

Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik

Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik

Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen

Michael Ruderman

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Dortmund genehmigten Dissertation zur Erlangung des
akademischen Grades Doktor der Ingenieurwissenschaften

Dortmund, 2012

Tag der mündlichen Prüfung: 08.05.2012
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Torsten Bertram
Korreferent: Prof. Dr. techn. Klaus Janschek

The only real wisdom is knowing you know nothing
ἔν οἶδα ὅτι οὐδὲν οἶδα

Socrates

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter und Doktorand am Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik der Technischen Universität Dortmund.

Mein besonderer Dank gilt dem Leiter des Lehrstuhls für Regelungssystemtechnik, Herrn Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Torsten Bertram, für die stets zielgerichtete Betreuung und konstruktive Unterstützung dieser Arbeit sowie das Erwecken meines weitergehenden Interesses an vielfältigen Gebieten der Regelungstechnik. Seine Art und Weise der Betreuung ließ mir großzügige Freiräume zur Entwicklung und Umsetzung von Ideen, was meinen Blickwinkel auf wissenschaftliche Arbeit im Allgemeinen stark geprägt hat. Herrn Prof. Dr. techn. Klaus Janschek danke ich für das entgegengebrachte Interesse an dieser Arbeit und für die Übernahme des Zweitgutachtens. Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Rehtanz möchte ich für die Übernahmen des Vorsitzes der Prüfungskommission ebenfalls meinen Dank aussprechen. Herrn Dr.-Ing. Sven Exnowski danke ich für seine Bereitschaft als dritter Prüfer mitzuwirken. Ganz besonders möchte ich mich auch bei Herrn Dr. rer. nat. Frank Hoffmann bedanken, dessen zuerst betreuende und später kollegiale Unterstützung mir den Einstieg in die wissenschaftliche Arbeit ermöglicht hat. Seine fachliche Kompetenz haben diese Arbeit ebenfalls erheblich inspiriert.

Dem Bundesministerium für Bildung und Forschung sage ich Dank für die finanzielle Unterstützung des öffentlich geförderten Verbundprojektes KomoRob, in dessen Rahmen ein Teil der vorliegenden Arbeit entstanden ist. In diesem Zusammenhang gilt mein Dank auch Herrn Dipl.-Ing. René Franke, mit dem ich über den gesamten Förderungszeitraum an einem Teilprojekt von KomoRob zusammenarbeiten durfte, ebenso wie den Herren Dr.-Ing. Martin Sternke und Dr.-Ing. Daniel Schauten, die zu Entstehung und Anlauf des Teilprojektes von KomoRob am Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik beigetragen haben.

Nicht zu vergessen ist die Unterstützung durch Herrn Dipl.-Ing. Jürgen Limhoff und Herrn Gerd Weiß und weitere Mitarbeiter technischer Einrichtungen des Lehrstuhls und der Fakultät. Ohne ihre kompetente technische Zuarbeit wäre die experimentelle Basis für diese Arbeit nicht gegeben gewesen. Auch Ihnen gilt mein besonderer Dank. Auch die Firmen Harmonic-Drive AG (Limburg an der Lahn), die entgegenkommend einen prototypischen Getriebebausatz bereitgestellt hat, und Elmo Motion Control Ltd (Petach-Tikva, Israel), die eine Steuerungseinheit zur Verfügung stellte, möchte ich dankbar erwähnen. Den Herren Prof. Dr. Sc. Alexey Bobtsov und PhD Stanislav Aranovsky von ITMO (St-Petersburg, Russland) danke ich für die Bereitstellung wertvoller Experimentdaten und interessanten Diskussionen.

Alle Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik haben durch eine stets angenehme und kollegiale Arbeitsatmosphäre zur Entstehung dieser Arbeit ebenfalls beigetragen, wofür ich ihnen äußerst dankbar bin. Frau Mareike Leber gilt mein besonderer Dank für eine schnelle und kompetente Hilfestellung in all den administrativen und organisatorischen Fragen während des Alltags am Lehrstuhl.

Meiner ganzen Familie und vor allem meiner lieben Frau Natalia danke ich für ihr Dasein und das Verständnis und die Geduld, die sie mir entgegengebracht haben was mich bei meiner Arbeit immer getragen hat.

Dortmund, Juli 2012

Michael Ruderman

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen. Kinetische Reibung in Mechanismen ist eine der signifikantesten Nichtlinearitäten im System, welche einerseits als natürlicher Dämpfungsfaktor fungiert andererseits die maßgeblichen Regelungsfehler sowie Grenzyklen und Stick-Slip-Effekte verursachen kann. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Modelle dynamischer Reibung aus dem neusten Stand der Technik analysiert und im Kontext einer regelungstechnischen Kompensation der Reibung einander gegenüber gestellt. Ein weiteres, neu entwickeltes Modell dynamischer Reibung wird eingeführt und mit den bereits existierenden Ansätzen verglichen. Ferner liegt der Schwerpunkt der Arbeit auf der modellgestützten Kompensation dynamischer Reibung. In Ergänzung zu einer eher klassischen Feed-Forward Kompensation werden zwei neuartige, beobachtergestützte Ansätze vorgestellt und auf ihre Tauglichkeit sowohl theoretisch als auch experimentell geprüft. Drei verschiedene Aktuatorssysteme werden zur Evaluierung des vorgestellten Reibungsmodells angewendet, wobei eines von diesen auch der Integration und Evaluierung der entwickelten Kompensationsstrategien dient.

Abstract

This Thesis is concerned with the modeling and compensation of dynamic friction in actuator systems. Kinetic friction is one of the most significant nonlinearities acting in mechanisms. On the one hand, it serves as a natural damping in the system. On the other hand, the friction can lead to significant control errors and can provoke the limit cycles and stick-slip effects. In this work, the state-of-the-art models of dynamic friction are analyzed and considered facing one another in the context of control-oriented friction compensation. A novel developed dynamic friction model is introduced and compared with other well-established modeling approaches. The second focus of this work is on the model-oriented compensation of dynamic friction. Two novel observer-based approaches are proposed in addition to a rather classical feed-forward compensation scheme. The suitability of the proposed control strategies is proved both theoretically and with experiments. Three different actuator systems are used to evaluate the presented friction model. One of them serves also for the integration and evaluation of the developed compensation methods.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Stand der Technik	4
1.3	Ziele der Arbeit und Beitrag	7
2	Modellierung kinetischer Reibung	11
2.1	Statische Reibung	11
2.2	Dynamische Reibung	16
2.2.1	Dahl-Modell	19
2.2.2	LuGre-Modell	20
2.2.3	Ein-Zustands- elasto-plastisches Modell	24
2.2.4	Generalized Maxwell-Slip-Modell	24
2.3	Aktuatordynamik mit nichtlinearer Reibung	26
2.3.1	Verhalten im Frequenzbereich	27
2.3.2	Stick-slip-Verhalten	29
2.3.3	Losbrechbedingungen und Anfang der Makrobewegung	31
2.3.4	Gedächtnis und Drift-Effekt	34
3	Zwei-Zustands-Modell mit Elasto-Plastizität	39
3.1	Elasto-Plastizität der Reibungsflächen	40
3.2	Modellstruktur	42
3.3	Pre-sliding-Hysterese	43
3.4	Übergangsverhalten	46
3.5	Modelleigenschaften	48
3.5.1	Quasi-stationäres Verhalten	48
3.5.2	Lokales Gedächtnis	49
3.5.3	Frequenzunabhängigkeit im Pre-sliding-Regime	51
3.5.4	Reibungsnachlauf im Sliding-Regime	52
3.5.5	Dissipativität	54
4	Identifikation kinetischer Reibung	57
4.1	Parameterschätzung der Prozessreibung	57
4.1.1	Methode der kleinsten Quadrate	59

4.1.2	Levenberg-Marquardt Algorithmus	60
4.2	Identifikation im Zeitbereich	61
4.2.1	Im geschlossenen Regelkreis	61
4.2.2	In offener Regelstrecke	67
4.3	Identifikation im Frequenzbereich	72
4.4	Vergleich identifizierter Reibungsmodelle	76
5	Regelungskonzepte für Aktuatorssysteme	83
5.1	Kaskadierte Regelung	83
5.2	Zustandsregelung	86
5.3	Gain-Scheduling	88
6	Ansätze zur Kompensation dynamischer Reibung	91
6.1	Charakteristische Referenztrajektorien	91
6.2	Modellbasierte Feed-Forward Kompensation	94
6.3	Luenberger-Typ Reibungsbeobachter	97
6.3.1	Zustandsraummodell mit nichtlinearer Reibung	99
6.3.2	Auslegung des Beobachters und Stabilitätsnachweis	100
6.3.3	Experimentelle Erprobung	103
6.4	Feed-Forward Reibungsbeobachter	108
6.4.1	Grundprinzip und Struktur	108
6.4.2	Stabilitätsnachweis und Auslegung	110
7	Evaluierung der Reibungskompensation	115
7.1	Auslegung der linearen Referenzregelung	115
7.2	Vergleich der Kompensationsstrategien	119
7.3	Abhängigkeit von der Betriebstemperatur	122
8	Zusammenfassung und Ausblick	127
A	Anwendungsbeispiele	131
A.1	1-DOF elektro-mechanischer Aktuator	131
A.2	2-DOF Positioniersystem des optischen Teleskops	133
A.3	6-DOF Industrieroboter	134
B	Bezeichnungen	137

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung der Klasse von Aktuatorssystemen	2
2.1	Räumliche Einordnung der Reibungskraft	12
2.2	Statische Kennlinie Coulombscher und viskoser Reibung	13
2.3	Statische Kennlinie des Stribeck-Modells der Reibung	14
2.4	Geschwindigkeitsantwort des Systems mit statischer Reibung	16
2.5	Dynamische Reibung als Übertragungsglied	17
2.6	Reibende Kontaktflächen und ihre Approximation durch Borsten-Modell .	18
2.7	Maxwell-Slip Struktur elasto-plastischer Slider-Elemente	19
2.8	Dynamisches Verhalten des Dahl-Modells	20
2.9	Pre-sliding-Verhalten des LuGre-Modells	21
2.10	Übergangverhalten dynamischer Reibung des LuGre-Modells	22
2.11	Positionsdrift des Systems zweiter Ordnung mit LuGre-Modell	23
2.12	Positionsabhängige Pre-sliding-Hysterese des GMS-Modells	26
2.13	Dynamisches System erster Ordnung mit nichtlinearer Reibung	27
2.14	Gemessene Frequenzantwort des Systems mit nichtlinearer Reibung	28
2.15	Mechanische Konfiguration zur Analyse des Stick-slip-Effekts	29
2.16	Simuliertes Stick-slip-Verhalten	30
2.17	Mikrobewegung beim langsamen Anstieg der Eingangsgröße	31
2.18	Gemessenes Losbrechverhalten des Aktuatorsystems	32
2.19	Gemessener Motorstrom als Funktion der Relativposition	33
2.20	Pre-sliding-Hysterese mit nicht-lokalem und lokalem Gedächtnis	34
2.21	Gemessener Drift-Effekt bei periodischer Anregung	36
2.22	Gemessener Drift-Effekt beim Standard-Driftexperiment	37
3.1	Spannungs-Dehnungs-Diagramm einer elasto-plastischen Deformation . . .	40
3.2	Approximation der Flächenunebenheiten durch elasto-plastische Borsten .	41
3.3	Modified Maxwell-Slip-Modell der Pre-sliding-Hysterese	44
3.4	Quasi-stationäre Antwort des 2SEP-Modells	49
3.5	Positionsabhängige Pre-sliding-Hysterese des 2SEP-Modells	50
3.6	Positionsdrift bei der Eigenbewegung des Systems mit 2SEP-Modell	50
3.7	Frequenzunabhängigkeit der Pre-sliding-Hysterese des 2SEP-Modells	52
3.8	Frequenzabhängiger Verlauf der Reibungskraft des 2SEP-Modells	53
3.9	Frequenzabhängiger Reibungsnachlauf des 2SEP-Modells	53

4.1	Direkter und inverser Vorhersagefehler dynamischer Prozesse	58
4.2	Identifikationsergebnisse der Stribeck-Funktion am 1-DOF Aktuatorsystem	62
4.3	Identifikationsergebnisse der Stribeck-Funktion am Industrieroboter	63
4.4	Identifikationsergebnisse der Pre-sliding-Hysterese am Aktuatorsystem . . .	64
4.5	Identifikationsergebnisse der Pre-sliding-Hysterese am Industrieroboter . .	65
4.6	Modellevaluierung am Industrieroboter	66
4.7	Bewegungstrajektorie zur Identifikation der Pre-sliding-Hysterese	67
4.8	Phasenebene der gemessenen Trajektorie im Pre-sliding-Regime	68
4.9	Identifikationsergebnisse der Pre-sliding-Hysterese in offener Regelstrecke .	69
4.10	Anregungssequenz zur Identifikation dynamischer Reibung im Zeitbereich .	69
4.11	Identifikationsergebnisse dynamischer Reibung im Zeitbereich	70
4.12	Identifizierte dynamische Reibung versus Stribeck-Kurve	71
4.13	Gemessene Frequenzantwort des Aktuatorsystems # 2	71
4.14	Gemessene und vorhersagte Bewegungsantwort des Aktuatorsystems # 2 .	72
4.15	Frequenzspektrum der Chirp Anregung	73
4.16	Gemessene Geschwindigkeitsantwort auf Down-Chirp Anregung	73
4.17	Evaluierung im Zeitbereich des im Frequenzbereich identifizierten Modells .	75
4.18	Verteilung der Vorhersagefehler bei der Evaluierung im Zeitbereich	76
4.19	Gemessene Geschwindigkeitsantwort zur Evaluierung der Reibungsmodelle	79
4.20	Histogramm der Fehlerverteilung evaluierter Reibungsmodelle	80
5.1	Strukturbild der konventionellen Kaskadenregelung eines Servo-Motors . .	84
5.2	Frequenzantwort des geschlossenen Drehzahlregelkreises	86
5.3	Strukturbild einer Zustandsregelung	87
6.1	Referenztrajektorie A der Relativgeschwindigkeit	92
6.2	Referenztrajektorie B der Relativgeschwindigkeit	92
6.3	Referenztrajektorie C der Relativgeschwindigkeit	93
6.4	Strukturbild der Feed-Forward Reibungskompensation	94
6.5	Simulierte Sprungantwort des Regelkreises mit Vorsteuerung	96
6.6	Strukturbild vom Luenberger-Typ Reibungsbeobachter	98
6.7	Ein-/Ausgangsverhalten des kombinierten Spiel-Sättigungs-Operators . . .	101
6.8	Beobachtung der Relativgeschwindigkeit bei verschiedenen L -Werten	102
6.9	Gemessene Trajektorie B	104
6.10	Beobachtungsfehler bei evaluierter Trajektorie B	105
6.11	Mit LTRB geschätzte Reibung bei Trajektorie B	105
6.12	Gemessene Trajektorie C	106
6.13	Gemessener Relativversatz der Trajektorie C	106
6.14	Beobachtungsfehler bei evaluierter Trajektorie C	107
6.15	Mit LTRB geschätzte Reibung bei Trajektorie C	107
6.16	Geschätzte Reibung als Funktion des Relativversatzes für Trajektorie C . .	108
6.17	Verlauf geschätzter Reibung	109
6.18	Strukturbild vom Feed-Forward Reibungsbeobachter	110

6.19	Amplitudengang des Dämpfungs- D_2 und Anregungsfaktors G von FFRB .	112
6.20	Simulierte Antwort des geschlossenen Regelkreises	113
7.1	Gemessene Frequenzantwort und lineare Approximation der Regelstrecke .	116
7.2	Wurzelortskurve der linearen Geschwindigkeitsregelung	117
7.3	Gemessene Sprungantwort des Aktuatorsystems mit PI-Referenzregelung .	118
7.4	Gemessene Trajektorie A des Aktuatorsystems mit PI-Referenzregelung . .	118
7.5	Simulierte Sprungantwort mit Stellgrößenbeschränkung	119
7.6	Ausschnitte aus evaluierter Trajektorie A	121
7.7	Ausschnitte aus evaluierter Trajektorie C	121
7.8	Gemessener Zeitverlauf der Betriebstemperatur	123
7.9	Trajektorie zur Evaluierung in Abhängigkeit der Betriebstemperatur	123
7.10	Effizienz-Metriken in Abhängigkeit der Betriebstemperatur	124
A.1	Experimentalsystem des 1-DOF Aktuators	132
A.2	Experimentalsystem des 2-DOF optischen Teleskops	134
A.3	Experimentalsystem des 6-DOF Industrieroboters	135
A.4	Evaluierter Abtastzeitpunkt der Kommunikation zur Robotersteuerung	136

Tabellenverzeichnis

4.1	Übersicht charakteristischer Eigenschaften kinetischer Reibungsmodelle . .	77
4.2	Residuum der Identifikation der Reibungsmodelle	78
4.3	Identifizierte gemeinsame Parameter verschiedener Reibungsmodelle	79
4.4	Evaluierung identifizierter Reibungsmodelle	80
7.1	Effizienz-Metriken evaluierter Regelungskonzepte	120

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Problemstellung

Nichtlineare dynamische Reibung herrscht in fast allen angetriebenen Bewegungssystemen und kann als Ursache für signifikante Regelungsfehler, unerwünschte Stick-Slip-Bewegungen und Grenzyklen auftreten. Je nach Grad der Nichtlinearität der auftretenden Reibungseffekte lassen sich diese häufig nur zum Teil oder nur in der Nähe eines Arbeitspunktes mit Hilfe klassischer linearer Regelungskonzepte kompensieren.

In elektrisch oder magnetisch angetriebenen Aktuatorssystemen, die in einer Vielzahl in fast allen Bereichen moderner Technik eingesetzt werden, treten unabdingbare Reibungseffekte auf, soweit ein rotatorisch oder translatorisch zu bewegendes Konstruktionselement gelagert wird oder sich in unmittelbarem Kontakt mit den anderen Konstruktionselementen befindet. Im Falle einer Luft- oder Magnetlagerung lässt sich die eigentliche mechanische Reibung zum Großteil vermeiden, wobei die nicht unbedingt einfacher zu beschreibenden Effekte aerodynamischer beziehungsweise magnetischer Reibung auftreten. Letzteres überschreitet jedoch den Rahmen dieser Arbeit und wird nicht weiter behandelt werden.

Bei der regelungstechnischen Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen besteht eine grundsätzliche Problematik zunächst in der geeigneten Abbildung derjenigen Reibungseffekte, die in einem durch die Anwendung definierten Arbeitsbereich der Bewegungen – sprich Relativversätze und -geschwindigkeiten – und Lasten zu signifikanten Regelungsfehlern führen können. Hierzu zählen die mit einer Anhaftung verbundenen Stick-slip-Effekte, der Reibungsnachlauf und die daraus resultierende Hysterese, sowie die betriebsbedingten Variationen der Reibungsparameter, besonders der Reibkoeffizienten.

Eine weitere Herausforderung stellt die Identifikation der als geeignet angenommenen Reibungsmodelle dar. Hier bedarf es einer allgemein gültigen aber gleichzeitig anwendungsbezogenen Methodik zur Kennzeichnung und quantitativen Messung der mit den anderen Störgrößen meist verkoppelten Reibungseffekte im System. Da die direkte Messung der Reibungskräfte aufgrund einer messtechnisch sehr aufwändigen Durchführbarkeit selten stattfindet, erfordert die Identifikation der Reibung meist die Betrachtung der gesamten Systemdynamik und entsprechend Maßnahmen zu ihrer Dekomposition.

Ferner ist die Effizienz einer modellgestützten Kompensation der wirkenden Reibung nicht nur vom Detaillierungsgrad und der Genauigkeit der eingesetzten Modelle abhängig, sondern vielmehr noch von ihrer Generalisierungsfähigkeit und stabilen Adaptierbarkeit innerhalb eines geschlossenen Regelkreises im Falle eines zeitvarianten Verhaltens. Die Problematik bei der Kompensation der Reibung liegt in ihrer nichtlinearen Natur, so dass allein mit den klassischen linearen Regelungskonzepten keine zufriedenstellenden Ergebnisse zu erzielen sind. Zudem unterliegt die Reibung – insofern nicht statisch – einer komplexen Eigendynamik, was meist modellgestützte Kompensationsmaßnahmen erfordert.

Aktuatorsysteme mit Elektro-Motor und Getriebe

Aus der Vielfalt der heutzutage in der Automatisierungs-, Werkzeug- und Robotertechnik einsetzbaren Aktuatorsysteme kann eine aus Sicht der Antriebstopologie relativ breite Klasse hervorgehoben werden. Diese enthält die in der Praxis am häufigsten eingesetzten und technologisch ausgereiftesten Komponenten, welche in ihrer gekoppelten Wechselwirkung zwischen der Energieversorgung und dem Prozess (Arbeitsmaschine) als ein Aktuatorsystem auftreten. Trotz eines breiten Spektrums erforderlicher Leistungs-, Geschwindigkeits- und Präzisionsbereiche sowie einer beachtlichen Vielzahl an Herstellern auf dem Markt kann diese Klasse im Hinblick auf die Zusammensetzung ihrer Komponenten relativ einfach schematisch dargestellt werden (siehe Abbildung 1.1).

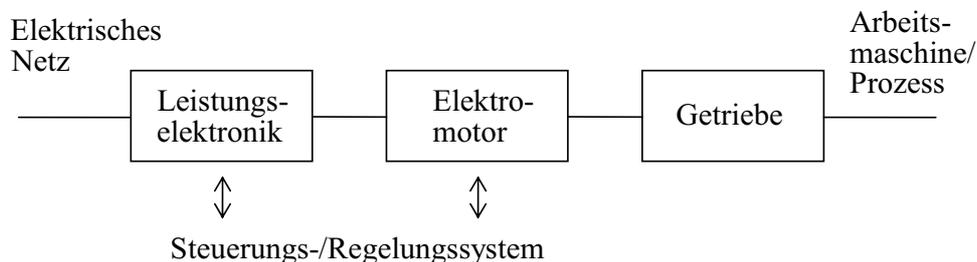


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung der Klasse von Aktuatorsystemen

Als grundsätzliche Energiewandler dienen die geregelten Elektromotoren, welche häufig als Servo-Motoren bezeichnet werden. Darunter sind meist die bürstenlosen Gleichstrommotoren (BLDC) oder die permanentenerregten AC Synchronmotoren zu verstehen. Die moderne Leistungselektronik ermöglicht es, die mit verschiedener Struktur elektronisch kommutierten Servo-Motoren in diversen Betriebsmodi anzusteuern, so dass die Grenze zwischen den bekannten Typen der Servo-Motoren häufig verschwindet. Die Grundlagen zum Aufbau und Funktionsprinzip elektrischer Motoren können in der Literatur – wie zum Beispiel bei [102] gefunden werden. Grundsätzlich sind die Servo-Motoren indirekt über eine zusätzliche Leistungselektronik an das elektrische Netz angeschlossen, wobei ein entsprechendes Steuerungs-/Regelungssystem sowohl mit der Leistungselektronik als auch mit dem Elektromotor selber in Verbindung steht.

In den meisten Fällen wird die Ausgangswelle eines geregelten Servo-Motors über eine Getriebeeinheit an die Arbeitsmaschine beziehungsweise den Prozess angekoppelt. Die die Drehzahl des Elektromotors untersetzenden Getriebe unterscheiden sich meistens nicht nur in ihrem Wirkungsprinzip und der Bauform, sondern vor allem in der grundlegenden Art der Bewegungsübertragung und somit in den Freiheitsgraden der Eingangs- und Ausgangsseite. Hier sind folgende Typen der Bewegungsübertragung zu benennen: (i) rotatorisch–rotatorisch, (ii) rotatorisch–translatorisch, (iii) rotatorisch–Kurvenscheibe. Die in Rahmen dieser Arbeit betrachteten Aktuatorssysteme verfügen über den Getriebetyp (i).

Werden sehr hohe Präzisionen bei den relativ niedrigen Lastkräften/-momenten erforderlich, werden – wie im Anwendungsbeispiel aus Anhang A.2 – immer häufiger die Direkt-Antrieb-Lösungen bevorzugt, bei denen die Getriebeeinheit zwischen dem Servo-Motor und der zu bewegenden Last entfällt. Durch Verzicht auf eine Getriebeuntersetzung können die parasitären Reibungseffekte und vor allem das mechanische Spiel (auch als Backlash oder Lose bekannt) stark reduziert werden. Dadurch werden aber die Anforderungen an die Genauigkeit der Motorregelung automatisch angehoben, so dass der Servo-Motor mehr in einem hoch präzisen Positionierbetrieb als in einem Drehzahlbetrieb arbeitet. Als zur Regelung des Aktuatorsystems erforderlichen Sensoren werden meist die eingebetteten Geber des Servo-Motors verwendet. Diese liefern – je nach Bauart und Funktionsprinzip (absolut oder relativ Encoder oder Resolver) – die Winkelposition (und Winkelgeschwindigkeit) der Rotorachse. Die erzeugten Drehmomente des Servo-Motors werden in der Regel aus dem gemessenen effektiv wirkenden Motorstrom analytisch berechnet. Die Lösungen der Aktuatorssysteme mit abtriebsseitiger Erfassung der Winkelposition und des Drehmoments, wie zum Beispiel in fortgeschrittener Robotik [6], [58], sind zwar bekannt, finden aber aufgrund der damit verbundenen erhöhten Komponenten- und Herstellungskosten sowie einer Integrationskomplexität in vielen Anwendungen eine relativ geringe Akzeptanz.

Die im Kontext dieser Arbeit in den Vordergrund tretenden parasitären Reibungseffekte entstehen in der mechanischen Struktur sowohl eines Servo-Motors als auch einer Getriebeeinheit. Während die Reibung im Servo-Motor meist auf die Lagerung des Rotors und somit auf zwei identische Kugellager zurückzuführen ist, hängen die Reibungseffekte in den Getrieben erheblich stärker von ihrem Wirkungsprinzip und der Anzahl und Komplexität der Kontaktflächen der reibenden Konstruktionselemente ab. So setzt sich die Reibung in den Harmonic-Drive (HD) Getrieben [1], welche in den Anwendungsbeispielen aus Anhang A.1 und A.3 eingesetzt werden, zum einen aus der Reibung der Kugellagerung im Wave Generator und zum anderen aus der Reibung der Eingriffs-Verzahnung zwischen dem Flexspline und dem Circular Spline zusammen [95]. Werden der Servo-Motor und die Getriebeeinheit, ohne dass zusätzliche Elastizitäten eingebaut sind, in einem Aktuatorssystem verbunden, was in der Praxis häufig vorkommt, sind die Reibungseffekte beider Komponenten eng miteinander verkoppelt; somit müssen sie als ein komplexes Reibungsverhalten des gesamten Aktuatorsystems betrachtet und entsprechend identifiziert werden. Häufig werden die zusätzlichen Reibungseffekte des Prozesses beziehungsweise der zu bewegenden Nutzlast mit in Betracht gezogen, wobei eine entkoppelte Analyse des Aktuatorsystems aus Sicht der Identifizierbarkeit gegebenenfalls bevorzugt wird.

1.2 Stand der Technik

Der Stand der Technik zur Modellierung, Identifikation und Kompensation dynamischer Reibung wird kurz referiert, wobei anzumerken ist, dass die eigenen im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Veröffentlichungen hier nicht alle explizit chronologisch aufgeführt, sondern in den weiteren Kapiteln an den entsprechenden Stellen einzeln zitiert werden.

Seit dem Erscheinen noch zu belegender Arbeiten von C. A. de Coulomb [25] beschäftigen sich viele Bereiche der Natur- und Ingenieurwissenschaften mit den Fragestellungen kinetischer Reibung und ihrer Auswirkung auf freie sowie erzwungene Bewegungen der Körper oder – im Kontext der Arbeit genauer gesagt – der Mechanismen und Maschinen.

In einem aus regelungstechnischer Sicht einfachsten Fall einer zur Relativgeschwindigkeit angenähert proportionalen Reibung tritt diese als eine lineare Dämpfung im System auf und zeigt dadurch eine stabilisierende Wirkung. Die erste große Problematik entsteht dabei infolge eines in Bezug zur Relativgeschwindigkeit unstetigen Reibungsverhaltens im Nullpunkt. Diese führt zu diversen Einschränkungen und Diskrepanzen angesichts der Methoden zur Identifikation, Beobachtung und Regelung linearer Systeme. Die Verwendung der Beschreibungsfunktionen sowie weiterer Methoden moderner Regelungstheorie (siehe zum Beispiel in [105], [50]) und der Einsatz verschiedener nichtlinearer Regler löste zum Teil das Problem der unstetigen geschwindigkeitsabhängigen Reibung. Dies galt, bis die Erkenntnis sich durchsetzte [79], dass die kinetische Reibung nicht nur vom Vorzeichen und Betrag der Eingangsgeschwindigkeit, sondern auch von ihrem vorherigen Zustand stark abhängig ist, und somit einem komplexen dynamischen Verhalten unterliegt.

Bemerkenswert ist die Tatsache, dass die Erforschung der Reibungseffekte und Methoden zu ihrer Beschreibung im Laufe der Zeit häufig versetzt oder sogar querläufig verlief. So wurden zum Beispiel bereits zu Anfang des zwanzigsten Jahrhunderts [106] die Erkenntnisse über das nichtlineare, stationäre Verhalten der Reibung gewonnen, welche bis heute – bekannt als Stribeck-Effekt – in vielen Anwendungen bestätigt und in vielen Modellen übernommen werden. Ein weiteres Beispiel ist das bereits in den sechziger Jahren vorgestellte Dahl-Modell [24] der positionsabhängigen Reibung für Kugellager-Systeme oder der zu gleicher Zeit in [43] beschriebene Ansatz mehrerer verteilter Slider-Elemente, auch bekannt als Maxwell-Slip-Modell. Die Untersuchungen zur Reibung ruhender Körper (Haftreibung) genauso wie zur Reibung aus Sicht der Werkstoffkunde verliefen immer stark unabhängig von den Untersuchungen dynamischer Reibung aus Sicht der Systemtheorie (siehe zum Beispiel [77] und [76]). Für die anwendungsorientierte Automatisierungs- und Regelungstechnik ist die Modellierung und Identifikation dynamischer Reibung in den beiden letzten Dekaden eng mit der rasanten Entwicklung digitaler Rechner/Mikrocontroller sowie den besser integrierbaren und genaueren Sensoren verknüpft. Denn schließlich ermöglichte die Verfügbarkeit der geeigneten Hardware es, diverse reibungsbezogene Phänomene in Bewegungssystemen überhaupt erst quantitativ zu beobachten und anschließend mit Hilfe implementierter modellgestützter Kompensationsmethoden zur Laufzeit des Prozesses regelungstechnisch gezielt zu beeinflussen.

Ein starker Aufschwung im Bereich der Analyse und Modellierung kinetischer Reibung ergab sich mit der Arbeit von Armstrong-Helouvy [13]. Zudem wurden eine Reihe theore-

tischer und experimenteller Untersuchungen des dynamischen Reibungsverhaltens in den neunziger Jahren veröffentlicht [35], [14], [16], [114], [73], [78]. Als „Krönung“ einer Zusammenarbeit verschiedener Forschergruppen wurde das LuGre-Modell [114] dynamischer Reibung vorgestellt, welches bis heute als einer der in „Controls & Systems“ Wissenschaftskreisen meist verbreiteten Ansätze gilt [17], [64], [33]. Das LuGre-Modell erweitert die bereits im Dahl-Modell eingeführte positionsabhängige Pre-sliding-Hysterese und beschreibt das Reibungsverhalten in Form einer nichtlinearen Gleichung mit einem inneren dynamischen Zustand. Letzterer wird häufig als eine gemittelte Deformation der kontaktierenden Flächenunebenheiten interpretiert. Einer der größten Vorteile des LuGre-Modells im Vergleich zu den vorherigen Ansätzen ist die Kombination der Reibungsdynamik mit den stationären Reibungscharakteristika innerhalb einer Gleichung. Eine ausführliche Untersuchung der Reibungsdynamik in präzisen Werkzeugmaschinen sowie die Beschreibung der Vorgehensweise zu ihrer Kompensation erschien in Form einer Dissertation [7] und brachte weitere Erkenntnisse über die Anwendbarkeit und Effizienz des LuGre-Modells sowie über dessen Einsatz in verschiedenen Kompensations-Schemen.

Als weiterer Modellierungsansatz erschien in [27], [28] das Ein-Zustand elasto-plastische Modell dynamischer Reibung, welches allerdings bei genauerer Betrachtung eher eine Erweiterung des LuGre-Modells darstellt. Die Zustandsgleichung dynamischer Reibung wurde um ein zusätzliches nichtlineares Charakteristikum erweitert, welches das Verhalten im Pre-sliding-Regime in zwei Regionen aufteilt, und zwar die der elastischen und die der elasto-plastischen Deformation kontaktierender Flächenunebenheiten. Dadurch konnte der zum LuGre-Modell gehörige Drift-Effekt unterdrückt werden. Parallel zu diesen Entwicklungen stellte eine andere Forschergruppe ein neues Modell dynamischer Reibung vor [107], später Leuven-Modell genannt [55]. Im Unterschied zum LuGre-Modell basiert das Leuven-Modell auf dem bereits erwähnten Maxwell-Slip Formalismus mehrerer verteilter elasto-plastischer Elemente, welche durch ihr überlagerndes Zusammenwirken die Pre-sliding-Hysterese mit nicht-lokalen Gedächtnis-Eigenschaften abbilden können. Das Leuven-Modell wurde von den Autoren für Kompensationszwecke zwar eingesetzt [107], [56], [108], allerdings lösten sie es später durch einen weiteren fortgeschritteneren Modellierungsansatz ab. Dieser, als Generalized Maxwell-Slip Modell [53], [4] (kurz GMS) bezeichnet, stellte eine prinzipiell neue Strategie zur Abbildung dynamischer Reibung dar. Das GMS-Modell leitet sich von einem generischen physikalisch-orientierten Reibungsmodell [3] ab, und es ist somit eine vereinfachte, abgespaltene Version eines umfangreicheren Modells, welches die kontaktierenden Oberflächen auf Ebene ihrer Topologie beschreibt. Daher ist das GMS-Modell für die Zwecke einer schnellen Simulation, Identifikation sowie Regelung besser als sein „Ursprung“-Modell geeignet. Trotzdem besitzt das GMS-Modell einen Satz verteilter Parameter, was seine Identifikation besonders bezüglich des Pre-sliding-Regimes ziemlich erschwert [99]. Gleichzeitig mit dem GMS-Modell wurde eine allgemeine Struktur für die heuristischen dynamischen Reibungsmodelle vorgeschlagen [4], [5], welche bestimmte phänomentreue Rahmen bei der Modellierung dynamischer Reibung vorgibt. Zahlreiche weitere Maxwell-Slip-basierte oder Maxwell-Slip-ähnliche Modellierungsansätze kamen im Laufe der Zeit ebenfalls zur Sprache [30], [115], [112], [9], [67], fanden allerdings bis jetzt keine annähernd große Akzeptanz wie das LuGre- und GMS-Modell.

In den beiden letzten Dekaden haben sich die Methoden zur Identifikation dynamischer Reibung parallel zu den Reibungsmodellen ständig weiterentwickelt. Da es sich bei der Schätzung der Prozessreibung meist um parametrische Modelle handelt, wurden verschiedene Identifikationsansätze größtenteils im Sinne eines Least-Squares-Abgleichs mit den experimentell gewonnenen Daten durchgeführt [95], [97], [98], [87]. Dabei ist entscheidend, unter welchen Bedingungen und mit welchen Eingangssignalen es gilt, das System anzuregen, so dass eine entsprechende Signatur der nichtlinearen Reibung aus den Messdaten gewonnen werden kann. Eine Übersicht über verschiedene messtechnische Aspekte zur Ermittlung der Reibung ist zum Beispiel in [36] gegeben. Eine relativ einfach durchzuführende Identifikation stationärer Reibungscharakteristika – oder einfacher gesprochen Reibungskennlinien, – ist in zahlreichen Arbeiten [39], [54], [56], [49], [37], [44] behandelt worden. Unter den quasi-stationären Bedingungen einer gesteuerten oder geregelten Bewegung können die aufgenommenen Geschwindigkeits-Reibungs-Daten unmittelbar zur Identifikation verwendet werden. Als viel verwickelter gilt eine genaue Schätzung dynamischer beziehungsweise hysteresesebezogener Parameter der Reibung im Pre-sliding-Regime [95], [99] sowie während des transienten Übergangs zum Sliding-Regime. Meist werden dafür speziell entkoppelnde Experimente durchgeführt, wobei häufig einige wesentliche aber nicht immer verifizierbare Annahmen über die Dynamik des Gesamtsystems getroffen werden müssen. Über die Vorgehensweisen zur Identifikation der Pre-sliding-Hysterese wurde in [54], [80], [68] berichtet. Zudem wurde eine spezielle analytische Methode zur Identifikation der Maxwell-slip Parameter in [44], [45] vorgestellt, welche die sogenannten Virgin-Kurven der Pre-sliding-Hysterese nutzt. Unabhängig davon hat man eine Reihe modellspezifischer auf Gray-Box und Black-Box basierender Identifikationsmethoden für die Pre-sliding-Dynamik vorgeschlagen [75], [2], [115], [81]. Relativ selten ist dagegen die Identifikation dynamischer Reibung im Frequenzbereich [87]. Meistens bezog sich dabei die Identifikation der ausschließlich statischen/stationären Reibung auf den Kontext der gesamten Aktuatordynamik [21], [51]. Eine erheblich fortgeschrittenere Methode der Reibungsidentifikation im Frequenzbereich existiert für das LuGre-Modell in [40]. Die Einwirkung nichtlinearer Reibung auf die Messung der Frequenzantwort des Systems ist außerdem in [57] explizit behandelt.

Die meisten aufgeführten Ansätze zur Modellierung und Identifikation dynamischer Reibung sind direkt oder indirekt mit einer anschließenden Kompensation verknüpft. Zudem sind einige Übersichten und Vergleichsstudien zum Thema Reibungskompensation in [16], [56], [109] zu finden. Darüber hinaus ist die Reibungskompensation in domainspezifischen Kontexten, wie zum Beispiel für Robotik [19], behandelt worden. Die modernen, ständig voranschreitenden Robotersysteme bilden ein besonders anspruchsvolles Anwendungsgebiet für die Kompensationsmethoden dynamischer Reibung [96]. Gerade die aktuellen, in Form von Dissertationen erschienenen, Studien [52], [58] zeigen die Signifikanz einer gezielten Reibungskompensation im Kontext der gesamten Regelung des Roboters. Weitere aktuelle anwendungsorientierte Studien [45], [11], [59] widmen sich der Notwendigkeit einer genauen Reibungskompensation in hoch-präzisen Positionier-, Werkzeug- und Robotersystemen. Die bekanntesten Kompensationsstrategien verwenden dabei die Modelle dynamischer Reibung entweder in Form einer direkten Vorsteuerung oder in Form eines Beobachters der Störgrößen oder unmittelbar in Form eines Beobachters der Reibung in einem modellierten

Gesamtsystem [73], [56], [109], [60], [44]. Die sich selbst einstellenden – beziehungsweise adaptiven – Kompensatoren dynamischer Reibung sind zwar auch bekannt [7], [8], [10], [64], werden allerdings aufgrund der mit der Stabilität des geschlossenen Regelkreises verknüpften Risiken weniger oder nur mit zusätzlichen Einschränkungen eingesetzt.

1.3 Ziele der Arbeit und Beitrag

Zielsetzung

Die Zielsetzung dieser Arbeit besteht darin, die Methoden zur phänomenologischen Abbildung dynamischer Reibung [5], [15], [72] fortsetzend weiter zu entwickeln und zu ihrer Kompensation in geregelten Aktuatorssystemen [109], [45], [67], [64], [33], [11] beizutragen. Eine grundlegende systemtheoretische Analyse der Entstehungs- und Wirkungsmechanismen kinetischer Reibung zwischen zwei sich bewegenden und dabei unmittelbar kontaktierenden Körpern ist hierfür die Ausgangslage. In dieser Hinsicht lassen sich zwei Hauptziele der Arbeit wie folgt formulieren:

- Analyse der Ursache-Wirkungs-Beziehungen kinetischer Reibung und der zu ihrer Beschreibung bereits existierenden regelungstechnischen Ansätze in Form von Formalismen, Modellen, Methoden. Entwicklung eines geeigneten Modells dynamischer Reibung, welches die bekannten Vorteile und Eigenschaften bisheriger Modellierungsansätze implementiert und gegebenenfalls ihre Schwachstellen beziehungsweise Diskrepanzen mit den beobachtbaren Phänomenen der Reibung möglichst umgeht.
- Anwendung der bereits bestehenden und neu entwickelten Kompensationsstrategien zur Unterdrückung der reibungsbezogenen Störeffekte in den geregelten Aktuatorssystemen. Vergleich der Effizienz verschiedener modellgestützter Kompensationsstrategien mit Hilfe von Simulation und Experimenten, und zwar für möglichst breit definierte Bewegungsszenarien.

Experimentalsysteme

Drei unterschiedliche Anwendungsbeispiele, welche sich durch die Komplexität der jeweiligen Konstruktionselemente und Anforderungen an die Leistung und Präzision voneinander unterscheiden, werden im Rahmen dieser Arbeit genutzt.

Erstes Anwendungsbeispiel ist das 1-DOF Aktuatorsystem, welches im Rahmen dieser Arbeit am Lehrstuhl RST entwickelt wurde (siehe Anhang A.1). Das Aktuatorsystem bewegt eine rotationssymmetrische, beinahe homogene Last und deren Rotationsachse liegt in der horizontalen Ebene. Infolge der kontinuierlichen Verfügbarkeit des Systems und der Zugänglichkeit der sowohl für Identifikations- als auch Regelungszwecke offenen Schnittstellen wurde der Großteil der experimentellen Ergebnisse an diesem Aktuatorsystem erzielt.

Als zweites Anwendungsbeispiel wird ein 2-DOF Positioniersystem des optischen Teleskops [94],[84] aus dem ITMO Laboratorium (St-Petersburg) verwendet (siehe Anhang

A.2). Die in Betracht gezogene Basisachse des Aktuatorsystems liegt in der vertikalen Ebene, wobei die zu bewegende Plattform eine konzentrierte Last darstellt. Somit wird die Dynamik der Basisachse durch die Konfiguration der zweiten (horizontalen) Achse weniger beeinflusst. Die Besonderheit des verwendeten Aktuatorsystems liegt in seinem „Direkt“-Antrieb – ohne untersetzende Getriebe. Zudem ermöglicht eine inhärent hohe Komplexität der Antriebsdynamik sowie die Verfügbarkeit hoch-präziser Messdaten es, die Tauglichkeit der erarbeiteten Modellierungsansätze nachzuweisen.

Als letztes Anwendungsbeispiel ist ein 6-DOF Standard-Industrieroboter aus dem Laboratorium des Lehrstuhls RST als potentielles Einsatzfeld für die Kompensation dynamischer Reibung in Gelenken gewählt (siehe Anhang A.3). Hier wird ausschließlich die erste Basisachse, die in der vertikalen Ebene liegt und dabei die Gesamtmasse des Roboter manipulators bewegt, betrachtet. Es ist anzumerken, dass das betrachtete Roboter gelenk, sofern keine Modellierung des Roboters als Mehrgrößensystem vorgenommen wird, ein SISO (Single Input Single Output) System darstellt. Dennoch üben alle fünf in Serie nachgeschalteten Roboterachsen mit ihren Freiheitsgraden und beweglichen Massen einen signifikanten Einfluss auf das Verhalten der ersten Basisachse aus. Aus Sicht der betrachteten 1-DOF Dynamik sind diese Einflüsse als unbekannte Störgrößen anzusehen. Infolge der schnittstellenbezogenen Restriktionen der industriellen Robotersteuerung wurden am Industrieroboter ausschließlich Identifikationsergebnisse erzielt.

Insgesamt dient die Einbeziehung von drei Aktuatorsystemen verschiedenster Bauart, für welche dennoch die parasitären Reibungseffekte von etwa gleicher Signifikanz sind, dem Nachweis der Generalisierungsfähigkeit des vorgestellten Ansatzes zur Modellierung dynamischer Reibung. Vor allem verleihen die unterschiedlichen mechanischen Konfigurationen der kontaktierenden und somit reibenden Konstruktionselemente und die breit gestreuten Bereiche der zu bewegenden Lasten dem entwickelten Reibungsmodell eine Aussagekraft.

Gliederung des Beitrags

Gegliedert wird der Beitrag in Anlehnung an die aufgestellten Ziele der Arbeit. Das Kapitel 2 widmet sich der Modellierung kinetischer Reibung. Hier wird zunächst die Modellierung der statischen, und anschließend die der dynamischen Reibung behandelt, um die dadurch zu beschreibenden – bereits bekannten – Phänomene kinetischer Reibung ausführlich zu erläutern. Zur Analyse der modelltechnisch abzubildenden Effekte kinetischer Reibung wird die Aktuatordynamik mit nichtlinearer Reibung, begleitet von mehreren durchgeführten Experimenten, diskutiert. Basierend auf der Analyse der bereits existierenden Modellierungsansätze und auf den Erkenntnissen aus experimentellen Beobachtungen wird das neue Zwei-Zustands-Modell mit Elasto-Plastizität (kurz 2SEP) in Kapitel 3 eingeführt und mit seinen grundsätzlichen Formalismen und Eigenschaften ausführlich beschrieben. In Kapitel 4 wird die Parameterschätzung der Prozessreibung weitgehend angesprochen und sowohl theoretisch als auch experimentell aufgezeigt. Anschließend werden das 2SEP Modell sowie einige der Reibungsmodelle aus dem neusten Stand der Technik nach ihrer Identifikation quantitativ und qualitativ miteinander verglichen. Die gängigen Regelungskonzepte für Aktuatorssysteme, so wie die in der Praxis am häufigsten vorkommen, werden in Kapitel 5

kurz zusammengefasst. Dabei werden die Standard-Regelungskonzepte als eine Art „Basis“-Regelungssysteme für eine erweiterte Reibungskompensation verstanden. Gegenstand des Kapitels 6 ist die modellgestützte Reibungskompensation in Aktuatorssystemen, welche in einem drehzahlgeregelten Betrieb zur Bewegung von Nutzlasten mit hoher Dynamik konzipiert sind. Drei verschiedene Kompensationsstrategien, die allerdings alle das identifizierte 2SEP-Modell verwenden und eine lineare hierzu robust ausgelegte Basis-Regelung erweitern, werden einzeln in Details vorgestellt und analysiert. Anschließend werden in Kapitel 7 die vorgestellten Kompensationsstrategien im Kontext einer experimentellen Evaluierung miteinander verglichen. Im Sinne der Robustheit gegenüber den variierenden Reibungsverhältnissen im System werden die Kompensationsstrategien in Abhängigkeit von einer sich kontinuierlich ändernden Betriebstemperatur zusätzlich getestet. Das Kapitel 8 fasst die Ergebnisse der Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf weiterführende Arbeiten auf dem Gebiet.

Kapitel 2

Modellierung kinetischer Reibung

In diesem Kapitel wird die Modellierung kinetischer Reibung behandelt. Zuerst werden die klassischen Ansätze zur Beschreibung statischer Reibung vorgestellt, wobei diese aus Sicht der Kinetik mehr ein quasi-stationäres Reibungsverhalten bei einer konstanten Relativgeschwindigkeit und weniger die Haftreibung der ruhenden Körper darstellen. Anschließend wird der heutige Stand der Forschung auf dem Gebiet der heuristischen dynamischen Reibungsmodelle vorgestellt und die einzelnen fortgeschrittenen Reibungsmodelle mit ihren grundsätzlichen Eigenschaften werden beschrieben. Hierzu wurden Dahl- [24], LuGre- [114], Ein-Zustands- elasto-plastisches [28] und GMS- [4] Modelle als die meist etablierten Ansätze gewählt. Ferner wird die Aktuatordynamik mit nichtlinearer Reibung ausführlich behandelt. Eine Reihe experimenteller Beobachtungen dient der Analyse und Erläuterung des Verhaltens im Frequenzbereich, des Stick-slip-Verhaltens sowie der Losbrechbedingungen und des Anfangs der Makrobewegung im System mit nichtlinearer Reibung. Besondere Beachtung findet dabei der Gedächtnis-Effekt der Pre-sliding-Hysterese sowie des daraus resultierenden Drift-Effektes bei den Mikrobewegungen des Systems.

Die in diesem sowie im nächsten Kapitel vorgeführten Simulationsergebnisse dienen einer qualitativen Analyse und Beschreibung der Modelleigenschaften und sind meist in den normierten (einheitslosen) Größen angegeben. Dabei sind den Modellparametern keine identifizierten sondern – im Hinblick auf die Anschaulichkeit der darzustellenden Eigenschaften/Effekte – gewählten Werte zugewiesen. Allerdings sind die Zeitachsen aufgrund der zum Vergleich verwendeten verschiedenen Frequenzen (in Hz) häufig mit der entsprechenden sec (oder s) Einheit gekennzeichnet.

2.1 Statische Reibung

Der einfachste Weg zur Beschreibung der Reibung zwischen zwei Kontaktflächen ist die Verwendung des Coulombschen Reibungsgesetzes. C. A. de Coulomb führte als erster [25] die tangential wirkende Reibungskraft

$$F_c = \mu F_N \tag{2.1}$$

ein, welche proportional zur Normalkraft F_N und zur Beschaffenheit der Kontaktflächen, beschrieben durch den Reibungskoeffizienten μ , angenommen wird. Zudem kann der Reibungskoeffizient als eine Funktion der Kontaktzeit $\mu(t)$ aufgefasst werden, um so eine Verklammerung zwischen den Kontaktflächen (auch als Adhäsion bekannt) auf tribologischer Ebene zu berücksichtigen. Werden überwiegend kinetische Reibungseffekte in Betracht gezogen, wird die Reibungskraft zwischen zwei Kontaktflächen weiterhin in Abhängigkeit der Relativgeschwindigkeit w aufgefasst. Die konstante Coulombsche Reibung wird als eine statische Kennlinie mit Vorzeichenwechsel bei der Null-Geschwindigkeit wie in Abbildung 2.2 (a) dargestellt und dabei über

$$F = \text{sign}(w) F_c \quad (2.2)$$

beschrieben. Dabei ist die räumliche Einordnung zwischen der Normalkraft, Relativgeschwindigkeit und der resultierenden Reibungskraft in Abbildung 2.1 schematisch angezeigt.

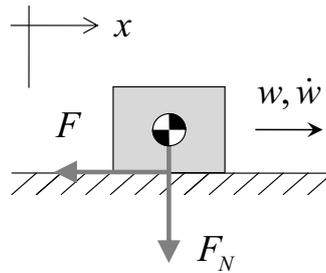


Abbildung 2.1: Räumliche Einordnung der Normalkraft, Relativgeschwindigkeit und Reibungskraft bei den zwei kontaktierenden Körpern

Die Unstetigkeit der kinetischen Reibung bei der Null-Geschwindigkeit ist die allgemein gültige Schwäche dieser Darstellungsform, was in gleicher Weise für alle weiteren bekannten statischen Reibungsmodelle gilt. Infolgedessen wird bei den praktischen, kompensationsorientierten Anwendungen häufig anstelle des Sprunges eine steile Flanke in einem vordefinierten nahe zur Null liegenden Geschwindigkeitsbereich verwendet. Neben der trockenen Coulombschen Reibung der konstanten Größe erscheint mit einer anwachsenden Relativgeschwindigkeit die viskose Reibung aufgrund einer Abscherung des Schmierfilms zwischen beiden reibenden Kontaktflächen. Vielfach nimmt man eine lineare Abhängigkeit der viskosen Reibung von der Relativgeschwindigkeit an. Zur Modellierung der statischen Reibung wird weiter der konstante Coulombsche Term mit dem viskosen Term kombiniert

$$F = \text{sign}(w) F_c + \sigma w, \quad (2.3)$$

wobei σ den Viskositätskoeffizienten des Schmiermediums bezeichnet. Aufgrund eines linearen Zusammenhangs zur Relativgeschwindigkeit wird der Viskositätskoeffizient häufig

als eine viskose Dämpfungskonstante verstanden. Die sich aus der Kombination ergebende statische Kennlinie der Coulombschen und der viskosen Reibung ist beispielsweise in Abbildung 2.2 (b) dargestellt.

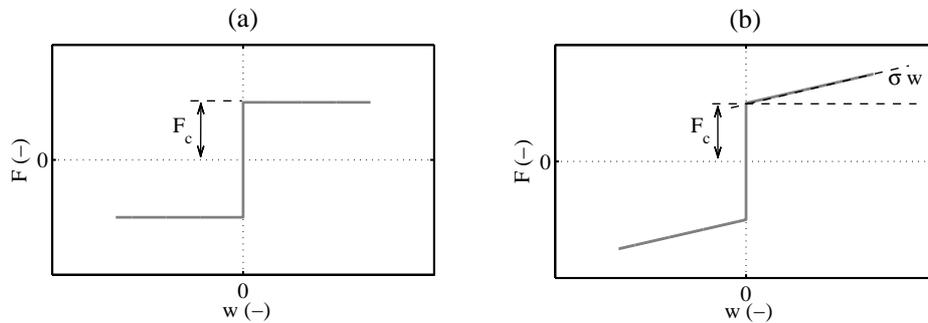


Abbildung 2.2: Statische Kennlinie Coulombscher (a) und viskoser Reibung (b)

Die zeitvarianten Betriebszustände, insbesondere die Betriebstemperatur, verursachen zusätzliche Unsicherheiten bei der Modellierung kinetischer Reibung. In Abhängigkeit von der Temperatur ändert sich die Viskosität des zwischen den kontaktierenden Konstruktionselementen verwendeten Schmiermediums. So nimmt beispielsweise die Viskosität eines Schmieröls mit zunehmender Temperatur nahezu exponentiell ab. Darüber hinaus erfolgen zu einem gewissen Grad temperaturbedingte strukturelle Änderungen an den Kontaktflächen der reibenden Körper, so dass die beiden Hauptfaktoren der trockenen und viskosen Reibung als Funktionen der Betriebstemperatur $F_c(\tau)$ und $\sigma(\tau)$ dargestellt werden können. Obwohl eine explizite Modellierung der Reibungseffekte in Abhängigkeit von der Betriebstemperatur als äußerst vorteilhafter erscheint, wird diese Strategie in den kompensationsorientierten Ansätzen meist nicht verfolgt. Zum einen sprechen die komplexen thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten gegen eine leicht parametrisierbare und praxistaugliche Modellbildung kinetischer Reibung, zum anderen ist die Ermittlung der Betriebstemperatur unmittelbar auf den Kontaktflächen der reibenden Körper entweder mit einem zu hohen messtechnischen Aufwand oder, im Falle einer Zustandsschätzung, mit den zu starken Modellunsicherheiten verbunden. Stattdessen werden vielmehr die Modellparameter mit Hilfe der entsprechenden Adaptionsverfahren [38] während der Laufzeit angepasst, um somit dem zeitvarianten Reibungsverhalten im Prozess gerecht zu werden. Neben der trockenen und viskosen Gleitreibung, bei der die Relativgeschwindigkeit $w(t) \neq 0$ angenommen wird, wird die kinetische Reibung indirekt durch die Haftreibung beeinflusst. Diese ist in der Regel größer als die konstante Coulombsche Reibung und beschreibt die maximal auftretende Reibkraft (auch als Losbrechkraft bezeichnet) unmittelbar bevor sich ein ruhender Körper in Bewegung setzt. Somit ist die Haftreibung keine Funktion der Geschwindigkeit, sondern vielmehr die Reaktionskraft auf die angreifenden externen Kräfte/Momente, die einen Körper aus seiner Ruhelage in Bewegung versetzen. Die Haftreibung ihrerseits hängt wiederum von der Normalkraft und der Beschaffenheit der Kontaktflächen ab und kann

analog zur Coulombschen Reibungskraft als

$$F_s \leq \mu_h F_N \quad (2.4)$$

aufgefasst werden. Allerdings ergibt sich für die Haftreibung anstelle einer Gleichung die Ungleichung (2.4), in der die Haftreibungszahl μ_h hauptsächlich durch die Rauigkeit und Materialart der Kontaktflächen bestimmt wird. Der Übergang zwischen der Haft- und Gleitreibung im Bereich kleiner Relativgeschwindigkeiten wird durch den Stribeck-Effekt charakterisiert, benannt nach R. Stribeck, der sich mit den Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager beschäftigte und die empirisch ermittelte Übergangskurven zuerst in [106] veröffentlichte. Die so genannten statischen Stribeck-Kurven sind beispielsweise in Abbildung 2.3 dargestellt. Die Stribeck-Kurve ist dadurch gekennzeichnet, dass der Reibwert nach der Überwindung der Losbrechkraft zuerst mit der steigenden Relativgeschwindigkeit absinkt und anschließend den Verlauf der linear steigenden viskosen Reibung erneut aufnimmt. Bei der viskosen Gleitreibung wird zuerst ein hydrodynamischer Druck des Schmiermediums zwischen beiden Kontaktflächen aufgebaut, der zu einer Reibungsabsenkung hinführt. Mit einer weiterhin steigenden Relativgeschwindigkeit erfolgt das Abscheren des entstandenen Schmierfilms, und die gesamte Reibungskraft nähert sich asymptotisch dem linearen viskosen Verlauf der Kennlinie. Nach einem ähnlichen Prinzip entwickelt sich der Stribeck-Effekt im Falle der Trockenreibung, bei der sich die Zeit zum Ineinander-„Versinken“ der Kontaktflächen mit der steigenden Relativgeschwindigkeit zuerst verkürzt und die Reibung zwischen den beiden Kontaktflächen entsprechend abnimmt, die weiterhin steigende Relativgeschwindigkeit aber anschließend zu einem höheren Energieniveau der aneinander prallenden Flächenunebenheiten und somit erneut zum Anwachsen der wirkenden Reibungskräfte führt.

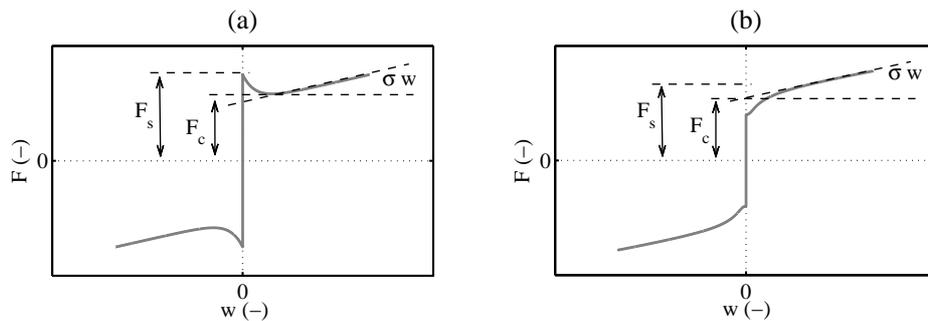


Abbildung 2.3: Statische Kennlinie des Stribeck-Modells der Reibung mit einem positiven (a) und einem negativen (b) Formfaktor δ

Die meist verbreitete mathematische Form zur Beschreibung des Stribeck-Effekts ist

$$s(w) = \operatorname{sgn}(w) \left(F_c + (F_s - F_c) \exp\left(-\left|\frac{w}{V_s}\right|^\delta\right) \right), \quad (2.5)$$

bei der die statische Kennlinie durch die Haftreibung nach oben und durch die konstante Coulombsche Reibung nach unten begrenzt ist. Die Krümmungsparameter V_s und δ bezeichnen die so genannte Stribeck-Geschwindigkeit und den Stribeck-Formfaktor entsprechend. Die Stribeck-Geschwindigkeit bestimmt, wie schnell die Stribeck-Kurve gegen die konstante Coulombsche Reibung konvergiert und somit, in welchem Geschwindigkeitsbereich der Übergang zwischen der Haft- und Gleitreibung vollendet wird. Der Formfaktor bestimmt den Exponentialverlauf dieses Übergangs und kann für verschiedene Reibflächen sowohl einen positiven als auch einen negativen Betrag annehmen (wie in Abbildung 2.3 (a) und (b) entsprechend dargestellt). Kombiniert mit der bereits eingeführten linearen viskosen Reibung ergibt sich die gesamte statische Reibungskennlinie als

$$S(w) = \operatorname{sgn}(w) \left(F_c + (F_s - F_c) \exp\left(-\left|\frac{w}{V_s}\right|^\delta\right) \right) + \sigma w, \quad (2.6)$$

und wird oftmals als statisches Reibungsmodell angesehen und als Stribeck-Modell bezeichnet. Die Stribeck-Parameter und somit die Form der Stribeck-Kurve werden zusammen mit der viskosen Reibung durch mehrere Prozessparameter gleichzeitig beeinflusst, wie zum Beispiel den zeitlichen Nachlauf, die Rauheit der Kontaktflächen, das Schmiermedium, die Unebenheitsparameter, – vor allem deren Steifigkeit und Trägheit. Demzufolge besteht eher die Möglichkeit, die Modellparameter aus den experimentellen Messdaten zu ermitteln als diese aus den vorhandenen Kenndaten des Systems analytisch zu berechnen. Die Identifikationsansätze zur Parameterschätzung der Reibung werden ausführlicher in Kapitel 4 vorgestellt. Das statische Reibungsmodell liefert eine zufriedenstellende Beschreibung des Reibungsverhaltens unter den quasi-statischen Bedingungen, oder mit anderen Worten bei den konstanten oder sich nur langsam ändernden Relativgeschwindigkeiten ohne Richtungswechsel. Die bei der Null-Geschwindigkeit auftretende Unstetigkeit stellt das größte Hindernis bei der Beschreibung der geschlossenen Systemdynamik dar.

Man betrachte zum Beispiel eine einfache Systemdynamik erster Ordnung der Form

$$J \dot{w} + F(w) = u, \quad (2.7)$$

bei der die Bewegung der Masse J ausschließlich durch eine nichtlineare statische Reibung F , beschrieben mit (2.6), gedämpft wird. Nimmt die Eingangsgröße u die Form einer linear steigenden Flanke an, erfolgt ein kontinuierlicher Anstieg der Relativgeschwindigkeit mit einer bestimmten Zeitverzögerung, und zwar erst, nachdem die Losbrechkraft überwunden und die träge Masse beschleunigt wird (siehe Abbildung 2.4). Der während der Verzögerungsphase auftretende Stick-Slip-Effekt (siehe [13] für ausführliche Details) sorgt jedoch dafür, dass das System eine Reihe versetzter periodischer Mikrobewegungen ausführt, bevor die Relativgeschwindigkeit anfängt, kontinuierlich anzuwachsen. Die Geschwindigkeitsantwort des modellierten Systems in Abbildung 2.4 zeigt zwar ein hochfrequentes Rattern um den Nullpunkt, stellt allerdings keine charakteristischen Mikrobewegungen des Stick-Slip-Effekts dar. Eine Diskontinuität des statischen Reibungsmodells verursacht das Auftreten des ratternden Musters, dessen Form vielmehr vom Typ des verwendeten Simulations-Solvers abhängt und keiner modellierten physikalischen Gegebenheit entspricht. Die mit

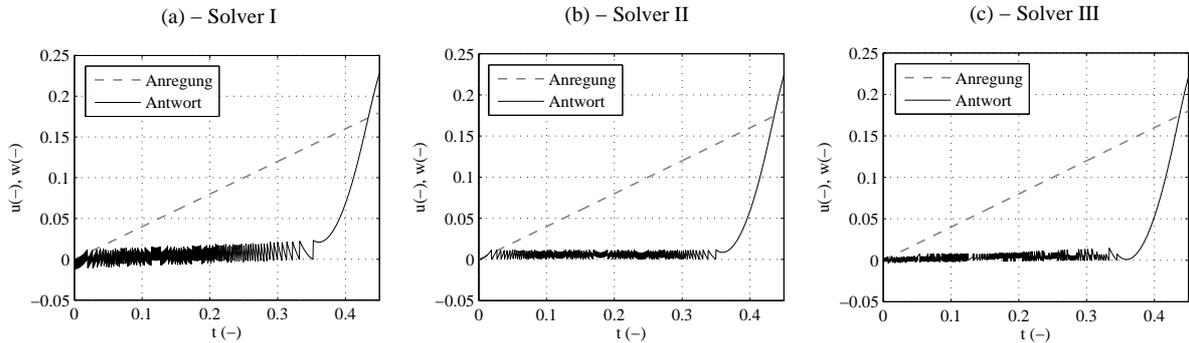


Abbildung 2.4: Geschwindigkeitsantwort des Systems mit statischer Reibung auf eine linear ansteigende Eingangsgröße simuliert mit verschiedenen numerischen Solvern

der fest eingestellten Schrittweite von $100 \mu\text{s}$ verwendeten Simulations-Solver von MATLAB/Simulink sind von der ersten Ordnung (Euler-Methode) – dargestellt in (a), zweiten Ordnung (Heun-Methode) – dargestellt in (b) und dritten Ordnung (Bogacki-Shampine-Methode) – dargestellt in (c). An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Verwendung eines Simulations-Solvers mit variabler Schrittweite das Auftreten eines hochfrequenten Ratterns zwar reduzieren kann, allerdings eine stark zunehmende Rechenzeit für die nahezu Null Geschwindigkeiten zur Folge hat. Zudem ist zu erwähnen, dass die variable Schrittweite durch die Solver-Steuerung lediglich je nach Bedarf kleiner gewählt wird, wobei die einzustellenden Simulationsparameter – die minimale Schrittweite und die absolute Fehlertoleranz – diese Wahl nach unten einschränken. Die grundsätzliche Problematik einer Unstetigkeit im Rückkopplungsweig der Simulationsrechnung wird dadurch nicht gelöst.

2.2 Dynamische Reibung

Die größte Schwierigkeit bei der Modellierung kinetischer Reibung besteht darin, dass „...the motion never starts or stops abruptly and micro-sliding displacements are actually observed“ [13]. Diese der physikalischen Gegebenheit zugrunde liegende Eigenschaft kinetischer Reibung scheint mit statischen Modellierungsansätzen nicht zu überwinden zu sein. Die Erkenntnis des Vorliegens inhärenter Reibungsdynamik [35], [14], [16] erforderte die Herleitung und Entwicklung dynamischer Reibungsmodelle, die in der Lage sind, eine Diskontinuität um die Null-Geschwindigkeit zu umgehen und das Übergangsverhalten zwischen der Haft- und Gleitreibung sinngemäß zu beschreiben. Hier haben sich im Laufe der Zeit die Begriffe Pre-sliding- und Sliding-Regime der kinetischen Reibung durchgesetzt. Sie spiegeln eine phänomenologische Ursache-Wirkung-Beziehung wider. Im Pre-sliding-Regime wirkt die kinetische Reibung überwiegend als eine Funktion des relativen Versatzes (oder der Position), während das Sliding-Regime die kinetische Reibung als eine Funktion der Relativgeschwindigkeit versteht. Nach den jüngsten grundlegenden Veröffentlichungen [5], [15] zur Analyse dynamischer Reibungseffekte lassen sich folgende signifikante Merk-



Abbildung 2.5: Dynamische Reibung als Übertragungsglied

male festhalten: (i) Reibungshysterese im Pre-sliding-Regime; (ii) stationäres Reibungsverhalten beschrieben durch die Stribeck-Kurve im Sliding-Regime; (iii) Reibungsnachlauf (frictional lag) beim Übergangverhalten. Dabei unterscheidet die modellierte Pre-sliding-Hysterese nach lokalem und nicht-lokalem Gedächtnis sowie nach frequenzabhängigem und -unabhängigem Charakter. Diesen Modellierungsaspekten dynamischer Reibung im Pre-sliding-Regime wird in Abschnitt 2.3 besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Als ein nichtlineares Übertragungsglied im regelungstechnischen Sinne lässt sich die dynamische Reibung wie in Abbildung 2.5 darstellen. Die eingehende Relativgeschwindigkeit w verursacht die in die Gegenrichtung wirkende Reibungskraft (Reibungsmoment) F . Die bereits erwähnten komplexen Vorgänge dynamischer Reibung werden dabei durch interne Zustände und Parameter abgebildet.

Es überrascht, dass bereits in den sechziger Jahren P. R. Dahl ein dynamisches Reibungsmodell [24] veröffentlichte, welches weitgehend zur Simulation von Systemen mit Kugellagern verwendet und eine Zeit lang als Standardmodell bei der Luftfahrtindustrie eingesetzt wurde. Der Einsatz der nichtlinearen Differentialgleichung ermöglichte einen stetigen Übergang zum stationären Reibungswert nach Anfang der Bewegung oder deren Richtungswechsel. Erst wesentlich später wurde mit der Einführung interner, nicht messbarer, aber dennoch beobachtbarer Zustände kinetischer Reibung ein weiterer Meilenstein bezüglich der Modellierung dynamischer Reibungseffekte gelegt. Wie bereits in [47] und später in [35] und [114] beschrieben, können die Kontaktflächen zweier aneinander reibender Körper mit Hilfe des so genannten Borsten-Modells approximiert dargestellt werden. Die reibenden Kontaktflächen sind auf der Mikroebene hoch irregulär und stellen eine Art Gebirgslandschaft dar, wie in Abbildung 2.6 (a) exemplarisch verdeutlicht. Das zwischen den Kontaktflächen eingeführte Schmiermedium bildet einen dünnen Film, welcher das Eindringen beider Kontaktflächen ineinander reduziert und somit der Entstehung von Kontaktstellen zwischen den Flächenunebenheiten entgegenwirkt. Bei einer Relativbewegung der kontaktierenden Körper erscheint die tangentiale Reibungskraft infolge eines Zusammenwirkens von Anhaftung und Deformation einzelner Flächenunebenheiten, durch deren überlagertes Verhalten der gesamte Reibungseffekt hervorgebracht wird. Im Borsten-Modell werden die kontaktierenden Flächenunebenheiten durch die einzelne Borsten einer Bürste approximiert, wie in Abbildung 2.6 (b) anschaulich dargestellt. Aufgrund hoher Ungleichmäßigkeit und eher stochastischer als systematischer Verteilung der kontaktierenden Flächenunebenheiten werden lediglich die mittleren Längen und Abstände der Borsten in Betracht gezogen. Dabei sind beide Größen für die physikalische Gegebenheit der Kon-

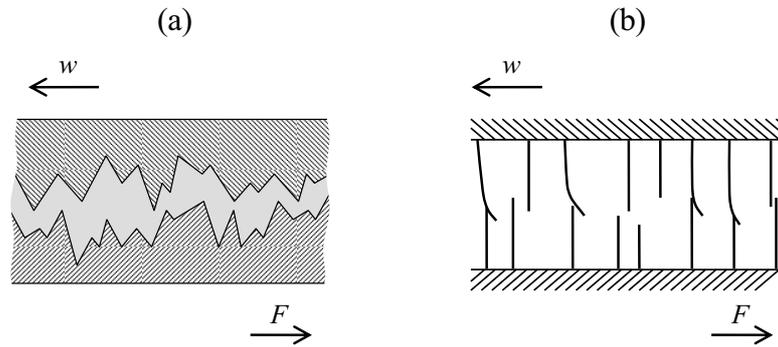


Abbildung 2.6: Schrafftheit reibender Kontaktflächen mit dem Schmiermedium (a) und ihre Approximation durch das Borsten-Modell (b)

taktflächen und des Schmiermediums charakteristisch. In den meisten bisherigen Ansätzen verhalten sich die modellierten Borsten wie elastische Federn, wodurch die entstehende Reibungskraft einer der Borstendeformation entsprechenden mittleren Rückstellkraft gleichkommt. Falls die eingesetzte und somit eine Relativbewegung erzeugende Kraft ausreichend groß ist, erreichen die Borsten ihre maximale Deformation, sowie den Losbrechzustand, welcher einen Übergang zwischen der Haft- und Gleitreibung auslöst. In Folge beginnen die Borsten beider Kontaktflächen übereinander zu gleiten und das Reibungssystem befindet sich anschließend im Sliding-Regime.

Ein weiteres Beispiel der Frühentwicklung dynamischer Reibungsmodelle stellt das in [43] veröffentlichte Iwan-Modell dar, dessen Ursprung in die Strukturmechanik zurückführt und das dank seiner Topologie als Anstoß und Motivation zur Entwicklung weiterer dynamischer Reibungsmodelle mit partiell verteilten Parametern diente. Das Iwan-Modell sieht eine Parallelanordnung mehrerer zusammenschalteter Feder- und Slider-Elemente (auch als Jenkins-Elemente bekannt) vor, die an einen gemeinsamen Aufnahmepunkt der Kraft beziehungsweise der Bewegung geknüpft sind. Zudem sind die elementaren Feder- und Slider-Elemente einzeln parametrisierbar, wodurch ein nach dem Superpositionsprinzip wirkendes verteiltes System mit gedächtnisbehaftetem Verhalten entsteht. Aufgrund seiner starken strukturellen Ähnlichkeit zu den später entwickelten und weiter fortgeschrittenen Reibungsmodellen wird auf eine detaillierte Beschreibung des Iwan-Modells in dieser Arbeit verzichtet. Ein dem Iwan-Modell sehr nah kommender Ansatz zur Beschreibung dynamischer Reibung basiert auf der so genannten Maxwell-Slip Struktur, welche mehrere elasto-plastische Slider-Elemente parallel zu einander schaltet und somit die Abbildung der Reibungshysterese mit dem nicht-lokalen Gedächtnis ermöglicht. Die geometrische Interpretation des nicht-lokalen Gedächtnisses entsteht, indem sich der Verlauf einer äußeren Hystereseschleife nach dem Schließen einer inneren Hystereseschleife an der gleichen Stelle fortsetzt, so dass das System sich die Eintrittsstellen der inneren Hystereseschleifen merkt und dadurch ein nicht-lokales Gedächtnis seiner vorherigen Zustände realisiert.

Die Maxwell-Slip Struktur besteht aus L elasto-plastischen Slider-Elementen, die par-

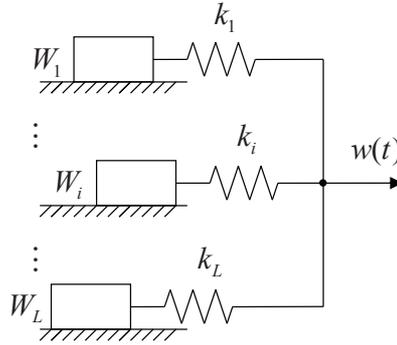


Abbildung 2.7: Maxwell-Slip Struktur elasto-plastischer Slider-Elemente

allel zueinander mit einem gemeinsamen Eingang verknüpft sind – wie in Abbildung 2.7 dargestellt. Der Eingang $w(t)$ wird in Assoziation mit einer extern erzeugten Relativbewegung gebracht, so dass die einzelnen Elemente durch ihre elastischen Verbindungsfedern mit der Steifigkeit k_i einer tangential wirkenden Kraft ausgesetzt sind. Dabei bleiben die Elemente haften, bis eine festgelegte Losbrechbedingung W_i auftritt, worauf folgend das jeweilige Element zu gleiten beginnt. Dies charakterisiert den Übergang einzelner Elemente in das Sliding-Regime, wobei die jeweiligen Werte k_i und W_i die verteilten Modellparameter darstellen. Einmal zum Sliding-Regime gewechselt, verbleibt das jeweilige Element im Gleitvorgang, bis eine Bewegungsumkehr erfolgt und die eingehende Relativgeschwindigkeit ihr Vorzeichen wechselt.

2.2.1 Dahl-Modell

Das Dahl-Modell [24] stellt eine Erweiterung der Coulombschen Reibung dar, wobei jedoch ein glatter Übergang um die Null-Geschwindigkeit möglich wird. Dabei wird die Reibung im Pre-sliding-Regime mit Hilfe stationärer Hystereseschleifen approximiert, welche in Form von nichtlinearen Differentialgleichungen erster Ordnung häufig zur Beschreibung der Kraft und Bewegung verwendet werden. Die Reibungsdynamik ist als eine nichtlineare Differentialgleichung der Position q ausschließlich in Abhängigkeit vom Vorzeichen der Relativgeschwindigkeit aufzufassen

$$\frac{dF}{dq} = \sigma_0 \left(1 - \frac{F}{F_h} \operatorname{sgn}(w) \right)^d. \quad (2.8)$$

Zusätzlich zur statischen Haftreibung F_h , an deren Stelle oftmals die Coulombsche Reibung eingesetzt wird, wird das Dahl-Modell über zwei weitere Faktoren parametrisiert. Dabei beschreibt σ_0 die Steifigkeit der Haftkontakte bei einem Richtungswechsel, der Exponentialfaktor d bestimmt die Form der Pre-sliding-Hysterese. Ein typischer Verlauf der Pre-sliding-Hysterese, berechnet mit Hilfe des Dahl-Modells für eine anwachsende, periodische Eingangsgröße, ist in Abbildung 2.8 (a) dargestellt. Ausgehend von einer Ruhelage

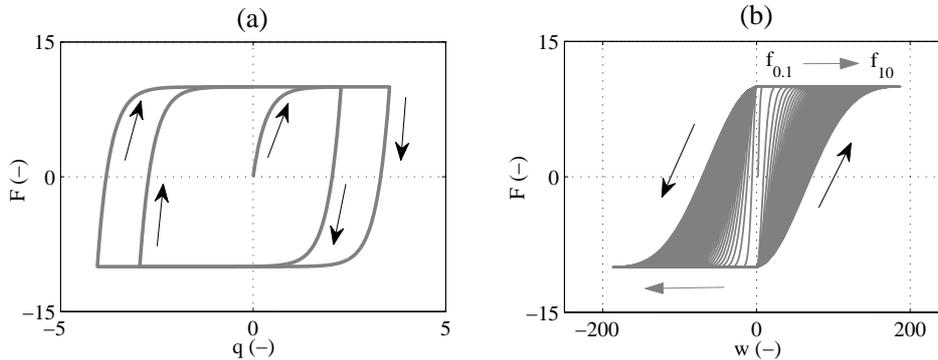


Abbildung 2.8: Dynamisches Verhalten des Dahl-Modells: (a) Pre-sliding-Hysterese, (b) Geschwindigkeitshysterese bei anwachsender Frequenz $f = 0.1\text{--}10$ Hz

$q = 0$ steigt die Reibungskurve asymptotisch an und behält den erreichten stationären Wert bis zum nächsten Richtungswechsel der Relativbewegung bei. Ein Richtungswechsel der Eingangsgeschwindigkeit löst eine Neuentwicklung des gegengerichteten Astes der Hysteresekurve aus, worauf folgend die Reibung wiederum ihren stationären Wert, diesmal mit dem anderen Vorzeichen, erreicht. Unabhängig vom Frequenzbereich der Eingangsposition und somit der Höhe der Eingangsgeschwindigkeit bleiben sowohl die Form der entstehenden Hystereseschleifen als auch das Sättigungsniveau des stationären Wertes (siehe Abbildung 2.8 (b)) unverändert, was unmittelbar auf eine Schwachstelle des Dahl-Modells hindeutet. Zum einen berücksichtigt das Dahl-Modell weder den Stribeck-Effekt noch die viskose geschwindigkeitsproportionale Reibung im Sliding-Regime, zum anderen weist es kein Gedächtnis auf und ist dadurch lediglich zur Analyse stationärer periodischer Bewegungen mit maximal zwei Richtungswechseln pro Zyklus geeignet (siehe [5] für mehr Details).

2.2.2 LuGre-Modell

Mit dem in [114] veröffentlichten LuGre- (Lund-Grenoble) Modell schlugen C. Canudas de Wit et al. eine Beschreibungsform dynamischer Reibung vor, welche einen glatten Übergang zwischen dem Pre-sliding- und Sliding-Regime mit Hilfe eines internen Zustandes und einer entsprechenden nichtlinearen Zustandsgleichung ermöglichte und gleichzeitig einige Mängel des Dahl-Modells beseitigte. Der eingeführte interne Zustand z dient zur Abbildung der Reibungsdynamik im Pre-sliding-Regime und repräsentiert die mittlere Durchbiegung der Borsten zweier Kontaktflächen. Die gesamte Reibungskraft ist als

$$F = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 w \quad (2.9)$$

definiert und stellt eine Linearkombination des internen Zustandes, seiner Dynamik und des linearen viskosen Terms dar. Dabei beschreiben σ_0 , σ_1 und σ_2 die Steifigkeit der Borsten, den mikro-viskosen Reibungsfaktor und den bereits eingeführten viskosen Reibungsterm

(oder die viskose Dämpfung) gleichermaßen. Die Zustandsdynamik

$$\frac{dz}{dt} = w - \sigma_0 \frac{w}{s(w)} z \quad (2.10)$$

erster Ordnung erläutert das Übergangsverhalten der kinetischen Reibung, dessen Zeitkonstante ihrerseits von der Geschwindigkeit abhängt. Ersichtlich wird dies, wenn eine häufig umkehrende Relativbewegung mit den variierenden Geschwindigkeiten dennoch innerhalb eines geschlossenen und dem Pre-sliding-Regime entsprechenden Positionsbereichs erfolgt. Das Beispiel hierzu findet sich in Abbildung 2.9. Ein „Zick-Zack“ förmiges Bewe-

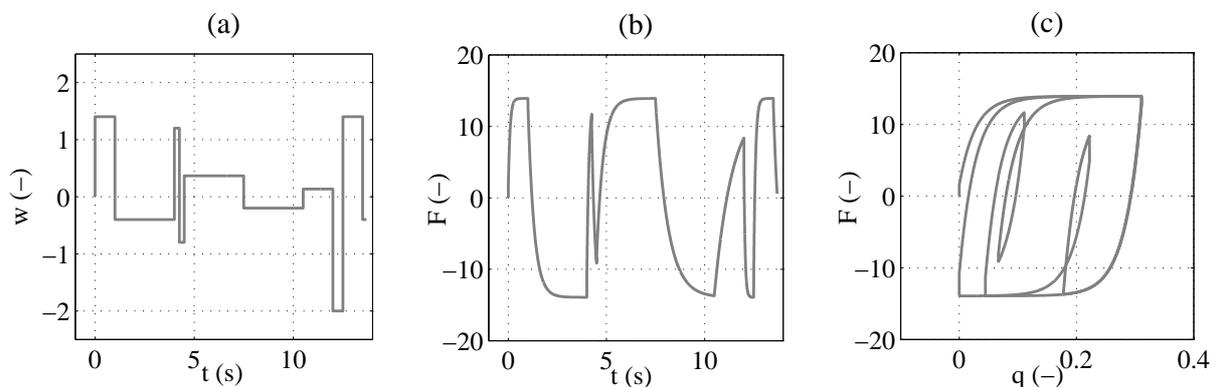


Abbildung 2.9: Pre-sliding-Verhalten des LuGre-Modells: Eingangsverlauf der Relativgeschwindigkeit (a), Ausgangsverlauf der Reibungskraft (b), Pre-sliding-Hysteresesechleife (c)

gungsprofil innerhalb eines definierten Positionsbereiches resultiert in einem Eingangsverlauf der Relativgeschwindigkeit, bestehend aus mehreren Sprüngen mit Vorzeichenwechsel und verschiedenen Höhen – wie in Abbildung 2.9 (a) aufgezeigt. Der mit Hilfe des LuGre-Modells berechnete Ausgangsverlauf der Reibungskraft, sichtbar in Abbildung 2.9 (b), zeigt deutliche Unterschiede in Bezug auf die Anstiegszeiten beim Übergangsverhalten einzelner Richtungswechsel auf, wobei ein stationärer Zustand aufgrund der geringen Laufzeiten in mehreren Fällen gar nicht erreicht wird. Gleichzeitig weist die charakteristische Pre-sliding-Hysteresesechleife – vergleiche Abbildung 2.9 (c) – eine Gleichförmigkeit einzelner geschlossener Hysteresesechleifen auf, was auf die Abhängigkeit kinetischer Reibung eher von der Relativposition und nicht so sehr von der Relativgeschwindigkeit hindeutet.

Das stationäre Reibungsverhalten, beschrieben mit Hilfe des LuGre-Modells, wird durch die bereits eingeführte Stribeck-Kurve abgebildet, gegen welche die kinetische Reibung nach ihrem Übergangsverhalten konvergiert. Dabei wird das Konvergenzverhalten im Wesentlichen durch die beiden Gewichtungsfaktoren σ_0 und σ_1 beeinflusst. Bei steigender Frequenz der Eingangsgeschwindigkeit dehnt sich die Geschwindigkeitshysteresesechleife aus, wie beispielsweise für eine Chirp-Anregung mit der Bandbreite 0.001–10 Hz in Abbildung 2.10 dargestellt. Bei einer Erhöhung der Steifigkeit steigt die Reibungskurve schneller an, wodurch

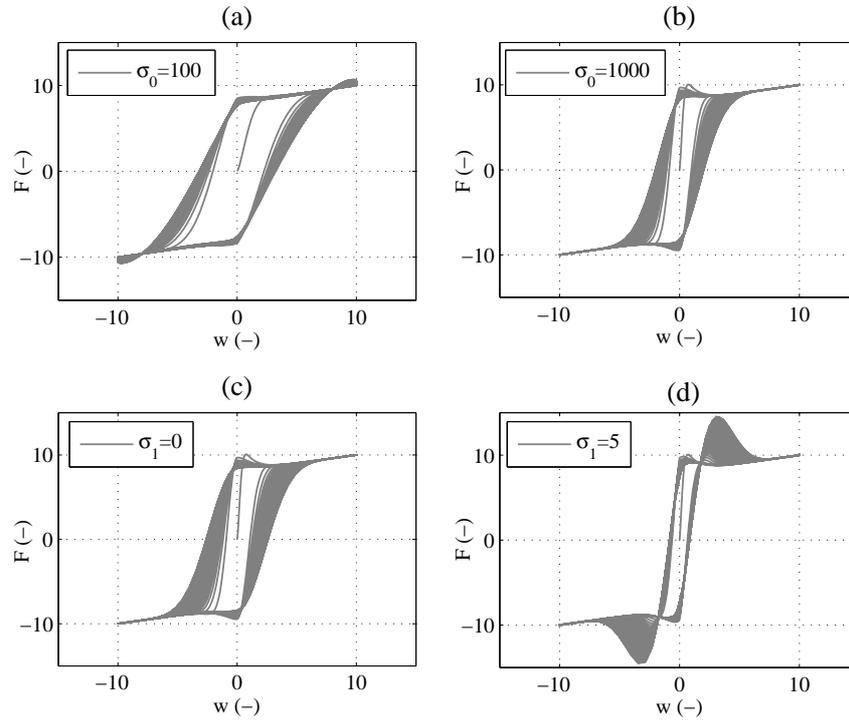


Abbildung 2.10: Übergangsverhalten dynamischer Reibung bei der Variation der Steifigkeit σ_0 (a–b) und des mikro-viskosen Faktors σ_1 (c–d) des LuGre-Modells

die gesamte, resultierende Geschwindigkeitshysterese enger zusammengezogen wird (vergleiche (a) und (b) in Abbildung 2.10). Dies reduziert den so genannten Reibungsnachlauf, auch bekannt als „frictional lag“ [5], welcher einen signifikanten Reibungseffekt während einer positiven beziehungsweise negativen Beschleunigung der Relativbewegung darstellt. Andererseits wird die interne Reibungsdynamik durch den mikro-viskosen Reibungsfaktor ebenfalls gewichtet, was zur Folge hat, dass ein Überschwingen bei der Konvergenz der Reibungskurve für die steigenden Eingangsfrequenzen auftritt, wie aus Abbildung 2.10 (c) und (d) ersichtlich. Physikalisch bedeutet dies ein späteres Erreichen der Losbrechbedingungen, verschoben in Richtung höherer Geschwindigkeiten, und eine gleichzeitige Erhöhung der Losbrechkraft, nach deren Auftritt die Reibungstrajektorie erneut zum Verlauf der Stribeck-Kurve konvergiert. Trotz einer im Vergleich zu den Vorgängermodellen deutlich verbesserten Genauigkeit bei der Beschreibung dynamischer Reibungseffekte weist das LuGre-Modell eine Schwachstelle auf, die sich in einer Positionsdrift beim Anbringen einer oszillierenden Anregung unterhalb der Losbrechkraft äußert. Allerdings ist die phänomenologische Natur der Positionsdrift heutzutage weit umstritten. Dies beruht auf den analytischen Überlegungen, zu deren Bestätigung – beziehungsweise Widerlegung – eine Reihe aussagekräftiger, weil schwer realisierbarer Experimente fehlt. So ist die Positionsdrift, in [17] auch als plastisches Gleiten bezeichnet, die Folge eines elasto-plastischen Verhaltens

im Übergangsbereich und somit charakteristisch für eine elasto-plastische Verformung der kontaktierenden Flächenunebenheiten. Allerdings stellt die Positionsdrift laut [5] ein unechtes Phänomen des Reibungsverhaltens dar, welches infolge des fehlenden nicht-lokalen Gedächtnisses bei der Abbildung der Pre-sliding-Hysterese auftritt. Eigene Untersuchungen des Pre-sliding Verhaltens dynamischer Reibung [88] bekräftigen die Entstehung der Positionsdrift bei einer periodischen Anregung unterhalb der konstanten Coulombschen Reibung und zeigen einzelne Experimente zu deren Bestätigung. Allerdings erhält die beobachtbare Positionsdrift einen langsam in die Sättigung verlaufenden Charakter und steht im Gegensatz zum LuGre-Modell in keinem Widerspruch zu den stabilen Grenzzyklen [105], gegen welche das periodisch angeregte Reibungssystem verlaufen kann.

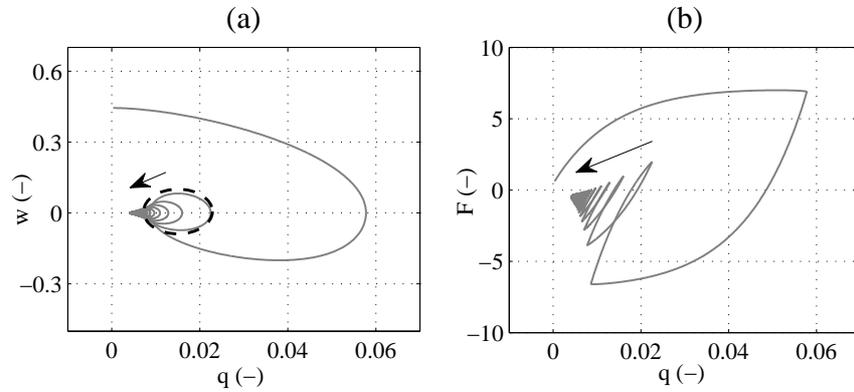


Abbildung 2.11: Positionsdrift bei der Eigenbewegung des Systems zweiter Ordnung mit dynamischer Reibung beschrieben durch das LuGre-Modell

Die Auswirkung des Drifteffekts auf die Systemdynamik zweiter Ordnung ist anhand der Eigenbewegungen erläutert. Ein Massen-Feder-Dämpfer System

$$J \dot{w} + F(w) + K q = 0, \quad (2.11)$$

besitzt die lineare Masse J die Steifigkeit K und die nichtlineare Dämpfung $F(w)$, welche durch das LuGre-Reibungsmodell erfasst wird. Bei den Anfangswerten des Zustands $q_0 = 0$ und $w_0 \neq 0$ verlaufen die Trajektorien der Eigenbewegung abklingend in Richtung einer von Null abweichenden Ruhelage, wie in Abbildung 2.11 (a) dargestellt. Dabei verlässt die Zustandstrajektorie den eingetretenen Grenzzyklus (angezeigt bei Ellipse mit Strichlinie) und bewegt sich weiter nach links in Richtung des stationären Endwertes. Der entsprechende Verlauf der Reibungskurve, dargestellt in 2.11 (b), verdeutlicht die Positionsdrift, indem die abklingenden Unterschleifen der Pre-sliding-Hysterese nicht ineinander verschachtelt sind, sondern bis zum Stillstand des Systems kontinuierlich nach links wandern.

2.2.3 Ein-Zustands- elasto-plastisches Modell

Als Reaktion auf die Schwachstellen des LuGre-Modells wurde in [28] das Ein-Zustands-elasto-plastische Modell vorgeschlagen, welches im Wesentlichen eine Modifikation der Zustandsgleichung des LuGre-Modells darstellt

$$\frac{dz}{dt} = w - \chi(z, w)\sigma_0 \frac{w}{s(w)} z. \quad (2.12)$$

Die eingeführte Schaltfunktion $\chi(z, w)$ ist Null, wenn die Vorzeichen des dynamischen Zustands z und der Eingangsrelativgeschwindigkeit w verschieden sind und der Betrag des Zustands $|z(t)|$ kleiner als ein definierter Schwellenwert ist. In diesem Fall bildet $\chi(z, w) = 0$ ein rein elastisches Pre-sliding-Regime ab. Beim gleichgerichteten Verlauf der Eingangsgeschwindigkeit und des Reibungszustands und weiterhin beim Erreichen des Schwellenwertes wächst die stetige gerade Schaltfunktion kontinuierlich an, und sie erreicht ab dem zweiten Schwellenwert ihren Sättigungswert $\chi(z, w) = 1$. Ein von Null abweichender Wert der Schaltfunktion entspricht der plastischen Phase des Pre-sliding-Regimes. Ein glatter Übergang zwischen einer rein elastischen und elasto-plastischen Phase eliminiert den Drift-Effekt bei einer periodischen Anregung und verleiht dem Ein-Zustands- elasto-plastischen Modell mehr Flexibilität bei der Abbildung der Pre-sliding-Hysterese als das herkömmliche LuGre-Modell dynamischer Reibung dies vermag. Aufgrund der generellen Ähnlichkeiten beider Reibungsmodelle wird auf eine detaillierte Betrachtung weiterer Eigenschaften des Ein-Zustands- elasto-plastischen Modells in dieser Arbeit verzichtet.

2.2.4 Generalized Maxwell-Slip-Modell

In [53] und [4] veröffentlichten V. Lampaert und F. Al-Bender das Generalized Maxwell-Slip- (GMS) Modell dynamischer Reibung, welches auf dem Maxwell-Slip Formalismus beruht und darüber hinaus eine allgemein gültige Form für heuristische dynamische Reibungsmodelle [3] implementiert. Die eingeführte Modellstruktur sieht eine nichtlineare Reibungsgleichung

$$F = f(\mathbf{z}, w, q) \quad (2.13)$$

und eine nichtlineare Zustandsgleichung

$$\frac{d\mathbf{z}}{dt} = g(\mathbf{z}, w, q) \quad (2.14)$$

vor. Zwei allgemeine Nebenbedingungen schränken die Klasse der anwendbaren nichtlinearen Funktionen $f(\cdot)$ und $g(\cdot)$ ein. Zum einen erfordert das stationäre Reibungsverhalten, dass $d\mathbf{z}/dt \rightarrow 0$ und somit die Reibungskraft hauptsächlich als eine Funktion der Relativgeschwindigkeit auftritt. Dabei setzt sich die stationäre Reibung zusammen aus einem mit steigender Relativgeschwindigkeit nahe zur Null-Geschwindigkeit sich abschwächenden Term und einem mit weiter steigender Relativgeschwindigkeit anwachsenden Term. Zum anderen tritt die dynamische Reibung im Pre-sliding-Regime als eine Hysterese-funktion

mit nicht-lokalem Gedächtnis auf. Die größte Herausforderung bei der Wahl einer passenden Formulierung für die heuristischen Reibungsmodelle nach (2.13) und (2.14) sind das Übergangskriterium sowie der möglichst glatte Übergang zwischen dem Pre-sliding- und Sliding-Regime. Das GMS-Modell in seiner für die Echtzeitsimulations- und Kompensationszwecke reduzierten Form besteht aus L elementaren Zustandsmodellen und einem linearen viskosen Term, welche überlagernd zur resultierenden gesamten Reibungskraft

$$F = \sum_{i=1}^L z_i + \sigma w \quad (2.15)$$

beitragen. Dabei wird die nichtlineare Dynamik jedes einzelnen elementaren Modells durch folgende Zustandsgleichungen beschrieben:

- Das i -te Slider-Element haftet

$$\frac{dz_i}{dt} = k_i w \quad (2.16)$$

bis zu $z_i > \phi_i S(w)$;

- Das i -te Slider-Element gleitet

$$\frac{dz_i}{dt} = \operatorname{sgn}(w) C \left(\phi_i - \frac{z_i}{s(w)} \right) \quad (2.17)$$

bis zur Bewegungsumkehr.

Die Steifigkeit k_i und der partielle Faktor ϕ_i bestimmen die maximale Durchbiegung jedes einzelnen elasto-plastischen Slider-Elements und somit seine Losbrechbedingung beim Übergang zum Sliding-Regime. Der Parameter C ist ein Attraktionsfaktor, welcher bestimmt, wie schnell die gesamt wirkende Reibungskraft gegen eine stationäre Stribeck-Kurve konvergiert.

Die mit Hilfe des GMS-Modells berechnete Reibungshysterese mit nicht-lokalem Gedächtnis im Pre-sliding-Regime ist in Abbildung 2.12 (a) exemplarisch dargestellt. Dabei wird die gleiche Eingangssequenz der Relativgeschwindigkeit wie in Abbildung 2.9 (a) verwendet. Der Verlauf der Pre-sliding-Hysterese des GMS-Modells mit insgesamt fünf Slider-Elementen zeigt die Auswirkung des nicht-lokalen Gedächtnisses auf zwei inneren Unterschleifen, welche vergrößert und mit Pfeilen markiert dargestellt sind. Der Ausgangspunkt innerer Unterschleifen fällt mit dem Endpunkt ihrer Schließung zusammen, so dass der Verlauf der äußeren Hauptschleife an der gleichen Stelle fortgesetzt wird, an der er zuvor verlassen wurde (vergleiche mit Abbildung 2.9 (c) für LuGre-Modell). Die Robustheit des GMS-Modells gegenüber dem Drift-Effekt (*Non-Drifting* Eigenschaft) ist anhand der Abbildung 2.12 (b) erläutert. Das gleiche Massen-Feder-Dämpfer System zweiter Ordnung aus Gleichung (2.11), diesmal mit durch GMS-Modell abgebildeter Reibungsdämpfung, wird in Bezug auf sein Eigenverhalten mit denselben Anfangswerten $[q_0, w_0]$ betrachtet. Im Gegensatz zum LuGre-Modell verbleibt die Zustandstrajektorie nach der Übergangsphase in einem eingelaufenen Grenzyklus, ohne eine Positionsdrift auszuführen, aber auch ohne

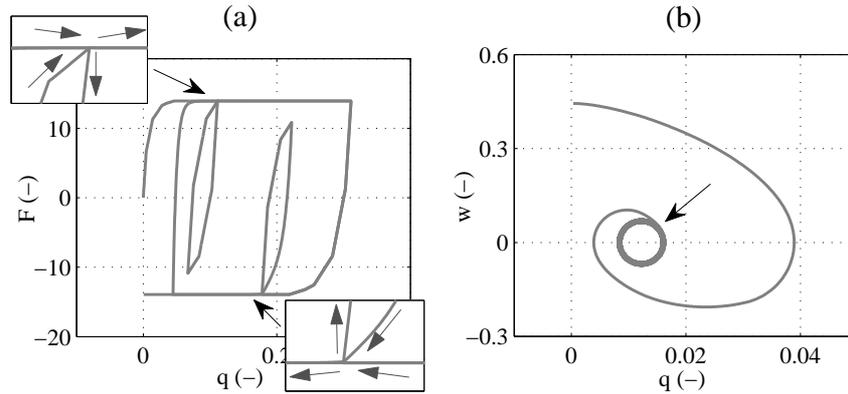


Abbildung 2.12: Positionsabhängige Pre-sliding-Hysterese mit nicht-lokalem Gedächtnis des GMS-Modells (a) und die Eigenbewegung des Systems (2.11) ohne Drifteffekt (b)

in einen bestimmten stationären Endzustand zu konvergieren (vergleiche mit Abbildung 2.11 (a)). An diesem Beispiel zeigt sich die Non-Drifting Eigenschaft des GMS-Modells als eine Diskrepanz in Anbetracht des Grenzzyklus eines freien Systems. Ausgehend von dem dissipativen Charakter eines physikalischen Systems zweiter Ordnung soll eine stabile Ruhelage nach einem endlichen Zeithorizont erreicht werden. Die Entstehung eines stabilen Grenzzyklus (siehe Abbildung 2.12 (b)) des freien Systems spricht allerdings für die Entziehung zusätzlicher Energie aus der Umgebung, wodurch die Dissipativität des autonomen Systems (2.11) verletzt wird.

2.3 Aktuatordynamik mit nichtlinearer Reibung

Betrachtet wird nun ein 1-DOF dynamisches System erster Ordnung, dessen Dämpfung hauptsächlich infolge der nichtlinearen Reibung auftritt, wie im Strukturbild in Abbildung 2.13 schematisch dargestellt. Die einwirkende externe Kraft oder das Drehmoment u erzeugt die Bewegung mit einer Relativgeschwindigkeit w . Der Linearfaktor G ist die Gesamtverstärkung des Systems, welche die zu bewegende konzentrierte Masse (Trägheit) – aber auch gegebenenfalls die Untersetzungs konstanten der Getriebe – umfasst. Das dargestellte Strukturbild entspricht der nichtlinearen Differentialgleichung (2.7) und repräsentiert eine breite Klasse angetriebener mechatronischer Systeme für den Fall, dass keine signifikanten Elastizitäten im Freiheitsgrad des Systems angenommen werden. Da die Eigenfrequenzen der elastischen Elemente im Vergleich zur Bandbreite des geregelten Systems häufig weit rechts auf der Frequenzachse liegen, können sie somit auch vernachlässigt werden.

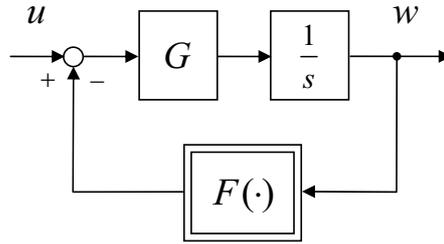


Abbildung 2.13: Dynamisches System erster Ordnung mit nichtlinearer Reibung

2.3.1 Verhalten im Frequenzbereich

Im Falle einer linearen Dämpfung D und bewegten Masse $J = 1/G$ wird das dynamische Verhalten des Systems aus Abbildung 2.13 im Frequenzbereich vollständig über

$$H(j\omega) = \frac{W(j\omega)}{U(j\omega)} = \frac{1}{j\omega J + D} = \frac{1/D}{j\omega J/D + 1} \quad (2.18)$$

definiert. Dabei hängt der Amplitudengang $|H(j\omega)|$ und Phasengang $\angle\{H(j\omega)\}$ ausschließlich von der Kreisfrequenz ω ab. Eine umfassende Beschreibung linearer kontinuierlicher Systeme im Frequenzbereich kann in den klassischen Werken der Regelungs- und Systemtheorie, wie zum Beispiel [66] und [110], gefunden werden. Wird nun die nichtlineare Reibung als Hauptursache der Dämpfung im System betrachtet, erfolgt die Transformation $Dw \rightarrow F(w)$. Im Kontext der Systemanalyse im Frequenzbereich kann die nichtlineare Dämpfung als Funktion der Anregungsamplitude angesehen werden. Somit wird die Frequenzantwort des Systems mit nichtlinearer Reibung zu

$$H(j\omega, |U|) = \frac{1/D(|U|)}{j\omega J/D(|U|) + 1}. \quad (2.19)$$

Es ist offensichtlich, dass der Amplituden- und Phasengang des Systems nun um eine weitere Abhängigkeit von $|U|$ erweitert werden muss. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Änderung im Verhalten des Systems im Frequenzbereich auch das stationäre Verhalten des Systems beeinflusst, insofern die amplitudenabhängige Dämpfung im Zähler von (2.19) vorkommt. Folgende experimentelle Beobachtungen bestätigen die aufgeführten Überlegungen zur Aktuatordynamik mit nichtlinearer Reibung im Frequenzbereich, wobei weitere Details zu den durchgeführten Untersuchungen in [87] zu finden sind. Abbildung 2.14 zeigt den experimentell ermittelten Amplituden- und Phasengang des Aktuatorsystems aus Anhang A.1, ermittelt bei unterschiedlichem Niveau der normierten Systemanregung $1.5 \times u$, $0.3 \times u$, und $0.23 \times u$. Dabei wird eine lineare Down-Chirp Anregung

$$u(t) = \sin\left(2\pi \int_0^t (f_0 + at) dt\right) \quad (2.20)$$

mit einem negativen Frequenzinkrement $a < 0$ für eine definierte Bandbreite $f = 10 - 0.1$ Hz angewendet. Trotz einer gewissen Einwirkung der destruktiven Interferenz weist das Chirp-Signal eine beinahe gleichmäßig verteilte spektrale Energiedichte über dem gesamten definierten Frequenzbereich auf und ist für eine Systemanregung der Frequenzanalyse gut geeignet. Weiterhin ermöglicht das kontinuierliche Spektrum eines Chirp-Signals die komplette Bandbreite der Anregung und nicht nur die einzelnen Stützpunkte des Frequenzbereichs in Betracht zu ziehen. Für eine bessere Visualisierung und Analyse werden die aufgenommenen einzelnen Frequenzantworten in Abbildung 2.14 über die äquidistanten Frequenzen (100 Stützpunkte pro Messung) geglättet. Ein hoch welliger Verlauf der ermittelten Frequenzkennlinien im Bereich zwischen 4 rad/s und 10 rad/s lässt sich durch die Auswirkung der Chirp-Anregung auf das Systemverhalten in der Nähe der Knickfrequenz erklären und ist Ursache für die Erzeugung geringfügiger Resonanzen. Trotz dieser Verkrümmungen im Verlauf der ermittelten Frequenzkennlinien zeigt der Amplitudengang im Falle der $1.5 \times u$ Anregung ein dem linearen System ähnliches, charakteristisches PT_1 Verhalten mit einer Knickfrequenz und einem Abfall von 20 dB pro Dekade. Im Gegen-

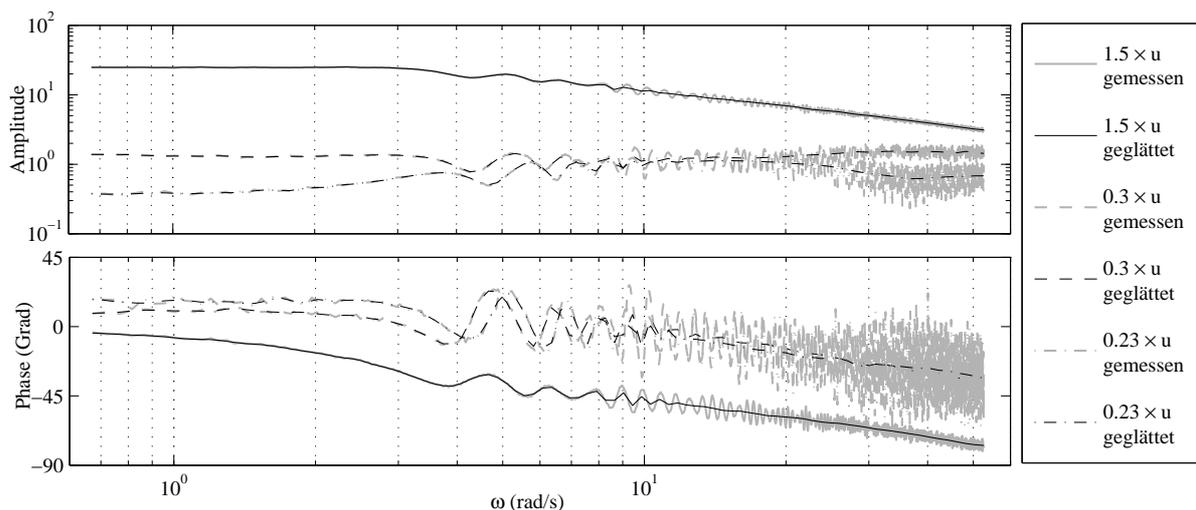


Abbildung 2.14: Gemessene Frequenzantwort des Aktuatorsystems mit nichtlinearer Reibung bei verschiedenen normierten Amplituden der Anregung $1.5 \times u$, $0.3 \times u$ und $0.23 \times u$

satz hierzu ist der Phasengang im Falle der $1.5 \times u$ Anregung von dem Phasengang eines entsprechenden Linearsystems deutlich zu unterscheiden. Ganz verschieden sind auch die ermittelten Frequenzkennlinien für die Anregung mit der Amplitude $0.3 \times u$ und $0.23 \times u$. Die Phasengänge verlaufen zwar ähnlich zueinander, die Amplitudengänge weisen aber deutlich auf die spezifischen, von der Anregungsamplitude abhängigen Charakteristiken des nichtlinearen Übertragungssystems hin. Im Falle der $0.3 \times u$ verläuft der Amplitudengang ähnlich einem Allpass-Übertragungsglied; dies gilt allerdings für die in Betracht gezogene Bandbreite. Die Anregungsamplitude $0.23 \times u$ erzeugt einen Amplitudengang des Systems, in dem eine Resonanzerhöhung zwischen 5 rad/s und 30 rad/s gegenüber dem niederfrequenten Bereich zu erkennen ist. Die Entstehung sekundärer Resonanzen niedri-

ger Pegel kann auf die Reibungselastizitäten im Pre-sliding-Regime zurückgeführt werden. Infolge einer schnellen Sättigung der elasto-plastischen Verformung von kontaktierenden Flächenunebenheiten und eines anschließenden Übergangs zum Sliding-Regime sind die von der Anregungsamplitude abhängigen Resonanzen im System meist nur bei den Mikrobewegungen des Aktuators von Bedeutung und beeinflussen das Systemverhalten im Bereich größerer Geschwindigkeiten und Verfahrswege weniger. Die dargestellten theoretischen sowie experimentellen Auslegungen zur Systemdynamik mit nichtlinearer Reibung im Frequenzbereich werden in Abschnitt 4.3 bei der Schätzung der Reibungsparameter weiter verwendet.

2.3.2 Stick-slip-Verhalten

Bei einem langsamen Anstieg der Eingangsgröße $u(t)$ tritt zuerst aufgrund der einwirkenden Haftreibung keine Makrobewegung des Aktuatorsystems auf. Dabei kann (muss aber nicht) eine Mikrobewegung ausgeführt werden, während der sich das System im Pre-sliding-Regime befindet. Infolge einer abwechselnden Gegenwirkung zwischen eingesetzter Antriebskraft, träger Masse und mikroviskoser Reibung im Pre-sliding-Regime kann ein allseits bekannter Stick-slip-Effekt (für Details siehe zum Beispiel [13]) im System auftreten.

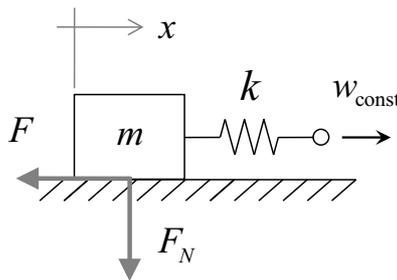


Abbildung 2.15: Mechanische Konfiguration zur Analyse des Stick-slip-Effekts

Eine Standardkonfiguration zur Analyse des Stick-slip-Effekts, dargestellt in Abbildung 2.15, wurde in der Simulation umgesetzt. Die verwendete Aufstellung beinhaltet einen Massenblock, der sich auf einer reibenden Oberfläche in x Richtung bewegt und mit einer linearen Feder der Steifigkeit k verbunden ist. Dabei wird am freien Ende der Feder eine Relativbewegung mit konstanter Geschwindigkeit w_{const} angebracht. F_N ist die Normalkraft infolge der Masse m , und F ist die Tangentialkraft infolge der Reibung. Das simulierte Stick-slip-Verhalten ist mit Hilfe der Abbildung 2.16 veranschaulicht. Dabei wird eine konstante dimensionslose Geschwindigkeit von 0.01 am freien Ende der Feder eingesetzt. Die resultierende Relativgeschwindigkeit und Relativposition des Massenblocks sind als normierte einheitenlose Größen in Abbildung 2.16 (a) und (b) entsprechend dargestellt. Infolge der gegenwirkenden nichtlinearen Reibung weicht die Relativposition des Massenblocks von der „idealen“ linearen Position x^{lin} , welche sich aus der integrierten Eingangsrelativgeschwindigkeit errechnet, ab. Der Massenblock verhält sich anhaftend, bis die durch

die Feder entstehende Rückstellkraft kx das Niveau der entgegenwirkenden Reibungskraft übersteigt. Darauf folgend wird der Massenblock für eine kurze Zeit beschleunigt und die Verbindungsfeder wird entsprechend zusammengedrückt. Dies führt zu einem Verlust der Relativgeschwindigkeit und zu einem erneuten Anhaften des Massenblocks. Während einer Phase des Anhaftens oszillieren die Relativgeschwindigkeit und die wirkende Reibungskraft infolge eines positionsabhängigen Pre-sliding-Verhaltens, wobei die Dämpfung dieser Oszillation durch Energiedissipation der elasto-plastischen Verformung von den reibenden Kontaktstellen bedingt wird. Die erste Überhöhung im Verlauf der oszillierenden Relativgeschwindigkeit erscheint infolge eines sprunghaftigen Wechsels der Eingangsgeschwindigkeit zu ihrem nominellen Wert w_{const} im Laufe der Simulation. Eine Wechselwirkung der Rückstellkraft in der Feder und der gesamten resultierenden Reibungskraft ist in Abbildung 2.16 (c) veranschaulicht dargestellt. Nach jedem Versatz des Systems in eine Phase der Mikrobewegung verhält sich die Reibungskraft oszillierend, wobei ihre gedämpfte Schwingung gegen die linear ansteigende Rückstellkraft konvergiert. Ab einer gewissen Höhe der angestiegenen Rückstellkraft erfolgt ein Impuls der Makrobewegung des Massenblocks, worauf folgend die beiden gegenwirkenden Kräfte kurzfristig absinken, bis der Massenblock abbremsst und anschließend anfängt, erneut anzuhafte.

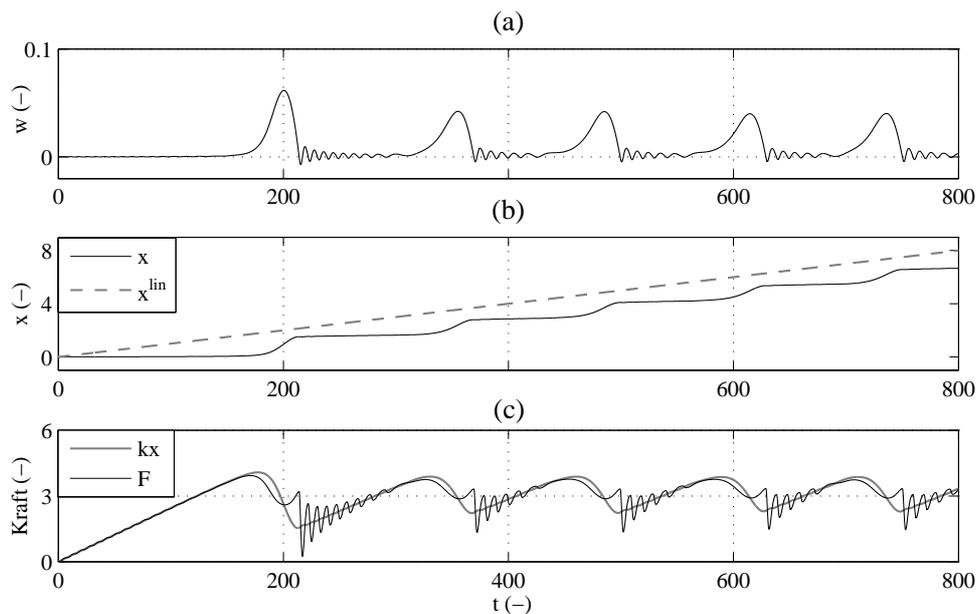


Abbildung 2.16: Simuliertes Stick-slip-Verhalten; (a) Relativgeschwindigkeit, (b) Relativposition, (c) Rückstellkraft gegenüber Reibungskraft

Die Entstehung der Mikrobewegung bei einem langsamen Anstieg der Eingangsgröße wurde mit dem Experiment am Aktuatorssystem aus Anhang A.1 quantitativ evaluiert. Abbildung 2.17 zeigt die Relativgeschwindigkeit w und Relativposition q , entsprechend dargestellt in (b) und (c), als die gemessene Systemantwort auf eine langsam ansteigende Flanke des geregelten Motorstroms i , ersichtlich in (a). Dabei wird der erfasste regel-

te Motorstrom als linear proportional zum erzeugten elektro-mechanischen Drehmoment angenommen. Die Zeitkonstante der eingebetteten Motorstromregelung liegt im Bereich von bis zu hundert Mikrosekunden und kann somit im Vergleich zu den mechanischen Zeitkonstanten des Aktuator-systems vernachlässigt werden. Auch wenn kein unmittelba-

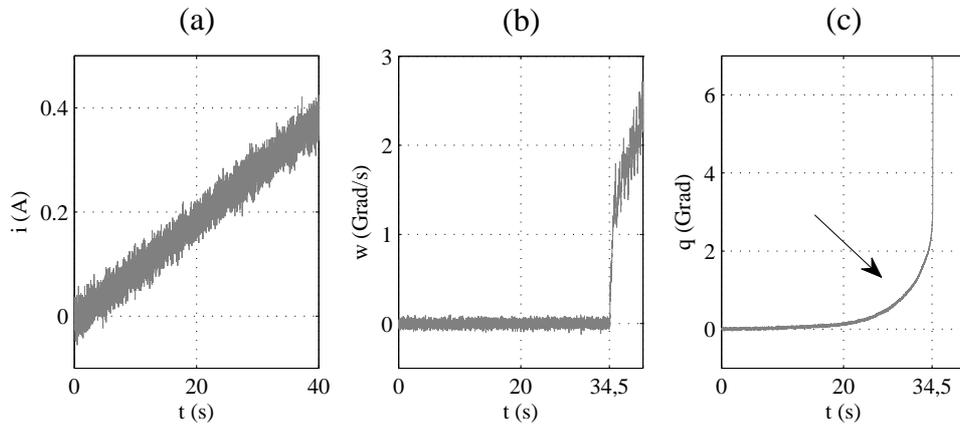


Abbildung 2.17: Mikrobewegung des Aktuator-systems beim langsamen Anstieg der Eingangsgröße: geregelter Motorstrom (a), Relativgeschwindigkeit (b), Relativposition (c)

rer Stick-slip-Effekt aufgrund eines starken Prozess- und Messrauschens zu beobachten ist, wird eine eindeutige Entstehung der Mikrobewegung im Zeitfenster zwischen $t = 20$ s und $t = 34,5$ s deutlich. Während keine sichtbaren Änderungen im Verlauf der Relativgeschwindigkeit bis zu einem raschen Anstieg ab $t > 34,5$ s zu erkennen sind, zeigt die mit dem Pfeil markierte Trajektorie der Relativposition einen glatten Anstieg von etwa 2 Grad, welcher die im Aktuator-system hervorgerufene Mikrobewegung charakterisiert. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Relativbewegung von 2 Grad, erfasst auf der Motorseite des Antriebssystem, einer Ausgangsbewegung der Untersetzungseinheit von etwa 0.0125 Grad entspricht und somit eine realistische Mikrobewegung des Systems repräsentiert. Dabei scheint das hoch verrauschte Eingangssignal keine signifikante Wirkung auf den Verlauf der Relativposition auszuüben, womit eine stochastische Entstehung der Mikrobewegung von vorne herein ausgeschlossen bleibt.

2.3.3 Losbrechbedingungen und Anfang der Makrobewegung

Betrachtet man die Ursache-Wirkungs-Beziehung in einem dynamischen System mit nicht-linearer Reibung, so wird infolge einer externen Anregung zuerst die Relativgeschwindigkeit erzeugt, und anschließend greift die dadurch hervorgerufene Reibungskraft im System ein. Die Relativgeschwindigkeit kann dabei zuerst auch als nur infinitesimal kleine, schnell gedämpfte Impulse der Mikrobewegung auftreten. Dadurch bleibt eine Makrobewegung im Sinne einer von Null stets abweichenden Relativgeschwindigkeit zuerst unbeachtet. In einem geschlossenen System mit Geschwindigkeitsrückkopplung, wie in Abbildung 2.13 dargestellt, sind die Losbrechbedingungen der wirkenden Reibungsmechanismen mit dem

Bewegungsanfang des Gesamtsystems eng verkoppelt. Der Zustand, bei dem das System aus dem Pre-sliding- ins Sliding-Regime überführt wird, hängt anscheinend weniger von einem bestimmten Schwellwert der Relativbewegung oder einem erreichten Niveau der Reibungskraft, sondern vielmehr von der Art der Systemanregung und der daraus resultierenden Bilanz der auf den Körper wirkenden Kräfte/Momente ab. Eine Unbestimmtheit der Losbrechbedingungen im Reibungsverhalten spricht für den Einsatz approximativer und zudem glatter Übergänge zwischen dem Pre-sliding- und Sliding-Regime, anstatt für festgesetzte Schwellwerte und Schaltfunktionen, welche bei der Modellierung dynamischer Reibung bis heute jedoch häufig zum Einsatz kommen [107], [28], [4].

Folgende experimentelle Beobachtungen, durchgeführt am Aktuatorssystem aus Anhang A.1, unterstützen die ausgeführten Überlegungen zu den Losbrechbedingungen und dem Anfang der Makrobewegung des Systems. Drei unterschiedlich steile Flanken des geregelten Motorstroms $i = 0.01 \times t$, $i = 0.1 \times t$ und $i = 1 \times t$ werden als Anregung des Systems verwendet. Die Verläufe der hervorgerufenen Relativgeschwindigkeiten sind in Abbildung 2.18 (a), (b) und (c) entsprechend dargestellt. In allen drei Fällen liegt die Relativgeschwindigkeit

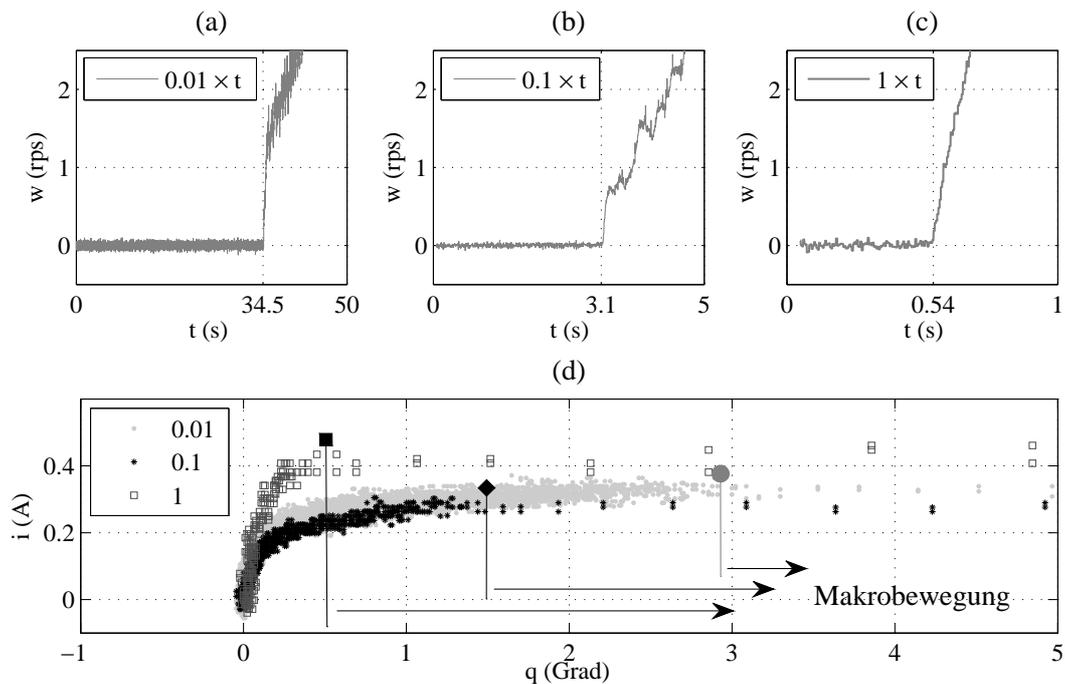


Abbildung 2.18: Gemessenes Losbrechverhalten des Aktuatorsystems bei der Anregung mit unterschiedlich steilen Flanken des geregelten Motorstroms $i = 0.01 \times t$ (a), $i = 0.1 \times t$ (b), $i = 1 \times t$ (c). Verlauf der Motorströme als Funktion der Relativposition (d)

zuerst im Bereich nahe Null, wobei aus dem zeitlichen Verlauf der Relativgeschwindigkeit nicht zwangsläufig auf eine auftretende Mikrobewegung geschlossen werden kann. Ab einem bestimmten Zeitpunkt, angezeigt jeweils für jeden Verlauf der Relativgeschwindigkeit in Abbildung 2.18 (a)–(c), treten die Losbrechbedingungen auf, und das System begibt sich

in eine Makrobewegung mit schnell ansteigender Relativgeschwindigkeit. Die angezeigten Zeitpunkte entsprechen allerdings nicht dem gleichen Wert der Systemanregung, besonders für den Fall eines schnelleren Anstiegs des geregelten Motorstroms $i = 1 \times t$. Vergleicht man nun den Verlauf des Motorstroms in allen drei Fällen als Funktion der Relativposition, wird die Ungleichartigkeit der Losbrechbedingungen und des Anfangs der Makrobewegung weiter offensichtlich. Da die Erfassung der Messdaten mit einer konstanten Abtastrate erfolgt, kann aus der Dichte der Punktwolken in Bezug zur Abszisse der Relativposition indirekt auf den Fortschritt der Relativgeschwindigkeit und somit der Makrobewegung geschlossen werden. Die in Abbildung 2.18 (d) dargestellten gemessenen Trajektorien deuten auf das Auftreten der Losbrechbedingungen bei stark variierenden Werten der Relativposition hin. Die Übergangsstellen sind aus der Dichte der Punktwolken angenähert ermittelt und mit den vertikalen Balken in Abbildung 2.18 (d) eingezeichnet.

Ein weiteres Experiment zur Ablehnung eines expliziten Schwellwertes bei der Beschreibung des Übergangs zwischen Pre-sling und Sliding-Regime wird mit Hilfe einer Low-Gain Positionsregelung durchgeführt. Der Sollwertverlauf der Positionsregelung beinhaltet eine steigende und folgend eine fallende Flanke mit gleichem und zudem flachem Winkel. Dadurch entsteht eine geschlossene Bewegungstrajektorie mit niedriger konstanter Relativgeschwindigkeit, was bedingt, dass die restliche Systemdynamik vernachlässigt werden kann. Der Einsatz einer Low-Gain Proportionalregelung erfordert die gesamte Stellgröße zur Überwindung kinetischer Reibung im System, so dass der zeitliche Stellgrößenverlauf sich annähernd als Verlauf der Reibung im System betrachten lässt. Zwei bidirektionale Bewegungsprofile, einmal mit der Relativgeschwindigkeit 0.1 Grad/s und einmal mit 1 Grad/s, wurden evaluiert, wie aus Abbildung 2.19 (a) und (b) entsprechend ersichtlich.

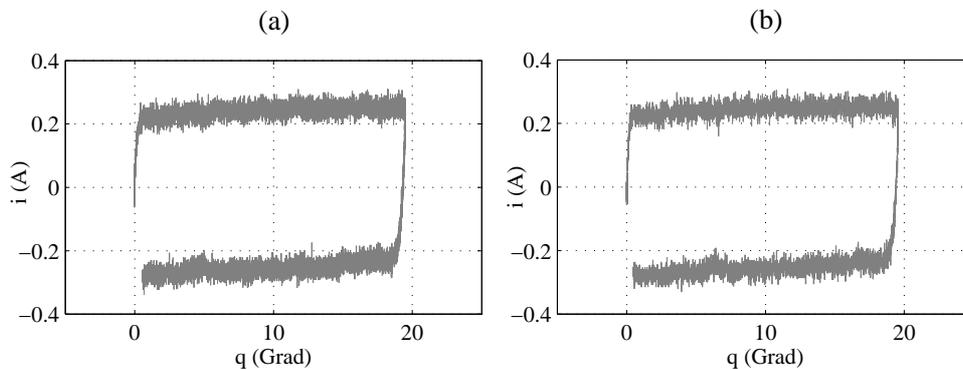


Abbildung 2.19: Gemessener Motorstrom des Aktuatorsystems als Funktion der geregelten Relativposition bei konstanter Geschwindigkeiten von 0.1 Grad/s (a) und 1 Grad/s (b)

Es wird deutlich, dass beide Verläufe der gemessenen Stellgröße und somit der kinetischen Reibung annähernd gleich sind, wobei die beiden Relativgeschwindigkeiten sich jedoch in einer Größenordnung unterscheiden. Nach einem Anstieg zum quasi-stationären Wert sind keine besonderen Übergangs- beziehungsweise Knickpunkte im Verlauf kinetischer Reibung zu erkennen, obwohl der gesamte Fahrweg von etwa 20 Grad den zuvor

beobachteten Übergangsbereich zwischen Pre-sliding- und Sliding-Regime weit übersteigt (vergleiche mit Abbildung 2.18 (d)). Ein langsamer Anstieg kinetischer Reibung entlang des gesamten Verfahrwegs, und zwar für die Vorwärts- und Rückwärtsbewegung, deutet auf eine langsame Konvergenz zum stationären Verhalten des gesättigten elasto-plastischen Gleitens der kontaktierenden Reibflächen hin.

2.3.4 Gedächtnis und Drift-Effekt

Das Gedächtnis eines dynamischen Systems mit nichtlinearer Reibung steht in einem direkten Zusammenhang mit der positionsabhängigen Pre-sliding-Hysterese. Wie bereits in Abschnitt 2.2 aufgezeigt, verfügen die meisten dynamischen Reibungsmodelle über die Eigenschaft, die Pre-sliding-Hysterese und somit das Gedächtnis des Systems in seiner Zustandsabhängigkeit sinngemäß zu beschreiben. Dabei ist zwischen einem lokalen (l) und einem nicht-lokalen (nl) Gedächtnis zu unterscheiden. Um diesen Unterschied – sowie den sich daraus ableitenden Drift-Effekt – besser zu erläutern, wird eine geschlossene Hystereseschleife zwischen zwei Arbeitspunkten x_1 und x_2 betrachtet, wie in Abbildung 2.20 schematisch dargestellt. Nach der Definition des nicht-lokalen Gedächtnisses [71] fallen die Punkte

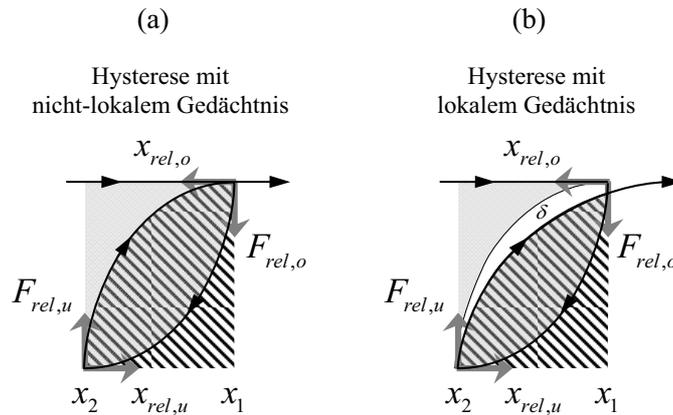


Abbildung 2.20: Pre-sliding Hysterese mit nicht-lokalem (a) und lokalem (b) Gedächtnis

des Ausscherens und der Schließung einer inneren verschachtelten Hystereseschleife zusammen (vergleiche Abbildung 2.20 (a)). Der Ursprung relativer Positions-Kraft Koordinaten $(x_{rel,o}, F_{rel,o})$ und $(x_{rel,u}, F_{rel,u})$ wird jeweils am Anfang des absteigenden und aufsteigenden Astes entsprechend gesetzt. Insofern als die zunehmende relative Widerstandskraft $F_{rel}(x)$ als Funktion des relativen Versatzes auftritt, ist die mechanische Arbeit W , welche zu einer elasto-plastischen Verformung kontaktierender Flächenunebenheiten benötigt wird, gleich der darunter liegenden Integralfäche, – grau schattiert für den absteigenden und diagonal gestrichelt für den aufsteigenden Ast der Hystereseschleife. Da die gleiche mechanische Arbeit für beide Bewegungsrichtungen benötigt wird, erfolgt keine verbleibende plastische

Deformation in einem geschlossenen x_1 - x_2 - x_1 Zyklus und es gilt

$$W_{nl,o} - W_{nl,u} = \int_{x_1}^{x_2} F_o(x) dx - \int_{x_2}^{x_1} F_u(x) dx = 0. \quad (2.21)$$

Somit rekonstruiert das Hysteresesystem seinen Ausgangszustand vollständig, was einem nicht-lokalen Gedächtnis äquivalent ist. In diesem Fall sind zwei aufeinander folgende Umkehrpunkte der Pre-sliding-Hysterese aus Sicht der Energiedissipation gut ausbalanciert, und kein Drifting erscheint während einer periodischen Systemanregung. An dieser Stelle ist anzumerken, dass explizit eine Unterschleife der Pre-sliding-Hysterese betrachtet wird und der Umkehrpunkt x_2 somit keinem vollständig gesättigten plastischen Gleiten entspricht.

In Folge wird die Pre-sliding-Hysterese mit lokalen Gedächtnis betrachtet, bei welcher der geschlossene x_1 - x_2 - x_1 Zyklus nicht in seinem Ausgangspunkt vollendet wie in Abbildung 2.20 (b) dargestellt wird. Eine Interpretation der mechanischen Arbeit gleichermaßen wie zuvor ergibt nun

$$W_{l,o} - W_{l,u} = \int_{x_1}^{x_2} F_o(x) dx - \int_{x_2}^{x_1} F_u(x) dx = \delta, \quad (2.22)$$

wobei die Differenzfläche δ einem Energiespeicher infolge der plastischen Deformation entspricht. Mit anderen Worten, weniger mechanische Arbeit wird gebraucht, um das System zum Ausgangspunkt x_1 zurückzubringen, nachdem eine Bewegungsumkehr im anderen Grenzpunkt x_2 erfolgte. Dadurch wird ein Drift-Effekt hervorgerufen, insofern als das gesättigte plastische Gleiten rechts hinter dem Grenzpunkt des geschlossenen Zyklus x_1 beginnt. In der Phase des ungesättigten Hysterese-Verhaltens können die elasto-plastisch verformten Flächenunebenheiten ihren vorherigen Zustand nicht vollständig rekonstruieren, nachdem sie bei einer Bewegungsumkehr in Gegenrichtung belastet wurden. Aus systemtheoretischer Sicht speichert das lokale Gedächtnis lediglich den letzten Zustand der Bewegungsumkehr, wobei das Wissen über die vorherigen Umkehrpunkte und verknüpfte Hysteresezustände bei jedem neuen Wendepunkt verloren geht. Daraus folgend sind die Eigenschaft des lokalen und nicht-lokalen Gedächtnisses der Pre-sliding-Hysterese und der als eine Folgebeobachtung entstehende Drift-Effekt – welcher allerdings nach dem aktuellen Stand der Technik als ein weit umstrittenes Phänomen dynamischer Reibung verbleibt (siehe zum Beispiel [5], [15], [17]) – eng miteinander verknüpft.

Folgende experimentelle Untersuchungen am Aktuatorssystem aus Anhang A.1 unterstützen die durchgeführte Analyse und geben eine neue Sichtweise auf den Drift-Effekt in angetriebenen Systemen mit nichtlinearer Reibung. Zuerst erfolgt eine langsame sinusförmige Anregung des Aktuatorsystems durch den geregelten Motorstrom mit der Frequenz 1 Hz und einer Amplitude unter dem Niveau der vorgeschätzten Coulombschen Reibung, und zwar einmal in der Phase und einmal in der Gegenphase, um somit zwei gegeneinander gerichtete Anfangsbewegungen zu erzeugen. Die gemessene Systemantwort ist in Abbildung 2.21 dargestellt. Die beiden Verläufe der Relativposition in (a) und (c) zeigen einen signifikanten Drift-Effekt, wobei dieser einen langsam in die Sättigung eingehenden Charakter

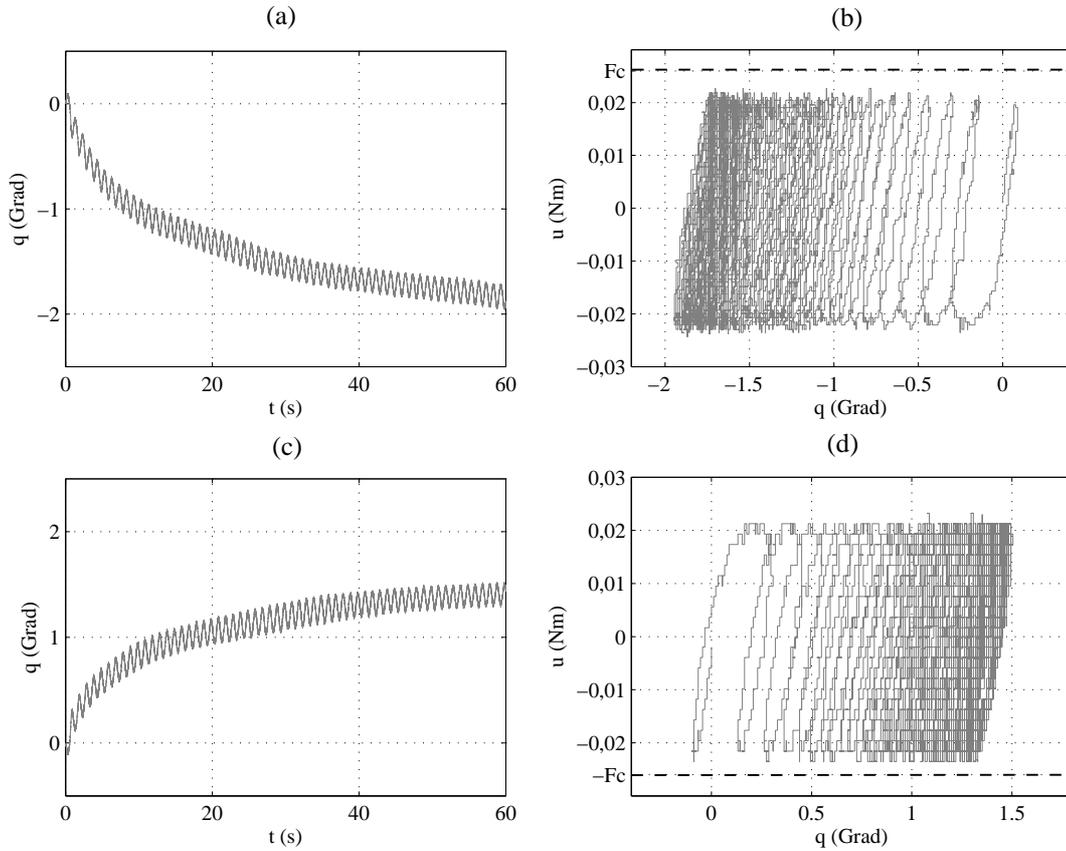


Abbildung 2.21: Gemessener Drift-Effekt bei periodischer Anregung unter dem Niveau der geschätzten Coulombschen Reibung; Verlauf der Relativposition (a) und (c); gesättigte Drift der Pre-sliding-Hysterese (b) und (d)

aufweist. Dies ist auch am Verlauf der Pre-sliding-Hysterese in Abbildung 2.21 (b) und (d) deutlich zu erkennen. Obwohl sich die Anregungsbedingungen im Laufe des Experiments nicht ändern, konvergiert die oszillierende Positionstrajektorie mit der annähernd konstanten Frequenz und Amplitude gegen die Endposition eines stabilen Grenzzyklus. An dieser Stelle ist anzumerken, dass das Aktuatorssystem in einem bereits aufgewärmten Betriebszustand verfahren wird, so dass der Einfluss temperaturbedingter Drift-Effekte ausgeschlossen werden kann. Darüber hinaus spricht das beinahe symmetrische Drifting in beide Richtungen der Anfangsbewegung eher für ein struktur- und nicht temperaturbedingtes Aufkommen.

Eine weitere Beobachtung des Drift-Effekts entsteht bei einem Standardexperiment [27], [28], bei dem die Systemanregung das Niveau der Coulombschen Reibung kurz überschreitet, so dass eine begrenzte Makrobewegung zuerst entsteht und anschließend unter dem Niveau der Coulombschen Reibung oszillierend verläuft. Eine Langzeitmessung von 10 min wurde für beide Bewegungsrichtungen durchgeführt, allerdings einmal mit 1 Hz und einmal mit 10 Hz Frequenz der oszillierenden Eingangsgröße. Vier Positionsantworten

ten des Aktuator-systems sowie die Ausschnitte der jeweils verwendeten Eingangsgrößen sind in Abbildung 2.22 detailliert dargestellt. Alle Bewegungstrajektorien starten bei einer Null-Relativposition, wobei diese außerhalb der dargestellten Diagramme liegt, um eine bessere Visualisierung des eigentlichen Drift-Effekts zu ermöglichen. Aus den vergrößerten Ausschnitten der Relativposition (markiert mit Pfeilen) wird offensichtlich, dass die Systembewegung nach dem Anfangsimpuls nicht aufhört und in allen vier Fällen ein kontinuierlich oszillierendes Verhalten zeigt. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Breite des „Oszillation-Schlauchs“ etwa 0.1 Grad beträgt, wobei die Auflösung des Positionssensors bei etwa 0.01 Grad liegt, so dass es sich hier offensichtlich um kein Messrauschen handelt. Worin sich die Drift-Trajektorien für beide Bewegungsrichtungen voneinander unterscheiden, ist der entscheidende Punkt, dass die variable Anregungsfrequenz einmal zu einem kontinuierlichen (bei 1 Hz) und einmal zu einem in die Sättigung verlaufenden (bei 10 Hz) Drift hin-führt, und zwar für beide Bewegungsrichtungen. Somit ist der Drift-Effekt dy-

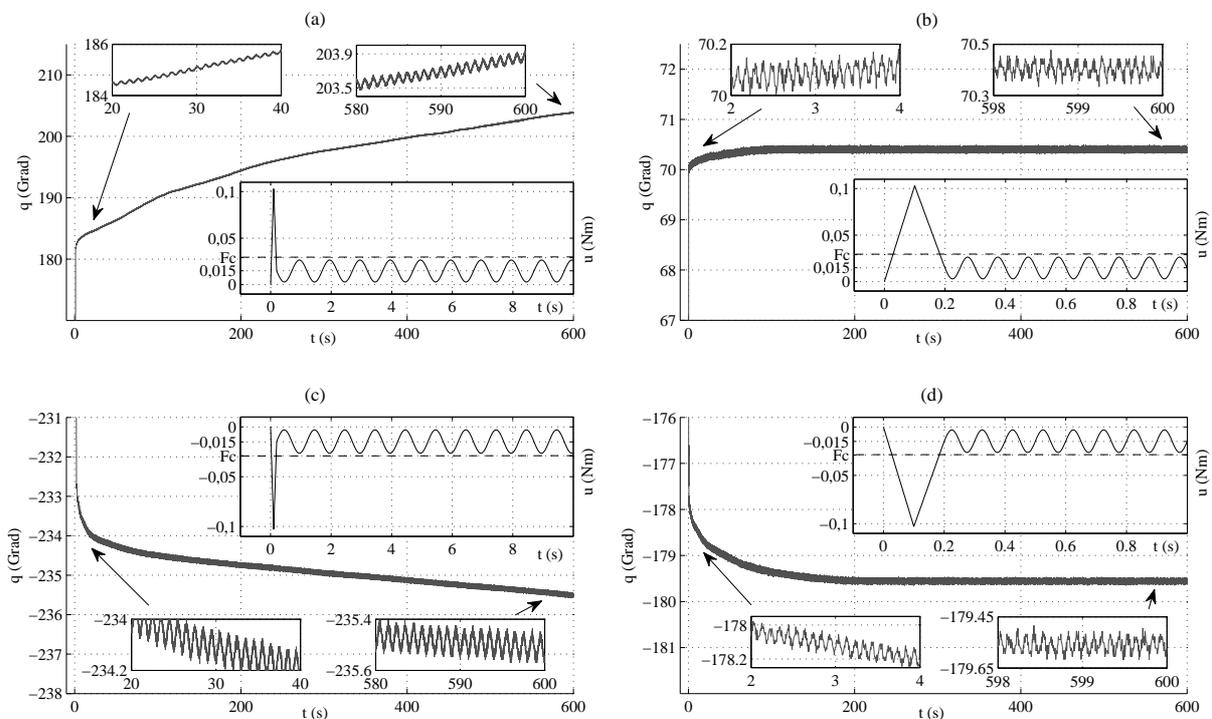


Abbildung 2.22: Gemessener Drift-Effekt beim Durchführen des Standard-Driftexperiments [27], [28]: (a) positive Richtung 1 Hz, (b) positive Richtung 10 Hz, (c) negative Richtung 1 Hz, (d) negative Richtung 10 Hz

namischer Reibung kein unechtes Phänomen, welches in Einzelfällen der Mikrobewegung auftritt und vielmehr von den Anregungsbedingungen (unter dem Niveau der konstanten Coulombschen Reibung) abhängt. Eine tiefer gehende Analyse der Drift-Dynamik erfordert eine sorgfältige experimentelle Untersuchung des Systemverhaltens in einem breiten Frequenzbereich sowie bei einer systematischen Variation von Anregungsamplituden zwi-

schen Null und der Coulombschen Reibung unter Berücksichtigung des DC Offsets, was allerdings den Rahmen der vorliegenden Arbeit überschreiten würde.

Diskussion

Die in diesem Kapitel vorgestellten Modelle dynamischer Reibung aus dem neusten Stand der Technik sowie die vorgeführten Eigenschaften der nichtlinearen Aktuatordynamik mit Reibung dienen weiter der Herleitung des Zwei-Zustands-Modells mit Elasto-Plastizität. Vor allem die gewonnenen Erkenntnisse über Losbrechbedingungen und das Gedächtnis der Pre-sliding-Hysterese unterstützen weitere Annahmen über die Modellstruktur und verwendete Form der beschreibenden mathematischen Formalismen. Das erläuterte und ansonsten aus der Praxis der Aktuatorssysteme gut bekannte Stick-Slip-Verhalten bietet ein besseres Sachverständnis bezüglich der Wechselwirkungen zwischen der nichtlinearen dynamischen Reibung und der restlichen, häufig als linear angenommenen, Systemdynamik an. Zudem bildet das im Frequenzbereich aufgezeigte Systemverhalten mit Reibung eine Ausgangslage für einen neu entwickelten Ansatz zur Reibungsidentifikation, welcher in Abschnitt 4.3 vorgestellt wird.

Kapitel 3

Zwei-Zustands-Modell mit Elasto-Plastizität

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Zwei-Zustands-Modell mit Elasto-Plastizität [85], [87], [88] (weiter als 2SEP-Modell) stellt einen Fortschritt auf dem Gebiet der regelungsorientierten Modellierung kinetischer Reibung dar, mit der Zielsetzung, diese zu kompensieren. Das vorgeschlagene Modell ist in Einklang mit dem Stand der Technik und bietet einen kompakten Parametersatz zur Beschreibung der hysteretischen, transienten und quasi-stationären Antwort kinetischer Reibung an. Bei einer Einordnung des Modells innerhalb der bereits existierender Reibungsmodelle aus dem neusten Stand der Technik kann dieses zwischen dem LuGre- und GMS-Modell platziert werden. Zum einen beruht das neue Modell auf einer physikalisch nachvollziehbaren und bereits bewährten Borsten-Approximation der reibenden Kontaktflächen, wobei die Deformation einzelner Borsten als elasto-plastisch angenommen wird. An dieser Stelle ist anzumerken, dass sich die eingeführte Modellstruktur, Gleichungen sowie Parametrierung von dem existierenden Ein-Zustands- elasto-plastischen Modell [28] – beschrieben in Abschnitt 2.2.3 – deutlich unterscheiden. Die bei der Benennung des Modells gleichermaßen verwendete Begrifflichkeit „Elasto Plastizität“ bezieht sich auf eine explizite Betrachtung des Verhaltens der reibenden Kontaktflächen als elasto-plastisch. Zum anderen bildet das neue Modell das Übergangsverhalten dynamischer Reibung in Form eines Attraktors mit der geschwindigkeitsabhängigen Konvergenz gegen die stationäre charakteristische Stribeck-Kurve im Sliding-Regime ab. Dabei wird der beschleunigungsabhängige Reibungsnachlauf sinngemäß als ein Verzögerungsglied beschrieben. Gleichzeitig wird der ansonsten weit verbreitete Einsatz der Schwellwerte und Schaltfunktionen bei der Beschreibung des Übergangs zwischen dem Pre-sliding- und Sliding-Regime vermieden. In diesem Kapitel wird das 2SEP-Modell mit seinen Hauptformalismen eingeführt und hierbei werden die aus Sicht der Prozessreibung am meisten relevanten Modelleigenschaften im Detail analysiert und beschrieben.

3.1 Elasto-Plastizität der Reibungsflächen

Zur Beschreibung der Elasto-Plastizität von zwei aneinander reibenden Kontaktflächen wird zuerst ein Spannungs-Dehnungs-Verhalten metallischer Konstruktionswerkstoffe [20] in Betracht gezogen. Metallische Konstruktionswerkstoffe weisen verschiedene Spannungs-Dehnungs-Verläufe abhängig von der kristallografischen Struktur und darüber hinaus thermischen, mechanischen, beziehungsweise chemischen Nacharbeitung auf. Dennoch besitzen mehrere Metallegierungen einen qualitativ ähnlichen Spannungs-Dehnungs-Verlauf, welcher in typische sequentiell zueinander auftretende Deformationsphasen aufgeteilt werden kann, was in Abbildung 3.1 schematisch dargestellt ist.

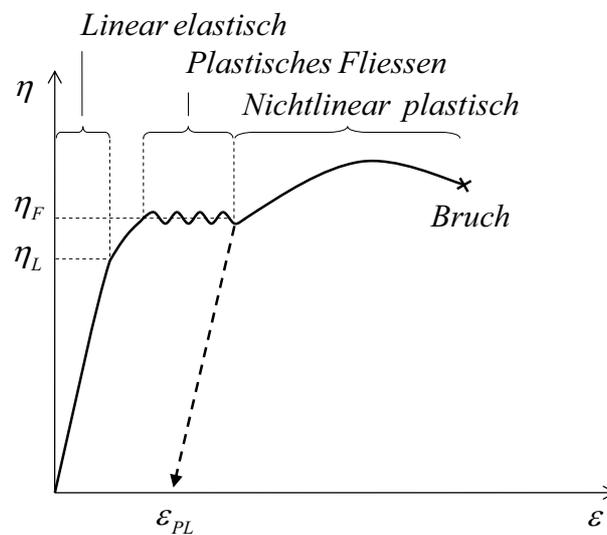


Abbildung 3.1: Charakteristisches Spannungs-Dehnungs-Diagramm einer elasto-plastischen Deformation metallischer Konstruktionswerkstoffe

Ausgehend von einem unbelasteten Zustand verhält sich die Dehnung ε zuerst linear proportional zur mechanischen Spannung η , die wiederum proportional zur wirkenden Kraft und invers zum Querschnitt des Körpers auftritt. Dieser reversible Vorgang wird als eine elastische Deformation bezeichnet und stellt aus Sicht der Systemtheorie ein lineares Federverhalten dar. Beim Erreichen eines Grenzwertes/-bereiches linearer Elastizität η_L dehnt sich das Material weiter aus, hier allerdings mit einem nichtlinearen Spannungs-Dehnungs-Verlauf. Der nächste Wendepunkt im Spannungs-Dehnungs-Diagramm ist der Übergang zum plastischen Fließen η_F , hinter welchem sich das Material fortdauernd ausdehnt, wobei es einer beinahe konstanten Spannung unterliegt. Wechselt die zeitliche Ableitung mechanischer Spannung während des plastischen Fließens ihr Vorzeichen, wird das Material entsprechend entspannt und anschließend in Gegenrichtung erneut belastet. Dabei verläuft die Spannungs-Dehnungs-Kurve entlang einer anderen irreversiblen Trajektorie, in Abbildung 3.1 mit einer Strichlinie gekennzeichnet. Dadurch beinhaltet ein geschlossener Belastungs-Entlastungs-Zyklus eine Art Hystereseschleife, welche die Energiedissipation

aufgrund elasto-plastischer Materialverformung charakterisiert. Bei den dynamischen Vorgängen kann dieser Effekt als eine Form der Strukturdämpfung angesehen werden. Während des plastischen Fließens erreicht die Dehnung einen irreversiblen Zustand ε_{PL} , welcher auch nach einer vollständigen Entspannung des Materials erhalten bleibt und als plastische Verformung zu verstehen ist. Wird der Spannungsbereich η_F weiterhin überschritten, erfolgt erneut eine nichtlineare Materialhärtung, und die entsprechende plastische Deformation setzt sich bis zu einem abschließenden Materialbruch fort.

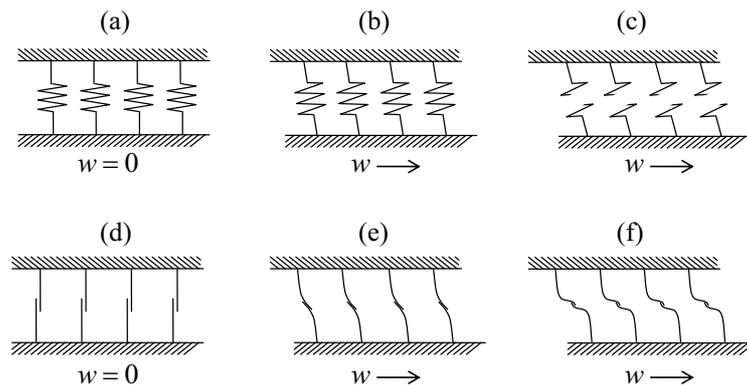


Abbildung 3.2: Approximation der kontaktierenden Flächenunebenheiten durch idealisierte elastische (a–c) und elasto-plastische (d–f) Borsten: (a), (d) Stillstand, (b), (e) elastische Deformation beim Bewegungsanfang, (c) Losbrechen, (f) elasto-plastisches Gleiten

Wie in Abschnitt 2.2 bereits erwähnt, können die kontaktierenden Flächenunebenheiten idealisiert als elastische Federn dargestellt werden (siehe Abbildung 3.2 (a–c)). Überschreitet die entstehende Bewegung eine definierte Losbrechbedingung, werden die Verbindungen gebrochen – wie in Abbildung 3.2 (c) dargestellt – worauf folgend das Sliding-Regime auftritt, wenn die Zeit zum Entstehen neuer Verbindungen nicht ausreicht. Bei jeder Bewegungsumkehr formieren sich die Federverbindungen erneut und werden anschließend in Gegenrichtung belastet, so dass sich das System wieder im Pre-sliding-Regime befindet. Im Zuge der aktuellen Modellbildung wird eine Borsten-Approximation mit elasto-plastischem Verhalten angenommen. Am Anfang der Bewegung unterliegen einzelne Borsten einer elastischen Deformation – ähnlich wie in einem rein elastischen Fall (vergleiche Abbildung 3.2 (b) und (e)). Ein zunehmender relativer Versatz bringt die Borsten zum plastischen Fließen, welches dann in eine elasto-plastische Sättigung übergeht (in Abbildung 3.2 (f) schematisch dargestellt). Dabei gleiten die verformten, allerdings nicht vollständig gebrochenen Borsten beider Kontaktflächen übereinander und verursachen somit eine annähernd konstante Tangentialkraft. Wird die Relativgeschwindigkeit weiterhin nicht erhöht, bleibt das System im Pre-sliding-Regime und weist ein gesättigtes elasto-plastisches Verhalten auf. Erst bei einer Bewegungsumkehr werden die Verbindungen erneut formiert und belastet, so dass sich die elasto-plastische Verformung der Borsten, diesmal in Gegenrichtung, in gleicher Art und Weise wiederholt.

3.2 Modellstruktur

Das gesamte dynamische Reibungsverhalten wird als eine Linearkombination der hysteretischen und transienten Antwort des Systems beschrieben

$$F = A z_1 + B |w| z_2 . \quad (3.1)$$

Dabei konvergiert der Verlauf der Reibungskraft beim Übergang zwischen dem Pre-sliding- und Sliding-Regime gegen die quasi-stationäre Reibungskennlinie, welche durch die weit etablierte und gut bewährte Stribeck-Kurve dargestellt wird. Anders als bei den Ein-Zustands- [24], [114], [28] und Mehr-Zustands- [43], [107], [4] Modellen dynamischer Reibung wird eine Zwei-Zustands-Dynamik explizit angenommen. Dabei werden die beiden Zustandsvariablen zur Nachbildung der sich voneinander unterscheidenden Wirkmechanismen, welche dennoch gleichzeitig zur gesamt wirkenden Reibungskraft beitragen, sinngemäß gewählt.

Die während einer unidirektionalen Bewegung unabhängige Zustandsvariable z_1 beschreibt die hysteretische Antwort des elasto-plastischen Reibungsverhaltens im Pre-sliding-Regime. Wird eine plastische Sättigung erreicht, verbleibt der Beitrag des Pre-sliding-Zustandes zur Reibungsbilanz konstant, bis eine Umkehr der Relativbewegung auftritt.

Die zweite abhängige Zustandsvariable z_2 beschreibt das Übergangsverhalten dynamischer Reibung in ihren quasi-stationären Zustand, bei dem die Bewegung des Systems mit einer konstanten oder sich nur langsam ändernden Relativgeschwindigkeit verläuft.

Die beiden Linearkoeffizienten A und B bestimmen die Gewichtung der Zustände und hängen zum einen von der Art der gewählten Zustandsgleichungen, zum anderen von den strukturspezifischen Eigenschaften der reibenden Kontaktflächen ab. Die gewichtete Superposition der Zustandsvariablen ergibt die gesamte dynamische Reibungskraft als Funktion beider Größen, der Relativposition und der Relativgeschwindigkeit. Dabei unterstützt das 2SEP-Modell die allgemeine Struktur der empirisch motivierten, heuristischen Reibungsmodelle [3], welche durch die beiden Gleichungen (2.13) und (2.14) definiert wird. Bei einem vollendeten Übergangsverhalten ($\dot{\mathbf{z}} = 0$) ist die Reibungskraft eine statische Funktion der konstanten Relativgeschwindigkeit; bei den dynamischen Übergängen ist $\dot{\mathbf{z}}$ eine nichtlineare Vektorfunktion des Zustands, der Relativposition und der Relativgeschwindigkeit gleichzeitig.

Durch eine zusätzlich eingeführte lineare Abhängigkeit des transienten Zustands vom Absolutwert der Relativgeschwindigkeit in (3.1) wird der Beitrag der Übergangsdynamik in der Nähe zur Null-Geschwindigkeit stark reduziert. Somit ist die Reibung im Pre-sliding-Regime meist von dem hysteretischen Systemzustand abhängig und demzufolge vorwiegend eine Funktion der Relativposition. Dennoch ist eine langsame Konvergenz zum quasi-stationären Reibungsverhalten bei niedrigen konstanten Relativgeschwindigkeiten gegeben, was einem angelaufenen Gleitmechanismus nahe kommt und durch die in Abschnitt 2.3.3 aufgezeigten experimentellen Beobachtungen unterstützt wird. Die Wahl der Zustandsgleichung zur Beschreibung des hysteretischen Verhaltens im Pre-sliding-Regime unterliegt einer gewissen Freiheit, wobei die Anzahl der freien Parameter und die Realitätsnähe der abgebildeten inneren und äußeren Hystereseschleifen als signifikanteste Eignungskriterien

gelten. Eine beträchtliche Menge der differentiellen Modelle der Hysterese [111] ist grundsätzlich für diese Zwecke geeignet, wie zum Beispiel in [85] eingesetzt, birgt allerdings die Gefahr einer von der Art der Implementierung und des verwendeten Gleichungslösers (Solver) abhängigen Divergenz der berechneten Zustände, ebenso wie Instabilität des Gesamtmodells, wie in Arbeiten zum LuGre-Modell [32], [64] aufgezeigt wurde. Aus diesem Grunde wird in der aktuellen Fassung des 2SEP-Modells auf eine Verwendung differentieller Modelle zur Abbildung der Pre-sliding-Hysterese verzichtet.

Die durch die Zustandsvariable z_2 erfasste transiente Antwort kinetischer Reibung verursacht den in Abschnitt 2.2 bereits erwähnten Reibungsnachlauf (frictional lag), welcher nach dem heutigen Stand der Technik zu den Grundeigenschaften dynamischer Reibung [5] gehört. Der Reibungsnachlauf [3] erscheint als ein Zeitverzug zwischen der nicht-konstanten Relativgeschwindigkeit und der daraus resultierenden Reibungskraft. Der Reibungsnachlauf als Phänomen bezieht sich auf die Zeit, welche für die Änderung des Schmierfilms im Falle einer viskosen, oder für das „Versinken“ der Kontaktflächen ineinander im Falle einer trockenen Reibung, erforderlich wird. Bei höheren Relativbeschleunigungen während einer Bewegungsumkehr besitzen die kontaktierenden Flächenunebenheiten ein höheres Trägheitsniveau, wodurch die entgegen wirkenden Reibungsmechanismen stärker gehemmt werden. Als Ergebnis wird der Verlauf transientser Geschwindigkeits-Reibungs-Kurven in Richtung größerer Absolutwerte der Relativgeschwindigkeit ausgedehnt, was einem beschleunigungsabhängigen Nachlauf dynamischer Reibung gleichkommt. Wird die Zustandsvariable z_2 als eine Abbildung des Übergangsverhaltens angesehen, so ist die entsprechende Zustandsgleichung in Form eines Attraktors in Richtung der quasi-stationären charakteristischen Reibungskurve zu definieren. Die Konvergenz der dynamischen Reibungstrajektorie zu ihrem stationären Zustand hängt dabei vom zeitlichen Verlauf beider kinetischer Bestimmungsgrößen, der Relativgeschwindigkeit und der Relativbeschleunigung, des Systems ab.

3.3 Pre-sliding-Hysterese

Das im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelte Modell der Pre-sliding-Hysterese [88] ist durch die Maxwell-Slip Struktur der parallel geschalteten elasto-plastischen Slider-Elemente motiviert und wird in diesem Zusammenhang als Modified Maxwell-Slip- (MMS) Modell bezeichnet. Die Struktur des MMS-Modells ist in Abbildung 3.3 (a) dargestellt (vergleiche mit der Maxwell-Slip Struktur in Abbildung 2.7). Ein einziges masseloses Slider-Element wird im MMS-Modell angenommen, wobei der entscheidende Unterschied zu dem ursprünglichen Maxwell-Slip-Modell in der verwendeten Verbindungsfeder liegt. Das MMS-Modell setzt eine nicht-reversierbare nichtlineare Feder mit elasto-plastischen Eigenschaften voraus, wobei die kontinuierlich abnehmende Federsteifigkeit $K(x)$ bei einem gesättigten plastischen Verhalten gegen Null konvergiert. Der Initialwert der Federsteifigkeit wird bei jeder Umkehr der Bewegungsrichtung erneut gesetzt. Die entsprechende Eingangs-Ausgangs-Abbildung der Pre-sliding-Hysterese bei einer als exponentiell angenommenen Verringerung der Federsteifigkeit ist in Abbildung 3.3 (b) dargestellt. Ausgehend von einer Null-Ruhelage steigt die positionsabhängige Reibungskraft an und behält anschließend den erreichten gesättigten

Zustand bei, bis der Verlauf der Eingangsgröße ihre Richtung wechselt. Eine geschlossene Hystereseschleife folgt immer der gleichen Trajektorie, unabhängig von der Anzahl der durchlaufenen Zyklen einer periodischen Eingangsgröße.

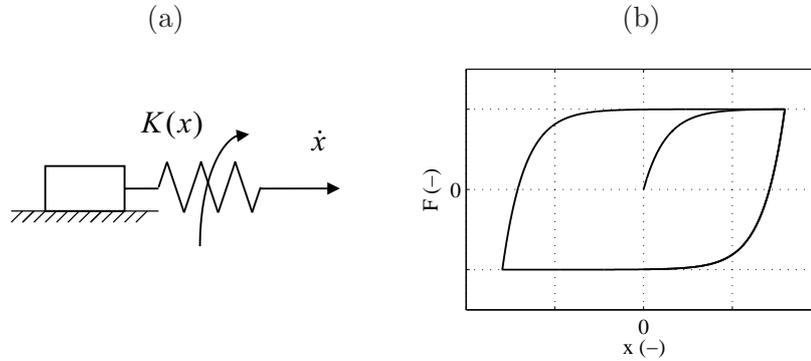


Abbildung 3.3: Modifiziertes (Modified) Maxwell-Slip-Modell der Pre-sliding-Hysterese (a), die Eingangs-Ausgangs-Abbildung (b)

Das neue Modell des Pre-sliding-Verhaltens kinetischer Reibung erfordert eine Reihe von Annahmen, um die etablierten Eigenschaften dynamischer Reibung nicht zu verletzen.

Annahme 3.1. *Die Pre-sliding-Hysterese dynamischer Reibung wird als frequenzunabhängig (rate independent) angenommen. Somit besitzt eine periodische Eingangs-Ausgangs-Abbildung der Positions-Kraft-Hysterese die gleiche Form für alle Eingangsfrequenzen.*

Die als Eigenschaft definierte Frequenzunabhängigkeit im Pre-sliding-Regime beruht auf früheren Arbeiten zur Betrachtung geometrischer Deformationen der Unebenheiten auf der Oberfläche kontaktierender Materialien (siehe zum Beispiel [3] für weitere Details). Da die Trägheitsmomente auf makroskopischer Ebene während des Pre-sliding-Regimes vernachlässigt werden können, ist eine nichtlineare Abbildung $\dot{x} \mapsto F$ invariant zu affinen Transformationen auf der Zeitachse. Somit ist ein Eingangs-Ausgangs-Tupel $(\dot{x}(t), F(t))$ äquivalent zu demjenigen $(\dot{x}(a + bt), F(a + bt))$ für alle $a \in \mathbb{R}$ and $b \in \mathbb{R}^+$. In Anbetracht einer geschlossenen Bilanz der auf einen bewegten Körper wirkenden Kräfte/Momente wird eine frequenzunabhängige Reibung im Pre-sliding-Regime angenommen, wobei der gesamte frequenzabhängige Beitrag zur Systemdynamik auf die Seite der makroskopischen und zudem konzentrierten Trägheit des bewegten Körpers verlagert wird.

Annahme 3.2. *Die elasto-plastische Deformation der Flächenunebenheiten saturiert auf dem Niveau der Coulombschen Reibung, welche als die Obergrenze für die Reibungskraft im Pre-sliding-Regime angenommen wird.*

Das in diesem Abschnitt betrachtete Reibungsverhalten dient lediglich zur Beschreibung des Pre-sliding-Regimes, so dass weder das Übergangverhalten noch der quasi-stationäre Stribeck- und viskose Effekt hierdurch abgedeckt werden. Das einfache Coulombsche Reibungsgesetz verbleibt allgemein gültig, insofern die einwirkende Normalkraft als konstant

gilt und keine signifikanten Einflüsse des Übergangsverhaltens angenommen werden. Die letzte Bedingung erfordert niedrige Beschleunigungen und Geschwindigkeiten, um die hier nicht betrachteten transienten Reibungseffekte zu eliminieren.

Annahme 3.3. *Die Haftreibungszahl, welche die maximale Tangentialkraft infolge der wirkenden Haftreibung charakterisiert, verbleibt im Laufe der Zeit konstant.*

Die konstante Haftreibungszahl, welche ansonsten als Funktion der vom System in seiner Ruhelage verbrachten Zeit anzusehen ist (siehe Abschnitt 2.1), bestimmt das Niveau der Haftreibung, welche es zu überwinden gilt, damit sich der angetriebene Körper in Bewegung setzt. Dies gleicht dem zeitinvarianten Verhalten der wirkenden Reibungsmechanismen, das in den meisten regelungsorientierten Modellen kinetischer Reibung angenommen wird.

Unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen 3.1–3.3 wird die Zustandsdynamik z_1 für das Pre-sliding-Regime eingeführt. Dabei wird eine Steifigkeit angenommen, die mit einer nach jeder Bewegungsumkehr ansteigenden Relativposition x_r , exponentiell absteigt, wobei der Grenzwert für die z_1 Konvergenz durch den Betrag der Coulombschen Reibung festgesetzt wird. Die entsprechende Zustandsgleichung wird als eine nichtlineare Differentialgleichung erster Ordnung definiert

$$\frac{dz_1}{dt} = \Omega w(t) K(z_1(t_r)) \exp\left(-K(z_1(t_r))|x_r|\right), \quad (3.2)$$

mit

$$\Omega = |\operatorname{sgn}(w) F_c - F|, \quad (3.3)$$

wenn die Bewegungsumkehr auftritt. Die variable Belastbarkeit Ω der sich elasto-plastisch ausdehnenden Feder speichert den Reibungszustand der letzten Bewegungsumkehr, bei der die verformten Flächenunebenheiten zuerst entspannt und anschließend erneut in Gegenrichtung belastet werden. Der Betrag der Federbelastbarkeit liegt immer zwischen 0 und $2F_c$, unabhängig vom aktuellen Hysteresezustand und dem Richtungswechsel. Dies garantiert eine exponentielle Konvergenz des dynamischen Zustands zur Coulombschen Reibungskraft, welche als oberer Grenzwert des elasto-plastischen Gleitens angenommen wird. Erwartungsgemäß und wie in [67] aufgezeigt, hängt die Initialsteifigkeit $K(\cdot)$ bei der Bewegungsumkehr vom momentanen Zustand der elasto-plastischen Feder ab. Im einfachsten Fall kann diese Abhängigkeit durch einen funktionalen Zusammenhang zur variablen Belastbarkeit abgebildet werden. Hier dient die normierte Größe $\nu = \Omega/(2F_c) \in \{0, \dots, 1\}$ als Relativmaß für die Belastbarkeit der Feder. Die Federbelastbarkeit, welche eine Verformungskapazität bis zum elasto-plastischen Gleiten abbildet, ist kleiner, je größer die Initialsteifigkeit der hysteretischen Feder ist, so dass K und ν in einer Umkehrrelation zueinander stehen. Da die Federsteifigkeit eine mittlere Steifigkeit der kontaktierenden Flächenunebenheiten entlang der Bewegungsrichtung repräsentiert, wird im Hinblick auf die zweite Dimension (Tiefe) der Kontaktflächen eine quadratische Umkehrrelation angenommen, und die Initialsteifigkeit durch $K(\Omega) = K/\nu^2, \forall \nu \neq 0$ abgebildet.

Der Relativversatz

$$x_r(t) = \int_{t_r}^t w(t) dt \quad (3.4)$$

wird zu jedem Zeitpunkt der Bewegungsumkehr t_r auf Null zurückgesetzt, so dass dieser die untere Integrationsgrenze darstellt. Lediglich zwei freie Parameter, die konstante Coulombsche Reibung F_c und der konstanter Initialwert der Federsteifigkeit K (für $\nu = 1$), bestimmen die Gesamtform der Hysterese-Abbildung, welche beispielhaft in Abbildung 3.3 (b) dargestellt wird. Die mit (3.2) und (3.3) beschriebene Zustandsdynamik ist frequenzunabhängig für sowohl äußere (gesättigte) und innere (ungesättigte) Hystereseschleifen. Weitere Eigenschaften des MMS-Modells werden zusammen mit den weiteren Eigenschaften des 2SEP-Modells in Abschnitt 3.5 detailliert beschrieben und mit Hilfe der durchgeführten Simulationen veranschaulicht dargestellt.

3.4 Übergangsverhalten

Die Zustandsgleichung des zur Beschreibung des Übergangsverhaltens dynamischer Reibung verwendeten Attraktors ist wie folgt definiert

$$\frac{dz_2}{dt} = \frac{S(w) - F}{|S(w)|}, \quad \forall \quad w \neq 0. \quad (3.5)$$

Dabei bezeichnet $S(w)$ die in (2.6) bereits eingeführte stationäre Reibungskennlinie, welche zum einen die Stribeck-Funktion aus (2.5), und zum anderen die lineare viskose Reibung σw abbildet. Aufgrund der Unstetigkeit der Stribeck-Funktion im Nullpunkt wird die Übergangsdynamik nur für $w \neq 0$ definiert. Dabei gilt

$$w = 0 \quad \rightarrow \quad \frac{dz_2}{dt} = 0. \quad (3.6)$$

Da z_2 eine von z_1 abhängige Zustandsvariable darstellt, wird dadurch die Steuerbarkeit der gesamten Reibungsdynamik nicht beeinflusst. Drei Fälle sind im Hinblick auf (3.6) zu unterscheiden:

- (i) $w(t) = 0 \wedge w(t_-) = 0 \wedge w(t_+) \neq 0$;
- (ii) $w(t) = 0 \wedge w(t_-) \neq 0 \wedge w(t_+) \neq 0$;
- (iii) $w(t) = 0 \wedge w(t_-) \neq 0 \wedge w(t_+) = 0$.

Im Falle (i) fängt die Relativbewegung aus einer Ruhelage an, so dass der Anfangszustand $F(t_-) = 0$ vorausgesetzt wird. Dabei wird die Reibungsdynamik am Anfang der Bewegung allein durch die während einer unidirektionalen Bewegung unabhängige Zustandsvariable z_1 bestimmt, und $\dot{z}_2 \neq 0$ tritt erst auf, sofern die Relativgeschwindigkeit $w(t_+)$ – auch wenn nur infinitesimal klein – von Null abweicht. Im Falle (ii) wechselt das System seine Bewegungsrichtung, ohne beim Übergang durch $w = 0$ für eine zu betrachtende Zeit angehalten zu werden. Dabei werden die kontaktierenden Flächenunebenheiten aus einer Richtung in die Gegenrichtung belastet, so dass die Vorzeichen der gewechselten Relativgeschwindigkeit und der resultierenden Reibungskraft nach dem Übergang durch $w = 0$ zuerst nicht übereinstimmen. Der elastische Anteil der dadurch kurzfristig mitwirkenden Haftkontakte

sowie die Trägheit der Flächenunebenheiten sorgen für eine transiente Diskrepanz im Vorzeichen beider dynamischer Größen. Diese weitgehend bedeutende Eigenschaft sorgt dafür, dass die dynamische Reibung beim Übergang durch $w = 0$ nicht sofort zu Null wird, sondern einen entsprechenden Reibungsnachlauf ausführt (siehe weiter in Abbildung 3.9 (b)). Im Falle (iii) kommt das System nach einer ausgeführten Bewegung zu einem Stillstand, wobei die absolute Null-Geschwindigkeit nach dem Zeitpunkt t vorausgesetzt wird. Wird das System im Zeitpunkt t unter diesen idealen Bedingungen vollständig angehalten, verbleibt die unmittelbar vor dem Stillstand wirkende Reibungskraft $F(t_-) \neq 0$ bestehen und stellt somit den angespannten Zustand der kontaktierenden Oberflächen dar. In der Tat erfährt aber ein physikalisches System mit einer bewegten Masse vor seinem vollständigen Stillstand eine Reihe von den die Richtung wechselnden Mikrobewegungen (Akkommodation), so dass die resultierende Reibungskraft innerhalb einiger Zyklen wiederum zu Null konvergiert. Ein sofortiger Stillstand aus einer Makrobewegung ist im realen Betrieb eher selten, wird aber rein theoretisch nicht von vornherein ausgeschlossen.

Leicht umgeformt aus (3.5) ergibt sich der Gesamtwert der Reibungskraft als

$$F = S(w) - |S(w)|\dot{z}_2 = S(w)(1 - \text{sgn}(w)\dot{z}_2). \quad (3.7)$$

Es ist offensichtlich, dass nach dem Abklingen aller Eigenbewegungen der Reibungsdynamik ($\dot{z}_2 = 0$) der Gesamtwert der wirkenden kinetischen Reibungskraft dem stationären Wert aus einer charakteristischen Kennlinie gleicht. Zur weiteren Analyse der eingeführten Übergangsdynamik werden die rechten Seiten der Gleichungen (3.1) und (3.7) gleichgesetzt, so dass sich ergibt:

$$S(w) - |S(w)|\dot{z}_2 = A z_1 + B |w| z_2. \quad (3.8)$$

Nach einer Umformung und Normierung der Gleichungskoeffizienten ergibt sich somit

$$\dot{z}_2 + \frac{B|w|}{|S(w)|} z_2 = \text{sgn}(w) - \frac{A}{|S(w)|} z_1. \quad (3.9)$$

Wird die rechte Seite der Gleichung (3.9) mit einer unabhängigen Zustandsvariablen z_1 als eine Anregung des Reibungssystems angesehen, ergibt sich auf der linken Seite ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit einer variablen, geschwindigkeitsabhängigen Zeitkonstante $T = |S(w)|/(B|w|)$. Es ist offensichtlich, dass größere Absolutwerte der Relativgeschwindigkeit, ebenso wie Einstellwerte des Parameters B , zu den kleineren Verzögerungen der Zustandsdynamik führen und somit eine schnellere Konvergenz des Reibungszustandes zu seinem quasi-stationären Wert verursachen. Werden bei einer ansteigenden Absolutgeschwindigkeit kleine Änderungen der quasi-stationären Reibungskennlinie im Vergleich zu $B|w|$ angenommen, wird das Verzögerungsverhalten – und somit der Reibungsnachlauf – hauptsächlich durch die Dynamik des bewegten Körpers bestimmt. Eine stabile, nichtschwingungsfähige Konvergenz zum quasi-stationären Zustand ist dennoch durch das PT_1 Verhalten gewährleistet.

Bei genauerer Betrachtung der rechten Seite der Gleichung (3.9), hier vereinfacht als u bezeichnet, wird deutlich, dass die Anregung des Übergangsverhaltens dynamischer Reibung die Art eines sich im Laufe der Zeit reduzierenden Einheitssprungs darstellt. Zum

Anfang der Relativbewegung gilt $w \cong 0 \rightarrow z_1 \cong 0$ und $|S(w)| \gg z_1$, so dass $|u| \approx 1$. Eine Relativgeschwindigkeit $|w| \neq 0$ verursacht zwangsläufig den Anstieg von $|z_1|$, so dass die Anregung des Übergangsverhaltens dynamischer Reibung im Laufe der Zeit reduziert wird. Erreicht der Pre-sliding-Zustand dynamischer Reibung einen Grenzwert $|z_1^{\max}| = |S(w)|/A$, wird das Übergangsverhalten aus (3.9) zu einem freien System, so dass die Zustandsdynamik \dot{z}_2 lediglich durch den aktuellen Zustandswert und die sich weiter ändernde Relativgeschwindigkeit bestimmt wird. Die Entstehung der freien Übergangsphasen im dynamischen Reibungsverhalten ($u = 0$) hängt allerdings von der Wahl des Gewichtungsfaktors A sowie der Parameter der Stribeck-Funktion ab.

3.5 Modelleigenschaften

Zur Simulation des implementierten 2SEP-Modells der Reibung wird ein Simulations-Solver dritter Ordnung (Bogacki-Shampine-Methode) von MATLAB/Simulink mit einer fest eingestellten Schrittweite von $500 \mu\text{s}$ angewendet. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Schrittweite im Hinblick auf die Echtzeitsimulation und -kompensation auf der Hardware-Zielplattform (siehe Anhang A.1) explizit gewählt wurde.

3.5.1 Quasi-stationäres Verhalten

Das quasi-stationäre Verhalten des 2SEP-Modells ergibt sich aus einer einzigen Bedingung, nämlich der sehr niedrigen Relativbeschleunigungen $dw/dt \cong 0$, bei welchen die ermittelte Geschwindigkeits-Reibungs-Kurve als eine statische, charakteristische Kennlinie angesehen werden kann. Wird unter dieser Bedingung, die mit (3.2) und (3.5) eingeführte Reibungsdynamik eliminiert, nimmt die Reibungskraft F nach Gleichung (3.7) einen stationären, geschwindigkeitsabhängigen Wert der Stribeck-Funktion an. Zum Nachweis werden die stationären Werte beider Zustandsvariablen einzeln analysiert. Nach einer Zeitintegration der Gleichung (3.2) und Umformung ergibt sich der statische Wert

$$z_1 = \begin{cases} \Omega(1 - \exp(-K|x_r|)) + F_{t_r} & \text{für } x_r > 0, \\ -\Omega(1 - \exp(-K|x_r|)) - F_{t_r} & \text{für } x_r < 0, \end{cases} \quad (3.10)$$

welcher ausschließlich von der resultierenden Relativposition abhängt, vorausgesetzt, dass zwischenzeitlich keine Wechsel der Bewegungsrichtung auftreten. Die Konstante F_{t_r} bezeichnet den Reibwert zum Zeitpunkt der letzten Bewegungsumkehr t_r . Es ist anzumerken, dass eine Fallunterscheidung für die positive und negative Bewegungsrichtung infolge des Betrages in (3.2) getroffen werden muss. Weiterhin wird eine konstante Initialsteifigkeit $K = \text{const}$ angenommen. Setzt man $w \neq 0$, auch wenn infinitesimal klein, voraus, so wird nach einer finiten Zeit der Zustand $z_1 = \text{sgn}(w)F_c$ erreicht, welcher ausschließlich von der Bewegungsrichtung abhängt. Somit ist der stationäre Beitrag der Zustandsvariable z_1 zum Gesamtwert der Reibung gegeben. Wird nun ein entsprechender (konstanter) Wert auf der rechten Seite der Gleichung (3.9) eingesetzt, ergibt sich bei der konstanten Relativgeschwindigkeit eine gewöhnliche lineare Differentialgleichung erster Ordnung, für welche alle

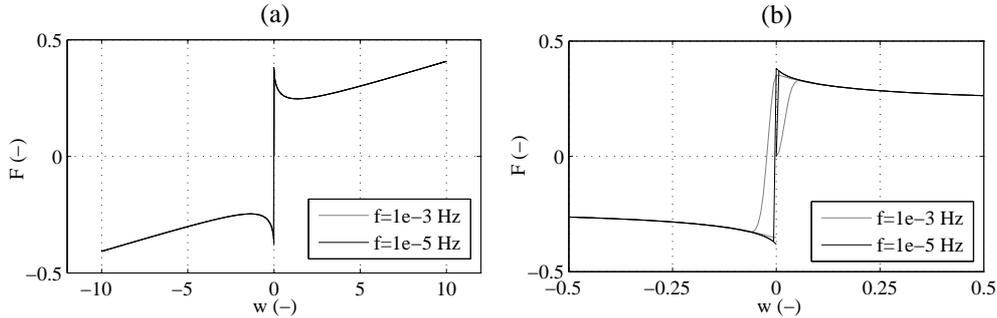


Abbildung 3.4: Quasi-stationäre Antwort des 2SEP-Modells bei unterschiedlichen Eingangsfrequenzen: Originalbild (a), Ausschnitt nahe zur Null-Geschwindigkeit (b)

Eigenbewegungen nach einer finiten Zeit abklingen und $\dot{z}_2 = 0$ für $t \rightarrow \infty$. Somit wird die Reibungsdynamik vollständig eliminiert und für ein quasi-stationäres Reibungsverhalten gilt $F = S(w)$.

Die Abbildung 3.4 zeigt die Simulationsergebnisse einer quasi-stationären Antwort des 2SEP-Modells bei einem sinusförmigen Verlauf der Eingangsgröße, und zwar einmal mit der Frequenz $f=1e-3$ Hz und dann mit $f=1e-5$ Hz. Beide Verläufe der resultierenden quasi-stationären Geschwindigkeits-Reibungs-Kurve – dargestellt in Abbildung 3.4 (a) – sind beinahe deckungsgleich. Eine Naheinstellung der Kurvenverläufe zur Null-Geschwindigkeit in Abbildung 3.4 (b) zeigt dennoch eine Diskrepanz, welche auf die unterschiedlichen Eingangsfrequenzen und somit Relativbeschleunigungen nahe zur Bewegungsumkehr zurückzuführen ist. Allerdings wird ersichtlich, dass je kleiner die Eingangsfrequenz ist, desto näher liegt der Kurvenverlauf einer stationären Reibungskennlinie mit einer Unstetigkeit im Null-Punkt.

3.5.2 Lokales Gedächtnis

Die Pre-sliding-Hysterese des 2SEP-Modells weist ein, in Abschnitt 2.3.4 bereits erläutertes, lokales Gedächtnis auf. Die Eigenschaft des lokalen Gedächtnisses ergibt sich aus den Zustandsgleichungen (3.2), (3.3), wobei der Zustand der Hysterese bei der letzten Bewegungsumkehr durch die variable Belastbarkeit Ω abgefangen wird. Wechselt man anschließend die Bewegungsrichtung erneut, wird ein neuer Bereich elasto-plastischer Verformung der Flächenunebenheiten durch den Ω -Wert definiert und die Reibungstrajektorie verläuft exponentiell gegen die konstante Coulombsche Reibung, ohne einem Einfluss vorheriger (bis zum letzten) Umkehrzustände ausgesetzt zu werden. Der simulierte Verlauf der Pre-sliding-Hysterese des 2SEP-Modells ist zusammen mit der Zeitreihe der eingehenden Relativposition in Abbildung 3.5 (b) und (a) entsprechend dargestellt. Bei einem ungesättigten Zustand der Hysterese in Punkt I erfolgt eine Bewegungsumkehr, die zur Entstehung einer inneren (auch als *minor* bezeichneten) Hystereseschleife führt. Nach einer anschließenden Bewegungsumkehr in Punkt II verläuft die Hysteresekurve weiter in Richtung des gesättigten plastischen Zustands, erreicht allerdings nicht den Ausgangspunkt der inneren Schleife

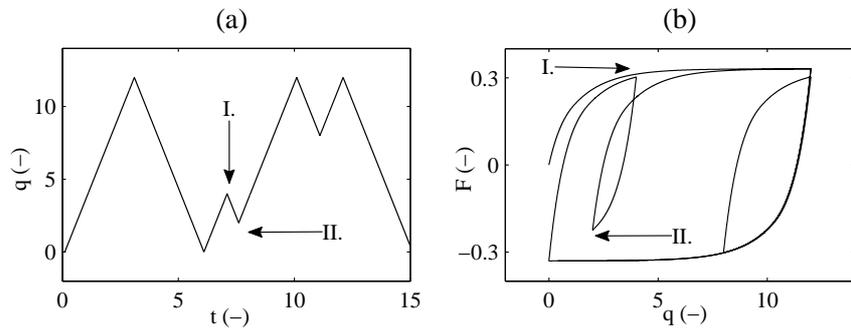


Abbildung 3.5: Zeitreihe der eingehenden Relativposition (a), positionsabhängige Pre-sliding-Hysterese des 2SEP-Modells mit lokalem Gedächtnis (b)

I und zeigt weiterhin einen eindeutigen Drift-Effekt auf, wie in Abschnitt 2.3.4 erläutert.

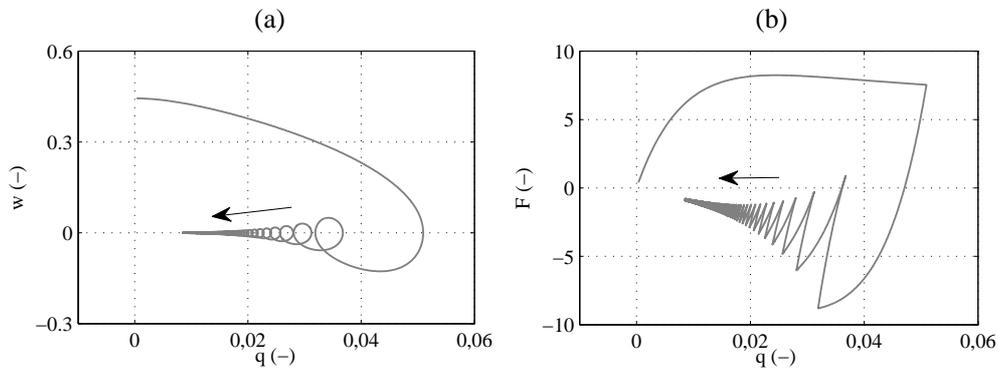


Abbildung 3.6: Positionsdrift bei der Eigenbewegung des Systems zweiter Ordnung mit dynamischer Reibung beschrieben durch das 2SEP-Modell

Der aus dem lokalen Gedächtnis resultierende Drift-Effekt wurde bereits am aus Abschnitt 2.2 bekannten Beispiel des freien Systems zweiter Ordnung veranschaulicht. Die Reibungsdämpfung in Gleichung (2.11) wird nun mit Hilfe des 2SEP-Modells beschrieben. Das Eigenverhalten des Systems, mit identischen Anfangswerten $[q_0, w_0]$ wie in den Abschnitten 2.2.2 und 2.2.4, wird in Abbildung 3.6 (a) dargestellt. Ähnlich wie im Falle des LuGre-Modells entsteht hier kein stabiler Grenzzyklus (vergleiche mit GMS-Modell in Abbildung 2.12 (b)), sondern die Eigenbewegung des Systems verläuft entlang einer oszillierenden Trajektorie, gekennzeichnet in Abbildung 3.6 (a) mit dem Pfeil, gegen eine von Null abweichende Ruhelage. Der in Abbildung 3.6 (b) dargestellte Verlauf der Reibungskraft als Funktion der Relativposition zeigt eine ebenfalls driftende Pre-sliding-Hysterese, ähnlich wie im Falle des LuGre-Modells. Allerdings besitzt der durch das 2SEP-Modell verursachte Drift-Effekt einen in Sättigung einlaufenden Charakter und führt somit im Falle einer periodischen Anregung zu keinem unendlich anwachsenden Relativversatz hin. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die durch (2.11) beschriebene und in den Abbildungen 2.11, 2.12 und

3.6 aufgezeigte Systemdynamik eine durch die Feder gebundene, nicht integrierende Relativbewegung darstellt. Der in [27] und [28] behandelte Drift-Effekt bei der Modellierung dynamischer Reibung bleibt in den hier dargestellten Simulationsergebnissen zunächst unbeachtet. Das eigentliche (freie) Drifting dynamischer Reibungsmodelle bei einer periodisch angeregten und nicht gebundenen Bewegung wird für verschiedene Reibungsmodelle weiter in Abschnitt 4.4 angesprochen.

3.5.3 Frequenzunabhängigkeit im Pre-sliding-Regime

Die Frequenzunabhängigkeit der Pre-sliding-Hysterese nach Annahme 3.1 bedeutet eine Invarianz zu affinen Transformationen auf der Zeitachse und liefert somit die gleiche Antwort des Reibungsmodells, unabhängig von den Eingangsfrequenzen. Für eine affine Transformation $a + bt$ für alle $a \in \mathbb{R}$ and $b \in \mathbb{R}^+$ ergibt sich aus (3.2)

$$\frac{dz_1}{d(a+bt)} = |\Omega| \frac{dx}{d(a+bt)} K(\nu) \exp(-K(\nu)|x_r|) \quad (3.11)$$

und mit $da = 0$, $\forall a = \text{const}$

$$\frac{1}{b} \frac{dz_1}{dt} = |\Omega| \frac{1}{b} \frac{dx}{dt} K(\nu) \exp(-K(\nu)|x_r|). \quad (3.12)$$

Die Multiplikation mit b liefert die ursprüngliche Form der Gleichung (3.2), wodurch die Frequenzunabhängigkeit bewiesen ist.

Bei der Frequenzunabhängigkeit der Pre-sliding-Hysterese ist zu beachten, dass es den Beitrag der Übergangsdynamik zur gesamten Reibungskraft zu eliminieren gilt, so dass bei folgender Simulation des 2SEP-Modells im Pre-sliding-Regime $B = 0$ gesetzt wird. Zusammen mit der Frequenzunabhängigkeit der Pre-sliding-Hysterese wird die Robustheit der Modellvorhersage im Hinblick auf einen breiten Amplitudenbereich der Eingangsgeschwindigkeit evaluiert. Für diese Zwecke wird eine Up-Chirp Sequenz der Relativposition $q(t) = q_0 \sin(2\pi f_0 t^2)$ mit der Anfangsfrequenz $f_0 = 0.1$ Hz und Gesamtbandbreite 0.1–10 Hz gewählt. Hieraus resultiert die Eingangssequenz $w(t) = q_0 4\pi f_0 t \sin(2\pi f_0 t^2)$ mit einer zeitvariablen Frequenz und zudem Amplitude. Zwei normierte Positionsamplituden $q_0 = 5$ und $q_0 = 1$ sind eingesetzt, um einmal ein gesättigtes und einmal ein ungesättigtes Hysterese-Verhalten zu erzeugen. Die Simulationsergebnisse sind in Abbildung 3.7 (a–c) und (d–f) entsprechend dargestellt. Die beiden geschlossenen Hystereseschleifen in Abbildung 3.7 (b) und (e) sind kongruent [71] und zeigen keine frequenz- oder amplitudenabhängigen Variationen in ihrem Verlauf. Der abweichende Verlauf der ersten Anstiegskurve (auch bekannt als *virgin* Kurve) im Falle der ungesättigten Hysterese ist auf das Anfangsverhalten bei der elasto-plastischen Verformung kontaktierender Flächenunebenheiten zurückzuführen. Bei einem gesättigten Zustand erreicht die geschwindigkeitsabhängige Reibungskraft in Abbildung 3.7 (c) immer das gleiche Niveau der Coulombschen Reibung (vergleiche mit dem Dahl-Modell in Abbildung 2.8).

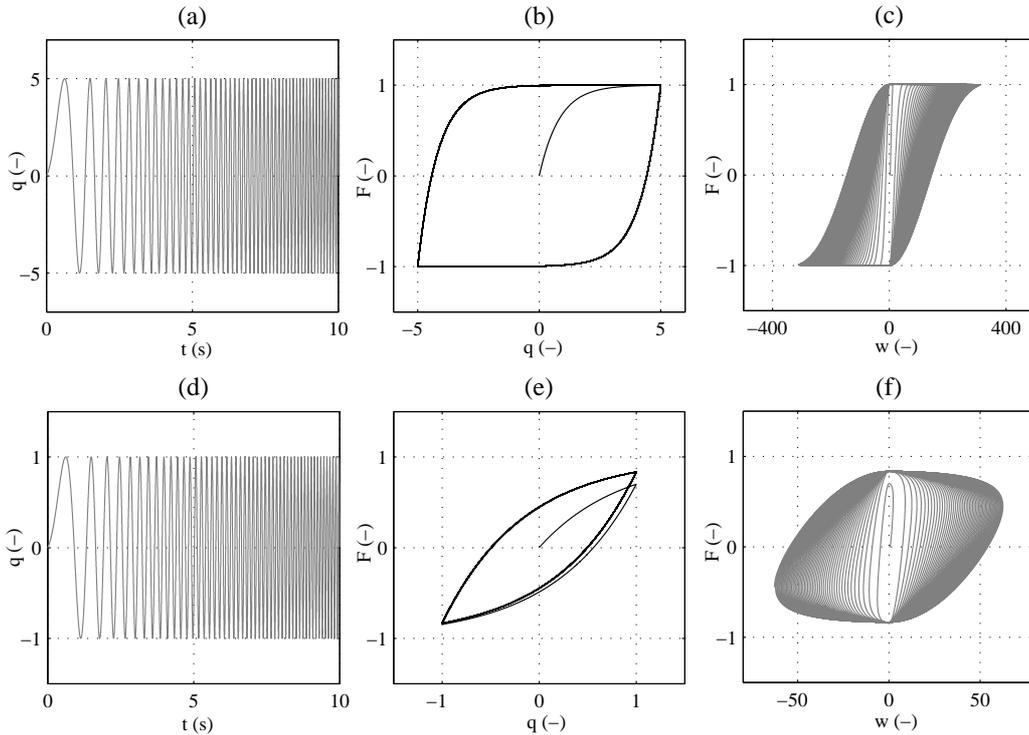


Abbildung 3.7: Frequenzunabhängigkeit der gesättigten (a–c) und ungesättigten (d–f) Pre-sliding-Hysterese des 2SEP-Modells: Verlauf der Relativposition (a) und (d), Reibungskraft als Funktion der Relativposition (b) und (e) und Relativgeschwindigkeit (c) und (f)

3.5.4 Reibungsnachlauf im Sliding-Regime

Infolge der eingeführten Übergangsdynamik kinetischer Reibung und des dadurch abgebildeten Reibungsnachlaufs ist das Verhalten des 2SEP-Modells im Sliding-Regime inhärent frequenzabhängig. Durch eine $B \neq 0$ Gewichtung des transienten Zustands macht sich die Frequenzabhängigkeit des Reibungsverhaltens bereits bei den Frühphasen einer Relativbewegung bemerkbar. Folgende Simulation der Reibungskraft als Antwort des 2SEP-Modells auf die oszillierende Relativposition mit den Frequenzen 1 Hz, 10 Hz und 100 Hz zeigt dies in anschaulicher Weise. Die resultierende Reibungskraft als Funktion der Relativposition ist in Abbildung 3.8 (a), (b) und (c) entsprechend dargestellt. Eine niedrige Eingangsfrequenz von 1 Hz verursacht lediglich einen langsamen Weiteranstieg der bereits gesättigten Hysterese in Abbildung 3.7 (b), wobei die grundsätzliche Form der Hauptschleife der aus Abbildung 3.7 (b) stark ähnelt. Ganz im Gegensatz dazu steigen die Reibungskurven bei einer erhöhten Eingangsfrequenz stärker an und beginnen ab einem gewissen Niveau sogar abzusinken, was auf eine Konvergenz gegen die mit steigender Relativgeschwindigkeit absinkende Stribeck-Kurve hindeutet. Dadurch wird ersichtlich, dass die beiden eingeführten Zustandsvariablen des 2SEP-Modells komplementär zum dynamischen Reibungsverhalten beitragen, ohne dabei einen erkennbaren knickpunktartigen Übergang zwischen dem Pre-

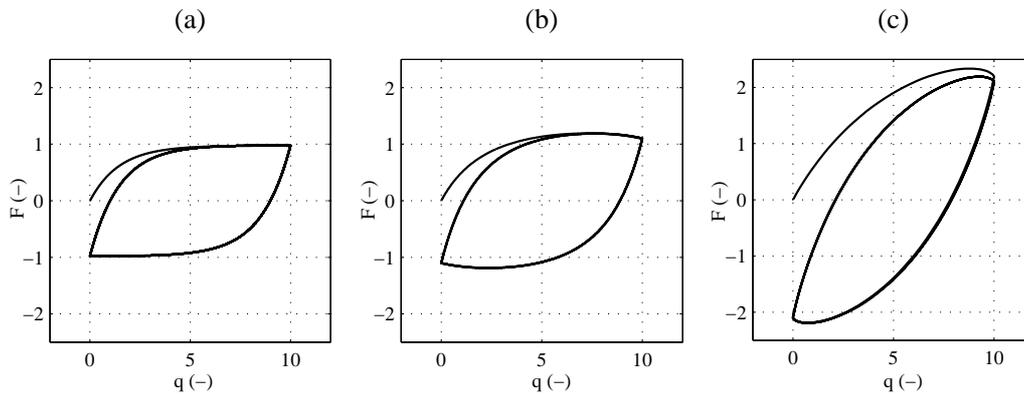


Abbildung 3.8: Frequenzabhängiger Verlauf der Reibungskraft des 2SEP-Modells als Funktion der Relativposition im Sliding-Regime

sliding- und Sliding-Regime hervorzurufen.

Der durch das Übergangverhalten entstehende Reibungsnachlauf ist mit Hilfe der beiden folgenden Simulationsergebnisse anschaulich dargestellt. Abbildung 3.9 (a) zeigt die Auswirkung des Reibungsnachlaufs auf die Konvergenz dynamischer Reibung gegen die quasi-stationäre Reibungskennlinie. Dabei wird eine periodische Eingangssequenz mit einem Offset verwendet, so dass die Relativgeschwindigkeit sinusförmig verläuft, ohne dabei ihr Vorzeichen zu wechseln. Drei verschiedene, normierte Eingangsfrequenzen $1 \times f_0$ Hz, $10 \times f_0$ Hz und $100 \times f_0$ Hz werden zur Simulation eingesetzt, wobei Amplitude und Offset des Signals konstant bleiben. Während die Beschleunigungs- und Verzögerungskurven der

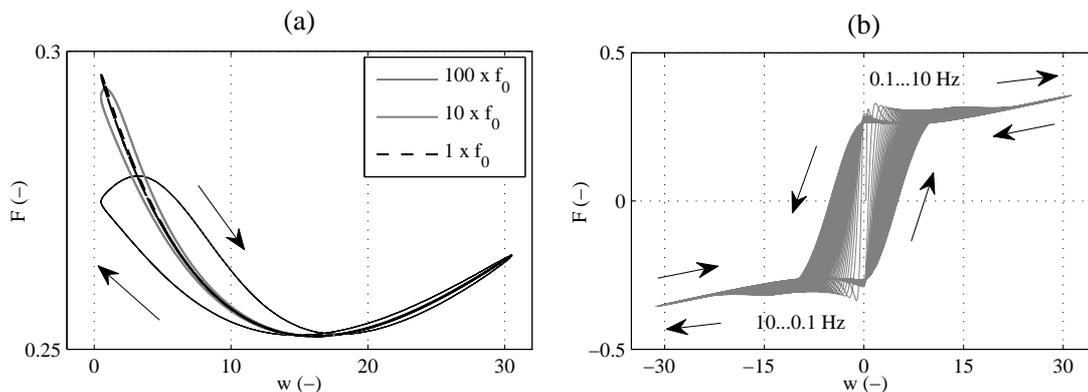


Abbildung 3.9: Frequenzabhängiger Reibungsnachlauf des 2SEP-Modells: Übergangverhalten dynamischer Reibung bei periodischer, gleichgerichteter Relativgeschwindigkeit verschiedener normierter Eingangsfrequenzen (a), dynamische Reibungskraft als Funktion der Relativgeschwindigkeit bei einer Up-Chirp Sequenz der Relativposition

Niederfrequenz $1 \times f_0$ Hz beinahe zusammenfallen und somit annähernd auf der quasi-stationären Reibungskennlinie liegen, wird diese von den Beschleunigungs- und Verzögerungs-

rungskurven höherer Frequenzen umschlossen. Dabei verläuft während einer Beschleunigungsphase die Trajektorie dynamischer Reibung oberhalb der statischen Stribeck-Kurve, dagegen unterhalb von dieser, während die Relativgeschwindigkeit verlangsamt wird (in Abbildung 3.9 (a) mit Pfeilen gekennzeichnet). An dieser Stelle ist anzumerken, dass die genaue Form der entstehenden Nachlaufschleifen und vor allem der Punkt ihrer (eventuellen) Überschneidung zum einen von der gewählten Gewichtung B und zum anderen von der Form der darunter liegenden charakteristischen Stribeck-Kurve abhängig sind.

Eine weitere Simulation des 2SEP-Modells zur Veranschaulichung des Reibungsnachlaufs verwendet eine Up-Chirp Sequenz der Relativposition mit der Bandbreite 0.1–10 Hz. Die resultierende dynamische Reibungskraft als Funktion der Relativgeschwindigkeit ist in Abbildung 3.9 (b) dargestellt. Mit einer ansteigenden Eingangsfrequenz dehnt sich zum einen die Trajektorie dynamischer Reibung in Richtung größerer Absolutgeschwindigkeiten aus, wie zuvor in Abschnitt 3.2 erläutert. Zum anderen verschiebt sich der Eintrittspunkt maximaler Reibungskraft weg von der Null-Geschwindigkeit gleichermaßen in Richtung größerer Absolutgeschwindigkeiten. Nach dem Erreichen des relativen Maximums verlaufen die Beschleunigungstrajektorien stets oberhalb der jeweiligen Gegenstücke der Verzögerungstrajektorie, wie in Abbildung 3.9 (b) mit Pfeilen gekennzeichnet.

3.5.5 Dissipativität

Intuitiv wird erwartet, dass dem System infolge der Reibung die Energie entzogen wird und die modellierte Reibung somit ein dissipatives Übertragungselement darstellt. Sofern das 2SEP-Modell das dynamische Verhalten der Reibung mit Hilfe der Zustandsvariablen beschreibt, können dennoch Phasen auftreten, bei welchen die Energie gespeichert oder sogar ins System zurückgegeben wird. Somit gilt es aufzuzeigen, ob und wann die eingeführte Abbildung $f : w \mapsto F$ dissipativ ist.

Um die Dissipativität eines Systems mit der Eingangsgröße u und Ausgangsgröße y zu prüfen, wird die so genannte Versorgungsrate $r(u, y) : \mathbb{U} \times \mathbb{Y} \rightarrow \mathbb{R}$ verwendet (siehe [113] für mehr Details). Wird weiterhin eine nicht-negative Speicherfunktion $V(\mathbf{x}) : \mathbb{X} \rightarrow \mathbb{R}$ gewählt, so gilt für ein dissipatives System [113]

$$V(\mathbf{x}(t_2)) - V(\mathbf{x}(t_1)) \leq \int_{t_1}^{t_2} r(u(t), y(t)) dt \quad \text{mit } t_2 \geq t_1. \quad (3.13)$$

An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Speicherfunktion V des dynamischen Zustands $\mathbf{x}(t)$ zugleich die Lyapunov-Funktion [105], welche zur Analyse nichtlinearer Systeme weit verwendet wird, darstellt.

Wird nun für die modellierte dynamische Reibung die Versorgungsrate $r(u, y) = w(t)F(t)$ angenommen, so stellt diese die entsprechende mechanische Leistung dar. Es ist offensichtlich, dass die Gleichung

$$\int_0^t w(t)F(t)dt = A \int_0^t w(t)z_1(t)dt + B \int_0^t w(t)|w(t)|z_2(t)dt \quad (3.14)$$

die dem System durch die Reibung entzogene Energie darstellt. Als Speicherfunktion wird die quadratische Funktion

$$V(\mathbf{z}) = \frac{1}{2}\mathbf{z}^T\mathbf{z} = \frac{1}{2}z_1^2 + \frac{1}{2}z_2^2 \quad (3.15)$$

gewählt. Betrachtet man die beiden Summanden auf den rechten Seiten von (3.14) und (3.15) einzeln, so kann die Dissipativität zuerst für z_1 und anschließend für z_2 aufgezeigt werden. Dies gilt aufgrund der Linearkombination beider Zustände in Gleichung (3.1).

Werden die Versorgungsrate und Speicherfunktion für z_1 gegenüber gestellt, soll gelten

$$A \int_0^t w(t)z_1(t)dt \geq \frac{1}{2}z_1^2(t) - \frac{1}{2}z_1^2(0) \quad (3.16)$$

und somit

$$A w(t)z_1(t) \geq z_1(t)\dot{z}_1(t). \quad (3.17)$$

Nach dem Einsetzen der Zustandsdynamik (3.2) auf der rechten Seite von (3.17) und dem anschließenden Umformen ergibt sich

$$\frac{A}{K\Omega} \geq \exp(-K|x_r|). \quad (3.18)$$

Es ist zu erkennen, dass für eine kontinuierliche Bewegung, bei der $\exp(-K|x_r|) \rightarrow 0$, die Bedingung (3.18) unabhängig der Modellparameter K und A stets erfüllt wird. Während einer Bewegungsumkehr, bei der $x_r(t_r) = 0$ und entsprechend $\exp(-K|x_r|) = 1$, kann die Bedingung

$$\frac{A}{K} \geq \Omega \quad (3.19)$$

bei großen Werten der Initialsteifigkeit K verletzt werden. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die variable Belastbarkeit durch den Wert $\Omega_{\max} = F_c + F_s$ nach oben begrenzt ist (siehe Gleichung (3.3)). So können bei einem Wechsel der Bewegungsrichtung die transienten Phasen auftreten, bei denen der Pre-sliding-Zustand nicht mehr dissipativ ist. Dies entspricht dem elastischen Bereich kontaktierender Flächenunebenheiten, bei dem ein Teil der Energie elasto-plastischer Verformung zurückgewonnen werden kann.

Eine ähnliche Vorgehensweise für z_2 resultiert in

$$B \int_0^t w(t)|w(t)|z_2(t)dt \geq \frac{1}{2}z_2^2(t) - \frac{1}{2}z_2^2(0). \quad (3.20)$$

Anschließend, nach dem Einsetzen von (3.5), erhält man die Bedingung

$$Bw(t)|w(t)| \geq \frac{S(w) - F}{|S(w)|}. \quad (3.21)$$

Bei einem stationären Reibungsverhalten konvergiert die rechte Seite von (3.21) gegen Null und die Dissipativitätsbedingung ist stets erfüllt. Infolge der Normierung durch $|S(w)|$

kann auf der rechten Seite von (3.21) der maximale Absolutwert von $|\dot{z}_2|_{\max} = 2$ auftreten. Dies entspricht einem sehr langsamen Übergang durch die Null-Geschwindigkeit. Da die beiden Vorzeichen von w und $S(w)$ stets gleich sind, lässt sich die Bedingung (3.21) für den aufgezeigten Extremwert als

$$B w^2(t) \geq 2 \quad (3.22)$$

umschreiben. An dieser Stelle ist anzumerken, dass nach jeder Geschwindigkeitsänderung (auch ohne ein Vorzeichenwechsel) die Differenz $S(w) - F$ und somit die Zustandsdynamik \dot{z}_2 gegen Null konvergieren. So wird die Abbildung $w \mapsto z_2$ nach einer finiten Zeit dissipativ, auch wenn die Bedingung (3.22) im Bereich kleiner Geschwindigkeiten nicht immer eingehalten werden kann.

Diskussion

Das eingeführte 2SEP-Reibungsmodell basiert auf einer elasto-plastischen Interaktion zweier kontaktierender Oberflächen und einem Attraktor der gesamten dynamischen Reibkraft. Letzterer sorgt für die Konvergenz dynamischer Reibung zu einem quasi-stationären Zustand bei einer Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit, welcher durch die nichtlineare Stribeck-Kennlinie beschrieben wird. Das 2SEP-Modell stellt eine gewichtete Superposition des hysteretischen Pre-sliding-Zustandes und der transienten Antwort der Reibung beim Übergang zum Sliding-Regime dar. Zur vollständigen Abbildung dynamischer Reibung werden lediglich sieben freie Parameter verwendet, wodurch die Komplexität des 2SEP-Modells die des LuGre-Modells nicht übersteigt. Im Gegensatz zu anderen in Betracht zu ziehenden dynamischen Reibungsmodellen erlässt das 2SEP-Modell eine sowohl frequenzunabhängige als auch frequenzabhängige Hysterese zu und bietet zudem eine größere Flexibilität beim Erfassen des Drift-Effekts dynamischer Reibung an.

Kapitel 4

Identifikation kinetischer Reibung

In diesem Kapitel werden die bereits bekannten sowie die neu vorgeschlagenen Ansätze zur Identifikation der Prozessreibung in Aktuatorssystemen aufgezeigt und ihre Vor- und Nachteile in Bezug auf eine praxistaugliche Umsetzbarkeit ausführlich diskutiert. Die Identifikation dynamischer Reibung in einem Aktuatorssystem wird sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich behandelt. Abschließend wird das identifizierte 2SEP-Modell mit einigen in Kapitel 2 vorgestellten und ebenfalls identifizierten Modellen dynamischer Reibung aus dem neusten Stand der Technik verglichen. Die vorgestellten Identifikationsergebnisse sind an allen drei im Anhang A beschriebenen Experimentalsystemen erzielt.

4.1 Parameterschätzung der Prozessreibung

Die Identifikation kinetischer Reibung fällt offensichtlich in die Klasse der Identifikationsprobleme für dynamische Prozesse und erfordert neben der Wahl eines zur Ermittlung der Modellparameter geeigneten Schätzverfahrens weitere Überlegungen zur Systemanregung beziehungsweise ein systematisches Experimentdesign. Aus der Vielfalt der allseits bekannten problem- sowie lösungsspezifischen Aspekte bei der Identifikation dynamischer Prozesse werden hier ausschließlich diejenigen im Detail behandelt, die einen direkten Bezug zur durchgeführten Parameterschätzung der Prozessreibung aufweisen. Die ausführlichen Grundlagen zur Parameterschätzung dynamischer Prozesse im Allgemeinen sind in zahlreichen Literaturquellen wie zum Beispiel bei [42] und [62] zu finden.

Ähnlich wie bei allen dynamischen Prozessen kann zur Identifikation kinetischer Reibung sowohl ein direkter als auch ein inverser Vorhersagefehler verwendet werden. Dies ist beispielsweise in Abbildung 4.1 dargestellt. Beschreibt man ein dynamisches System mit Hilfe einer allgemeinen nichtlinearen Funktion $f(\cdot)$ der Eingangsgröße $u(t)$ und des Parametervektors Θ , so wird ein direkter Vorhersagefehler $e(t)$ am Ausgang des Systems und Modells ermittelt (Abbildung 4.1 (a)). Im Falle eines inversen Vorhersagefehlers $\bar{e}(t)$ wird ein inverses Modell des Systems benötigt, beschrieben durch die nichtlineare Umkehrfunktion $f^{-1}(\cdot)$ der Ausgangsgröße $y(t)$ und des Parametervektors $\bar{\Theta}$ (Abbildung 4.1 (b)). Der somit ermittelte direkte oder inverse Vorhersagefehler dient anschließend dem

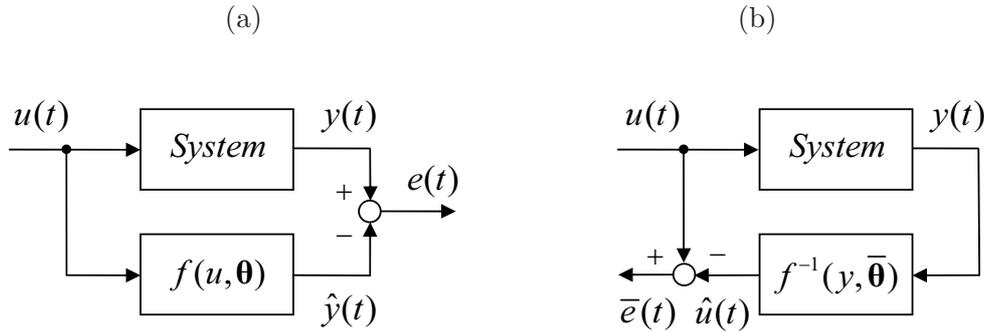


Abbildung 4.1: Direkter (a) und inverser (b) Vorhersagefehler dynamischer Prozesse

Adaptionsschritt des Parametervektors Θ beziehungsweise $\bar{\Theta}$.

Eine direkte Messung der Reibungskraft beziehungsweise des Reibungsmoments ist selten. Meistens ist hierfür der Einsatz spezifischer und kostenintensiver Messvorrichtungen, wie zum Beispiel des in [46] vorgestellte Tribometers, erforderlich. Sämtliche für die Messung der Reibung speziell entwickelten Geräte [75], [36] eignen sich überwiegend für Laborumgebungen und schränken, weil spezifische mechanische Schnittstellen erforderlich sind, ihre Applikationsmöglichkeit zusätzlich ein. Somit ist die Verfügbarkeit von Identifikationsdaten der Form $\{w(t), F(t)\}$ stark begrenzt und in den meisten Anwendungs- aber auch Untersuchungsfällen kaum oder gar nicht gegeben.

Viel häufiger erfolgt die Identifikation dynamischer Reibung im Kontext eines angetriebenen mechanischen (mechatronischen) Systems – [39], [7], [107], [54], [40], [56], [49], [108], [116], [95], [9], [45], [67], [99], [98], – bei welchem die gemessenen Eingangsgrößen (Antriebskraft/Antriebsmoment oder indirekt ermittelt durch den effektiven Motorstrom) und Ausgangsgrößen (Position und Geschwindigkeit im Freiheitsgrad der Bewegung) zur Verfügung stehen. Dabei können durch eine gezielte Erzeugung geregelter Bewegungen diejenigen Prozessbedingungen geschaffen werden [56], [109], [85], bei welchen die übrigen Terme der Systemdynamik als vernachlässigbar klein oder konstant angenommen werden können und die Betrachtung einer direkten $w(t) \rightarrow F(w)$ Beziehung für die gemessenen Identifikationsdaten ermöglicht wird.

Weiterhin ist bei der Identifikation der Prozessreibung zwischen *online*- und *offline*-Schätzverfahren zu unterscheiden. Im Falle einer offline-Schätzung der Reibungsparameter steht der komplette Satz verfügbarer Identifikationsdaten $\{u_i, y_i\}_{i \in N}$ zum Zeitpunkt der Identifikation zur Verfügung. Dabei ist die Menge $N \subset \mathbb{N}$ durch eine abgeschlossene Messreihe nach oben begrenzt. Bei den online Identifikationsverfahren, auch als rekursive Identifikationsalgorithmen [63] bekannt, wird die Identifikationsroutine parallel zum laufenden Prozess ausgeführt, so dass zu jedem Zeitpunkt t lediglich eine Teilmenge der Identifikationsdaten $\{u_i, y_i\}_{i=1,2,\dots,n(t)}$ zur Verfügung steht. In Anbetracht eines meist zeitvarianten Reibungsverhaltens scheint, erwartungsgemäß, eine online-Schätzung der Modellparameter zunächst die bevorzugte Strategie zu sein. Allerdings erfordert eine Reibungsidentifikation meist die vom Normalbetrieb abweichenden Anregungssequenzen und

Bewegungsmodi, für welche eine online-Identifikation infolge einer ohnehin notwendigen Erfassung vollständiger Identifikationsdaten überflüssig wird. Darüber hinaus sind zusätzliche Sicherungsmaßnahmen für das Regelungssystem zu treffen, falls die zu identifizierenden Parameter in das angewendete Regelungsgesetz eingehen. In solchen Fällen wird der online-Identifikationsalgorithmus zu einem Teil der adaptiven Regelung, welche außerhalb des Rahmens dieser Arbeit liegt. Die Ansätze einer adaptiven Reibungskompensation sind allerdings weitgehend bekannt [8].

4.1.1 Methode der kleinsten Quadrate

Die Methode der kleinsten Quadrate, auch als Least-Squares (LS) bekannt (siehe zum Beispiel in [42], [63]), ist wohl die meist verbreitete Strategie für die Ermittlung der freien Systemparameter bei statischen und dynamischen Prozessen. Wird eine in den Parametern lineare Modellstruktur der Form

$$\mathbf{Y} = \mathbf{X} \Theta + \mathbf{e} \quad (4.1)$$

mit $\mathbf{X} \in \mathbb{R}^{n \times m}$ Regressionsmatrix, $\mathbf{Y} \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ Ausgangsvektor und $\mathbf{e} \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ Fehlervektor (Störsignal) angenommen, gehen die Parameter $\Theta \in \mathbb{R}^{m \times 1}$ quadratisch in die Gleichung des Minimierungsproblems

$$\arg \min_{\Theta} \|\mathbf{Y} - \mathbf{X} \Theta\|^2 \quad (4.2)$$

mit ein, und die geschätzten Parameterwerte ergeben sich als

$$\hat{\Theta} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y}. \quad (4.3)$$

Für eine erwartungstreue (biasfreie) Parameterschätzung wird angenommen, dass die Regressionswerte möglichst stochastisch unabhängig sind, so dass die Kovarianzmatrix $(\mathbf{X}^T \mathbf{X})$ invertierbar ist und der Erwartungswert der Fehlergröße $E\{\mathbf{e}\} = \bar{\mathbf{e}} = 0$ und das Störsignal ferner mit den Eingangsgrößen nicht korreliert. Im Allgemeinen wird zudem erwartet, dass $n \gg m$.

Für eine nichtlineare Regression der Form

$$\mathbf{Y} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \Theta) + \mathbf{e} \quad (4.4)$$

kann die Methode der kleinsten Quadrate in gleicher Weise angewendet werden, unter der Voraussetzung, dass die zu bestimmenden Parameter linear in die Modellgleichung

$$\mathbf{Y} = \theta_1 f_1(\mathbf{x}) + \theta_2 f_2(\mathbf{x}) + \dots + \theta_m f_m(\mathbf{x}) + \mathbf{e} \quad (4.5)$$

eingehen. Dadurch ändert sich lediglich die Form der Regressionsmatrix, aber nicht die Lösung des LS-Problems. Ist die angenommene Modellstruktur (4.4) nichtlinear auch in den Parametern, werden meist die numerischen Optimierungsalgorithmen [48] mit einer iterativen Parametersuche eingesetzt.

4.1.2 Levenberg-Marquardt Algorithmus

Eines der meist verbreiteten numerischen Optimierungsverfahren für nichtlineare konvexe Probleme ist der Levenberg-Marquardt Algorithmus [61], [70]. Dieser gilt im Vergleich allgemein als robuster gegenüber dem klassischen Gauß Newton Verfahren [48], wobei seine Konvergenz bei den Anfangswerten in der Nähe des Minimums häufig langsamer erfolgt.

Bezeichnet man eine gegebene Beobachtung mit \mathbf{x} , so wird ihre Schätzung als eine allgemeine nichtlineare Funktion des Parametersvektors $\hat{\mathbf{x}} = f(\Theta)$ angenommen. Somit wird der Parametervektor gesucht, welcher die quadratische Norm $\mathbf{e}^T \mathbf{e}$ des Beobachtungsfehlers $\mathbf{e} = \mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}$ minimiert. Der Levenberg-Marquardt Algorithmus basiert auf einer linearen Approximation von f in der Nähe zum Parameterwert Θ , so dass mit Hilfe der Taylorreihenentwicklung für kleine Werte von $\|\delta_\Theta\|$ folgendes gilt

$$f(\Theta + \delta_\Theta) \approx f(\Theta) + \mathbf{J}\delta_\Theta, \quad \text{mit Jacobi-Matrix } \mathbf{J} = \frac{\partial f(\Theta)}{\partial \Theta}. \quad (4.6)$$

Der Levenberg-Marquardt Algorithmus arbeitet iterativ, so dass zu jedem Schritt der Wert δ_Θ gesucht wird, welcher die folgende Größe

$$\|\mathbf{x} - f(\Theta + \delta_\Theta)\| \approx \|\mathbf{x} - f(\Theta) - \mathbf{J}\delta_\Theta\| = \|\mathbf{e} - \mathbf{J}\delta_\Theta\| \quad (4.7)$$

minimiert. Analog wie im Falle einer linearen LS-Gleichung gilt anschließend

$$\mathbf{J}^T \mathbf{J} \delta_\Theta = \mathbf{J}^T \mathbf{e}, \quad (4.8)$$

wobei $\mathbf{J}^T \mathbf{J}$ eine Approximation der Hesse-Matrix und somit der zweiten Ableitung nach den Parametern darstellt. Anstelle der Gleichung (4.8) wird im Levenberg-Marquardt Algorithmus die Normalgleichung der Form

$$\mathbf{N} \delta_\Theta = \mathbf{J}^T \mathbf{e} \quad (4.9)$$

nach δ_Θ gelöst, wobei sich $\mathbf{N}_{ij} = (\mathbf{J}^T \mathbf{J})_{ij}$ für $i \neq j$ und $\mathbf{N}_{ii} = \lambda + (\mathbf{J}^T \mathbf{J})_{ii}$ ergibt. Der so genannte Dämpfungsfaktor λ wird im Rahmen jeder Iteration angepasst, bis ein Wert δ_Θ gefunden wird, welcher den Fehler reduziert. Der Levenberg-Marquardt Algorithmus ist selbstadaptiv, da der Dämpfungsfaktor in jedem Iterationsschritt angepasst wird und folglich nicht nur die Richtung, sondern gleichzeitig die Schrittweite der Suche im Parameterraum ermittelt wird. Die Dämpfung kann ebenfalls die Situationen, bei denen die Matrix $\mathbf{J}^T \mathbf{J}$ singulär wird, behandeln. Kleiner der aktuelle Dämpfungswert ist, stärker nähert sich der Schritt des Levenberg-Marquardt Algorithmus dem quadratischen Schritt eines vollständig linearen Problems. Ist die Kovarianzmatrix $\Sigma_{\mathbf{x}}$ der Beobachtungen \mathbf{x} bekannt, kann diese zur Minimierung der gewichteten Fehlernorm $\mathbf{e}^T \Sigma_{\mathbf{x}}^{-1} \mathbf{e}$ zusätzlich angewendet werden. Dadurch wird die Gleichung (4.8) zu

$$\mathbf{J}^T \Sigma_{\mathbf{x}}^{-1} \mathbf{J} \delta_\Theta = \mathbf{J}^T \Sigma_{\mathbf{x}}^{-1} \mathbf{e}, \quad (4.10)$$

wobei die restlichen Schritte des Verfahrens unverändert bleiben. Der Levenberg-Marquardt Algorithmus wird terminiert mit mindestens einer erfüllten der folgenden Bedingungen:

- (i) Der Betrag des Gradienten $\|\mathbf{J}^T \mathbf{e}\|$ wird kleiner als ein Schwellenwert ε_1 ;
- (ii) Die relative Änderung von $\|\delta_{\Theta}\|$ wird kleiner als ein Schwellenwert ε_2 ;
- (iii) Der Beobachtungsfehler $\|\mathbf{e}^T \mathbf{e}\|$ wird kleiner als ein Schwellenwert ε_3 ;
- (iv) Die maximale Anzahl der Iterationen wird erreicht.

Des Weiteren wird eine Standardimplementierung des Levenberg-Marquardt Algorithmus innerhalb der *Optimization Toolbox* der MATLAB[®] Umgebung [41] verwendet. Hierbei erfolgt neben den Einstellungen der Algorithmus-Routinen hauptsächlich die problemspezifische Definition der zu minimierenden Vektorfunktion des Beobachtungsfehlers.

4.2 Identifikation im Zeitbereich

Zur Schätzung kinetischer Reibung im Zeitbereich können diverse Identifikationsstrategien angewendet werden. Im Folgenden werden zwei prinzipiell unterschiedliche Vorgehensweisen aufgeführt. Diese zeichnen sich zum einen durch die entkoppelte und nicht-entkoppelte Identifikation der Reibungsparameter aus, zum anderen unterscheiden sich die Identifikationsstrategien durch eine gezielte Systemanregung entweder innerhalb eines geschlossenen Regelkreises oder einer offenen Regelstrecke. Da unterschiedliche Prinzipien bei der Erzeugung charakteristischer Bewegungsprofile vorherrschen und eine mehr in Betracht zu ziehende Abhängigkeit von Zugänglichkeit und Realisierbarkeit der Betriebsarten des gegebenen Systems besteht, werden die beiden Identifikationsstrategien einzeln aufgeführt, ohne miteinander verglichen zu werden. Dabei kann es sich ergeben, dass diverse Vor- und Nachteile gegenüber einander ganz anwendungsspezifisch auftreten können.

4.2.1 Im geschlossenen Regelkreis

Bei der Reibungsidentifikation innerhalb eines geschlossenen Regelkreises erfolgt die Ermittlung der Modellparameter in mehreren entkoppelten Teilprozessen, für die jeweils eine geeignete Anregung aufgebracht wird, um somit den Einfluss der restlichen (unberücksichtigten) Terme der System- beziehungsweise Regelungsdynamik möglichst gering zu halten.

Zur Identifikation der quasi-stationären Reibungskennlinie, welche durch die Stribeck-Funktion beschrieben wird, wird das System in einem geschwindigkeitsgeregelten Modus angetrieben [85], [98]. Um den Einfluss der Reglerdynamik möglichst gering zu halten, wird zum einen die Proportionalregelung mit einem kleinen Verstärkungsfaktor eingesetzt, zum anderen wird die Sollwerttrajektorie der Form $w^{soll}(t) = at$ angewendet, so dass die konstante Relativbeschleunigung a möglichst gering gehalten wird. Somit wird lediglich ein vernachlässigbar kleiner, trägheitsbezogener Offset bei der Erfassung kinetischer Reibung verursacht. Um die anhaftenden Reibungseffekte beim Stillstand des Systems weitgehend zu eliminieren und darüber hinaus ein möglichst angelaufenes Verhalten beim Übergang durch die Null-Geschwindigkeit zu erzwingen, wird das System zuerst in eine negative (oder positive) Sättigung des nominellen Geschwindigkeitsbereichs gefahren. Anschließend wird eine

langsam steigende (fallende) Flanke an den Sollwert der Geschwindigkeitsregelung übergeben. Nachteilig an dieser einfachen und dem Prozess naheliegenden Art der Systemanregung ist, eine uneingeschränkte Relativbewegung des Systems voraussetzen zu müssen. Dies ist allerdings in vielen Anwendungen, wie zum Beispiel bei der Bewegung der Roboterachsen oder Positioniereinheiten in Werkzeugmaschinen, nicht gegeben. In solchen Fällen eines begrenzt zugänglichen Verfahrbereichs werden mehrere einzelne Bewegungstrajektorien mit verschiedenen konstanten Geschwindigkeiten erforderlich, welche den gesamten nominellen Geschwindigkeitsbereich möglichst äquidistant abdecken. Zur Identifikation verwendet werden hierbei die Daten aus den ausschließlich stationären Phasen der Relativbewegung mit konstanter Geschwindigkeit. Eine vereinfachte Bahnplanung oder alternativ eine externe Positionsüberwachung sorgt hierbei für das Einhalten der zulässigen Bewegungsbereiche.

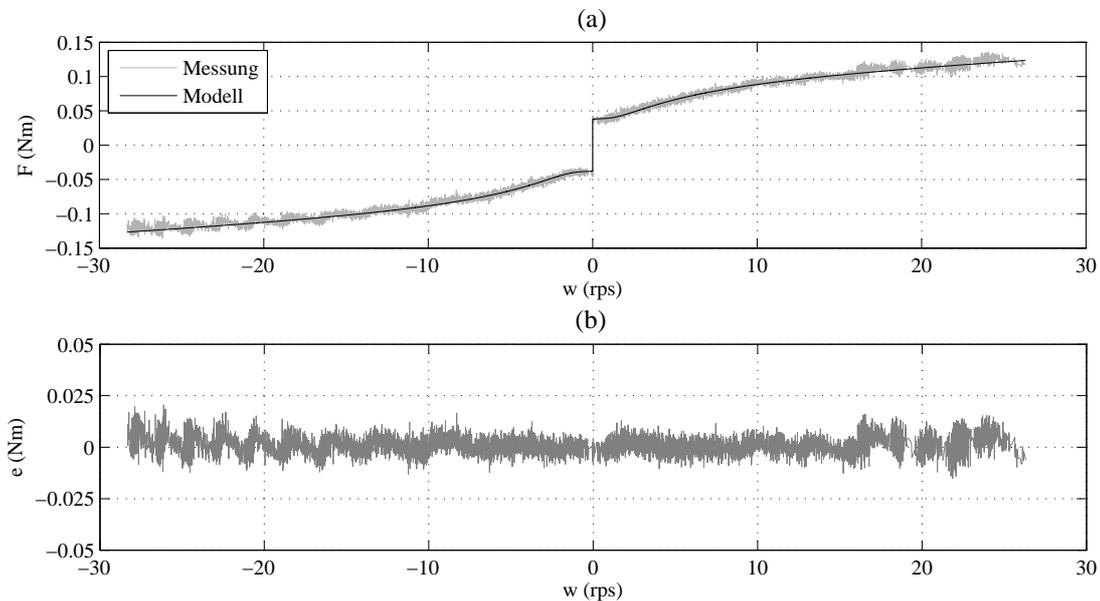


Abbildung 4.2: Identifikationsergebnisse der Stribeck-Funktion erzielt am 1-DOF Aktuatorssystem: (a) gemessene und modellierte Reibungskennlinie, (b) Vorhersagefehler

Die Identifikationsergebnisse der Stribeck-Funktion, erzielt am Aktuatorssystem aus Anhang A.1, sind in Abbildung 4.2 dargestellt. Dabei wurde das Bewegungsprofil mit einer niedrigen Relativbeschleunigung von etwa 0.2 rps^2 , ausgehend von einem negativen Grenzbereich bei -28 rps , abgefahren. Der Vorhersagefehler der identifizierten Stribeck-Funktion ist in Abbildung 4.2 (b) über der gemessenen Relativgeschwindigkeit aufgetragen. Der Vorhersagefehler ist symmetrisch zur Null und verläuft ähnlich für den negativen und positiven Geschwindigkeitsbereich. Der maximale und der gemittelte absolute Fehler betragen 0.0205 Nm und 0.0035 Nm entsprechend. Ein eindeutiges Rattern im Verlauf des ermittelten Reibungsmoments bei $|w| > 15 \text{ rps}$ verweist auf die Präsenz sekundärer Resonanzen im System, welche allerdings bei der Reibungsidentifikation eine eher untergeordnete Rolle spielen. Die bei höheren Drehzahlen auftretenden Resonanzen, welche allerdings den zulässigen Drehzahlbereich des verwendeten HD-Getriebebausatzes nicht übersteigen, sind auf

die strukturellen Besonderheiten der HD-Transmission zurückzuführen. Hier sorgen sowohl die einzelnen Massen im Wave-Generator und auf der Abtriebswelle mit Kupplungen als auch die Elastizitäten im Flexspline und Kugellager für das Entstehen resonanter Schwingungen bei höheren Drehzahlen der Abtriebswelle. Ein ähnliches Resonanzverhalten wird weiter bei der Identifikation des Robotergelenks, welches ebenfalls einen allerdings von anderer Baureihe HD-Getriebebausatz beinhaltet, beobachtet. Dies bestätigt das strukturbedingte Aufkommen sekundärer Resonanzen im System, welche allerdings im Rahmen dieser Arbeit nicht näher untersucht werden.

Ein weiteres Identifikationsergebnis der Stribeck-Funktion, erzielt am Industrieroboter aus Anhang A.3, ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Hier wurde die erste Basisachse des

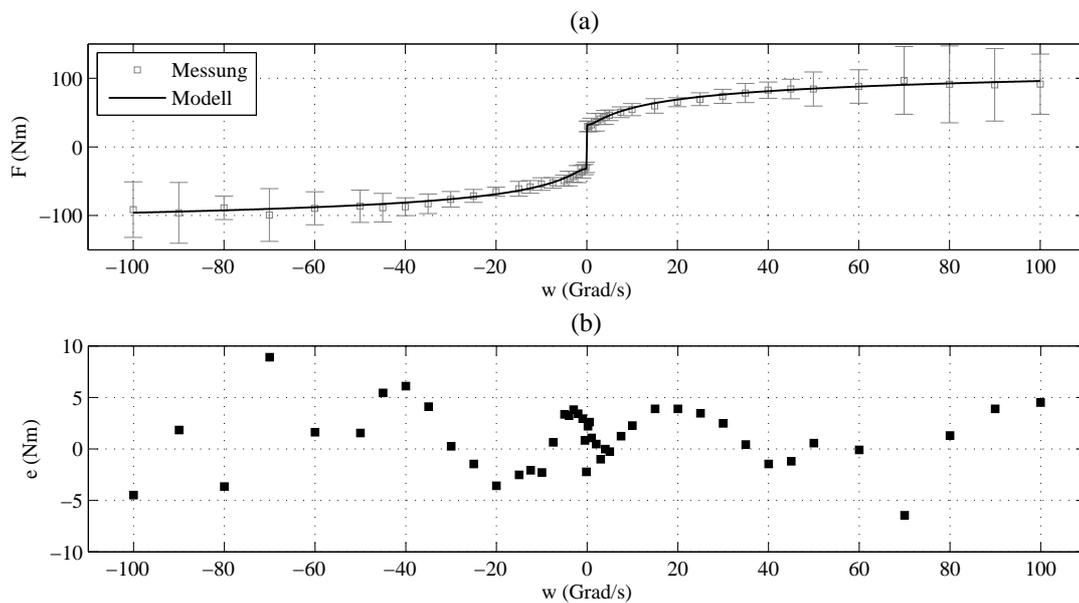


Abbildung 4.3: Identifikationsergebnisse der Stribeck-Funktion erzielt am Industrieroboter: (a) gemessene und modellierte Reibungskennlinie, (b) Vorhersagefehler

Roboters beobachtet, wobei die restlichen Roboterachsen in einer vertikalen Konfiguration gehalten wurden, um somit den konfigurationsabhängigen Einfluss der Gravitations- und Coriolis/Zentrifugal-Terme auf die erste Roboterachse möglichst zu reduzieren. Der insgesamt zugängliche Arbeitsbereich von -150 Grad bis $+150$ Grad wurde in mehreren Experimenten mit verschiedenen konstanten Geschwindigkeiten von ± 0.2 Grad/s bis zu ± 100 Grad/s in beiden Richtungen abgefahren, um somit die positionsabhängigen Einflüsse auf das erfasste Drehmoment zu reduzieren. Letztere entstehen durch zusätzliche Übertragungsfehler in der Achslagerung, welche durch die einfache Systemdynamik in Gleichung (2.7) erwartungsgemäß nicht ausgeglichen werden. Darüber hinaus zeigen die großen Streuungswerte im Bereich größerer Geschwindigkeiten (siehe Messung in Abbildung 4.3 (a)) erneut die Präsenz zunehmender Resonanzen im System. Zu Identifikationszwecken wurden demzufolge die Mittelwerte jeweiliger Stützpunkte in den Geschwindigkeits-Reibungs-Koordinaten ermittelt, welche einen eindeutig symmetrischen Verlauf für den negativen

und positiven Geschwindigkeitsbereich und eine gute Übereinstimmung mit der ermittelten Stribeck-Funktion aufweisen. Der Vorhersagefehler der identifizierten Stribeck-Funktion ist in Abbildung 4.3 (b) als Funktion der gemessenen Relativgeschwindigkeit dargestellt. Die meisten Fehler liegen innerhalb des Wertebereichs von ± 5 Nm, wobei die ermittelte geschwindigkeitsabhängige Reibung im Bereich zwischen ± 35 Nm und ± 100 Nm variiert. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Werteangaben bereits unter Berücksichtigung des nominellen Untersetzungsverhältnisses des jeweiligen Robotergelenks erfolgen, so dass das Drehmoment von 100 Nm dem Antriebswert von 0.83 Nm entspricht und die Achsgeschwindigkeit von 100 Grad/s der Motordrehzahl von etwa 33 rps entspricht.

Zur Identifikation der Pre-sliding-Hysterese, welche im Falle des 2SEP-Modells durch die beiden Parameter K und F_c charakterisiert wird, wird das System in einem positionsgeregelten Betrieb gefahren. Auch hier wird eine Proportionalregelung mit kleinem Verstärkungsfaktor eingesetzt, um dadurch den Einfluss der restlichen Dynamik des Regelkreises zu reduzieren. Unter diesen quasi-stationären Bedingungen einer Bewegung mit niedrigen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen wird die im System wirkende Reibung proportional zum Verlauf der Stellgröße und somit des Antriebsmoments angenommen. Bekannt aus den Voruntersuchungen (siehe Abbildung 2.18 (d)) wird eine Sollwerttrajektorie mit einer konstanten Geschwindigkeit und mehreren Umkehrpunkten in einem dem Pre-sliding-Regime entsprechenden Bereich der Relativbewegung generiert. Der zeitliche Verlauf der Soll- und Istwerte ist in Abbildung 4.4 (a) dargestellt. Es ist offensichtlich,

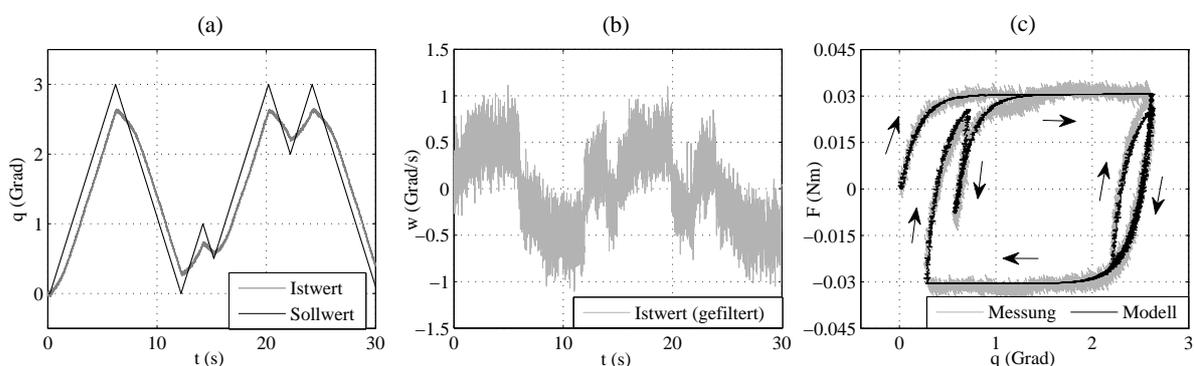


Abbildung 4.4: Identifikationsergebnisse der Pre-sliding-Hysterese erzielt am Aktuatorssystem: (a) Soll- und Istwert der Positionstrajektorie, (b) gemessene Eingangsgeschwindigkeit (gefiltert), (c) Pre-sliding-Hysterese des Reibungsmoments als Funktion der Relativposition

dass die resultierende Systembewegung einem beinahe gleichen Nachlauf infolge der wirkenden dynamischen Reibung ausgesetzt ist. Dies ist insofern zweitrangig, als dass das tatsächliche (gemessene) Bewegungsprofil zur Reibungsidentifikation angewendet wird, und die Zielsetzung vielmehr darin besteht, eine möglichst gering wirkende Regelungsdynamik dem eigenen Systemverhalten hinzuzufügen. Die durch die diskrete Differenzierung aus der gemessenen Position gewonnene Istgeschwindigkeit dient als Eingangsgröße für die Modellvorhersage dynamischer Reibung. Um die Glattheit des erhaltenen Geschwindigkeitssignals zu erhöhen, wird ein digitaler Butterworth Filter zweiter Ordnung mit der Eckfrequenz 10

Hz angewendet. Der zeitliche Verlauf der gefilterten Eingangsgeschwindigkeit ist in Abbildung 4.4 (b) dargestellt. Trotz eines verbleibenden hochfrequenten Ratterns, welches zum einen auf diskrete Mikrobewegungen des Systems und zum anderen auf ein hohes Niveau des Messrauschens hindeutet, eignet sich das erzielte Signal zur Modellvorhersage dynamischer Reibung im Pre-sliding-Regime. Dabei wird der Einfluss des Übergangsverhaltens dynamischer Reibung als vernachlässigbar klein angenommen und somit der Gewichtungsfaktor B im 2SEP-Modell temporär zu Null gesetzt. Die Pre-sliding-Hysterese des Reibungsmoments als Funktion der Relativposition ist in Abbildung 4.4 (c) einmal für die Messung und einmal für das identifizierte Modell dargestellt. Es ist offensichtlich, dass der gemessene und vorhergesagte Verlauf der Pre-sliding-Hysterese gut miteinander übereinstimmen, und zwar für gesättigte und ungesättigte Hystereseschleifen. Weiterhin zeigt sich das Modell dank seines definierten elasto-plastischen Verhaltens als deutlich robust gegenüber dem stark verrauschten Verlauf der Eingangsgeschwindigkeit. Dies ist insbesondere für den praktischen Einsatz in Steuerungseinheiten mit diskretisierten und quantisierten Signalen von Bedeutung. An dieser Stelle ist anzumerken, dass der Parameter F_c bereits bei der Identifikation der quasi-stationären Reibungskennlinie in die Lösung mit einbezogen wird. Somit kann die Reihenfolge der Identifikations-Teilprozesse sinnvollerweise getauscht werden, so dass die Identifikation der Pre-sliding-Hysterese, als Identifikation eines unabhängigen Teils des Reibungssystems, zuerst vorgenommen wird. Anschließend wird die quasi-stationäre Reibungskennlinie ermittelt, wobei der Parameterwert für Coulombsche Reibung konstant gehalten wird.

Mit einer ähnlichen Vorgehensweise wurde die Pre-sliding-Hysterese für die erste Basisachse des Industrieroboters identifiziert [98]. Der grundsätzliche Unterschied bestand dabei darin, dass die entsprechenden Trajektorien der Mikrobewegung aufgrund der Zugänglichkeit externer Schnittstellen im geschwindigkeits- und nicht im positionsgeregelten Betrieb abgefahren wurden.

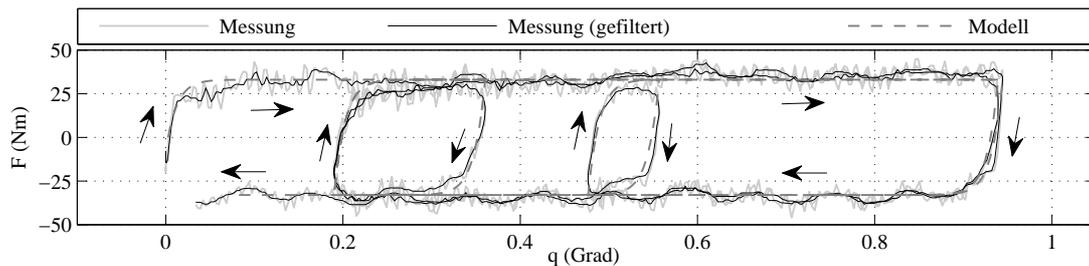


Abbildung 4.5: Identifikationsergebnisse der Pre-sliding-Hysterese erzielt am Industrieroboter, Pre-sliding-Hysterese des Reibungsmoments als Funktion der Relativposition

In Abbildung 4.5 ist die Pre-sliding-Hysterese des Reibungsmoments als Funktion der Relativposition dargestellt. Der Verlauf des ungefilterten Messsignals zeigt die Präsenz von mindestens zwei harmonischen Anteilen des positionsabhängigen Drehmoments. Diese sind ohne weitere Analyse auf das verkoppelte Verhalten der Achslagerung und des Harmonic-Drive Untersetzungsgetriebes zurückzuführen. Die gefilterten Messdaten wurden anschlie-

ßend zur Identifikation der modellierten Pre-sliding-Hysterese verwendet, deren simuliertes Verhalten mit der Messung übereinstimmt.

Die Identifikation des Übergangsverhaltens dynamischer Reibung hängt offensichtlich mit der Trägheit des Gesamtsystems zusammen, so dass es den Attraktionsfaktor B sinnvollerweise zugleich mit der Trägheitskonstante J zu ermitteln gilt. Prinzipiell eignen sich zahlreiche Anregungsarten des Systems hierfür, welche allerdings zwei qualitative Bedingungen zu erfüllen haben. Einerseits soll der Geschwindigkeitsbereich der erzeugten Relativbewegung möglichst breit abgedeckt werden, um somit verschiedene Übergänge zwischen dem dynamischen und dem quasi-stationären Reibungsverhalten im System hervorzurufen, andererseits sollen möglichst verschiedene Frequenzen bei der Systemanregung vorhanden sein, um mit variierenden Beschleunigungen eine Signatur des Reibungsnachlaufs in der Systemantwort zu erzwingen.

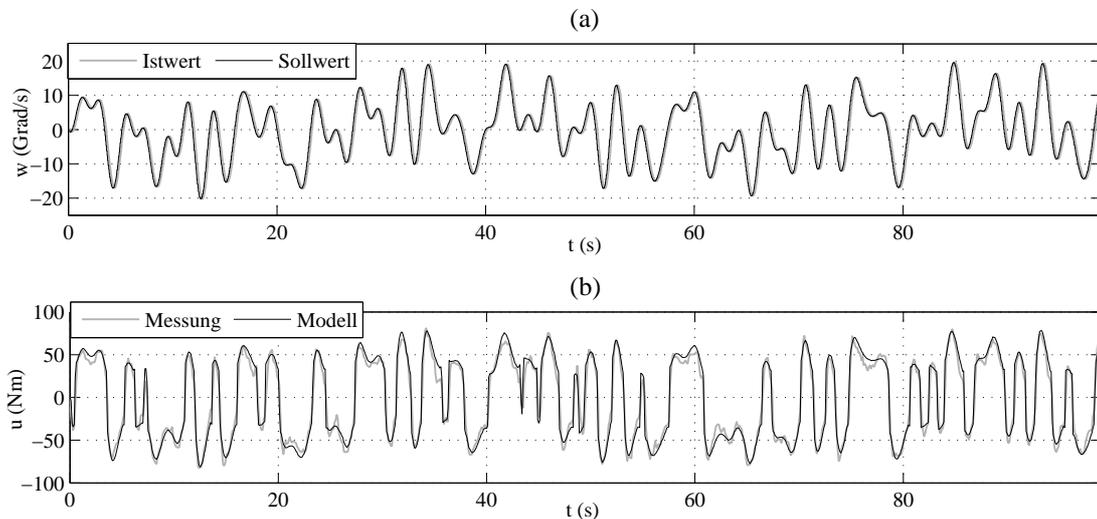


Abbildung 4.6: Modellevaluierung durchgeführte am Industrieroboter: (a) Sollwert und Istwert der Achsgeschwindigkeit bei der Multisinus-Bewegungstrajektorie, (b) gemessenes und mit inversem Modell vorhergesagtes Antriebsmoment

In Abbildung 4.6 werden die erzielten Ergebnisse einer inversen Modellvorhersage $u(t) = f^{-1}(w(t), \bar{\Theta})$ (siehe Abbildung 4.1 (b)) für die erste Basisachse des Industrieroboters dargestellt. In einem geschwindigkeitsgeregelten Betrieb wird eine Multisinus-Trajektorie abgefahren. Der zeitliche Verlauf der Soll- und Istgeschwindigkeit ist in Abbildung 4.6 (a) aufgezeigt. Der Frequenzbereich beträgt 0.01–1 Hz und die Amplitudenvariation liegt zwischen 1 Grad/s und 20 Grad/s. Hier ist anzumerken, dass die erzeugte Trajektorie eine relativ hoch dynamische Bewegung des Systems darstellt, insofern die Gesamtmasse des durch die erste vertikale Basisachse zu bewegenden Manipulators circa 220 kg beträgt. Das über den Motorstrom indirekt gemessene Antriebsmoment ist gegenüber der inversen Modellvorhersage in Abbildung 4.6 (b) aufgezeichnet. Trotz der zu erkennenden Ausreißer stimmen die beiden Kurven gut überein, und zwar sowohl für die niedrigen als auch für die höheren Relativgeschwindigkeiten. Der gemittelte absolute Fehler beträgt 7.63 Nm und

die Standardabweichung 10.68 Nm entsprechend. Im Hinblick auf vorhandene Störgrößen im Robotersystem und die Qualität der verfügbaren Messdaten (siehe Anhang A.3) liefert das identifizierte Modell eine hohe Genauigkeit bei der Vorhersage dynamischer Reibung in einem geschlossenen System mit unbekanntem Störgrößen.

4.2.2 In offener Regelstrecke

Die größte Herausforderung bei der Identifikation dynamischer Reibung in einem System, welches als eine offene Regelstrecke vorliegt, besteht darin, dass ein Expertenwissen über das charakteristische Systemverhalten in Bezug auf die Bewegungsbereiche im Pre-sliding- und Sliding-Regime unabdingbar vorauszusetzen ist. Ohne eine Regelung einzusetzen, wird eine Voranalyse der Positions- und Geschwindigkeitsantwort des Systems bei verschiedenen Anregungsfrequenzen und -amplituden erforderlich. Vor allem ist die Auswirkung der Amplitudenvariation auf das Verhalten des Systems mit Reibung von entscheidender Bedeutung, da es sich offensichtlich um eine zurückgekoppelte Nichtlinearität handelt und die Analyse des Systemverhaltens im Frequenzbereich allein nicht ausreichend ist.

Im Weiteren werden in diesem Kapitel infolge der Verfügbarkeit erforderlicher Schnittstellen meist diejenigen Identifikationsergebnisse aufgeführt, welche am Aktuatorssystem aus Anhang A.1 erzielt wurden. Zusätzlich werden die Identifikationsergebnisse eines weiteren Aktuatorsystems aus Anhang A.2 kurz aufgezeigt.

Eine Bewegungstrajektorie zur Identifikation der Pre-sliding-Hysterese ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Die Systemanregung erfolgt mit einem Down-Chirp Signal mit der Band-

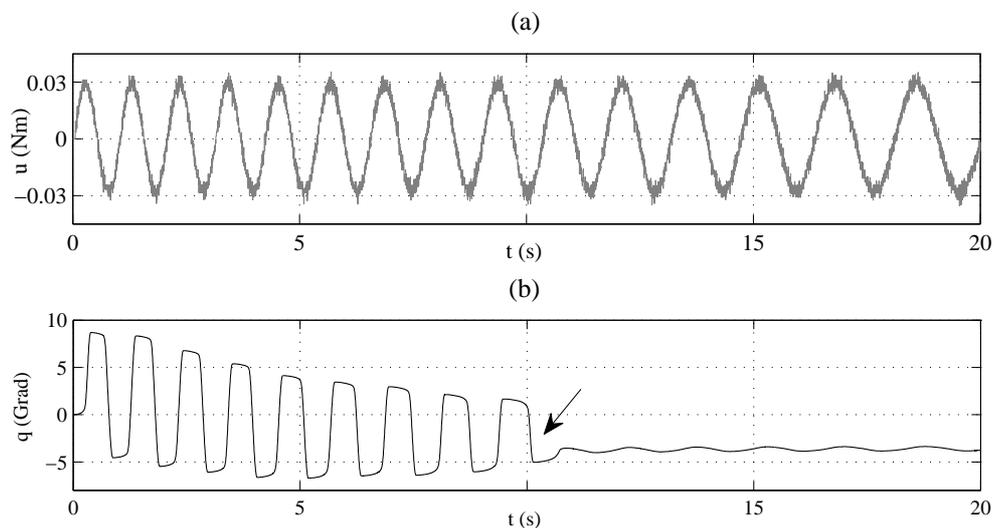


Abbildung 4.7: Bewegungstrajektorie zur Identifikation der Pre-sliding-Hysterese gemessen am Aktuatorssystem; (a) Down-Chirp Anregung, (b) Positionsantwort mit Mikrozyklen

breite 1–0,5 Hz und einer Amplitude, welche im Bereich der vorausgeschätzten Coulomb-schen Reibung liegt. Die gemessene Positionsantwort des Systems ist in Abbildung 4.7 (b)

zu sehen. Es wird ersichtlich, dass die Makrobewegung ab einer gewissen Anregungsfrequenz aufhört (bei circa $t > 10$ s), wobei kein vollständiger Stillstand erfolgt, sondern eine Reihe zyklischer Mikrobewegungen im System zu beobachten sind. Dies deutet darauf hin, dass die träge Masse des Aktuators mit einer abnehmenden Anregungsfrequenz nicht mehr im Makrobereich beschleunigt wird und die anhaftenden Reibungsmechanismen an den Kontaktflächen zunehmend wirken, wobei die elasto-plastische Reibung für die restlichen zyklischen Oszillationen der Relativposition sorgt. Die entsprechenden Bewegungstrajektorien sind in der Phaseebene in Abbildung 4.8 veranschaulicht dargestellt und mit Pfeilen gekennzeichnet.

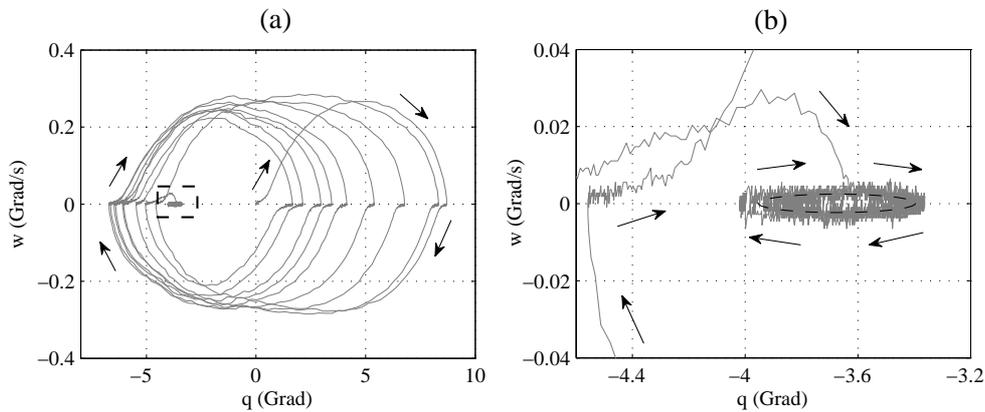


Abbildung 4.8: Phaseebene der gemessenen Trajektorie im Pre-sliding-Regime: (a) gesamte Trajektorie, (b) Ausschnitt mit den Grenzzyklen

Die Trajektorie eines geschlossenen Bewegungszykluses unterscheidet sich eindeutig von einer typisch elliptischen Trajektorie eines linearen Systems, indem die obere und untere Halbellipsen durch die anhaftenden Phasen gegen einander verschoben sind (vergleiche mit [7]). Weiterhin wird die Gesamttrajektorie der Bewegung einer sich langsam reduzierenden Drift ausgesetzt (siehe Abschnitt 2.3.4). Der vergrößerte Ausschnitt in Abbildung 4.8 (b) zeigt einen eingelaufenen Grenzzyklus der Mikrobewegung, welcher auf einen Grenzzustand elasto-plastischer Verformung der kontaktierenden Flächenunebenheiten hindeutet.

Die Pre-sliding-Hysterese, beschrieben durch das MMS-Modell [88], wurde zusammen mit der Systemträgheit aus den aufgezeigten Messdaten identifiziert. Dabei dient der abgeleitete und geglättete Messwert $w(t)$ als Eingangsgröße für die inverse Modellvorhersage. Die Identifikationsergebnisse der Pre-sliding-Hysterese sind in Abbildung 4.9 gegenüber den Messwerten dargestellt. Trotz eines stark verrauschten Messsignals zeigt sich eine gute Übereinstimmung zur Modellvorhersage des Antriebsmoments. Die ermittelten Hysteresekurven ähneln den Identifikationsergebnissen, welche im geschlossenen Regelkreis erzielt wurden (vergleiche mit Abbildung 4.4 (c)). Eine gute Übereinstimmung zwischen der Messung und dem Modell zeigt sich auch bei mehreren ungesättigten Hystereseschleifen einer zyklischen Mikrobewegung – wie im Ausschnitt in Abbildung 4.9 (b) vergrößert dargestellt. Hier wird der weiter kontinuierlich abnehmende Drift-Effekt durch das Modell ebenfalls ab-

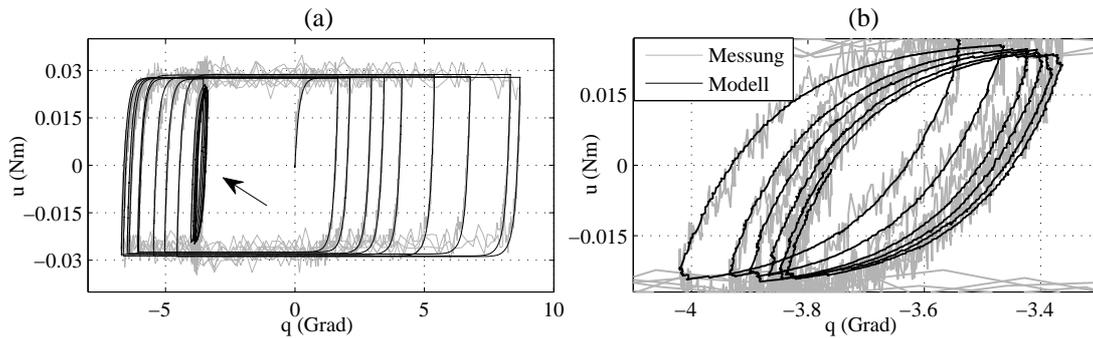


Abbildung 4.9: Identifikationsergebnisse der Pre-sliding-Hysterese in offener Regelstrecke: (a) Antriebsmoment als Funktion der Relativposition, (b) vergrößerter Ausschnitt mit ungesättigten Hystereseschleifen einer zyklischen Mikrobewegung

gefangen. Der gemittelte und maximale absolute Vorhersagefehler beträgt 0.0027 Nm und 0.0125 Nm entsprechend, und die Standardabweichung liegt bei 0.0034 Nm.

Für eine gleichzeitige (nicht entkoppelte) Identifikation dynamischer Reibung im Zeitbereich wird eine spezielle Anregungssequenz erzeugt, welche eine zeitlich absteigende Amplitude sowie eine kontinuierliche Frequenzvariation (zwischen 0.1 Hz und 20 Hz), sowohl im Bereich kleinerer als auch größerer Amplituden, beinhaltet. Der zeitliche Soll- und Ist-

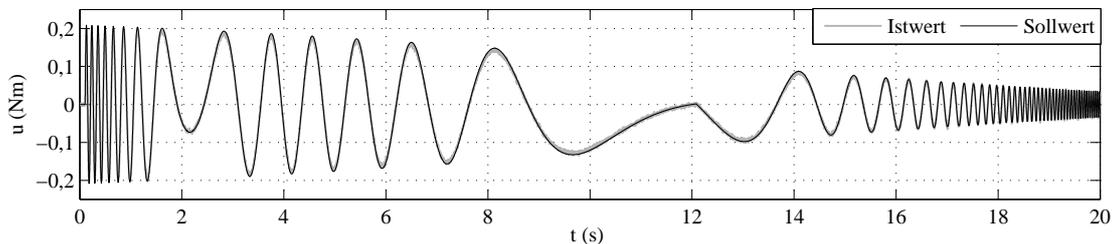


Abbildung 4.10: Anregungssequenz zur Identifikation dynamischer Reibung im Zeitbereich

wertverlauf der Anregungssequenz, welche über den geregelten Motorstrom realisiert wird, ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Die gemessene Geschwindigkeitsantwort wird anschließend für eine gleichzeitige Identifikation der Modellparameter inklusive Trägheit verwendet. Die direkte Modellvorhersage $\hat{w}(t) = f(u(t), \Theta)$ erfolgt auf Basis des Sollwertes der Anregung, um somit das zusätzliche Eingangsruschen zu vermeiden, wobei eine durch die Schnittstellen bedingte Totzeit zwischen dem Soll- und Istwert von $u(t)$ messtechnisch ermittelt und bei der Modellvorhersage mitberücksichtigt wird. Die Identifikationsergebnisse dynamischer Reibung im Zeitbereich finden sich in Abbildung 4.11.

Es wird erkennbar, dass die angewendete Systemanregung eine Geschwindigkeitsantwort im variablen Bereich zwischen 25 rps und 0.2 rps hervorruft, wobei die letzte bei der gegebenen Frequenz eine Relativbewegung von nur wenigen Grad – und somit im Bereich des Pre-sliding-Regimes – erzeugt. Die gegenüber der Messung dargestellte Geschwindigkeitsantwort des identifizierten Modells zeigt eine relativ hohe Genauigkeit der

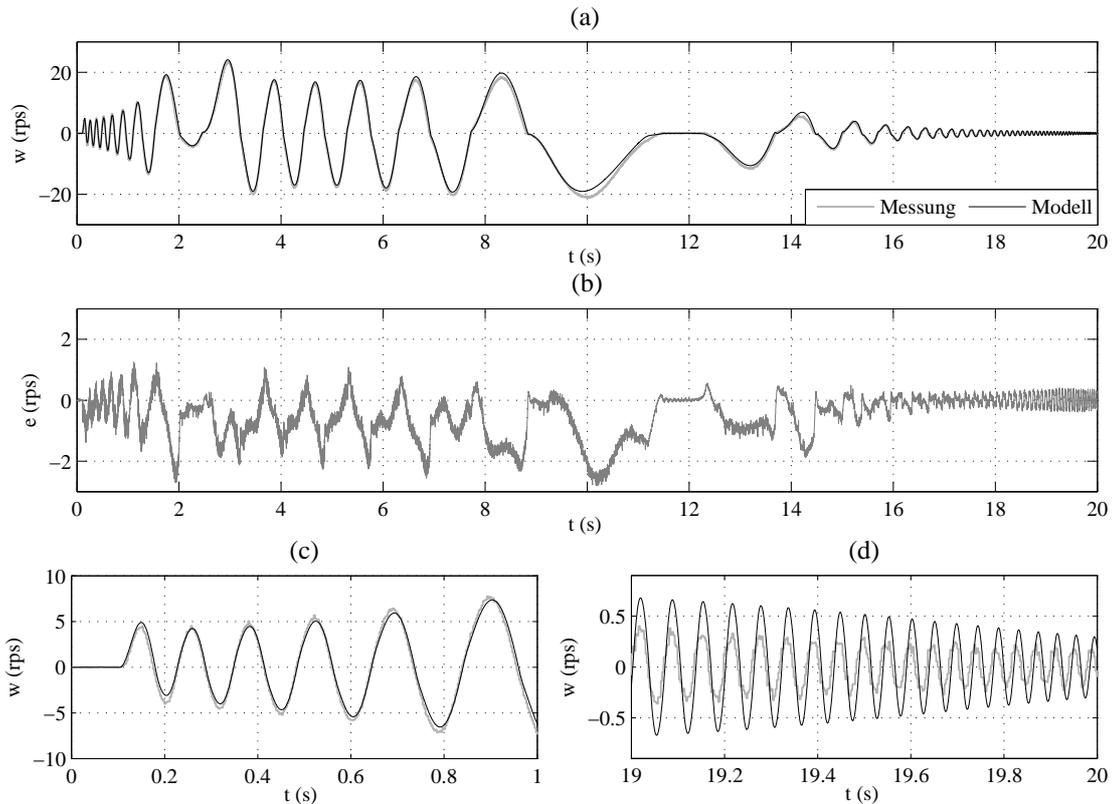


Abbildung 4.11: Identifikationsergebnisse im Zeitbereich: (a) Gemessene und vorhergesagte Geschwindigkeitsantwort, (b) Vorhersagefehler, (c) und (d) vergrößerte Ausschnitte

Vorhersage, wobei eine Verschiebung des Vorhersagefehlers in den negativen Bereich (siehe Abbildung 4.11 (b)) auf eine leichte Asymmetrie im Verhalten des Aktuators bei höheren Relativgeschwindigkeiten hindeutet. Die vergrößerten Ausschnitte in Abbildung 4.11 (c) und (d) veranschaulichen die Modellabweichungen am Anfang und Ende der Bewegungssequenz. Für die hochfrequenten Bewegungen im niedrigen Geschwindigkeitsbereich zeigt sich ein beinahe konstanter Vorhersagefehler, welcher auf eine Kompromisslösung der ermittelten Parameter für die hohen und niedrigen Geschwindigkeiten des Systems hindeutet. Das ermittelte Reibungsverhalten für die resultierende Bewegungstrajektorie wird weiter gegenüber der Stribeck-Kurve aufgezeigt, welche im geschlossenen Regelkreis identifiziert wurde (siehe Abbildung 4.2 (a)). Aus Abbildung 4.12 wird ersichtlich, dass die identifizierte dynamische Reibung als Funktion der Relativgeschwindigkeit in Einklang mit der ermittelten quasi-stationären Reibungskennlinie liegt. Eine zunehmende Diskrepanz zeigt sich dennoch in Richtung größerer Absolutgeschwindigkeiten und ist hauptsächlich auf die Parameter der linear-viskosen Reibung und Stribeck-Geschwindigkeit zurückzuführen. Hier merke man an, dass die ermittelten Modellparameter des geschlossenen dynamischen Aktuator-systems lediglich einen optimalen Abgleich mit der erzeugten Geschwindigkeitstrajektorie im Least-Squares Sinne darstellen und somit signifikant von dem in Betracht

gezogenen Bewegungsprofil abhängen. Die verwendeten Identifikationsdaten sowie vorher ungesenen Daten eines anderen Bewegungsprofils werden zum Vergleich verschiedener dynamischer Reibungsmodelle in Abschnitt 4.4 weiter verwendet.

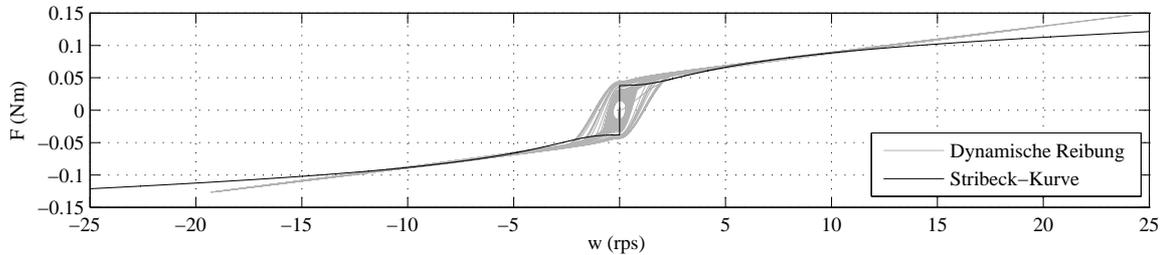


Abbildung 4.12: Identifizierte dynamische Reibung versus Stribeck-Kurve

Zur Verifikation der Generalisierungsfähigkeit des 2SEP-Modells wurde die Identifikation dynamischer Reibung in einer offenen Regelstrecke zusätzlich am Aktuatorssystem [94],[84] aus Anhang A.2 (weiter in diesem Kapitel als Aktuatorssystem # 2) durchgeführt. Zur Anregung des Systems dient ein Up-Chirp Signal mit der Bandbreite 0.5–70 Hz. Die gemessene Frequenzantwort des Aktuatorsystems ist in Abbildung 4.13 dargestellt. Aufgrund der im System auftretenden Resonanz- und Anti-Resonanzstellen im Bereich höherer Frequenzen (mit dem Pfeil markiert) wurde zu Identifikationszwecken die Teilsequenz der Messung (mit Strichlinie markiert) von bis zu circa 130 rad/s (entspricht 20 Hz) in Betracht gezogen. Die gemessene und identifizierte Geschwindigkeitsantwort des Systems ist

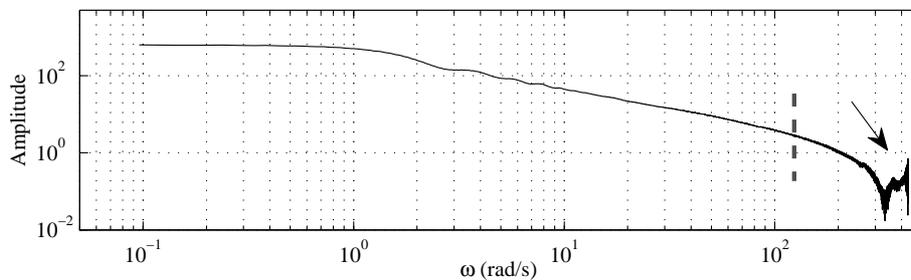


Abbildung 4.13: Gemessene Frequenzantwort des Aktuatorsystems # 2

in Abbildung 4.14 (a) dargestellt. Dabei lässt sich eine hohe Übereinstimmung zwischen der gemessenen und der vorhergesagten Relativgeschwindigkeit im Gesamtbereich zwischen 1.5 Grad/s und 30 Grad/s beobachten. Während die Geschwindigkeitsdaten zur Identifikation verwendet wurden, wird die Vorhersagegenauigkeit weiter in Bezug auf die entsprechende Relativposition in Abbildung 4.14 (b) aufgezeigt. Im Hinblick auf den integrierenden Charakter des Vorhersagefehlers zeigt sich eine sehr hohe Modellgenauigkeit, bei der sich ein resultierender Offsetfehler von circa 0.5 Grad für einen Gesamtversatz von etwa 27 Grad ergibt (siehe vergrößerten Ausschnitt in Abbildung 4.14 (b)). Man beachte, dass aufgrund der mechanischen Ausführung und verwendeten Sensorik die am Aktuatorsystem

2 gewonnenen Messdaten – in Bezug auf das Prozess- und Messrauschen – gegenüber dem Aktuatorssystem aus Anhang A.1 eine viel höhere Qualität aufweisen. Gleichzeitig stellt eine sich stark unterscheidende Struktur des Aktuatorsystems # 2, vor allem die konstruktionstechnische Ausführung des Antriebs und der Achslagerung, eine eindeutig andere im Bezug auf die wirkenden Reibungsmechanismen Situation dar. Dadurch sind zusätzliche Randbedingungen zur Prüfung der Generalisierungsfähigkeit des entwickelten 2-SEP-Reibungsmodells gegeben.

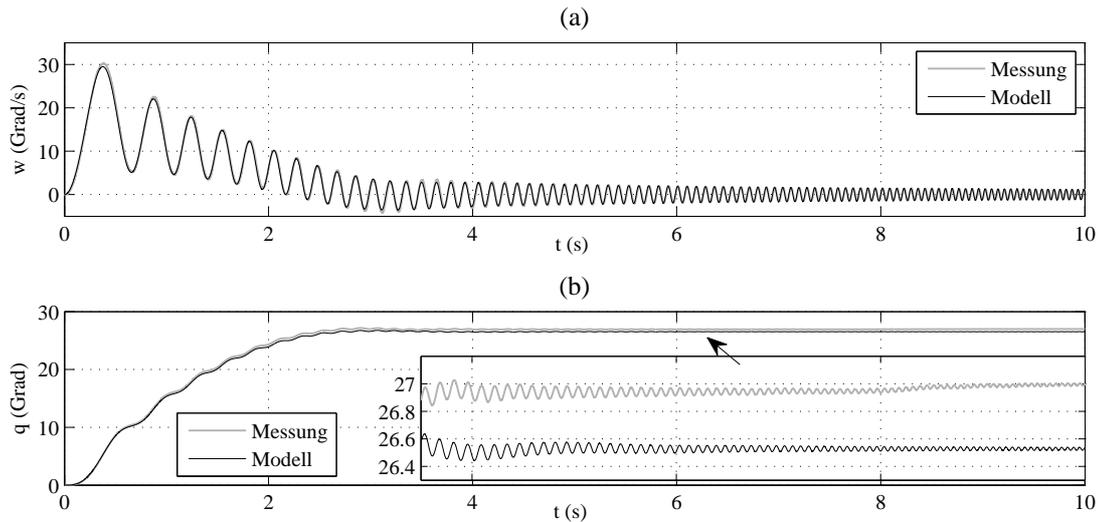


Abbildung 4.14: Gemessene und vorhergesagte Bewegungsantwort des Aktuatorsystems # 2: (a) Relativgeschwindigkeit, (b) Relativposition

4.3 Identifikation im Frequenzbereich

Wie bereits in Abschnitt 2.3.1 aufgezeigt, ist die Frequenzantwort des Systems mit nichtlinearer Reibung weitgehend charakteristisch, falls eine Variation der Anregungsamplituden mit in Betracht gezogen wird. Die Identifikation der Reibung im Frequenzbereich [87] besitzt den großen Vorteil, ohne explizites Vorwissen über die dem Pre-sliding- und Sliding-Regime entsprechenden Bewegungsbereiche auszukommen. Anstelle einer Voranalyse und eines umfangreichen Designs der zum Aufdecken der Reibungseffekte erforderlichen Experimente wird aus einer einfachen Beobachtung der Ausgangsgröße die Erkenntnis darüber gewonnen, mit welchen Anregungsamplituden eine hinreichende Signatur nichtlinearer Reibung erzeugt werden kann.

Neben den mehrfrequenten Multi-Sinus und RBS (Random Binary Signal) Eingangssequenzen eignet sich eine Chirp Anregung besonders gut, um die Frequenzantwort des Systems mit nichtlinearer Reibung zu ermitteln – wie in Abschnitt 2.3.1 bereits erläutert. Das Frequenzspektrum eines Chirp Signals mit der Bandbreite 0.1–10 Hz zeigt sich beispielsweise in Abbildung 4.15.

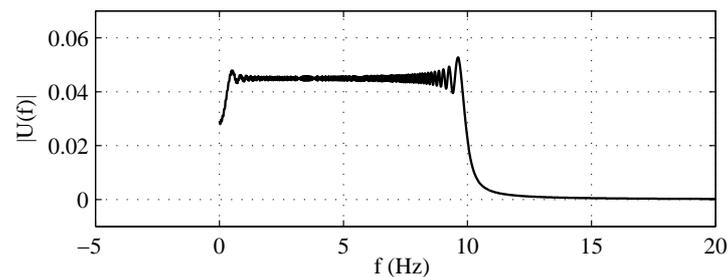
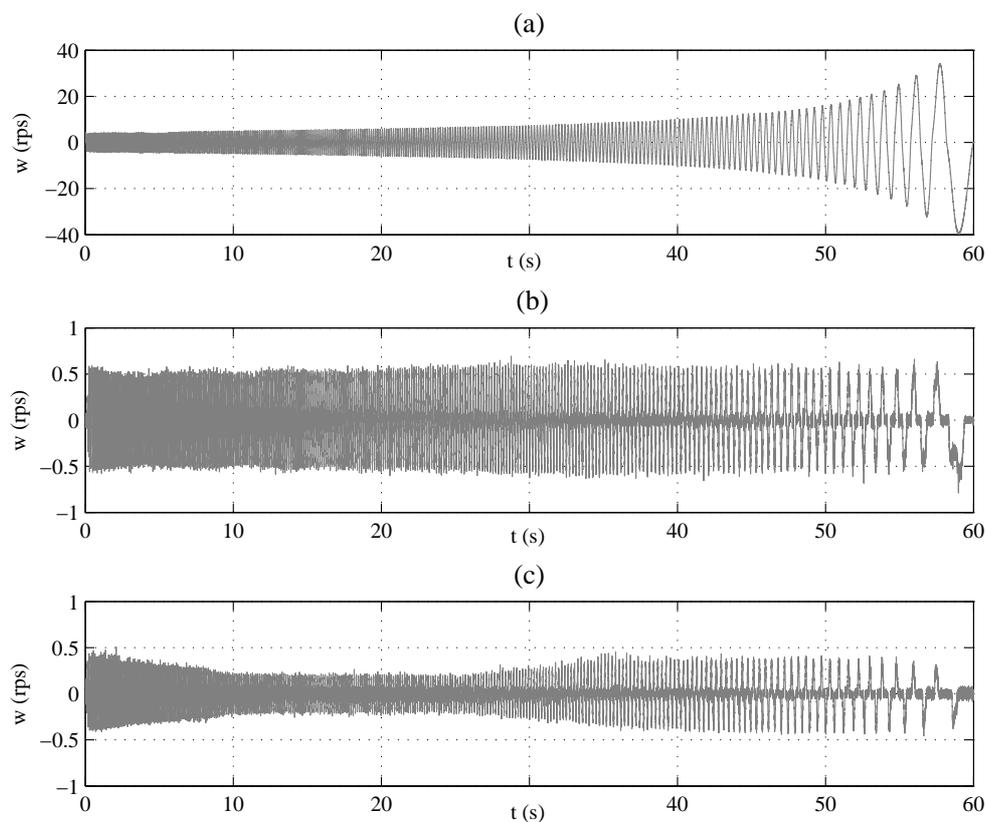


Abbildung 4.15: Frequenzspektrum der Chirp Anregung mit der Bandbreite 0.1–10 Hz

Abbildung 4.16: Gemessene Geschwindigkeitsantwort des Systems auf Down-Chirp Anregung (10–0.1 Hz) mit verschiedenen normierten Amplituden $1.5 \times u$, $0.3 \times u$ und $0.23 \times u$

Zur Identifikation dynamischer Reibung wird vorzugsweise ein Down-Chirp Signal angewendet, um durch die hochfrequente Anregung die anhaftenden Reibungsmechanismen am Anfang der Bewegung und somit einen sozusagen „Kaltstart“ des Systems zu vermeiden. Der zeitliche Verlauf der gemessenen Geschwindigkeitsantwort des Systems auf eine Down-Chirp Anregung (10–0.1 Hz) mit verschiedenen, normierten Amplituden $1.5 \times u$, $0.3 \times u$ und $0.23 \times u$ ist in Abbildung 4.16 (a), (b) und (c) entsprechend dargestellt. Die hieraus ermittelte Frequenzantwort des Systems wurde bereits in Abschnitt 2.3.1 aufgezeigt (sie-

he Abbildung 2.14). Die normierte Amplitude von $1.5 \times u$ stellt den oberen Grenzbereich dar, bei dem die niederfrequente Anregung zu einer maximalen Relativgeschwindigkeit von circa 40 rps hinführt. Mit einer steigenden Frequenz nimmt die resultierende Geschwindigkeit angenähert exponential ab, wodurch das Systemverhalten demjenigen eines linearen Systems ähnelt. Im Gegensatz dazu wird der Einfluss der Nichtlinearität mit der sinkenden Anregungsamplitude mehr und mehr sichtbar. Zur Ermittlung der anzuwendenden Anregungsamplitude im mittleren Bereich ($0.3 \times u$) wird beginnend mit dem Niveau der vorausgeschätzten Coulombschen Reibung ein geeigneter Wert iterativ gesucht, bei welchem die Geschwindigkeitsantwort unabhängig von der Frequenz einen beinahe konstanten Wert aufweist. Der somit gefundene Bereich der Relativbewegung ist durch ein gesättigtes elasto-plastisches Gleiten charakterisiert, bei welchem das System im makroskopischen Sinne kaum beschleunigt wird, und somit die gesamte zugeführte Energie zum Überwinden der Reibung im Pre-sliding-Regime verbraucht wird. Der durch einen ähnlichen Vorgang iterativ ermittelte untere Bereich der Anregungsamplitude ($0.23 \times u$) stellt einen Grenzfall dar, bei dem zwar die von Null abweichende Relativgeschwindigkeit noch zu beobachten ist, aber dennoch einen deutlichen, frequenzabhängigen Verlauf aufweist. Die auf diese Weise ermittelte Frequenzantwort des Systems im Pre-sliding-Regime offenbart die Auswirkung elasto-plastischer Mechanismen der kontaktierenden Flächenunebenheiten, welche zum Auftreten sekundärer Resonanzen gegebenenfalls hinführen können.

Die Schätzung der experimentell ermittelten Frequenzantwort des Systems basiert auf dem allseits bekannten H_1 Algorithmus (siehe zum Beispiel [26]), welcher auf das Autoleistungsspektrum und Kreuzleistungsspektrum des Eingangs- und Ausgangssignals zurückgreift

$$\hat{G}(r) = \frac{\sum_{i=1}^M Y(r)_i \bar{U}(r)_i}{\sum_{i=1}^M U(r)_i \bar{U}(r)_i} . \quad (4.11)$$

Dabei bezeichnet M die Anzahl der wiederholten Messungen, und r steht für die Messung bei der Frequenz $f = r \Delta f$. Der gesamte in Betracht gezogene Frequenzbereich wird mit dem Schritt Δf möglichst äquidistant abgetastet. Die Größen $\bar{U}(r)$ und $\bar{Y}(r)$ sind die konjugiert komplexen des Eingangs- und Ausgangssignals. Die Modellparameter der geschlossenen Aktuatordynamik mit dem 2SEP-Reibungsmodell werden mit Hilfe der gemessenen und berechneten Frequenzantwort im Least-Squares Sinne ermittelt. Mehrere durchgeführte Identifikationsversuche zeigten, dass schon allein der Amplitudengang der betrachteten Frequenzantworten zur Reibungsidentifikation ausreichend ist, und somit der entsprechende Phasengang in die Zielfunktion der Parameteroptimierung nicht explizit einbezogen werden muss. Die Frequenzantworten des Systems bei den drei Anregungsamplituden $a_{1,2,3} = \{1.5, 0.3, 0.23\} \times u$ sind innerhalb der verwendeten kumulierten Zielfunktion

$$J = \sum_{a=1}^3 \sum_{r=1}^{100} (G_a(r) - \hat{G}_a(r))^2 \quad (4.12)$$

gleich gewichtet, so dass die drei angeregten charakteristischen Bereiche gleichermaßen mit

jeweils hundert äquidistanten Frequenzpunkten zur Findung der Modellparameter beitragen.

Die Evaluierung des im Frequenzbereich identifizierten Modells der Systemdynamik mit nichtlinearer Reibung erfolgt im Zeitbereich durch Anwendung von zwei Multisinus-Trajektorien mit der Bandbreite 1–5 Hz und der normierten Verstärkung der Amplitude, einmal $1 \times u$ und einmal $2 \times u$ [87]. Die somit erzeugten dynamischen Bewegungsprofile decken einen breiten Arbeitsbereich ab – zwischen 0.2 rps und 20 rps – und beinhalten dabei die Relativbewegungen sowohl im Pre-sliding- als auch im Sliding-Regime. Die gemessene Geschwindigkeitsantwort des Systems für beide Anregungsamplituden ist gegenüber der Modellvorhersage in Abbildung 4.17 (a) und (b) entsprechend dargestellt. Die einzelnen

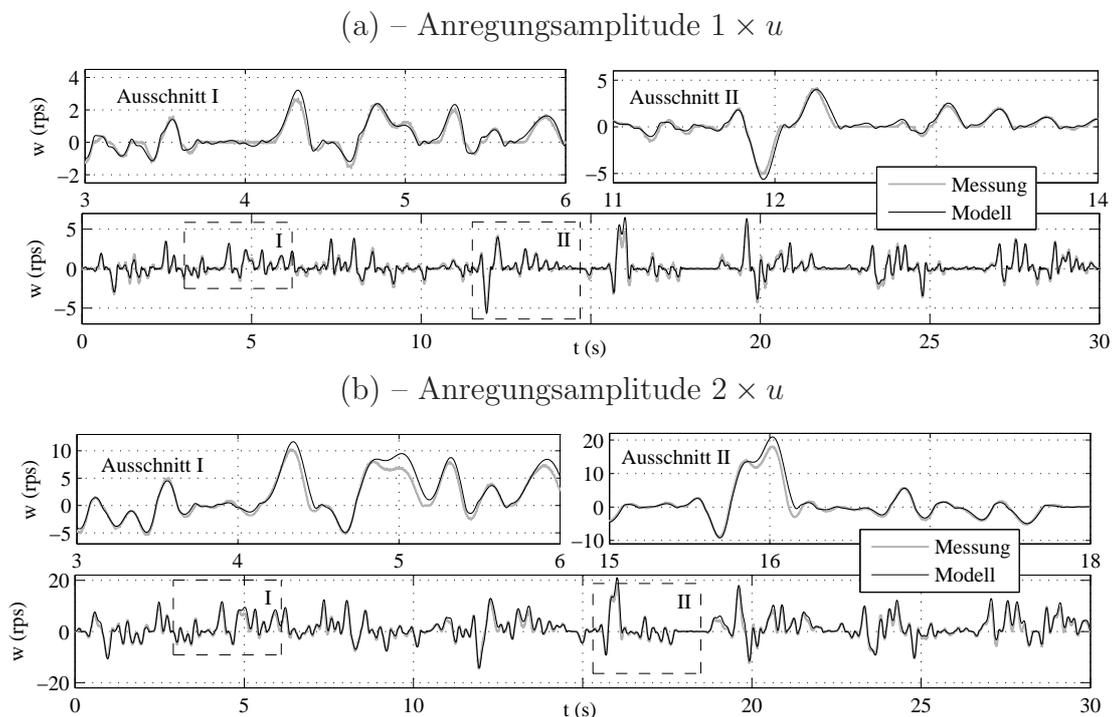


Abbildung 4.17: Evaluierung im Zeitbereich des im Frequenzbereich identifizierten Modells: Multi-sinus (1–5 Hz) Anregung mit normierten Amplituden $1 \times u$ (a) und $2 \times u$ (b)

vergrößerten Ausschnitte beider Bewegungstrajektorien verdeutlichen eine gute Übereinstimmung der gemessenen und der vorhergesagten Relativgeschwindigkeiten. Weiterhin ist die Verteilung der Vorhersagefehler in Abbildung 4.18 sichtbar. Aus beiden Verteilungen der Vorhersagefehler wird ersichtlich, dass das Aktuatorssystem eine gewisse Asymmetrie aufweist, wie bereits bei der Identifikation im Zeitbereich festgestellt wurde (siehe Abbildung 4.11 (b)), wobei diese im Bereich größerer Geschwindigkeiten deutlicher wird. Abgesehen von diesem konstruktionsbedingten und somit fallspezifischen Effekt zeigt der Vorhersagefehler beider Anregungsamplituden eine eindeutige Tendenz zur Normalverteilung, mit dem Mittelwert um den Nullpunkt. Demzufolge können die Restfehler des identifizierten Modells zum Großteil auf das im System wirkende Prozess- und Messrauschen stochastischer

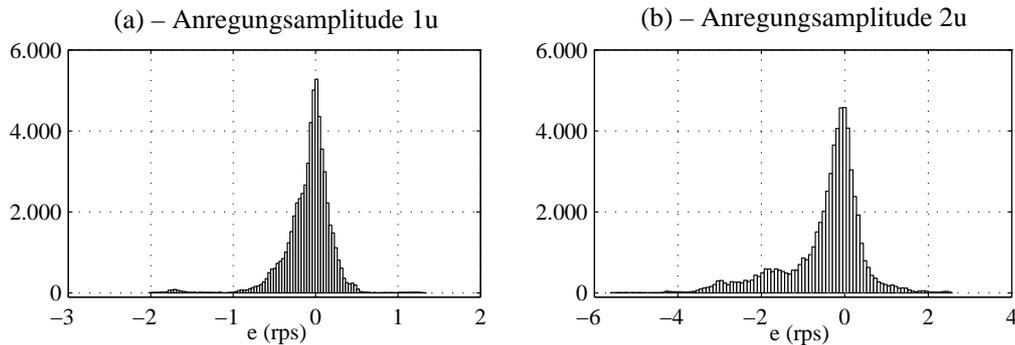


Abbildung 4.18: Verteilung der Vorhersagefehler bei der Evaluierung im Zeitbereich, Anregung mit normierter Verstärkung der Amplitude $1 \times u$ (a) und $2 \times u$ (b)

Natur zurückgeführt werden.

Das im Frequenzbereich geschätzte Reibungsverhalten, beschrieben durch das 2SEP-Modell, zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Systemantwort im Zeitbereich und bietet eine geeignete Alternative zu den Methoden der Reibungsidentifikation im Zeitbereich an. Insgesamt besitzt die Identifikation dynamischer Reibung im Frequenzbereich mehrere Vorteile, die für eine praktische Anwendung besonders von Interesse sind und sich in folgenden Punkten zusammenfassen lassen:

- (i) Einfache Systemanregung, auch bei den begrenzten Bereichen der Relativbewegung;
- (ii) Direkte Erzeugung der Identifikationsdaten nach der Inbetriebnahme des Systems, ohne eine ausführliche Voranalyse der Systemdynamik;
- (iii) Gute Generalisierungsfähigkeit des identifizierten Modells aufgrund eines breiten berücksichtigten Bereichs der Eingangsfrequenzen und -amplituden.

4.4 Vergleich identifizierter Reibungsmodelle

An dieser Stelle erfolgt der Vergleich dynamischer Reibungsmodelle, welche als state-of-the-art auf dem Gebiet regelungsorientierter Modellierung der Prozessreibung in Betracht gezogen und als die relevantesten angesehen werden, da sie sowohl weitgehende Akzeptanz erfahren als auch hinsichtlich sich unterscheidender Formalismen einzeln analysiert und implementiert wurden. Darunter sind das statische (Stribeck) Modell, die dynamischen Dahl-, LuGre- und GMS-Modelle sowie das im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelte dynamische 2SEP-Modell kinetischer Reibung. Es wird darauf hingewiesen, dass weitere bekannte dynamische Reibungsmodelle, wie zum Beispiel Leuven oder Ein-Zustands-elasto-plastisches (El.-pl.) Modell, trotz ihrer in [27], [54], [56] aufgezeigten Effizienz aufgrund ihrer strukturellen Ähnlichkeit und ihres eher erweiternden Charakters gegenüber den erwähnten Modellen nur teilweise zum Vergleich einbezogen werden.

Folgende Tabelle (vergleiche mit [15]) gibt eine Übersicht über einige der relevantesten charakteristischen Eigenschaften der in Betracht gezogenen Modelle kinetischer Reibung. Im Pre-sliding- und Sliding-Regime wird zwischen einer statischen und einer dynamischen Abbildung der Reibungskraft unterschieden. So weist zum Beispiel das Dahl-Modell dy-

Tabelle 4.1: Übersicht charakteristischer Eigenschaften kinetischer Reibungsmodelle

Modell	Pre-sliding/ Sliding, statisch/ dynamisch	Frequenz- unabhäng./ abhängige Hysterese	Hysterese mit lokal./ nicht-lokal. Gedächtnis	Drift: kein/ stetig/ variabel	Schalt- funktion: vorhanden/ keine	Anzahl freier Param.
Stribeck	- sliding stat.	-	-	stetig	keine	5
Dahl	pre-sl. dyn. sliding stat.	unabhäng.	lokal	stetig	keine	3
LuGre	pre-sl. dyn. sliding dyn.	abhängig	lokal	stetig	keine	7
El.-pl.	pre-sl. dyn. sliding dyn.	abhängig	lokal	kein	keine	9
Leuven	pre-sl. dyn. sliding dyn.	abhängig	lokal	stetig	vorhanden	$2N+6$
GMS	pre-sl. dyn. sliding dyn.	abhängig	nicht-lokal	kein	vorhanden	$2N+5$
2SEP	pre-sl. dyn. sliding dyn.	variabel	lokal	variabel	keine	7

namische Eigenschaften im Pre-sliding-Regime auf, zeigt allerdings eine statische Abbildung der Reibungskraft durch den stationären Wert F_h während des Sliding-Regimes auf. Die Frequenz(un-)abhängigkeit der Reibungshysterese als Funktion der Relativposition im Pre-sliding-Regime hängt hauptsächlich von der Art des zu seiner Beschreibung verwendeten Formalismus ab. Hier bietet das 2SEP-Modell eine gewisse (als variabel bezeichnete) Flexibilität, realisiert durch die Wahl der Zustandsgewichte, an. Weiterhin wird zwischen der Pre-sliding-Hysterese mit lokalem und nicht-lokalem Gedächtnis unterschieden. Wie in Abschnitt 2.3.4 bereits diskutiert, wird darauf gestützt eine Drift-Eigenschaft der Reibungsmodelle zum Vergleich mit einbezogen. Neben keiner und einer stetigen Drift anderer Reibungsmodelle weist das 2SEP-Modell eine variable Drift-Eigenschaft auf, welche die in Abschnitt 2.3.4 vorgestellten experimentellen Erkenntnisse stützt. Dabei hängt die Flexibilität bei der Abbildung des Drift-Effekts stark von der verwendeten Abbildung der Initialsteifigkeit bei der Bewegungsumkehr ab. An dieser Stelle ist anzumerken, dass beim eigentlichen Drift-Effekt eine nicht gebundene Bewegung (sprich eine Masse ohne Rückstellfeder) betrachtet wird. Die driftfähigen Reibungsmodelle führen hierbei zu einer stetig anwachsenden Relativposition mit einem oszillierenden Anteil um die Steigungsasymptote.

Hingegen führen die Reibungsmodelle ohne Drift-Eigenschaft zu einer oszillierenden Bewegung um einen angelaufenen Endpunkt der vorausgehenden Makrobewegung. Eine ebenfalls unterscheidende Eigenschaft kinetischer Reibungsmodelle ist die Verwendung der Schaltfunktionen beziehungsweise Schwellenwerte zur Abbildung eines Übergangs zwischen der Pre-sliding- und Sliding-Reibungsdynamik. Diese können insofern von Relevanz sein, da die dynamischen Zustandsvariablen eines Modells bei ihrer Verwendung im Rahmen der Regelungsalgorithmen gegebenenfalls differenzierbar beziehungsweise integrierbar sein sollen. Am Ende der Tabelle 4.1 wird die Anzahl freier und somit bei der Identifikation zu ermittelnder Parameter einzelner Modelle verglichen. Hier wird mit N – im Falle des Leuven- und GMS-Modells – die Anzahl der angenommen verteilten Slider-Elemente bezeichnet. Aus Tabelle 4.1 wird ersichtlich, dass das 2SEP-Modell insgesamt mehr Flexibilität in Bezug auf die Pre-sliding-Dynamik der Reibung anbietet. Dabei weist das 2SEP-Modell die gleiche Komplexität wie das LuGre-Modell auf.

Die experimentellen Daten zu einer nicht entkoppelten Identifikation dynamischer Reibung im Zeitbereich (siehe Abbildungen 4.10 und 4.11) wurden beim Abgleich verschiedener Reibungsmodelle verwendet. Dabei wurden die gleichen Identifikationsprogramm-Routinen eingesetzt, ohne ihre Einstellungen spezifisch für jedes einzelne Reibungsmodell anzupassen. Die durchgeführte Identifikation ist für das Dahl-Modell nicht anwendbar (n.a.), weil dieses kein Sliding-Regime dynamischer Reibung abbildet und somit bei den stark variierenden Relativgeschwindigkeiten zu keiner Parameterkonvergenz führt. Gleichermäßen ist das verwendete Identifikations-Profil zur Bestimmung der GMS-Parameter nicht zutreffend. Hier liegt die Problematik in der Mehrdeutigkeit der Parameterlösung für verteilte Slider-Elemente, für welche ein speziell geeignetes Identifikation-Prozedere – wie zum Beispiel mit Hilfe der sogenannten Virgin-Kurven [44] – anzuwenden ist.

In Tabelle 4.2 sind der absolute Mittelwert, der Maximalwert und die Standardabweichung des Residuums $e = \hat{w} - w$ der Identifikation verschiedener Reibungsmodelle dargestellt. Bei allen Indizien zeigt das 2SEP-Modell eine leicht höhere Identifikationsgenauigkeit

Tabelle 4.2: Residuum der Identifikation der Reibungsmodelle

Modell	mean $ e $	max $ e $	std e
Stribeck	0.6423	3.0581	0.7427
Dahl	n.a.	n.a.	n.a.
LuGre	0.6580	3.0848	0.7498
GMS	n.a.	n.a.	n.a.
2SEP	0.6173	2.8105	0.7020

gegenüber dem Stribeck- und LuGre-Modell. Etwas überraschend weist das LuGre-Modell im Vergleich zum statischen Stribeck-Modell keine genaueren Identifikationsergebnisse auf, was allerdings auf das verwendete Geschwindigkeitsprofil zurückzuführen ist, bei dem das

LuGre-Modell vermutlich nicht exakt das Übergangsverhalten nachbildet. Dennoch zeigen die nahe zueinander liegenden Werte der Residuen, dass alle drei evaluierten Reibungsmodelle bei der gegebenen Bewegungstrajektorie generell zur Beschreibung der Systemdynamik geeignet sind. Die Tabelle 4.3 vermittelt dabei einen Eindruck über die Ähnlichkeit der identifizierten gemeinsamen Parameter aller drei Reibungsmodelle sowie der Systemträgheit.

Tabelle 4.3: Identifizierte gemeinsame Parameter verschiedener Reibungsmodelle

Modell	σ	F_c	F_s	V_s	δ	J
Stribeck	0.0044	0.0211	0.0430	0.3946	-1.6998	0.0009
LuGre	0.0044	0.0400	0.0465	3.1920	-0.2742	0.0010
2SEP	0.0041	0.0199	0.0480	0.7921	-1.5953	0.0010

Nahe zueinander liegende Werte der Systemträgheit J und des viskosen Reibungskoeffizienten σ sprechen für eine gute Übereinstimmung bei der Identifikation der linearen Anteile der Systemdynamik. Stärker unterscheiden sich allerdings die nichtlinearen Stribeck-Parameter, besonders im Falle des LuGre-Modells. Hier deuten die wesentlich voneinander abweichenden Werte für Coulombsche Reibung F_c , Stribeck-Geschwindigkeit V_s und Stribeck-Formfaktor δ auf die modellspezifische Abbildung des Übergangsverhaltens dynamischer Reibung hin und erklären die Werte geringerer Genauigkeit des LuGre-Modells aus Tabelle 4.2.

Zur Evaluierung identifizierter Reibungsmodelle wurde ein Satz weiterer experimenteller Daten verwendet, welcher einen breiten Amplituden- und Frequenzbereich der Relativgeschwindigkeit beinhaltet. Zu diesem Zweck wurde das Aktuatorssystem mit einem

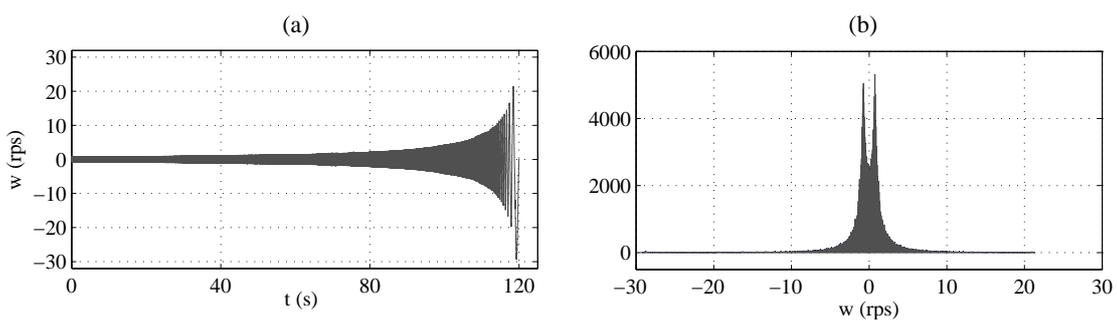


Abbildung 4.19: Gemessene Relativgeschwindigkeit zur Evaluierung identifizierter Reibungsmodelle: (a) zeitlicher Verlauf, (b) Verteilung einzelner Relativgeschwindigkeiten

Down-Chirp Signal der Amplitude 1.2 A und der Bandbreite 50–0.1 Hz angeregt. Die resultierende Systemantwort der Relativgeschwindigkeit ist in Abbildung 4.19 dargestellt. Um das Auftreten einzelner Relativgeschwindigkeiten besser beurteilen zu können, werden

diese zusätzlich als eine Verteilung im Histogramm in Abbildung 4.19 (b) aufgezeichnet. Es ist offensichtlich, dass die niedrigen Relativgeschwindigkeiten zwischen 0 und ± 5 rps wesentlich stärker vertreten sind. Dabei liegen die Spitzenwerte um etwa ± 1 rps, was bei den relativ hohen Frequenzen eher dem Pre-sliding-Bereich dynamischer Reibung entspricht, sowie den Übergangsphasen zum Sliding. Insgesamt 240.000 Datenpunkte der modellbasierten Vorhersage wurden evaluiert, von denen der absolute maximale und mittlere Wert des direkten Modellfehlers $e = \hat{w} - w$ sowie seine Standardabweichung in Tabelle 4.4 zusammengefasst sind.

Tabelle 4.4: Evaluierung identifizierter Reibungsmodelle

Modell	mean $ e $	max $ e $	std e
Stribeck	0.2647	3.5415	0.4192
LuGre	0.2576	3.6654	0.4197
2SEP	0.1934	3.7252	0.3629

Alle Indizien des Vorhersagefehlers zeigen eine höhere Genauigkeit des 2SEP-Modells, auch wenn sein maximaler Absolutfehler diejenigen der LuGre- und Stribeck-Modelle leicht übersteigt. Im absoluten Mittelwert zeigt das 2SEP-Modell eine Verbesserung gegenüber den beiden anderen Modellen um etwa 25 %. Auch das LuGre-Modell zeigt hier eine leichte Überlegenheit gegenüber dem Stribeck-Modell, was für das Pre-sliding-Regime dynamischer Reibung zu erwarten ist.

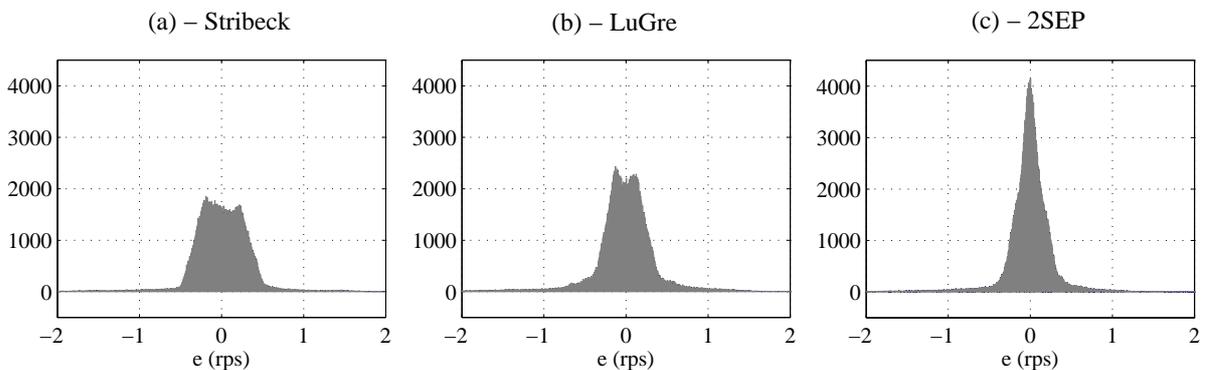


Abbildung 4.20: Histogramm der Fehlerverteilung evaluierter Reibungsmodelle: (a) Stribeck-Modell, (b) LuGre-Modell, (c) 2SEP-Modell

Die Fehlerverteilung evaluierter Reibungsmodelle ist in Abbildung 4.20 in Form eines Histogramms dargestellt. Dieses zeigt, dass der Großteil der Vorhersagefehler im Bereich ± 0.5 rps im Falle des Stribeck-Modells am breitesten gestreut ist, was die Begründung nahelegt, dass gerade im Bereich kleinerer Geschwindigkeiten die Übergangsdynamik der

Reibung mit Hilfe des Stribeck-Modells nicht entsprechend abgebildet werden kann. Weiterhin verweisen die Doppelspitzen im Falle des Stribeck- und des LuGre-Modells auf eine stärkere Fehlerkorrelation mit der Relativgeschwindigkeit (vergleiche mit Abbildung 4.19 (b)). Dagegen spricht eine stärkere Ähnlichkeit zwischen der Fehlerverteilung im Falle des 2SEP-Modells und der Normalverteilung für eine höhere stochastische Unabhängigkeit, was den Rückschluss zulässt, dass es sich eher um eine auf Prozessrauschen zurückzuführende Fehlerquelle handelt und was gleichzeitig für eine höhere Modellgenauigkeit spricht.

Diskussion

Bei der Identifikation dynamischer Reibung im Kontext eines angetriebenen Aktuatorsystems können die geeigneten Daten sowohl in einem geregelten als auch in einem gesteuerten (in offener Regelstrecke) Betrieb gewonnen werden. Meist erfordert die Identifikation dynamischer Reibung im Zeitbereich eine tiefgehende Voranalyse der Systemdynamik sowie das entsprechende Expertenwissen über die Reibung im System, um die aussagekräftigen experimentellen Daten zielgerichtet zu erzeugen. Letztere sollen nämlich eine ausreichende Signatur dynamischer Reibung im Pre-sliding- und Sliding-Regime beinhalten und signifikante Reibungseigenschaften – zum Beispiel Pre-sliding-Hysterese, Reibungsnachlauf, Drift und Losbrechverhalten – aufdecken. Eine geeignete und praxistaugliche Alternative zur Reibungsidentifikation im Zeitbereich bietet der vorgeschlagene Ansatz im Frequenzbereich an, welcher mit relativ wenig Messungen auskommt und gleichzeitig eine hinreichende Signatur dynamischer Reibung hervorruft. Der letztendlich auszuwählende Ansatz einer der vorgestellten Identifikationsstrategien, unabhängig ob im Zeit- oder Frequenzbereich, ist allerdings fallspezifisch und kann für die jeweilige Anwendung sowohl Vor- als auch Nachteile mit sich bringen. Die experimentelle Evaluierung identifizierter Reibungsmodelle, darunter das statische Stribeck-Modell und die dynamische LuGre- sowie 2SEP-Modell, zeigt eine leichte Überlegenheit des 2SEP-Modells im Hinblick auf die Übereinstimmung sowohl mit den Identifikationsdaten als auch den weiteren Evaluierungsdaten.

Kapitel 5

Regelungskonzepte für Aktuatorssysteme

In diesem Kapitel werden die in gängigen Aktuatorssystemen meist eingesetzten Regelungskonzepte einzeln vorgestellt. Darunter zählen die kaskadierte Regelung, die Zustandsregelung sowie die Gain-Scheduling Regelungsstrategie. Allgemeine Aspekte der Reglerauslegung werden hierbei angesprochen. Die vorgestellten „klassischen“ Regelungskonzepte bilden eine Ausgangslage für die weiteren expliziten Kompensationsmaßnahmen gegen die reibungsbedingten Störungen, indem eine konventionelle Regelung entsprechend ausgeweitet wird.

5.1 Kaskadierte Regelung

Die kaskadierte Regelung, auch Kaskadenregelung genannt, stellt wohl ein für die konventionellen Aktuatorssysteme meist verbreitetes Regelungskonzept dar. Die kaskadierte Regelung für elektrische Antriebe (siehe zum Beispiel [102] für mehr Details) ist in Form einer verschachtelten Struktur mit meistens drei einzelnen Regelkreisen aufgebaut, wobei die Führungsgröße einer inneren Regelschleife gleichzeitig die Stellgröße des übergeordneten Reglers darstellt. Im Bezug auf elektro-mechanische Antriebe bestimmen die inhärenten dynamischen Zustandsgrößen des Systems, und zwar der Motorstrom, die Drehzahl, und die Position (Lage), die strukturelle Einordnung der Kaskadenregelung. Aus Sicht des Übergangsverhaltens und der entsprechenden Zeitkonstanten bilden die schnellsten dynamischen Vorgänge beziehungsweise Zustände die inneren Regelschleifen einer Kaskadenregelung ab. Die sich relativ langsam verhaltenden Zustandsgrößen sind im Gegenteil nach außen verlegt und bilden somit die äußeren Regelschleifen einer Kaskadenregelung ab. Dabei sollen alle dynamischen Vorgänge in inneren Regelkreisen wesentlich schneller als diejenigen in äußeren Regelschleifen abgewickelt werden. Somit sollen die Polstellen eines inneren geschlossenen Regelkreises sich in negative Richtung etwa in einer Größenordnung von den äußeren Polstellen unterscheiden (siehe zum Beispiel bei [22]). Bekanntlich wird eine kaskadierte Regelung mit einem Bottom-up-Prinzip entworfen, so dass die Auslegung

der innersten Regelschleife zuerst erfolgt. Anschließend werden die äußeren Regelschleifen unter Berücksichtigung des erzielten dynamischen Verhaltens der inneren Regelschleifen und zusätzlicher Störgrößen alle nacheinander einzeln ausgelegt.

Das Strukturbild der konventionellen kaskadierten Regelung eines kommerziell verfügbaren Servo-Motors [29] ist beispielhaft in Abbildung 5.1 dargestellt. Der Wirkstrom in

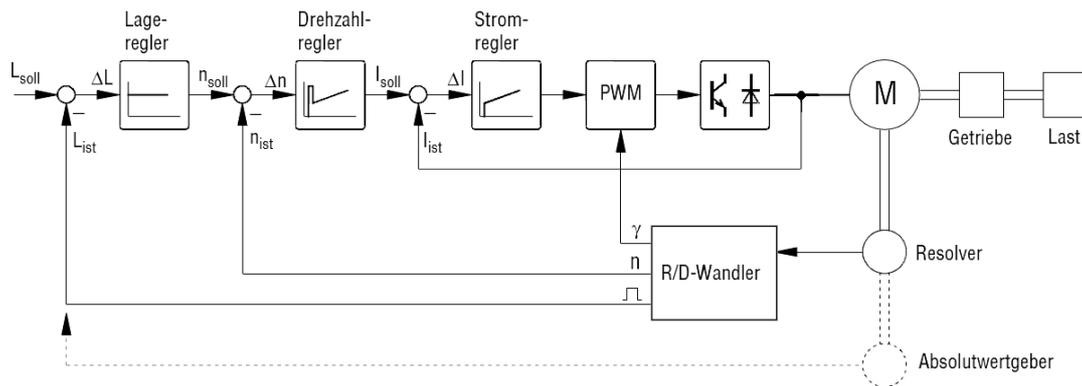


Abbildung 5.1: Strukturbild der konventionellen Kaskadenregelung eines Servo-Motors [29]

den Motorwicklungen, welcher meist als proportional zum erzeugten Antriebsdrehmoment angesehen wird, wird durch eine PI-Regler mit einem hohen Proportional- und Integralanteil geregelt. Zusätzliche Strombegrenzungs-, Temperaturanpassungs- und Filterungsmaßnahmen sind meist in eine Stromregelung zusätzlich integriert, ändern aber nicht ihre grundsätzliche Struktur. Die übergeordnete Drehzahlregelung wird entweder als eine PI- oder eine PID-Regelung aufgebaut und ist unter Berücksichtigung variabler Last- beziehungsweise Störmomente besonders robust ausulegen. Im Falle einer schnellen und schwingungsfreien Stromregelung stellt ein geschlossener innerer Stromregelkreis ein zusätzliches PT_1 Übertragungsglied dar, welches sich zwischen der Drehzahlregelung und der Regelstrecke des mechanischen Teilsystems befindet. Somit greifen die häufig während der Reglerauslegung nicht oder nur teilweise bekannten Lastmomente des Aktuators als Eingangsstörgrößen in den Drehzahlregelkreis ein. Demzufolge wird die Drehzahlregelung häufig mit einer zusätzlichen modellbasierten Vorsteuerung vorgesehen, um der stark variierenden Drehmomentbilanz des Gesamtsystems gerecht zu werden. Als die äußere und somit langsamste Regelschleife tritt die Positions- oder Lagerregelung auf, die häufig als eine einfache Proportionalregelung implementiert wird. Aus Sicht des Positionsreglers stellt der geschlossene Drehzahlregelkreis wiederum vereinfacht ein PT_1 oder genauer ein nichtschwingfähiges PT_n Übertragungsglied dar, wobei ein leichtes Überschwingverhalten der Drehzahlregelung häufig als durchaus akzeptabel angenommen wird. Um den schnellen äußeren Drehzahlstörungen entgegenzuwirken und die stationäre Genauigkeit zu gewährleisten, wird die Lagerregelung häufig mit zusätzlichen Proportional- und Differentialanteilen

vorgesehen.

Die Auslegung einzelner Regelschleifen kann mit Hilfe der Standardverfahren der Regelungstechnik [66], [110] entweder im Zeit- oder Frequenzbereich durchgeführt werden. Allerdings wird bei der Abstimmung der Parameter des Stromregelkreises eine breitbandige Anregung im Frequenzbereich bevorzugt, um eine aussagekräftige Frequenzantwort des Servo-Motors zu erhalten. Ansonsten wären im Zeitbereich die Sättigungsströme relativ schnell erreicht, und keine aussagekräftige Signatur des Übergangsverhaltens des Motorstroms wäre dadurch erzeugt. Darüber hinaus läuft ein unbelasteter Servo-Motor bei einem stromgesteuerten Betrieb im Zeitbereich relativ schnell über seine zulässigen Drehzahlgrenzen hinaus, so dass die Anregungsamplituden in diesem Fall relativ gering gehalten werden müssen. Dies ist wiederum schwerlich realisierbar, da der Verlauf des Motorstroms meist den stark variierenden strukturbezogenen Welligkeitseffekten [18] auf einer vollen Umdrehung des Rotors ausgesetzt ist. Wird aber hingegen eine Frequenzantwort des Motorstroms, auch wenn nur angenähert, ermittelt, kann darauf stützend eine robuste PI-Regelung relativ einfach ausgelegt werden. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Identifikation der Frequenzantwort des Motorstroms auch in der Zwangslage einer blockierten Rotorwelle durchgeführt werden kann. Allerdings liefert die Anregung in einem frei laufenden Betrieb die durch die Mittelung um einiges verbesserten Identifikationsergebnisse im Hinblick auf die lageabhängigen Welligkeitseffekte.

Weist nun die entworfene Stromregelung eine reelle Polstelle, welche weit links im Vergleich zu den dominanten Polstellen des mechanischen Teilsystems liegt, auf, so kann die Eigendynamik des Stromregelkreises vernachlässigt oder als mit dem dynamischen Verhalten des Aktuators „verschmolzen“ betrachtet werden. Wird nun die Regelstrecke angenähert als ein PT_1 Übertragungsglied $H(s)$ dargestellt (siehe zum Beispiel den Amplitudengang für $1.5 \times u$ in Abbildung 2.14 in Abschnitt 2.3.1), so kann die Ausgangsgröße des geschlossenen Drehzahlregelkreises wie folgt

$$W(s) = \underbrace{\frac{PI(s)H(s)}{1 + PI(s)H(s)}}_{R(s)} W^{soll}(s) + \underbrace{\frac{H(s)}{1 + PI(s)H(s)}}_{S(s)} D(s) \quad (5.1)$$

aufgeschrieben werden. Dabei entspricht $D(s)$ den unbekanntem Störgrößen, welche infolge der Lastmomente des Aktuatorsystems am Eingang der Regelstrecke einwirken. Werden nun eine bestimmte Übertragungsfunktion $H(s)$ und eine bestimmte PI-Regelung angenommen (siehe weiter in Abschnitt 7.1), so lässt sich die Frequenzantwort von $R(j\omega)$ und $S(j\omega)$ wie in Abbildung 5.2 darstellen. Es ist leicht zu erkennen, dass das Übertragungsverhalten im Bezug auf das Störsignal im niederfrequenten Bereich stark gedämpft ist, dennoch in Richtung der Knickfrequenz des geschlossenen Regelkreises stärker anwächst.

Durch eine überlagerte Rückkopplung der Störgrößen wird der Verlauf der Regelgröße in ihrer Amplitude und Phase negativ beeinflusst. So sind der Amplituden- und Frequenzbereich der Störgröße $D(j\omega)$ bei der Auslegung der Drehzahlregelung gegenebenfalls mit zu berücksichtigen. Es ist anzumerken, dass eine begrenzte Störgröße die Güte des geschlossenen Regelkreises zwar beeinflusst, seine Stabilität und Stationärgenauigkeit werden aber im Allgemeinen dadurch nicht gefährdet.

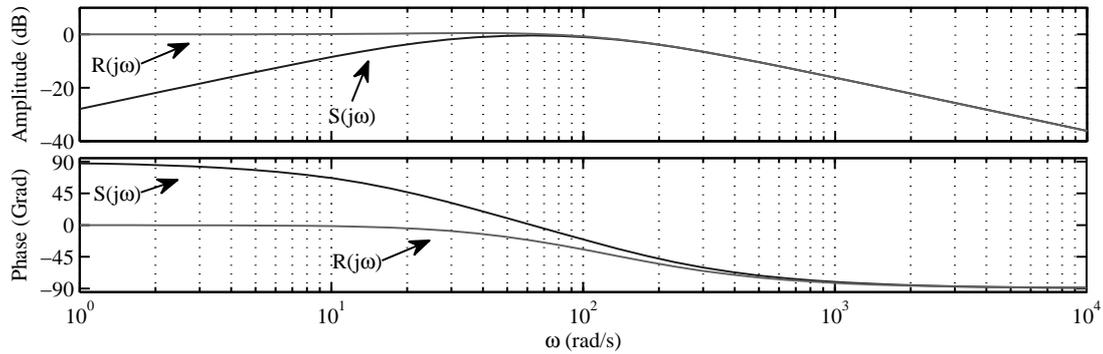


Abbildung 5.2: Frequenzantwort des geschlossenen Drehzahlregelkreises aus PT_1 Regelstrecke und PI-Regelung mit der Eingangsstörgröße

Im Kontext der Kompensation der geschwindigkeitsabhängigen Reibung ist die Ebene der Drehzahlregelung innerhalb einer kaskadierten Reglerstruktur von größtem Interesse. Aus diesem Grunde werden hier die einzelnen Aspekte der übergeordneten Lageregelung nicht weiter behandelt. Zu dem wird im Weiteren angenommen, dass im betrachteten Aktuatorssystem keine positionsabhängigen Störgrößen oder Änderungen im Übertragungsverhalten auftreten. An dieser Stelle ist anzumerken, dass solchen gut bekannten positionsabhängigen Störeffekten, wie zum Beispiel Gravitationsmomente in Robotersystemen oder Motorwelligkeit aus der Stator-Rotor-Struktur, mit den dafür speziell entwickelten Kompensationsmaßnahmen zu begegnen ist. Dies hat allerdings weniger mit den allgemeinen Grundzügen eines Reglerentwurfs für die Aktuatorssysteme zu tun.

5.2 Zustandsregelung

Die klassische Zustandsregelung mit Rückführung der gemessenen oder beobachteten [65] Zustandsgrößen kann genauso gut für elektro-mechanische Aktuatorssysteme eingesetzt werden (siehe zum Beispiel [22], [100]). Insbesondere ist es sinnvoll, wenn ein einheitlicher Entwurf der Gesamtregelung aus anwendungsspezifischen Gründen erforderlich wird oder die Umsetzung mehrerer kaskadierten Regelschleifen aus technischen Gründen nicht oder nur schwer realisierbar ist. Basierend auf der Zustandsraumdarstellung eines Systems wird das Eigenverhalten des geschlossenen Regelkreises durch die Rückführung der Zustandsgrößen mit einer explizit berechneten Verstärkung gezielt beeinflusst. Das Strukturbild der klassischen Zustandsregelung mit einem Zustandsrückführungsvektor \mathbf{K} und einem Vorfilter V ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Als gesamtes Regelungsgesetz ergibt sich somit

$$u(t) = -\mathbf{K} \mathbf{x}(t) + V w^{soll}(t), \quad (5.2)$$

wobei \mathbf{x} den Zustandsvektor der Regelstrecke darstellt. Da die Zustandsrückführung die angeregten Eigenvorgänge im System ausregelt und somit eher als eine Störgrößenregelung

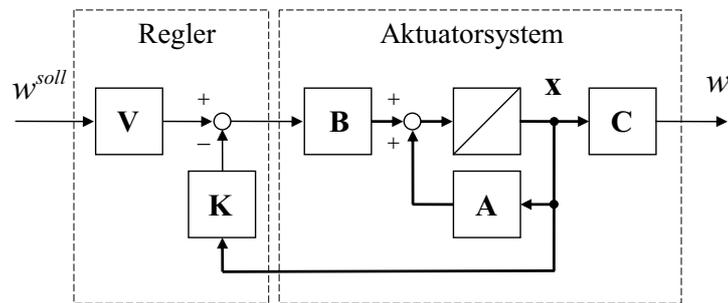


Abbildung 5.3: Strukturbild einer Zustandsregelung mit Zustandsrückführung und Vorfilter

fungiert, dennoch keine stationäre Genauigkeit gewährleistet, wird ein zusätzliches Vorfilter für den Sollwert benötigt. Für die bestimmten Zustandsrückführungskoeffizienten, für deren Ermittlung eine Reihe Standardverfahren existiert (siehe zum Beispiel bei [66]), kann das Vorfilter analytisch als

$$V = -(\mathbf{C}^T(\mathbf{A} - \mathbf{BK})^{-1}\mathbf{B})^{-1} \quad (5.3)$$

berechnet werden. Allerdings reicht die somit erzielte stationäre Endgenauigkeit des Regelkreises infolge der unabdingbaren Modellungenauigkeiten und Parameterdrift in vielen realen Anwendungsfällen nicht aus. Um diesem Nachteil der Zustandsregelung zu begegnen, wird die entworfene Zustandsregelung häufig mit einer zusätzlich vorgeschalteten PI-Regelung in Kombination gebracht. Dabei übernimmt die eigentliche Zustandsregelung die Störgrößekompensation sowie die Realisierung eines schnellen Übergangsverhaltens, wobei die äußere PI-Regelung für das Folgeverhalten der Sollwertvorgabe zuständig ist.

Der große Vorteil der Zustandsregelung liegt allerdings darin, dass sich zum einen die bestimmten Eigenvorgänge der Systemdynamik gezielt unterdrücken lassen, das heißt die Polstellen des geschlossenen Regelkreises vorgegeben werden können. Und zum anderen wird die Systemordnung durch die Zustandsrückführung nicht zusätzlich erhöht, was einer ausregelzeitbezogenen Effizienz des geschlossenen Regelkreises zugunsten kommt. Im Kontext eines elektro-mechanischen Aktuatorsystems stellen der effektive Motorstrom und die Drehzahl der Motorwelle zwei inhärente Zustandsgrößen dar, welche in den meisten Fällen messtechnisch erfasst und direkt für die Rückführung eingesetzt werden können. Werden allerdings zum Beispiel zusätzliche Massen und Elastizitäten der Aktuatorlast in Betracht gezogen, so erhöht sich die Systemordnung und somit die Anzahl der zurückzuführenden Zustandsgrößen. Diese können aber häufig messtechnisch nicht erfasst werden und müssen daher mit Hilfe eines Beobachters geschätzt werden.

Zum Lösen des Problems eines bei klassischer Zustandsregelung fehlenden Soll-Istwert-Vergleichs gibt es fortgeschrittene Ansätze zur Zustandsregelung linearer Systeme [82], welche eine erweiterte Struktur des Zustandsregelkreises vorsehen und durch einen entsprechenden Soll-Istwert-Vergleich der Zustandsgrößen das Garantieren der stationären Endge-

naugigkeiten ermöglichen. Angrenzend an den Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit wurde der Ansatz für den nichtlinearen Fall einer SDRE (State Dependent Riccati Equation) [23] Regelung erweitert und am Aktuatorssystem aus Anhang A.1 mit einer zusätzlichen Gravitationslast erfolgreich erprobt [101]. Die fortgeschrittenen/erweiterten Zustandsregelungen sowie SDRE Regelungsstrategien liegen allerdings außerhalb der Rahmen dieser Arbeit. Auf sie wird daher nicht näher eingegangen.

5.3 Gain-Scheduling

Die Gain-Scheduling Regelungsstrategien [103], [12] sind die in der Praxis häufig eingesetzten Methoden, um mit den stark nichtlinearen oder parameter-abhängigen Dynamiken der Regelstrecke umzugehen. Die Hauptidee des Gain-Scheduling besteht in der Auswahl mehrerer Arbeitspunkte, welche den Gesamtbereich der Systemdynamik umfassen. Anschließend kann für eine lokale lineare zeitinvariante Approximation jedes gewählten Arbeitspunktes eine entsprechende lineare Regelung einzeln entworfen werden. In dem gesamt entworfenen Regler werden anschließend die „Gain-Parameter“ zwischen einzelnen Arbeitspunkten interpoliert oder sozusagen gescheduled.

Trotz eines relativ starken Mangels an theoretischer Analyse haben sich die Regelungsansätze mit Gain-Scheduling in zahlreichen Anwendungsgebieten stark verbreitet und meistens bewährt. Das Hauptproblem des Gain-Scheduling liegt darin, dass sich die realisierten Eigenschaften jedes einzelnen arbeitspunktbezogenen Reglers im Allgemeinen nicht auf den gesamten Scheduling-Raum übertragen lassen. Somit können abgesehen von der Reglereffizienz solche Grundeigenschaften wie allgemeine Stabilität oder Robustheit gegenüber den unbekanntem Störungen nicht immer garantiert werden. Insofern ein zeitvariantes Systemverhalten vorliegt, kann ein Gain-Scheduling sogar destabilisierend einwirken. Zwei wesentliche Richtlinien haben sich daher in der Praxis das Gain-Scheduling etabliert (siehe zum Beispiel bei [104]): (i) Gain-Scheduling Variable soll die Nichtlinearität des Systems abfangen, (ii) Gain-Scheduling Variable soll nur langsam im Vergleich zur eigenen Systemdynamik variieren.

Eine breite Klasse der Systeme, für welche ein theoretisches Werk der Gain-Scheduling Probleme aufgestellt wurde [103] und für die somit die analytischen Bedingungen für die garantierte Beibehaltung der Eigenschaften jenes arbeitspunktsbezogenen Reglerentwurfs gegeben sind, sind die LPV (Linear Parameter Varying) Systeme [74]. Ein LPV System ist als ein lineares System, dessen Dynamik von den externen a-priori unbekanntem, aber begrenzten und online messbaren Parametern abhängt, definiert. Dabei besteht das einzige a-priori Wissen über die zeitvarianten externen Parameter, abgesehen von ihrem Definitionsbereich, in der Obergrenze ihrer zeitlichen Variationsrate. So kann ein LPV System wie folgt

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}(\vartheta(t)) \mathbf{x} + \mathbf{B}(\vartheta(t)) \mathbf{u} \quad (5.4)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}(\vartheta(t)) \mathbf{x} \quad (5.5)$$

aufgeschrieben werden. Dabei bezeichnet $\vartheta(t)$ den Vektor der zeitvarianten externen Pa-

parameter, welche die dynamischen Eigenschaften des Systems ändern. Es wird meist angenommen, dass $\vartheta(t) \in \Theta$ einer kompakten vordefinierten Menge angehört. Häufig werden die zeitvarianten externen Parameter im Kontext einer Gain-Scheduling-Regelung entweder durch die Sollwerttrajektorie oder durch die Ausgangsregelgröße abgebildet. Der Entwurf einer Gain-Scheduling-Regelung für ein LPV System kann typischerweise in zwei Schritten erfolgen. Zuerst wird ein Satz der Parameterwerte $\{\vartheta_i\}$, welcher den nominellen Bereich der Systemdynamik repräsentiert, gewählt und für jeden einzelnen Wert wird eine lineare zeitinvariante Regelung entworfen. Anschließend wird zwischen den einzelnen Reglern eine geeignete Interpolation durchgeführt, so dass für alle festgehaltenen Parameterwerte aus Θ ein stabiles und robustes Verhalten des geschlossenen Regelkreises gewährleistet wird.

Diskussion

Eine Reihe „klassischer“ Regelungskonzepte, darunter die kaskadierte Regelung, Zustandsregelung und die Gain-Scheduling Regelungsstrategie, bildet die Basis der in der Praxis meist verbreiteten Ansätze zur Ansteuerung der Aktuatorssysteme. In den meisten Fällen einer durch den elektrischen Servo-Motor erzeugten Relativbewegung werden der effektiv wirkende Motorstrom, die Motordrehzahl sowie die Winkelposition der Rotorwelle als inhärente dynamische Zustände verstanden. Diese können meist messtechnisch direkt erfasst und für das eine oder andere Regelungskonzept als Rückkopplungsgrößen verwendet werden. Dabei können die Regelungen entweder im Leerlaufbetrieb für eine zuerst unbekannte Last oder direkt im Nutzbetrieb des im Prozess eingesetzten Aktuators entworfen werden. Vor allem im ersten Fall gewinnen die Fragen der Robustheit des geschlossenen Regelkreises im Bezug auf die marginal bekannten Parameter der Regelstrecke an Bedeutung.

Kapitel 6

Ansätze zur Kompensation dynamischer Reibung

Dieses Kapitel widmet sich der Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen basierend auf den bereits bekannten modellgestützten sowie den im Rahmen der Arbeit vorgeschlagenen Kompensationsstrategien. Darunter zählen zum einen die klassische Luenberger-basierte Beobachtung der Zustandsdynamik inklusive nichtlinearer Reibung und zum anderen der neu entwickelte Feed-Forward Reibungsbeobachter. Letzterer stellt eine adaptive Erweiterung der längst bekannten und gut bewährten Reibungskompensation in Form einer inversen Vorsteuerung dar, welche ebenfalls zur Kompensation dynamischer Reibung in Betracht gezogen wird. Am Anfang des Kapitels werden die charakteristischen Referenztrajektorien der Relativbewegung, anhand von den die Drehzahlregelung mit und ohne der Reibungskompensation evaluiert wird, vorgestellt.

6.1 Charakteristische Referenztrajektorien

Unter Berücksichtigung technischer Randbedingungen des zur Reibungskompensation eingesetzten Aktuatorsystems aus Anhang A.1 sowie des im Kapitel 2 bereits analysierten und identifizierten Reibungsverhaltens werden drei verschiedene Referenztrajektorien der Relativgeschwindigkeit entworfen und zu Analyse- und Evaluierungszwecken weiter verwendet. Diese sollen möglichst variable Amplituden- und Frequenzbereiche der Bewegung des Aktuators abdecken und somit das charakteristische Reibungsverhalten in verschiedenen Betriebs-Modis hervorrufen. Zusätzlich zu den dynamischen und stationären Phasen der Relativbewegung wird der dynamische Betrieb mit nahe zu Null liegenden Relativgeschwindigkeiten sowie einer häufigen Bewegungumkehr besonders beachtet. Gerade aus Sicht der hochdynamischen und -präzisen Anwendungen moderner Automatisierungs- und Robotertechnik sind solche Betriebsarten im Kontext der reibungsbedingten Störeffekte von großem Interesse.

Die erste Referenztrajektorie A (weiter auch als Trajektorie A bezeichnet) stellt eine Sequenz von den Sprüngen verschiedener Amplituden dar. Der Übersichtlichkeit halber ist

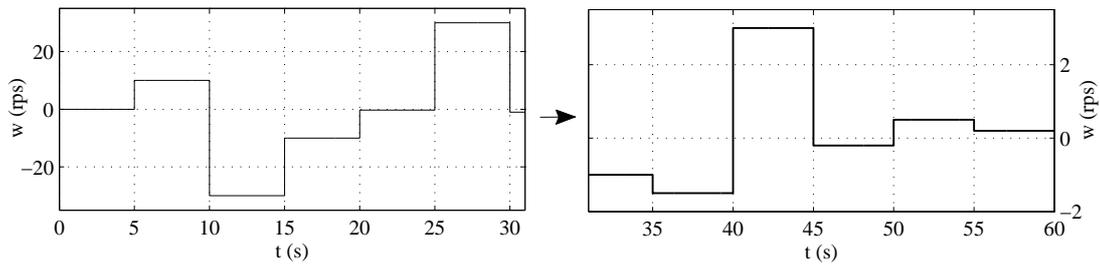


Abbildung 6.1: Referenztrajektorie A der Relativgeschwindigkeit: treppenförmige Sequenz der Sprünge mit verschiedenen Amplituden

die Gesamtsequenz aufgeteilt in zwei unterschiedlich skalierte Teilsequenzen in Abbildung 6.1 dargestellt. Dabei liegen die größten Sprünge bei ± 30 rps und die kleinsten bei ± 0.2 rps. Diese bilden bereits den oberen beziehungsweise unteren Bereich der ausführbaren Drehbewegung des Aktuatorsystems ab (siehe Abbildung 2.14 in Abschnitt 2.3.1). Die Bewegung des Aktuatorsystems mit den Relativgeschwindigkeiten unter 0.2 rps ist aus Sicht der Ansteuerung auch möglich. Hierbei liegt aber das Signal-Rausch-Verhältnis bereits im Bereich von etwa 10 dB, so dass eine effiziente Verwendung des Ausgangssignals zu Regelungszwecken als wenig sinnvoll erscheint. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Relativgeschwindigkeit von 0.2 rps auf der Antriebsseite einer Relativgeschwindigkeit von etwa 0.45 Grad/s auf der Abtriebsseite der Getriebeuntersetzung entspricht und somit eine Art Mikrobewegung des Aktuators darstellt.

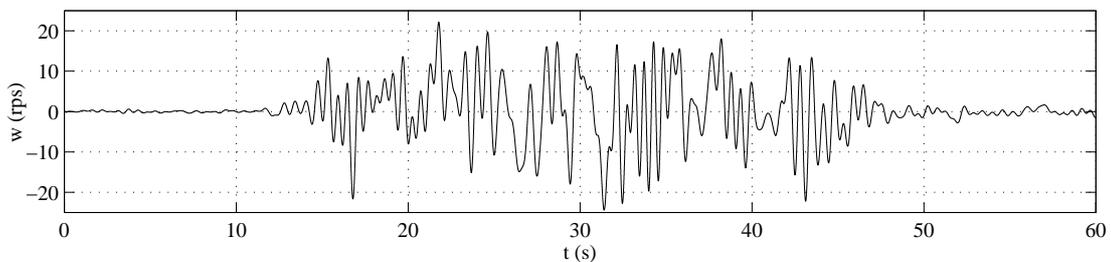


Abbildung 6.2: Referenztrajektorie B der Relativgeschwindigkeit: Multisinus (0.01–2 Hz) Sequenz umhüllt durch die Sigmoid-Funktion

Die zweite Referenztrajektorie B (weiter auch als Trajektorie B bezeichnet), dargestellt in Abbildung 6.2, ist eine Multisinus (0.01–2 Hz) Sequenz, welche von zwei zueinander symmetrischen Sigmoid-Funktionen umhüllt wird. Dadurch teilt sich die gesamte Trajektorie in Bereiche der Mikro- und der Makrobewegung, hierbei mit den Relativgeschwindigkeiten einmal unter 1 rps und einmal bis zu 25 rps entsprechend. Die verwendete umhüllende Funktion ermöglicht vor allem einen glatten Übergang zwischen einzelnen Bewegungsbereichen,

ohne einen Ruck wie im Falle sprungförmiger Signale oder ein Anhaften wie im Falle eines Stillstands zusätzlich zu erzeugen. Die Referenztrajektorie B umfasst somit unter anderem die glatten Übergänge im Reibungsverhalten zwischen Pre-sliding- und Sliding-Regimes, so dass eine anschließende Analyse der Regelabweichungen die wesentlichen Schlüsse über die Generalisierungsfähigkeit jeweiliger Kompensationsstrategien einfacher ziehen lässt.

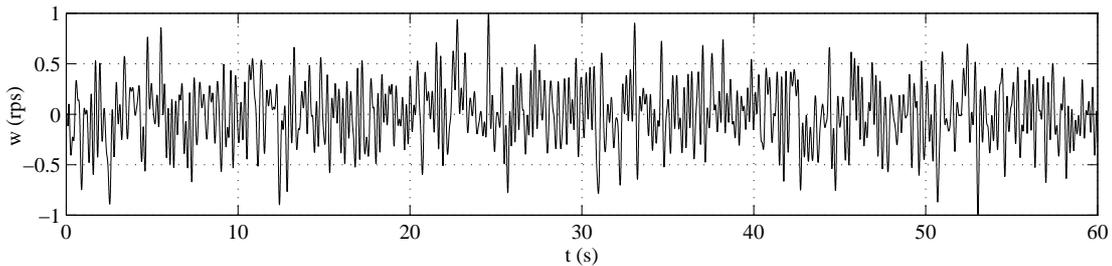


Abbildung 6.3: Referenztrajektorie C der Relativgeschwindigkeit: Multisinus (0.01–5 Hz) Sequenz mit Amplituden unter 1 rps

Die dritte Referenztrajektorie C (weiter auch als Trajektorie C bezeichnet), dargestellt in Abbildung 6.3, ist ebenfalls eine Multisinus Sequenz, welche allerdings eine vergrößerte Bandbreite 0.01–5 Hz aufweist und deren Amplituden unter 1 rps liegen. Aus Sicht der auftretenden Reibungseffekte ist die Referenztrajektorie C meist für das Pre-sliding-Regime charakteristisch und umfasst neben einer häufigen Bewegungsumkehr mehrere Rückgänge zur Nullgeschwindigkeit, ohne aber die Bewegungsrichtung dabei zu wechseln. Der entsprechende Verlauf des Relativversatzes, welcher auf mehrere für das Pre-sliding-Regime charakteristische Mikrozyklen hindeutet, ist weiter in Abbildung 6.13 dargestellt (dort allerdings für die resultierende geregelte Istgröße).

Die für Evaluierungszwecke speziell entworfenen charakteristischen Referenztrajektorien umfassen ein breites Spektrum möglicher Bewegungsszenarien des verwendeten Aktuatorssystems. Im Hinblick auf die Knickfrequenz des gemessenen Amplitudengangs des Aktuators, welche für größere Anregungsamplituden bei etwa 3 rad/s liegt (siehe in Abschnitt 2.3.1 Abbildung 2.14), erscheint die gewählte Obergrenze des Frequenzbandes von 5 Hz als durchaus angemessen. Es ist dabei in Erinnerung zu bringen, dass bei niedrigen Anregungsamplituden die Frequenzen > 5 Hz bereits im Bereich sekundärer Resonanzen der reibungsbezogenen Elastizität liegen können. Die Bewegung mit sprungförmigen Änderungen der Relativgeschwindigkeit stellt aus Sicht mehrerer Anwendungen einen Idealfall dar, welcher allerdings aufgrund endlicher Stellgrößen und somit Beschleunigungen nicht realisiert werden kann. Hier sind die möglichst kurzen Anstiegs- und Ausregelzeiten meist von Bedeutung.

6.2 Modellbasierte Feed-Forward Kompensation

Die modellbasierte Vorkompensation (Feed-Forward) der Reibung scheint die einfachste und naheliegendste Strategie zu sein. Die Voraussetzung dafür ist ein identifiziertes und für die Sollwerttrajektorien geeignetes Reibungsmodell, welches zur Laufzeit der Regelung den im Bewegungssystem zu erwartenden Reibungswert aus der Sollwertvorgabe errechnet. Die Feed-Forward Kompensation der Reibung wurde für verschiedene Reibungsmodelle erfolgreich angewendet [8], [56], [109], [95], [89], und zwar sowohl für Positions- als auch Geschwindigkeitsregelkreise. Im einfachsten Fall sieht das Strukturbild der Feed-Forward Reibungskompensation wie in Abbildung 6.4 dargestellt aus. Die vorhersagte Reibungs-

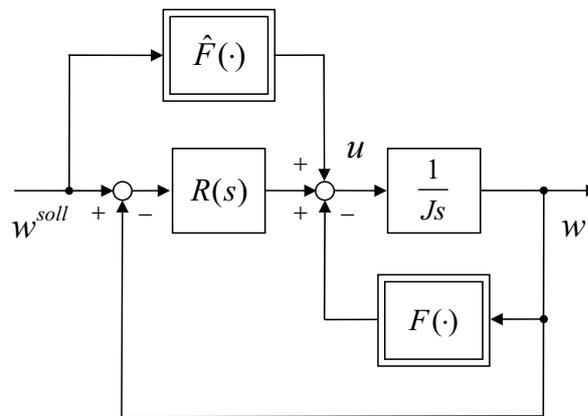


Abbildung 6.4: Strukturbild der Feed-Forward Reibungskompensation

größe \hat{F} wird direkt beziehungsweise unter Berücksichtigung der Verstärkungsfaktoren des Aktuators an die Stellgröße u übergeben, wobei der geschlossene Regelkreis über eine gewöhnliche lineare Regelung $R(s)$ realisiert wird. An dieser Stelle ist anzumerken, dass der lineare Anteil der Regelstrecke und die Rückführregelung in Abbildung 6.4 im Laplace-Bereich angegeben werden.

Aufgrund einer Vorwärtsaufschaltung der modellgestützten Kompensationsgröße stellt sich meist die Frage der Stabilität der Gesamtregelung nicht. Allerdings wurde zum Beispiel in [54] und [95] deutlich aufgezeigt, dass die Feed-Forward Reibungskompensation, realisiert mit Hilfe der statischen Reibungsmodelle, eher zu einer Verschlechterung des Folgeverhaltens im Vergleich zu einer einfachen linearen Regelung ohne explizite Reibungskompensation führen kann. Dies geschieht infolge eines unstetigen Modellverhaltens um die Nullgeschwindigkeit, was zu den sprungförmigen Anregungen der Regelstrecke hinführt und somit die vergrößerten Peaks der transienten Regelabweichungen nach sich zieht. Mit Hilfe der fortgeschrittenen dynamischen Reibungsmodelle lässt sich das Problem vermeiden, wobei deren Einsatz nicht unbedingt zu einer relevanten Verbesserung des Reglerverhaltens hinzuführen hat. Unter anderem kommt es bei der Effizienz einer Feed-Forward Reibungskompensation auf die Modellgenauigkeiten sowie das zeitvariable Reibungsverhalten des

Systems an. Weiterhin wird das Verhalten des geschlossenen Regelkreises durch die transienten Übergänge dynamischer Reibung überwiegend beeinflusst.

Nun soll aufgezeigt werden, welche qualitative Auswirkung die Reibungsparameter sowie die Parameter der Rückkopplungsregelung auf das Verhalten des geschlossenen Regelkreises haben. Die Dynamik des geschlossenen Regelkreises im Zeit-Bereich kann wie folgt angegeben werden

$$J \dot{w}(t) = u(t) - F(w(t)) + \hat{F}(w^{soll}(t)) . \quad (6.1)$$

Nach dem Einsetzen des linearen PI-Regelungsgesetzes

$$u(t) = K_p(w^{soll}(t) - w(t)) + K_i \int (w^{soll}(t) - w(t)) dt \quad (6.2)$$

in die Gleichung (6.1), der anschließenden Umformung und totalen Differentiation nach der Zeit, wobei es gilt

$$\frac{d}{dt} F(w(t)) = \frac{\partial F}{\partial w} \dot{w}(t) ,$$

erhält man

$$J \ddot{w} + K_p \dot{w} + K_i w = K_p \dot{w}^{soll} + K_i w^{soll} + \frac{\partial \hat{F}}{\partial w^{soll}} \dot{w}^{soll} - \frac{\partial F}{\partial w} \dot{w} . \quad (6.3)$$

Hier und weiterhin wird die Übersichtlichkeit halber auf eine explizite Angabe des Zeitarguments verzichtet. Werden alle von der Ausgangsgröße abhängigen Terme aus (6.3) auf die linke und diejenigen Terme, die von der Führungsgröße abhängen, auf die rechte Seite über gebracht, ergibt sich die Bewegungsdynamik

$$J \ddot{w} + \left(K_p + \frac{\partial F}{\partial w} \right) \dot{w} + K_i w = \tilde{u} . \quad (6.4)$$

Die auf der rechten Seite von (6.4) stehende Anregungsfunktion ist

$$\tilde{u} = \left(K_p + \frac{\partial \hat{F}}{\partial w^{soll}} \right) \dot{w}^{soll} + K_i w^{soll} . \quad (6.5)$$

Da die beiden Summanden in der Gleichung (6.5) auf Basis des Sollwertes berechnet werden, wird die Beschränktheit der Gesamtanregung gewährleistet. Zwei Grenzfälle sollen allerdings hierbei näher in Betracht gezogen werden. Erfolgt die Sollwertvorgabe in Form eines Sprunges, ist die Sollbeschleunigung zum Zeitpunkt des Sprunges $\dot{w}^{soll} \rightarrow \infty$ und die Bewegungsdynamik (6.4) wird hierdurch mit einem Dirac-Impuls angeregt. Im Gegenteil hinzu gilt für die konstanten Sollwerte der Relativgeschwindigkeit $\dot{w}^{soll} = 0$ und die somit konstante Anregung hängt ausschließlich von der Wahl des Regelungsparameters K_i ab. Im Falle einer Sollwert-Trajektorie mit endlichen Sollbeschleunigungen $\dot{w}^{soll} \neq 0$ variiert die Anregungsamplitude meist von $\partial \hat{F} / \partial w^{soll}$ und somit von dem momentanen Wert der Sollgeschwindigkeit abhängig. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die größten aber zugleich endlichen Werte der partiellen Ableitung der Reibung nach Geschwindigkeit im Bereich

nahe zur Null-Geschwindigkeit auftreten, vorausgesetzt dass die Beschleunigung klein ist. In diesem Fall weist die dynamische Reibung eine steile Flanke in (w, F) -Koordinaten auf (siehe zum Beispiel in Abbildung 3.9 (b)).

Zur Prüfung asymptotischer Stabilität des Bewegungssystems (6.4) wird der Beitrag der partiellen Ableitung $\partial F/\partial w$ analysiert, wobei die restlichen Parameter mit den positiven Werten $[J, K_p, K_i] > 0$ angenommen werden. Es ist offensichtlich, dass für das Abklingen der Eigenbewegungen von w die Bedingung

$$K_p + \frac{\partial F}{\partial w} > 0 \quad (6.6)$$

erfüllt werden muss. Für die Bereiche, in welchen die Reibungskraft als Funktion der Relativgeschwindigkeit monoton steigend ist, ist die Bedingung (6.6) stets eingehalten. Dies hängt allerdings von der Form der Stribeck-Funktion (siehe Abbildung 2.3) ab, so dass die Reibungskraft im Übergangsbereich kleiner Relativgeschwindigkeiten auch keinen monoton steigenden Verlauf aufweisen kann. Hier können die negativen Werte der partiellen Ableitung $\partial F/\partial w$ auftreten, was zu einer Instabilität des Bewegungssystems hinführt. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Relativgeschwindigkeit infolge der Instabilität zwangsläufig anwächst und das System erneut in den monoton steigenden Bereich der Reibung gefahren wird. Dadurch verhält sich das System als selbst stabilisierend, bis die Bedingung (6.6) erneut verletzt wird. Dieses Phänomen führt zur Entstehung stabiler Grenzyklen im Bewegungssystem und kann als eine Selbstregelung (in englischsprachiger Literatur auch unter "hunting" bekannt) bezeichnet werden. Für die identifizierte Reibung im System und somit den bekannten Verlauf charakteristischer Stribeck-Kurve kann die Einhaltung der Bedingung (6.6) durch eine gezielte Wahl des Regelungsparameters K_p gewährleistet werden.

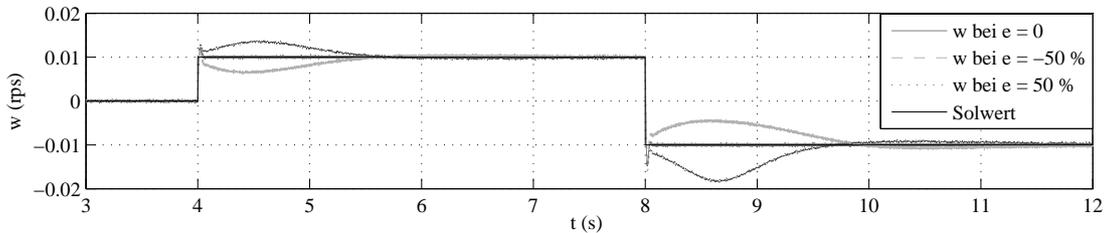


Abbildung 6.5: Simulierte Sprungantwort des Regelkreises mit Feed-Forward Reibungskompensation als Vorsteuerung bei verschiedenen Fehlern der Reibungsvorhersage

Die Reibungskompensation wurde einmal mit dem nominellen Reibungsmodell und einmal mit dem Reibungsmodell, dessen stationäre Reibwerte sich um $\pm 50\%$ von den tatsächlichen Werten der Reibung im System unterscheiden, durchgeführt. Für den stationären Fehler in der Reibungsvorhersage $e_{stat} = 0$ zeigt sich ein Reglerverhalten, welches einer Sprungantwort des mit PI-Regler geregelten Integrators entspricht. Im Falle starker Diskrepanzen zwischen der vorhersagten und der tatsächlich wirkenden Reibung verschlechtert sich das Verhalten des geschlossenen Regelkreises deutlich. Im Falle einer Überkompensation ($e_{stat} = 50\%$) der Reibung entsteht ein deutliches Überschwingen, welches durch den

Integralanteil nur langsam ausgeregelt wird. Im Falle einer Unterkompensation ($e_{stat} = -50\%$) tritt das maximalphasige Verhalten des Systems auf und es entsteht eine Unterschwingung bei der Sprungantwort des geregelten Systems. Es ist anzumerken, dass das für maximalphasige Systeme charakteristische Unterschwingen nicht zum Zeitpunkt des Sprungs, sondern erst verzögert auftritt, was mit einer durch $e(t)$ bedingten Dynamik der zuerst stabilen Nullstelle im Zusammenhang steht.

6.3 Luenberger-Typ Reibungsbeobachter

Wie bereits in Abschnitt 2.3 erwähnt kann ein Bewegungssystem vereinfacht mit Hilfe der nichtlinearen Differentialgleichung erster Ordnung

$$J \dot{w} = -F(w) + u, \quad (6.7)$$

mit der Eingangsgröße u und der Ausgangsgröße w , beschrieben werden. Allerdings unterliegen die meisten physikalischen Bewegungssysteme einem zusätzlichen Einfluss der Störgrößen, welche sowohl am Eingang als auch am Ausgang von (6.7) einwirken. Darüber hinaus verhält sich die kinetische Reibung meist als ein zeitvarianter Prozess mit einer langsamen Parameterdrift. Die auftretenden Reibungseffekte hängen auch, zwar begrenzt aber nicht vernachlässigbar, von den räumlichen Eigenschaften kontaktierender Flächen ab, was allerdings durch eine $F(w)$ Abbildung nicht direkt erfasst werden kann. Der modellierungs- und messtechnische Aufwand zur Dekomposition der wirkenden Störgrößen kann häufig den Nutzen der dadurch zu gewinnenden Modelle schnell übersteigen. Aus diesem Grunde wird auf eine explizite Betrachtung der Störgrößen hier verzichtet, wobei die Präsenz von solchen beschränkt in der Amplitude und Frequenz angenommen wird. Dabei kann eine wahrnehmbare Variation der Reibungsparameter zu einem eher langsamen, zeitvarianten Prozess zugeordnet werden. Im Gegensatz hierzu beziehen sich die schnellen transienten Störungen auf das Drehmoment und entsprechend auf die Relativgeschwindigkeit am Eingang und Ausgang des Systems. Die Eingangsstörungen haben ihren Ursprung meist in den positionsabhängigen strukturellen Eigenschaften der kontaktierenden Reibflächen und deren Anhaftungseigenschaften bei einer Bewegungsumkehr. Die Ausgangsstörungen beziehen sich eher auf die messtechnische Erfassung der Relativgeschwindigkeit sowie auf externe Vibrationen der bewegten Körper.

Der Grundgedanke besteht nun darin, die unbekanntes Störgrößen \mathbf{d} sowie die zeitvariante Drift der modellierten Reibung mit Hilfe eines Beobachters online zu schätzen. Das Aktuatorssystem mit Reibung kann in diesem Fall als eine nichtlineare Funktion des Eingangs, des inneren Zustands und der Zeit dargestellt werden (siehe Abbildung 6.6). Der parallel zum System geschaltete Beobachter führt die Korrektur der modellierten dynamischen Zustände, darunter der dynamischen Reibung, anhand des berechneten Beobachtungsfehlers durch. Die somit angepasste dynamische Reibung kann anschließend als eine Kompensationsgröße in der Regelung verwendet werden. Den Ausgangspunkt des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Luenberger-Typ Reibungsbeobachters (weiter als LTRB) bildet der gut bekannte und weit verbreitete Luenberger Beobachter [65], welcher bei den

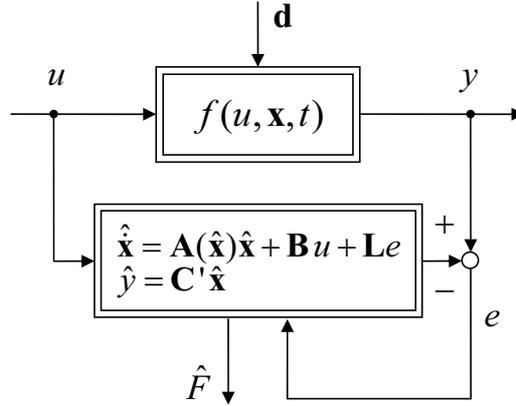


Abbildung 6.6: Strukturbild vom Luenberger-Typ Reibungsbeobachter

linearen Systemen zur Schätzung der nicht messbaren Zustände eingesetzt wird. Hier wird der Luenberger Beobachter zuerst kurz zusammengefasst. Anschließend werden die Prinzipien des Luenberger Beobachters auf das Bewegungssystem mit nichtlinearer Reibung übertragen und somit der LTRB hergeleitet.

Luenberger Beobachter

Der Luenberger Beobachter wird zur Schätzung der Zustände in linearen zeitinvarianten Systemen verwendet. Liegt ein lineares System in der Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u} \quad (6.8)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C} \mathbf{x} \quad (6.9)$$

mit dem Vektor der Zustandsgrößen $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$, Eingangsgrößen $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^m$, Ausgangsgrößen $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^m$ und den das System beschreibenden Matrizen $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{n \times m}$, $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{m \times n}$ vor, so ist der Luenberger Beobachter durch

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = (\mathbf{A} - \mathbf{L}\mathbf{C}) \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B} \mathbf{u} + \mathbf{L} \mathbf{y} \quad (6.10)$$

gegeben. Hier ist $\hat{\mathbf{x}}$ der Vektor der geschätzten Zustandsgrößen, wobei die Dynamik des Beobachters durch die Eingangs- und Ausgangsgrößen des Systems angeregt wird. Die Beobachtungsmatrix $\mathbf{L} \in \mathbb{R}^{n \times m}$ gewichtet den Beobachtungsfehler $\mathbf{e}(t) = \mathbf{x}(t) - \hat{\mathbf{x}}(t)$ und bestimmt somit das Konvergenzverhalten der geschätzten Zustände gegen die tatsächlichen Zustände des zu beobachtenden Systems. Die Eigendynamik des Beobachtungsfehlers lässt sich wie folgt

$$\dot{\mathbf{e}} = (\mathbf{A} - \mathbf{L}\mathbf{C}) \mathbf{e}, \quad \text{mit} \quad \mathbf{e}(0) = \mathbf{x}_0 - \hat{\mathbf{x}}_0 \quad (6.11)$$

aufschreiben, und es gilt

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|\mathbf{e}(t)\| = 0 \quad (6.12)$$

für beliebige Anfangswerte $\{\mathbf{x}_0, \hat{\mathbf{x}}_0\}$ unter der einzigen Hauptbedingung, dass die Eigenwerte der Matrix $\mathbf{A} - \mathbf{L}\mathbf{C}$ in der negativen Halbebene liegen. Daraus folgend reduziert sich der Entwurf des Luenberger Beobachters und somit die Bestimmung der Matrix \mathbf{L} auf die Festlegung der stabilen Polstellen des Beobachters unter Berücksichtigung der erforderlichen Schnelligkeit der Konvergenz von $\hat{\mathbf{x}}$. Weiterhin soll das Niveau des Ausgangsrauschens \mathbf{r} insofern $\mathbf{y}(t) = \mathbf{y}_p(t) + \mathbf{r}(t)$ mitberücksichtigt werden, wobei \mathbf{y}_p den tatsächlichen Ausgang des Prozesses darstellt.

6.3.1 Zustandsraummodell mit nichtlinearer Reibung

Für die Zustandsraumdarstellung des Systems (6.7), bei dem die nichtlineare Reibung mit Hilfe des 2SEP-Modells beschrieben wird, wird der Zustandsvektor $\mathbf{x} = [z_1 \ z_2 \ w]^T$ eingeführt. Unter Berücksichtigung von (3.2), (3.5) und (6.7) kann das Zustandsraummodell [89]

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & P \\ -\frac{1}{|S(w)|} & -\frac{B|w|}{|S(w)|} & \frac{\text{sgn}(w)}{w} \\ -\frac{1}{J} & -\frac{B|w|}{J} & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{J} \end{bmatrix} u \quad (6.13)$$

gewonnen werden, wobei der exponentielle Pre-sliding-Term als $P = |\Omega|K \exp(-K|q_r|)$ zusammengefasst wird. Es ist einfach zu erkennen, dass das vorliegende Zustandsraummodell eine SDC (state dependent coefficient) [23] Form $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}(\mathbf{x})\mathbf{x} + \mathbf{B}u$ darstellt, bei welcher die Systemmatrix \mathbf{A} als eine Funktion des Zustandsvektors fungiert. Da die Stribeck-Funktion bei $w = 0$ eine Unstetigkeit aufweist, wird die Systemmatrix Fall-unterschiedlich, und es gilt

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & E \\ 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{J} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \text{falls } w = 0. \quad (6.14)$$

Aus Sicht des Anfangs der Bewegung bei $\mathbf{x}(0) = [0 \ 0 \ 0]^T$ heißt es, dass das System im Falle einer externen Anregung $u \neq 0$ zuerst einen infinitesimal kleinen ungedämpften Bewegungsimpuls ausführt, bevor die Reibungsmechanismen anfangen einzuwirken.

Werden die Kalman-Kriterien für die Steuerbarkeit

$$\text{rank } \mathbf{C}\mathbf{o} = \text{rank}[\mathbf{B} \ \mathbf{A}\mathbf{B} \ \mathbf{A}^2\mathbf{B} \ \dots \ \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}] \quad (6.15)$$

und Beobachtbarkeit

$$\text{rank } \mathbf{O}\mathbf{b} = \text{rank}[\mathbf{C} \ \mathbf{C}\mathbf{A} \ \mathbf{C}\mathbf{A}^2 \ \dots \ \mathbf{C}\mathbf{A}^{n-1}]^T \quad (6.16)$$

angewendet, so zeigt sich das System (6.13) vollständig steuerbar und beobachtbar für $w \neq 0$. Die einzige Ausnahme entsteht bei $A_{2,1} = A_{2,2}$ und $A_{3,1} = A_{3,2}$, was einer bestimmten Absolutgeschwindigkeit von $|w| = 1/B$ entspricht, bei welcher die Beobachtbarkeit des Systems bezüglich x_2 degradiert wird. Allerdings ist es für die gesamte Beobachtung des

Systems nicht besonders nachteilig, falls B gross genug ist. Dadurch liegt dieser bestimmte Wert im Bereich kleinerer Relativgeschwindigkeiten, bei welchen z_1 eine dominierende Rolle spielt und der Einfluss von z_2 als eher zweitrangig angesehen werden kann.

6.3.2 Auslegung des Beobachters und Stabilitätsnachweis

Zur Auslegung von LTRB und zum Stabilitätsnachweis wird das dynamische Verhalten einzelner zu beobachtender Zustände zuerst analysiert. Für die Schätzung der Relativgeschwindigkeit mit einem linearen Beobachter lässt sich

$$\dot{\hat{w}} + \frac{\hat{F}(\hat{w})}{J} - L_1 e = u \quad (6.17)$$

aufschreiben. Wird ausschließlich die Eigendynamik des Beobachters, d. h. $u = 0$, in Betracht gezogen, so gilt

$$\dot{\hat{w}} + \frac{\hat{F}(\hat{w})}{J} - L_1 w + L_1 \hat{w} = 0 \quad (6.18)$$

und damit

$$\dot{\hat{w}} + L_1 \hat{w} + \frac{\hat{F}(\hat{w})}{J} = L_1 w. \quad (6.19)$$

Es ist offensichtlich, dass (6.19) ein einfaches PT_1 Verhalten der Schätzgröße \hat{w} darstellt, welches allerdings mit einem Bias-Wert der Reibung $\hat{F}(\hat{w})/J$ beaufschlagt wird. Das Eigenverhalten der Schätzgröße wird durch die gemessene Relativgeschwindigkeit verstärkt mit L_1 angeregt. Es ist offensichtlich, dass die Schätzung der Relativgeschwindigkeit ohne nichtlineare Reibung für $\forall L_1 > 0$ konvergiert. Dabei soll lediglich darauf geachtet werden, dass die Eingangsdynamik von w im Sinne entsprechender Zeitkonstanten nicht schneller als die Polstelle $\lambda = -L_1$ wird.

Zur Analyse der Auswirkung des nichtlinearen Reibungsterms kann sein Verhalten in (6.19) vereinfacht durch einen Spiel-Operator

$$y(t_+) = P[x(t_+), y(t)] = \max\left\{k x(t_+) - r, \min\{x(t_+) + r, y(t)\}\right\} \text{ mit } t_+ > t, \quad (6.20)$$

geschaltet in Serie mit einer Sättigung S , dargestellt werden, so dass

$$y(t_+) = S\left[P[x(t_+), y(t)], s\right]. \quad (6.21)$$

Das Eingangs-/Ausgangsverhalten des kombinierten Spiel-Sättigungs-Operators ist in Abbildung 6.7 schematisch dargestellt. Parametrisiert durch k , r und s , stellt der Spiel-Sättigungs-Operator eine Annäherung an die Reibungshysterese in (\hat{w}, \hat{F}) -Koordinaten dar. Es ist offensichtlich, dass der Reibungsterm in (6.19) für $|\hat{w}| > s$ lediglich ein konstantes Bias darstellt und somit die Konvergenz einer biasbehafteten Schätzung nicht gefährdet. Beim Übergang von \hat{w} durch Null verursacht der Spiel-Sättigungs-Operator eine Totzone, welche die Schätzung von \hat{w} nahe zum Nullpunkt erschwert. Demzufolge soll L_1 möglichst

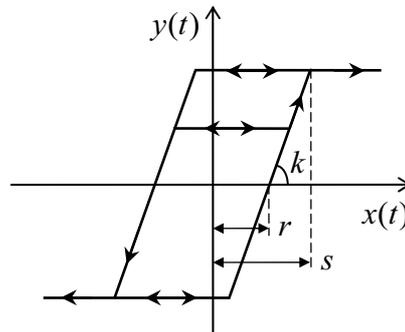


Abbildung 6.7: Ein-/Ausgangsverhalten des kombinierten Spiel-Sättigungs-Operators

groß gewählt werden, um den Einfluss der nichtlinearen Reibung auf die Schätzung von \hat{w} , insbesondere bei niedrigen Relativgeschwindigkeiten, möglichst gering zu halten. Dies wird am folgenden Beispiel veranschaulicht, bei dem die Beobachterdynamik lediglich durch den variablen $w(t)$ Wert angeregt wird. An dieser Stelle ist anzumerken, dass $u = 0$ die stationäre Genauigkeit des geschätzten Wertes reduziert, wobei hier die dynamischen Übergänge in erster Linie von Interesse sind. In Abbildung 6.8 werden die Simulationsergebnisse des Beobachters (6.19) dargestellt, wobei drei verschiedene Werte des Beobachterkoeffizienten $L_1 = \{10, 50, 100\}$ in Betracht gezogen werden. Hierbei sind die Werte 10 und 100 als zwei Extremwerte zu betrachten und der Wert 50 dient als Mittelwert, um eine Tendenz im Beobacherverhalten in Abhängigkeit von L_1 aufzuzeigen. Dabei wird einmal eine Multi-Sinus-Sequenz (a) und einmal eine langsame Sinus-Sequenz (b) der Eingangsgeschwindigkeit verwendet. Die von L_1 abhängige Konvergenz der Schätzung wird für beide Eingangstrajektorien ersichtlich. Die Erscheinung der reibungsbedingten Totzonen ist insbesondere in Abbildung 6.8 (b) sichtbar.

Zur Beobachtung dynamischer Reibung wird die zeitliche Ableitung von (3.1) mit $A = 1$

$$\dot{\hat{F}} = \dot{\hat{z}}_1 + B|\hat{w}|\dot{\hat{z}}_2 \quad (6.22)$$

verwendet, wobei das Vorzeichen des später eingehenden Beobachtungsfehlers einer weiteren Klärung bedarf. An dieser Stelle ist anzumerken, dass keine Kettenregel beim Ermitteln des zweiten Summanden in (6.22) angewendet wird, da der Betrag von \hat{w} als eine externe Gewichtung des Zustands angesehen wird und nicht explizit in die Berechnung der $\dot{\hat{z}}_2$ Dynamik hineingeht. Für $e > 0 \Rightarrow w > \hat{w}$ wird angenommen, dass die dämpfende Reibung überschätzt wird, vorausgesetzt dass keine weiteren die Relativgeschwindigkeit hemmenden Mechanismen einwirken. In diesem Fall muss \hat{F} reduziert werden, so dass der Reibungsbeobachter die folgende Form annimmt

$$\dot{\hat{F}} = \dot{\hat{z}}_1 + B|\hat{w}|\dot{\hat{z}}_2 - L_2 e. \quad (6.23)$$

An dieser Stelle ist anzumerken, dass infolge einer linearen Kombination der Reibungszustände deren separate Beobachtung überflüssig wird, so dass eine Beobachtung der gesam-

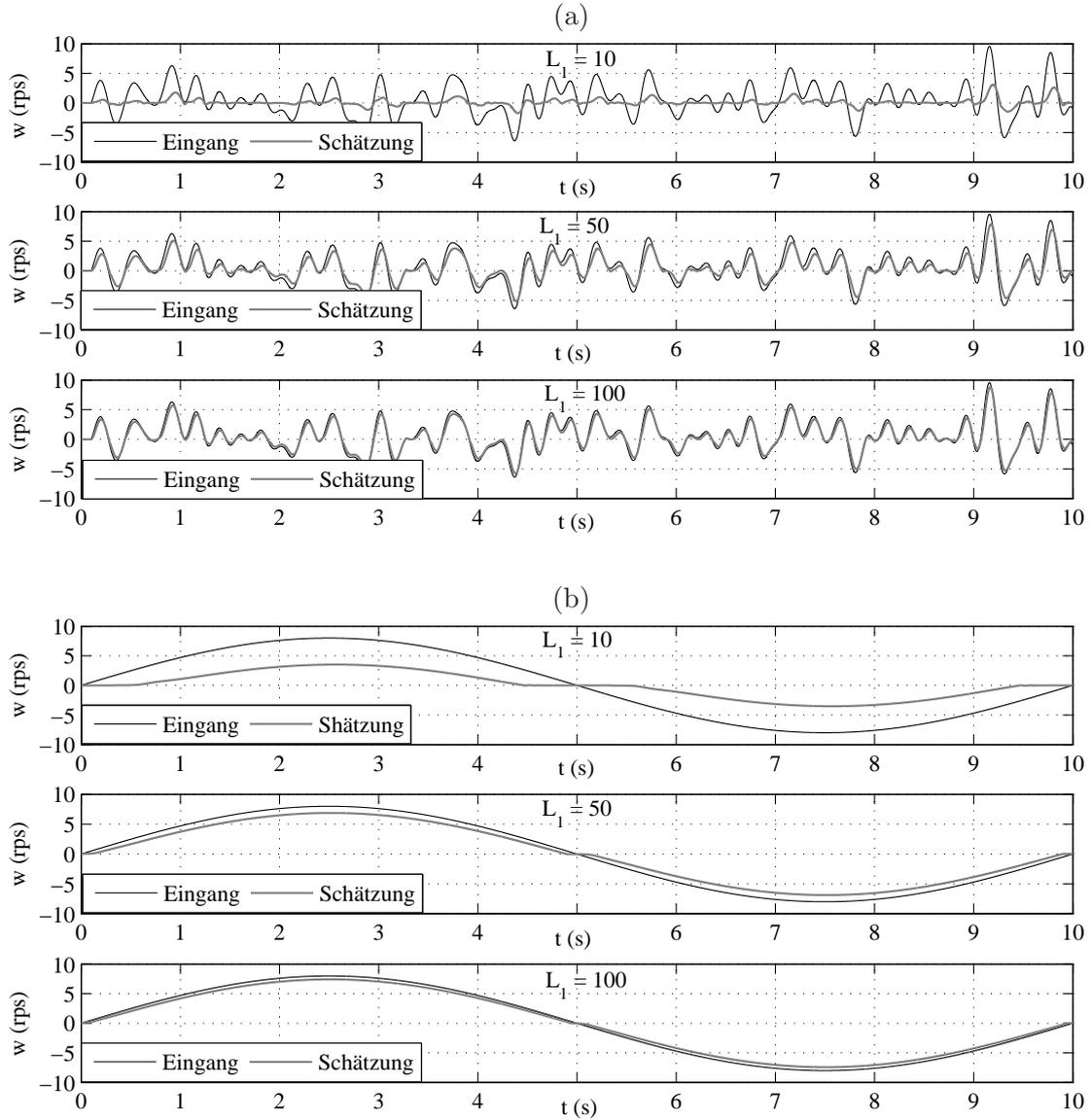


Abbildung 6.8: Beobachtung der Relativgeschwindigkeit bei verschiedenen Beobachterkoeffizienten $L_1 = \{10, 50, 100\}$; Multi-Sinus Sequenz (a) und langsame Sinus Sequenz (b)

ten Reibungsdynamik erfolgt. Unter Berücksichtigung von (3.5) lässt sich (6.23) wie folgt umschreiben

$$\dot{\hat{F}} = \dot{\hat{z}}_1 + B \hat{w} - \frac{B|\hat{w}|}{|S(\hat{w})|} \hat{F} - L_2 w + L_2 \hat{w}, \quad (6.24)$$

und nach einer leichten Umformung nimmt die Eigendynamik der geschätzten Reibung die folgende Form an:

$$\dot{\hat{F}} + \frac{B|\hat{w}|}{|S(\hat{w})|} \hat{F} = \dot{\hat{z}}_1 + B \hat{w} + L_2(\hat{w} - w). \quad (6.25)$$

Außer dem Beobachtungsfehler erfolgt die Anregung auf der rechten Seite der Gleichung (6.25) durch die geschätzte Pre-sliding-Dynamik $\hat{z}_1(\hat{w})$ und Relativgeschwindigkeit \hat{w} . Bei einem schnellen Übergang zum gesättigten elasto-plastischen Gleiten wird $\dot{\hat{z}}_1 = 0$, und die Beobachterdynamik reduziert sich zu

$$\dot{\hat{F}} + \frac{B|\hat{w}|}{|S(\hat{w})|} \hat{F} = B \hat{w} + L_2(\hat{w} - w). \quad (6.26)$$

Es ist erkennbar, dass die linke Seite von (6.26) ein PT_1 Verhalten aufweist, wobei der immer positive Dämpfungsterm $B|\hat{w}|/|S(\hat{w})|$ eine stabile Konvergenz des Schätzwertes garantiert. Die Wahl von L_2 entscheidet, wie stark die Eigendynamik des Reibungsbeobachters angeregt wird. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die Eigendynamik der Schätzgröße im Gegenteil zu (6.19) von der Wahl des Beobachterkoeffizienten ganz unabhängig bleibt, so dass eine Abstimmung von L_2 eher im Bezug auf L_1 und auf das Prozess- und Messrauschen erfolgt. Wird das zeitvariable Reibungsverhalten generell als langsamer im Vergleich zu den transienten Störgrößen, welche am Eingang $u(t)$ und Ausgang $w(t)$ des Systems wirken, angenommen, so erfordert $\hat{w}(t)$ eine schnellere Konvergenz und somit $L_1 \gg L_2$, wodurch der Beobachtungsfehler kleiner wird. Weiterhin wirkt der parameterbedingte Dämpfungsterm der Reibungsschätzung als ein Tiefpassfilter gegen die hochfrequenten Anteile des Beobachtungsfehlers, vorausgesetzt dass L_2 nicht zu groß gewählt wird. Wird der Beobachtungsfehler zu Null und unterliegt $\hat{w}(t)$ keinen weiteren dynamischen Vorgängen, so wird (6.26) nach einer Konvergenz der Schätzung zu

$$B \hat{w} \frac{\hat{F}}{S(\hat{w})} = B \hat{w}, \quad (6.27)$$

was letztlich dem stationären Reibungsverhalten $\hat{F} = S(\hat{w})$ entspricht.

6.3.3 Experimentelle Erprobung

Vor dem Einsatz des Reibungsbeobachters innerhalb eines geschlossenen Regelkreises kann dieser zuerst offline an experimentellen Daten erprobt werden, ohne das Risiko eines unerwünschten Verhaltens des Regelungssystems dabei einzugehen. Für reale Anwendungen ist dies von einem großen Vorteil, insbesondere bei der Inbetriebnahme einer Regelung mit dem Beobachter und der Parametereinstellung des Beobachters unter Aspekten der von vornherein unbekanntenen Störgrößen, der Qualität der verwendeten Messsignale sowie der vorhandenen, unberücksichtigten Totzeiten im System. Dabei kann der Reibungsbeobachter sowohl in einem gesteuerten als auch in einem geregelten Betrieb getestet werden. Allerdings stellt ein geregelter Betrieb aus Sicht einer späteren Anwendung die realitätsnäheren Anforderungen an den Beobachter, insoweit seine Eingangsgröße $u(t)$ von dem Ausgang eines Reglers eingespeist wird und somit keine ansonsten glatten Referenztrajektorien einer Steuerung übernimmt. Somit wird der Reibungsbeobachter von einem breitbandigen Eingangssignal angeregt, inklusive der Fehlerdynamik des geschlossenen Regelkreises. Aus diesem Grunde wird der entworfene LTRB in einem geschlossenen Regelkreis erprobt, wobei

der eingesetzte PI-Regler, beschrieben weiter in Abschnitt 3.5.1, als eine Referenzregelung auftritt. Zwei Referenztrajektorien, welche anschließend zur Evaluierung und zum Vergleich verschiedener Kompensationsstrategien in Abschnitt 3.5 verwendet werden, sind ebenfalls zur Erprobung von LTRB verwendet worden. Die beiden gemessenen Größen $u(t)$ und $w(t)$ werden ohne eine zusätzliche Filterung direkt als Eingangsgrößen des Reibungsbeobachters (6.17) und (6.23) verwendet.

Die zuerst evaluierte Trajektorie B realisiert einen glatten Übergang zwischen einem eher durch Pre-sliding- und einem eher durch Sliding-Regime hervorgebrachten Bewegungsbereich. Die gemessene Ausgangsregelgröße der Relativgeschwindigkeit sowie die Stellgröße des Motorstroms sind in Abbildung 6.9 (a) und (b) entsprechend dargestellt. Die zur Erzeugung der Referenztrajektorien verwendete Einhüllende ist in Abbildung 6.9 (a) ebenfalls eingezeichnet. Ein relativ hoch gesetzter Beobachterkoeffizient $L_1 = 1000$ ermög-

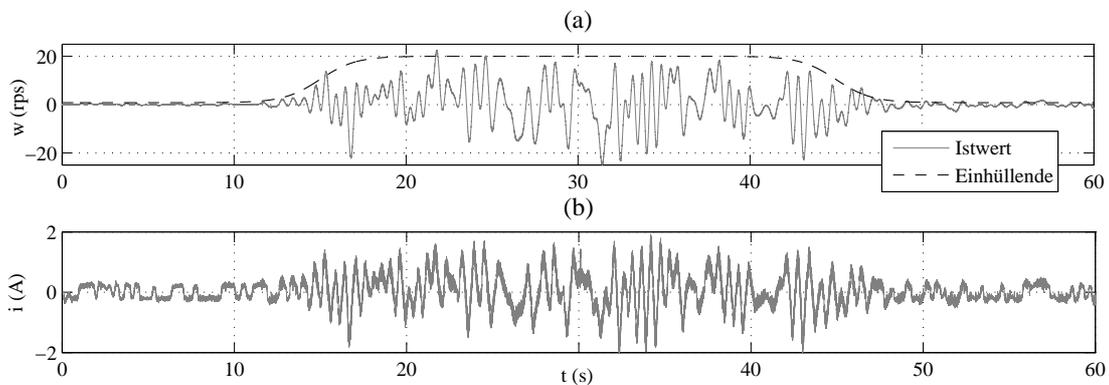


Abbildung 6.9: Gemessene Trajektorie B: Regelgröße Relativgeschwindigkeit (a), resultierende Stellgröße Motorstrom (b)

licht eine exakte Rekonstruktion der Relativgeschwindigkeit, was eine Voraussetzung zur Schätzung dynamischer Reibung ist, wie im vorhergehenden Abschnitt bereits beschrieben. Der zeitliche Verlauf des Beobachtungsfehlers $e(t) = w(t) - \hat{w}(t)$ ist in Abbildung 6.10 dargestellt. Um den niederfrequenten Anteil des Beobachtungsfehlers, welcher für die Schätzung der Reibungsdynamik viel signifikanter ist, aufzuzeigen, wird der mit 10 Hz Eckfrequenz gefilterte und zum Visualisierungszweck um Faktor 2 vergrößerte Beobachtungsfehler in Abbildung 6.10 ebenfalls eingezeichnet. Infolge der bereits im vorherigen Abschnitt beschriebenen Tiefpass-Charakteristik des Reibungsbeobachters ist der dargestellte niederfrequente Anteil der Fehlerdynamik meist von Bedeutung. Um ein parasitäres Rattern der geschätzten Reibung jedoch zu vermeiden, soll der Beobachterkoeffizient L_2 relativ klein im Vergleich zu L_1 gehalten werden. Ansonsten werden die höheren Harmonischen der Fehlerdynamik als unechte Oszillationen im Verlauf der geschätzten Reibung auftreten. Folgendes Beispiel demonstriert dies an drei Werten des Beobachterkoeffizientes $L_2 = \{0, 10, 50\}$. Der zeitliche Verlauf der mit Hilfe von LTRB geschätzten Reibung ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Es ist offensichtlich, dass die größeren Abweichungen zwischen

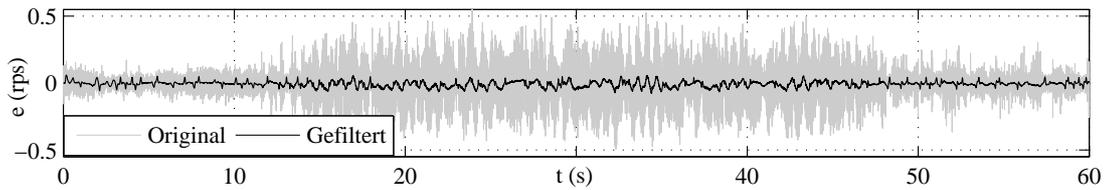


Abbildung 6.10: Beobachtungsfehler bei evaluierter Trajektorie B

den Reibungsverläufen für $L_2 = 0$ und $L_2 \neq 0$ im Bereich kleinerer Reibwerte und entsprechend kleinerer Relativgeschwindigkeiten liegen. Dies korreliert mit der Annahme, dass die Schwankungen im Reibungsverhalten während des Pre-sliding-Regimes deutlicher als im Sliding-Regime sind und unter anderem stärker von der Relativposition der reibenden Körper abhängen. Die zweite evaluierte Trajektorie C verdeutlicht diese Schlussfolgerung für das Pre-sliding-Regime.

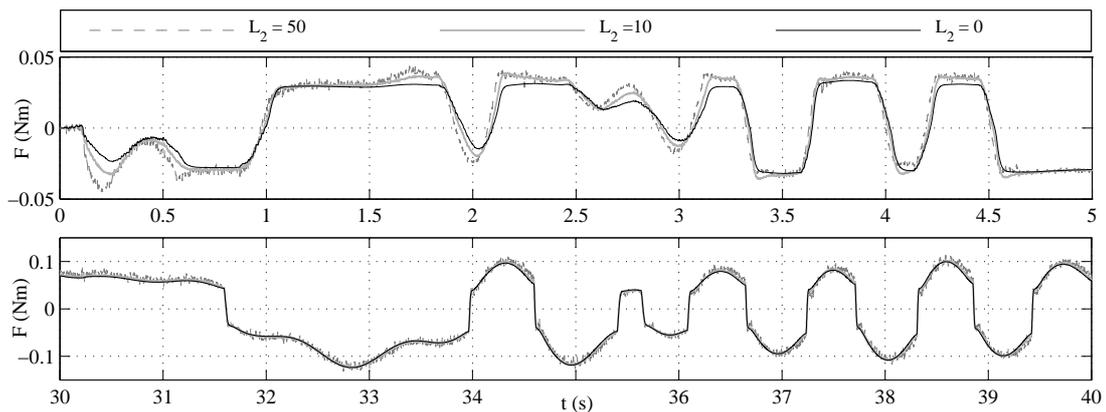


Abbildung 6.11: Mit LTRB geschätzte Reibung bei Trajektorie B (Ausschnitte)

Bei der zweiten evaluierten Trajektorie C verbleibt der Amplitudenbereich unter ± 1 rps. Die gemessene Regelgröße die Relativgeschwindigkeit sowie die Stellgröße der Motorstrom sind in Abbildung 6.12 (a) und (b) entsprechend dargestellt. Eine relativ hohe Frequenz und niedrige Amplitude der Relativgeschwindigkeit halten das System überwiegend im Pre-sliding-Regime, was durch den resultierenden Relativversatz verdeutlicht wird. Der zeitliche Verlauf des gemessenen Relativversatzes ist in Abbildung 6.13 dargestellt. Die Relativposition der Antriebswelle führt die kontinuierlich oszillierenden Bewegungen mit den kleinen Amplituden zwischen 5 Grad und 20 Grad aus, wobei die niederfrequenten Anteile für eine langsame Drift innerhalb des Gesamtbereichs von circa 400 Grad sorgen. Somit wird die Relativbewegung innerhalb einer kompletten Rotation der Antriebswelle umgesetzt, was bei der Evaluierung von LTRB zugunsten seiner Generalisierungsfähigkeit spricht. Der Beobachtungsfehler, einmal original und einmal mit 10 Hz Eckfrequenz ge-

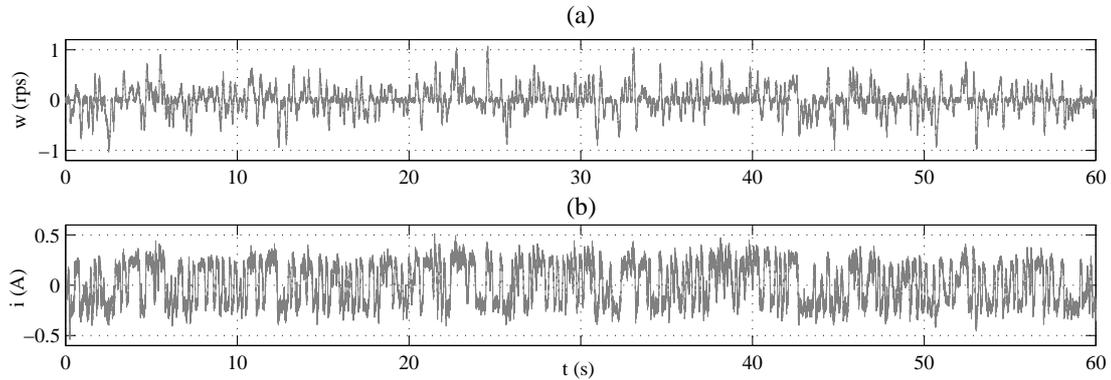


Abbildung 6.12: Gemessene Trajektorie C: Regelgröße Relativgeschwindigkeit (a), resultierende Stellgröße Motorstrom (b)

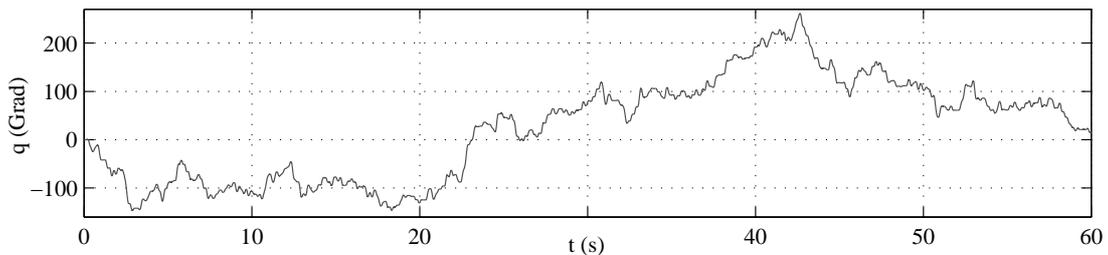


Abbildung 6.13: Gemessener Relativversatz der Trajektorie C

filtriert, ist in Abbildung 6.14 dargestellt. Die vergrößerten Ausschnitte aus dem zeitlichen Verlauf des Beobachtungsfehlers zeigen den niederfrequenten Anteil der Fehlerdynamik, welcher für die Schätzung der Reibung ausschlaggebend ist. Der zeitliche Verlauf der mit Hilfe von LTRB geschätzten Reibung ist in Abbildung 6.15 dargestellt. Der Übersichtlichkeit halber werden die geschätzten Reibungsverläufe nur für $L_2 = 0$ und $L_2 = 50$ zum Vergleich nebeneinander aufgezeichnet. Dabei werden die Abweichungen zwischen den beiden geschätzten Reibungsverläufen ersichtlich. An dieser Stelle ist anzumerken, dass bei $L_2 = 0$ keine beobachtergestützte Anpassung der Reibungsdynamik erfolgt, dennoch wird die dynamische Reibung auf Basis der geschätzten Relativgeschwindigkeit berechnet, welche aufgrund eines großen L_1 -Wertes dem tatsächlichen Verlauf der Relativgeschwindigkeit ganz nahe folgt.

Der Schätzung der Reibung kommt eine weitere Bedeutung zu, welche mit Hilfe der Abbildung 6.16 genauer erläutert wird. Wird die geschätzte Reibung bei $L_2 = 0$ als eine Funktion des Relativversatzes dargestellt, bleibt das Niveau der gesättigten Reibungskraft im Pre-sliding beinahe konstant, ohne etliche Schwankungen in Abhängigkeit der Relativposition aufzuzeigen. Die strukturellen Besonderheiten der Rotationselemente eines Ak-

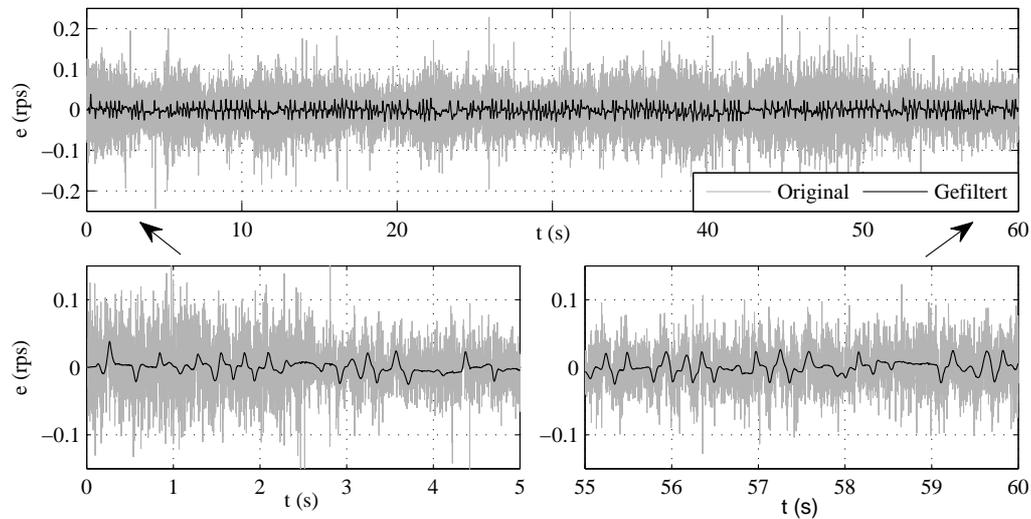


Abbildung 6.14: Beobachtungsfehler bei evaluierter Trajektorie C

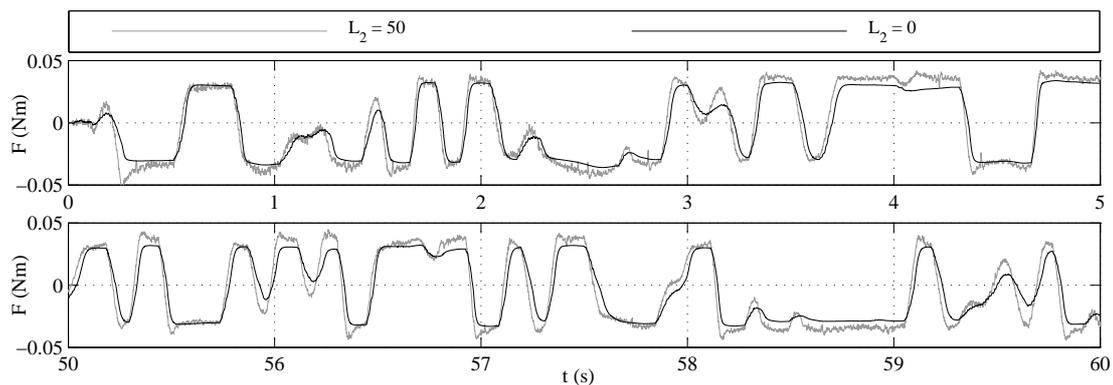


Abbildung 6.15: Mit LTRB geschätzte Reibung bei Trajektorie C (Ausschnitte)

tuatorsystems, darunter die Stator-Rotor Konfiguration des Elektromotors sowie die untersetzenden Mechanismen der Getriebe, können allerdings zu den mehrfachen Harmonischen im Verlauf des Drehmoments hinführen, welche im Allgemeinen als verkoppelte periodische Störungen in Abhängigkeit der Winkelposition anzusehen sind (siehe als Beispiel Abbildung 4.5 in Kapitel 4). Die überlagerten Harmonischen mit häufig unbekanntem Anfangsphasen lassen sich meist schwer identifizieren, auch wenn ihre analytische Beschreibung mit Hilfe der Fourier-Reihen relativ trivial zu sein scheint. Ein Beispiel der zweiten und sechsten Harmonischen der Rotation der Antriebswelle ist in Abbildung 6.16 eingezeichnet. Es wird ersichtlich, dass diese eine Art Einhüllende für den Verlauf der geschätzten Reibung bilden können, auch wenn die Frequenz- und Phasenwerte an diesem Beispiel willkürlich gewählt

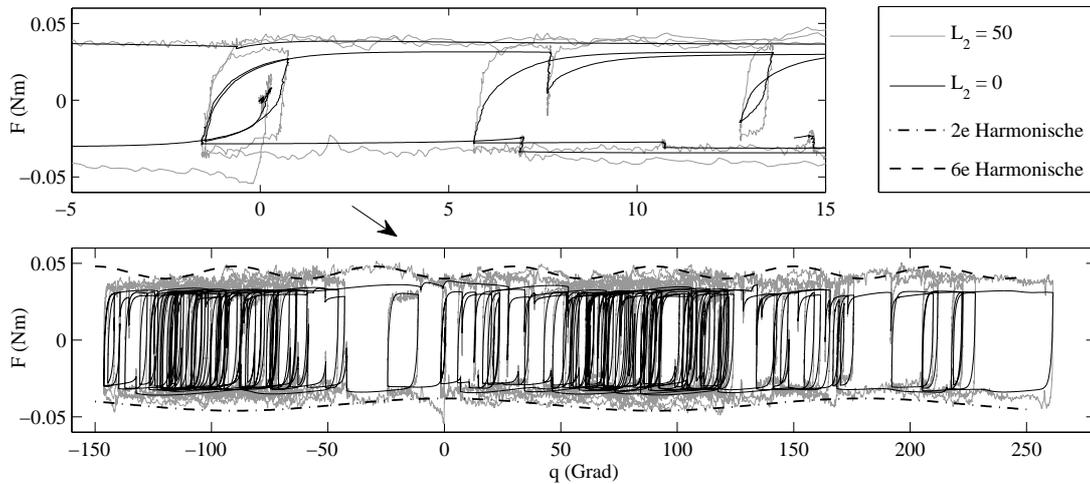


Abbildung 6.16: Geschätzte Reibung als Funktion des Relativversatzes für Trajektorie C

sind. Somit kann die geschätzte Reibung die unbekannt periodischen Störgrößen zu einem gewissen Grad mit abbilden, ohne dabei deren detaillierte Dekomposition zu erfordern.

6.4 Feed-Forward Reibungsbeobachter

6.4.1 Grundprinzip und Struktur

Die Idee des Feed-Forward Reibungsbeobachters (weiter als FFRB) [93] basiert auf einer Überlegung in Anbetracht des Verhaltens geschätzter Reibung $\hat{F}(t)$ im Zeitbereich. Wird der Reibungsverlauf mit Hilfe von LTRB ermittelt, so hängt die Dynamik der Schätzgröße einmal von der Konvergenz der geschätzten Relativgeschwindigkeit und einmal von dem angenommenen Wert L_2 ab. Auch unter der Annahme einer ausreichend schnellen Schätzung der Relativgeschwindigkeit, welche allerdings große Werte von L_1 erfordert, wie bereits aufgezeigt, liegt die Obergrenze einer genauen Schätzung bei den inhärenten Zeitverzögerungen im Stell- und Messglied des Systems. Darüber hinaus setzt das Tiefpass-Verhalten bei der Schätzung der Reibung (siehe Abschnitt 6.4.2) weitere Grenzen an ihrer Konvergenz, so dass ein übermäßiges Erhöhen von L_2 lediglich die gefälschten Schwankungen im Reibungsverlauf und keine besseren Schätzergebnisse mit sich bringt. Ein Ausschnitt aus dem zeitlichen Verlauf der berechneten dynamischen Reibung ist für die Trajektorie C in Abbildung 6.17 dargestellt. Dabei wird die Reibung einmal auf Basis der Soll-Relativgeschwindigkeit w^{soll} und einmal auf Basis der geschätzten Relativgeschwindigkeit im LTRB berechnet, und zwar für die Werte $L_2 = 0$ und $L_2 = 50$. Es ist offensichtlich, dass die Anstiegszeiten der geschätzten dynamischen Reibung sich zwar durch größere Werte von L_2 verkürzen, sie weisen aber immer noch einen Nachlauf im Vergleich zu den Sollverläufen der berechneten Reibung auf. Andererseits greift zwar die berechnete Reibung in die Stellgröße schneller ein,

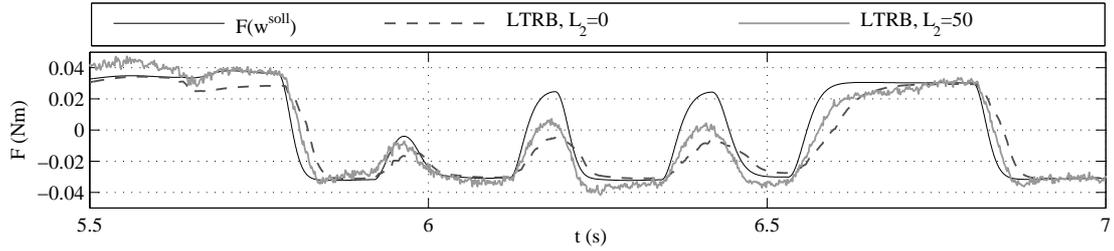


Abbildung 6.17: Verlauf der Reibung berechnet als Funktion der Soll-Relativgeschwindigkeit und mit Hilfe von LTRB als Funktion der geschätzten Relativgeschwindigkeit mit $L_2 = 0$ und $L_2 = 50$

berücksichtigt aber nicht die momentanen Relativgeschwindigkeiten und somit die tatsächlichen Reibwerte. Weiterhin bleiben die unberücksichtigten Störgrößen, welche bereits im vorhergehenden Abschnitt angesprochen wurden, während einer Vorwärts-Kompensation unberücksichtigt.

Demzufolge besteht nun der Grundgedanke darin, die vorwärts berechnete Reibung mit Hilfe einer geeigneten Beobachtungsstrategie online anzupassen. Am sinnvollsten wird für diese Zwecke die Regelabweichung $e = w^{soll} - w$ des geschlossenen Regelkreises verwendet. Der Einsatz der Regelabweichung zur Beobachtung der Reibungsdynamik in einem geschlossenen Regelkreis geht auf die Arbeit [73] zurück. Die Autoren verwendeten die Regelabweichung zur Beobachtung der Einzustandsdynamik des LuGre-Modells, wobei die Berechnung der Reibung auf Basis der Ist- und nicht Sollwertgröße erfolgt. Weiterhin wurde bewiesen, dass die dynamische Abbildung von e nach $F - \hat{F}$ und somit der Reibungsbeobachter dissipativ ist, wobei eine gewisse Freiheit bei der Wahl des Regelungsgesetzes und darunter die Eignung der PI- und PID-Regelung aufgezeigt wurde.

Der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte grundsätzlich neue Feed-Forward Reibungsbeobachter verwendet dieselbe Regelabweichung zur Anpassung dynamischer Reibung \hat{F} , welche allerdings auf Basis des Sollwerts und nicht des Istwertes berechnet wird und als eine Vorsteuerung in den geschlossenen Regelkreis eingreift. Das Strukturbild vom Feed-Forward Reibungsbeobachter ist in Abbildung 6.18 schematisch dargestellt. Somit gilt für das Regelungsgesetz im Laplace-Bereich

$$U(s) = R(s) E(s) + \hat{F}(W^{soll}(s), E(s)), \quad (6.28)$$

wobei $R(s)$ die Übertragungsfunktion der verwendeten linearen Regelung darstellt. Weiterhin wird auf eine explizite Notation der Abhängigkeit der Signale, jedoch nicht der Übertragungsglieder, von der Laplace-Variable s verzichtet. Wird nun die Regelstrecke durch ein lineares Glied mit der Übertragungsfunktion $H(s)$ approximierend dargestellt (siehe weiter in Abschnitt 7.1), so wird die Regelabweichung ohne Reibungskompensation zu

$$E = W^{soll} - R(s)H(s)E, \quad (6.29)$$

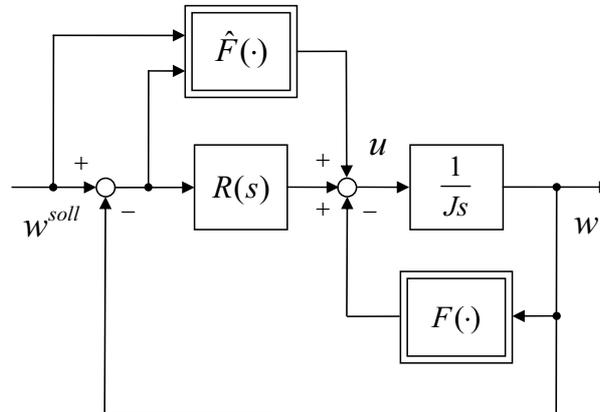


Abbildung 6.18: Strukturbild vom Feed-Forward Reibungsbeobachter

und nach einer Umformung zu

$$E = \frac{1}{1 + R(s)H(s)} W^{soll}. \quad (6.30)$$

Wird nun der Reibungsbeobachter der Form

$$\dot{\hat{F}} = \dot{\hat{z}}_1 + B|w^{soll}|\dot{\hat{z}}_2 + \lambda(e) \quad (6.31)$$

verwendet, so lässt sich die Eigendynamik der geschätzten Reibung wie folgt aufschreiben

$$s \hat{F} + \frac{B|W^{soll}|}{|S(W^{soll})|} \hat{F} = s \hat{Z}_1 + B W^{soll} + \Lambda(E). \quad (6.32)$$

Dabei bezeichnen λ und Λ die allgemeinen Beobachtungsfunktionen zur Anpassung des geschätzten Reibwertes im Zeit- und Frequenzbereich entsprechend. Nach einem Eliminieren der Pre-sliding-Dynamik auf der rechten Seite von (6.32), ähnlich wie in Abschnitt 6.4.2, und dem Einsetzen von (6.30) in (6.32), erhält man

$$s \hat{F} + \frac{B|W^{soll}|}{|S(W^{soll})|} \hat{F} = B W^{soll} + \Lambda\left(\frac{1}{1 + R(s)H(s)} W^{soll}\right). \quad (6.33)$$

Es ist offensichtlich, dass die Anregung und Konvergenz von \hat{F} zu einem stationären Schätzwert, abgesehen vom Sollwert-Verlauf der Relativgeschwindigkeit, meist von dem Übergangverhalten der $\Lambda(\cdot)$ Funktion beeinflusst wird.

6.4.2 Stabilitätsnachweis und Auslegung

Nun gilt es aufzuzeigen, dass die geschätzte Reibung \hat{F} beim Einschalten der Vorwärts-Kompensation eine Konvergenz gewährleistet und dass die Stabilität des gesamten geschlossenen Regelkreises durch \hat{F} Aufschaltung nicht gefährdet wird. Die Regelabweichung

aus (6.29) wird für den Fall eines geschlossenen Regelkreises mit Reibungskompensation zu

$$E = W^{soll} - R(s)H(s)E - H(s)\hat{F}. \quad (6.34)$$

Die Eigendynamik der geschätzten Reibung unter Annahmen eines stationären Pre-sliding-Zustands und einer Linearität der verwendeten Beobachtungsfunktion wird zu

$$s\hat{F} + \underbrace{\frac{B|W^{soll}|}{|S(W^{soll})|}}_{D_1} \hat{F} + \underbrace{\Lambda\left(\frac{H(s)}{1+R(s)H(s)}\right)}_{D_2} \hat{F} = \underbrace{B W^{soll} + \Lambda\left(\frac{1}{1+R(s)H(s)}\right) W^{soll}}_G, \quad (6.35)$$

was sich im Wesentlichen durch einen zusätzlichen Dämpfungsfaktor auf der linken Seite von (6.35) von der Gleichung (6.33) unterscheidet. Ähnlich wie im Falle von LTRB sorgt der erste immer positive Dämpfungsterm D_1 für ein stabiles Verhalten der Schätzgröße, unabhängig vom hineingehenden Sollwert der Relativgeschwindigkeit. Der zweite beobachtungsbedingte Dämpfungsterm D_2 , der zum einen von der Wahl der Beobachtungsfunktion und zum anderen von den dynamischen Eigenschaften des Reglers und der linearen Approximation der Regelstrecke abhängt, wird nun genauer analysiert. Wird die Regelstrecke zum Beispiel durch ein PT_1 Übertragungsglied approximiert, was bei größeren Anregungsamplituden und Relativgeschwindigkeiten dem realen Prozess ziemlich nahe liegt (siehe zum Beispiel Abbildung 2.14 in Abschnitt 2.3.1), und weiterhin eine einfache PI-Regelung angenommen, so bestimmt der Amplitudengang der Übertragungsfunktion

$$D_2(s) = \Lambda\left(\frac{K_H T_R s}{T_R T_H s^2 + (T_R + T_R K_H K_R) s + K_H K_R}\right) \quad (6.36)$$

den Betrag des beobachtungsbedingten Dämpfungsfaktors. Dabei bezeichnen K_H und K_R die Verstärkungsfaktoren und T_H und T_R die Zeitkonstanten der Regelstrecke und des PI-Reglers entsprechend. Wird nun eine Kombination des Proportional- und Differentialgliedes der Form $PD(s) = K_\Lambda(s + K_d)$ als die Beobachtungsfunktion angenommen, so ergibt sich der Dämpfungsfaktor D_2 mit folgenden frequenzabhängigen Charakteristiken, wie in Abbildung 6.19 (a) dargestellt. Es ist offensichtlich, dass $D_2(s)$ das stabile Verhalten eines DT_1 -Gliedes aufweist. Um größere Dämpfungen bei der Schätzung dynamischer Reibung im Niederfrequenzbereich zu erzwingen, werden offensichtlich größere K_Λ Werte benötigt. Für größere Frequenzen wird ein konstanter Dämpfungswert eingehalten, was mit dem ansonsten durch den D_1 -Faktor definierten Tiefpassverhalten dynamischer Reibung im Einklang ist. Der sich aus dem betrachteten Beispiel ergebende Anregungsfaktor

$$G(s) = \frac{K_\Lambda(s + K_d)}{1 + R(s)H(s)} \quad (6.37)$$

auf der rechten Seite von (6.35) hängt wiederum von den Übertragungscharakteristiken der Regelstrecke sowie des Reglers ab. Im Gegenteil zu D_2 weist allerdings der Amplitudengang von $G(s)$, dargestellt in Abbildung 6.19 (b), einen charakteristischen differenzierenden Charakter auf. Aus Sicht der Beobachtung dynamischer Reibung bedeutet es, dass

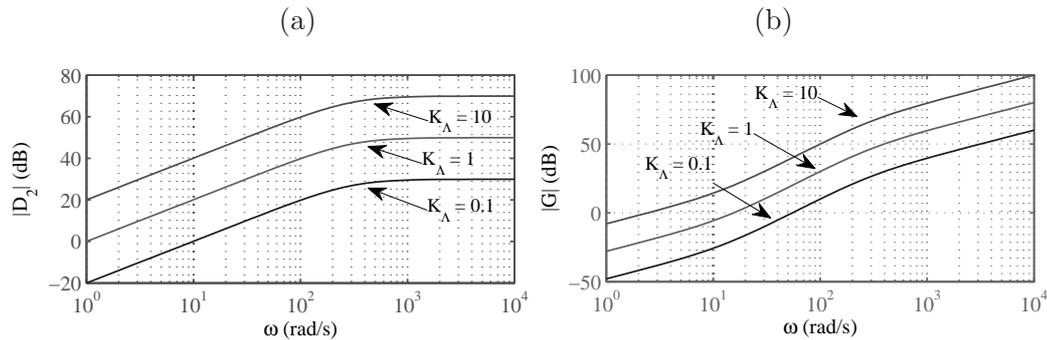


Abbildung 6.19: Amplitudengang des Dämpfungs- D_2 und Anregungsfaktors G bei der Vorwärts-Beobachtung dynamischer Reibung im geschlossenen Regelkreis

die höheren Frequenzen der Sollwert-Relativgeschwindigkeit, welche sich sicherlich bei den höheren Frequenzen der Regelabweichung widerspiegeln, eine höhere Anregung der Beobachterdynamik mit sich bringen. Dies ermöglicht eine schnellere Anpassung der ermittelten Kompensationsgröße, allerdings unter Berücksichtigung dynamischer Eigenschaften von \hat{F} , welche durch das Eigenverhalten auf der linken Seite von (6.35) gegeben sind.

Es ist erkennbar, dass die Wahl der Parameterwerte K_Λ und K_d eine Änderung sowohl in der Gesamtdämpfung dynamischer Reibung als auch in der Anregung zu ihrer Schätzung hervorbringt. Aus dem positiv gedämpften dissipativen Verhalten des geschätzten Reibwertes geht die Stabilität des um die Vorwärts-Reibungskompensation erweiterten Regelkreises hervor. Allerdings sollte bei der Wahl der Beobachtungsparameter die Bandbreite des Gesamtregelkreises und somit der Sollwertvorgabe beachtet werden. Der Proportional- und Differentialterm der gewählten Beobachtungsfunktion können im ungünstigen Fall zu einer kontinuierlichen Anregung der Reibungsdynamik hinführen, welche kein stationäres Konvergenzverhalten von \hat{F} nach sich zieht, und somit eine verfälschte ständig driftende Kompensationsgröße hervorruft. Allerdings wird diese Drift durch das Mess- und Prozessrauschen gesteuert und bezieht sich daher weniger auf eine Instabilität im BIBO Sinne.

Folgende Simulationsergebnisse zeigen die Auswirkung der FFRB-basierten Kompensation dynamischer Reibung auf das Verhalten des geschlossenen Regelkreises, welcher sich aus dem bereits identifizierten Aktuatorssystem aus Anhang A.1 und einer PI-Regelung zusammensetzt. Dabei wird das Systemverhalten zusätzlich mit dem Weißrauschen der Prozess- und Messstörungen verschiedener Grundfrequenzen am Eingang beziehungsweise Ausgang der Regelstrecke beaufschlagt. Die simulierte Geschwindigkeitsantwort des geregelten Systems wird in Abbildung 6.20 einmal für den Sprung (a) und einmal für den sinusförmigen (5 Hz) Verlauf (b) der Sollgröße dargestellt. Neben einer PI-Regelung (PI) und einer PI-Regelung mit FFRB (PI+FFRB) wird der Fall einer Vorwärts-Aufschaltung des nominellen Reibungsmodells (PI+2SEP) in Betracht gezogen. Rein theoretisch entspricht der letzte Fall dem FFRB mit $K_\Lambda = 0$. Es ist leicht zu erkennen, dass die PI+FFRB Regelungsstrategie in beiden Fällen gegenüber den anderen aufgeführten Regelungsstrategien überlegen ist. Im Falle der Sprungantwort zeigt die PI+2SEP Regelung infolge der in

Vorwärts kompensierten Reibung ein etwas verbessertes Anstiegsverhalten gegenüber einer einfachen PI-Regelung auf. Bei der Kompensation der auftretenden Eingangs-Störgrößen, welche nach dem Sprung ab Zeit $t = 1.1$ s aufgeschaltet werden, zeigt sich das Störgrößenkompensationsverhalten von PI+2SEP in keinerlei Hinsicht besser gegenüber dem von PI. Im Gegenteil hierzu ist die PI+FFRB-Regelung durchaus in der Lage, auf das Auftreten der Störgrößen schnell zu reagieren und diesen durch die angepasste Kompensationsgröße entgegen zu wirken. Im Falle einer sinusförmigen Anregung zeigt die für die PI-Regelung dargestellte Regelabweichung ein periodisches Muster, welches abgesehen von den angefangen bei $t = 0$ s auftretenden Störungen auf einen nach jeder Bewegungsumkehr anwachsenden Regelungsfehler hindeutet. Die PI+2SEP-Regelung reduziert zwar diesen Fehleranteil, ist aber immer noch gegenüber den auftretenden Störungen relativ empfindlich. Der Verlauf der Regelabweichung im Falle der PI+FFRB-Regelung zeigt eine deutlich verbesserte Kompensation beider Effekte und zwar sowohl der modellierten Reibung als auch der unbekannten Störgrößen.

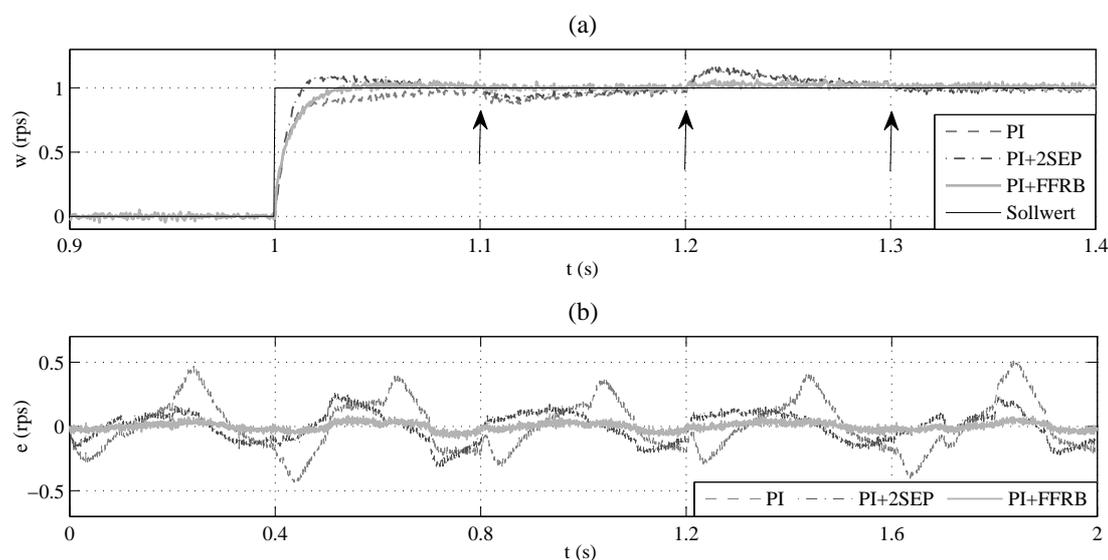


Abbildung 6.20: Simulierte Geschwindigkeitsantwort mit und ohne Reibungskompensation: Sprungantwort (a), Regelabweichung der sinusförmigen (5 Hz) Trajektorie (b)

Diskussion

Für eine explizite Kompensation dynamischer Reibung können verschiedene modellgestützte Maßnahmen getroffen werden, welche allerdings alle eine regelungstechnische Erweiterung eines darunterliegenden Basisreglers bedeuten. Als Basis- oder Referenzregler eignet sich zumal eine robuste lineare Referenzregelung, welche für einen möglichst breiten Arbeitsbereich des Systems ausgelegt wird. Abgesehen von der gut bekannten modellbasier-

ten Reibungskompensation in Form einer Vorsteuerung können diverse beobachtergestützte Strategien angewendet werden. Die zur Beobachtung verwendete Fehlerdynamik dient der Anpassung der mit Hilfe eines Modells geschätzten Reibung, welche anschließend als eine Kompensationsaufschaltung in der Vorwärts- oder Rückkopplung fungiert. Die beiden letzt genannten Möglichkeiten werden in diesem Kapitel ausführlich analysiert und angewendet. Das neu zur Reibungskompensation vorgeschlagene FFRB-Konzept stellt eine Erweiterung der modellbasierten Vorsteuerung dar und ist in der Lage, durch seine adaptive Zustandsdynamik sowohl den schnellen transienten Störgrößen als auch dem zeitvarianten Reibungsverhalten entgegen zu wirken.

Kapitel 7

Evaluierung der Reibungskompensation

Die im vorherigen Kapitel vorgestellten Kompensationsstrategien werden in diesem Kapitel experimentell evaluiert und miteinander verglichen. Dabei ist zu erwähnen, dass die bekannten Studien wie zum Beispiel [56] und [109] einen kompensationsbezogenen Vergleich verschiedener Reibungsmodelle, darunter das statische, das LuGre- und das GMS-Modell, bereits beinhalten. So wird in diesem Kapitel ausschließlich das identifizierte 2SEP-Reibungsmodell zu den Kompensationszwecken eingesetzt. Am Anfang des Kapitels wird die Auslegung einer linearen PI-Referenzregelung, welche anschließend in allen drei evaluierten Kompensationsstrategien verwendet wird, beschrieben. Der Vergleich der Kompensationsstrategien erfolgt anhand definierter Metriken. Zusätzlich wird der Einfluss der Betriebstemperatur auf das resultierende Verhalten des geschlossenen Regelkreises experimentell evaluiert, so dass die Robustheit jeweiliger Kompensationsstrategien gegenüber dem sich im System ändernden Reibungsverhalten aufgezeigt wird.

7.1 Auslegung der linearen Referenzregelung

Zur Evaluierung der Reibungskompensation wird zuerst eine lineare Referenzregelung der Winkelgeschwindigkeit für das Aktuatorsystem aus Anhang A.1 entworfen, welche anschließend für jede in Betracht gezogene Kompensationsstrategie einzeln erweitert wird. Wie bereits in Abschnitt 5.1 angesprochen, wird für die Geschwindigkeitsregelung ein konventioneller PI-Regler verwendet, dessen Parameter unter Berücksichtigung des identifizierten Systemverhaltens im Folgenden bestimmt werden. Unter Annahme eines PT_1 ähnlichen Systemverhaltens im Sliding-Regime wird eine lineare Approximation der Regelstrecke im Frequenzbereich durchgeführt. Die gemessene Frequenzantwort und die lineare Approximation der Regelstrecke im Sinne einer Least-Squares Identifikation werden in Abbildung 7.1 dargestellt. An dieser Stelle ist anzumerken, dass lediglich der Amplitudengang bei der Identifikation mitberücksichtigt wird. Der gemessene Phasengang des Systems mit nichtlinearer Reibung unterscheidet sich bei höheren Frequenzen deutlich von dem der linearen

Approximation (siehe Abschnitt 2.3.1) und ist daher für die Identifikationszwecke weniger geeignet. Die Übertragungsfunktion der ermittelten linearen Approximation der Regelstrecke

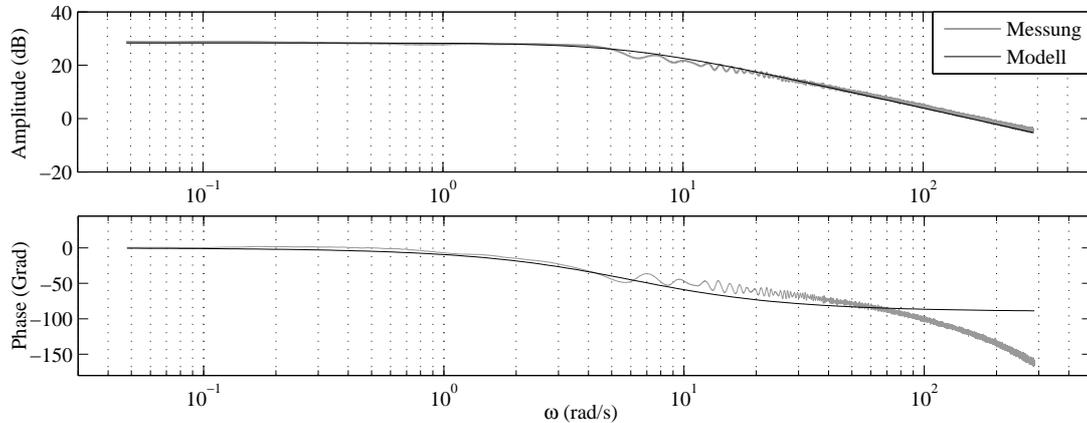


Abbildung 7.1: Gemessene Frequenzantwort und lineare Approximation der Regelstrecke

cke ist wie folgt gegeben:

$$H(s) = \frac{26.17}{0.166 s + 1} . \quad (7.1)$$

Für eine möglichst kurze Anstiegszeit und gleichzeitig geringe Überschwingweite wird eine PI-Regelung mit der Nachstellzeit $T_i = 0.04$ s entworfen, so dass die Übertragungsfunktion des Reglers wie folgt gegeben ist:

$$R(s) = \frac{K_p(0.04 s + 1)}{0.04 s} . \quad (7.2)$$

Die Robustheit der entworfenen Regelung im Hinblick auf Variationen im Reibungsverhalten wird nun anhand der Wurzelortskurve in Abbildung 7.2 ausführlich erläutert. Wird die nichtlineare Reibung F als Hauptdeterminante der Dämpfungscharakteristiken des Systems angenommen, so lässt sich die Übertragungsfunktion der Regelstrecke wie folgt aufschreiben:

$$H(s, F) = \frac{1/D(F)}{J/D(F) s + 1} . \quad (7.3)$$

Es ist offensichtlich, dass der reibungsbedingte Dämpfungsterm D sowohl die Lage der Polstelle als auch die stationäre Verstärkung des offenen Regelkreises beeinflusst. Ein Anstieg der Dämpfung würde die Polstelle der Regelstrecke s_H weiter in den stabilen Bereich nach links verschieben. Gleichzeitig wird die gesamte Verstärkung des offenen Regelkreises dadurch kleiner und die Polstellen des geschlossenen Regelkreises wandern somit auf den Ästen im imaginären Bereich. Dabei ist anzumerken, dass beim Verstärkungswert von 0.28, was eine Änderung im stationären Reibungsverhalten um etwa 300 % bedeutet und somit als ein worst-case angesehen werden kann, das konjugiert-komplexe Polpaar immer

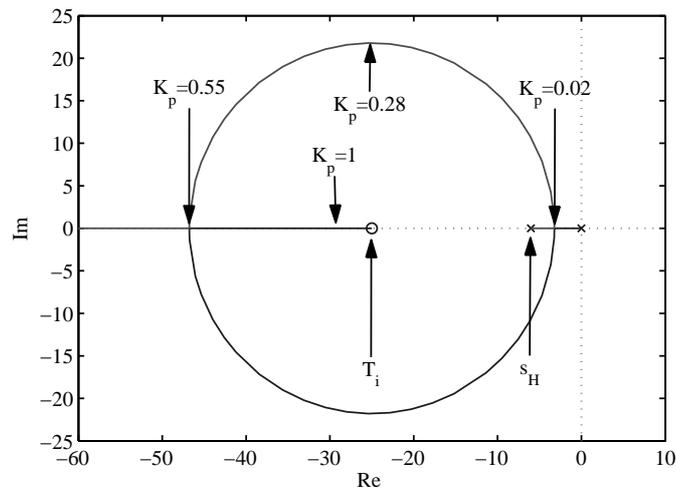


Abbildung 7.2: Wurzelortskurve der linearen Geschwindigkeitsregelung

noch nicht langsamer als die durch die Nachstellzeit T_i gegebene Nullstelle wird. Auch in einem Extremfall der Verstärkung $K_p = 0.02$ liefert die Regelung ein immer noch stabiles Verhalten, welches allerdings langsamer als das Zeitverhalten der Regelstrecke selber ist. Wird aber der Dämpfungsfaktor dagegen kleiner, was im Allgemeinen eine Reduzierung der wirkenden Reibung bedeutet, so erhöht sich die Verstärkung des offenen Regelkreises und die Polstelle des geregelten Systems bewegt sich auf der reellen Achse in Richtung von T_i . Für eine robuste Regelung mit einem nominellen nichtschwingungsfähigen Verhalten wird die Reglerverstärkung auf $K_p = 1$ gesetzt.

Die als robust entworfene lineare Regelung des Aktuatorsystems wurde im Bezug zu ihrer Antwort auf die Sprünge unterschiedlicher Höhen experimentell evaluiert. Abbildung 7.3 zeigt exemplarisch zuerst die Sprungantwort im niedrigen Geschwindigkeitsbereich. Trotz einer relativ niedrigen Qualität des zurückgekoppelten Messsignals stimmen die Soll- und Istwertverläufe gut überein und die Regelung weist eine kurze Anstiegszeit ohne ein Überschwingverhalten auf. An dieser Stelle ist anzumerken, dass abgesehen von den quantisierungs- und abtastbedingten Qualitätsverlusten im Messsignal eine zusätzliche durch die Daten-Bus-Kommunikation erzeugte Totzeit von etwa 1.5 ms im Regelkreis auftritt.

Als nächstes wird die Referenztrajektorie A (siehe Abschnitt 6.1) evaluiert, welche eine Sequenz von Sprüngen unterschiedlicher Höhe zwischen 0.2 rps und 30 rps darstellt. Der gemessene Soll-Istwert-Vergleich sowie der vergrößerte Ausschnitt mit den stationären Regelabweichungen sind in Abbildung 7.4 (a) und (b) entsprechend aufgezeichnet. Es ist zu erkennen, dass im Falle größerer Sprünge sich lediglich das hochfrequente Rattern der stationären Regelabweichung etwas erhöht und die stationäre Endgenauigkeit dabei beinahe konstant bleibt. Allerdings wird ersichtlich, dass die Überschwingweiten bei größeren Sprüngen deutlich höher als während des Reglerentwurfs erwartet ausfallen. Die hohen

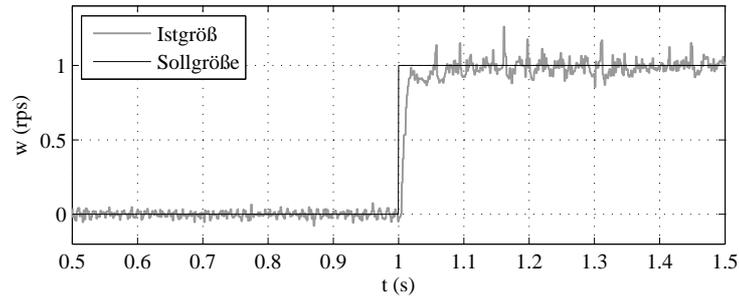


Abbildung 7.3: Gemessene Sprungantwort des Aktuator systems mit PI-Referenzregelung

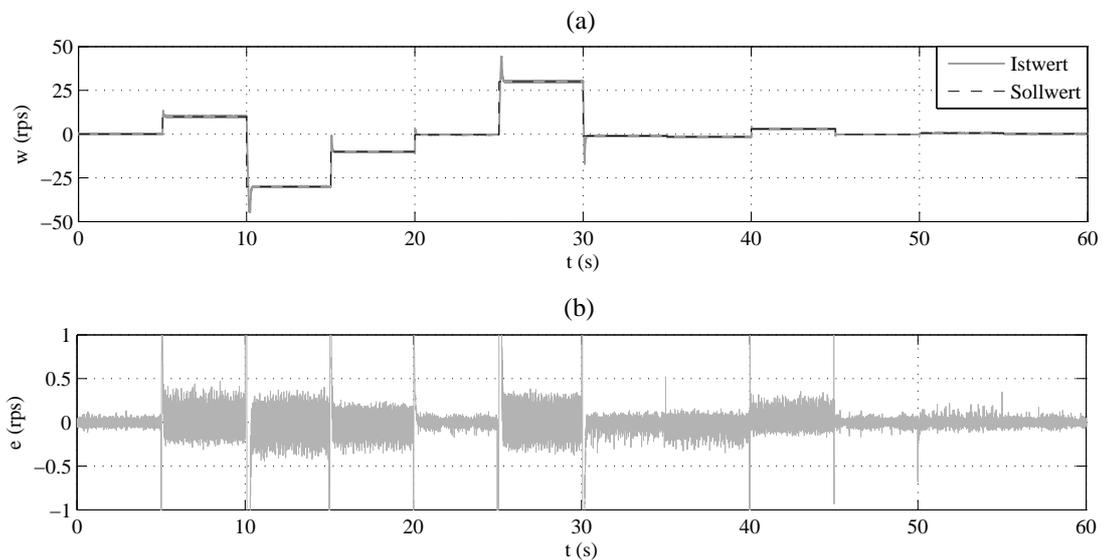


Abbildung 7.4: Gemessene Trajektorie A des Aktuator systems mit PI-Referenzregelung: (a) Soll-Istwert-Vergleich, (b) stationäre Regelabweichung

Überschwingweiten sind auf die Stellgrößenbeschränkung im Aktuator system zurückzuführen. Durch diese wird das Aufintegrieren der Regelabweichung länger als bei einer uneingeschränkten Regelkreisdynamik, was sich zuerst in höheren Überschwingweiten und anschließend in längeren Ausregelzeiten widerspiegelt. Abbildung 7.5 zeigt eine simulierte Sprungantwort des Aktuator systems mit der PI-Referenzregelung einmal ohne und einmal mit der Stellgrößenbeschränkung, welche wie im realen Experimentalsystem bei ± 3 A liegt. Wird die Regelung gezielt für die Sollwerttrajektorien mit ausreichend großen Sprüngen ausgelegt, so sind die zusätzlichen Maßnahmen wie Anti-Windup [31] zu ergreifen.

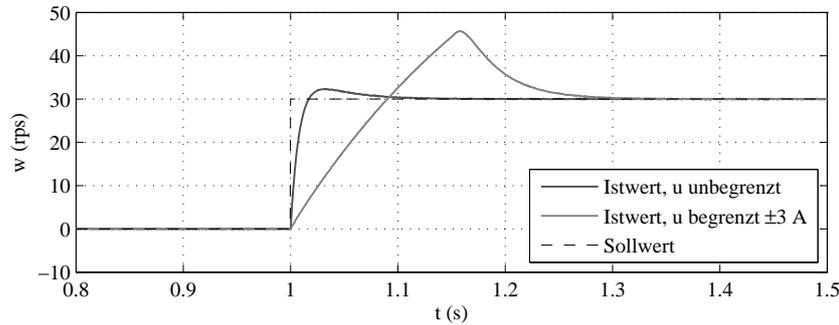


Abbildung 7.5: Simulierte Sprungantwort des Aktuatorsystems mit PI-Referenzregelung mit und ohne Stellgrößenbeschränkung

7.2 Vergleich der Kompensationsstrategien

Zur Evaluierung der in den Abschnitten 6.2-6.4 vorgestellten Regelungskonzepte mit einer Zielsetzung der Kompensation dynamischer Reibung werden verschiedene Metriken beziehungsweise Gütefunktionen angewendet. Zum Vergleich der Schnelligkeit und der Energieeffizienz im Bezug auf die Stellgröße eignet sich das *ISE* (Integral Square Error) Kriterium, insofern dieselbe Sollwert-Trajektorie für alle zu evaluierenden Regler verwendet wird. Für eine mit konstanter Abtastzeit abgetastete Datensequenz aus N Samples kann das *ISE* Kriterium vereinfacht wie folgt ausgerechnet werden:

$$ISE = \sum_{i=1}^N (w_i^{soll} - w_i^{ist})^2 = \sum_{i=1}^N e_i^2 = \mathbf{e}^T \mathbf{e}. \quad (7.4)$$

Es ist offensichtlich, dass die größeren Regelabweichungen durch den quadratischen Term stärker in die *ISE* Gewichtung einfallen. Als eine weitere Metrik für die mittlere Regelabweichung wird das *MAE* (Mean Absolute Error) Kriterium in Betracht gezogen, welches sich als

$$MAE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |w_i^{soll} - w_i^{ist}| = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |e_i| \quad (7.5)$$

ausrechnen lässt. Weiterhin werden auch der maximale absolute Fehler $MAX = \max\{e_i\}$ $\min i = 1, 2, \dots, N$ und die Fehler-Standardabweichung *STD* in Betracht gezogen. Zu einem besseren Vergleich der evaluierten Regelungskonzepte werden alle aufgeführten Metriken

$$\mathbf{M} = \{ISE, MAE, MAX, STD\}$$

auf ihren kleinsten Wert jeweils normiert und in Prozent angegeben, so dass gilt:

$$\overline{\mathbf{M}}_j = \frac{1}{\min(\mathbf{M}_j)} \mathbf{M}_j \times 100\% .$$

Tabelle 7.1: Effizienz-Metriken evaluierter Regelungskonzepte

Trajektorie	Metrik (%)	Regelungskonzept			
		PI	PI+2SEP	PI+LTRB	PI+FFRB
A	\overline{ISE}	100.00	102.15	103.91	100.85
	\overline{MAE}	100.00	102.22	118.25	102.76
	\overline{MAX}	100.23	100.00	100.67	100.23
	\overline{STD}	100.00	101.07	101.93	100.42
B	\overline{ISE}	141.37	101.14	159.49	100.00
	\overline{MAE}	121.63	100.62	130.81	100.00
	\overline{MAX}	108.71	100.00	123.02	101.38
	\overline{STD}	118.90	100.57	126.29	100.00
C	\overline{ISE}	198.81	109.40	134.39	100.00
	\overline{MAE}	133.84	106.56	116.68	100.00
	\overline{MAX}	121.68	100.00	111.19	101.29
	\overline{STD}	141.00	104.59	115.92	100.00

Tabelle 7.1 fasst die berechneten Metriken aller vier evaluierten Regelungskonzepte (PI, PI+2SEP, PI+LTRB, PI+FFRB) und zwar für alle drei verwendeten Referenztrajektorien A, B und C zusammen. Es ist offensichtlich, dass im Falle größerer Sprünge der Einsatz zusätzlicher Kompensationsmaßnahmen keine wirkliche Verbesserung gegenüber dem robusten PI-Regler mit sich bringt. Dies ist leicht nachvollziehbar, da die relativ groß gewählten Proportional- und Integralfaktoren der PI-Regelung die gesamtverfügbare Stellgröße bei jedem Sprung völlig ausnutzten, so dass die modellbasierten Strategien das Anstiegsverhalten nicht reduzieren können. Weiterhin benötigt die Beobachterdynamik eine bestimmte Einschwingzeit beim sprunghaften Verlauf des Beobachtungsfehlers, so dass sogar eine leichte Abschwächung der Regler-Effizienz dadurch entstehen kann (siehe MAE Kriterium für PI+LTRB bei der Trajektorie A). So zeigen die in Abbildung 7.6 dargestellten Ausschnitte der evaluierten Trajektorie A, dass das Aufschwingverhalten aller drei modellgestützten Regelungskonzepte grundsätzlich vom Verhalten der unterliegenden PI-Regelung abhängt und sich voneinander nur geringfügig unterscheidet. Für das stationäre Verhalten zeigt die PI+LTRB Regelung eine höhere Oszillation um den Gleichwert, was durch ein relativ starkes Prozess- und Ausgangsrauschen, welches zu einer kontinuierlichen Oszillation des geschätzten Reibwertes und somit der Kompensationsgröße hinführt, erklärt werden kann. Die stationäre Genauigkeit der PI+LTRB Regelung ist somit auf die Qualität der Messsignale und gegebenenfalls Totzeiten im System angewiesen und kann weiterhin durch eine

geeignete Adaptation der Beobachterkoeffizienten eventuell erhöht werden. Allerdings wird eine Erweiterung der entwickelten und erprobten beobachtergestützten Kompensationsstrategien im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht explizit betrachtet.

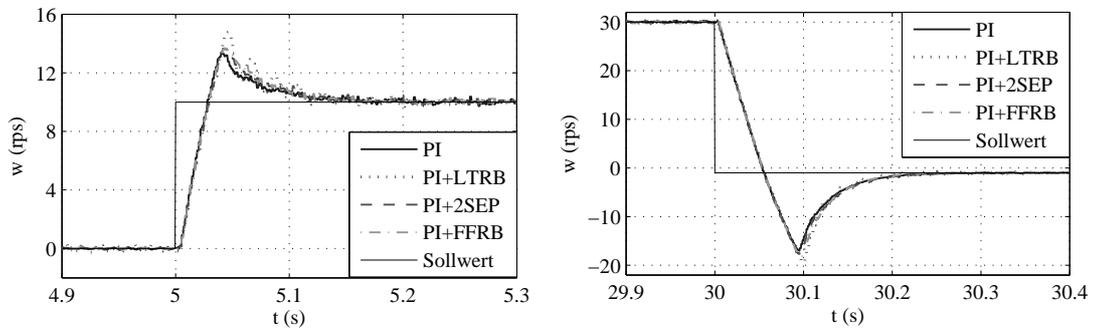


Abbildung 7.6: Ausschnitte aus evaluiertem Trajektorie A

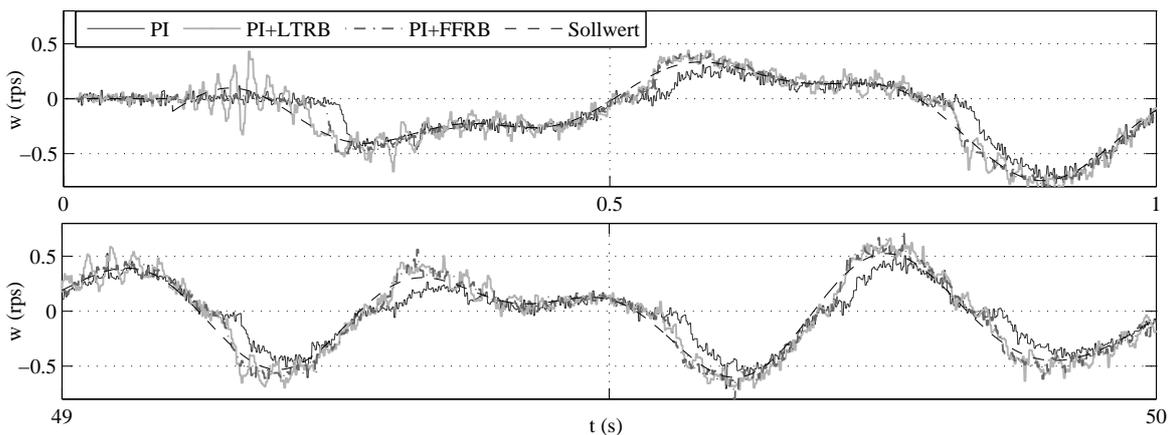


Abbildung 7.7: Ausschnitte aus evaluiertem Trajektorie C

Im Falle dynamischer Trajektorien B und C ist die PI+FFRB Regelung mit ihrer adaptiven Feed-Forward Kompensationsstrategie gegenüber den anderen evaluierten Ansätzen deutlich überlegen. Ein relativ geringer Unterschied zwischen PI+2SEP und PI+FFRB Regelung spricht eher für ein weniger zeitvariantes Reibungsverhalten während der Experimente, so dass eine beobachtergestützte Anpassung der modellierten Reibungsdynamik keine zu großen Verbesserungen gegenüber einer nominellen Reibungsvorhersage mit sich bringt. Dennoch ist der Unterschied insbesondere für die Trajektorie C zu erkennen. Für beide dynamischen Trajektorien (B und C), welche eine häufige Bewegungsumkehr beinhalten, wird der Fortschritt einer expliziten Reibungskompensation im Vergleich zur PI-Referenzregelung eindeutig. Für den Fall kleinerer Relativgeschwindigkeiten (Trajektorie

C) liegt die Verbesserung im *MAE* Kriterium bei circa 34 % und im *ISE* Kriterium sogar bei 99 %. Hier zeigt sich die PI+FFRB Regelung als eine weit effizientere Strategie und scheidet bei fast allen Kriterien besser als die PI-Referenzregelung und andere Kompensationsstrategien ab. Die in Abbildung 7.7 aufgezeigten Ausschnitte der evaluierten Trajektorie C verdeutlichen das Verhalten der PI+LTRB und PI+FFRB Regelung im Vergleich zum PI-Referenzregler. Der Istwert-Verlauf der PI+LTRB Regelung zeigt ein höheres Rattern, folgt aber kontinuierlich dem Verlauf der Sollwert-Trajektorie. Im Gegensatz hierzu zeigt die PI-Regelung einen deutlich glatteren Verlauf der Ist-Relativgeschwindigkeit, unterliegt aber einem sichtbaren Nachlauf bei jedem Vorzeichenwechsel der Sollwerttrajektorie.

7.3 Abhängigkeit von der Betriebstemperatur

Angesichts eines meist zeitvarianten Reibungsverhaltens bedarf es weiterer Evaluierungen der aufgeführten Regelungstrategien, um ihre Generalisierungsfähigkeit und Robustheit gegenüber den Änderungen der Systemparameter zu prüfen. Wie bereits in Kapitel 2 angesprochen unterliegt das Reibungsverhalten im System unter anderem einem starken Einfluss der Betriebstemperatur. Darunter kann im weiten Sinne sowohl die Umgebungstemperatur als auch die unmittelbare Temperatur auf den kontaktierenden Reibflächen verstanden werden. Die letztere führt allerdings viel zu sehr zu einer strukturellen Betrachtung der Reibungsmechanismen hin und kann aus Sicht der Anwendungen messtechnisch meist nicht direkt überwacht werden. Vielmehr kann aber eine Temperaturerfassung in einer unmittelbaren Nähe oder viel effizienter direkt auf den zugänglichen Oberflächen der Konstruktionselemente, in denen die kinetische Reibung wirkt, anvisiert werden. Eine somit lokal erfasste Temperatur kann meist als die Betriebstemperatur der reibenden Mechanismen angenommen werden. Bei einer sich im Laufe der Zeit kontinuierlich ändernden Betriebstemperatur werden die Änderungen im Verhalten des geregelten Systems überwacht, um daraus mögliche Schlussfolgerungen über die Effizienz des eingesetzten Regelungssystems zu ziehen. Dabei soll die Betriebstemperatur möglichst langsam und ohne große Sprünge variiert und die Betriebskonditionen der Regelung, sprich Sollwert- und Lastverläufe, sollen möglichst konstant gehalten werden.

Die Evaluierung der in den vorherigen Abschnitten ausführlich beschriebenen Regelungskonzepte wird nun am Aktuatorssystem aus Anhang A.1, allerdings diesmal in Abhängigkeit der Betriebstemperatur, durchgeführt. Für diese Zwecke wird das Aktuatorssystem mit Hilfe einer Standard-Heißluftpistole beginnend bei der Raumtemperatur kontinuierlich erhitzt und die Temperatur auf der Oberfläche der Getriebeeinheit wird dabei mit Hilfe eines applizierten PT100 Temperatursensors vermessen. Die Langzeitmessungen von 10 min, während deren die Regelung des Aktuatorssystems kontinuierlich läuft, werden für alle vier Regelungsstrategien einzeln wiederholt. Zwischen den einzelnen Experimenten wird das Aktuatorssystem auf die Raumtemperatur ohne technische Hilfsmittel zurück abgekühlt. Der zwischen vier Experimenten gemittelte zeitliche Verlauf der gemessenen Temperatur mit einer zusätzlichen äquidistanten Angabe der Standardabweichungen wird in Abbildung 7.8 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass trotz eines nicht vollständig linearen Verlaufs der

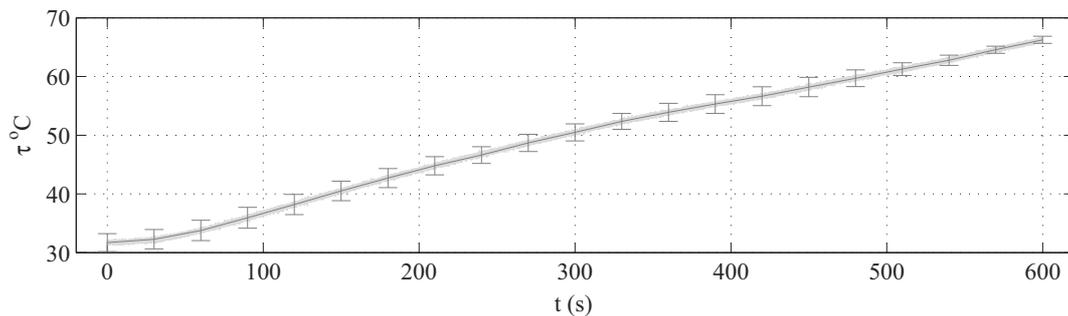


Abbildung 7.8: Gemessener Zeitverlauf der Betriebstemperatur

Betriebstemperatur eine kontinuierliche und hinzu glatt verlaufende Erhitzung des Aktuatorsystems realisiert werden konnte. Dabei wurde die Temperatur von etwa 67 °C als Obergrenze zudem gesetzt, wobei die herstellersistem-spezifische Temperaturobergrenze für die Ölschmierung der Getriebe bei 90 °C liegt. Eine relativ kleine Standardabweichung des Temperaturverlaufs einzelner Langzeitexperimente ermöglicht den Vergleich zwischen den evaluierten Regelungsstrategien unter beinahe gleichen Temperaturbedingungen. Zur Evaluierung einzelner Regelungen wird die gleiche Sollwerttrajektorie aus Abbildung 7.9 wiederholt, ohne ein Anhalten des Betriebs dazwischen durchzuführen. Die Sollwerttrajektorie stellt eine Multisinus-Sequenz mit niedrigen Amplituden von maximal 2 rps im Frequenzbereich 0.05–5 Hz dar. Die stets gleiche Sollwerttrajektorie, welche insgesamt zehnmal bei

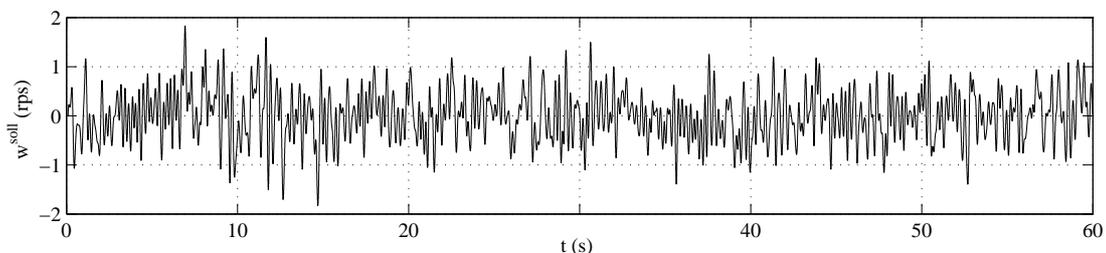


Abbildung 7.9: Sollwerttrajektorie der Multisinus-Sequenz mit 0.05–5 Hz Frequenzbereich zur Evaluierung der Regelungsstrategien in Abhängigkeit der Betriebstemperatur

einer kontinuierlichen ansteigenden Temperatur abgefahren wird, ermöglicht es, die gleichen Effizienz-Metriken, wie bereits in Abschnitt 7.2 eingeführt, anzuwenden. Dabei werden die einzelnen Metriken für jede Regelungsstrategie genau auf das 60 s Zeitfenster bezogen, in welchem sich die Sequenz aus Abbildung 7.9 abspielt. Der für das gleiche Zeitfenster gemittelte Temperaturwert spiegelt eine Entwicklung der Betriebstemperatur wider, so dass anschließend insgesamt zehn Datenpunkte pro Effizienz-Metrik und pro Regelungsstrategie zum Vergleich vorliegen.

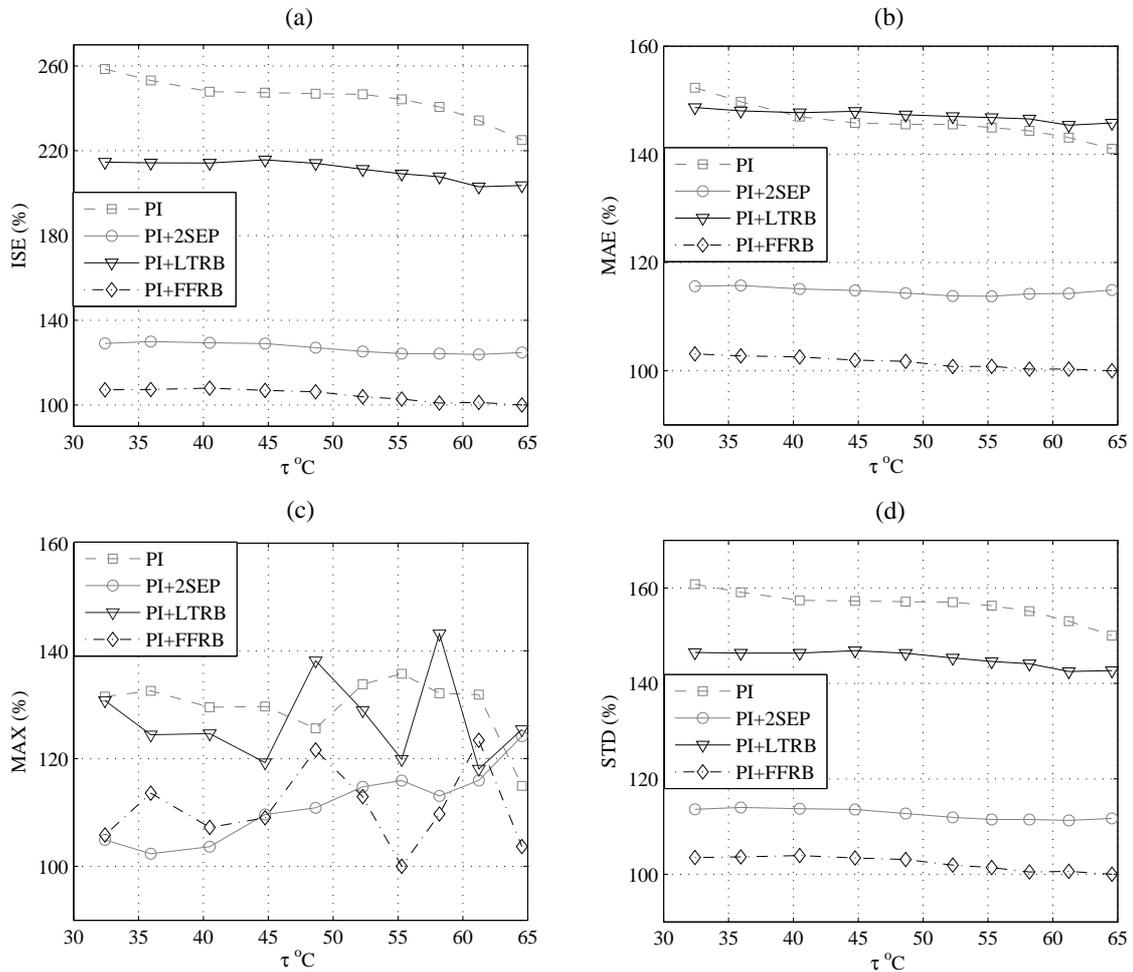


Abbildung 7.10: Effizienz-Metriken von den vier evaluierten Regelungsstrategien in Abhängigkeit der Betriebstemperatur: (a) ISE, (b) MAE, (c) MAX, (d) STD

Die Effizienz-Metriken aller vier Regelungsstrategien, evaluiert in Abhängigkeit der Betriebstemperatur, sind in Abbildung 7.10 dargestellt. Die Effizienz-Metriken zeigen, dass die PI+FFRB-Regelung auch in diesem Falle den anderen Regelungsstrategien gegenüber deutlich überlegen ist. Es ist außerdem zu erkennen, dass sich das Reglerverhalten insgesamt mit einer steigenden Temperatur verbessert und zwar für alle evaluierten Regelungsstrategien. Dies ist auf eine mit der steigenden Temperatur verbesserte Schmierung der reibenden Oberflächen und eine dadurch generell sinkende beziehungsweise sich als homogener verhaltende Reibung zurückzuführen. Insgesamt unterliegen die Effizienz-Metriken der PI-Referenzregelung einer stärkeren temperaturabhängigen Variation als die der gezielten Reibungskompensationsmaßnahmen. Die temperaturbedingten Variationen in Standardabweichung des Regelungsfehlers deuten in allen vier Fällen auf eine stärkere Inhomogenität im Reibungsverhalten eines unaufgewärmten Systems. Dagegen ist das temperaturabhängige

ge Verhalten des maximalen absoluten Fehlers eher sporadischer Natur. Insgesamt können die gezielten Reibungskompensationsmaßnahmen den temperaturabhängigen Variationen im Reibungsverhalten des Systems entgegen wirken. Die adaptiven beobachtergestützten Strategien sind dabei in erster Linie von Bedeutung, wobei die Effizienz einer rein modellbasierten Vorkompensation bei den durchgeführten Experimenten ebenfalls keine zu große Temperaturabhängigkeit zeigte.

Diskussion

Bei der Evaluierung von insgesamt vier Regelungskonzepten, darunter eine robuste PI-Referenzregelung, modellbasierte Vorsteuerung sowie beide Feed-Forward und Luenberger-Typ Reibungsbeobachter, zeigt sich das FFRB-Konzept als meist effizient. Zudem sind die temperaturbedingten Variationen im Reibungsverhalten des Systems aus Sicht der eingesetzten Regelung mit zu berücksichtigen. Ändern sich im Allgemeinen die Reibungsparameter und somit die Reibungsdynamik in Abhängigkeit der Betriebstemperatur, so ändert sich das Verhalten des geschlossenen Regelkreises, trotz der ergriffenen Kompensationsmaßnahmen. Obwohl keine explizite Anpassung der Reibungsparameter und somit keine adaptive Regelung im Rahmen dieser Arbeit anvisiert wird, liefern die beobachtergestützten Kompensationsverfahren die zufriedenstellenden Ergebnisse und zeigen eine deutliche Resistenz gegenüber den temperaturbedingten Variationen im Reibungsverhalten.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden die modernen heuristischen Ansätze zur Modellierung dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen vorgestellt, analysiert und um den eigenen Beitrag erweitert. Das eingeführte 2SEP-Modell [85], [87], [89] wurde zu regelungstechnischen Kompensationsmaßnahmen angewendet und mit den anderen bereits existierenden und sich in der „Controls & Systems“ Wissenschaftsgemeinde etablierten Modellen dynamischer Reibung ausführlich verglichen. Zu diesen zählen Dahl- [24], LuGre- [114] und GMS- [4] Modelle dynamischer Reibung, welche schon seit langem und andauernd immer stärkeren Eingang in die automatisierungstechnische Praxis nehmen.

Die Besonderheiten des neu erarbeiteten Modellierungsansatzes liegen zum einen in dem kompakten Satz von insgesamt sieben freien Parametern, was die Komplexität des allgemein bekannten LuGre-Modells nicht übersteigt. Dabei ist das 2SEP-Modell stabiler bei der Implementierung und führt bei großen Änderungen der Eingangsgeschwindigkeit zu keinerlei Divergenzen der berechneten Zustände, was beim LuGre-Modell sowie anderen differentiellen Ansätzen zur Abbildung der Pre-sliding-Hysterese vorkommen kann [32], [64]. Zum anderen liegt das 2SEP-Modell bei der Abbildung der transienten Reibungsdynamik und somit des Reibungsnachlaufs näher dem physikalisch begründeten GMS-Ansatz und zeigt sich dadurch auch als phänomentreu. Gleichzeitig vermeidet das 2SEP-Modell den dem GMS-Modell zugehörigen Ansatz mehrerer verteilter Elemente mit einer entsprechenden Vielzahl der Parameter und umgeht die Verwendung der Schaltfunktionen – beziehungsweise Schwellenwerte – beim Übergang zwischen Pre-sliding und Sliding. Die in Form eines Attraktors verwendete Dynamik erster Ordnung beschreibt den Reibungsübergang in Richtung einer stationären Reibungskennlinie. Die klassische Stribeck-Funktion des stationären Reibungsverhaltens wird auch im 2SEP-Modell verwendet und durch eine Reihe experimenteller Abgleiche bestätigt, obwohl sie häufig als umstritten gilt. Zur Abbildung des Pre-sliding-Verhaltens dynamischer Reibung und der damit eng verknüpften Pre-sliding-Hysterese wird das Modified Maxwell-Slip- (MMS) Modell [88] eines elastoplastischen Slider-Elements verwendet, bei dem die Steifigkeit der Verbindungsfeder als exponentiell abnehmend und zudem irreversibel angenommen wird. Die resultierende positionsabhängige Abbildung des Reibungszustandes im Pre-sliding-Regime ist frequenzunabhängig, dissipativ und weist ein lokales Gedächtnis auf. Die durchgeführte Analyse

brachte die lokalen/nicht-lokalen Gedächtnis-Eigenschaften dynamischer Reibung im Pre-sliding-Regime in eine Verbindung mit dem Drift-Effekt. Letzterer ist zwar aus der Praxis gesteuerter Bewegungssysteme gut bekannt, bleibt aber bei der Modellierung dynamischer Reibung weit umstritten [15], [5], [17].

Für die Verwendung der Modelle zur Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen werden die bereits bekannten sowie neu entwickelten Identifikationsstrategien vorgestellt. Die Identifikation dynamischer Reibung basiert zwar meist auf den Methoden der nichtlinearen Least-Squares Regression, erfordert aber eine Reihe problemspezifischer Maßnahmen und Voranalysen sowohl im theoretischen als auch im anwendungsbezogenen Sinne. Hierunter fallen vor allem die zu bestimmenden Amplituden- und Frequenzbereiche sowie weitere Konditionen der Systemanregung, welche erforderlich sind, um eine aussagekräftige Signatur nichtlinearer Reibungseffekte aus den Messdaten zu gewinnen. Zudem ist zu unterscheiden, ob die Reibungsidentifikation prozessbedingt in einem gesteuerten oder geregelten Betrieb durchzuführen ist. Weiterhin wird eine neue Methode zur Identifikation dynamischer Reibung im Frequenzbereich vorgestellt. Diese erfordert lediglich einen kompakten, leicht zu gewinnenden Satz experimenteller Daten, ohne eine ausführliche Voranalyse der Systemdynamik vorauszusetzen. Für viele praktische Anwendungen ist dies von großem Vorteil. Es wurde aufgezeigt, dass eine gezielte Variation der Anregungsamplituden bei der Reibungsidentifikation im Frequenzbereich eine ausreichende Signatur des charakteristischen Reibungsverhaltens hervorruft, und zwar in Pre-sliding- und Sliding-Regimen.

Bei der Kompensation dynamischer Reibung, welche auf Basis vorhandener identifizierter Modelle erfolgen kann, wird von einer linearen, robust ausgelegten Referenzregelung ausgegangen, welche anschließend jeweils für jede einzelne Kompensationsstrategie erweitert wird. Bekanntermaßen kann die modellgestützte Reibungskompensation in Form einer Vorsteuerung realisiert werden, wobei das verwendete Reibungsmodell die im System herrschende dynamische Reibung auf Basis der Sollwerttrajektorie vorhersagt und dementsprechend eine Kompensationsgröße in einer Vorwärtskopplung berechnet. Zu den größten Nachteilen einer Vorwärts-Kompensation der Reibung zählt zum einen die Nichtberücksichtigung der tatsächlichen Geschwindigkeit und somit der momentan wirkenden Reibung im System; zum anderen sind es die Modellungenauigkeiten und das zeitvariable Reibungsverhalten, welche die Effizienz einer reinen Vorwärts-Kompensation abschwächen. Um die Schwachstellen zu eliminieren, werden zwei sich voneinander prinzipiell unterscheidende – doch jeweils beobachtergestützte – Ansätze vorgeschlagen, analysiert und experimentell erprobt. Der Luenberger-Typ Reibungsbeobachter (kurz LTRB) basiert auf dem allseits bekannten Luenberger-Beobachter für lineare Systeme und schätzt die nichtlinearen Zustände des 2SEP-Modells, welche in einer SDC- oder anders benannt als LPV-Form dargestellt werden können. Der vorgeschlagene LTRB arbeitet robust in einem geregelten Betrieb, bei welchem die stellgrößenbezogene Eingangsgröße des Beobachters auch die hochfrequenten Signal-Anteile beinhaltet. Der LTRB zeigt allerdings eine gewisse Sensibilität gegenüber der Qualität des Ausgangsmesssignals sowie gegenüber den Totzeiten im System. Ein prinzipiell neuer Feed-Forward Reibungsbeobachter (kurz FFRB), welcher die Vorteile einer Vorwärts-Kompensation dynamischer Reibung mit den Prinzipien einer Beobachtung der Zustandsdynamik kombiniert, wird vorgeschlagen. Die Stabilität des adaptiven Verhaltens

des FFRBs in einem geschlossenen Regelkreis wird analysiert und nachgewiesen. Die durchgeführte experimentelle Evaluierung zeigt eine höhere Effizienz des FFRBs im Vergleich zur Referenzregelung und zu den anderen untersuchten Kompensationsstrategien. Es wird aufgezeigt, dass der FFRB-Ansatz sowohl den schnell einwirkenden transienten Störgrößen der Kraft-/Momentenbilanz als auch den zeitvarianten Änderungen im Reibungsverhalten entgegenwirken kann. Ebenfalls experimentell untersucht und miteinander verglichen werden die temperaturbedingten äußeren Einflüsse auf das Regelungsverhalten aller vier betrachteten Kompensationsstrategien.

In Anspruch genommen werden drei, aus Sicht der mechanischen Konfiguration sowie der Bewegungs- und Lastbereiche voneinander stark unterschiedliche, Aktuatorssysteme. Darunter fallen das speziell entwickelte 1-DOF Aktuatorssystem mit Harmonic-Drive Getriebeuntersetzung, das hochpräzise 2-DOF Positioniersystem eines optischen Teleskops mit Direct-Drive-Antrieben und schließlich der 6-DOF Industrieroboter mit serieller Kinematik und sechs rotatorischen Achsen. An allen drei Aktuatorssystemen kann die Generalisierungsfähigkeit und adäquate Genauigkeit des vorgeschlagenen 2SEP-Reibungsmodells nachgewiesen werden. Aufgrund der Verfügbarkeit des Systems und der Zugänglichkeit der erforderlichen Schnittstellen wird die experimentelle Kompensation dynamischer Reibung ausschließlich am 1-DOF Aktuatorssystem durchgeführt und nachgewiesen.

Die Ergebnisse dieser Arbeit sind vor allem zur Lösung der regelungsorientierten Probleme in Systemen mit Reibung von Bedeutung. Darüber hinaus erlauben die einfache Implementierbarkeit und Integrierbarkeit der vorgestellten Modelle und Methoden es, die erzielten Ergebnisse in die Entwicklungsprozesse der Auslegung, Simulation und Analyse von Aktuatorssystemen in Frühphasen ihrer Entstehung einzubeziehen.

Zukünftige Arbeiten auf dem Gebiet werden sich unter anderem auf die Untersuchungen des Parameterverhaltens der modellierten Reibung in Abhängigkeit von äußeren Umgebungs- und Prozessfaktoren konzentrieren. Hier sind Variationen in Abhängigkeit von Temperatur und Feuchtigkeit sowie von normal belastenden externen Kräften und nicht zuletzt von Dauerbetrieb zu erwähnen. Tiefer gehende theoretische und experimentelle Untersuchungen des Drift-Effekts stellen ein weiteres umfangreiches Gebiet für zukünftige Arbeiten dar, wobei die Flexibilität und Erweiterbarkeit des 2SEP-Modells bezüglich der Steifigkeitseigenschaften elasto-plastisch interagierender Kontaktflächen eine solide Ausgangslage hierzu anbieten. Im Hinblick auf Praxisrelevanz sind weitere Untersuchungen der „Mikrodynamik“ kinetischer Reibung – besonders für die hoch-präzisen Mechanismen der Mikro-Positionierung – von Bedeutung. Unabhängig von den Bewegungsprinzipien – rotatorisch oder translatorisch – und den Antriebstypen – elektro-mechanisch, magnetisch [83], hydraulisch oder piezo-elektrisch – können die modellgestützten Kompensationsstrategien zur Überwindung dynamischer Reibung verwendet werden. Ferner bieten die erarbeiteten Modellierungs- und Kompensationsansätze Hilfestellung für die Entwicklung neuartiger Aktuatorssysteme auf Basis magnetischer Formgedächtnislegierungen [86, 90, 91, 92] an.

Anhang A

Anwendungsbeispiele

A.1 1-DOF elektro-mechanischer Aktuator

Das Aktuatorsystem mit einem rotatorischen Freiheitsgrad wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit am Lehrstuhl RST entwickelt. Das Aktuatorsystem stellt einen etwa 10 zu 1 unterskalierten Emulator des Rotationsgelenks eines Standardindustrieroboters der mittleren Gewichtsklasse (15-30 kg Traglast) dar und lässt die Lastmomente bis zu 100 Nm auf der Abtriebsseite zu. Dabei können die Winkelgeschwindigkeiten bis zu 70 Grad/s abtriebsseitig erreicht werden, wodurch eine Unterskalierung von etwa 3 zu 1 der Bewegung einer der Basis-Roboterachsen nachgebildet wird. Die Laborumgebung sowie die Zusammensetzung des Aktuatorsystems sind in Abbildung A.1 (a) und (b) dargestellt.

Das Aktuatorsystem bildet eine offene Antriebskette, an deren freiem Ende ein austauschbarer Hebelarm angebracht werden kann. Somit stellt das entwickelte Aktuatorsystem eine Art universelles Versuchstands zur Untersuchung des Verhaltens einzelner Robotergerlenke dar, wie zum Beispiel in [69] für einen elastischen Roboterarm durchgeführt wurde. Das gesamte Experimentalsystem wird über einen xPC Target[®]-Rechner mit der Echtzeitplattform von der Firma Mathworks angesteuert. Ein durch die konventionelle TCP/IP Verbindung mit dem xPC Target Rechner verbundener Host-Rechner stellt eine Entwicklungsplattform dar, wobei die MATLAB/Simulink[®] Software als die Hauptentwicklungsumgebung eingesetzt wird. Je nach Auslastung der CPU am xPC Target-Rechner, welche durch die Komplexität der unter Echtzeit zu berechnenden Modelle/Algorithmen am stärksten beeinflusst wird, kann eine Abtastrate von bis zu 4 kHz gesetzt werden. Der xPC Target-Rechner ist mit einem CAN-AC2-PCI Adapter der Firma Softing AG ausgestattet, welcher über zwei CAN-Kanäle verfügt und eine Echtzeitkommunikation mit der Steuerungseinheit des BLDC-Motors ermöglicht. Zusätzlich ist am xPC Target-Rechner eine Multifunktionskarte PCI-DAS1602/16 der Firma Measurement Computing installiert worden, welche gleichzeitig zur Erfassung analoger und digitaler Kanäle verwendet wird. Die Karte verfügt über 16 AI, 2 AO und 24 DIO frei programmierbare Kanäle und arbeitet mit schnellen A/D- und D/A-Wandler mit einer 16 Bit Auflösung. Eine Hardware-Steuerungseinheit, welche diverse Leistungs- und Auswerteelektronik-Module integriert und

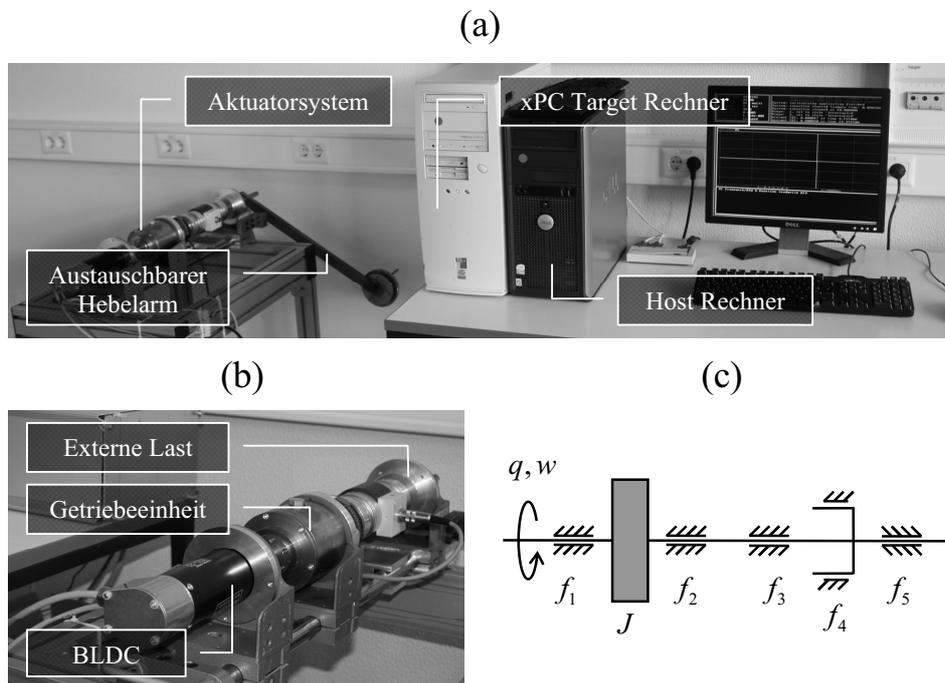


Abbildung A.1: 1-DOF Aktuator: (a) Übersicht der Laborumgebung, (b) Zusammensetzung des Aktuator systems, (c) schematische Darstellung mehrerer verkoppelter Reibstellen

die ganze Verdrahtung und Verkabelung der Anschlusschnittstellen implementiert, wurde ebenfalls im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelt.

Das eigentliche Aktuator system, dargestellt in Abbildung A.1 (b), wird von einem EC60 BLDC-Motor der Firma Maxon Motor GmbH angetrieben. Der eingesetzte Servo-Motor weist ein maximales Dauerdrehmoment von 0.83 Nm und einen Dauerbelastungsstrom von 5.85 A auf und besitzt ein nominelles Rotorträgheitsmoment von $0.83e^{-4}$ kg m² und eine nominelle Drehmomentkonstante von 0.147 Nm/A. Der Drehwinkel und die Drehgeschwindigkeit des Rotors werden mit 15 Bit A/D Auflösung über einen eingebetteten Resolver erfasst. Die Ausgangswelle des BLDC-Motors ist über eine drehstarre Ausgleichskupplung mit der Getriebeeinheit verbunden. Die Getriebeeinheit implementiert den prototypischen CPL-20A Harmonic Drive Einbausatz mit der nominellen Untersetzung 160:1 und dem wiederholbaren Spitzendrehmoment von 92 Nm. Das Gehäuse der Getriebeeinheit wird von beiden Seiten mit einem O-Ring abgedichtet und der HD Einbausatz befindet sich in einem entsprechend gefüllten Ölbad. Die Ausgangsseite des Aktuator systems beinhaltet die über eine weitere Ausgleichskupplung angekoppelte Ausgangswelle zur Aufnahme der austauschbaren Last sowie die weitere Abtriebssensoren, welche allerdings in Rahmen dieser Arbeit nicht explizit verwendet wurden. Alle eingebauten Konstruktionselemente hinter der Getriebeeinheit stellen aus Sicht der Lastverteilung die rotationssymmetrischen Körper dar und besitzen eine ausgerichtete gemeinsame Drehachse, welche mit der Rotorachse des

Servo-Motors zusammen fällt. Zusätzlich ist an der Ausgangsseite des Aktuator-systems eine mechanische Vorrichtung zum Blockieren der Ausgangswelle vorgesehen.

Aus Sicht der auftretenden Reibungseffekte weist das Aktuator-system mehrere verkoppelte Reibstellen auf, welche sich vereinfacht wie in Abbildung A.1 (c) aufzeichnen lassen. Die Reibstellen f_1 , f_2 , f_3 und f_5 beziehen sich auf die Lagerung der Motorwelle, des HD Wave Generators sowie der Ausgangswelle des Aktuator-systems. Die als doppelt bezeichnete Reibstelle f_4 bildet die Eingriffsmechanismen innerer Verzahnung der HD Untersetzung ab. Aufgrund einer relativ hohen Steifigkeit von etwa $1.6e4$ Nm/rad im unteren Belastungsbereich von bis zu 7 Nm, welcher allerdings von der gesamt-wirkenden Reibung nicht überschritten wird, und aufgrund einer hohen Strukturdämpfung des HD Getriebebausatzes kann die Getriebeelastizität im Gesamtsystem vernachlässigt werden. Demzufolge wird die gesamte Antriebskette im Kontext der Reibungsmodellierung als ein Starrkörper angenommen, wobei sich die Trägheit aller rotationssymmetrischen Körper durch ein konzentriertes Trägheitsmoment J abbilden lässt.

A.2 2-DOF Positioniersystem des optischen Teleskops

Als zweites Anwendungsbeispiel, welches eingeschränkt im Rahmen dieser Arbeit verwendet werden konnte, wird ein 2-DOF Positioniersystem des optischen Teleskops [94],[84] aus dem ITMO Laboratorium St-Petersburg in Betracht gezogen (siehe Abbildung A.2). Solche Systeme verfügen meist über zwei rotatorische Freiheitsgrade und stellen mit Hilfe einer hoch-präzisen Regelung den Azimut- und Polarwinkel des zu positionierenden optischen Teleskops. Da die beiden eingebauten Aktuator-systeme voneinander entkoppelt geregelt werden, reicht es in den meisten Fällen, lediglich eins davon zu betrachten. Um das mechanische Spiel möglichst weit zu vermeiden und die Robustheit des Gesamtsystems zu erhöhen, wird das Aktuator-system als ein direkter Servo-Antrieb ohne untersetzende Getriebe aufgebaut. Dabei kann der Arbeitsbereich der Relativgeschwindigkeit um mehrere Größenordnungen variieren und liegt somit zwischen wenigen Arcsec pro Sekunde und einigen Grad pro Sekunde.

Als Positionssensor im System wird ein hoch-präziser absoluter Winkeldrehgeber, welcher 23.600 Werte pro Umdrehung auflöst, eingesetzt. Eine zusätzliche Interpolationselektronik erhöht die Endauflösung auf 23.600.000 Werte pro Umdrehung, was der Winkelauflösung von etwa 0.055 Arcsec entspricht. Der Servo-Motor wird durch die eingebettete PWM-Elektronik mit 10 kHz Arbeitsfrequenz angetrieben. Ein übergeordnetes Ansteuerungssystem ist über eine Echtzeit-Datenschnittstelle mit dem Mikrocontroller des Servo-Antriebs verbunden, wodurch die Positions- und Geschwindigkeitswerte sowie die Ansteuerungssignale zu dem Servo-Motor mit einer Abtastrate von 1 kHz ausgetauscht werden.

Die Besonderheit eines solchen Positioniersystems, welche seine Modellierung zu einer Herausforderung im Bezug auf die wirkenden Nichtlinearitäten im System ausmacht, besteht in einem breiten Arbeitsbereich des Azimutwinkels von ± 270 Grad. Dies erfordert eine Kabelführung zum drehbaren Teil des Systems, ohne seine Bewegungsfreiheit dadurch zu hindern. Die Übertragung von den, unter anderem hochfrequenten, Datensign-

gnalen schließt die Verwendung der Schleifringe von vornherein aus. In Einzelfällen wird sogar ein zusätzliches Aktuatorssystem zur Führung der entstehenden Kabelschleife vorgesehen. Diese Lösung ist allerdings kostenintensiv und technisch meist schwer realisierbar. Deswegen wird die Kabelführung herkömmlich durch eine Spiralschnecke realisiert, wobei drei bis vier Wicklungen einer vollen Umdrehung des Systems entsprechen.

Bei der Bewegung des Rotationssystems in eine Richtung wird die Spiralschnecke zuge dreht und in die andere Richtung entsprechend aufgedreht (siehe Abbildung A.2 (b)). Durch eine solche Konstruktionslösung werden zwei als Störung gegenwirkende Drehmomente hervorgerufen. Zum einen entsteht eine zur eigentlichen Lagerung der Rotationsachse zusätzliche Reibung, welche durch das Gleiten der Spiralschnecke über die innere Fläche des Aufnahme-Gehäuses bedingt wird. Zum anderen ist das auftretende Störmoment auf die Elastizitäten der Kabel zurückzuführen. Bei der gegebenen Konfiguration können die Kabelwicklungen in einer Annäherung als eine Rotationsfeder abgebildet werden. In einem Bewegungsbereich nahe zum Nullpunkt, welcher eine Art des entspannten Zustands der Spiralschnecke darstellt, ist die Wirkung der Kabelelastizitäten relativ gering. Wird allerdings die Spiralschnecke stärker an die Grenzbereiche der Drehbewegung zu- beziehungsweise aufgedreht, wird die Signatur des durch die Kabel bedingten nichtlinearen Rückstellmoments im dynamischen Verhalten des Systems immer deutlicher (siehe [94] für weitere Details).

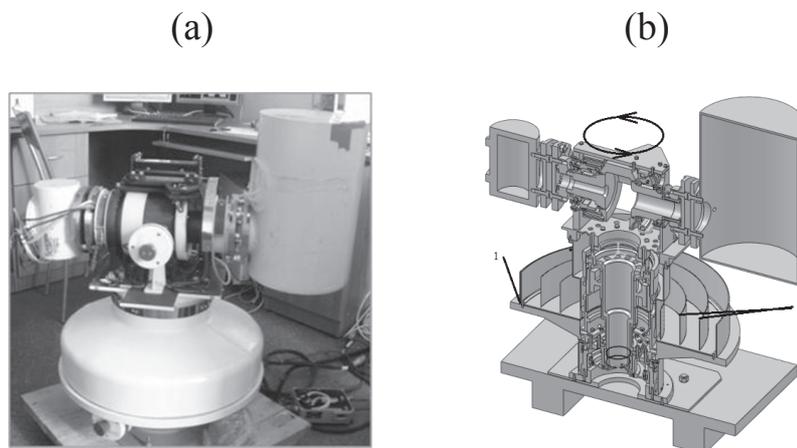


Abbildung A.2: 2-DOF Positioniersystem des optischen Teleskops: (a) Experimentalsystem im ITMO Laboratorium St-Petersburg, (b) Technische Zeichnung mit dem Querschnitt

A.3 6-DOF Industrieroboter

Der im Rahmen dieser Arbeit eingesetzte Industrieroboter RV20-16 [34] ist ein Serienmanipulator mit 6 Freiheitsgraden. Das RV20-16 Robotersystem ist in einer Laborumgebung des Lehrstuhls RST eingesetzt (siehe Abbildung A.3 (b)) und dient primär den Forschungszwecken sowie den experimentellen Arbeiten in Rahmen studentischer Ausbildung. Der

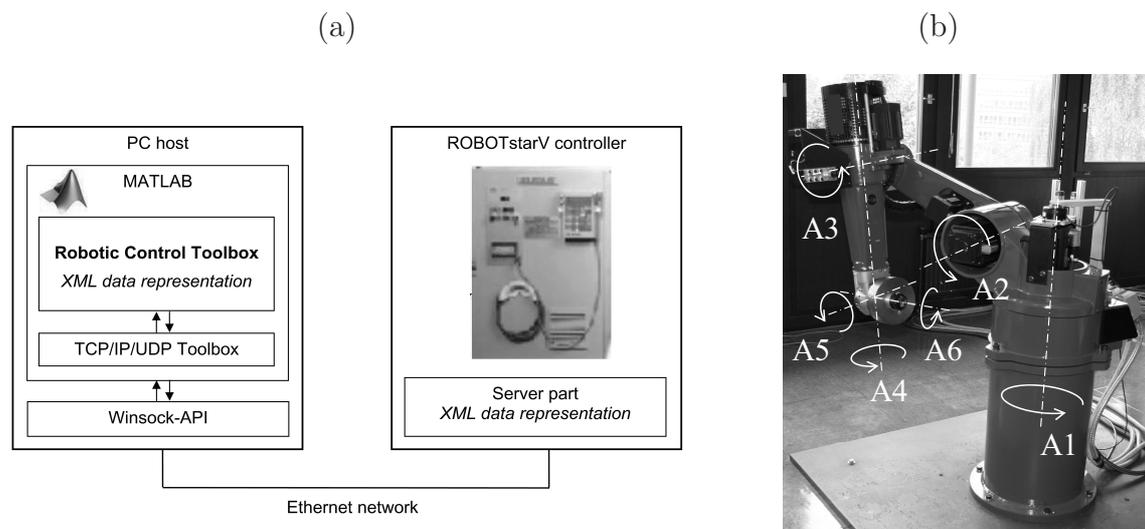


Abbildung A.3: Experimentalsystem des 6-DOF Industrieroboters: (a) Übersicht der Datenchnittstelle zur Robotersteuerung ROBOTstarV, (b) RV20-16 Roboterarm

Arbeitsraum der offenen seriellen Kinematik stellt annähernd eine Halb-Sphäre mit dem Radius von etwa 1.5 m dar. Die maximale nominelle Traglast des Endeffektors beträgt 16 kg. Dabei ist das Eigengewicht des Roboters 220 kg ohne Steuerung.

Angesteuert wird der Roboterarm mit einer industriellen Robotersteuerung ROBOT star V, welche auf einem Echtzeitsystem RSV-PCX basiert und eine Vielzahl der internen und externen Benutzer-orientierten Funktionen zur Verfügung stellt. Unter anderem ist die Robotersteuerung mit einer RSV-COMMAND-XML Kommunikationsschnittstelle ausgerüstet, welche es erlaubt, eine TCP/IP gestützte Server-Client Kommunikation mit den externen Rechereinheiten über eine 100 Mbit Standard-Ethernet Verbindung zu realisieren. Zu den extern verfügbaren Standardfunktionen gehören unter anderem der Transfer und die Bedienung der steuerungsspezifischen Roboterprogramme sowie der lesende und schreibende Online-Zugriff auf die zugänglichen Systemvariablen. Vor allem die letztere Eigenschaft ermöglicht eine externe Beobachtung und Ansteuerung des Roboters unter den weichen Echtzeitbedingungen einer TCP/IP basierten Kommunikation.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde ein Software-Interface entwickelt, welches das XML-basierte Protokoll der RSV-COMMAND Kommunikationsschnittstelle in der MATLAB Umgebung implementiert und eine Reihe der Benutzerfunktionen zur Ansteuerung des Roboters zur Verfügung stellt. Die Architektur des entwickelten Interfaces ist in Abbildung A.3 (a) schematisch dargestellt. Die MATLAB Umgebung läuft auf einem PC Host-Rechner, welcher als Client auf den Server der Robotersteuerung zugreift. Die entwickelte Robotic Control Toolbox greift über die Open-Source TCP/IP/UDP Toolbox aus MATLAB hinaus auf die Winsock-API des Windows Betriebssystems zu. Der WEB-Server der Robotersteuerung empfängt die XML basierten Anfragen des Clients und sendet die XML verpackten Daten (Variablenwerte, Programme oder Status-Meldungen) an den

Client zurück. In der Robotersteuerung werden alle zustands- und bewegungsrelevanten Systemvariablen im Zeitraster eines IPO-Takts (Interpolationstakt der Robotersteuerung) aktualisiert. Bekanntlich liegt der IPO-Takt einer industriellen Robotersteuerung bei circa 10 ms, wobei der FIPO-Takt (Fein-Interpolationstakt) der Achsregelung im Bereich von 0.5 ms liegen kann. Bei einer PTP (point-to-point) Ethernet Verbindung mit einem externen PC-Hostrechner liegt die erreichte durchschnittliche Abtastrate zwischen 10 und 15 ms, garantiert aber nicht das Einhalten eines deterministischen Zeitrasters. Eine exempla-

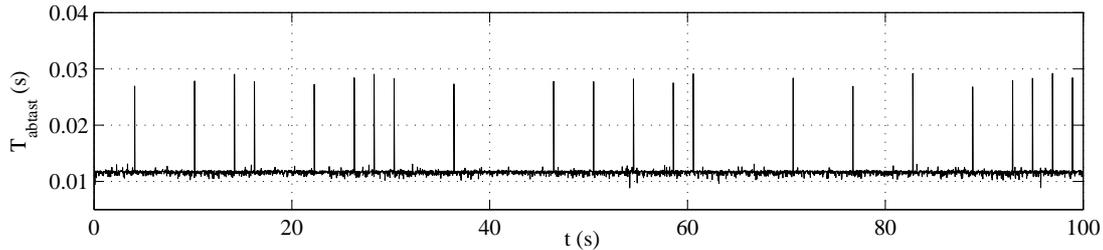


Abbildung A.4: Evaluierte Abtastrate der Kommunikation zur Robotersteuerung

rische Evaluierung der XML-basierten Kommunikationsschnittstelle ist in Abbildung A.4 aufgezeigt. Dabei wird in jedem Zyklus einmal ein lesender und einmal ein schreibender Multitask-Zugriff auf mehrere Systemvariablen der Robotersteuerung durchgeführt. Die MATLAB Umgebung des PC-Hostrechners wurde dabei mit keiner Ausführung weiterer Programm-Routinen belegt. Aus dem zeitlichen Verlauf der Abtastrate sind die einzeln auftretenden nicht-deterministischen Ausreißer von bis zu 30 ms zu erkennen. Diese stehen vor allem der Realisierung eines externen Regelkreises mit zusätzlichen Kompensationsmaßnahmen für die Achsregelung im Wege.

Infolge eines eingeschränkten Zugriffs auf die interne Achsregelung wurde das Robotersystem in Rahmen dieser Arbeit ausschließlich zu den Identifikations- und keinen Kompensationszwecken eingesetzt. Die erste vertikale Basis-Roboterachse, welche den relativ großen, aber keinen gravitationsbedingten Lastmomenten ausgesetzt ist, wurde für die Identifikation dynamischer Reibung in Betracht gezogen. Ein weiterer Vorteil bei der Verwendung der ersten vertikalen Basisachse des Roboters besteht in der Möglichkeit, die gesamte dynamische Momentenbilanz unter einer bestimmten Manipulatorkonfiguration ausschließlich auf Antriebs-, Trägheits- und Reibungsmoment zu reduzieren. Dadurch werden die als Störgrößen auftretenden Reibungseffekte von den restlichen mitwirkenden Nichtlinearitäten wie etwa Coriolis-Zentrifugal- sowie Gravitationskräften zum Großteil entkoppelt, was zugunsten einer genaueren Reibungsidentifikation spricht.

Anhang B

Bezeichnungen

Abkürzungen

2SEP	Two-State (model) with Elasto-Plasticity, Zwei-Zustands-Modell mit Elasto-Plastizität
A/D	Analog-Digital
API	Application Programming Interface
BIBO	Boundary Input Boundary Output
BLDC	Brushless Direct Current (Motor)
CPU	Central Processing Unit (Zentrale Recheneinheit)
D/A	Digital-Analog
DC	Direct Current / DC Bias (Mittelwert)
DOF	Degree Of Freedom (Freiheitsgrad)
DT ₁	Verzögertes Differenzialglied erster Ordnung
FFRB	Feed-Forward Reibungsbeobachter
GMS	Generalized Maxwell-Slip (Reibungsmodell)
HD	Harmonic Drive
<i>Im</i>	Imaginärteil
<i>ISE</i>	Integral Square Error
ITMO	St. Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics
KomoRob	Kognitionsorientierter modularer und autonomer Service-Roboter zur vor Ort Instandsetzung von Tiefzieh- und Spritzgusswerkzeugen in wechselnden Kontexten
LPV	Linear Parameter Varying
LS	Least-Squares (Kleinste Quadrate)
LTRB	Luenberger-Typ Reibungsbeobachter
LuGre	Lund-Grenoble (Reibungsmodell)
<i>MAE</i>	Mean Absolute Error
<i>MAX</i>	Maximal Absolute Error
MMS	Modified Maxwell-Slip (Reibungsmodell)

PC	Personal Computer
PI	Proportional-Integral (Regelung)
PT ₁	Verzögerungsglied erster Ordnung
PT ₂	Verzögerungsglied zweiter Ordnung
PT _n	Verzögerungsglied n-er Ordnung
PTP	Point-to-point
Re	Realteil
rps	Rotation pro Sekunde
RST	Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik
RT	Real Time
SDRE	State Dependent Riccati Equation
SISO	Single-Input/Single-Output
STD	Standardabweichung
XML	Extensible Markup Language

Konvention

Skalargrößen	Kleinbuchstaben kursiv	z.B. a, γ
Vektorgrößen	Kleinbuchstaben fettgedruckt/unterstrichen	z.B. $\mathbf{x}, \underline{\tau}$
Element eines Vektors	kennzeichnet mit Index tiefgestellt	z.B. x_i
Matrizen	Großbuchstaben fettgedruckt	z.B. \mathbf{Z}, Σ
Element einer Matrix	kennzeichnet mit Doppel-Index tiefgestellt	z.B. z_{ij}
Zeitableitungen	versehen mit $\dot{}$; <i>etc.</i>	z.B. \dot{q}
Zu unterscheidenden Größen (Sollwert, Istwert)	kennzeichnet mit Abkürzung hochgestellt	z.B. q^{soll}
Geschätzte Größen	versehen mit Dach $\hat{}$	z.B. \hat{w}

Lateinische Symbole

A	Gewichtungsfaktor elasto-plastischer Reibung
\mathbf{A}	Systemmatrix
B	Attraktionsfaktor elasto-plastischer Reibung
\mathbf{B}	Eingangsmatrix
C	Attraktionsfaktor des GMS Modells
\mathbf{C}	Ausgangsmatrix
D	Dämpfungsterm
d	Formfaktor der Hysterese (Dahl Modell)
e	Identifikations- / Beobachtungs- / Regelungsfehler
E	Energie / Fehler im Frequenzbereich
F	Reibungskraft/-moment
F_c	Coulombsche Reibung
F_s, F_h	Haftreibung (Losbrechkraft)

F_N	Normalkraft
f	Frequenz / Nichtlineare Funktion (Reibung)
G	Verstärkungsfaktor
g	Nichtlineare Funktion
J	Trägheitsmoment
J	Jacobi-Matrix
H	Übertragungsfunktion linearer Regelstrecke
i	Motorstrom
j	Imaginäre Einheit (Variable)
K	Federkonstante/Steifigkeit
K_d	Differentialfaktor
K_i	Integralfaktor
K_p	Proportionalfaktor
k	Steifigkeit
L	Anzahl der Maxwell-Slip Elemente / Beobachterkoeffizient
m	Masse
q	Relativposition in polaren Koordinaten
R	Übertragungsfunktion linearer Regelung
r	Versorgungsrate
S	Stribeck-Funktion (Modell) mit viskoser Reibung
s	Stribeck-Kurve
s	Laplace-Variable
t	Zeit
T	Zeitkonstante
T_i	Nachstellzeit
u	Eingangsgröße/Stellgröße
V	Stribeck-Geschwindigkeit / Vorfilter
W	Losbrechbedingung
W	Arbeit/Energiedifferenz
w	Relativgeschwindigkeit in polaren Koordinaten
x	Relativposition in kartesischen Koordinaten / Zustandsgröße
y	Ausgangsgröße
z	Innere Zustandsgröße dynamischer Reibung

Griechische Symbole

δ	Stribeck-Formfaktor
ε	Dehnung
ζ	Nichtlineare Steifigkeit
η	Mechanische Spannung
θ	Parameter (allgemein)
Θ	Parametervektor (allgemein)
ϑ	Gain-Parameter
Λ	Beobachtungsfunktion
λ	Dämpfungsfaktor des Levenberg-Marquardt Algorithmen
μ	Reibungskoeffizienten
ν	Relativmass der Federbelastbarkeit
π	Zahl Pi
Σ	Kovarianzmatrix
σ	Viskositätsfaktor/-konstante
τ	Temperatur
ϕ	Partiellfaktor (GMS Modell)
φ	Phase
χ	Schaltfunktion (Ein-Zustands elasto-plastisches Modell)
Ω	Belastbarkeit der elasto-plastischen Feder
ω	Kreisfrequenz

Literaturverzeichnis

- [1] Harmonic Drive AG. Harmonic Drive Getriebe. <http://www.harmonicdrive.de>, 2011.
- [2] F. Al-Bender, V. Lampaert, S. D. Fassois, D. C. Rigos, K. Worden, D. Engster, A. Hornstein, and U. Parlitz. *Measurement and Identification of Pre-Sliding Friction Dynamics*, pages 349–367. Wiley-VCH, 2005.
- [3] F. Al-Bender, V. Lampaert, and J. Swevers. Modeling of dry sliding friction dynamics: From heuristic models to physically motivated models and back. *Chaos. An Interdisciplinary Journal of Nonlinear Science*, 14(2):446–460, June 2004.
- [4] F. Al-Bender, V. Lampaert, and J. Swevers. The Generalized Maxwell-Slip model: A novel model for friction simulation and compensation. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 50(11):1883–1887, November 2005.
- [5] F. Al-Bender and J. Swevers. Characterization of friction force dynamics. *IEEE Control Systems Magazine*, 28(6):64–81, December 2008.
- [6] A. Albu-Schäffer. Regelung von Robotern mit elastischen Gelenken am Beispiel der DLR-Leichtbauarme. Dissertation, Lehrstuhl für Steuerungs- und Regelungstechnik, Technische Universität München, 2001.
- [7] F. Altpeter. *Friction Modeling, Identification and Compensation*. Ph.D. Thesis, Lausanne, EPFL, Lausanne, Swiss, 1999.
- [8] F. Altpeter, M. Grunenberg, P. Myszkorowski, and R. Longchamp. Auto-tuning of feedforward friction compensation based on the gradient method. In *Proc. American Control Conference 2000*, volume 4, pages 2600–2604, Chicago, USA, June 2000.
- [9] A. Amthor, T. Hausotte, C. Ament, P. Li, and G. Jäger. Friction identification and compensation on nanometer scale. In *Proc. 17th IFAC World Congress*, pages 2014–2019, Seoul, Korea, July 2008.
- [10] A. Amthor and S. Zschäck und C. Ament. Adaptive Reibkraftkompensation zur modellbasierten Positionsregelung von Nanopositionier- und Nanomessmaschinen. *at - Automatisierungstechnik*, 57(2):51–59, 2009.

- [11] A. Amthor, Zschäck, and C. Ament. High precision position control using an adaptive friction compensation approach. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 55(1):274–278, January 2010.
- [12] P. Apkarian and R. J. Adams. Advanced gain-scheduling techniques for uncertain systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 6(1):21–32, jan 1998.
- [13] B. Armstrong-Helouvry. *Control of Machines with Friction*. Kluwer Academic Publishers, Boston, USA, first edition, 1991.
- [14] B. Armstrong-Helouvry. Frictional lag and stick-slip. In *Proc. IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1992*, volume 2, pages 1448–1453, may 1992.
- [15] B. Armstrong-Helouvry and Q. Chen. The Z-properties chart. *IEEE Control Systems Magazine*, 28(5):79–89, October 2008.
- [16] B. Armstrong-Helouvry, P. Dupont, and C. C. De Wit. A survey of modeling, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, 30(7):1083–1138, 1994.
- [17] K. J. Aström and C. C. De Wit. Revisiting the LuGre friction model. *IEEE Control Systems Magazine*, 28(6):101–114, December 2008.
- [18] K. Atallah, W. Jiabin, and D. Howe. Torque-ripple minimization in modular permanent-magnet brushless machines. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 39(6):1689–1695, nov.-dec. 2003.
- [19] B. Bona and M. Indri. Friction compensation in robotics: an overview. In *Proc. 44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conferenc*, pages 4360–4367, Seville, Spain, December 2005.
- [20] K. H. J. Buschow, R. W. Cahn, M. C. Flemings, B. Ilschner, E. J. Kramer, S. Mahajan, and P. Veysiere. *Encyclopedia of Materials: Science and Technology*. Elsevier Science, first edition, September 2001.
- [21] Y.-Y. Chen, P.-Y. Huang, and J.-Y. Yen. Frequency-domain identification algorithms for servo systems with friction. *IEEE Transactions on Control System Technology*, 10(5):654–665, September 2002.
- [22] P. Chevrel, L. Sicot, and S. Siala. Switched LQ controllers for DC motor speed and current control: a comparison with cascade control. In *Proc. Power Electronics Specialists Conference PESC'96*, pages 906–912, Baveno, Italy, June 1996.
- [23] J. R. Cloutier. State-dependent Riccati equation techniques: an overview. In *Proc. American Control Conference 1997*, pages 932–936, Albuquerque, USA, June 1997.

- [24] P. R. Dahl. A solid friction model. TOR 158(3107-18), The Aerospace Corporation, El Segundo, CA, 1968.
- [25] C. A. de Coulomb. Theorie des machines simples, en ayant egard au frottement de leurs parties, et a la roideur des cordages. *Memoire de Mathematique et de Physics de l'academie Royal*, X:161–342, 1785.
- [26] T. P. Dobrowiecki and J. Schoukens. Practical choices in the FRF measurement in presence of nonlinear distortions. *IEEE Transactions on instrumentation and measurement*, 50(1):2–7, 2001.
- [27] P. Dupont, B. Armstrong, and V. Hayward. Elasto-plastic friction model: contact compliance and stiction. In *Proc. American Control Conference 2000*, volume 2, pages 1072–1077, Chicago, USA, June 2000.
- [28] P. Dupont, V. Hayward, B. Armstrong-Helouvry, and F. Altpeter. Single state elastoplastic friction models. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 47(5):787–792, May 2002.
- [29] SEW Eurodrive. Servo-Antriebe: Grundlagen, Eigenschaften, Projektierung. Praxis der antriebstechnik, band 7, 1997.
- [30] G. Ferretti, G. Magnani, and P. Rocco. Single and multistate integral friction models. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 49(12):2292–2297, December 2004.
- [31] Otto Föllinger. *Nichtlineare Regelungen, I und II*. Oldenbourg, München, Germany, 8 edition, 1998.
- [32] L. Freidovich, A. Robertsson, A. Shiriaev, and R. Johansson. Friction compensation based on LuGre model. In *Proc. 45th IEEE Conference on Decision and Control*, pages 3837–3842, dec 2006.
- [33] L. Freidovich, A. Robertsson, A. Shiriaev, and R. Johansson. LuGre-model-based friction compensation. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 18(1):194–200, January 2010.
- [34] Reis Robotics GmbH. Vertikalknickarm Roboter. <http://www.reisrobotics.de>, 2011.
- [35] D. A. Haessig and B. Friedland. On the modeling and simulation of friction. In *Proc. American Control Conference*, pages 1256–1261, San Diego, USA, May 1990.
- [36] A. Harnoy, B. Friedland, and S. Cohn. Modeling and measuring friction effects. *IEEE Control Systems Magazine*, 28(6):82–91, December 2008.
- [37] J. P. Hauschild, G. Heppler, and J. McPhee. Friction compensation of harmonic drive actuators. In *Proc. 6th International Conference on Dynamics and Control of Systems and Structures in Space*, pages 683–692, Liguria, Italy, 2004.

- [38] S. Haykin. *Adaptive Filter Theory*. Prentice Hall International, New York, USA, fourth edition, 2001.
- [39] H. Henrichfreise and C. Witte. Beobachtergestützte nichtlineare Kompensation trockener Reibung in einem Positionierantrieb. *at - Automatisierungstechnik*, 46(3):128–135, 1998.
- [40] R. H. A. Hensen, M. J. G. Van de Molengraft, and M. Steinbuch. Frequency domain identification of dynamic friction model parameters. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 10(2):191–196, March 2002.
- [41] MathWorks Inc. Optimization Toolbox. <http://www.mathworks.com>, 2011.
- [42] R. Isermann. *Identifikation dynamischer Systeme: Grundlegende Methoden*. Springer, Berlin, Germany, second edition, 1992.
- [43] W. D. Iwan. A distributed-element model for hysteresis and its steady state dynamic response. *ASME Transactions, Journal of Applied Mechanics*, 33(4):893–900, 1966.
- [44] Z. Jamaludin, H. Van Brussel, and J. Swevers. Quadrant glitch compensation using friction model-based feedforward and an inverse-model-based disturbance observer. In *Proc. IEEE/AMC'08 International workshop on advance motion control*, pages 212–217, Trento, Italy, March 2008.
- [45] Z. Jamaludin, H. Van Brussel, and J. Swevers. Friction compensation of an XY feed table using friction-model-based feedforward and an inverse-model-based disturbance observer. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 56(10):3848–3853, October 2009.
- [46] T. Janssens, F. Al-Bender, and H. Van Brussel. Experimental characterisation of dry and lubricated friction on a newly developed rotational tribometer for macroscopic measurements. In *Proc. International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2008)*, pages 857–870, Leuven, Belgium, September 2008.
- [47] D. Karnopp. Computer simulation of slip-stick friction in mechanical dynamic systems. *Transactions of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 107(1):101–103, 1985.
- [48] C. T. Kelley. *Iterative Methods for Optimization*. SIAM Frontiers in Applied Mathematics, Philadelphia, USA, first edition, 1999.
- [49] M. R. Kermani, M. Wong, R. V. Patel, M. Moallem, and M. Ostojic. Friction compensation in low and high-reversal-velocity manipulators. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA'04)*, pages 4320–4325, apr.-may 2004.
- [50] H. K. Khalil. *Nonlinear Systems*. Prentice Hall, N. J., USA, third edition, 2002.

- [51] M.-S. Kim and S.-C. Chung. Friction identification of ball-screw driven servomechanisms through the limit cycle analysis. *Mechatronics*, 16(2):131–140, 2006.
- [52] M. Kurze. *Modellbasierte Regelung von Robotern mit elastischen Gelenken ohne abtriebsseitige Sensorik*. Dissertation am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, Technische Universität München, München, 2008.
- [53] V. Lampaert, F. Al-Bender, and J. Swevers. A generalized Maxwell-slip friction model appropriate for control purposes. In *Proc. International Conference Physics and Control*, volume 4, pages 1170–1177, August 2003.
- [54] V. Lampaert, J. Swevers, and F. Al-Bender. Experimental comparison of different friction models for accurate low-velocity tracking. In *Proc. 10th Mediterranean Conf. on Control and Automation*, Lisbon, Portugal, July 2002.
- [55] V. Lampaert, J. Swevers, and F. Al-Bender. Modification of the Leuven integrated friction model structure. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 47(4):683–687, April 2002.
- [56] V. Lampaert, J. Swevers, and F. Al-Bender. Comparison of model and non-model based friction compensation techniques in the neighbourhood of pre-sliding friction. In *Proc. 2004 American Control Conference*, pages 1121–1162, Boston, USA, July 2004.
- [57] V. Lampaert, J. Swevers, and J. De Schutter. Impact of nonlinear friction on frequency response function measurements. In *Proc. International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2008)*, pages 443–450, Leuven, Belgium, September 2000.
- [58] L. Le-Tien. *Ansätze zur entkoppelten Regelung von mechanisch gekoppelten Doppelgelenken eines DLR-Medizinroboters*. Dissertation an der Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik, Technischen Universität Dresden, Dresden, 2010.
- [59] L. Le-Tien, A. Albu-Schaeffer, K. Janschek, and G. Hirzinger. Entkopplungsregelung und Reibungskompensation für einen Roboter mit elastischen verkoppelten Gelenken. *At, Automatisierungstechnik*, 58(9):499–511, 2010.
- [60] L. Le-Tien, A. Albu-Schaeffer, A. De Luca, and G. Hirzinger. Friction observer and compensation for control of robots with joint torque measurement. In *Proc. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS2008)*, pages 3789–3795, September 2008.
- [61] K. Levenberg. A method for the solution of certain non-linear problems in least squares. *Quarterly of Applied Mathematics*, 2(2):164–168, 1944.
- [62] L. Ljung. *System Identification - Theory For the User*. PTR Prentice Hall, N.J., USA, second edition, 1999.

- [63] L. Ljung. Recursive identification algorithms. *Circuits, Systems and Signal Processing*, 21(1):51–68, 2002.
- [64] L. Lu, B. Yao, Q. Wang, and Z. Chen. Adaptive robust control of linear motors with dynamic friction compensation using modified LuGre model. *Automatica*, 45(12):2890–2896, 2009.
- [65] D. G. Luenberger. Observing the state of a linear system. *IEEE Transactions on Military Electronics*, 8(2):74–80, 1964.
- [66] J. Lunze. *Regelungstechnik, 1 und 2*. Springer, Berlin, Germany, 5 edition, 2005.
- [67] Y. Maeda and M. Iwasaki. Initial friction compensation by disturbance observer based on rolling friction model. In *Proc. IEEE 35th Annual Conference of Industrial Electronics (IECON'09)*, pages 3124–3129, Porto, Portugal, November 2009.
- [68] Y. Maeda, M. Iwasaki, M. Kawafuku, and H. Hirai. Nonlinear modeling and evaluation of rolling friction. In *IEEE International Conference on Mechatronics ICM2009*, pages 1–6, April 2009.
- [69] J. Malzahn, M. Ruderman, A. S. Phung, and F. Hoffmann und T. Bertram. Input shaping and strain gauge feedback vibration control of an elastic robotic arm. In *Proc. IEEE Conference on Control and Fault Tolerant Systems (Systol'10)*, pages 672–677, Nice, France, October 2010.
- [70] D. W. Marquardt. An algorithm for the least-squares estimation of nonlinear parameters. *SIAM Journal of Applied Mathematics*, 11(2):431–441, 1963.
- [71] I. D. Mayergoyz. *Mathematical models of hysteresis and their application*. Elsevier, Amsterdam, Netherlands, second edition, 2003.
- [72] K. De Moerlooze, F. Al-Bender, and H. Van Brussel. Modeling of the dynamic behavior of systems with rolling elements. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 46(1):222–233, 2011.
- [73] H. Olsson and K. J. Astrom. Observer-based friction compensation. In *Proc. 35th IEEE Conference on Decision and Control*, volume 4, pages 4345–4350, Kobe, Japan, December 1996.
- [74] A. Packard. Gain scheduling via linear fractional transformations. *Systems and Control Letters*, 22:79–92, February 1994.
- [75] U. Parlitz, A. Hornstein, D. Engster, F. Al-Bender, V. Lampaert, T. Tjahjowidodo, S. D. Fassois, D. Rizos, C. X. Wong, K. Worden, and G. Manson. Identification of pre-sliding friction dynamics. *Chaos. An Interdisciplinary Journal of Nonlinear Science*, 14(2):420–430, June 2004.

- [76] B. N. J. Persson. *Sliding friction - Physical principles and applications*. Springer, Berlin, Germany, second edition, 2000.
- [77] E. Rabinowicz. *Friction and wear of materials*. John Wiley and Sons, New York, USA, second edition, 1995.
- [78] K. Ranjith and J. R. Rice. Stability of quasi-static slip in a single degree of freedom elastic system with rate and state dependent friction. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 47(6):1207–1218, 1999.
- [79] J. R. Rice and A. L. Ruina. Stability of steady frictional slipping. *Applied Mechanics*, 50(2):343–349, 1983.
- [80] D. D. Rizos and S. D. Fassois. Presliding friction identification based upon the maxwell slip model structure. *Chaos. An Interdisciplinary Journal of Nonlinear Science*, 14(2):431–445, June 2004.
- [81] D.D. Rizos and S. D. Fassois. Friction identification based upon the LuGre and Maxwell Slip models. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 17(1):153–160, January 2009.
- [82] G. Roppenecker. Zustandsregelung linearer Systeme - Eine Neubetrachtung: State feedback control of linear systems - a renewed approach. *at - Automatisierungstechnik*, 57(10):491–498, October 2009.
- [83] S. Rosenbaum, M. Ruderman, T. Stroehla, and T. Bertram. Use of Jiles–Atherton and Preisach hysteresis models for inverse feed-forward control. *IEEE Transactions on Magnetics*, 46(12):3984–3989, 2010.
- [84] M. Ruderman, S. Aranovskiy, A. Bobtsov, and T. Bertram. Nonlinear dynamic of the actuators with elasticities and friction. *Automation and Remote Control*, Article in Print, 2012.
- [85] M. Ruderman and T. Bertram. Friction model with elasto-plasticity for advanced control applications. In *Proc. IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM2010)*, pages 914–919, Montreal, Canada, July 2010.
- [86] M. Ruderman and T. Bertram. Entwurf und Regelung eines prototypischen formgedächtnisbasierten (MSM) Aktuatorelements. In *Proc. Fachtagung Mechatronik 2011*, pages 79–83, Dresden, April 2011.
- [87] M. Ruderman and T. Bertram. FRF based identification of dynamic friction using two-state friction model with elasto-plasticity. In *Proc. IEEE International Conference on Mechatronics (ICM2011)*, pages 230–235, Istanbul, Turkey, April 2011.
- [88] M. Ruderman and T. Bertram. Modified Maxwell-slip model of presliding friction. In *Proc. 18th IFAC World Congress*, pages 10764–10769, Milan, Italy, September 2011.

- [89] M. Ruderman and T. Bertram. Observer-based control strategies for compensation of dynamic friction. In *Proc. 19th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation (MED'11)*, pages 67–72, Corfu, Greece, June 2011.
- [90] M. Ruderman and T. Bertram. Observer-based inverse hysteresis control of prototypical magnetic shape memory (MSM) actuator. In *Proc. IEEE International Conference on Mechatronics (ICM2011)*, pages 627–631, Istanbul, Turkey, April 2011.
- [91] M. Ruderman and T. Bertram. On system-oriented modeling and identification of magnetic shape memory (MSM) actuators. In *Proc. 19th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation (MED'11)*, pages 1134–1139, Corfu, Greece, June 2011.
- [92] M. Ruderman and T. Bertram. Design of MSM actuator control with observer-based inverse hysteresis filter and position feedback loop. In *Proc. 13th International Conference on New Actuators (ACTUATOR12)*, pages 324–327, Bremen, Germany, June 2012.
- [93] M. Ruderman and T. Bertram. Feed-forward friction observer (FFFO) for high-dynamic motion control. In *Proc. 20th IEEE Mediterranean Conference on Control and Automation (MED'12)*, pages 1013–1018, Barcelona, Spain, July 2012.
- [94] M. Ruderman, T. Bertram, and S. Aranovskiy. Nonlinear dynamic of actuators with elasticities and friction. In *Proc. IFAC 5th Symposium on Mechatronic Systems*, pages 255–260, MA, USA, September 2010.
- [95] M. Ruderman, F. Hoffmann, and T. Bertram. Identification and compensation of stickslip friction in harmonic-drive gear transmission. In *Proc. International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2008)*, pages 949–960, Leuven, Belgium, September 2008.
- [96] M. Ruderman, F. Hoffmann, and T. Bertram. Modeling and identification of elastic robot joints with hysteresis and backlash. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 56(10):3840–3847, October 2009.
- [97] M. Ruderman, F. Hoffmann, and T. Bertram. Modellbasierte Kompensation der Nichtlinearitäten in elastischen Robotergelenken. In *Proc. VDI Fachtagung "Mechatronik 2009"*, pages 143–151, Wiesloch, Deutschland, May 2009.
- [98] M. Ruderman, F. Hoffmann, and T. Bertram. Friction model with elasto-plasticity in transient behavior. In *Proc. International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA2010)*, pages 1245–1258, Leuven, Belgium, September 2010.
- [99] M. Ruderman, F. Hoffmann, J. Krettek, J. Braun, and T. Bertram. Robust identification of nonlinear frictional dynamics. In *Proc. IFAC 15th Symposium on System Identification (SYSID2009)*, pages 474–479, St-Malo, France, July 2009.

- [100] M. Ruderman, J. Krettek, F. Hoffmann, and T. Bertram. Optimal state space control of DC motor. In *Proc. 17th IFAC World Congress*, pages 5796–5801, Seoul, South Korea, July 2008.
- [101] M. Ruderman, D. Weigel, F. Hoffmann, and T. Bertram. Extended SDRE control of 1-DOF robotic manipulator with nonlinearities. In *Proc. 18th IFAC World Congress*, pages 10940–10945, Milan, Italy, September 2011.
- [102] D. Schröder. *Elektrische Antriebe - Grundlagen*. Springer, Germany, 4 edition, 2009.
- [103] J. S. Shamma and M. Athans. Analysis of gain scheduled control for nonlinear plants. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 35(8):898–907, August 1990.
- [104] J. S. Shamma and M. Athans. Gain scheduling: potential hazards and possible remedies. *IEEE Control Systems Magazine*, 12(3):101–107, June 1992.
- [105] J.-J. Slotine and W. Li. *Applied Nonlinear Control*. Prentice Hall, New Jersey, USA, first edition, 1991.
- [106] R. Stribeck. Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager. *VDI-Zeitschrift*, 46(36–38):1341–1348,1432–1438,1463–1470, 1902.
- [107] J. Swevers, F. Al-Bender, C. Ganseman, and T. Prajogo. An integrated friction model structure with improved presliding behaviour for accurate friction compensation. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 45(4):675–686, April 2000.
- [108] T. Tjahjowidodo, F. Al-Bender, and H. Van Brussel. Friction identification and compensation in a DC motor. In *Proc. 16th IFAC World Congress*, pages 554–559, Prague, Czech Republic, September 2005.
- [109] T. Tjahjowidodo, F. Al-Bender, H. Van Brussel, and W. Symens. Friction characterization and compensation in electro-mechanical systems. *Journal of Sound and Vibration*, 308(3–5):632–646, 2007.
- [110] H. Unbehauen. *Regelungstechnik, I und II*. Vieweg, Germany, 13 edition, 2005.
- [111] A. Visintin. *Differential Models of Hysteresis*. Springer, Berlin-Heidelberg, Germany, first edition, 1994.
- [112] Y. Wan, T. J. Dodd, C. X. Wong, R. F. Harrison, and K. Worden. Kernel based modelling of friction dynamics. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 22(1):66–80, 2008.
- [113] J. C. Willems. Dissipative dynamical systems. *European Journal of Control*, 13:134–151, 2007.

- [114] C. C. De Wit, H. Olsson, K. J. Aström, and P. Lischinsky. A new model for control of systems with friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 40(3):419–425, March 1995.
- [115] K. Worden, C. X. Wong, U. Parlitz, A. Hornstein, D. Engster, T. Tjahjowidodo, F. Al-Bender, D. D. Rizos, and S. D. Fassois. Identification of pre-sliding and sliding friction dynamics: Grey box and black-box models. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21(1):514–534, 2007.
- [116] J. Zimmermann, O. Sawodny, T. Hausotte, and G. Jäger. Friction modelling of a linear high precision actuator. In *Proc. 16th IFAC World Congress*, pages 113–138, Prague, Czech Republic, September 2005.