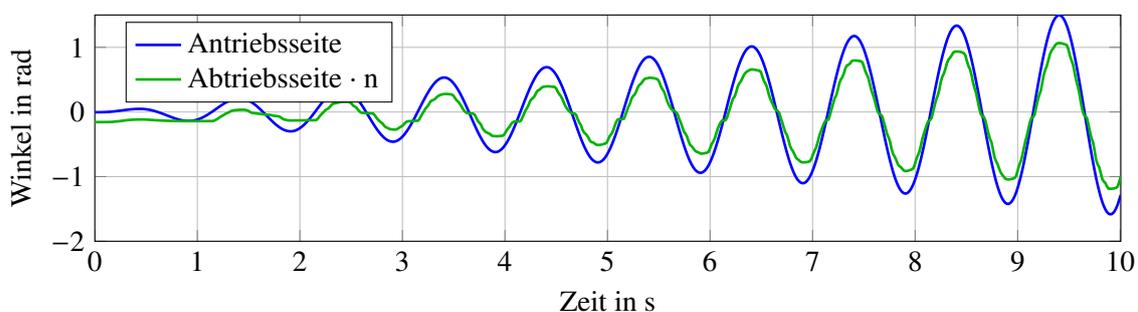


Abbildung 6.21: Winkeltrajektorie zur Getriebe-modellvalidierung

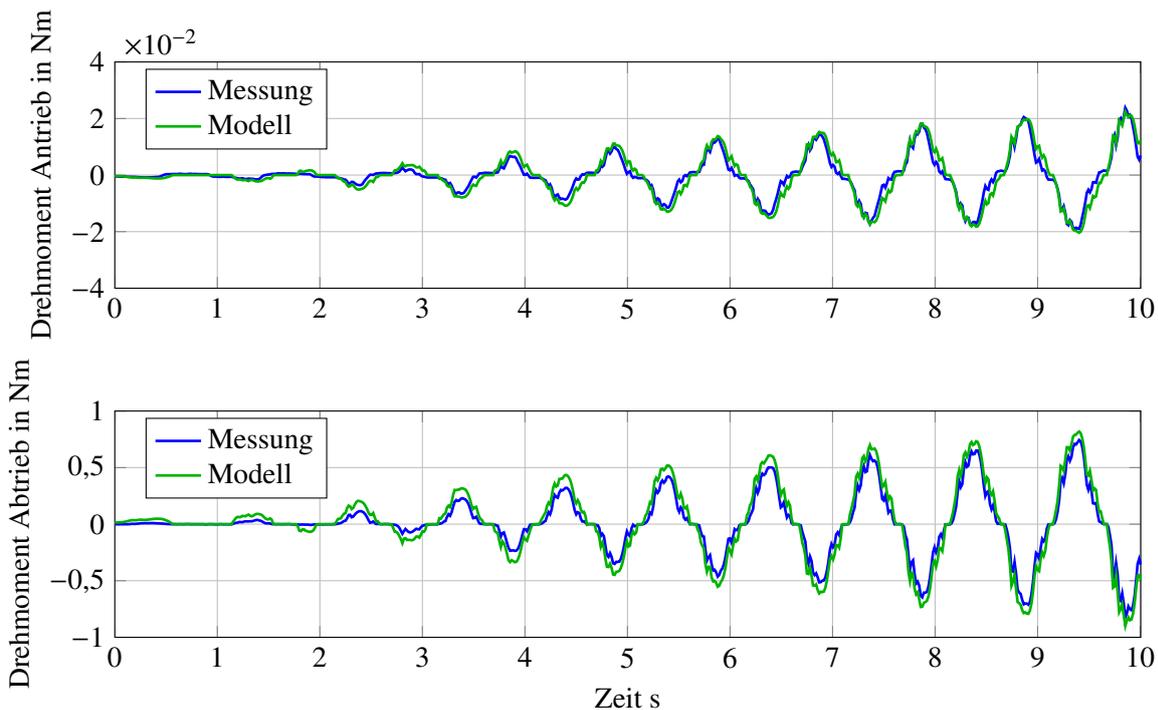


Abbildung 6.22: Drehmomentverlauf zur Getriebemodellvalidierung

mit ähnlich dem Verhalten einer linearen Feder. Die so erzeugten Winkelverläufe sind in Abbildung 6.21 zu sehen und der dazugehörige Drehmomentverlauf in Abbildung 6.22.

Die Anregung des Modells findet mit den gemessenen Winkelverläufen statt. Für die Bewertung werden anschließend die Modellausgänge mit der Messung verglichen und mit dem NRMSE aus Gleichung (6.2) bewertet. Hierbei ergibt sich ein Fehler von $\text{NRMSE} = 4,9\%$ für die Antriebsseite und $\text{NRMSE} = 5,0\%$ für die Abtriebsseite. Unter Berücksichtigung der nicht modellierten Reibung des Prüfstandes stimmen die Messung und Modell sehr gut überein.

6.6 Identifikation der Anschlagmodellparameter

Das Anschlagmodell aus Abschnitt 5.5 besteht aus zwei Teilen, dem oberen und dem unteren Anschlagteil. Eine ähnliche Aufteilung wird für die Identifikation der Modellparameter genutzt. Aufgrund des unterschiedlichen Aufbaus und Verhaltens der Anschläge (siehe Abschnitt 2.6) werden neben den Messabläufen zwei angepasste Auswerterroutinen entwickelt. Beide werden im Folgenden näher erläutert und um eine abschließende Modellvalidierung erweitert. Für alle durchgeführten Messungen wird der in Abschnitt 4.3.5 vorgestellte Anschlagprüfstand verwendet.

6.6.1 Messung und Auswertung

Zu Beginn der Identifikation wird der Prüfstand mit einem geringen Drehmoment beaufschlagt, welches knapp das Reibmoment des Prüfstands übersteigt. Damit bewegt sich die DRK langsam in den entsprechenden Anschlag. Dieses Experiment wird in beide Bewegungsrichtungen wiederholt und dient der Lokalisation beider Anschläge. Mit dieser Information können die nachfolgenden Messungen exakter und schneller ausgeführt werden.

Unterer Anschlag

Der untere Anschlag wird im Modell als lineare Feder nach Gleichung 5.50 abgebildet, welche nur unterhalb eines Schwellwertes aktiv ist. Das Anschlagmoment M_{Au} ergibt sich nach

$$M_{Au} = \begin{cases} 0, & \varphi_{Su} \leq \varphi \\ c_u (\varphi - \varphi_{Su}), & \varphi < \varphi_{Su} \end{cases} .$$

Die zu identifizierenden Parameter sind somit die Steifigkeit c_u sowie der Schwellwert φ_{Su} . Für die Messung wird der Anschlag geregelt mit konstanter Geschwindigkeit ansteigend belastet bis zu einem definierten, maximalen Drehmoment. Bei Erreichen des maximalen Drehmoments wird die Bewegungsrichtung umgekehrt und der Anschlag mit konstanter Geschwindigkeit entlastet. Die gemessene Drehmoment-Winkel-Kennlinie ist in Abbildung 6.23 dargestellt.

Ähnlich der Identifikation der Federmodellparameter in Abschnitt 6.4 wird die Kennlinie für das Be- und Entlasten separiert. Mit Hilfe der linearen Regression lassen sich die zwei Geraden in die separierten Teilkennlinien einpassen. Wie bereits in Abschnitt 5.5 beschrieben, ist nur eine sehr geringe Hysterese zu beobachten. Aus diesem Grund wird der Mittelwert aus den identifizierten Geradenparametern als Modellparameter für den unteren Anschlag genutzt. Die Steifigkeit c_u entspricht dabei dem Anstieg der Gerade und der Schwellwert φ_{Su} dem Schnittpunkt der Gerade mit dem Nullmoment. Die Reproduzierbarkeit für die Parameteridentifikation des unteren Anschlag ist in Anhang A.1.5 dargestellt.

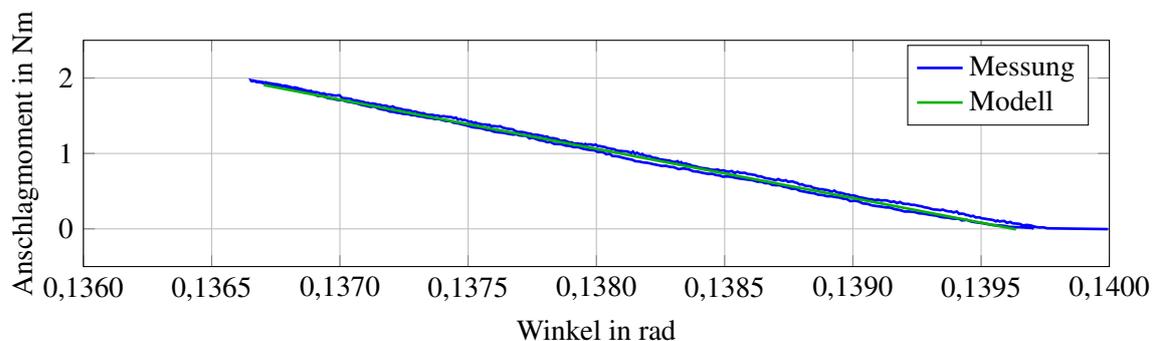


Abbildung 6.23: Drehmoment-Winkel-Kennlinie des unteren Anschlags

Dabei stellt der untere Schwellwert φ_{Su} die Referenz für den Winkelsensorabgleich dar und ist somit für die untersuchte DRK immer exakt 0,14 rad (siehe Abschnitt 2.6).

Oberer Anschlag

Das Modell des oberen Anschlags weist, prinzipiell ähnlich dem unteren Anschlag, ein Federverhalten auf. Das Anschlagmoment M_{Ao} ist nach Gleichung (5.51) definiert. Die Gleichung ist der Übersicht halber im Folgenden nochmals dargestellt.

$$M_{Ao} = \begin{cases} 0, & \varphi \leq \varphi_{So1} \\ c_{o1} (\varphi - \varphi_{So1}), & \varphi_{So1} < \varphi \leq \varphi_{So2} \\ c_{o1} (\varphi_{So2} - \varphi_{So1}) + M_{Ao2}, & \varphi_{So2} < \varphi \leq \varphi_{So3} \\ c_{o1} (\varphi_{So2} - \varphi_{So1}) + M_{Ao2} + c_{o3} (\varphi - \varphi_{So3}), & \varphi_{So3} < \varphi \end{cases}$$

Allerdings besteht das Modell in diesem Fall aus drei Segmenten, von denen der zweite Teil zusätzlich nichtlinear und hysteresebehaftet ist. Nach Gleichung (5.51) wird das erste und dritte Segment mit einer Geraden abgebildet und der zweite Teil mit dem in Abschnitt 5.3 vorgestellten Hysteresemodell. Die Identifikationsmessung gleicht dem Messablauf des unteren Anschlags. So wird auch hier der obere Anschlag mit konstanter Winkelgeschwindigkeit be- und entlastet. Abbildung 6.24 zeigt die ermittelte Kennlinie des oberen Anschlags.

Die gemessene Kennlinie wird anschließend ebenfalls in Be- und Entlastungskurve zerlegt. Zusätzlich muss der jeweils relevante Teil der Kennlinien entsprechend den drei Teilkomponenten zerlegt werden. Aufgrund des steilen Anstiegs von Komponente eins (1) und drei (3) geschieht dies für beide Teile über Momentenschwellwerte. Die Festlegung der Schwellwerte erfolgt manuell auf Basis der Kennlinie und soll einen möglichst großen Messbereich einbeziehen. Die zweite Komponente (2) in der Mitte des Winkelbereichs zeigt einen flachen Anstieg, weshalb in diesem Fall die Messkurve auf Basis des Winkels ausgewählt wird. Wie in Abschnitt 6.4 müssen auch bei den Umhüllenden dieses hysteresebehafteten Teils des oberen Anschlags zunächst die Übergangsvorgänge eliminiert werden. Hierbei ist

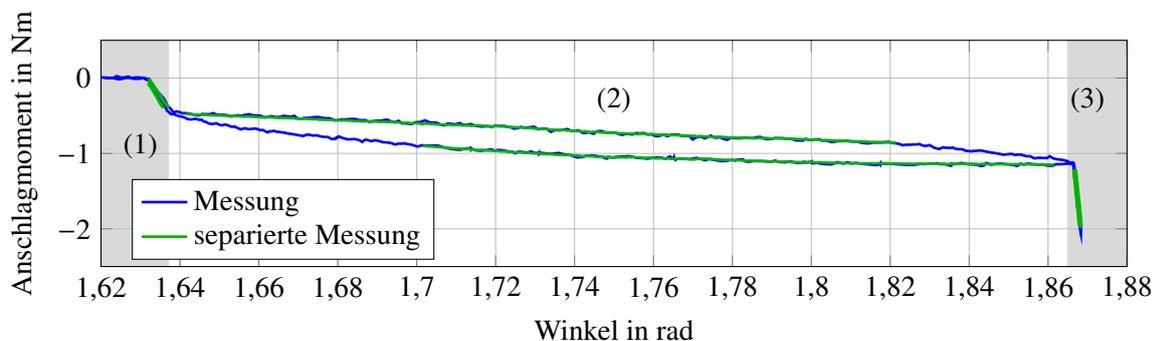


Abbildung 6.24: Drehmoment-Winkel-Kennlinie des oberen Anschlags

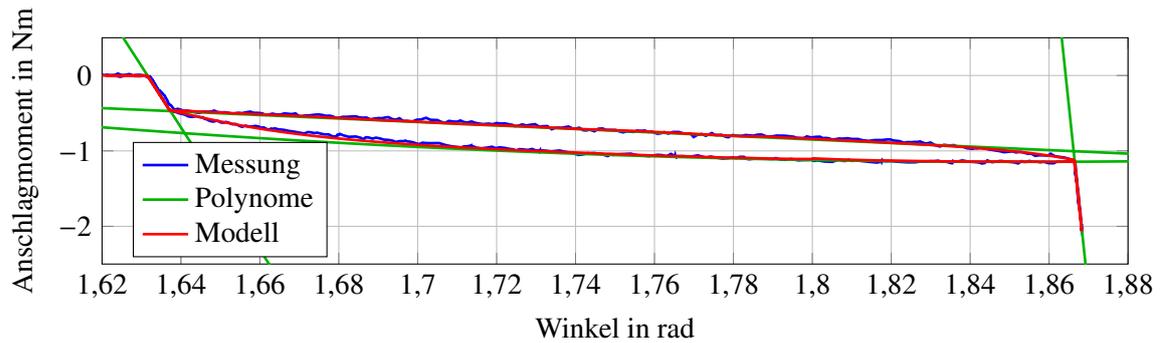


Abbildung 6.25: Drehmoment-Winkel-Kennlinie des oberen Anschlags

zu beachten, dass bedingt durch den mechanischen Aufbau, die Feder von Teil (2) nicht über den Arbeitsbereich hinaus vermessen werden kann. Dies hat zu Folge, dass durch die Eliminierung der Übergänge die Umhüllende nicht über den kompletten Arbeitsbereich zu Verfügung steht. Die so ausgewählten Kennliniensegmente sind in Abbildung 6.24 dargestellt. Für jede der drei Teilkomponenten ergibt sich damit je eine Kennlinie für das Be- und das Entlasten. An diese sechs Kurven wird anschließend je ein Polynom mit Hilfe der linearen Regression angepasst. Ähnlich dem unteren Anschlag ergeben die Mittelwerte aus den zwei zugehörigen Polynomen erster Ordnung die Geraden der Modellgleichung für die Teile (1) und (3), wobei die Anstiege der Geraden die Parameter c_{01} , c_{03} im Anschlagmodell ergeben. Die beiden Kurven der Komponente (2) werden mit Polynomen zweiter Ordnung modelliert und bilden die Parameter der Umhüllenden des Hysterese Modells p_{V02} , p_{E02} nach (siehe Abbildung 6.25). Dabei ist die Belastungskurve die untere und die Entlastungskurve die obere Kurve in der Grafik. Die Schwellwerte φ_{S0i} aus Gleichung (5.51) ergeben sich aus den Schnittpunkten der Polynome. So sind die Schwellwerte φ_{S01} und φ_{S02} die Schnittpunkte der Geraden von Komponente (1) mit dem Nullmoment beziehungsweise mit der Entlastungskurve in Teil (2). Schwellwert φ_{S03} ergibt sich aus der Kreuzung von der Geraden(3) mit der Belastungskurve von Teil (2). Nachdem die Steifigkeiten, Umhüllenden und Schwellwerte ermittelt wurden, kann der Skalierungsfaktor der Transitionsfunktion c_{T02} bestimmt werden. Da der Verfahrbereich im Verhältnis zu den Übergangsvorgängen klein ist, lassen sich keine zusätzlichen vollständigen Übergänge innerhalb des Anschlags erzeugen. Somit werden die Übergänge an den Enden des mittleren Bereichs aus der Messung in Abbildung 6.24 genutzt. Mittels des Simplex-Verfahrens wird der Parameter c_{T02} über die Form der Verbindungskurven bestmöglich angepasst. In Anhang A.1.5 sind die Identifikationsergebnisse für die Parameter des oberen Anschlags dargestellt. Dabei ist der Polynomkoeffizient p_{E020} immer genau null, da das Entlastungspolynom des zweiten Anschlagteils definitionsgemäß in dem Schnittpunkt bei φ_{S02} beginnt.

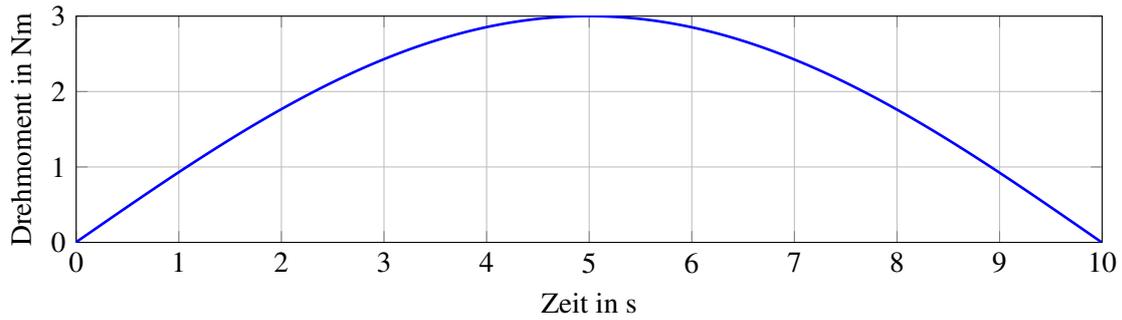


Abbildung 6.26: Drehmomenttrajektorie zur Validierung des Anschlagmodells

6.6.2 Validierung

Um die Güte des Anschlagmodells und der dazugehörigen identifizierten Parameter zu untersuchen, wird das Modell mit dem Anschlagprüfstand validiert. Hierfür werden Experimente genutzt, die sich von denen der Identifikation unterscheiden. Die Belastung der beiden Anschläge erfolgt separat über ein vorgegebenes Drehmoment. Die Drehmomenttrajektorie ist in [Abbildung 6.27](#) dargestellt und wird einmal mit positiven Momenten für den unteren Anschlag und einmal mit negativen Momenten für den oberen Anschlag wiederholt. Der Verlauf beinhaltet unterschiedliche Belastungszustände und realisiert für den oberen Anschlag sowohl Be- als auch Entlastungskurve einschließlich Übergangsbereich. Die resultierende Winkelbewegung wird gemessen und für die Anregung des Anschlagmodells verwendet. Damit ergeben sich die Drehmoment-Winkel-Kennlinien für beide Anschläge in [Abbildung 6.27](#).

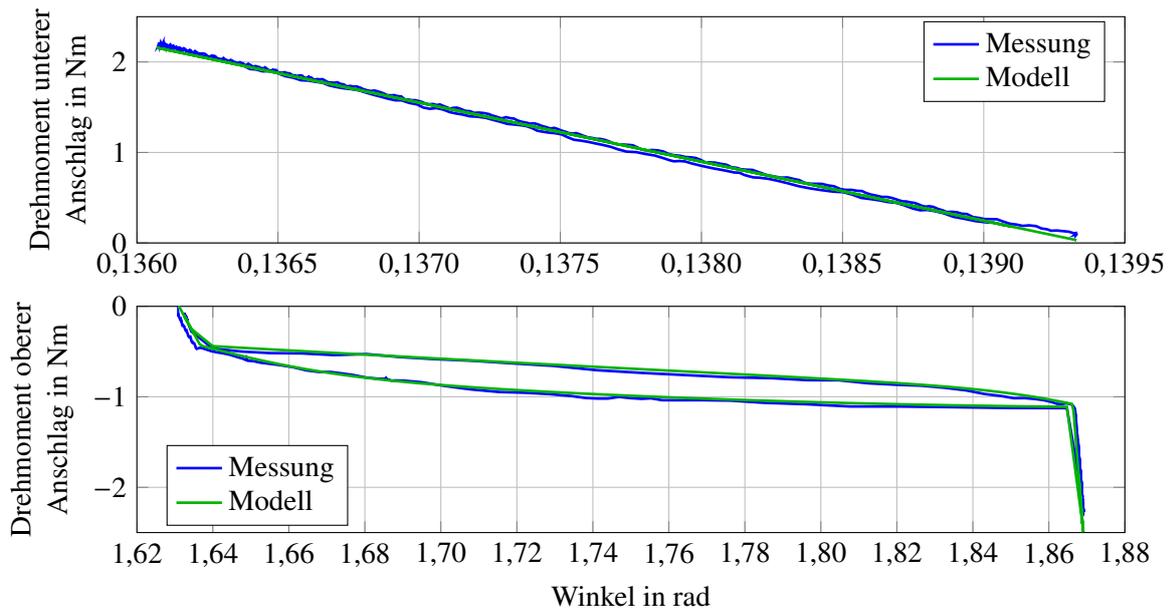


Abbildung 6.27: Drehmoment-Winkel-Kennlinien zur Validierung des Anschlagmodells

Für die Bewertung werden anschließend die Modellausgänge mit der Messung verglichen und mit dem NRMSE aus Gleichung (6.2) bewertet. Hierbei ergibt sich ein Fehler von $\text{NRMSE} = 1,6\%$ für den unteren Anschlag und $\text{NRMSE} = 3,5\%$ für den oberen Anschlag.

6.7 Gesamtmodellvalidierung

Nach der Identifikation aller Parameter des DRK-Modells aus Abschnitt 5.6 soll dieses validiert werden. Die Basis für die Validierung bildet ein Vergleich zwischen dem Systemverhalten der realen DRK mit der Simulation des dazugehörigen Modells. Hierfür müssen das reale System sowie das Modell identisch angeregt werden. Gerade dies ist für das vorgestellte nichtlineare, dynamische Modell nicht ohne weiteres zu realisieren. Wie bei den meisten rotatorischen Bewegungsmodellen beruht das Modell auf einer Momentenbilanz, welche gewichtet mit der Rotationsträgheit nach zweimaliger Integration den Bewegungswinkel ergibt (siehe Abschnitt 5.6). Diese Doppel-Integrator-Struktur führt dazu, dass kleine, gleichzeitige Abweichungen in der Momentenbilanz zu unverhältnismäßig großen Fehlern im Winkel führen. Dagegen verfälschen große, gleichanteilfreie Fehler kaum das Ergebnis. Zudem kann sich das Simulationsmodell, je nach Initialzustand der Integratoren, in einem komplett anderen Arbeitspunkt befinden und damit aufgrund der Nichtlinearität ein vollständig anderes Verhalten zeigen. Aus diesen Gründen soll bei der hier vorgestellten Validierung der Ausgangswinkel von Modell und DRK auf eine identische Trajektorie geregelt werden. Damit ist sichergestellt, dass sich Simulation und Realität im selben Arbeitspunkt befinden und somit vergleichbar sind. Zur Bewertung kann somit die benötigte Stellgröße am Modelleingang für das Erreichen des Modellausgangs herangezogen werden.

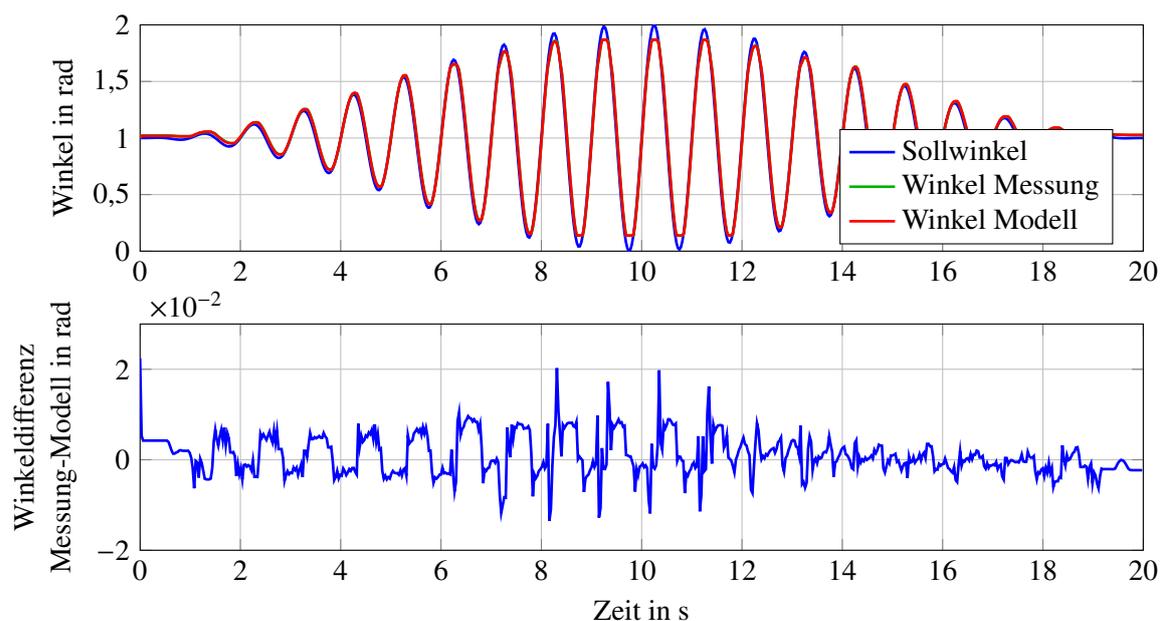


Abbildung 6.28: Winkeltrajektorie zur Validierung des Gesamtmodells

Für die Realisierung dieses Vorgehens werden Modell und DRK jeweils über einen identisch ausgelegten Proportional-Regler angesteuert. Neben dem Regler ist auch die Sollwerttrajektorie (siehe Abbildung 6.28) gleich gewählt. Verhalten sich Simulationsmodell und reale Klappe ähnlich, so erreichen die Regler nahezu identische Istwertverläufe. Der geringfügige Fehler zwischen den Drehwinkeln ist im unteren Teil von Abbildung 6.28 dargestellt. Außerdem ist zu erkennen, dass die Abweichung zum Ende der Messung abnimmt. Dies deutet darauf hin, dass sich die Systemzustände angeglichen haben. Zur Analyse der Modellqualität dient der Modelleingang, welcher gleich mit der Stellgröße des Reglers ist. Mit dieser Rückwärtsvalidierung werden somit die Systemeingänge bei identischen Systemausgängen verglichen.

Die Systemausgänge sind die Drehwinkel des Klappenmechanismus, deren Verläufe in Abbildung 6.28 zu sehen sind. Diese bestehen aus zwei überlagerten Sinuswellen mit unterschiedlicher Frequenz. Der daraus resultierende Verlauf enthält verschiedene Winkelauslenkungen und -geschwindigkeiten. Bei kleinen Amplituden dominiert dabei die Reibung der verschiedenen Lagerstellen. Mit den großen Auslenkungen hingegen kann sowohl das Verhalten der Feder als auch das Verhalten der Anschläge über den kompletten Arbeitsbereich hinweg gemessen werden. Auch die geschwindigkeitsabhängigen Einflüsse des Motors werden ausreichend angeregt. Der Systemeingang ist jeweils die Spannung am Motor.

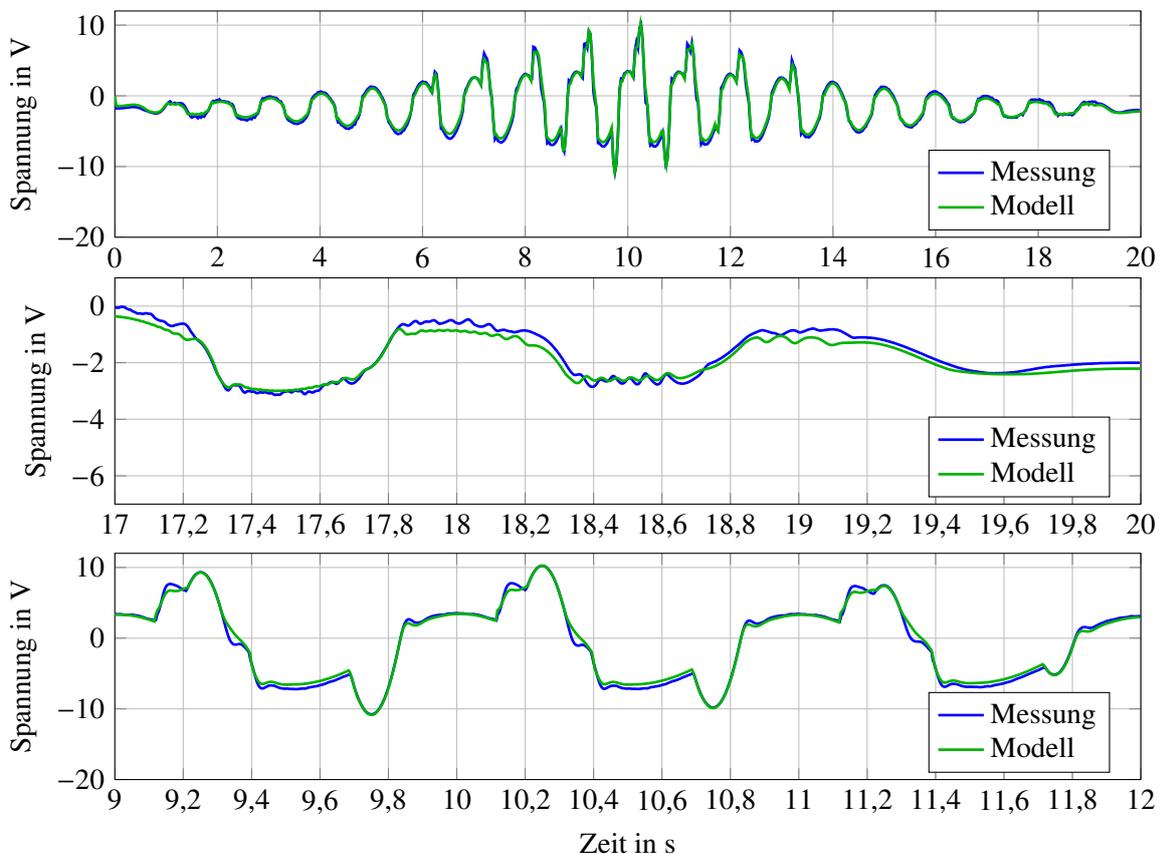


Abbildung 6.29: Spannungsverlauf zur Validierung des Gesamtmodells

Die Ergebnisse für die Motorspannung aus der Messung und der Simulation sind in Abbildung 6.29 zu sehen. Im oberen Teil der Abbildung ist der Spannungsverlauf über die komplette Zeitdauer zu sehen. Hierbei ist zu erkennen, dass die Messung und die Simulation im gesamten Bereich qualitativ sehr gut übereinstimmen. Dies zeigt, dass die Momentenerzeugung durch den Motor und die Rückwirkung der Bewegung auf die Motorspannung korrekt nachgebildet wird. Dabei besitzt die Ansteuerung der DRK geringfügig mehr Hub als die Ansteuerung des Modells. Dieser Hub ist gleichbedeutend mit der Reibung, welche beim Richtungswechsel ihr Vorzeichen wechselt. Somit lässt der erhöhte Hub auf eine erhöhte Reibung in der realen Klappe schließen. Bereits in Abschnitt 4.3.6 wurde eine Beeinflussung des Systemverhaltens durch den zusätzlichen Winkelsensor des Prüfstands nachgewiesen. Dies legt die Vermutung nahe, dass die zusätzliche Reibung im realen Systemverhalten durch diesen Sensor erzeugt wird. Die Analyse der kleinen Bewegungen ist für den Zeitbereich $t = 17\text{--}20\text{ s}$ im mittleren Teil von Abbildung 6.29 vergrößert dargestellt. Dieser Bereich wird von der Lagerreibung dominiert. Die Grenzwerte für die benötigte Motorspannung zur Überwindung der maximalen Reibung und auch der Übergang im elastischen Reibbereich werden von dem Modell sehr gut abgebildet. Zudem ist eine Welligkeit der Motorspannung im Bereich um $t = 18,5\text{ s}$ zu sehen. Diese ist sowohl in der Messung als auch in der Simulation vorhanden und wird von dem Rastmoment des Motors erzeugt. Bei höheren Auslenkungen und damit verbundenen höheren Winkelgeschwindigkeiten ist dies wegen der begrenzten Bandbreite der Messung schlechter zu erkennen. Der untere Teil der Abbildung zeigt den Spannungsverlauf bei sehr großer Auslenkung der Klappe. Die sinusförmigen Spannungsspitzen werden hierbei von den Anschlägen erzeugt. Im negativen Ausschlag ($t = 9,7\text{ s}$) zeigt sich ein homogener Verlauf des einteiligen unteren Anschlags. Der mehrteilige oberer Anschlag hingegen erzeugt mehrere Spannungswellen ($t = 10,1\text{--}10,3\text{ s}$). Dabei zeigen sich kleine Abweichungen beim Anfahren und Verlassen des Anschlags. Des Weiteren werden in diesem Zeitbereich die Federkennlinie und die Beschleunigungsmomente angeregt, welche sehr gut nachgebildet werden. Dies zeigt sich auch im Fehler zwischen Messung und Modell, der mit einem NRMSE = 1,73 % über die gesamte Bewegung überaus niedrig ist. Unter der Berücksichtigung, dass für die Identifikation die DRK zerlegt wurde und somit die Validierung an anderen Bauteilen, mit möglichen Serienstreuungen stattfindet, sind die Ergebnisse des entwickelten Gesamtmodells mit der dazugehörigen Parameteridentifikation sowohl qualitativ als auch quantitativ außerordentlich gut.

6.8 Automatisierung der Parameteridentifikation

Für eine bessere Reproduzierbarkeit der Identifikation und eine einfache Übertragbarkeit auf andere Bauteile findet eine Automatisierung des Identifikationsprozesses statt. Dabei sind die Teilschritte der Austausch der zu messenden Komponente, die Durchführung der Messung

und die daraus resultierende Berechnung der Modellparameter. Diese Teilschritte werden sequenziell für einzelne Parameter oder Parameterpaare durchgeführt. Die Abfolge und die zu identifizierenden Parameter sind dabei frei wählbar. Für die Berechnung mancher Parameter sind die Werte anderer Parameter notwendig. Daher müssen jene benötigten Parameter zuerst identifiziert werden. Die benötigte Messzeit beziehungsweise die Umbau- und Anpassungszeit sind komponentenweise in Tabelle 6.2 aufgelistet.

Die Umbauzeit beinhaltet zum einen die Modifikation und den Ausbau der DRK-Komponente aus der Gesamtklappe. Zum anderen den Einbau und die Justage der Komponente in den dazugehörigen Prüfstand. Dies ist für die Vermessung der Komponente nur einmalig erforderlich und muss nicht für jede Messung wiederholt werden.

Daran anschließend werden die Identifikationsmessungen durchgeführt. Diese Messabläufe sind mit Hilfe der MLIB-Bibliothek (siehe Abschnitt 4.1) automatisiert. Die Dauer der Messungen ist in Tabelle 6.2 als Messzeit dargestellt. Die dazugehörige Anpassungszeit beinhaltet alle softwareseitigen Änderungen beim Komponentenwechsel, wie Einstellungsänderungen in Mess- und Regelskripten. Je nach Abweichungen der Komponenten, Messzeit und -komplexität kann diese stark variieren und wird deshalb als geschätzter Wert angegeben.

Letzter Teil des automatisierten Ablaufs ist die Auswertung der Messwerte. Auch hierfür werden Matlab-Skripte entwickelt, welche auf die Messwertdateien des zugehörigen Messablaufs zugreifen. Nach dem Laden der Messdaten und deren Vorverarbeitung passen Optimierungsroutinen das Modellverhalten über die Variation der Modellparameter an das reale Verhalten an. Im letzten Schritt schreibt das Skript die ermittelten Parameter in eine Parameterdatei, auf welche das Simulationsmodell zurückgreifen kann. Die Rechenzeit der Auswertelgorithmen ist nicht extra aufgeführt, da diese im unteren Sekundenbereich liegt und damit vernachlässigt werden kann.

Tabelle 6.2: Unterteilung der automatisierten Identifikationsabläufe

Modellteil	identifizierte Parameter	benötigte Parameter	Umbauzeit	Messzeit	Anpassungszeit
Reibmodell	-	-	1,5 h	-	-
Plastischer Bereich	$M_H, M_C, \dot{\varphi}_s, \sigma_2, (\beta)$	-	-	35 min	0,5 h
Losbrechbereich und Elastischer Bereich	$\sigma_0, \sigma_1, z_{ba}$	σ_2	-	2 min	1 h
Motormodell	-	-	0,5 h	-	-
Drehmomentbildende Konstante	k_t	-	-	5 min	0,5 h
Trägheitsmoment	J_M	-	-	0,2 min	0,5 h
Rastmoment	$\hat{M}_{Cog}, f_{Cog}, \zeta_{Cog}$	-	-	0,5 min	0,5 h
Spannungsbildende Konstante	k_b	-	-	1,5 min	0,5 h
Widerstand und Induktivität	R, L	-	-	0,5 min	0,5 h
Eisenverluste	k_{EC}, k_{Hys}	R, k_b	-	50 min	0,5 h
Reibung	siehe Reibmodell	-	0,5 h	37 min	1,5 h
Federmodell	-	-	1 h	-	-
Umhüllende Funktionen	p_E, p_V	-	-	2 min	0,5 h
Transitionsfunktion	c_T	p_E, p_V	-	1 min	1 h
Getriebemodell	-	-	2 h	-	-
Getriebeuntersetzung	r_{Ab}	r_{An}	-	0,5 min	0,5 h
Getriebekopplung	$\tau, c_{K1}, c_{K2}, (d_K)$	r_{An}, r_{Ab}	-	0,5 min	0,5 h
Anschlagmodell	-	-	1 h	-	-
Unterer Anschlag	φ_{Su}, c_u	-	-	1,5 min	0,5 h
Oberer Anschlag	$\varphi_{So1}, \varphi_{So2}, \varphi_{So3}, c_{o1}, p_{Vo2}, p_{Eo2}, c_{To2}, c_{o3}$	-	-	3 min	0,5 h
Gesamt	-	-	6,5 h	2,3 h	9,5 h

7 Sensitivitätsanalyse und Modellreduktion

Das in Abschnitt 5.6 vorgestellte vollständige Modell der DRK bildet sowohl das Verhalten der Einzelkomponenten als auch das Gesamtverhalten sehr detailliert ab. Dies führt zu einem relativ hohen Rechenaufwand bei der Simulation des Modells. Gerade bei iterativer Anwendung des Modells ist die hohe Komplexität von Nachteil. So ist beispielsweise die Berechnungszeit bei einer numerischen Optimierung der Regler-Modell-Interaktion entsprechend hoch. Demgegenüber ist bei modellbasierten Diagnose-/Beobachtersystemen die während der Laufzeit verfügbare Berechnungszeit für das Modell begrenzt. Besonders bei einer Implementierung auf dem Motorsteuergerät eines Fahrzeugs ist dies von großer Bedeutung. Für diese Anforderungen können die Modelle der Einzelkomponenten kombiniert und vereinfacht werden, um die Gesamtmodellkomplexität und damit den Rechenaufwand zu senken. Dazu wird im Folgenden eine Sensitivitätsanalyse der einzelnen Modellparameter durchgeführt. Abhängig von der Sensitivität der Parameter kann deren Einfluss auf die Modellstrukturen bewertet werden. Zusätzlich zu dieser Analyse werden die Erfahrungen aus den durchgeführten Experimenten zur Identifikation der Modellparameter und der Validierung des Gesamtmodells für die Reduktion (siehe Kapitel 6) genutzt. Des Weiteren geben auch die Gegebenheiten des Aufbaus (siehe Kapitel 2) wichtige Hinweise für die Kombination von Modellstrukturen. Mit Hilfe dieser drei Grundlagen werden anschließend die Teilmodelle zusammengefasst beziehungsweise eliminiert und damit ebenfalls die Anzahl der Modellparameter gesenkt. Ziel dieser Modellreduktion ist ein vereinfachtes Gesamtmodell der DRK, dessen Verhalten möglichst gut mit dem des vollständigen Modells übereinstimmt. Des Weiteren soll die Berechnungskomplexität signifikant gesenkt werden. Somit ist immer ein Kompromiss zwischen Modellgüte und Rechenaufwand zu finden. Für die folgende Reduktion wird ein Mittelwert aus beiden Kriterien gewählt und die Ergebnisse im Anschluss mit dem vollständigen Modell verglichen.

7.1 Stand der Technik auf dem Gebiet der Sensitivitätsanalyse

Mit Hilfe der Sensitivitätsanalyse können quantitative und qualitative Einflüsse von Modelleingängen auf den Modellausgang untersucht werden. Für diese Analyse werden neben dem eigentlichen Modelleingängen auch die Modellparameter als variable Modelleingänge angesehen. Das Ziel ist es, relevante Modellstrukturen von vernachlässigbaren Teilen zu trennen und somit eine optimale Modellkomplexität zu erhalten. Hierfür existieren verschiedene Methoden, welche in das sogenannte Screening, lokale und globale Analysen unterteilt werden können. Einen Überblick über die Methoden gibt Saltelli *et al.* in [78].

Screening Methoden werden meist bei Modellen mit einer großen Anzahl an Einflussgrößen oder hohem Rechenaufwand des Modells angewendet. Basierend auf der Annahme, dass nur wenige Einflussgrößen den Großteil des Modellausgangs bestimmen, kann sehr recheneffizient mit wenigen Iterationen eine qualitative Aussage über den Einfluss des Eingangs getroffen werden. Um eine quantitative Abhängigkeit zu bestimmen, steigt der Rechenaufwand meist stark an. So können in einer ersten qualitativen Analyse eine Untergruppe an Eingängen ausgewählt und anschließend deren quantitativer Einfluss ermittelt werden. Typische Vertreter dieser Screening Methoden sind die „One-at-a-time-Design“ [23] und das Morris-Design [62].

Lokale Methoden zur Sensitivitätsanalyse untersuchen den Einfluss von Eingangsgrößen um einen Arbeitspunkt und sind in [70] aufgelistet. Hierfür werden meist partielle Ableitungen des Modellausgangs nach dem jeweiligen Eingang genutzt und diese analytisch oder numerisch berechnet. Die numerische Berechnung erfolgt über eine geringe Variation der Eingangsgröße um den Arbeitspunkt. Für lineare Systeme ist diese Analyse gleichzeitig als global, sprich als über den gesamten Arbeitsbereich gültig anzusehen. Für nichtlineare Systeme hingegen ist das Ergebnis nur für den gewählten Arbeitspunkt gültig und kann für andere Arbeitspunkte stark variieren. Des Weiteren kann durch die Anregung von jeweils nur einem Eingang der Einfluss erster Ordnung ermittelt werden. Dieser Einfluss beschreibt nur die alleinige Wirkung des Eingangs ohne die mit anderen Eingängen verkoppelte Wirkung zu beachten.

Die globale Sensitivitätsanalyse hingegen ist weniger abhängig vom Arbeitspunkt und betrachtet auch die Einflüsse höherer Ordnung bei der gleichzeitigen Variation mehrerer Eingangsgrößen. Die Variation der Eingangsgrößen geschieht stochastisch und ergibt nach der mehrfachen Simulation des Modells eine entsprechende Stichprobe für den Modellausgang. Dieses stichprobenartige Vorgehen wird auch Monte-Carlo-Methode genannt. Vorteil dieser Methode ist, dass kein Vorwissen über die Struktur des Modells vorhanden sein muss. Die Sensitivität der Eingangsgrößen kann dabei über die Varianzen der Ein- und Ausgangsvertei-

lung bestimmt werden. Zu diesen Methoden gehören beispielsweise die Korrelationsanalyse, Sobols Methode [87] und der Fourier-Amplituden-Sensitivitätstest (FAST) [21].

Das entwickelte Modell für die DRK und auch die Teilmodelle sind nichtlinear, weshalb sich eine globale Sensitivitätsanalyse empfiehlt. In dieser Arbeit wird für die Analyse die Methode von Sobol verwendet, da mit diesem Algorithmus über eine geschickte Wahl der Testfolge sehr effizient der Sensitivitätsindex erster Ordnung S_i und der totale Sensitivitätsindex S_{Ti} berechnet werden kann. Dieser Totalindex beinhaltet zusätzlich alle verkoppelten Effekte höherer Ordnung der untersuchten Eingangsgröße mit anderen Eingangsgrößen. Mit diesen beiden Indizes lassen sich somit der alleinige und der kombinierte Einfluss auf den Ausgang bestimmen.

7.2 Grundlagen der Methode

Die detaillierte Herleitung der Sensitivitätsanalyse-Methode nach Sobol ist in [77, 83] erläutert und soll hier nur stark komprimiert dargestellt werden. Neben der Berechnung der Sensitivitätsindizes wird eine effiziente Berechnung des Sensitivitätsindex erster Ordnung S_i und des totalen Sensitivitätsindex S_{Ti} nach [77, 84] vorgestellt. Den Abschluss bilden Untersuchungen zur Wahl der Stichprobenverteilung und Größe des Stichprobenumfangs zur korrekten und schnellen Berechnung der Indizes.

7.2.1 Sensitivitätsindex

Die varianz-basierten Sensitivitätsanalysemethoden, wie es die Methode nach Sobol ist, untersuchen die Unsicherheit des Modellausgangs y in Abhängigkeit von der Unsicherheit der Modelleingänge $\mathbf{x} = (x_1, \dots, x_n)$ und bestimmen daraus die Größe des Effekts. Hierfür wird die Varianz des Ausgangs $V(Y)$ herangezogen. Diese kann nach [77] in die Varianz des bedingten Erwartungswerts $V(E(Y|X_i))$ und den Erwartungswert der bedingten Varianz $E(V(Y|X_i))$ nach Gleichung (7.1) zerlegt werden.

$$V(Y) = V(E(Y|X_i)) + E(V(Y|X_i)) \quad (7.1)$$

Dabei ist die Varianz des bedingten Erwartungswerts ein Maß für den Zusammenhang zwischen dem Eingang x_i und dem Ausgang y und ergibt normiert über die Ausgangsvarianz $V(Y)$ das Korrelationsverhältnis KV (siehe [85]).

$$KV_i = \frac{V(E(Y|X_i))}{V(Y)} \quad (7.2)$$

Das Korrelationsverhältnis kann Werte im Intervall $[0, 1]$ annehmen und entspricht dem Einfluss erster Ordnung von x_i auf y . Ein großer Wert ist dabei gleich bedeutend mit einem starken Einfluss.

Sensitivitätsindex erster Ordnung

Der Sensitivitätsindex erster Ordnung nach Sobol wird auch Haupteffekt genannt. Für dessen Berechnung werden zunächst zwei unabhängige Stichproben $\mathbf{X}_A, \mathbf{X}_B$ erzeugt. Diese Stichproben sind Matrizen mit n (Anzahl der Eingangsgrößen) Spalten und q (Anzahl der Realisierungen) Zeilen. Somit ergeben diese Matrizen jeweils q zufällige Stichproben für jeweils n Eingänge.

$$\mathbf{X}_A = \begin{bmatrix} x_{11} & \dots & x_{1i} & \dots & x_{1n} \\ x_{21} & \dots & x_{2i} & \dots & x_{2n} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ x_{q1} & \dots & x_{qi} & \dots & x_{qn} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{X}_B = \begin{bmatrix} x'_{11} & \dots & x'_{1i} & \dots & x'_{1n} \\ x'_{21} & \dots & x'_{2i} & \dots & x'_{2n} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ x'_{q1} & \dots & x'_{qi} & \dots & x'_{qn} \end{bmatrix} \quad (7.3)$$

Für die Berechnung des Einflusses von Eingang x_i wird daraus eine neue Matrix \mathbf{X}_{Ci} erzeugt, welche alle Spalten von \mathbf{X}_B besitzt bis auf die i -te Spalte, die aus \mathbf{X}_A stammt.

$$\mathbf{X}_{Ci} = \begin{bmatrix} x'_{11} & \dots & x_{1i} & \dots & x'_{1n} \\ x'_{21} & \dots & x_{2i} & \dots & x'_{2n} \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ x'_{q1} & \dots & x_{qi} & \dots & x'_{qn} \end{bmatrix} \quad (7.4)$$

Die Zusammensetzung der Matrix \mathbf{X}_{Ci} erfolgt einmal für jeden Eingang x_i , also insgesamt n -mal. Anschließend werden die Werte von \mathbf{X}_A und \mathbf{X}_{Ci} zeilenweise an das Simulationsmodell übergeben und dieses ausgeführt. Abhängig von der Anzahl der Parameter und der Realisierungen sind hierfür $q(n+1)$ Simulationsdurchläufe notwendig. Die Ergebnisse sind die Modellausgänge \mathbf{y}_A für die Realisierungen von \mathbf{X}_A und \mathbf{y}_{Ci} für die Realisierungen von \mathbf{X}_{Ci} . Mit Hilfe der simulierten Ausgänge und der bedingten Varianz aus Gleichung (7.1) wird der Sensitivitätsindex erster Ordnung nach Gleichung (7.5) berechnet.

$$S_i = \frac{V(E(Y|X_i))}{V(Y)} = \frac{\frac{1}{q} \mathbf{y}_A^T \cdot \mathbf{y}_{Ci} - \bar{y}_A^2}{\frac{1}{q} \mathbf{y}_A^T \cdot \mathbf{y}_A - \bar{y}_A^2} = \frac{\frac{1}{q} \sum_{j=1}^q y_{A,j} y_{C_i,j} - \left(\frac{1}{q} \sum_{j=1}^q y_{A,j} \right)^2}{\frac{1}{q} \sum_{j=1}^q (y_{A,j})^2 - \left(\frac{1}{q} \sum_{j=1}^q y_{A,j} \right)^2} \quad (7.5)$$

Der Term \bar{y}_A^2 stellt das Quadrat des Mittelwerts von \mathbf{y}_A dar. Der andere Teil der Gleichung setzt sich aus dem Skalarprodukt von \mathbf{y}_A und \mathbf{y}_{Ci} zusammen. Dabei sind in den Eingangsmatrizen \mathbf{X}_A und \mathbf{X}_{Ci} jeweils die i -te Spalte identisch und alle anderen unterschiedlich. Besitzt

x_i hierbei einen hohen Einfluss auf den Ausgang, so ähneln sich die einzelnen Elemente y_{Aj} und y_{Cji} jeweils sehr und ergeben über deren Multiplikation und Aufsummierung einen hohen Sensitivitätsindex. Für einen geringen Einfluss hingegen löschen sich die zufälligen Abweichungen von y_{Aj} und y_{Cij} über die Berechnung aus und der Index wird entsprechend klein.

Der Index S_i beschreibt den direkten Einfluss des Eingangs x_i auf den Ausgang von y . Die Sensitivität von additiven Modellen, bei denen die Strukturzweige ausschließlich additiv verknüpft sind, lässt sich somit schon vollständig beschreiben. Für nicht-additive Modelle hingegen müssen auch die Effekte höherer Ordnung aus der Verkopplung mehrerer Eingangsgrößen berücksichtigt werden.

Totaler Sensitivitätsindex

Neben dem direkten Einfluss der Eingänge können auch verkoppelte Einflüsse von zwei oder mehr Eingängen auf den Ausgang wirken. Diese Wirkung wird von den Sensitivitätsindizes zweiter bis n -ter Ordnung dargestellt. Mit wachsender Anzahl an Eingängen steigt deren Zahl exponentiell an, so dass für eine vollständige Berechnung $q \cdot 2^n$ Simulationsdurchläufe notwendig sind. Dies ist bei Modellen mit vielen Eingängen nicht mehr in sinnvoller Zeit berechenbar.

Daher wird der totale Sensitivitätsindex S_{Ti} oder auch Totaleffekt eingeführt. Dieser beinhaltet neben dem direkten Einfluss von x_i auch alle verkoppelten Einflüsse von x_i auf den Ausgang y . In Gleichung (7.6) ist S_{T1} für den ersten von vier Eingängen beispielhaft dargestellt.

$$S_{T1} = S_1 + S_{12} + S_{13} + S_{14} + S_{123} + S_{124} + S_{134} + S_{1234} \quad (7.6)$$

Die Summe aller Sensitivitätsindizes ist eins und somit kann der totale Sensitivitätsindex auch über das Element $S_{\sim i}$ definiert werden. $S_{\sim i}$ ist dabei die Summe aller $S_{j_1 \dots j_k}$, welche den Faktor i nicht enthalten.

$$S_{Ti} = 1 - S_{\sim i} \quad (7.7)$$

Für die Berechnung von S_{Ti} werden neben der Ursprungsstichprobe, weitere Stichproben benötigt, bei denen alle Spalten bis auf die i -te Spalte identisch zur Ursprungsstichprobe sind. Diese Eigenschaft kann ebenfalls von X_{Ci} aus Gleichung (7.4) realisiert werden, wenn als Ursprungsstichprobe in diesem Fall X_B aus Gleichung (7.3) gewählt wird. Damit steigt der Rechenaufwand für Total- und Haupteffekt gegenüber der alleinigen Bestimmung des Haupteffekts nur minimal von $q(n+1)$ auf $q(n+2)$ an. Die Berechnung erfolgt äquivalent zum Haupteffekt über die simulierten Modellausgänge.

$$S_{Ti} = 1 - \frac{V(E(Y|X_{\sim i}))}{V(Y)} = 1 - \frac{\frac{1}{q} \mathbf{y}_B^T \cdot \mathbf{y}_{Ci} - \bar{y}_A^2}{\frac{1}{q} \mathbf{y}_A^T \cdot \mathbf{y}_A - \bar{y}_A^2} = 1 - \frac{\frac{1}{q} \sum_{j=1}^q y_{Bj} y_{Cij} - \left(\frac{1}{q} \sum_{j=1}^q y_{Aj} \right)^2}{\frac{1}{q} \sum_{j=1}^q (y_{Aj})^2 - \left(\frac{1}{q} \sum_{j=1}^q y_{Aj} \right)^2} \quad (7.8)$$

Durch die Normierung von S_i und S_{Ti} liegen beide Größen im Intervall $[0, 1]$. Weitere Eigenschaften sind:

- Ist S_{Ti} hoch, so hat x_i großen Einfluss auf den Ausgang y
- Ist S_i hoch, so hat x_i großen direkten Einfluss auf den Ausgang y
- Ist S_i nahezu S_{Ti} , so ist x_i nicht verkoppelt
- Ist S_{Ti} größer als S_i , so ist x_i verkoppelt

Somit lässt sich abschätzen, welcher Eingang x_i Einfluss hat, beziehungsweise ob er verkoppelt ist. Allerdings kann keine Aussage darüber getroffen werden, mit welchem anderen Eingang die Verkopplung besteht.

7.2.2 Stichprobengenerierung

Die Ergebnisse der zuvor beschriebenen Sensitivitätsanalyse sind abhängig von der gewählten Verteilung und dem Umfang der Stichprobe. Hierfür werden in Voruntersuchungen verschiedene Verteilungen miteinander verglichen. Übliche Verteilungen sind Pseudo-Zufallszahlen, [Latin Hypercube Sampling \(LHS\)](#) [59] oder die LP_τ -Methode [10]. Alle drei Verteilungen sind gleichverteilt und unterscheiden sich in der Berechnung. So ist beispielsweise [LHS](#) auf mehrdimensionale Verteilungen optimiert. Zusätzlich zu den bereits genannten Verteilungen werden noch eine Normalverteilung und eine Chi-Quadrat-Verteilung untersucht. Die Bewertung der Verteilungen erfolgt auf Basis einer Sensitivitätsanalyse des Reibmodells. Exemplarisch sind die Ergebnisse für einen Parameter in [Abbildung 7.1](#) dargestellt. Die gleiche Analyse wird mit den verschiedenen Verteilungen durchgeführt. Auf der x -Achse ist dabei der Umfang der Stichprobe q aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass mit steigendem Stichprobenumfang das Ergebnis der Analyse konvergiert. Ab einer Anzahl von $q = 800$ hat sich das Ergebnis für die meisten Verteilungen stabilisiert. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die normalverteilte und die Chi-Quadrat-verteilte Stichprobe zu abweichenden Ergebnissen führen. Die anderen drei Verteilungen erzeugen ähnliche Ergebnisse, wobei das Ergebnis für die Pseudo-Zufallszahlen etwas langsamer konvergiert. [LHS](#) und LP_τ -Methode unterscheiden sich kaum, allerdings gibt es bei der LP_τ -Methode Begrenzungen bei großen Stichproben [83]. Aus diesem Grund wird für die folgenden Versuche das [LHS](#) mit einem Stichprobenumfang von $q = 1000$ gewählt.

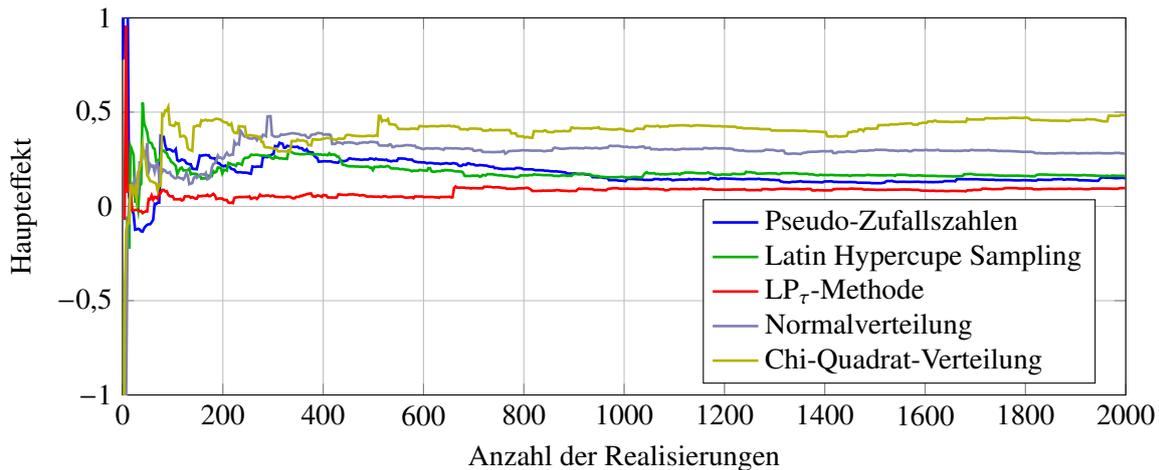


Abbildung 7.1: Sensitivität der Reibmodellparameter

7.3 Sensitivitätsanalyse der Modellkomponenten

Die Sensitivitätsanalyse erfolgt auf Basis der in Abschnitt 7.2 vorgestellten Methode. Hierfür werden die Parameter des jeweiligen Modells als Eingänge betrachtet und über die entsprechende Stichprobe variiert. Der ursprüngliche Eingang des Modells (meist Winkel oder Winkelgeschwindigkeit) wird hingegen nicht stochastisch manipuliert. Der Eingang muss trotzdem sinnvoll gewählt werden, um den Arbeitspunkt festzulegen, in dem die Sensitivitätsanalyse durchgeführt wird. Da die meisten Teilmodelle nichtlinear und dynamisch sind, erzeugt ein fixer Arbeitspunkt nur eine sehr begrenzte gültige Aussage über das Modell. Daher werden die Teilmodelle mit Trajektorien angeregt, welche den Arbeitsbereich des jeweiligen Bauteils repräsentieren. Der Modellausgang wird anschließend über die Zeit gemittelt und an die Sensitivitätsanalyse übergeben. Mit Hilfe dieser Anregungen ergibt sich der Mittelwert der Parametereinflüsse über den gewählten Arbeitsbereich.

7.3.1 Reibmodell

Das erweiterte elasto-plastische Reibmodell aus Abschnitt 5.1.2 besitzt einen Eingang und acht Parameter (siehe Anhang A.1.1). Der Modelleingang ist die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$, welche durch die numerische Differentiation der Winkeltrajektorie aus Abbildung 7.2 errechnet wird. Die Auslenkung und Winkelgeschwindigkeit orientieren sich hierbei an den Experimenten zur Gesamtmodellvalidierung aus Abschnitt 6.7. Das Reibmoment M_R ist der dazugehörige Modellausgang für die Berechnung der Sensitivitätsindizes.

Die Ergebnisse der Analyse sind in Abbildung 7.3 dargestellt. Zu erkennen ist, dass hauptsächlich die Parameter für die Borstensteifigkeit σ_0 , der viskose Reibkoeffizient σ_2 und das Coulomb-Moment M_C Einfluss auf das Reibmoment haben. Daraus lassen sich drei Reduktionsvorschläge ableiten.

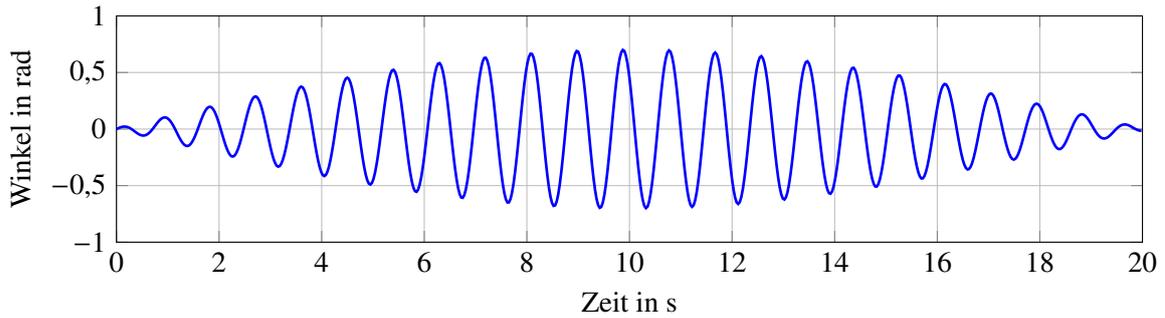


Abbildung 7.2: Anregung zur Sensitivitätsanalyse der Reibmodellparameter

Der erste Teil betrifft den plastischen Reibbereich, welcher durch die Stribeck-Funktion $M_{ss}(\dot{\varphi})$ nach Gleichung (5.7) definiert ist. In dieser Stribeck-Funktion beschreiben die Parameter M_H , $\dot{\varphi}_s$ und β die Höhe, Breite und Form des Übergangs in der Stribeck-Kurve von niedrigen zu hohen Geschwindigkeiten. Da sie keinen signifikanten Einfluss auf das Reibmoment besitzen, kann die Funktion auf den konstanten Wert vom Coulomb-Moment M_C reduziert werden.

$$M_{ss}(\dot{\varphi}) = \operatorname{sgn}(\dot{\varphi})M_C \quad (7.9)$$

Diese Tendenz zeigt sich auch schon bei der Identifikation der Reibparameter (siehe Abschnitt 6.2), bei der die Stribeck-Geschwindigkeit $\dot{\varphi}_s$ stärker schwankte, was auf einen geringen Einfluss dieses Parameters hinweist.

Zum zweiten ist der Einfluss der Dämpfungskonstante der Borste σ_1 sehr gering, so dass diese zu null gesetzt werden kann. Dies vereinfacht sowohl die Berechnung des Reibmoments nach Gleichung (7.10) auf

$$M_R = \sigma_0 z + \sigma_2 \dot{\varphi}, \quad (7.10)$$

als auch die Differentialgleichung zur Berechnung des Borstenzustands z nach Gleichung (5.15).

Die Reduktion von Gleichung (5.15) wird außerdem durch den vernachlässigbaren Einfluss der Losbrech-Borstenauslenkung z_{ba} unterstützt. Das z_{ba} das Reibmoment nicht beein-

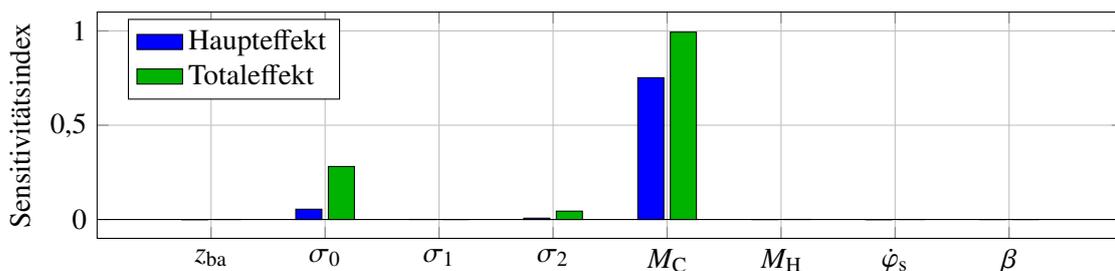


Abbildung 7.3: Sensitivität der Reibmodellparameter

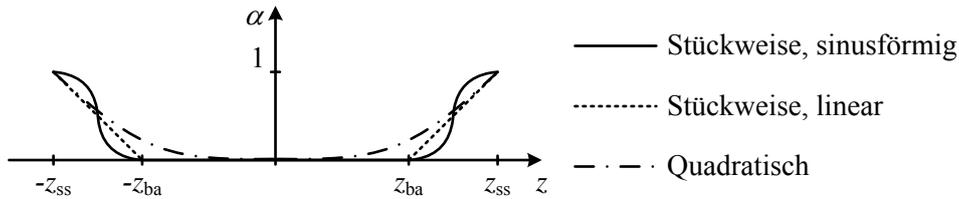


Abbildung 7.4: Verlauf der Übergangsfunktion α

flusst, deutet darauf hin, dass die rein elastische Bewegung für das Modell von geringer Bedeutung ist. Bei der untersuchten Lagerung der DRK wird diese Interpretation von einer ständigen, leichten Drift im elastischen Bereich (siehe Abschnitt 6.2) untermauert. Aus diesem Grund ist die strikte Abtrennung des elastischen Reibbereichs durch eine stückweise, sinusförmige Übergangsfunktion α (Gleichung (5.5)) oder eine stückweise, lineare Funktion (siehe Gleichung (5.14)) nicht erforderlich. Statt dessen wird für die Reduktion des Reibmodells eine quadratische Funktion gewählt, welche das Verhalten von α annähert (siehe Abbildung 7.4).

Dies reduziert die möglichen Fälle zur Berechnung von α . Gleichung 7.11 spiegelt dieses Verhalten wider und vervollständigt das reduzierte Reibmodell.

$$\dot{z} = \begin{cases} \dot{\varphi} \left(1 - \left(\frac{z}{z_{ss}} \right)^2 \right), & |z| < |z_{ss}| \\ 0, & |z_{ss}| \leq |z| \\ \dot{\varphi}, & \end{cases} \left. \begin{array}{l} \text{sgn}(\dot{\varphi}) = \text{sgn}(z) \\ \text{sgn}(\dot{\varphi}) \neq \text{sgn}(z) \end{array} \right\} \quad (7.11)$$

7.3.2 Motormodell

Das vorgestellte Gleichstrommotormodell aus Abschnitt 5.2 besitzt die Eingänge Spannung u_{Mot} und Winkel φ . Die Anregung beider Eingänge ist in Abbildung 7.5 dargestellt. Für die Motorspannung wird ein gestuftes Pseudo-Zufallssignal genutzt, welches verschiedene Stromwerte und -sprünge realisiert. Als Bewegung für den Winkel dient eine sinusförmige Trajektorie über den gesamten Verfahrbereich des Motors.

Als Ausgänge für die Analyse werden der Motorstrom i_{Mot} sowie das erzeugte Motormoment M_{Mot} verwendet. Der Ausgang für die Bewertung der Sensitivität ergibt sich dabei aus der gewichteten Summe beider Ausgänge.

$$y_{\text{Mot}} = i_{\text{Mot}} + 60M_{\text{Mot}}, \quad (7.12)$$

Die Wichtung der Ausgänge wird eingeführt damit der Motorstrom mit maximal 3 A und das Motormoment mit maximal 48 mNm (siehe Analyse 2.3) etwa den gleichen Anteil am kombinierten Ausgang y_{Mot} besitzen. Zudem ist das Motormodell mit seinen 18 Parametern

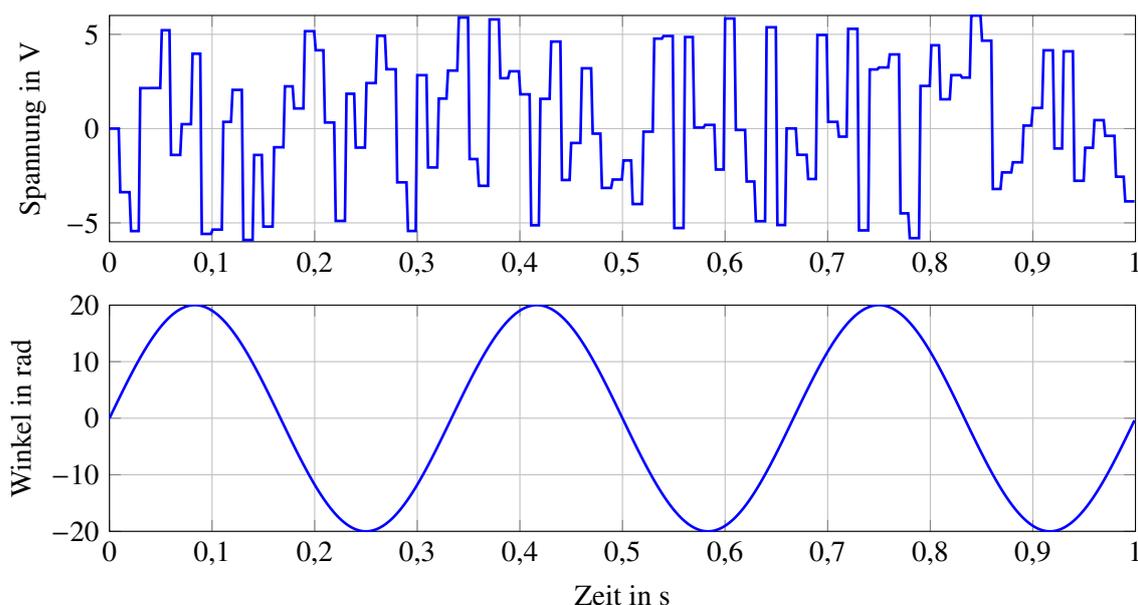


Abbildung 7.5: Anregung zur Sensitivitätsanalyse der Motormodellparameter

relativ umfangreich. Um dies zu vereinfachen, wird das im Motormodell enthaltene Reibmodell eliminiert, was die Parameteranzahl auf zehn senkt. Das verwendete Reibmodell ist identisch zu dem in Abschnitt 7.3.1 untersuchten Reibmodell. Somit kann die gemachte Modellreduktion des Reibmodells für den Motor übernommen werden. Die Ergebnisse für die restlichen Motormodellparameter sind in Abbildung 7.6 dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass die Haupteinflussfaktoren der ohmsche Widerstand R , die Motorkonstanten k_t , k_b sowie das Trägheitsmoment des Motors J_M sind. Die Faktoren für die Eisenverluste k_{EC} , k_{Hys} hingegen besitzen nur sehr geringen Einfluss auf das Motorverhalten. Dies zeigte sich bereits bei der Validierung des Motormodells in Abschnitt 6.3.2, wo die Eisenverluste nur bei sehr hohen Drehzahlen einen Einfluss auf die Motorspannung haben. Aus diesem Grund werden die Eisenverluste im reduzierten Modell vernachlässigt. Die Induktivität L besitzt laut Sensitivitätsanalyse ebenfalls keinen nennenswerten Einfluss auf den Modellausgang. Allerdings treten bei der gepulsten Ansteuerung der DRK erkennbare Übergangsvorgänge im Stromfluss auf, welche durch die Induktivität verursacht werden. Somit hat L einen Einfluss bei hochfrequenten Eingangssignalen und wird daher im reduzierten

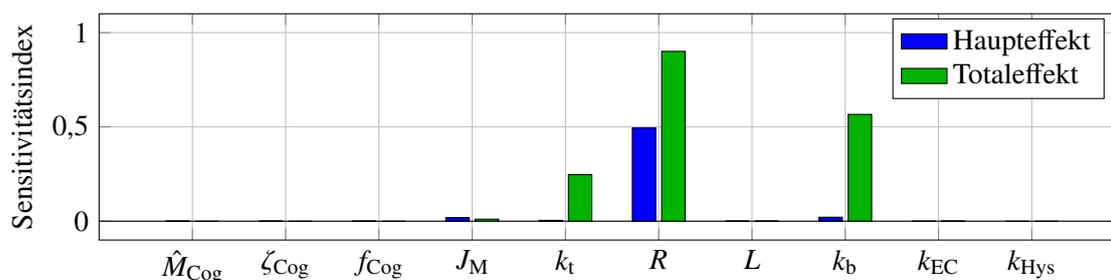


Abbildung 7.6: Sensitivität der Motormodellparameter

Modell mit abgebildet. Mit diesen Zusammenhängen lässt sich die Motormodellgleichung (5.24) für das elektromagnetische Teilsystem zu

$$u_{\text{Mot}} = Ri_{\text{Mot}} + Li_{\text{Mot}} + k_b \dot{\varphi} \quad (7.13)$$

reduzieren. Der elektromechanische Teil des Modells setzt sich nach Gleichung (5.18) aus dem Motormoment M_{Mot} , dem Trägheitsmoment M_J , dem Reibmoment M_R und dem Rastmoment M_{Cog} zusammen. Da die Motorkonstante k_t und das Trägheitsmoment des Motors J_M Einfluss besitzen, bleiben M_{Mot} und M_J unverändert erhalten. Das Reibmoment wird, wie in Abschnitt 7.3.1 beschrieben, reduziert. Laut der Sensitivitätsanalyse besitzt das Rastmoment mit seinen Parametern \hat{M}_{Cog} , f_{Cog} , ζ_{Cog} einen sehr geringen Einfluss. Somit könnte es für ein absolut minimales Modell vernachlässigt werden. Allerdings zeigte sich bei der Validierung des Gesamtmodells in Abschnitt 6.7 bei langsamer Bewegung ein geringer, aber sichtbarer Einfluss des Rastmoments. Zudem ist die Modellierung der Rastmoments wenig rechenintensiv und bleibt daher auch in dem vorgestellten, reduzierten Modell enthalten. Das elektromechanische Teilmodell ergibt sich damit zu

$$M_{\text{Mot}} = M_J + M_L + M_{\text{Cog}} + M_R. \quad (7.14)$$

7.3.3 Federmodell

Das verwendete Hysteresemodell zur Modellierung der Feder ist in Abschnitt 5.3 detailliert erläutert. Als Eingang nutzt dieses Modell den Drehwinkel φ und gibt an seinem Ausgang das Federmoment M_F aus. Für die Analyse des Modells wird eine sinusförmige Winkeltrajektorie mit linearem Trend (siehe Abbildung 7.7) genutzt. Diese regt sowohl die umhüllenden Funktionen als auch die Transitionsfunktion im Arbeitsbereich an.

Aus den Koeffizienten der genannten Funktionen setzen sich die sieben Parameter des Modells zusammen. Dies sind jeweils drei Polynomialkoeffizienten für die beiden Umhüllenden sowie ein Parameter für die Transitionsfunktion. Die Ergebnisse für die Sensitivitätsanalyse der Federmodellparameter werden in Abbildung 7.8 gezeigt. Daraus ist zu erkennen, dass

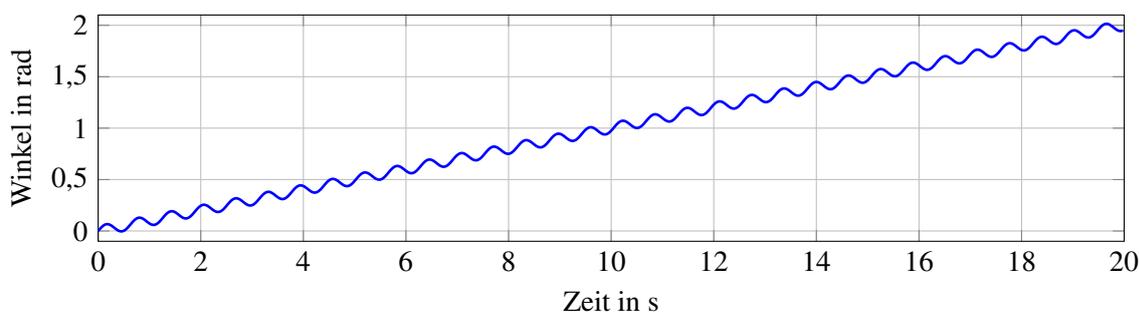


Abbildung 7.7: Anregung zur Sensitivitätsanalyse der Federmodellparameter

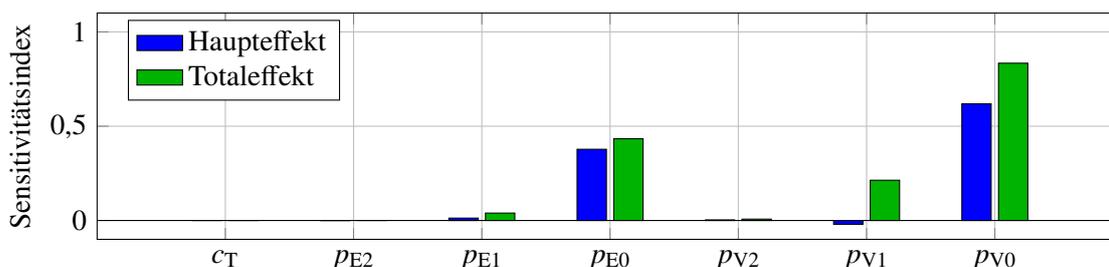


Abbildung 7.8: Sensitivität der Federmodellparameter

für die Verdrehkennlinie f_V und die Entspannkennlinie f_E nur die Koeffizienten nullter und erster Ordnung relevant sind. Somit können die Kennlinien auf den Gleichanteil und den linearen Anstieg reduziert werden. Dies ist auch bei der Identifikation der Federkennlinien (siehe Abschnitt 6.4.1) zu sehen, wo die Kennlinien im Arbeitsbereich nur eine sehr geringe Krümmung aufweisen.

Des Weiteren ist die Größe des Übergangs c_T von geringer Bedeutung. Außerdem wird die Hysterese der Feder hauptsächlich durch Reibung in der Feder verursacht. Daher lässt sich die Hysterese der Feder mit den Reibeffekten der Klappenlagerung kombinieren. Das Inertialsystem von Feder und Lagerreibung sind identisch, so dass sich das maximale Reibmoment aus der Kombination von Schaltdifferenz des Federmodells und dem Coulomb-Moment M_C des Reibmodells ergibt. Damit wird der hystereserezeugende Teil des Federmodells im reduzierten Gesamtmodell über das reduzierte Reibmodell mit abgebildet. Die verbleibende Kennlinie der Feder ist nach Gleichung 7.15 als lineare Funktion modelliert, welche aus dem Mittelwert von Verdreh- und Entspannkennlinie berechnet wird.

$$\tilde{M}_F = \tilde{p}_0 + \tilde{p}_1\varphi \quad (7.15)$$

7.3.4 Getriebemodell

Das in Abschnitt 5.4 vorgestellte Getriebemodell besitzt zwei Ein- und zwei Ausgänge. Dies sind die Drehwinkel der Antriebs- und Abtriebsseite $\varphi_{An}, \varphi_{Ab}$ beziehungsweise die Getriebemomente M_{An}, M_{Ab} der jeweiligen Seite. Die Anregung dieser Eingänge für die Sensitivitätsanalyse ist in Abbildung 7.9 zu sehen. Beide Winkel werden mit einer sinusförmigen Trajektorie mit unterschiedlicher Frequenz angeregt. Dabei sind die Amplituden so gewählt, dass die erzeugten Momente den Arbeitsbereich in der DRK abdecken. Die Amplituden unterscheiden sich dabei etwa um den Faktor der Getriebeübersetzung, womit beide Eingänge einen ähnlich großen Beitrag zum Ausgang leisten. Für die Kombination der Ausgänge wird analog zu Abschnitt 7.3.2 eine gewichtete Summe genutzt.

$$y_{Getr} = 40M_{An} + M_{Ab} \quad (7.16)$$

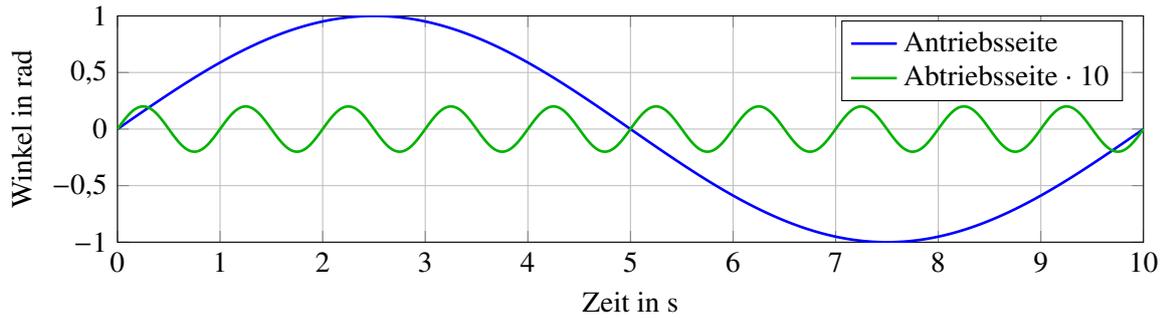


Abbildung 7.9: Anregung zur Sensitivitätsanalyse der Getriebemodellparameter

Der Wichtungsfaktor ergibt sich auch hier aus der Getriebeuntersetzung und skaliert beide Modellausgänge auf ähnliche Spitzenwerte. Sowohl die Skalierung der Eingangssignale, als auch der Ausgangssignale ist über alle Versuche konstant und beeinflusst damit nicht die Sensitivitätsindizes der Parameter für die Getriebeuntersetzung.

Die Ergebnisse der Analyse sind für die sechs Parameter des Getriebemodells in Abbildung 7.10 dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass der Großteil des Einflusses von den Getrieberitzelradien r_{An} , r_{Ab} erzeugt wird. Die Parameter der Getriebekopplung τ , c_{K1} , c_{K2} , d_K besitzen hingegen nur sehr geringe Wirkung auf die Ausgänge. Zudem ist die Getriebedämpfung d_K für das untersuchte Getriebe zu null identifiziert (siehe Abschnitt 6.5) worden und besitzt damit auch in dieser Analyse keinen Einfluss. Aus den genannten Gründen wird die Getriebekopplung im reduzierten Gesamtmodell eliminiert und durch ein ideal steifes Element ersetzt. Die Getrieberitzelradien r_{An} , r_{Ab} können anschließend zur Getriebeuntersetzung n_G kombiniert werden.

$$n_G = \frac{r_{Ab}}{r_{An}} \tag{7.17}$$

Diese Annahme wird durch den praktischen Aufbau der DRK zusätzlich untermauert. Die Rückstellfeder belastet das Getriebe immer mit einem relativ konstanten, positiven Moment, so dass das Getriebeispiel für einen Großteil der Bewegungen eliminiert und die Getriebekopplung relativ konstant belastet wird. Lediglich bei extrem dynamischen, ruckartigen Bewegungen kann das nichtlineare Verhalten der Getriebekopplung beobachtet werden.

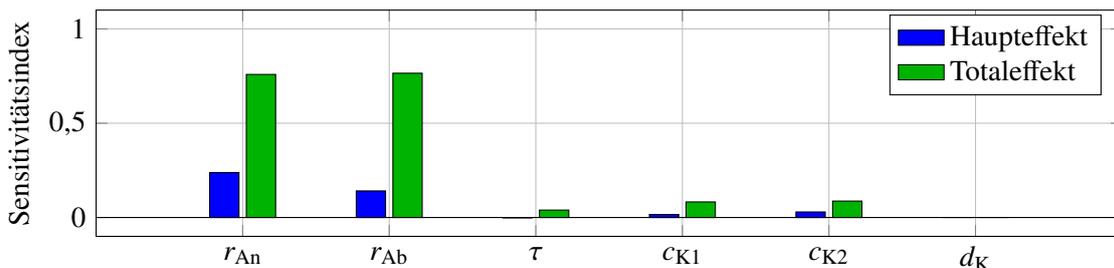


Abbildung 7.10: Sensitivität der Getriebemodellparameter

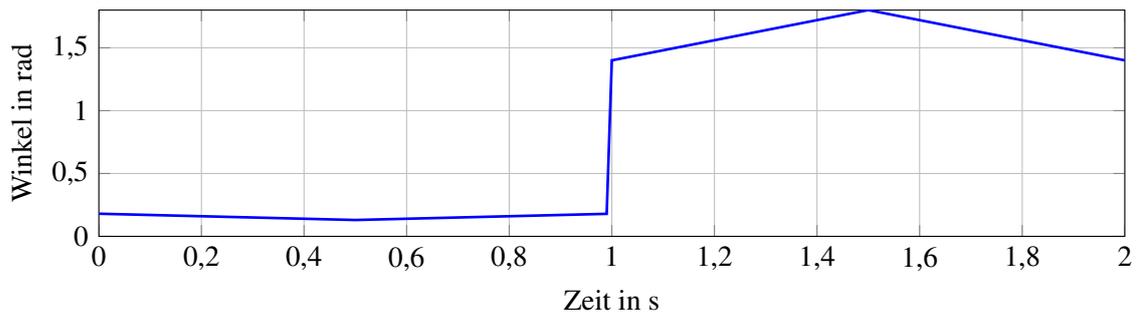


Abbildung 7.11: Anregung zur Sensitivitätsanalyse der Anschlagmodellparameter

7.3.5 Anschlagmodell

Das Anschlagmodell vereint das Verhalten für den unteren sowie den oberen Anschlag und ist in Abschnitt 5.5 beschrieben. Der Eingang und der Ausgang sind über den Drehwinkel φ beziehungsweise das Anschlagmoment M_A definiert. Die genutzte Testtrajektorie für den Winkel ist in Abbildung 7.11 gezeigt. Sie beinhaltet zu Beginn eine Bewegung im unteren Anschlag und in der zweiten Hälfte eine Bewegung im oberen Anschlag. Beide Anschläge werden dabei einmalig be- und entlastet.

Die aus dieser Bewegung ermittelten Sensitivitätsindizes sind für alle 14 Parameter in Abbildung 7.12 zu sehen. Demnach dominiert der Schwellwert φ_{So3} das Modellverhalten des oberen Anschlags. Die anderen Schwellwerte φ_{So1} , φ_{So2} und die Steifigkeit c_{o3} zeigen geringen Einfluss, wohingegen alle anderen Parameter des oberen Anschlags keine Auswirkungen auf den Ausgang aufzeigen. Dies deutet darauf hin, dass die gemachte Unterteilung des oberen Anschlags einen gewissen Einfluss besitzt und daher sollte diese beibehalten werden. Das Hysteresemodell für den zweiten Teil des oberen Anschlags scheint hingegen vernachlässigbar. Aus diesem Grund wird das Hysteresemodell wie in Abschnitt 7.3.3 zu einer mittleren, linearen Kennlinie reduziert.

Der beiden Parameter des unteren Anschlags φ_{Su} , c_u besitzen ebenfalls einen Einfluss. Daher bleibt der untere Anschlag als lineare Kennlinie bestehen. Das gesamte reduzierte Anschlagverhalten lässt sich somit als stückweise lineare Kennlinie nach Gleichung (7.18) beschreiben.

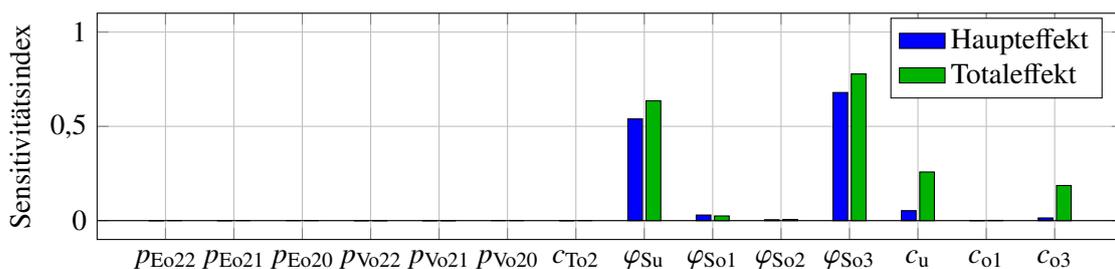


Abbildung 7.12: Sensitivität der Anschlagmodellparameter

$$\tilde{M}_A = \begin{cases} \tilde{c}_u (\varphi - \tilde{\varphi}_{Su}), & \varphi < \tilde{\varphi}_{Su} \\ 0, & \tilde{\varphi}_{Su} \leq \varphi \leq \tilde{\varphi}_{So1} \\ \tilde{c}_{o1} (\varphi - \tilde{\varphi}_{So1}), & \tilde{\varphi}_{So1} < \varphi \leq \tilde{\varphi}_{So2} \\ \tilde{c}_{o1} (\tilde{\varphi}_{So2} - \tilde{\varphi}_{So1}) + \tilde{c}_{o2} (\varphi - \tilde{\varphi}_{So2}), & \tilde{\varphi}_{So2} < \varphi \leq \tilde{\varphi}_{So3} \\ \tilde{c}_{o1} (\tilde{\varphi}_{So2} - \tilde{\varphi}_{So1}) + \tilde{c}_{o2} (\tilde{\varphi}_{So3} - \tilde{\varphi}_{So2}) + \tilde{c}_{o3} (\varphi - \tilde{\varphi}_{So3}), & \tilde{\varphi}_{So3} < \varphi \end{cases} \quad (7.18)$$

7.4 Reduziertes Gesamtmodell

Das reduzierte Modell ergibt sich aus den in Abschnitt 7.3 vorgestellten Reduzierungsvorschlägen für die Einzelmodelle. Im Folgenden werden hierfür die vollständigen Modellgleichungen hergeleitet und die Berechnung der Gesamtmodellparameter aus den Einzelmodellparametern vorgestellt. Abschließend erfolgt eine Validierung des reduzierten Gesamtmodells mit einem Vergleich mit dem vollständigen Gesamtmodell.

7.4.1 Herleitung des reduzierten Gesamtmodells

Wie in Abschnitt 7.3.4 beschrieben wurde, kann die Getriebekopplung vernachlässigt werden. So kann das Gesamtmodell von einem Zwei-Massen-Modell für Motor und Klappenmechanismus auf ein Ein-Massen-Modell mit kombinierter Trägheit reduziert werden. Ebenso lassen sich auch Reibmodelle von Motor und Klappenlagerung vereinen, so dass nur noch ein Reibmodell für das Gesamtmodell benötigt wird. Die Umrechnung der Drehwinkel, Drehmomente sowie der Modellparameter erfolgt über die Getriebeuntersetzung und ist in Abschnitt 7.4.2 aufgelistet. Dabei wird für die Umrechnung auch das Getriebeispiel und die Getriebebesteifigkeit für die Parameterumrechnung genutzt, da diese für den beschriebenen Fall der Verspannung eine konstante Phasenverschiebung zwischen den Teilsystemen verursachen. Der mechanische Teil des Modells ist daher nur noch abhängig von einem Drehwinkel φ , welcher dem Drehwinkel des Klappenmechanismus entspricht. Die Bewegungen aller reduzierten Teilmodelle werden auf diesen Winkel umgerechnet. Die erzeugten Drehmomente sind ebenfalls auf das Inertialsystem des Klappenmechanismus umzurechnen und ergeben eine Bilanzgleichung wie folgt.

$$\tilde{M}_J(\ddot{\varphi}) = \tilde{M}_{Mot}(i_{Mot}, \varphi) - \tilde{M}_R(\dot{\varphi}) + \tilde{M}_F(\varphi) + \tilde{M}_A(\varphi). \quad (7.19)$$

Dabei steht $\tilde{M}_J(\ddot{\varphi})$ für das kombinierte Beschleunigungsmoment von Klappe und Motor. Das über die Getriebeuntersetzung skalierte Motordrehmoment $\tilde{M}_{Mot}(i_{Mot}, \varphi)$ wird in Abschnitt 7.3.2 hergeleitet und besteht aus dem stromabhängigen Drehmoment sowie dem Rast-

moment. Das Motorreibmoment hingegen ist in dem kombinierten, reduzierten Reibmodell nach Abschnitt 7.3.1 enthalten. Dieses beinhaltet ebenfalls das Reibmoment der Klappenlager sowie der Rückstellfeder. Die Kennlinie der Feder wird von $\tilde{M}_F(\varphi)$ realisiert und ist in Abschnitt 7.3.3 beschrieben. Den letzten Term der Gleichung bildet das reduzierte Anschlagmoment $\tilde{M}_A(\varphi)$, welches in Abschnitt 7.3.5 beschrieben wird. Über die Kombination der Teilmodellgleichungen ergibt sich die Gleichung für den elektromechanischen Teil des reduzierten Gesamtmodells zu

$$\tilde{J}\ddot{\varphi} = \tilde{k}_t i + \tilde{M}_{\text{Cog}} \sin(\tilde{f}_{\text{Cog}}\varphi + \tilde{\zeta}_{\text{Cog}}) - \tilde{\sigma}_0 z - \tilde{\sigma}_2 \dot{\varphi} + \tilde{p}_0 + \tilde{p}_1 \varphi + \tilde{M}_A(\varphi). \quad (7.20)$$

Alle Parameter des reduzierten Modells sind hierbei mit einer Tilde gekennzeichnet. Die Gleichung (7.11) für die Berechnung von \dot{z} und Gleichung (7.18) für das Anschlagmoment $\tilde{M}_A(\varphi)$ vervollständigen das elektromechanische Teilmodell.

Auch das reduzierte, elektromagnetische Teilmodell wird in das Inertialsystem des Klappenmechanismus überführt. Mit den umgerechneten Parametern kann dies wie folgt beschrieben werden.

$$u_{\text{Mot}} = \tilde{R}i_{\text{Mot}} + \tilde{L}\dot{i}_{\text{Mot}} + \tilde{k}_b \dot{\varphi} \quad (7.21)$$

7.4.2 Berechnung der Parameter für das reduzierte Gesamtmodell

Die Umrechnung der reduzierten Modellparameter erfolgt auf Basis der Getriebeeigenschaften. So ändern sich die Winkelgeschwindigkeit des Motors $\dot{\varphi}_{\text{Mot}}$, sowie dessen Drehmomentwirkung auf die Klappenwelle \tilde{M}_{Mot} im Verhältnis der Getriebeuntersetzung n_G .

$$\dot{\varphi}_{\text{Mot}} = n_G \dot{\varphi} \quad (7.22)$$

$$\tilde{M}_{\text{Mot}} = n_G M_{\text{Mot}} \quad (7.23)$$

Für den Drehwinkel φ_{Mot} muss zusätzlich die Getriebekopplung beachtet werden. So erzeugt die Kopplung eine Phasenverschiebung zwischen dem Drehwinkel des Motors und dem Drehwinkel der Klappe φ . Die Verschiebung ist abhängig vom Getriebespiel und ist für das untersuchte, durch die Rückstellfeder vorspannte Getriebe, konstant.

$$\varphi_{\text{Mot}} = n_G \varphi + \frac{\tau}{2r_{\text{An}}} \quad (7.24)$$

Die Gesamtträgheit des reduzierten Systems \tilde{J} ergibt sich aus der Klappenträgheit J_K und der Motorträgheit J_M . Dabei wird die Trägheit des Motors quadratisch mit der Getriebeuntersetzung gewichtet.

$$\tilde{J} = J_K + n_G^2 J_M \quad (7.25)$$

Reibmodell

Das Verhalten des reduzierten Reibmodells wird von den drei Parametern \tilde{M}_C , $\tilde{\sigma}_0$, $\tilde{\sigma}_2$ bestimmt. Sie ergeben sich aus der Addition von Klappenlager-, Motor- und Federreibung. \tilde{M}_C spiegelt hierbei das maximale Reibmoment wider. Das Motorreibmoment M_{CMot} muss hierfür nach Gleichung (7.23) skaliert werden. Das Reibmoment der Feder ergibt sich aus der mittleren Schaltdifferenz ($f_V(\varphi) - f_E(\varphi)$) der Federhysterese im Mittelpunkt zwischen den beiden Anschlägen φ_{Su} , φ_{So1} .

$$\tilde{M}_C = M_C + n_G M_{CMot} + f_V(\varphi_{So1} - \varphi_{Su}) - f_E(\varphi_{So1} - \varphi_{Su}) \quad (7.26)$$

Die kombinierte Borstensteifigkeit $\tilde{\sigma}_0$ beschreibt den Verlauf des Reibmoments im elastischen Reibbereich. Ähnliches beschreibt der Faktor c_T im Hysteresemodell. Da dieser keinen relevanten Einfluss auf das untersuchte Federverhalten besitzt (siehe Abschnitt 7.3.3), wird der Einfluss der Feder auf $\tilde{\sigma}_0$ vernachlässigt. Die Borstensteifigkeit der Motorreibung σ_{0Mot} wird sowohl über die Winkelumrechnung als auch die Momentenumrechnung beeinflusst und daher mit der quadratischen Getriebeuntersetzung n_G^2 gewichtet. Allerdings begrenzt die Steifigkeit des Getriebes $c_{K2} r_{Ab}^2$ die wirkende Borstensteifigkeit, da beide Steifigkeiten aus Sicht des Klappeninertialsystems wie in Serie geschaltete Federn wirken.

$$\tilde{\sigma}_0 = \sigma_0 + \frac{n_G^2 \sigma_{0Mot} c_{K2} r_{Ab}^2 M_{CMot}}{n_G^2 \sigma_{0Mot} + c_{K2} r_{Ab}^2 M_{CMot}} \quad (7.27)$$

Die Kombination des viskosen Reibanteils zu $\tilde{\sigma}_2$ gestaltet sich einfacher. Im Federverhalten zeigt sich keine geschwindigkeitsabhängige Veränderung und der Anteil des Motors wird ebenfalls über die quadratischen Getriebeuntersetzung n_G^2 gewichtet.

$$\tilde{\sigma}_2 = \sigma_2 + n_G^2 \sigma_{2Mot} \quad (7.28)$$

Motormodell

Für das reduzierte Motormodell bleiben die rein elektrischen Parameter \tilde{R} , \tilde{L} erhalten und die beiden Motorkonstanten \tilde{k}_b , \tilde{k}_t ergeben sich mit Hilfe von Gleichung (7.22) und (7.23).

$$\tilde{R} = R \quad (7.29)$$

$$\tilde{L} = L \quad (7.30)$$

$$\tilde{k}_b = n_G k_b \quad (7.31)$$

$$\tilde{k}_t = n_G k_t \quad (7.32)$$

Die Umrechnung der Rastmomentparameter zu $\tilde{M}_{\text{Cog}}, \tilde{f}_{\text{Cog}}, \tilde{\zeta}_{\text{Cog}}$ erfolgt nach Gleichung (7.23) und (7.24). Hierbei teilt sich die Umrechnung des Winkels entsprechend auf die Rastfrequenz und die Phase des Rastmoments auf.

$$\tilde{M}_{\text{Cog}} = n_G \hat{M}_{\text{Cog}} \quad (7.33)$$

$$\tilde{f}_{\text{Cog}} = n_G f_{\text{Cog}} \quad (7.34)$$

$$\tilde{\zeta}_{\text{Cog}} = \zeta_{\text{Cog}} + \frac{\tau}{2r_{\text{An}}} \quad (7.35)$$

Federmodell

Die Kennlinie des reduzierten Federmodells ergibt sich aus der mittleren Kennlinie zwischen den umhüllenden Funktionen $f_V(\varphi), f_E(\varphi)$. Zudem wird anstatt einer quadratischen Funktion eine lineare Funktion genutzt. Die Umrechnung erfolgt über eine Taylor-Entwicklung im Arbeitspunkt $(\varphi_{\text{So1}} - \varphi_{\text{Su}})$ in der Mitte des Arbeitsbereichs bis zum linearen Element im Anhang A.2.1.

$$\tilde{p}_0 = (p_{V0} - p_{E0}) - (p_{V2} - p_{E2})(\varphi_{\text{So1}} - \varphi_{\text{Su}})^2 \quad (7.36)$$

$$\tilde{p}_1 = (p_{V1} - p_{E1}) + 2(p_{V2} - p_{E2})(\varphi_{\text{So1}} - \varphi_{\text{Su}}) \quad (7.37)$$

Anschlagmodell

Die Parameterumrechnung für das reduzierte Anschlagmodell erfolgt ähnlich dem Federmodell, da auch hier das Hysteresemodell gegen eine lineare Kennlinie ersetzt wird. Da das Hysteresemodell nur im zweiten und dritten Teil des oberen Anschlags aktiv ist, müssen nur wenige Parameter neu berechnet werden. Dazu gehört der Schwellwert $\tilde{\varphi}_{\text{So2}}$ und die Steifigkeit \tilde{c}_{02} .

$$\tilde{\varphi}_{Su} = \varphi_{Su} \quad (7.38)$$

$$\tilde{\varphi}_{So1} = \varphi_{So1} \quad (7.39)$$

$$\tilde{\varphi}_{So2} = \varphi_{So2} + \frac{(p_{Vo20} - p_{Eo20}) - (p_{Vo22} - p_{Eo22})(\varphi_{So3} - \varphi_{So2})^2}{((p_{Vo21} - p_{Eo21}) + 2(p_{Vo22} - p_{Eo22})(\varphi_{So3} - \varphi_{So2})) - c_{o1}} \quad (7.40)$$

$$\tilde{\varphi}_{So3} = \varphi_{So3} \quad (7.41)$$

$$\tilde{c}_u = c_u \quad (7.42)$$

$$\tilde{c}_{o1} = c_{o1} \quad (7.43)$$

$$\tilde{c}_{o2} = (p_{Vo21} - p_{Eo21}) + 2(p_{Vo22} - p_{Eo22})(\varphi_{So3} - \varphi_{So2}) \quad (7.44)$$

$$\tilde{c}_{o3} = c_{o3} \quad (7.45)$$

$$(7.46)$$

7.4.3 Validierung des reduzierten Gesamtmodells

Für die Validierung des in Abschnitt 7.4.1 vorgestellten reduzierten Gesamtmodells wird dieses mit der Messung und dem vollständigen Gesamtmodell aus Abschnitt 5.6 verglichen. Dabei basiert die Analyse auf dem gleichen Vorgehen wie bei der Gesamtmodellvalidierung in Abschnitt 6.7. Beide Modelle und das reale System werden geregelt betrieben. Der Regler sowie die Sollwerttrajektorie für den Klappenwinkel (siehe Abbildung 7.13) sind jeweils identisch. So lange sich die DRK und die Modelle ähnlich verhalten, werden die Regler das System und die beiden Modelle auf einen identischen Verlauf am Modellausgang regeln,

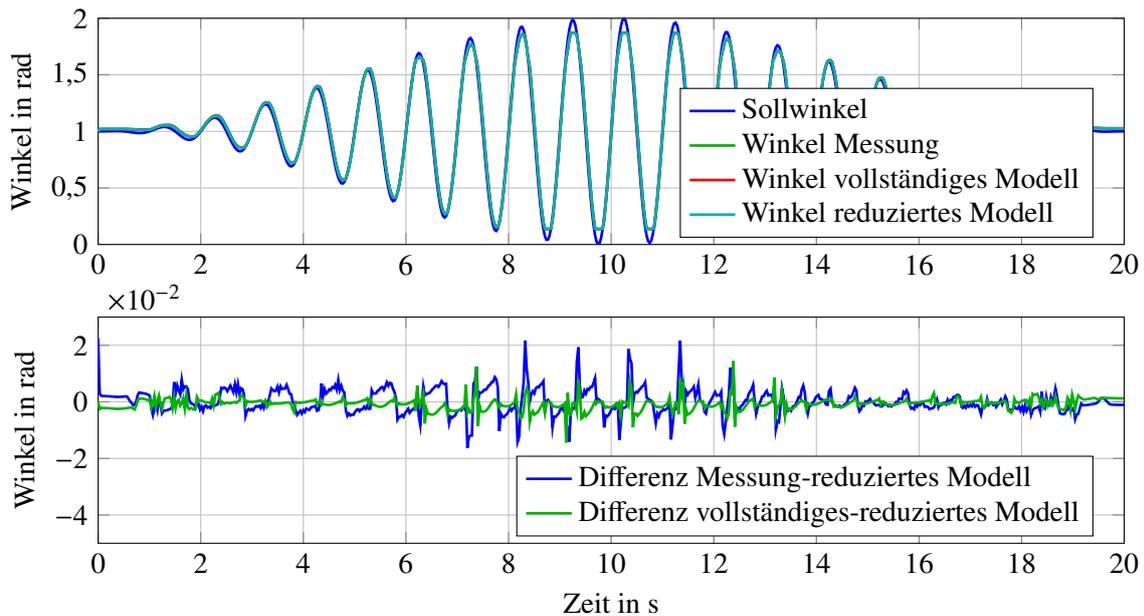


Abbildung 7.13: Winkeltrajektorie zur Validierung des reduzierten Gesamtmodells

welcher nahe an der Sollwerttrajektorie liegt (siehe Abbildung 7.13). Zur Analyse der Modellqualität dient anschließend der Modelleingang, welcher gestellt wird, um den vorgegebenen Ausgang zu erreichen. Dieses Vorgehen kann als eine Rückwärtsvalidierung betrachtet werden, bei dem die Ausgänge nahezu identisch sind (siehe Abbildung 7.13 unten) und die Eingänge verglichen werden. Die Gründe für dieses Vorgehen wurden bereits in Abschnitt 6.7 erläutert.

Sowohl bei dem reduzierten als auch bei dem vollständigen Modell stellt die Motorspannung u_{Mot} den Modelleingang dar. Die Ergebnisse der Messung und der Simulation für die Motorspannungen sind in Abbildung 7.14 zu sehen. Zu erkennen ist, dass die Spannungsverläufe sehr gut übereinstimmen. Über den gesamten Zeitbereich und somit für alle Arbeitspunkte kann das reduzierte Gesamtmodell das Ein-/Ausgangsverhalten des vollständigen Modells nachbilden. Dies ist nur mit der erfolgreichen Überführung des Motormodells mit den zugehörigen Parametern möglich, da diese sowohl die Momentenerzeugung als auch die Rückwirkung auf die Motorspannung modelliert. Weiterhin ist im Zeitbereich $t = 17\text{--}20\text{ s}$ die Bewegung der DRK klein und wird vom Reibmoment dominiert. Hierbei ist zu erkennen, dass sowohl die Grenzwerte für die benötigte Motorspannung zur Überwindung der maximalen Reibung als auch der Übergang im elastischen Reibbereich sehr gut abgebildet werden. Die Welligkeit, welche beispielsweise bei $t = 18,5\text{ s}$ zu sehen ist, wird von dem

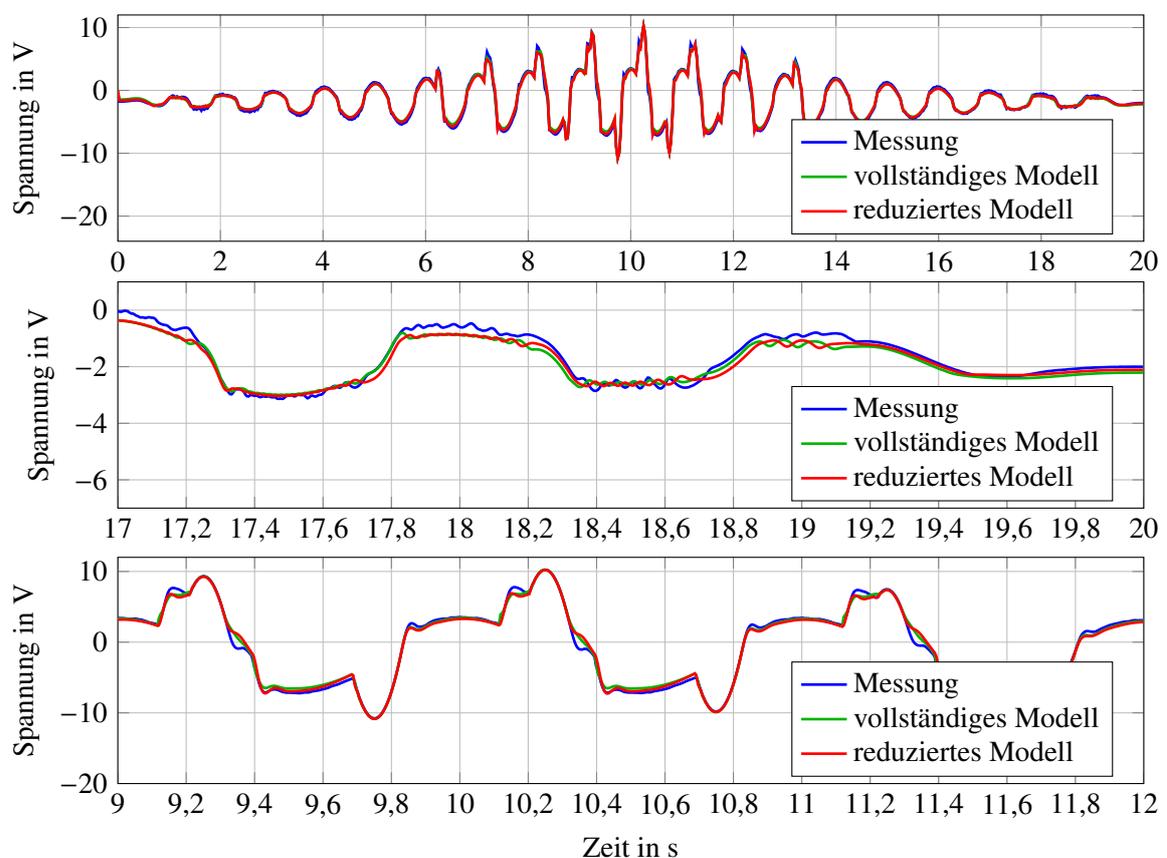


Abbildung 7.14: Spannungsverlauf zur Validierung des reduzierten Gesamtmodells

Rastmoment des Motors erzeugt. Die Nachbildung des Rastmomentsverlaufs stimmt exakt mit der des vollständigen Modells überein. Lediglich eine kleine Phasenverschiebung ist zu sehen, welche durch die lastabhängige Verformung des Getriebes zu erklären ist. Bei größeren Auslenkungen ($t = 7\text{--}13\text{ s}$) werden zusätzlich die Federkennlinie und die Anschläge angeregt. Auch hier ist zu erkennen, dass die Zerlegung des Hysterese Modells in Kennlinie und Reibanteil erfolgreich funktioniert. Der Fehler zwischen reduzierten und vollständigen Modell ist mit einem NRMSE = 0,88 % über die gesamte Bewegung hinweg außerordentlich niedrig. Im Vergleich mit der Messung weist das reduzierten Modell ähnlich dem vollständigen Modell ebenfalls einen sehr geringen Fehler von NRMSE = 1,71 % auf.

Des Weiteren wird für beide Modelle der Berechnungsaufwand analysiert. Hierfür dient die benötigte Berechnungszeit für das vorgestellte Validierungsexperiment als Maßstab. Beide Modelle werden mit identischer Tastzeit, Lösungsroutine und Simulationszeit mehrfach ausgeführt. Daraus ergibt sich eine gemittelte Berechnungsdauer von 103,9 s für das vollständige Modell und 21,1 s für das reduzierte Modell, was einer Reduktion des Rechenaufwands um Faktor fünf entspricht. Zudem entfällt bei dem reduzierten Modell die durch die Getriebekopplung bedingte kleine Systemzeitkonstante. Diese wird im vollständigen Modell durch die große Steifigkeit der Kopplung im Verhältnis zu den verbundenen Trägheiten und der damit verbundenen hohen Schwingfrequenz erzeugt. Somit kann die Tastzeit des reduzierten Modell für die vorgestellte Simulation etwa um Faktor 40 vergrößert werden. Kombiniert mit der Reduktion der Rechenkomplexität ergibt sich daraus eine Senkung der Berechnungsdauer des reduzierte Modell auf 0,5 % der Rechenzeit des vollständigen Modells.

Damit wurde die Reduktion des Gesamtmodell erfolgreich durchgeführt. Mit der zugehörige Parameterumrechnung reicht die Modellgüte an die des Gesamtmodells heran, wobei der Rechenaufwand deutlich gesenkt werden konnte.

8 Zusammenfassung

Zur Steigerung der Effizienz und Senkung der Emissionen eines Verbrennungsmotors sind detaillierte Kenntnisse über dessen Systemverhalten notwendig. Dazu gehört auch das Verhalten der zahlreichen elektromechanischen Aktoren im Luftpfad des Motors. Diese Arbeit beschreibt die Modellierung solcher Aktoren am Beispiel einer DRK und die dazugehörigen Verfahren zur automatisierten Identifikation der Modellparameter.

Zu Beginn der Modellierung wurde eine komponentenweise Analyse des mechatronischen Systems durchgeführt. Hierfür war eine Zerlegung der DRK in deren Teilkomponenten erforderlich. Die daraus resultierenden Bauteile sind Lagerung, Gleichstrommotor, Rückstellfeder, Getriebe und Anschläge. Diese Zerlegung wurde auch für die Modellierung des Aktors beibehalten. Die Kombination der Teilmodelle erfolgte dabei äquivalent zu der Anordnung der Bauteile im realen System.

Um die Teilkomponenten der DRK im Einzelnen zu aktuieren und auch zu vermessen, sind zusätzliche Prüfstände notwendig. Entsprechend der Teilkomponenten wurden hierfür fünf Einzelprüfstände und zusätzlich ein Prüfstand für das Gesamtsystem entwickelt. Die Prüfstände sind dabei an die Komponenten der DRK und deren Spezifikationen angepasst. Im Vordergrund stand dabei die optimale Anpassung an die zu messenden Bauteile sowohl bei der Konstruktion als auch bei der Auswahl von Sensorik und Aktorik. Auch sollten die Störeinflüsse der Messaufbauten auf das Systemverhalten, wie beispielsweise durch Reibung und Trägheit, möglichst gering gehalten werden. Dies erlaubt eine nahezu beliebige Anregung der Teilkomponenten im Arbeitsbereich bei gleichzeitig hochauflösender Messung aller relevanten Systemgrößen. Daraus resultiert eine Analysemöglichkeit mit bisher unerreichter Präzision und der damit verbundenen extrem detaillierten Nachbildung des dynamischen Verhaltens.

Mit Hilfe der entworfenen Prüfstände wurde das Verhalten der zu modellierenden Teilkomponenten analysiert. Die Ergebnisse der Analyse und die dabei beobachteten Effekte flossen anschließend in die Auswahl und die Entwicklung der Systemmodelle ein. Besonders hervorzuheben sind hierbei das Motor- und das Federmodell. Das klassische Gleichstrommotormodell wurde in dieser Arbeit um die nichtlinearen Effekte der Eisenverluste, des Rastmoments und der Reibung erweitert und kann damit das beobachtete Verhalten von elektromagnetischen und elektromechanischen Einflüssen sehr gut nachbilden. Zudem musste das verwendete elasto-plastische Reibmodell angepasst werden, da dieses im Übergangsbereich der

Reibung unter gewissen Bedingungen ein Fehlerverhalten zeigte. Das Federmodell ist hingegen ein vollständig neu entwickeltes Hysteresemodell auf Basis eines Zustandsautomaten. Es bietet gegenüber anderen Modellen den Vorteil, durch den Austausch der Umhüllenden- und Transitionsfunktion vielfältig einsetzbar zu sein, bei gleichzeitig sehr niedrigen Parametrierungsaufwand. Der Eulersche Drehimpulssatz kombiniert die Teilmodelle zu einem Gesamtmodell. Basis hierfür ist ein Zwei-Massen-System, welches über das Getriebemodell gekoppelt ist. Über die Verschiebung der Teilmodelle und die Anpassung der Gesamtmodellstruktur kann eine Vielzahl von elektromechanischen Systemen mit den vorgestellten Teilmodellen abgebildet werden.

Für ein vollständiges Modell sind neben der Struktur auch die Modellparameter erforderlich. Für die Identifikation der Parameter wurden die vorgestellten Prüfstände genutzt und angepasste Experimente entwickelt. Diese untergliedern sich in Einzelmessungen, bei denen nur wenige Parameter angeregt und identifiziert werden. Neben der Identifikation der Modellparameter erfolgte eine Validierung des jeweiligen Teilmodells. Hier zeigte sich bereits die sehr gute Übereinstimmung im Verhalten der Teilmodelle zu dem Verhalten der jeweiligen Teilkomponente. Die abschließende Untersuchung des Identifikationsprozesses bildet die Bewertung des Gesamtmodellverhaltens. Dabei zeigt das Gesamtmodell und die **DRK** mit einem Fehler kleiner 2 % eine exzellente Übereinstimmung. Nach erfolgreicher Entwicklung der Identifikationsabläufe wurden diese automatisiert, so dass die Modellparameter reproduzierbar und schnell ermittelt werden können.

Einzigster Nachteil an dem erarbeiteten Modell ist der verhältnismäßig hohe Berechnungsaufwand. Um diesen zu senken, wurde eine Modellreduktion durchgeführt. Grundlage bildet eine Sensitivitätsanalyse, mit deren Hilfe der Einfluss der einzelnen Modellparameter bestimmt werden kann. Parameter und zugehörige Strukturzweige mit geringem Einfluss wurden eliminiert oder zusammengefasst. So konnten die Teilmodelle vereinfacht und das Gesamtmodell auf ein Ein-Massen-System reduziert werden. Dabei ließen sich die Parameter des reduzierten Modells direkt aus den identifizierten Parametern berechnen. Um die Leistungsfähigkeit des reduzierten Modells zu bewerten, wurde dieses mit dem vollständigen Modell verglichen. Der Fehler zwischen den Modellen beträgt dabei unter 1 %, wohingegen der Berechnungsaufwand um Faktor 200 gesenkt werden konnte.

Somit stehen nach Abschluss der Arbeit neben einer Bibliothek aus Teilmodellen zwei Gesamtmodelle der **DRK** zur Verfügung. Diese Modelle können für den Entwurf von Reglern, Diagnosesystemen oder für die Simulation des **DRK**-Verhaltens genutzt werden. So ist es denkbar, einen reduzierten Parametersatz über eine modellbasierte Echtzeitschätzung zu berechnen und somit eine Diagnose der **DRK** im Fahrzeug zu ermöglichen. Des Weiteren können mit Hilfe der automatisierten Identifikation die Temperaturabhängigkeit der Modellparameter ermittelt werden, wie sie beispielsweise beim ohmschen Widerstand zu erwarten ist. Parallel dazu könnte das Modell um eine Wärmemodell erweitert werden, welches die

Verlustleistung im Gleichstrommotor und die Wärmeflüsse im Motorraum der Fahrzeugs bilanziert und die dazugehörigen, temperaturabhängigen Parameter anpasst.

A Tabellen

A.1 Reproduzierbarkeit der Parameteridentifikation

Die Abschätzung der Reproduzierbarkeit des Identifikationsablaufs erfolgt über die Wiederholung der Parameteridentifikationen. Hierfür wird der Ablauf für alle Modellparameter 20 mal wiederholt und aus den Ergebnissen der Mittelwert \bar{x} der Parameter nach

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (\text{A.1})$$

und die dazugehörige Schätzung der Standardabweichung s nach

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{A.2})$$

berechnet. Die Parameterwerte sind im Folgenden normiert als $\frac{\bar{x} \pm s}{\bar{x}}$ dargestellt.

A.1.1 Parameter des Reibmodells

Tabelle A.1: Parameter des Reibmodells

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Federsteifigkeit der Borste	σ_0	$1 \pm 2,85 \cdot 10^{-2}$	Nm/rad
Dämpfungskonstante der Borste	σ_1	$1 \pm 3,41 \cdot 10^{-2}$	Nms/rad
Viskoser Reibkoeffizient	σ_2	$1 \pm 7,35 \cdot 10^{-2}$	Nms/rad
Losbrech-Borstenauslenkung	z_{ba}	$1 \pm 8,37 \cdot 10^{-2}$	rad
Haftmoment	M_H	$1 \pm 1,53 \cdot 10^{-2}$	Nm
Coulomb-Moment	M_C	$1 \pm 2,02 \cdot 10^{-2}$	Nm
Stribeck-Geschwindigkeit	$\dot{\varphi}_s$	$1 \pm 0,257$	rad/s
Formparameter der Stribeck-Funktion	β	1	1

A.1.2 Parameter des Motormodells

Tabelle A.2: Parameter des Motormodells

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Drehmomentbildende Konstante	k_t	$1 \pm 2,41 \cdot 10^{-3}$	Nm/A
Trägheitsmoment des Motors	J_M	$1 \pm 1,18 \cdot 10^{-2}$	kgm ²
Amplitude des Rastmoments	\hat{M}_{Cog}	$1 \pm 1,04 \cdot 10^{-2}$	Nm
Frequenz des Rastmoments	f_{Cog}	1 ± 0	1
Phasenverschiebung des Rastmoments	ζ_{Cog}	$1 \pm 3,84 \cdot 10^{-2}$	rad
Spannungsbildende Konstante	k_b	$1 \pm 1,23 \cdot 10^{-3}$	Vs/rad
Ohmscher Widerstand	R	$1 \pm 2,20 \cdot 10^{-3}$	Ω
Induktivität	L	$1 \pm 1,12 \cdot 10^{-3}$	H
Wirbelstromkonstante	k_{EC}	$1 \pm 8,97$	Vs ² /Arad ²
Hysteresekonstante	k_{Hys}	$1 \pm 31,71$	Vs/Arad
Federsteifigkeit der Borste	σ_{0Mot}	$1 \pm 6,65 \cdot 10^{-2}$	Nm/rad
Dämpfungskonstante der Borste	σ_{1Mot}	$1 \pm 0,127$	Nms/rad
Viskoser Reibkoeffizient	σ_{2Mot}	$1 \pm 0,792$	Nms/rad
Losbrech-Borstenauslenkung	z_{baMot}	$1 \pm 0,106$	rad
Haftmoment	M_{HMot}	$1 \pm 6,56 \cdot 10^{-2}$	Nm
Coulomb-Moment	M_{CMot}	$1 \pm 5,06 \cdot 10^{-2}$	Nm
Stribeck-Geschwindigkeit	$\dot{\varphi}_{sMot}$	$1 \pm 0,351$	rad/s
Formparameter der Stribeck-Funktion	β_{Mot}	1	1

A.1.3 Parameter des Federmodells

Tabelle A.3: Parameter des Federmodells

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Polynomialkoeffizienten der Verdrehkennlinie	p_{V0}	$1 \pm 2,32 \cdot 10^{-3}$	Nm
	p_{V1}	$1 \pm 1,33 \cdot 10^{-2}$	Nm/rad
	p_{V2}	$1 \pm 4,03 \cdot 10^{-2}$	Nm/rad ²
Polynomialkoeffizienten der Entspannkennlinie	p_{E0}	$1 \pm 2,10 \cdot 10^{-3}$	Nm
	p_{E1}	$1 \pm 1,67 \cdot 10^{-2}$	Nm/rad
	p_{E2}	$1 \pm 0,131$	Nm/rad ²
Skalierungsfaktor der Transitionsfunktion	c_T	$1 \pm 0,469$	1

A.1.4 Parameter des Getriebemodells

Tabelle A.4: Parameter des Getriebemodells

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Radius des Antriebsritzels	r_{An}	1	m
Radius des Abtriebsritzels	r_{Ab}	$1 \pm 6,44 \cdot 10^{-5}$	m
Größe des Getriebespiels	τ	$1 \pm 1,42 \cdot 10^{-3}$	m
Federsteifigkeit der Getriebekopplung	c_{K1}	$1 \pm 4,12 \cdot 10^{-3}$	N/m
	c_{K2}	$1 \pm 3,68 \cdot 10^{-3}$	N/m
Dämpfung der Getriebekopplung	d_K	0	Ns/m

A.1.5 Parameter des Anschlagmodells

Tabelle A.5: Parameter des Anschlagmodells

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Schwellwert des unteren Anschlags	φ_{Su}	1	rad
Federsteifigkeit des unteren Anschlags	c_u	$1 \pm 2,07 \cdot 10^{-3}$	Nm/rad
Schwellwerte des oberen Anschlags	φ_{So1}	$1 \pm 2,64 \cdot 10^{-4}$	rad
	φ_{So2}	$1 \pm 2,79 \cdot 10^{-3}$	rad
	φ_{So3}	$1 \pm 2,73 \cdot 10^{-5}$	rad
Federsteifigkeiten des oberen Anschlags	c_{o1}	$1 \pm 7,89 \cdot 10^{-2}$	Nm/rad
	c_{o3}	$1 \pm 2,20 \cdot 10^{-2}$	Nm/rad
Polynomialkoeffizienten der Verdrehkennlinie des oberen Anschlags	p_{Vo20}	$1 \pm 2,93$	Nm
	p_{Vo21}	$1 \pm 7,10 \cdot 10^{-2}$	Nm/rad
	p_{Vo22}	$1 \pm 0,150$	Nm/rad ²
Polynomialkoeffizienten der Entspannkennlinie des unteren Anschlags	p_{Eo20}	0	Nm
	p_{Eo21}	$1 \pm 2,68 \cdot 10^{-2}$	Nm/rad
	p_{Eo22}	$1 \pm 0,179$	Nm/rad ²
Skalierungsfaktor der Transitionsfunktion	c_{To2}	$1 \pm 1,90 \cdot 10^{-2}$	1

A.2 Berechnung der reduzierten Modellparameter

A.2.1 Parameter für das reduzierte Federmodell

$$f(x) = a + bx + cx^2 \quad (\text{A.3})$$

$$T_1 f(x, x_0) = f(x_0) + f'(x_0) \cdot (x - x_0) \quad (\text{A.4})$$

$$T_1 f(x, x_0) = a + bx_0 + cx_0^2 + (b + 2cx_0)(x - x_0) \quad (\text{A.5})$$

$$T_1 f(x, x_0) = a + bx_0 + cx_0^2 - bx_0 - 2cx_0^2 + (b + 2cx_0)x \quad (\text{A.6})$$

$$T_1 f(x, x_0) = a - cx_0^2 + (b + 2cx_0)x \quad (\text{A.7})$$

$$a = p_{V0} - p_{E0}, \quad b = p_{V1} - p_{E1}, \quad c = p_{V2} - p_{E2}, \quad \varphi_0 = \varphi_{S01} - \varphi_{Su} \quad (\text{A.8})$$

$$T_1 f(\varphi, \varphi_0) = (p_{V0} - p_{E0}) - (p_{V2} - p_{E2})(\varphi_{S01} - \varphi_{Su})^2 \\ + ((p_{V1} - p_{E1}) + 2(p_{V2} - p_{E2})(\varphi_{S01} - \varphi_{Su}))\varphi \quad (\text{A.9})$$

A.2.2 Parameter für das reduzierte Anschlagmodell

$$a = p_{V020} - p_{E020}, \quad b = p_{V021} - p_{E021}, \quad c = p_{V022} - p_{E022}, \quad \varphi_0 = \varphi_{S03} - \varphi_{S02} \quad (\text{A.10})$$

$$T_1 f(\varphi, \varphi_0) = (p_{V020} - p_{E020}) - (p_{V022} - p_{E022})(\varphi_{S03} - \varphi_{S02})^2 \\ + ((p_{V021} - p_{E021}) + 2(p_{V022} - p_{E022})(\varphi_{S03} - \varphi_{S02}))\varphi \quad (\text{A.11})$$

Schnittpunkt zwischen ersten und zweiten Teil des oberen Anschlags entspricht $\tilde{\varphi}_{S02}$

$$\tilde{\varphi}_{S02} = \varphi_{S02} + \frac{(p_{V020} - p_{E020}) - (p_{V022} - p_{E022})(\varphi_{S03} - \varphi_{S02})^2}{((p_{V021} - p_{E021}) + 2(p_{V022} - p_{E022})(\varphi_{S03} - \varphi_{S02})) - c_{01}} \quad (\text{A.12})$$

B Abbildungen und Datenblätter

B.1 Geschwindigkeitsabhängigkeit des Federverhaltens

Für die Modellierung der Feder ist es von Interesse, ob sich das Verhalten abhängig von der Winkelgeschwindigkeit ändert. Hierfür wird die Feder mit unterschiedlichen Geschwindigkeit verdreht und wieder entspannt. Die resultierenden Drehmoment-Drehwinkel-Kennlinien sind in Abbildung B.1 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Kennlinien bis auf minimale Abweichung übereinstimmen und somit keine Geschwindigkeitsabhängigkeit aufweisen. Aus diesem Grund wird das Verhalten der Feder nur abhängig vom Drehwinkel modelliert.

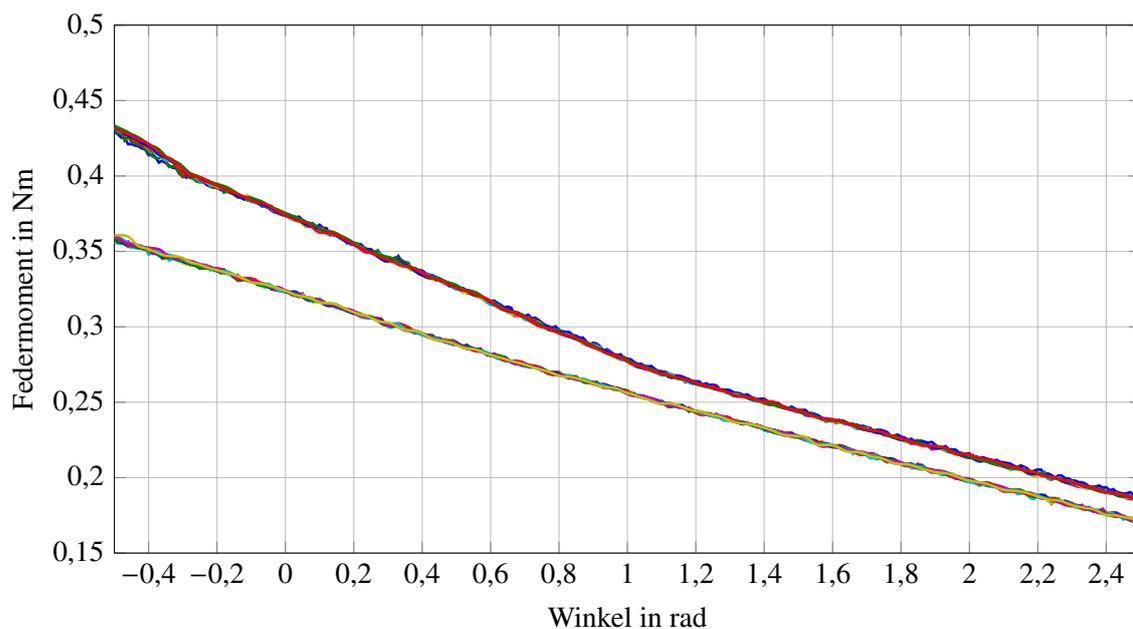


Abbildung B.1: Geschwindigkeitsabhängige Federkennlinie

B.2 Einfluss der Getriebedämpfung

Für die Analyse der Getriebedämpfung d_K wird der Identifikationsversuch aus Abschnitt 6.5 mit verschiedenen Geschwindigkeiten wiederholt. Die resultierenden Drehmoment-Drehwinkel-Kennlinien sind in Abbildung B.2 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Kennlinien bis auf minimale Abweichung übereinstimmen und somit keine Geschwindigkeitsabhängigkeit aufweisen. Das Systemverhalten ist somit nicht abhängig von der Geschwindigkeit und die Getriebedämpfung somit $d_K = 0$.

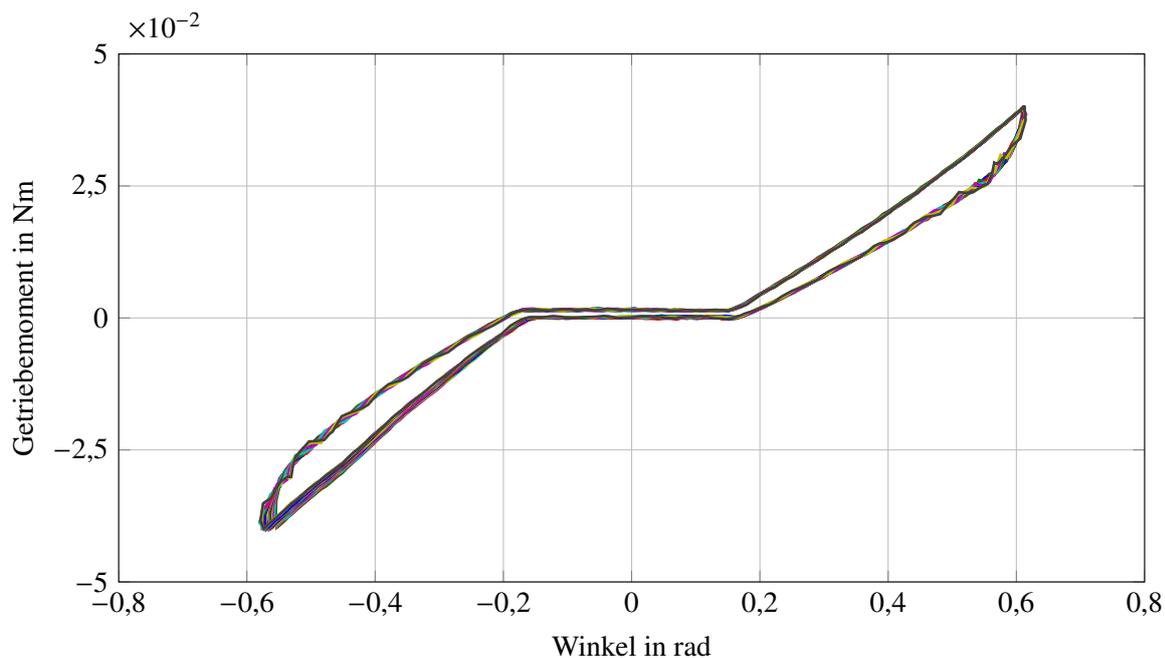


Abbildung B.2: Geschwindigkeitsabhängige Kennlinie der Getriebekopplung

B.3 Motordatenblatt



JOHNSON ELECTRIC INDUSTRIAL MANUFACTORY LTD.

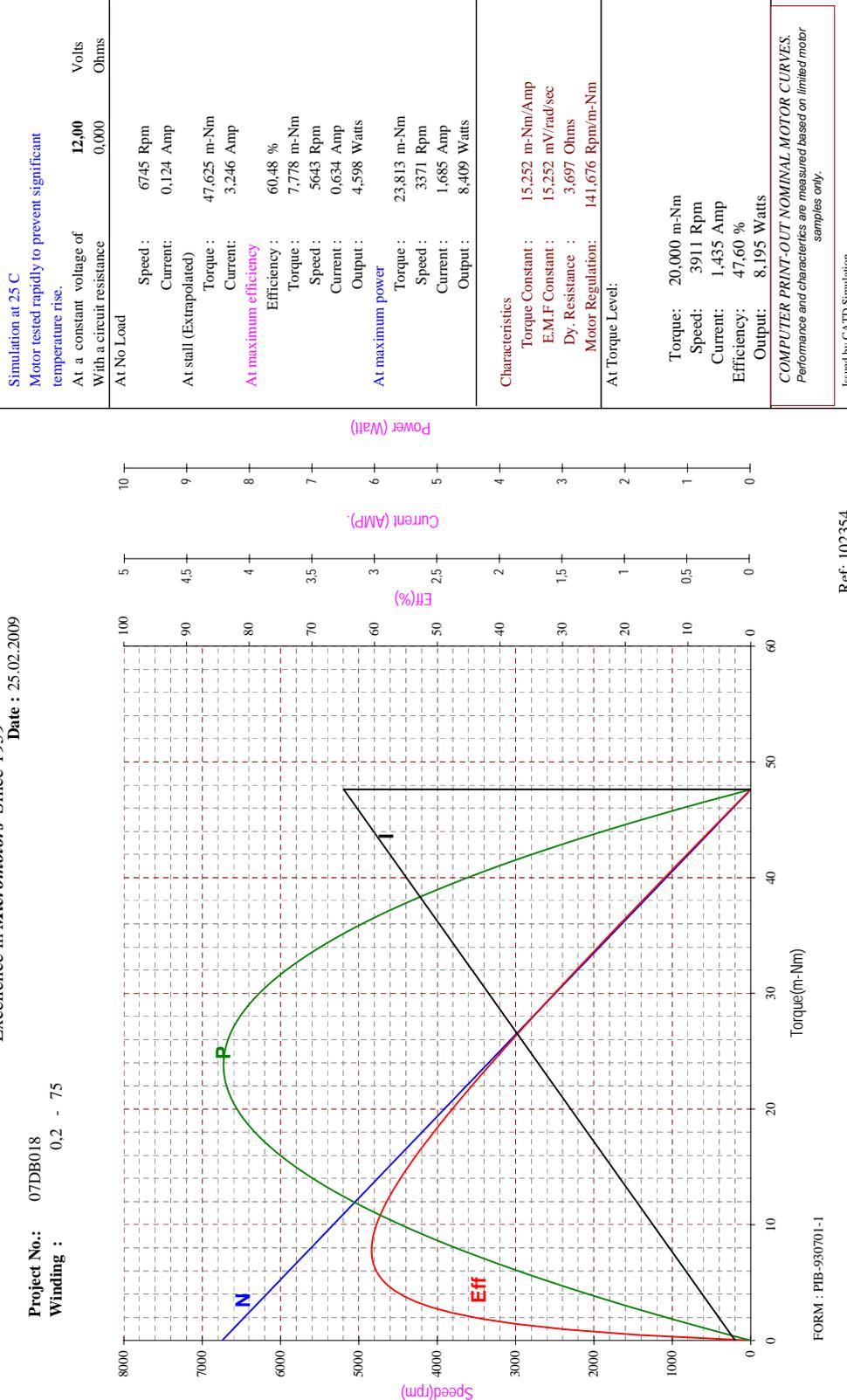
Johnson Building,6-22, Dai Shun Street, Tai Po, Hong Kong.

Excellence in *Micromotors* Since 1959

Date : 25.02.2009

Project No.: 07DB018

Winding : 0,2 - 75



Ref: 102354

FORM : PIB-930701-1

Abbildung B.3: Vom Hersteller generierte Kennlinien des untersuchten Gleichstrommotors [43]

Literaturverzeichnis

- [1] ACCEL TECHNOLOGIES PTE LTD: *Voice Coil-VRS Series*.
<http://www.accel-tec.com/vrs.html>
- [2] AL-BENDER, F. ; LAMPAERT, V. ; SWEVERS, J. : The generalized Maxwell-slip model: a novel model for friction Simulation and compensation. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 50 (2005), Nr. 11, S. 1883–1887.
<http://dx.doi.org/10.1109/TAC.2005.858676>
- [3] AMENT, C. : *Skript zur Vorlesung Modellbildung*. Ilmenau, 2014
- [4] AMTHOR, A. ; ZSCHAECK, S. ; AMENT, C. : Dynamical friction modelling and adaptive compensation on the nanometer scale. In: *IECON 2011 - 37th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics* (2011), S. 558–563.
<http://dx.doi.org/10.1109/IECON.2011.6119371>
- [5] AMTHOR, A. : *Modellbasierte Regelung von Nanopositionier- und Nanomessmaschinen*. Bd. 1179. Düsseldorf : VDI-Verl., 2010. – ISBN 9783185179082. – Dissertation
- [6] BABER, T. T. ; WEN, Y. K.: Random vibrations of hysteretic degrading systems. In: *ASCE Journal of Engineering Mechanics* 107 (1981), Nr. 6, S. 1069–1089
- [7] BEN MRAD, R. ; HU, H. : A model for voltage-to-displacement dynamics in piezoceramic actuators subject to dynamic-voltage excitations. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 7 (2002), Nr. 4, S. 479–489.
<http://dx.doi.org/10.1109/TMECH.2002.802724>
- [8] BERNARD, Y. ; MENDES, E. ; BOUILLAUT, F. : Dynamic hysteresis modeling based on Preisach model. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 38 (2002), Nr. 2, S. 885–888.
<http://dx.doi.org/10.1109/20.996228>
- [9] BOUC, R. : Forced vibration of mechanical systems with hysteresis. In: *Proceedings of the Fourth Conference on Nonlinear Oscillation* (1967), S. 315ff.
- [10] BRATLEY, P. ; FOX, B. L.: ALGORITHM 659: implementing Sobol’s quasirandom sequence generator. In: *ACM Transactions on Mathematical Software* 14 (1988), Nr. 1, S. 88–100.
<http://dx.doi.org/10.1145/42288.214372>
- [11] BRETON, C. ; BARTOLOME, J. ; BENITO, J. A. ; TASSINARIO, G. ; FLOTATS, I. ; LU, C. W. ; CHALMERS, B. J.: Influence of machine symmetry on reduction of cogging torque in permanent-magnet brushless motors. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 36 (2000), Nr. 5, S. 3819–3823.
<http://dx.doi.org/10.1109/20.908386>

- [12] BROKATE, M. ; SPREKELS, J. : *Hysteresis and Phase Transitions*. New York : Pearson Studium, 1996
- [13] BUECHNER, S. ; AMTHOR, A. ; ZSCHAECK, S. ; AMENT, C. ; EICHHORN, M. : Dynamic Friction Modeling for DC-Motors. In: *Automotive Powertrain Control Systems (2012)*, S. 119–128
- [14] BUECHNER, S. ; SCHREIBER, V. ; AMTHOR, A. ; AMENT, C. ; EICHHORN, M. : Nonlinear modeling and identification of a dc-motor with friction and cogging. In: *IECON 2013 - 39th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (2013)*, S. 3621–3627.
<http://dx.doi.org/10.1109/IECON.2013.6699711>
- [15] BUECHNER, S. ; ZSCHAECK, S. ; AMTHOR, A. ; AMENT, C. ; EICHHORN, M. : Dynamic friction modeling and identification for high precision mechatronic systems. In: *IECON 2012 - 38th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics (2012)*, S. 2263–2268.
<http://dx.doi.org/10.1109/IECON.2012.6388884>
- [16] BUECHNER, S. ; ZSCHAECK, S. ; AMTHOR, A. ; AMENT, C. ; EICHHORN, M. : Dynamic Model and Identification of a Spur Gear System. In: *Control and Applications (2013)*, S. 143–148.
<http://dx.doi.org/10.2316/P.2013.805-020>
- [17] BURSTER PRAEZISIONSMESSTECHNIK GMBH & Co KG: *Präzisions-Drehmomentsensor 8661*. – Datenblatt.
http://burster.de/fileadmin/Documents/Products/Data_Sheets/Section_8/8661_DE.pdf
- [18] CANUDAS-DEWIT, C. ; OLSSON, H. ; ASTROM, K. J. ; LISCHINSKY, P. : A new model for control of systems with friction. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 40 (1995), Nr. 3, S. 419–425.
<http://dx.doi.org/10.1109/9.376053>
- [19] CHOY, F. K. ; RUAN, Y. F. ; ZAKRAJSEK, J. ; OSWALD, F. B.: Modal simulation of gear box vibration with experimental correlation. In: *Journal of Propulsion and Power* 9 (1993), Nr. 2, S. 301–306.
<http://dx.doi.org/10.2514/3.23622>
- [20] CROS, J. ; SINCERO, G. C. R. ; VIAROUGE, P. : Design method for brush permanent magnet DC motors. In: *IEEE International Electric Machines and Drives Conference (2009)*, S. 1625–1632.
<http://dx.doi.org/10.1109/IEMDC.2009.5075421>
- [21] CUKIER, R. I.: Study of the sensitivity of coupled reaction systems to uncertainties in rate coefficients. I Theory. In: *The Journal of Chemical Physics* 59 (1973), Nr. 8, S. 3873–3878.
<http://dx.doi.org/10.1063/1.1680571>
- [22] DAHL, P. R.: *A Solid Friction Model*. El-Segundo California USA : The Aerospace Corporation, 1968

- [23] DANIEL, C. : One-at-a-Time Plans. In: *Journal of the American Statistical Association* 48 (1973), Nr. 342, S. 353–360
- [24] DAVINO, D. ; GIUSTINIANI, A. ; VACCA, V. ; VISIONE, C. : Embedded Hysteresis Compensation and Control on a Magnetostrictive Actuator. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 42 (2006), Nr. 10, S. 3443–3445.
<http://dx.doi.org/10.1109/TMAG.2006.879089>
- [25] DR. JOHANNES HEIDENHAIN GMBH: *Winkel messen mit Drehgebern*.
http://www.heidenhain.de/de_DE/produkte-und-anwendungen/winkel-messen/drehgeber/
- [26] DSPACE DIGITAL SIGNAL PROCESSING AND CONTROL ENGINEERING GMBH: *dSPACE Prototyping-Systeme*.
<http://www.dspace.com/de/gmb/home/products/systems/funcpt.cfm>
- [27] DUPONT, P. ; HAYWARD, V. ; ARMSTRONG, B. ; ALTPETER, F. : Single state elastoplastic friction models. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 47 (2002), Nr. 5, S. 787–792.
<http://dx.doi.org/10.1109/TAC.2002.1000274>
- [28] FACH, M. : *Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn*. Bd. 411. Darmstadt : VDI-Verl. – ISBN 3183411121. – Dissertation
- [29] FELDT, M. ; KOPF, S. ; EICHHORN, M. ; KONIGORSKI, U. : Flatness-Based Control and Online Trajectory Generation for Electrical Actuators in Combustion Engines. In: *IFAC Advances in Automotive Control (2010)*, S. 146–151.
<http://dx.doi.org/10.3182/20100712-3-DE-2013.00163>
- [30] FISCHER, R. : *Elektrische Maschinen*. 14., aktualisierte und erw. Aufl. München : Hanser, 2009. – ISBN 3446417540
- [31] GAUSS, JOHANN CARL FRIEDRICH: *Abhandlungen zur Methode der kleinsten Quadrate*. 1. Aufl. Saarbrücken : VDM Verlag Dr. Müller, 2006. – ISBN 383640043X
- [32] GROPP, S. : *Dynamische Modellierung und Identifikation von Stirnradgetrieben*. Ilmenau : Technische Universität Ilmenau, 2012. – Masterarbeit
- [33] HAESSIG, D. A. ; FRIEDLAND, B. : On the Modeling and Simulation of Friction. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 113 (1991), Nr. 3, S. 354.
<http://dx.doi.org/10.1115/1.2896418>
- [34] HARRIS, S. : Dynamic Loads on the Teeth of Spur Gears. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* (1958), Nr. 172, S. 87–112
- [35] HONEK, M. ; WOJNAR, S. ; SEMAN, P. ; JUHAS, M. ; ROHAL'ILKIV, B. : Electronic throttle identification and modeling. In: *International Conference on Process Control (2013)*, S. 486–491.
<http://dx.doi.org/10.1109/PC.2013.6581458>

- [36] IIDA, H. ; TAMURA, A. ; KIKUCHI, K. ; AGATA, H. : Coupled Torsional-flexural Vibration of a Shaft in a Geared System of Rotors. In: *Bulletin of JSME* 23 (1980), Nr. 186, S. 2111–2117.
<http://dx.doi.org/10.1299/jsme1958.23.2111>
- [37] ISERMANN, R. : *Mechatronische Systeme: Grundlagen*. 2., vollständig neu bearb. Aufl. Berlin : Springer-Verlag Berlin and Heidelberg, 2007. – ISBN 9783540323365
- [38] ISERMANN, R. ; MÜNCHHOF, M. : *Identification of dynamic systems: An introduction with applications*. Heidelberg and New York : Springer, 2011. – ISBN 3540788786
- [39] ISHLINSKII, A. Y.: Some applications of statistical methods to describing deformations of bodies. In: *News of Academy of Science SSSR* (1944), Nr. 9, S. 580–590
- [40] IYER, R. ; TAN, X. : Control of hysteretic systems through inverse compensation. In: *IEEE Control Systems Magazine* 29 (2009), Nr. 1, S. 83–99.
<http://dx.doi.org/10.1109/MCS.2008.930924>
- [41] JANAIDEH, M. A. ; SU, C.-Y. ; RAKHEJA, S. : Development of the rate-dependent Prandtl–Ishlinskii model for smart actuators. In: *Smart Materials and Structures* 17 (2008), Nr. 3, S. 1–11.
<http://dx.doi.org/10.1088/0964-1726/17/3/035026>
- [42] JOHNSON, D. C.: Modes and frequencies of shafts coupled by straight spur gears. In: *Journal of Mechanical Engineering Science* 4 (1962), Nr. 3, S. 241–250.
http://dx.doi.org/10.1243/JMES_JOUR_1962_004_033_02
- [43] JOHNSON ELECTRIC: *Low Voltage DC Motors - Automotive Motors*. – Datenblatt.
<http://www.johnsonmotor.com/en/products/automotive-motors/low-voltage-dc-motors.html#>
- [44] KAHRAMAN, A. ; LIM, J. ; DING, H. : A dynamic model of a spur gear pair with friction. In: *12th IFToMM World Congress (2007)*, S. 18–24
- [45] KAHRAMAN, A. ; OZGUVEN, H. N. ; HOUSER, D. R. ; ZAKRAJSEK, J. J.: Dynamic Analysis of Geared Rotors by Finite Elements. In: *Journal of Mechanical Design* 114 (1992), Nr. 3, S. 507.
<http://dx.doi.org/10.1115/1.2926579>
- [46] KARNOPP, D. : Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 107 (1985), Nr. 1, S. 100.
<http://dx.doi.org/10.1115/1.3140698>
- [47] KISTLER INSTRUMENTE AG: *Zwei-Bereichs Drehmomentsensor*.
<http://kistler.com/de/de/product/torque/4503AxH>.
- [48] KOHLER, H. K. ; PRATT, A. ; THOMPSON, A. M.: Dynamics and noise of parallel-axis gearing. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 184 (1969), Nr. 315, S. 111–121.
http://dx.doi.org/10.1243/PIME_CONF_1969_184_449_02

- [49] KOPF, S. : *Modellbasierte Lageregelung mechatronischer Aktuatoren im Luftpad von Verbrennungsmotoren*. Berlin : epubli, 2014. – ISBN 9783844285598. – Dissertation
- [50] KRASNOSELSKII, M. A. ; POKROVSKII, A. V.: *Systems with Hysteresis*. Berlin and Heidelberg : Springer, 1989. – ISBN 3642613020
- [51] KUHNEN, K. : Modeling, Identification and Compensation of Complex Hysteretic Non-linearities: A Modified Prandtl-Ishlinskii Approach. In: *European Journal of Control* 9 (2003), Nr. 4, S. 407–418.
<http://dx.doi.org/10.3166/ejc.9.407-418>
- [52] LOH, R. N. K. ; PORNTHANOMWONG, T. ; PYKO, J. S. ; LEE, A. ; KARSITI, M. N.: Modeling, parameters identification, and control of an electronic throttle control (ETC) system. In: *International Conference on Intelligent and Advanced Systems (2007)*, S. 1029–1035.
<http://dx.doi.org/10.1109/ICIAS.2007.4658541>
- [53] MAXON MOTOR AG: *Maxon Programm RE 30*. – Datenblatt.
http://www.maxonmotor.com/medias/sys_master/8806488539166/13_103_DE.pdf
- [54] MAXON MOTOR AG: *Maxon Programm RE 40*. – Datenblatt.
http://www.maxonmotor.de/medias/sys_master/8806488670238/13_105_DE.pdf
- [55] MAXON MOTOR AG: *Planetary Gearhead GP 32 A*. – Datenblatt.
http://www.maxonmotor.com/medias/sys_master/8806558105630/13_260_DE.pdf
- [56] MAXON MOTOR AG: *Planetary Gearhead GP 42 C*. – Datenblatt.
http://www.maxonmotor.de/medias/sys_master/8806558302238/13_270-271_DE.pdf
- [57] MAYERGOYZ, I. : Mathematical models of hysteresis. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 22 (1986), Nr. 5, S. 603–608.
<http://dx.doi.org/10.1109/TMAG.1986.1064347>
- [58] MAYERGOYZ, I. D.: Dynamic Preisach models of hysteresis. In: *IEEE Transactions on Magnetics* 24 (1988), Nr. 6, S. 2925–2927.
<http://dx.doi.org/10.1109/20.92290>
- [59] MCKAY, M. D. ; RICHARD J. BECKMAN ; WILLIAM J. CONOVER: Comparison of three methods for selecting values of input variables in the analysis of output from a computer code. In: *Technometrics* 21 (1979), Nr. 2, S. 239–245
- [60] MEISSNER, M. ; WANKE, K. : *Handbuch Federn: Berechnung und Gestaltung im Maschinen-und Gerätebau*. 2. bearb. Aufl. Berlin : Verlag Technik, 1993. – ISBN 3341010874
- [61] MITTAL, S. ; MENQ, C.-H. : Hysteresis compensation in electromagnetic actuators through Preisach model inversion. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 5 (2000), Nr. 4, S. 394–409.
<http://dx.doi.org/10.1109/3516.891051>

- [62] MORRIS, M. D.: Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiments. In: *Technometrics* 33 (1991), Nr. 2, S. 161–174.
<http://dx.doi.org/10.2307/1269043>
- [63] MÜLLER, G. ; VOGT, K. ; PONICK, B. : *Elektrische Maschinen. Bd. 2: Berechnung elektrischer Maschinen.* 6., völlig neu bearb. Aufl. Weinheim : Wiley-VCH-Verl., 2008. – ISBN 3527405259
- [64] NELDER, J. A. ; MEAD, R. : A Simplex Method for Function Minimization. In: *The Computer Journal* 7 (1965), Nr. 4, S. 308–313.
<http://dx.doi.org/10.1093/comjnl/7.4.308>
- [65] NEVZAT ÖZGÜVEN, H. ; HOUSER, D. R.: Mathematical models used in gear dynamics—A review. In: *Journal of Sound and Vibration* 121 (1988), Nr. 3, S. 383–411.
[http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X\(88\)80365-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0022-460X(88)80365-1)
- [66] OLSSON, H. ; ÅSTRÖM, K. J. ; CANUDAS DE WIT, C. ; GÄFVERT, M. ; LISCHINSKY, P. : Friction Models and Friction Compensation. In: *European Journal of Control* 4 (1998), Nr. 3, S. 176–195.
[http://dx.doi.org/10.1016/S0947-3580\(98\)70113-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0947-3580(98)70113-X)
- [67] PARK, Y. J. ; WEN, Y. K. ; ANG, A. H.-S. : Random vibration of hysteretic systems under bi-directional ground motions. In: *Earthquake Engineering & Structural Dynamics* 14 (1986), Nr. 4, S. 543–557.
<http://dx.doi.org/10.1002/eqe.4290140405>
- [68] PRANDTL, L. : Ein Gedankenmodell zur kinetischen Theorie der festen Körper. In: *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* 8 (1928), Nr. 2, S. 85–106.
<http://dx.doi.org/10.1002/zamm.19280080202>
- [69] PREISACH, F. : Über die magnetische Nachwirkung. In: *Zeitschrift für Physik* 94 (1935), Nr. 5-6, S. 277–302.
<http://dx.doi.org/10.1007/BF01349418>
- [70] RABITZ, H. ; KRAMER, M. ; DACOL, D. : Sensitivity Analysis in Chemical Kinetics. In: *Annual Review of Physical Chemistry* 34 (1983), Nr. 1, S. 419–461.
<http://dx.doi.org/10.1146/annurev.pc.34.100183.002223>
- [71] RAJAEI, N. ; XIANG CHEN ; MING ZHENG: Estimation of spring torque in an electronic throttle valve. In: *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (2010)*, S. 1–6.
<http://dx.doi.org/10.1109/VPPC.2010.5729004>
- [72] REINHOLD, W. : *Elektronische Schaltungstechnik: Grundlagen der Analogelektronik ; mit 56 Beispielen und 95 Aufgaben.* München : Fachbuchverl. Leipzig im Carl-Hanser-Verl, 2010. – ISBN 9783446421646
- [73] REN, Z. : *Zur Identifikation mechatronischer Stellglieder mit Reibung bei Kraftfahrzeugen.* Bd. 2. Kassel : Kassel Univ. Press, 2012. – ISBN 3899585909. – Dissertation
- [74] RIZOS, D. D. ; FASSOIS, S. D.: Maxwell Slip Model Based Identification and Control of Systems with Friction. In: *44th IEEE Conference on Decision and Control (2005)*, S.

- 4578–4583.
<http://dx.doi.org/10.1109/CDC.2005.1582884>
- [75] R+W ANTRIEBSELEMENTE GMBH: *BKL Metallbalgkupplung*.
<http://www.rw-kupplungen.de/produkte/metallbalgkupplungen/bk/bkl/>
- [76] R+W ANTRIEBSELEMENTE GMBH: *MK1 Miniaturbalgkupplung*.
<http://www.rw-kupplungen.de/produkte/miniaturbalgkupplungen/mk1/>
- [77] SALTELLI, A. : *Global sensitivity analysis: The primer*. Chichester and England and Hoboken and NJ : John Wiley, 2008. – ISBN 0470059974
- [78] SALTELLI, A. ; CHAN, K. ; SCOTT, E. M.: *Sensitivity analysis*. New York and Chichester and Weinheim : J. Wiley & sons, 2000 (Wiley series in probability and statistics). – ISBN 9780470743829
- [79] SCATTOLINI, R. ; SIVIERO, C. ; MAZZUCCO, M. ; RICCI, S. ; POGGIO, L. ; ROSSI, C. : Modeling and identification of an electromechanical internal combustion engine throttle body. In: *Control Engineering Practice* 5 (1997), Nr. 9, S. 1253–1259.
[http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661\(97\)84364-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0967-0661(97)84364-X)
- [80] SCHLECHT, B. : *Maschinenelemente*. München : Pearson Studium, 2007 (Maschinenbau). – ISBN 9783827371454
- [81] SCHLECHT, B. : *Maschinenelemente 2: Lager und Getriebe*. München : Pearson Studium, 2009 (Maschinenbau). – ISBN 9783827371461
- [82] SCHREIBER, V. : *Modellierung und Identifikation von permanenterregten Gleichstrommotoren*. Ilmenau : Technische Universität Ilmenau, 2012. – Masterarbeit
- [83] SCHWIEGER, V. : *Nicht-lineare Sensitivitätsanalyse gezeigt an Beispielen zu bewegten Objekten*. Bd. 581. München : Verl. der Bayerischen Akad. der Wiss., 2005. – ISBN 9783769650204. – Dissertation
- [84] SEIDLER, M. : *Sensitivitätsanalyse einer modellbasierten Regelung des Gassystems eines Dieselmotors*. Ilmenau : Technische Universität Ilmenau, 2012. – Bachelorarbeit
- [85] SIEBERTZ, K. ; BEBBER, DAVID THEO VAN ; HOCHKIRCHEN, T. : *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DOE)*. 1. Aufl. Heidelberg and Dordrecht [u.a.] : Springer, 2010 (VDI-Buch). – ISBN 9783642054921
- [86] SIEGL, J. : *Schaltungstechnik - Analog und gemischt analog, digital: Entwicklungsmethodik, Funktionsschaltungen, Funktionsprimitive von Schaltkreisen*. 3., bearb. und erg. Aufl. Berlin : Springer, 2009. – ISBN 9783540683698
- [87] SOBOL', I. : Global sensitivity indices for nonlinear mathematical models and their Monte Carlo estimates. In: *Mathematics and Computers in Simulation* 55 (2001), Nr. 1-3, S. 271–280.
[http://dx.doi.org/10.1016/S0378-4754\(00\)00270-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0378-4754(00)00270-6)
- [88] SONG, J. ; DER KIUREGHIAN, A. : Generalized Bouc–Wen Model for Highly Asymmetric Hysteresis. In: *Journal of Engineering Mechanics* 132 (2006), Nr. 6, S. 610–618.
[http://dx.doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(2006\)132:6\(610\)](http://dx.doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(2006)132:6(610))

- [89] STÖLTING, H.-D. ; KALLENBACH, E. ; AMRHEIN, W. : *Handbuch Elektrische Kleinantriebe*. 4., neu bearbeitete Auflage. München : Hanser, Carl, 2011. – ISBN 9783446423923
- [90] STRIBECK, R. : Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. In: *Zeitschrift Verein deutsche Ingenieure* (1902), Nr. 46, S. 38ff
- [91] SUNDARARAJAN, S. ; YOUNG, B. G.: Finite-element analysis of large spur and helical gear systems. In: *Journal of Propulsion and Power* 6 (1990), Nr. 4, S. 451–454.
<http://dx.doi.org/10.2514/3.25456>
- [92] TECHNISCHE UNIVERSITÄT ILMENAU: *FG Maschinenelemente*.
<http://www.tu-ilmeneau.de/maschinenelemente/>
- [93] TEXAS INSTRUMENTS: *High-Voltage, High-Current Operational Amplifier*. – Datenblatt.
www.ti.com/lit/ds/symlink/opa548.pdf
- [94] TEXAS INSTRUMENTS: *Low Noise, Low Distortion Instrumentation Amplifier*. – Datenblatt.
www.ti.com/lit/ds/symlink/ina103.pdf
- [95] THE MATHWORKS INC.: *Automatic Code Generation - Simulink Coder*.
<http://www.mathworks.de/products/simulink-coder/index.html>
- [96] THE MATHWORKS INC.: *MATLAB - Die Sprache für technische Berechnungen*.
<http://www.mathworks.de/products/matlab/>
- [97] UGALDE, G. ; ALMANDOZ, G. ; POZA, J. ; GONZALEZ, A. : Computation of iron losses in permanent magnet machines by multi-domain simulations. In: *13th European Conference on Power Electronics and Applications (2009)* (2009), S. 1–10
- [98] VASAK, M. ; MLADENOVIC, L. ; PERIC, N. : Clustering-based identification of a piecewise affine electronic throttle model. In: *IECON 2005 - 31st Annual Conference of IEEE Industrial Electronics Society (2005)*, S. 6 pp.
<http://dx.doi.org/10.1109/IECON.2005.1568900>
- [99] VISINTIN, A. : *Applied mathematical sciences*. Bd. volume 111: *Differential models of hysteresis*. Berlin and Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 1994. – ISBN 3662115573
- [100] WALLACE, D. B. ; SEIREG, A. : Computer Simulation of Dynamic Stress, Deformation, and Fracture of Gear Teeth. In: *Journal of Engineering for Industry* 95 (1973), Nr. 4, S. 1108.
<http://dx.doi.org/10.1115/1.3438258>
- [101] WANG, S. M.: Analysis of Nonlinear Transient Motion of a Geared Torsional. In: *Journal of Engineering for Industry* 96 (1974), Nr. 1, S. 51.
<http://dx.doi.org/10.1115/1.3438330>
- [102] WANG, S. M. ; MORSE, I. E.: Torsional Response of a Gear Train System. In: *Journal of Engineering for Industry* 94 (1972), Nr. 2, S. 583.
<http://dx.doi.org/10.1115/1.3428200>

- [103] WANG, Z. ; ZHANG, Z. ; MAO, J. ; KEMIN ZHOU: A Hammerstein-based model for rate-dependent hysteresis in piezoelectric actuator. In: *24th Chinese Control and Decision Conference (2012)*, S. 1391–1396.
<http://dx.doi.org/10.1109/CCDC.2012.6244223>
- [104] WEI WU: DC motor identification using speed step responses. In: *American Control Conference (2010)* (2010), S. 1937–1941
- [105] WEILER, W. : *Handbuch der physikalisch-technischen Kraftmessung*. Braunschweig : Vieweg, 1993. – ISBN 3528089458
- [106] WEN, Y. K.: Method for random vibration of hysteretic systems. In: *Journal of Engineering Mechanics* 102 (1976), Nr. 2, S. 249–263
- [107] WEN, Y. K.: Equivalent Linearization for Hysteretic Systems Under Random Excitation. In: *Journal of Applied Mechanics* 47 (1980), Nr. 1, S. 150.
<http://dx.doi.org/10.1115/1.3153594>
- [108] WERNSTEDT, J. : *Experimentelle Prozessanalyse*. 1. Aufl. Berlin : Verl. Technik, 1989. – ISBN 9783341006764
- [109] WOLM, P. ; CHEN, X. Q. ; CHASE, J. G. ; PETTIGREW, W. ; HANN, C. E.: Analysis of a PM DC Motor Model for Application in Feedback Design for Electric Powered Mobility Vehicles. In: *15th International Conference on Mechatronics and Machine Vision in Practice (2008)*, S. 640–645.
<http://dx.doi.org/10.1109/MMVIP.2008.4749605>
- [110] WORDEN, K. ; WONG, C. X. ; PARLITZ, U. ; HORNSTEIN, A. ; ENGSTER, D. ; TIAHJOWIDODO, T. ; AL-BENDER, F. ; RIZOS, D. D. ; FASSOIS, S. D.: Identification of pre-sliding and sliding friction dynamics: Grey-box and black-box models. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 21 (2007), Nr. 1, S. 514–534.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.ymsp.2005.09.004>
- [111] XIANG-QUN LIU ; HONG-YUE ZHANG ; JUN LIU ; JING YANG: Fault detection and diagnosis of permanent-magnet DC motor based on parameter estimation and neural network. In: *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 47 (2000), Nr. 5, S. 1021–1030.
<http://dx.doi.org/10.1109/41.873210>
- [112] XIAOBO TAN ; BARAS, J. S.: Adaptive identification and control of hysteresis in smart materials. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 50 (2005), Nr. 6, S. 827–839.
<http://dx.doi.org/10.1109/TAC.2005.849215>
- [113] YUBO YANG ; XIUHE WANG ; CHANGQING ZHU ; CHUANZHEN HUANG: Study of magnet asymmetry for reduction of cogging torque in permanent magnet motors. In: *4th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (2009)*, S. 2325–2328.
<http://dx.doi.org/10.1109/ICIEA.2009.5138614>

Alle Internetadressen wurden zuletzt zwischen dem 01.01.2014 und dem 30.06.2014 geprüft.