

# Beobachtergestützte nichtlineare Kompensation trockener Reibung in einem Positionierantrieb

Herrn Prof. Dr.-Ing. Joachim Lückel zum 60. Geburtstag gewidmet

Hermann Henrichfreise und Christian Witte, Köln



**Prof. Dr.-Ing. Hermann Henrichfreise** ist seit Ende 1993 Leiter des Fachgebietes Mechatronik im Fachbereich Konstruktionstechnik der Fachhochschule Köln. Hauptarbeitsfelder: Realisierung von Regelungs- und HIL-Simulationssystemen für schnelle und genaue Mechanismen, Aktive Schwingungsdämpfung und Reibungskompensation, Robotik.

Adresse: Labor für Mechatronik (CLM), Fachbereich Konstruktionstechnik, FH Köln, Betzdorfer Straße 2, D-50679 Köln, Tel.: (0221) 8275-2369/2378, Fax.: 8275-2369, E-Mail: henrichfreise@kt.fh-koeln.de  
[www.fh-koeln.de/fb/fb-kt/deutsch/labore/mt\\_lab.htm](http://www.fh-koeln.de/fb/fb-kt/deutsch/labore/mt_lab.htm)



**Dipl.-Ing. Christian Witte** ist Mitarbeiter für Lehre und Forschung des Fachgebietes Mechatronik im Fachbereich Konstruktionstechnik der Fachhochschule Köln.

*Trockene Reibung ist ein unerwünschtes Phänomen in vielen Antriebssystemen. Eine wirksame Methode zur stationären Kompensation reibungsbedingter Lagefehler ist die Aufschaltung geeigneter Schätzwerte für die auftretenden Reibverläufe. Dabei spielt die Schnelligkeit der Schätzung eine entscheidende Rolle für den Grad der erzielbaren Verbesserungen im Übergangsverhalten. In diesem Beitrag wird ein nichtlinearer modellbasierender Ansatz zur Schätzung und Kompensation von Reibung vorgestellt, der aufgrund seiner Rekonstruktion der Vorzeichenwechsel von trockener Reibung zu guten Ergebnissen führt. Darüberhinaus ist die vorgestellte Regelung und Kompensation leicht zu realisieren und erweist sich im realen Betrieb als äußerst robust.*

## Observer-based nonlinear compensation of dry friction in a positioning system

*Dry friction is an undesired phenomenon in many drive systems. Feedforward of a suitable estimate of friction is an effective method to compensate the friction-dependent position errors in the steady state. The speed of reconstruction of the real friction is crucial for the grade of improvements which can be*

*achieved for the transient behaviour. A nonlinear model-based approach is presented in this paper, which due to the reconstruction of the sign changes of dry friction yields good results. Moreover, the described control and compensation is easy to implement and turns out to be very robust in real operation.*

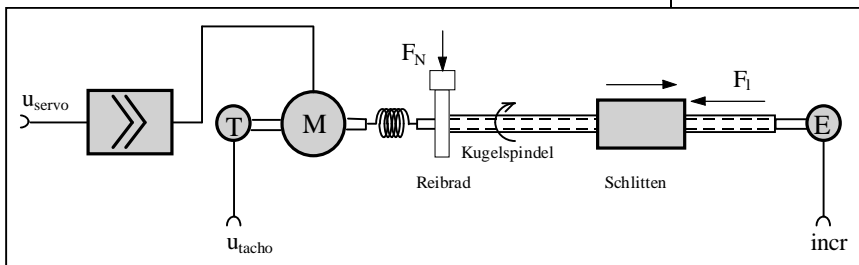
## 1 Einleitung

Steigende Anforderungen an die Schnelligkeit und Genauigkeit lage geregelter Systeme, z.B. in den Bereichen Werkzeugmaschinen und Robotik, erfordern eine Abkehr von den noch stark verbreiteten konventionellen Regelungsansätzen und die Anwendung schon seit langem in der Theorie entwickelter, modernerer Methoden der optimalen Zustandsregelung. Mit der Verfügbarkeit integrierter Werkzeuge für den Regelungsentwurf und die Reglerrealisierung stellt die Implementierung solcher Regelungssysteme längst kein Problem mehr dar [1]. Zustandsregler ermöglichen nicht nur eine aktive Dämpfung der praktisch in jedem Mechanismus auftretenden elastischen Schwingungen und damit eine hohe Regelungsbandbreite, sondern erlauben bei geeigneter Erweiterung des Streckenmodells für den Reglerentwurf auch eine Kompensation äußerer und innerer Störeinflüsse [2; 3; 4]. In der Realität führen jedoch besonders harte Nichtlinearitäten in der Regelstrecke, wie z.B. trockene Reibung, häufig zu einer Beeinträchtigung des guten erzielbaren Systemverhaltens für den rein linearen Fall. Als geeignete Gegenmaßnahmen kommen gezielte nichtlineare Erweiterungen der Regelung in Frage, die die lineare Regelung durch eine weitestmögliche Kompensation der nichtlinearen Streckeneigenschaften entlasten. In diesem Beitrag wird eine spezielle Kompensation für trockene Reibung in einem elastischen Positionierantrieb vorgestellt und ihre Wirksamkeit anhand experimenteller Ergebnisse gezeigt.

Zum Thema der Regelung von Mechanismen mit Reibung existiert umfangreiche weiterführende Literatur. Eine allgemeine Übersicht über Ansätze zur Modellierung von Reibung sowie Methoden zur Analyse ihrer Auswirkung auf das Systemverhalten und zur Kompensation ist in [5] zu finden. Zudem sei auf die Arbeiten [6; 7] hingewiesen.

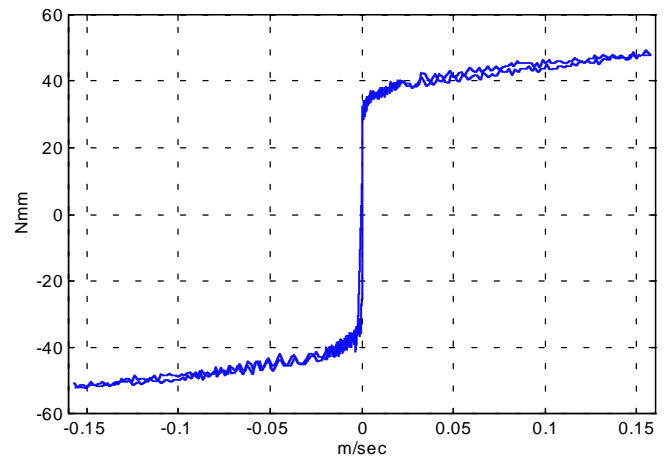
## 2 Regelstrecke und Regelung

Bild 1 zeigt den Aufbau des elektromechanischen Positioniersystems (EMPS), das im Labor für Mechatronik der FH Köln (Cologne Laboratory of Mechatronics) für die experimentelle Untersuchung der praktischen Eignung von Ansätzen zur Lageregelung elastischer Systeme mit Reibung eingesetzt wird.



**Bild 1:** Elektromechanisches Positioniersystem (EMPS).

Das EMPS besteht aus einem stromgeregelten Gleichstrommotor und einer linearen Positioniereinheit. Ein spielfreier Kugelgewindtrieb übersetzt die Drehbewegung der Spindel in die lineare Schlittenbewegung. Die für die Regelung verwendeten Meßgrößen sind die Ausgangsspannung  $u_{\text{tacho}}$  eines Gleichstrom-Tachogenerators auf der Motorseite und der Zählerausgang  $\text{incr}$  eines inkrementellen Drehgebers zur Messung der Schlittenposition mit einer Auflösung von  $1.25 \mu\text{m}$ . Stellgröße ist die Eingangsspannung  $u_{\text{servo}}$  für den Motorstromsollwert. Eine elastische Kupplung zwischen Motor und Positioniereinheit, deren Steifigkeit und Dämpfung nur näherungsweise bekannt sind, verursacht eine mechanische Resonanz mit einer Frequenz von etwa 100 Hz. Als weitere Unzulänglichkeit tritt im System trockene Reibung auf. Diese ist dominant im Kugelgewindtrieb und auf dessen Verspannung zur Vermeidung von Lose zurückzuführen. Um die Wirksamkeit von Kompensatorstrukturen für unterschiedliche Reibungsbedingungen untersuchen zu können, kann mit Hilfe eines Reibrades die lastseitige Reibung zusätzlich erhöht werden. Bild 2 zeigt den für diesen Beitrag gültigen gemessenen Verlauf des Reibmomentes über der Schlittengeschwindigkeit mit dominanten Coulombschen und viskosen Anteilen.

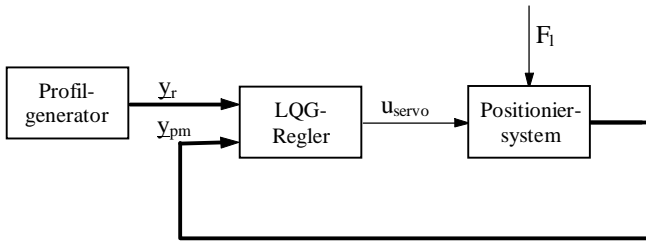


**Bild 2:** Gemessener Reibmomentenverlauf.

Das maximale Reibmoment beträgt etwa 30% des maximalen Motormoments von  $0.1575 \text{ Nm}$ . Ohne Kompensation verursacht diese Reibung bei Lageregelung des Systems beträchtliche Regelabweichungen für die Lage des Schlittens. Eine weitere Ursache für Lagefehler ist die auf den Schlitten wirkende äußere Störkraft  $F_1$ . Mit den beschriebenen Eigenschaften ist der Versuchsaufbau typisch für viele Antriebe in industriellen Anwendungen.

Das nichtlineare Modell der Regelstrecke für die Simulation und ein linearisiertes Modell für den Reglerentwurf sind in [8] angegeben. Als Zustandsgrößen wurden das vom Gleichstrommotor erzeugte Drehmoment sowie die antriebsseitigen (Motor) und lastseitigen (Spindel) Winkel und Winkelgeschwindigkeiten gewählt. Für die Regelung kommen nach dem LQG/LTR-Verfahren [9; 10; 11] entworfene lineare zeitinvariante dynamische Zustandsregler zum Einsatz, die durch aktive Schwingungsdämpfung eine hohe Regelungsbandbreite sowie Robustheit gegen Parameterunsicherheiten in der Regelstrecke aufweisen. Die Regelung enthält im einfachsten Fall eine vollständige Rückführung des Zustandsvektors der Regelstrecke und eine Aufschaltung der Zustände eines geeigneten Führungsmodells für die Schlittensollbewegung. Für die Kompensation von Reibung kommt die Aufschaltung geeigneter Schätzwerte für das lastseitige Reibmoment hinzu. Die Führungsgrößen der Regelung sind die Sollzeitverläufe für Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Schlittens, die zur Aufschaltung auf den Regler durch Multiplikation mit dem Übersetzungsverhältnis des Kugelgewindetriebes in lastseitige rotatorische Bewegungsgrößen umgerechnet werden. Diese stellt in der Simulation und Realisierung

ein Referenzprofilgenerator bereit. Bild 3 zeigt die grobe Struktur des Lageregelungs-systems mit dem Meßausgangsvektor  $y_{pm}$  der Regelstrecke und dem Vektor  $y_r$  der Führungsgrößen.

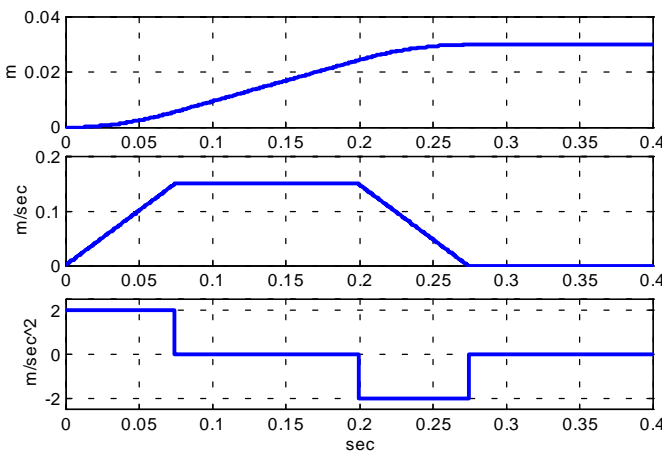


**Bild 3:** Struktur der Lageregelung.

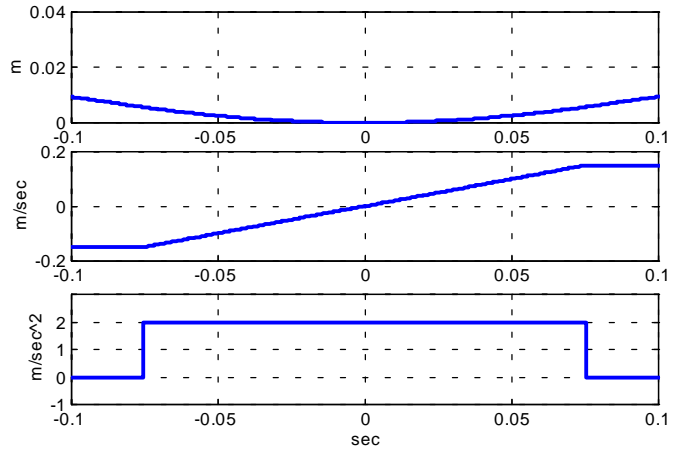
Die systematische Vorgehensweise zum Entwurf und zur Realisierung der Regelung mit am Markt verfügbaren integrierten Werkzeugen ist in [8] beschrieben.

### 3 Systemverhalten für verschiedene Regleransätze

Im folgenden werden ausgehend von einem einfachen dynamischen Zustandsregler eine lineare und nichtlineare Erweiterung zur Kompensation der trockenen Reibung im Positionierantrieb betrachtet und die Verbesserungspotentiale anhand von Simulations- und Meßergebnissen dargestellt. Die Beurteilung der Qualität der Lageregelung mit den verschiedenen Reglern erfolgt für das Führungs- und Störverhalten. Zur Beurteilung des Führungsverhaltens dienen die in den Bildern 4 und 5 angegebenen Zeitverläufe für Sollbewegungen des EMPS-Schlittens.



**Bild 4:** Unidirektionale Sollbewegung.

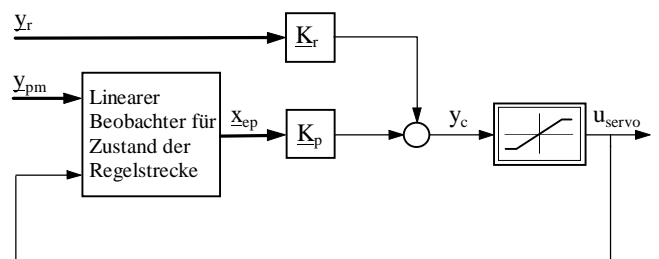


**Bild 5:** Sollbewegung mit Bewegungsumkehr.

Beide Sollbewegungen nutzen die Stellbereiche der Leistungselektronik aus. Während die erste Sollbewegung eine unidirektionale Bewegung darstellt, enthält die zweite Sollbewegung eine Bewegungsumkehr, die durch den Vorzeichenwechsel der Reibung mit dem Vorzeichenwechsel der Geschwindigkeit höhere Ansprüche an eine genaue Lageregelung stellt. In den nachfolgend dargestellten Zeitverläufen der Lagefehler für diese Führungsanregungen gilt der obere Verlauf stets für die unidirektionale Sollbewegung und der untere Verlauf für die Sollbewegung mit Bewegungsumkehr.

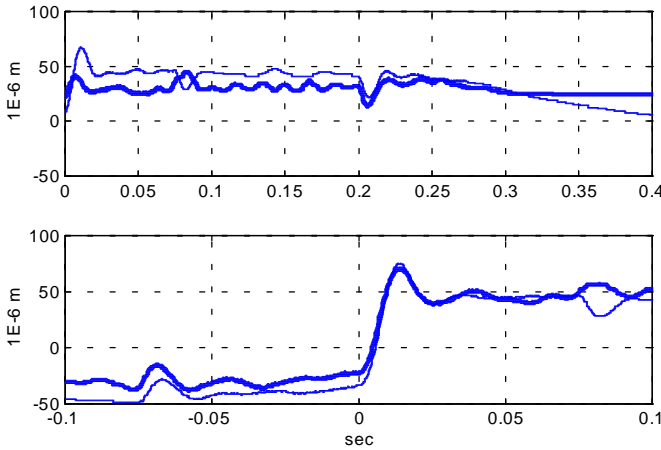
Das Störverhalten des geregelten Systems wird in der Simulation durch Aufschalten eines Störkraftsprunges von 150 N zum Zeitpunkt  $t = 0.01$  sec am Eingang  $F_1$  überprüft.

Um in den folgenden Abschnitten das Ausmaß der insgesamt erzielten Verbesserung zu verdeutlichen, wird das Führungs- und Störverhalten zunächst ohne jegliche Maßnahme gegen die Reibung im System untersucht. Bild 6 zeigt die Struktur des dazu verwendeten LQG-Reglers mit linearem Beobachter zur Schätzung des Zustandsvektors der Regelstrecke, der zugehörigen Matrix  $K_p$  der Rückführverstärkungen und der Matrix  $K_r$  zur Aufschaltung der Führungsgrößen im Vektor  $y_r$ .

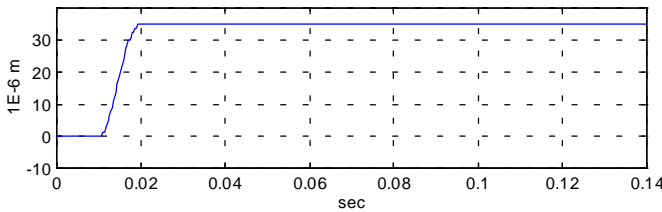


**Bild 6:** Regler ohne Reibungskompensation.

Die für das Regelungssystem (Bild 3) resultierenden Lagefehler bei Führungsanregung sind Bild 7 zu entnehmen. Bild 8 gibt den Lagefehler bei Störsprunganregung wieder. Die Ergebnisse sind äußerst unbefriedigend. Für eine stationär genaue Lageregelung ist die Kompensation trockener Reibung unbedingt erforderlich.



**Bild 7:** Gemessene (fett) und simulierte Lagefehler bei Führungsanregung mit Regler aus Bild 6.



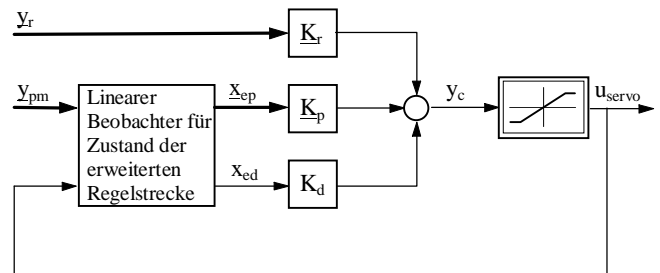
**Bild 8:** Simulierter Lagefehler bei Störanregung mit Regler aus Bild 6.

Die im folgenden beschriebenen Regler mit Reibungskompensation sind eine Auswahl aus einer Reihe von in [12] untersuchten Möglichkeiten, die für die vorliegende Anwendung die besten Resultate ergeben.

### 3.1 Lineare modellbasierende Kompensation der Reibung

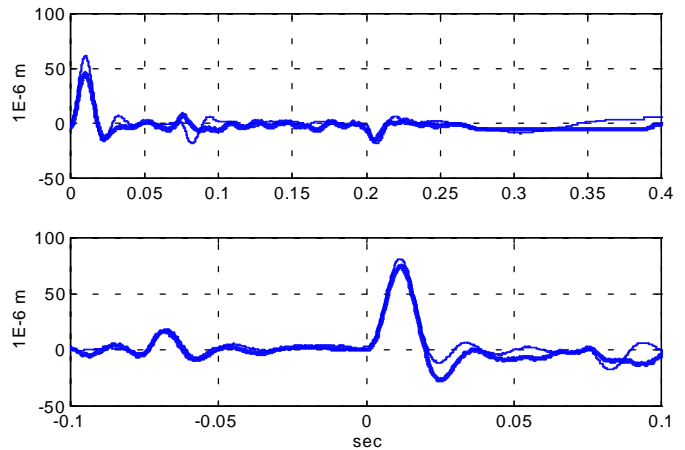
Für den linearen Reglerentwurf mit einem linearisierten Modell der Regelstrecke läßt sich Coulombsche Reibung sehr gut durch einen konstanten Störeingriff und somit durch eine Erweiterung des Modells der Regelstrecke um ein lineares Integratorstörmmodell mit geeigneter Anfangsbedingung nachbilden [13; 14]. Für dieses erweiterte Streckenmodell liefert der LQE-Entwurf einen linearen Beobachter für den erweiterten Zustandsvektor (Zustandsvektoren von Regelstrecke und Störanregung)

und der LQR-Entwurf die Reglerverstärkungen für die Rückführung des Zustandsvektors der Regelstrecke und die zur stationären Kompensation der nicht meßbaren Reibung erforderliche Aufschaltverstärkung für den Störmodellzustand. Einzelheiten zum Reglerentwurf für das EMPS sind in [8] nachzulesen. Bild 9 stellt den resultierenden Regler mit Beobachter für den Zustandsvektor der erweiterten Regelstrecke und zusätzlicher Aufschaltung des Störmodellzustandes  $x_{ed}$  auf die Stellgröße über die Verstärkung  $K_d$  dar.

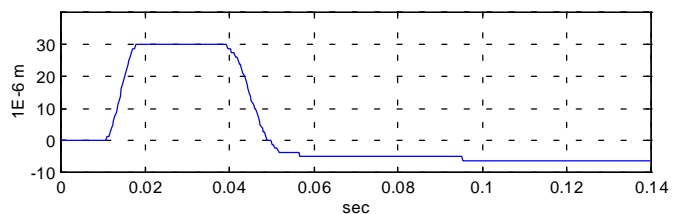


**Bild 9:** Regler mit linearer modellbasierender Störgrößenbeobachtung und -aufschaltung.

Im Lageregelkreis (Bild 3) für das EMPS ist die beschriebene Störgrößenkompensation nicht nur für trockene Reibung, sondern auch für sprungförmige Störkräfte  $F_1$  wirksam. Die Ergebnisse für Führungs- und Störanregung aus Experiment und Simulation geben die Bilder 10 und 11 wieder.



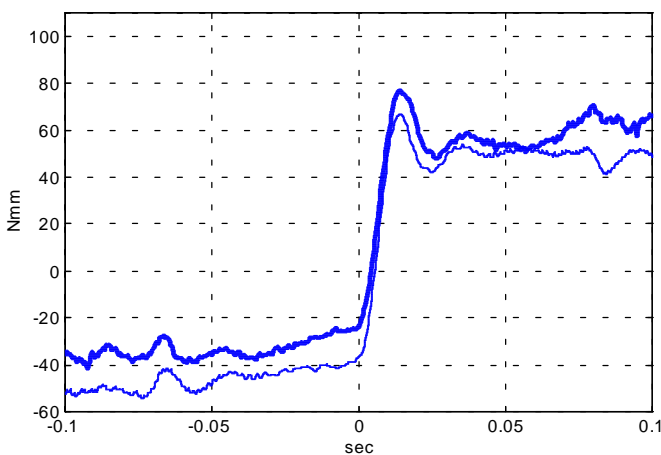
**Bild 10:** Gemessene (fett) und simulierte Lagefehler bei Führungsanregung mit Regler aus Bild 9.



**Bild 11:** Simulierter Lagefehler bei Störanregung mit Regler aus Bild 9.

Im Vergleich zu den Ergebnissen ohne Reibungskompensation, aber auch im Vergleich zu konventionellen Regelungsansätzen, weist diese Regelung ein gutes Führungs- und Störverhalten auf. Sie ist stationär genau, transiente Lagefehler bei Anfahren aus dem Stillstand, bei Bewegungsumkehr und Störانregung mit jeweils sprungförmigen Änderungen der Reibung werden schnell ausgeregelt. Der Regelkreis erwies sich im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen als robust, besonders gegenüber sich ändernden Streckeneigenschaften wie Trägheitsmomenten, Federsteifigkeit und Reibungscharakteristiken, die in der Praxis ohnehin nicht genau bekannt sind.

In der Störsprungantwort Bild 11 ist eine vermeintlich bleibende Regelabweichung zu erkennen. Sie ist auf ein Überschwingen und Haftenbleiben des Schlittens in der Reibung zurückzuführen und wird durch die mit der Dynamik des Beobachters verzögerte Schätzung der Reibung nur langsam ausgeregelt. Diese Verzögerung wirkt sich auch nachteilig auf das Führungsverhalten der Regelung aus. Bild 12 zeigt den Verlauf der vom Beobachter geschätzten Reibung für die Sollbewegung mit Bewegungsumkehr.



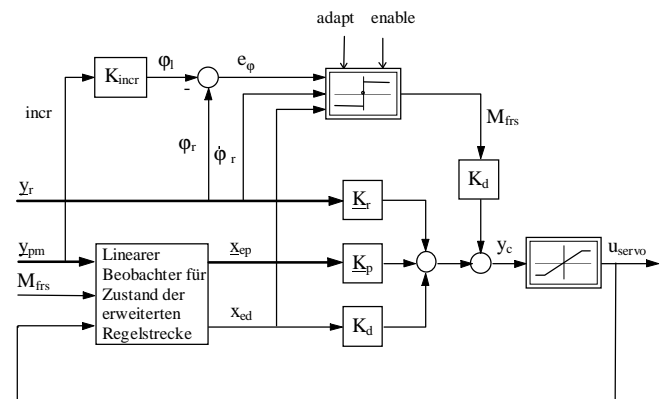
**Bild 12:** Gemessene (fett) und simulierte Schätzung  $x_{ed}$  des Reibmomentenverlaufes bei Bewegungsumkehr.

Eine schnellere Rekonstruktion des Vorzeichenwechsels der Reibung zum Zeitpunkt  $t = 0$  sec wäre zur Verbesserung des Einschwingverhaltens durch eine Reduktion der Amplitude und Ausregelzeit des zugehörigen Lagefehlers in Bild 10 wünschenswert. In [4] wird die Schnelligkeit der Schätzung des Reibmomentenverlaufes durch eine zusätzliche Aufschaltung des Beobachtermeßfehlers erhöht. Für die vorliegende Anwendung führt jedoch im experimentellen Vergleich [12] die folgende nichtlineare Erweiterung des Reglers aus Bild 9 zu erheblich besseren Ergebnissen.

Die gemessenen und simulierten Schätzungen des Reibmomentenverlaufes in Bild 12 unterscheiden sich durch einen Offset von etwa 15 Nmm. Dies ist auf Offsetspannungen in der Leistungselektronik und eine nicht genaue Übereinstimmung der Trägheitsmomente im Streckenmodell für den Beobachterentwurf und in der realen Regelstrecke zurückzuführen [4].

### 3.2 Nichtlineare modellbasierte Kompensation der Reibung

Ein naheliegender Weg, die Schätzung des Reibmomentenverlaufes zu verbessern, der in anderen Veröffentlichungen [15; 16; 17] zur Reibungskompensation gegangen wird, ist die Verwendung eines nichtlinearen Reibmodells. Dieser Ansatz soll hier mit der linearen modellbasierten Kompensation aus dem vorangehenden Abschnitt kombiniert werden. Zur Rekonstruktion des sprungförmigen Verlaufs der Reibung bei Geschwindigkeit Null ist ein einfaches Modell für trockene Reibung ausreichend. Die vergleichsweise langsame, stetige geschwindigkeitsabhängige Änderung der Reibung wird bereits sehr gut mit dem linearen modellbasierten Ansatz erfaßt. Bild 13 zeigt die entsprechend erweiterte Reglerstruktur.



**Bild 13:** Regler mit nichtlinearer modellbasierender Störgrößenbeobachtung und -aufschaltung.

Die Kompensation des maximalen Haftreibungsmomentes im Positionierantrieb bei Bewegungsbeginn oder -umkehr erfolgt über den Ausgang  $M_{frs}$  des nichtlinearen Reibmodells. Wird dem Regelungssystem eine positive oder negative Sollgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}_r$  vorgegeben, so wird für  $M_{frs}$  das entsprechende positive oder negative maximale Haftreibungsmoment (Losbrechmoment)  $M_{S+}$  oder  $M_{S-}$  ausgegeben. Bei Sollgeschwindigkeit Null ist der Ausgang des Reibmodells abhängig vom Lagefehler  $e_\varphi$ . Für einen positiven oder negativen Fehler oder Fehler Null nimmt  $M_{frs}$  die



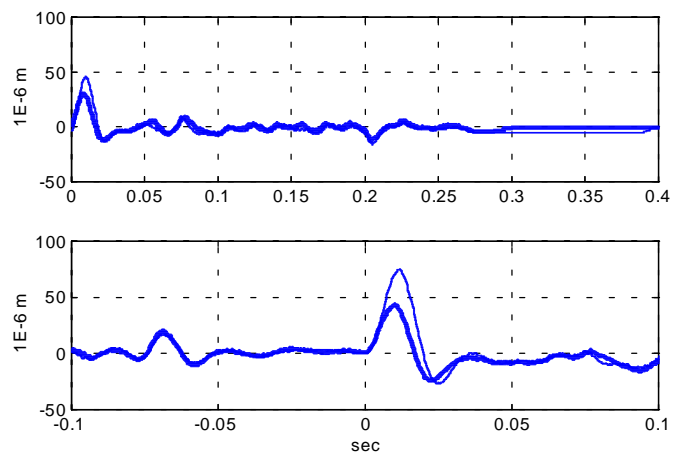
zugehörigen Werte  $M_{S+}$ ,  $M_{S-}$  oder Null an. Die Aufschaltung dieser Näherung für die reale nichtlineare Reibungskennlinie auf die Stellgröße erfolgt über die gleiche Verstärkung  $K_d$ , die für den linearen Schätzwert  $x_{ed}$  verwendet wird. Zur Vermeidung unerwünschter Schaltvorgänge wird anstelle eines verrauschten Geschwindigkeitsschätzwertes aus dem Beobachter die Sollgeschwindigkeit als Eingang in das Reibmodell verwendet. Diese Vereinfachung ist aufgrund der mit dem LQG-Entwurf erzielten aktiven Schwingungsdämpfung und damit hohen Regelungsbandbreite sowie der Führungsgrößenaufschaltung möglich, wodurch die lastseitigen Streckenzustände den Sollsignalen sehr genau folgen. Für den Lagefehler wird ein Toleranzband von  $\pm 1.25 \mu\text{m}$  um den Wert Null eingeführt, in dem der Wert dieses Einganges in das Reibmodell als Null angesehen wird.

Die oben beschriebene nichtlineare Kompensation der Reibung im Positionierantrieb entlastet die lineare Kompensation, indem vom linearen Schätzwert  $x_{ed}$  nur noch die Abweichungen der realen Reibung vom Ausgang des nichtlinearen Reibmodells erfaßt werden. Dazu benötigt der lineare Beobachter für die erweiterte Regelstrecke die Aufschaltung des Reibmodellausganges an der gleichen Stelle, an der die Reibung im realen System angreift. Dies geschieht mit dem zusätzlichen Beobachtereingang  $M_{frs}$ . Durch die Einbeziehung der Reibungskennlinie in die Beobachtung des erweiterten Zustandsvektors entspricht die nichtlineare Reibungskompensation der Theorie zur linearen Kompensation aus Abschnitt 3.1. Eine kurze Herleitung der nichtlinearen Beobachtergleichungen ist im Anhang zu finden.

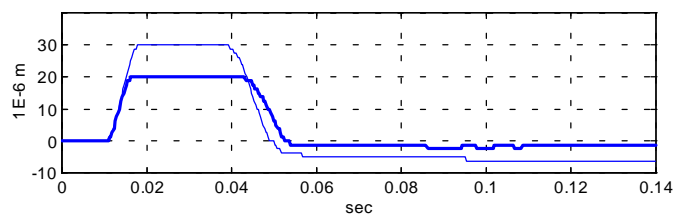
Für die einwandfreie Funktion des beschriebenen Kompensationsschemas ist eine gute Kenntnis der maximalen Haftreibungsmomente  $M_{S+}$  und  $M_{S-}$  erforderlich. Diese Parameter des nichtlinearen Reibmodells müssen an die realen Werte, die sich mit den Betriebsbedingungen der Regelstrecke verändern, adaptiert werden. Die Adaption erfolgt mit Hilfe des linearen Schätzwertes  $x_{ed}$  als dritten Eingang in das Reibmodell. Sie ist aktiv, wenn sich die Sollgeschwindigkeit  $\dot{\phi}_r$  in einem vorgegebenen, genügend kleinen Intervall um den Wert Null befindet und ihr Betrag abnimmt. Während einer solchen Verzögerungsphase approximiert ein Tiefpaßfilter den Mittelwert des Eingangssignals  $x_{ed}$ . Erreicht die Sollgeschwindigkeit den Wert Null, wird abhängig von der vorangegangenen Bewegungsrichtung  $M_{S+}$  oder  $M_{S-}$  durch Addition des Filterausganges aktualisiert und der Filterzustand für den nächsten Adaptionsschritt zurückgesetzt. Dieser Adaptionprozeß führt zu einer schrittweisen Reduktion des Betrages von  $x_{ed}$ , bis die

maximalen Haftreibungsmomente ihre stationären Werte erreicht haben. Die Adaption allein bei verzögerter Sollbewegung, gesteuert über den Eingang *adapt* des nichtlinearen Reibmodells, stellt sicher, daß mit dem Beobachter der Zustand  $x_{ed}$  eingeschwungen ist. Sie sollte außerdem nur während besonderer Bewegungsphasen (Lernphasen) ohne externe Störregung stattfinden. Dadurch wird vermieden, daß Störkräfte als Reibung mißinterpretiert werden und bei Verschwinden der Störung zu einer unerwünschten Überkompensation führen. Durch Rücksetzen des Einganges *enable* wird der Adaptionprozeß angehalten und der Ausgang des Reibmodells auf den Wert Null gesetzt. Eine ausführlichere Beschreibung des adaptiven Reibmodells gibt [12].

Die Bilder 14 und 15 zeigen die mit der nichtlinearen Reibungskompensation erzielten Fehlerverläufe für Führungs- und Störregung im Vergleich zur rein linearen Kompensation aus Abschnitt 3.1. Da die Simulationsergebnisse wie in den vorangehenden Fällen gut mit den Meßergebnissen übereinstimmen, wird der Übersichtlichkeit halber im weiteren auf deren Darstellung für die Führungsanregung und Reibmomentenverläufe verzichtet.



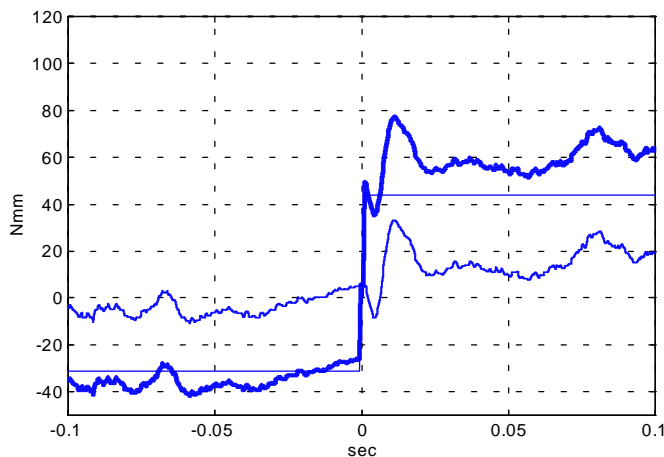
**Bild 14:** Gemessene Lagefehler bei Führungsanregung mit Regler aus Bild 13 (fett) und Bild 9.



**Bild 15:** Simulierter Lagefehler bei Störregung mit Regler aus Bild 13 (fett) und Bild 9.

Eine Verringerung der Amplituden und Anregelzeiten (Zeiten bis zum ersten Nulldurchgang)

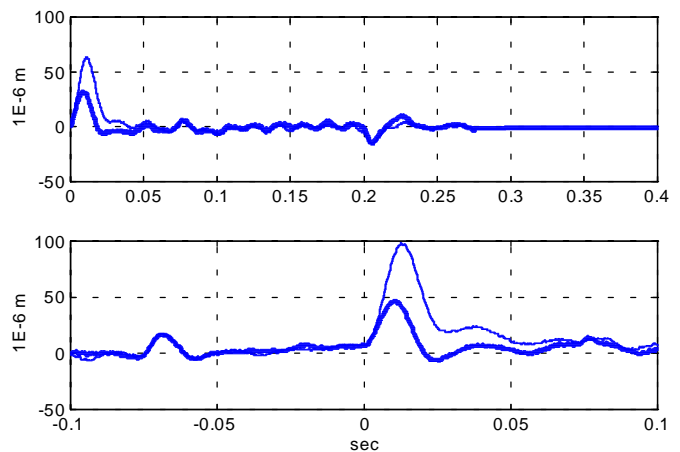
der transienten Lagefehler wird besonders für die Sollbewegung mit Bewegungsumkehr deutlich, bei der das Reibmoment in der Regelstrecke das Vorzeichen wechselt. Dies ist auf die gute Rekonstruktion des Reibmomentenverlaufes durch das nichtlineare Modell im Regler zurückzuführen. Gemäß Bild 16 setzt sich der Verlauf als Summe des nichtlinearen Reibmodellausganges  $M_{frs}$  (glatter dünner Verlauf) und der linearen Schätzung  $x_{ed}$  der Abweichung zwischen realer Reibung und dem Ausgang des Reibmodells (verrauschter dünner Verlauf) zusammen. Der Offset im resultierenden Reibmomentenverlauf ist wieder auf Offsetspannungen in der Leistungselektronik und die nicht genaue Übereinstimmung des Streckenmodells für den Beobachterentwurf mit der realen Regelstrecke zurückzuführen.



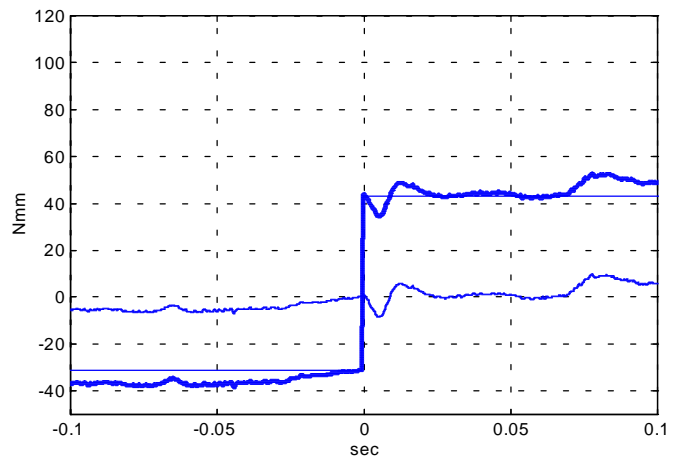
**Bild 16:** Gemessene Schätzungen für den Reibmomentenverlauf mit Regler aus Bild 13 bei Bewegungsumkehr.

Wie für die Führungsanregung zeigt auch der Lagefehler bei Störanregung eine deutlich geringere Amplitude. Der Fehler bleibt nach erheblich kürzerer Zeit in einem Band von  $\pm 1.25 \mu\text{m}$  und wird langsam zu Null ausgeregelt.

Eine noch deutlichere Verbesserung stellt sich bei höheren Reibmomenten oder reduzierter Beobachterdynamik ein, was aus Kostengründen durch mechanische Komponenten geringerer Qualität beziehungsweise weniger leistungsfähige Echtzeithardware für die Reglerrealisierung bedingt sein kann. Bild 17 gibt dies für den Fall einer halbierten Bandbreite der Störgrößenbeobachtung im Beobachter für das erweiterte Streckenmodell wieder. Die Fehlerverläufe für die nichtlineare Reibungskompensation werden dadurch wenig beeinflusst, was durch die unverändert gute Rekonstruktion der Reibung (Bild 18) begründet ist.



**Bild 17:** Gemessene Lagefehler bei Führungsanregung mit Regler aus Bild 13 (fett) und Bild 9 bei verringerter Bandbreite der linearen Störgrößenbeobachtung.



**Bild 18:** Gemessene Schätzungen für den Reibmomentenverlauf mit Regler aus Bild 13 bei Bewegungsumkehr und verringerter Bandbreite der linearen Störgrößenbeobachtung.

Durch Simulation und im Experiment wurde nachgewiesen, daß die für die Regelung aus Abschnitt 3.1 genannten Robustheitseigenschaften mit der vorgestellten Erweiterung um das nichtlineare Reibmodell erhalten bleiben.

## 4 Zusammenfassung und Ausblick

Die Kompensation trockener Reibung durch Vorsteuerung eines geeigneten Schätzwertes für den nicht meßbaren Reibverlauf ist eine wirksame Methode zur Verringerung der Lagefehler bei der Regelung von Antrieben mit Reibung. In dieser Arbeit wurde ein solcher Schätzwert mit Hilfe eines linearen Beobachters für die um ein geeignetes Störmodell erweiterte Regelstrecke gewonnen. Zur Verbesserung der linearen Schätzung wurde ein adaptives nichtlineares Reibmodell vorgestellt, das eine Rekonstruktion der Vorzeichenwechsel der in der Regelstrecke

angreifenden Reibung ermöglicht. Die Ergebnisse zeigen gegenüber der rein linearen Kompensation eine deutliche Verbesserung der Lageregelung durch eine Verringerung reibungsbedingter Regelabweichungen.

Die vorgestellte Reibungskompensation birgt weiteres Verbesserungspotential. In [4] wird eine dynamische Umschaltung der geschätzten Reibverläufe in einem Roboterarm vorgeschlagen, die dort aufgrund verrauschter Schätzwerte nicht realisiert werden konnte. Eine dynamische Umschaltung würde durch die zusätzliche Kompensation der Dynamik des geregelten Systems zwischen der Stellgröße und dem Störgriff der Reibung zu einer weiteren Reduktion der transienten Lagefehler führen. Ihre Realisierbarkeit für die hier vorliegende, zumindest für den nichtlinearen Anteil glatte Rekonstruktion des Reibmomentenverlaufes ist Gegenstand aktueller Untersuchungen.

Für die Anwendung in verkoppelten Mechanismen mit mehreren Antrieben ist beabsichtigt, die Kompensation als Modul für die lokale Reibungskompensation auf Antriebsebene [3] weiterzuentwickeln.

Die beschriebene nichtlineare Kompensation trockener Reibung ist für eine Vielzahl industrieller Anwendungen geeignet. Sie erwies sich als äußerst robust und kann mit fertigen Modulen in einer blockorientierten Oberfläche durch Rapid Prototyping [1] leicht realisiert werden.

## Anhang

### Nichtlinearer Beobachter für die erweiterte Regelstrecke

Gegeben seien die Zustandsgleichungen des linearisierten Modells der Regelstrecke

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}}_p &= \underline{A}_p \underline{x}_p + \underline{B}_{pc} \underline{u}_{pc} + \underline{B}_{pd} \underline{u}_{pd} \\ \underline{y}_{pm} &= \underline{C}_{pm} \underline{x}_p + \underline{D}_{pmc} \underline{u}_{pc} + \underline{D}_{pmd} \underline{u}_{pd}\end{aligned}\quad (A1)$$

mit dem Zustandsvektor  $\underline{x}_p$ , dem Steuereingangsvektor (Stellgrößenvektor)  $\underline{u}_{pc}$ , dem Störeingangsvektor  $\underline{u}_{pd}$  und dem Meßausgangsvektor  $\underline{y}_{pm}$ . Im Falle des EMPS ist der Störeingangsvektor eine skalare Größe für die Summe  $u_{pd} = M_{fri} + F_1 / i$  des lastseitigen Reibmomentes und des mit Hilfe des Übersetzungsverhältnisses des Kugelgewindetriebes berechneten Lastmomentes infolge Störkraft am Schlitten. Ferner sind in der Meßausgangsgleichung die Steuer- und Stördurchgriffe  $\underline{D}_{pmc}$  und  $\underline{D}_{pmd}$  identisch Null.

Der Verlauf des Signals am Störeingang der Regelstrecke lasse sich durch das Störmodell

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}}_d &= \underline{A}_d \underline{x}_d, & \underline{x}_d(t=0) &= \underline{x}_{d0} \\ \underline{y}_d &= \underline{C}_d \underline{x}_d + \underline{f}_d(\cdot)\end{aligned}\quad (A2)$$

als Summe der Ausgänge eines linearen Modellanteils mit geeignetem Anfangszustand und einer nichtlinearen Funktion  $\underline{f}_d(\cdot)$  von Variablen des Regelkreises genügend gut approximieren. Die entsprechenden Terme sind für das EMPS die Ausgänge eines Integratorstörmodells und des nichtlinearen Reibmodells aus Abschnitt 3.2. Die Näherung  $\underline{u}_{pd} \approx \underline{y}_d$  und Einsetzen von (A2) in (A1) liefert das Modell der erweiterten Regelstrecke

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}} &= \underline{A} \underline{x} + \underline{B} \underline{u}_{pc} + \underline{E} \underline{f}_d(\cdot) \\ \underline{y}_{pm} &= \underline{C} \underline{x} + \underline{D} \underline{u}_{pc} + \underline{F} \underline{f}_d(\cdot)\end{aligned}\quad (A3a)$$

mit dem erweiterten Zustandsvektor

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} \underline{x}_p \\ \underline{x}_d \end{bmatrix}\quad (A3b)$$

und den Matrizen

$$\begin{aligned}\underline{A} &= \begin{bmatrix} \underline{A}_p & \underline{B}_{pd} \underline{C}_d \\ \underline{0} & \underline{A}_d \end{bmatrix}, \quad \underline{B} = \begin{bmatrix} \underline{B}_{pc} \\ \underline{0} \end{bmatrix}, \quad \underline{E} = \begin{bmatrix} \underline{B}_{pd} \\ \underline{0} \end{bmatrix} \\ \underline{C} &= \begin{bmatrix} \underline{C}_{pm} & \underline{D}_{pmd} \underline{C}_d \end{bmatrix}, \quad \underline{D} = \underline{D}_{pmc}, \quad \underline{F} = \underline{D}_{pmd}\end{aligned}\quad (A3c)$$

Zur Schätzung des Zustandsvektors der erweiterten Regelstrecke dient der nichtlineare Beobachter

$$\begin{aligned}\dot{\underline{x}}_e &= (\underline{A} - \underline{L}\underline{C}) \underline{x}_e + (\underline{B} - \underline{L}\underline{D}) \underline{u}_{pc} + \underline{L} \underline{y}_{pm} + (\underline{E} - \underline{L}\underline{F}) \underline{f}_d(\cdot) \\ &= \underline{A}_e \underline{x}_e + \underline{B}_e \underline{u}_e \\ \underline{y}_e &= \underline{x}_e\end{aligned}\quad (A4a)$$

mit dem Zustands- und Eingangsvektor

$$\underline{x}_e = \begin{bmatrix} \underline{x}_{ep} \\ \underline{x}_{ed} \end{bmatrix}, \quad \underline{u}_e = \begin{bmatrix} \underline{u}_{pc} \\ \underline{y}_{pm} \\ \underline{f}_d(\cdot) \end{bmatrix},\quad (A4b)$$

den Matrizen

$$\underline{A}_e = \underline{A} - \underline{L}\underline{C}, \quad \underline{B}_e = \begin{bmatrix} \underline{B} - \underline{L}\underline{D} & \underline{L} & \underline{E} - \underline{L}\underline{F} \end{bmatrix}\quad (A4c)$$

und der Matrix  $\underline{L}$  der Beobachterverstärkungen. In dieser Schreibweise wird der Wert der nichtlinearen Funktion  $\underline{f}_d(\cdot)$  in Übereinstimmung mit der Blockdarstellung in Abschnitt 3.2 als externer Eingang in ein lineares Beobachtersubsystem aufgefaßt. Die Berechnung der Matrix der Beobachterverstärkungen erfolgt mit Hilfe des linearen Modells der erweiterten Regelstrecke ohne die Terme  $\underline{E} \underline{f}_d(\cdot)$  und  $\underline{F} \underline{f}_d(\cdot)$ , das beobachtbar sein muß. Der zugehörige lineare Beobachter wird in Abschnitt 3.1 verwendet. Eine Stabilitätsanalyse des nichtlinearen Beobachters für das EMPS könnte aufgrund der besonderen Struktur des Modells der Regelstrecke (A3) mit  $\underline{D} = \underline{F} = \underline{0}$  entsprechend einer in [18] vorgeschlagenen Dimensionierungsmethode erfolgen.

Der Ausgang

$$\underline{y}_{ed} = \underline{C}_d \underline{x}_{ed}\quad (A5)$$



des im Beobachter enthaltenen linearen Störmodells stellt eine Schätzung der Abweichung der realen auf die Strecke wirkenden Störung vom Wert der nichtlinearen Funktion  $f_d(\cdot)$  dar. Dieser Ausgang ist für das EMPS identisch mit dem Zustand des verwendeten Integratorstörmodells und dient in Abschnitt 3.2 der Anpassung der nichtlinearen Funktion in Form des Reibmodells an die reale Reibung in der Regelstrecke.

Der beschriebene nichtlineare Beobachter läßt sich ausgehend von der Erweiterung um den linearen Modellanteil zur Schätzung von Reibung schrittweise aufbauen, was für die Inbetriebnahme außerordentlich wichtig ist. Differenzierbarkeit bestimmter Teile der nichtlinearen Modellgleichungen, wie für andere Ansätze des Beobachterentwurfes [18; 19] verlangt, wird nicht gefordert. Diese wäre für das verwendete nichtlineare Reibmodell ohnehin nicht gegeben.

## Literatur

- [1] *Hanselmann, H.*: DSP in Control: The Total Development Environment. International Conference on Signal Processing Applications & Technology ICSPAT'95, Boston, MA, USA, October 24-26, 1995.
- [2] *Kasper, R.*: Entwicklung und Erprobung eines instrumentellen Verfahrens zum Entwurf von Mehrgrößenregelungen. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 90, VDI-Verlag, Düsseldorf 1985.
- [3] *Henrichfreise, H.*: Aktive Schwingungsdämpfung an einem elastischen Knickarmroboter. Fortschritte der Robotik, Band 1, Vieweg-Verlag, Braunschweig 1989.
- [4] *Neumann, R.*: Beobachtergestützte dezentrale entkoppelnde Regelung von Robotern mit elastischen Gelenken. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 8, Nr. 529, VDI-Verlag, Düsseldorf 1996.
- [5] *Armstrong-Hélouvy, B., Dupont P., and Canudas de Wit, C.*: A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction. Automatica, Vol. 30, No. 7, 1994, S. 1083-1138.
- [6] *Brandenburg, G.*: Einfluß und Kompensation von Lose und Coulombscher Reibung bei einem drehzahl- und lagegeregelten, elastischen Zweimassensystem. Automatisierungstechnik 37 (1989), Heft 1, S. 23-31 und Heft3, S. 111-119.
- [7] *Müller, P.C.*: Kompensation der Gleit-Haft-Reibung bei der Positionsregelung von Robotern. Beiträge für eine zukunftsweisende Robotertechnik, 3. Arbeitstagung, Siegen, 2.-3. Oktober 1986.
- [8] *Henrichfreise, H.*: Prototyping of a LQG Compensator for a Compliant Positioning System with Friction. TRANSMECHATRONIK - Entwicklung und Transfer von Entwicklungssystemen der Mechatronik, HNI-Verlagsreihe, Band 23, 1. Ausgabe, Herausgeber: Jürgen Gausemeier, Paderborn 1997.
- [9] *Doyle, J. C., and Stein, G.*: Robustness with Observers. IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. AC-24, S. 607-611, 1979.
- [10] *Friedland, B.*: Control System Design. McGraw-Hill, 1986.
- [11] *Lewis, F. L.*: Applied Optimal Control and Estimation. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, USA, 1992.
- [12] *Henrichfreise, H., and Witte, C.*: Experimental Comparison of Observer-Based Friction Compensation Schemes for an Electromechanical Positioning System. Aufsatz im CLM, FB KT, Fachhochschule Köln 1997.
- [13] *Friedland, B., Hutton, F. M., Williams, C., and Ljung, B.*: Design of Servo for Gyro Test Table using Linear Optimum Control Theory. IEEE Trans. on Automatic Control, S. 293-296, April 1976.
- [14] *Ackermann, J., and Müller, P. C.*: Dynamical behaviour of nonlinear multibody system due to Coulomb friction and backlash. Preprints of IFAC/IFIP/IMACS International Symposium on Theory of Robots, S. 289-295, Wien 1986.
- [15] *Canudas de Wit, C., Olsson, H., Aström, K.J., and Lischinski P.*: A new model for control of systems with friction. IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 40, No. 3, S. 419-425, March 1995.
- [16] *Amin, J., Friedland, B., and Harnoy, A.*: Implementation of a friction estimation and compensation technique. IEEE Control Systems Magazine, August 1997.
- [17] *Friedland, B.*: Advanced control system design. Prentice-Hall, Englewood Cliffs 1996.
- [18] *Zeitz, M.*: Nichtlineare Beobachter. Regelungstechnik 27 (1979), Heft 8, S. 241-249.
- [19] *Keller, H.*: Entwurf nichtlinearer, zeitvarianter Beobachter durch Polvorgabe mit Hilfe einer Zwei-Schritt-Transformation. Automatisierungstechnik 34 (1986), Heft 7, S. 271-274 und Heft 8, S. 326-331.