

Analysetool für die systematische Reglerinbetriebnahme von Servoantrieben

Dipl.-Ing. Harald Wertz

Universität Paderborn, FB 14, Leistungselektronik und elektrische Antriebstechnik,
Pohlweg 47–49, 33098 Paderborn

Tel.: ++49-5251-602212, Fax: ++49-5251-603443, Email: wertz@lea.uni-paderborn.de

Dipl.-Ing. Stephan Beineke

Lust Antriebstechnik GmbH

Gewerbestraße 5-9, 35633 Lahnau

Tel.: ++49-6441-966-0, Fax: ++49-6441-966-137

Email: stephan.beineke@lust-tec.de

1 Einleitung

Die Wettbewerbssituation erfordert vom Anlagen- und Maschinenbauer, seine Produkte hinsichtlich Qualität, Funktionalität und Preisniveau zu verbessern. Diese Ziele kann er durch den vermehrten Einsatz von Servoreglern erreichen, die mit stetig erweiterten Funktionalitäten von zahlreichen Herstellern angeboten werden.

Eine qualitativ hochwertige Antriebsregelung ist in erster Linie durch die Güte der kaskadierten Regelkreise gekennzeichnet, die das Einprägen eines definierten Drehmomentes mit hoher Dynamik, eine hohe Drehzahlkonstanz oder ein präzises Positionieren ermöglichen. Hierauf kann dann die Implementierung von zahlreichen erweiterten Funktionalitäten, wie z. B. Technologiefunktionen einer SPS, aufbauen. Die Inbetriebnahme der Antriebsregelung für Servoanwendungen stellt jedoch ein komplexes Problem dar, was in der Praxis häufig dazu führt, daß der Antrieb durch lange Inbetriebnahmezeiten verteuert wird oder daß die vorhandenen Möglichkeiten des Antriebs nicht vollständig ausgenutzt werden.

Um die Inbetriebnahme der Drehmomentregelung einfacher und nachvollziehbar zu gestalten, werden nun Werkzeuge zur Selbsteinstellung [1] zur Verfügung gestellt, so daß unabhängig vom verwendeten Motortyp ein definiertes Drehmoment hochdynamisch eingestellt werden kann.

Nachdem die Funktion des Drehmomentregelkreises gewährleistet ist, können die überlagerten Drehzahl- und Lageregelkreise betrachtet werden, wobei zahlreiche Einflußfaktoren die Analyse der Mechanik und einen darauf basierenden Reglerentwurf zu einem variantenreichen und nur schwer automatisierbaren Problem machen. Die unterschiedlichsten Kombinationen aus den wesentlichen Hardwarekomponenten Stromrichter, Elektromotor, Mechanik und Sensorik sowie verschiedenen – teilweise gegensätzlichen – Optimierungszielen für die Regelung, wie zum Beispiel hohe Dynamik und Robustheit gegenüber Schwankungen der Streckenparameter, erfordern spezifische Drehzahl- und Lagereglerentwürfe sowie an die jeweiligen Gegebenheiten angepaßte Sollwertprofile.

Aus diesem Grund initiierten die Universitäten Paderborn und Padua gemeinsam mit der Firma *Lust Antriebstechnik* und weiteren europäischen Partnerfirmen ein Forschungsprojekt¹ mit dem Ziel, ein Werkzeug zu entwickeln, das eine systematische Inbetriebnahme der Drehzahl- und Lageregler und eine regelungstechnische Bewertung des Gesamtsystems, bestehend aus den mechanischen und elektrischen Antriebskomponenten, erleichtert. Das Analysetool ermöglicht somit den Einsatz von erweiterten Regelungskonzepten, welche ein genaues Modell der Mechanik benötigen und eignet sich darüberhinaus für die Problemanalyse bei bereits bestehenden Maschinen.

2 Gesamtsystem

Die Ergebnisse des EU-Forschungsprojekt „SC-Drives“ lassen sich wie folgt kurz zusammenfassen:

1. Für die einfache Durchführung der umfangreichen Untersuchungen wurde eine Schnittstelle entwickelt, welche die Anbindung der Servoreglerbaureihe MC7000 der Firma *LUST Antriebstechnik* an die Rapid-Prototyping-Umgebung der Firma *dSPACE*, sowie an das weit verbreitete Programm MATLAB/SimulinkTM ermöglicht [2].

Auf dieser Hardware-Basis entstanden

2. ein umfangreiches Analysetool für die Mechanik, welches eine für die Dimensionierung von Drehzahl- und Lagereglern geeignete Parameteridentifikation beinhaltet und dessen Möglichkeiten im folgenden näher erläutert werden, sowie
3. ein darauf aufbauendes interaktives Tool zur Reglerauswahl und -dimensionierung [4].

Die entwickelten Identifikations- und Regelungsalgorithmen wurden zunächst an einem speziell zur Nachbildung verschiedener mechanischer Effekte (Elastizitäten, Lose, Reibung) konstruierten Laboraufbau untersucht, dann sukzessive in das Werkzeug integriert und an ausgewählten industriellen Anlagen getestet. Um den praktischen Einsatz im industriellen Umfeld zu erleichtern und um strukturiertes Erfahrungswissen im Zusammenhang mit den verschiedensten Servomechanismen zu sammeln, entstand eine Benutzeroberfläche, welche gleichzeitig eine einfache Protokollierung des Inbetriebnahmeablaufs einschließlich der Speicherung von Meßdaten ermöglicht.

Die universelle Einsetzbarkeit wird dabei durch die Beschränkung auf die ohnehin vorhandene Sensorik, also Stromsensoren sowie Resolver oder Inkrementalgeber zur Erfassung des Motorwinkels, garantiert. Der modulare Aufbau des in MATLABTM

1. Es handelt sich hierbei um das von der Europäischen Union geförderte Forschungsprojekt „SC-Drives“, (Projektnummer: BRST-CT96-5070). Beteiligt waren neben der Universität Paderborn und der Lust Antriebstechnik GmbH weitere Partner aus Italien und den Niederlanden.

implementierten Softwaretools ermöglicht die flexible Erweiterung um weitere Analyse- und Modellierungsverfahren.

3 Das Analysetool

Die folgenden Darstellungen konzentrieren sich nun auf das Analyse- und Identifikationstool, dessen Möglichkeiten Bild 3.1 zusammenfaßt.

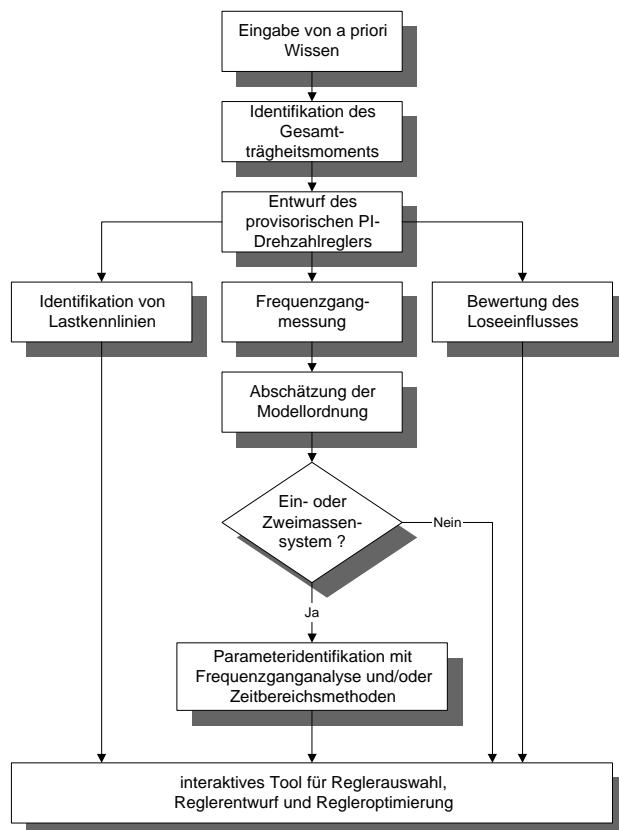


Bild 3.1 Ablauf des Analysevorgangs für ein elektromechanisches Antriebssystem

Nachdem die Nenndaten des Antriebs sowie Grenzwerte für Drehmoment, Drehzahl und Lage eingegeben wurden, wird in einem ersten Schritt aus einer Folge gemessener Drehmomentsprungantworten ein Einmassensystem mit Coulombschem und viskosem Reibanteil identifiziert (Bild 3.2). Hierzu wird aus der zugehörigen Differentialgleichung (3.1) eine entsprechende Differenzgleichung aufgestellt, deren Parameter mit dem Least-Squares Verfahren unter Verwendung des Eingangssignals (Drehmoment M_M) und des gemessenen Ausgangssignals (Drehzahl ω_M) ermittelt werden. Mittels einer Simulation wird anschließend das Differenzsignal $\Delta\omega(t) = \omega_M(t) - \omega_{sim}(t)$ zwischen den den gemessenen Sprungantworten und den Sprungantworten des identifizierten Einmassenmodells berechnet, welches ausschließlich die Auswirkungen von nicht modellierten Systemeigenschaften, also z.B. Lose und Elastizität(en), enthält. Eine Analyse der enthaltenen Frequenzanteile gibt Aufschluß über die

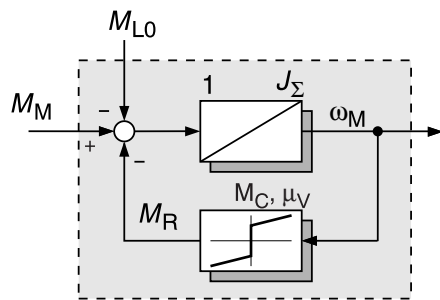
Aus Bild 3.1 wird bereits ersichtlich, daß es sich um ein universelles Tool handelt, das die Anwendung unterschiedlicher Methoden auf eine Vielzahl industrieller Anlagen ermöglicht und sich nicht auf eine bestimmte Anwendung beschränkt. Daher setzt die Benutzung des Softwaretools in seinem derzeitigen, prototypischen Stadium trotz einer benutzerfreundlichen Bedienoberfläche ein gewisses Maß an Erfahrung voraus.

Die prinzipiellen Funktionen des Tools werden nun anhand eines kurzen typischen Ablaufs dargestellt. Für eine ausführlichere Beschreibung der zugrundeliegenden mathematischen Methoden sei auf [3] und [4] verwiesen.

3.1 Approximation des Antriebsstrangs als Einmassenmodell

Nachdem die Nenndaten des Antriebs sowie Grenzwerte für Drehmoment, Drehzahl und Lage eingegeben wurden,

dominante Eigenfrequenz des Systems sowie über den Einfluß von eventuell vorhandener Lose.



$$J_{\Sigma} \cdot \frac{d}{dt} \omega_M(t) = M_M(t) - M_L(t) \quad (3.1)$$

$$M_L(t) = M_{L0} + M_R$$

$$M_R(t) = M_C \cdot \text{sgn}(\omega_M(t)) + \mu_V \cdot \omega_M(t)$$

Bild 3.2 Einmassenmodell mit Reibung

3.2 Überprüfung auf Lose

Für hochdynamische Antriebe ist eine möglichst spielfreie Ankopplung der zu regelnden Last an den Motor anzustreben. In vielen Fällen, z.B. bei der Verwendung von Getrieben, läßt sich eine geringe Lose aber nicht ganz vermeiden. Man kann dann häufig davon ausgehen, daß das losebehaftete Übertragungselement zwar starr mit der Motorwelle verbunden ist, aber auf der Abtriebsseite noch eine Elastizität vorhanden ist. Der Einfluß der Lose auf das Stabilitätsverhalten der Regelung hängt dann u.a. von der Höhe der zugehörigen Eigenfrequenz ab. Zur Beurteilung des Loseeinflusses wird das in Kapitel 3.1 beschriebene Differenzsignal $\Delta\omega_M(t)$ analysiert, welches bei Vorhandensein einer dominanten Elastizität im wesentlichen die Torsionsschwingung enthält. Bei losefreien Antrieben klingt diese Eigenschwingung nach einem Drehmomentsprung mit der systemeigenen Dämpfung ab, wobei die Frequenz der Schwingung konstant bleibt. Ist der Antrieb losebehaftet, ergeben sich mit der Zeit ansteigende Schwingungsfrequenzen innerhalb des unmittelbar auf einen Drehmomentsprung folgenden Zeitintervalls der Sprungantwort. Das Auftreten dieses Effektes, der sowohl von der Loseweite als auch von der Eigenfrequenz abhängt und der von der zeitweisen Entkopplung von Antriebs- und Abtriebsseite herrührt, ist ein guter Indikator für das Vorhandensein von Lose. Ein Verfahren für die automatisierte Auswertung der Sprungantworten, mit dem auch sehr geringer Loseeinfluß erkannt wird, ist in [3] beschrieben.

3.3 Frequenzgangmessung

Für Mechaniken ohne wesentliche Lose werden Betrag und Phase des komplexen Frequenzgangs gemessen. Unter Berücksichtigung des identifizierten Gesamtträgheitsmomentes wird ein robuster, provisorischer PI-Drehzahlregler geringer Bandbreite entworfen, um den Antrieb auf einem konstanten Drehzahlniveau stabilisieren zu können. Durch die Wahl eines solchen Arbeitspunktes wird der nichtlineare Einfluß von Reibung für die Identifikation eliminiert. Zur Systemanregung wird dem Drehzahlreglerausgangssignal ein künstliches Rauschsignal überlagert. Ein Datensatz, bestehend aus jeweils N Abtastwerten der Eingangsgröße u (Motordrehmoment M_M) und der Ausgangsgröße y (Motordrehzahl ω_M) des mechanischen Systems, wird aufgezeichnet. Anschließend werden daraus das Autoleistungsdich-

tespektrum von u , $S_{uu}(j\omega)$, und das Kreuzleistungsdichtespektrum von u und y , $S_{uy}(j\omega)$, geschätzt. Der identifizierte komplexe Frequenzgang für einen Datensatz ergibt sich zu

$$G_M(j\omega) = \frac{\omega_M(j\omega)}{M_M(j\omega)} = \frac{S_{uy}(j\omega)}{S_{uu}(j\omega)}. \quad (3.2)$$

Es werden N_{Exp} Experimente durchgeführt bei denen die Testsignalparameter nach einer gegebenen Vorschrift systematisch variiert werden. Der endgültige Frequenzgang wird dann durch eine frequenzabhängig gewichtete Mittelwertbildung bestimmt. Aus dem resultierenden Frequenzgang lassen sich bereits erste Erkenntnisse über die Lage und Dämpfung von eventuell vorhandenen Eigenfrequenzen ablesen. Insbesondere läßt sich feststellen, ob das System für die Approximation als Zweimassensystem geeignet ist.

3.4 Parameteridentifikation für Zweimassensysteme

Weist das System – zumindest in einem begrenzten Frequenzbereich – die für ein Zweimassensystem typischen Tilgungs- und Resonanzstellen auf, werden anschließend die Parameter eines Zweimassenmodells identifiziert. Hierfür stehen verschiedene Verfahren im Zeit- und Frequenzbereich zur Verfügung, über deren Anwendbarkeit im wesentlichen die bei der jeweiligen Anlage erlaubten Drehmomentverläufe (Testsignale) entscheiden. Als Beispiel sei hier die Frequenzganganalyse genannt. Hierbei werden die Modellparameter aus einem vom Bediener festzulegenden Frequenzintervall der gemessenen Frequenzkennlinien extrahiert. Nach einer automatischen Startwertberechnung werden mit einem numerischen Optimierungsalgorithmus die Koeffizienten einer Übertragungsfunktion passender Zähler- und Nennerordnung ermittelt. Über einen Koeffizientenvergleich werden dann die physikalischen Parameter des Zweimassensystems berechnet [4].

3.5 Identifikation von Lastkennlinien für Kompensationsmaßnahmen

Insbesondere bei niedrigen Drehzahlen können stellungsabhängige Lastmomente den Rundlauf eines Antriebssystems beeinträchtigen, da die Reglerbandbreite häufig nicht ausreicht um die hochfrequenten Störmomente auszuregeln. Diese sind z.B. bei permanenterregten Synchronmotoren durch die Bauart bedingt, können aber auch durch mechanische Übertragungselemente verursacht werden. Die stellungsabhängige Lastkennlinie kann mit dem Analysetool identifiziert und im Rahmen einer Störgrößenaufschaltung zur Verbesserung der Regelung genutzt werden. Für die mathematische Modellierung der statischen Kennlinie wird dabei ein in eine Beobachterstruktur integriertes Basisfunktionsnetzwerk verwendet, dessen Gewichte während eines Anlernvorgangs eingestellt werden [5].

4 Meßergebnisse aus Feldtests

Eine Vielzahl praktischer Messungen ist mit der oben erwähnten und in [2] vorgestellten Rapid-Prototyping Hardwareplattform durchgeführt worden. Eine Auswahl interessanter Ergebnisse von Feldtests wird im folgenden dokumentiert.

4.1 Identifikation von Einmassenmodell und Loseeinfluß

In Bild 4.1 sind beispielhaft für einen rotatorischen Antrieb mit Getriebe aus einer Gravurmaschine die Ergebnisse der Einmassenmodellidentifikation (Bild 4.1a) sowie der Analyse des oszillierenden Drehzahlanteils (Bild 4.1b) zur Ermittlung des Loseinflusses dargestellt.

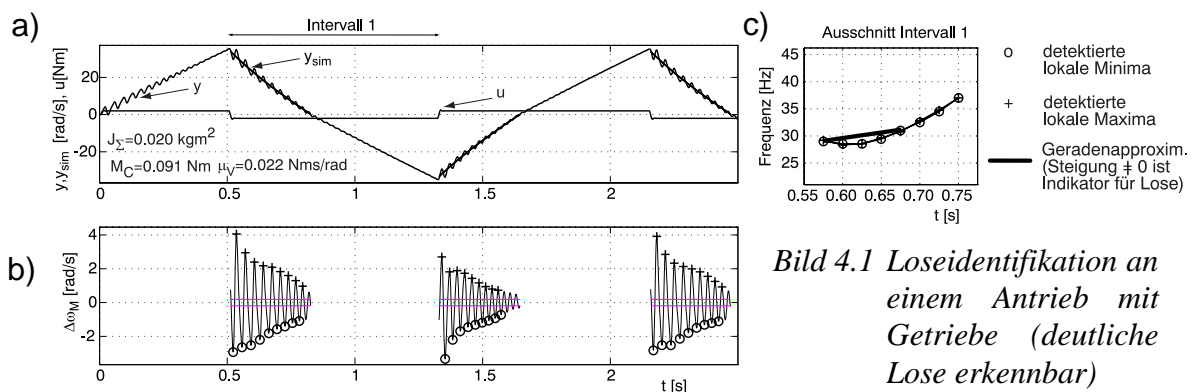


Bild 4.1 Loseidentifikation an einem Antrieb mit Getriebe (deutliche Lose erkennbar)

Die Lose ist deutlich an der zeitlich veränderlichen Schwingungsfrequenz (Bild 4.1c) zu erkennen (siehe Abschnitt 3.2). Der Antrieb enthält weiterhin eine dominante Resonanzfrequenz bei $f_e = 40 \text{ Hz}$. Mit Hilfe des Analysetools wurde für diesen Antrieb der qualitative Einfluß der Lose auf das Regelverhalten als groß eingestuft, so daß eine weitere Verbesserung der Dynamik nur durch die konstruktive Beseitigung der spielbehafteten Übertragungselemente möglich ist.

4.2 Frequenzganganalyse

In Bild 4.2a)-f) sind einige im Rahmen von Feldtests identifizierte Frequenzgänge dargestellt. Zusätzlich sind mit etwas breiterer Linienstärke die mit der Frequenzganganalyse identifizierten Zweimassensystemapproximationen sowie die zugehörigen Modellparameter Eigenfrequenz, Gesamtträgheitsmoment, Verhältnis von last- zu motorseitigem Massenträgheitsmoment und Dämpfung angegeben. In allen Frequenzgängen sind deutlich Tilgungs- und Resonanzstellen zu erkennen, die von elastischen Verbindungselementen hervorgerufen werden.

Bild 4.2a) zeigt die an einem Laborantrieb mit einstellbaren mechanischen Parametern gemessenen Ergebnisse. Der Gültigkeitsbereich der Zweimassensystemapproximation reicht hier bis etwa 200 Hz. Oberhalb von 200 Hz sind weitere Resonanzen erkennbar, die für den Reglerentwurf jedoch kaum noch von Bedeutung sind.

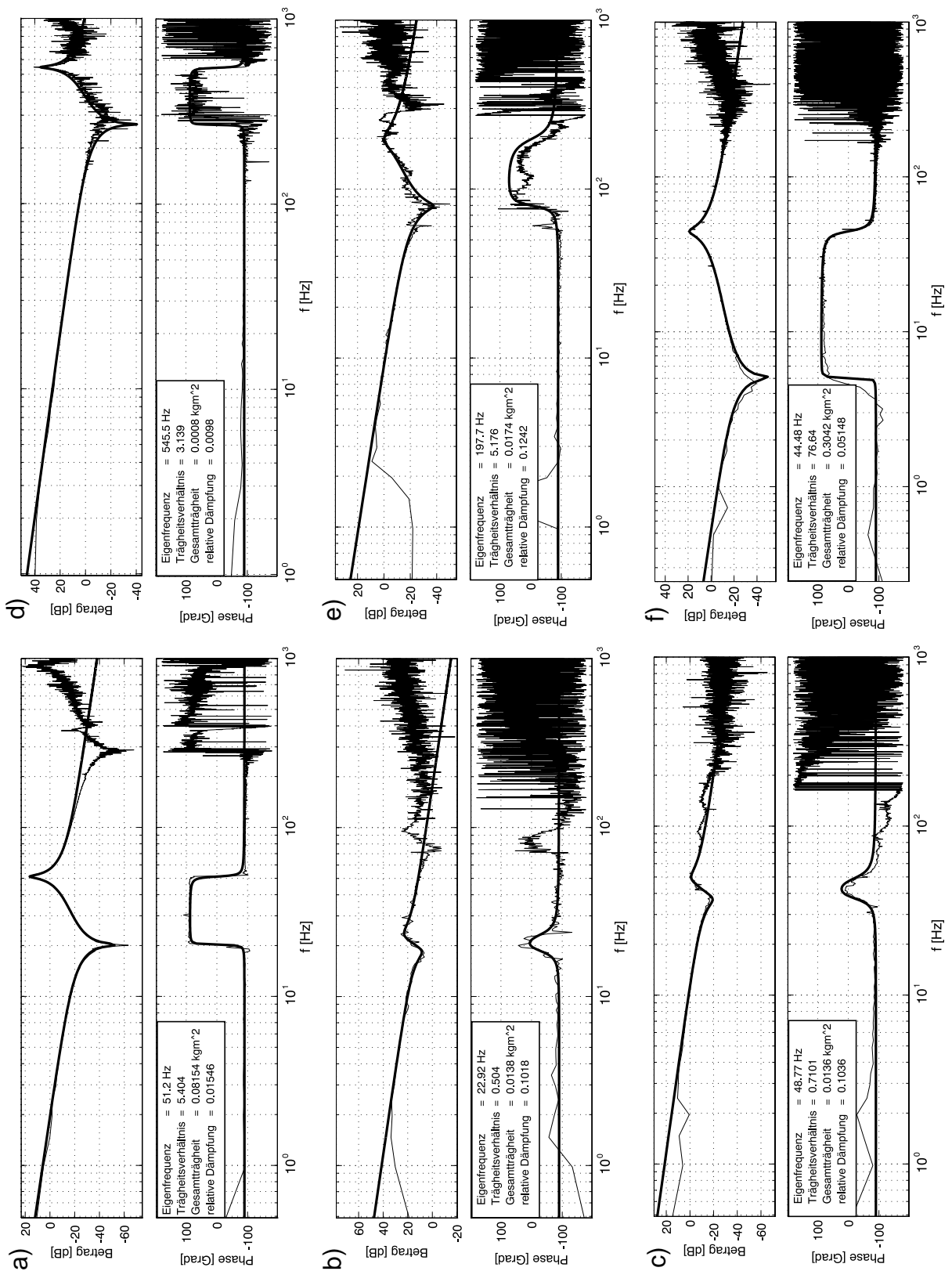


Bild 4.2 a) Laboraufbau, b) Zweiachsroboter, c) Handhabungsmaschine für die Flaschenproduktion, d) Maschine zur Glasbearbeitung, e) Druckmaschine, f) Gravurmaschine

Das Analyseergebnis für einen Zweiachsroboter (Bild 4.2b) zeigt eine deutliche Dreimassencharakteristik, wobei der Abstand der beiden Resonanzstellen vergleichsweise gering ist. Die Approximation als Zweimassensystem ist hier nicht mehr zulässig, zumal die Lage der zweiten Resonanzstelle während des Betriebs der Anlage variiert. Weiterhin fällt die im Vergleich zu Bild 4.2a), d) und f) recht hohe Dämpfung auf, welche trotz der Elastizitäten bei entsprechender Sollwertglättung den Entwurf einer schwingungsarmen PI-Drehzahlregelung erlaubt.

Letzteres trifft ebenfalls für den durch Bild 4.2c) beschriebenen Antrieb aus einer Handhabungsmaschine zu, wobei hier das Systemverhalten zusätzlich noch durch eine höhere Eigenfrequenz begünstigt wird.

Der Frequenzgang in Bild 4.2d) gehört zu einem relativ steifen Antriebsstrang einer Maschine zur Glasbearbeitung, der zwar eine schwach gedämpfte Resonanzstelle bei 545 Hz aufweist, welche jedoch für eine aktive Schwingungsdämpfung nicht in Frage kommt, da die hierfür notwendige Bandbreite für Regler und Beobachter praktisch nicht realisierbar ist. Hier ist eine passive Dämpfung mit entsprechend abgestimmten Sperrfiltern angebracht.

Der durch Bild 4.2e) beschriebene Antrieb einer Druckmaschine ist von starker Reibung geprägt. Neben einer bezüglich der Amplitude dominanten Eigenfrequenz von etwa 197 Hz sind zahlreiche weitere markante Stellen im Betrags- und Phasenverlauf erkennbar, die auf eine Mehrmassenstruktur hinweisen.

Bild 4.2f) zeigt den Frequenzgang des Antriebs einer Gravurmaschine mit hoher Elastizität und sehr großem Trägheitsverhältnis von Last- zu Motorseite ($J_L/J_M=76$). Die Maschine wird üblicherweise bei konstanter Drehzahl betrieben, wobei ein langsam ausgelegter PI-Drehzahlregler aufgrund der großen Trägheit zufriedenstellendes Verhalten zeigt. Für einen dynamischen Betrieb ist dieser Antrieb nur mit schwingungsdämpfenden Maßnahmen zu betreiben.

4.3 Rastmomente

Bild 4.3a) zeigt eine am Laborversuchsstand ermittelte Lastmomentkennlinie über eine Motorumdrehung. Der von der Reibung herrührende Gleichanteil ist dabei herausgerechnet worden. Da der Laborversuchsstand aus zwei mechanisch miteinander gekoppelten, permanent erregten Synchronmotoren besteht (Polpaarzahl 3), sind deutliche Reluktanzmomente der insgesamt 12 wirksamen Pole zu erkennen. Weiterhin weist die Exzentrizität der Kennlinie auf eine Unwucht hin.

Zur Bewertung des Rundlaufs bei verschiedenen Drehzahlen ist das sogenannte Wasserfalldiagramm gut geeignet. So wird die dreidimensionale Frequenzbereichsdarstellung von Schwingungsgrößen rotatorischer Systeme bei verschiedenen Drehzahlen bezeichnet [7]. Das Analysetool erlaubt die meßtechnische Ermittlung und Darstellung von Wasserfalldiagrammen für die Wechselanteile von Drehzahl- und Drehmomentsignal.

Bild 4.3b)-e) verdeutlicht die Auswirkungen einer Lastmomentkompensation. Die von den verwendeten Motoren verursachten Reluktanzmomente führen aufgrund des geringen Gesamtträgheitsmoments zu einer Drehzahlwelligkeit. Das Drehzahl-signal des unkompensierten Antriebs weist hier einen deutlichen Signalanteil mit der

12. Harmonischen der Drehfrequenz auf, der durch eine Gerade in der Frequenz/Drehfrequenz-Ebene in Bild 4.3b) sichtbar wird. Durch Kompensation mittels der vorher identifizierten Rastmomentcharakteristik aus Bild 4.3a) werden die zugehörigen Frequenzanteile im Drehzahl-signal bei kleinen Drehzahlen deutlich gemindert (Bild 4.3d). Weiterhin zeigen Bild 4.3a) und d) die Anregung der Eigenfrequenz von 60Hz bei bestimmten kritischen Drehzahlen (z.B.: 5 U/s, 10 U/s). Dieser Effekt tritt in Bild 4.3d) trotz aktiver Kompensation stärker auf, da bei diesem Experiment die Phasenverschiebung des Drehmomentregelkreises bei der Aufschaltung der Kennlinie nicht berücksichtigt wurde und dadurch eine stärkere Anregung der Eigenfrequenz verursacht wird. Bei phasenrichtiger Kompensation könnten auch für größere Drehzahlen noch Verbesserungen erzielt werden.

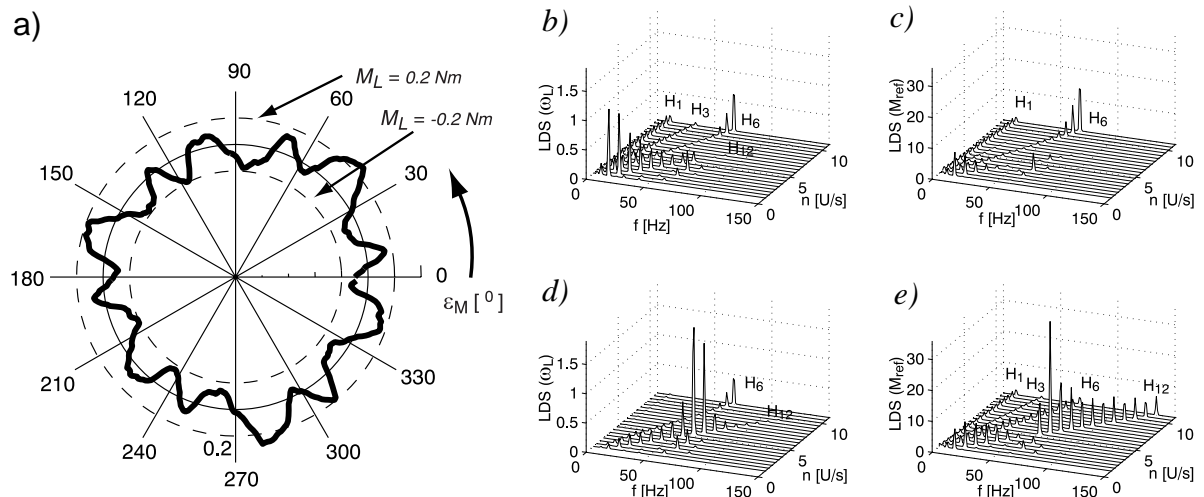


Bild 4.3 Analyseergebnisse an einem Versuchsstand mit zwei über eine Torsionswelle gekoppelten Synchronmaschinen (Eigenfrequenz: 60Hz)

- a) Lastmomentcharakteristik als Funktion des Motorwinkels ϵ_M
- b) Drehzahl-signal und c) Drehmomentsignal ohne Lastmomentkompensation
- d) Drehzahl-signal und e) Drehmomentsignal mit Lastmomentkompensation

4.4 Reibung

Zur Identifikation von Reibkennlinien wird ein Verfahren angewandt, bei dem Basisfunktionsnetzwerke in eine Beobachterstruktur integriert werden. Das Identifikationsergebnis für eine Maschine, die für eine spezielle Positionieraufgabe konstruiert wurde und eine hohe Reibung aufweist, zeigt Bild 4.4. Die Analyse zeigte, daß das Reibmoment M_R im Bereich des Nennmomentes M_N liegt und ausgeprägte Anteile an Haftreibung, gekennzeichnet durch den abfallenden Ast bei kleinen Drehzahlen, sowie an viskoser Reibung, d.h. einen linear mit der Drehzahl ansteigenden Reibanteil, aufweist.

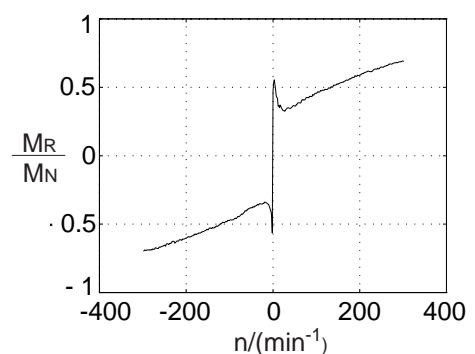


Bild 4.4 Auf das Nennmoment bezogenes Reibmoment in Abhängigkeit von der Motordrehzahl

Bei kleinen Drehzahlsollwerten ist bei einer solchen Maschine der Einsatz eines PI-Reglers kritisch, da beim PI-Regler das zur Überwindung des Reibmoments nötige Antriebsmoment über den I-Anteil aufgebaut wird. Das Regelverhalten kann in diesem Fall durch eine Kompensation des Reibmomentes mit Hilfe der identifizierten Kennlinie deutlich verbessert werden.

4.5 Schwingungsdämpfung

Beispielhaft sind in Bild 4.5 Sprungantworten für Drehzahlregelungen an dem schwingungsfähigen System aus Bild 4.2a) dargestellt. Bild 4.5a) zeigt die Ergebnisse für einen PI-Regler, der auf hohe Bandbreite entworfen wurde. Die Lastdrehzahl ω_L verläuft zwar ruhig, aber der Motordrehzahl ω_M ist eine hochfrequente Dauerschwingung überlagert, die zu erhöhter Materialbeanspruchung sowie zu einer Geräuschentwicklung führt. Die Schwingung lässt sich durch Verringerung der Reglerbandbreite vermeiden (Bild 4.5b). Ein glatter Verlauf von Motor- und Lastdrehzahl stellt sich dagegen bei der Verwendung eines auf das identifizierte Zweimassenmodell abgestimmten Zustandsreglers mit Schwingungsdämpfung ein (Bild 4.5c).

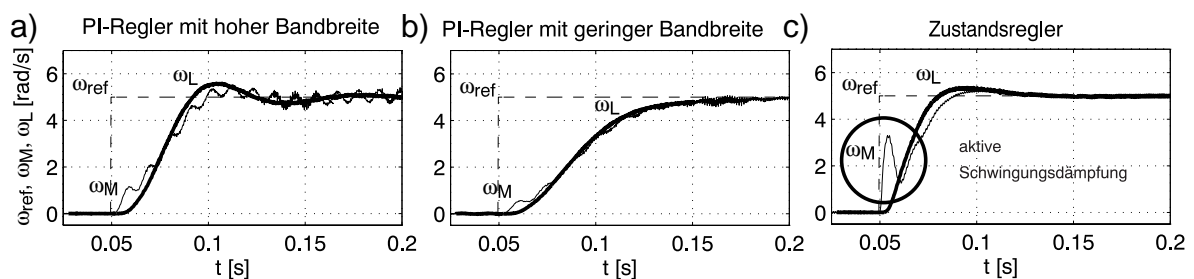


Bild 4.5 Regelung eines schwingungsfähigen Antriebs

5 Fazit

Ein innerhalb eines Grundlagenprojektes entwickeltes Analysetool wurde vorgestellt, das wie ein Werkzeugkasten viele Methoden zur Analyse unterschiedlicher mechanischer Effekte aus einer regelungstechnischen Sicht ermöglicht. Der momentan verfügbare Prototyp eröffnet nun vielfältige Möglichkeiten für die Entwicklung produktreifer Lösungen, um dem Kunden aus dem Maschinenbau bei der Verwirklichung seines Ziels, eine Anlage oder Maschine mit erhöhter Funktion, niedrigem Preis und verbesserter Qualität herzustellen, unterstützen zu können.

Unmittelbar können bereits im Gerät vorhandene Regelungsfunktionen unterstützt werden. Es besteht die Möglichkeit, einen computerunterstützten Entwurf für die derzeitigen PI-Reglerstrukturen durchzuführen, der eine gute Reglereinstellung für die spezielle Anlage ermöglicht, da z.B. mechanische Resonanzfrequenzen berücksichtigt werden. Wie die Feldtests zeigten, lassen sich mit dem Prototypen bereits mechanische Konstruktionen, von einzelnen Komponenten (z.B. Kupplungen) bis hin zu kompletten Anlagen, hinsichtlich ihrer regelungstechnischen Eigenschaften analysieren. Somit können dem Kunden aus dem Maschinenbau erweiterte Service- und unterstützende Engineering-Leistungen angeboten werden. Damit wird ihm die

Beurteilung seiner Konstruktion erleichtert und er kann vor unliebsamen Überraschungen bewahrt werden, wenn er seine Anlage bereits verkaufsfertig entwickelt hat und "nur noch" die Regelung in Betrieb genommen werden muß. Es ermuntert ihn aber auch dazu, innovative Technologien zu erproben, wie z.B. die Umstellung auf Direktantriebe oder auf preiswertere Übertragungselemente, so daß die Anlage nur so steif wie nötig und damit für die zu lösende Aufgabe kostenoptimal konstruiert werden kann.

Um den steigenden Anforderungen an das Regelverhalten gerecht werden zu können, werden in neuen Gerätegenerationen von Servoreglern erweiterte Regelalgorithmen zu implementieren sein. In vielen Anlagen bewirkt die Kompensation von statischen, nichtlinearen Störeinflüssen (Reibung, Drehmomentwelligkeit des Motors) eine hohe Verbesserung der Regelgüte. Ebenso ist die Forderung nach einem Einsatz von erweiterten Reglerstrukturen zur aktiven Schwingungsdämpfung abzusehen, auch wenn deren Einsatzbereiche derzeit noch nicht klar abgesteckt sind. Eine Voraussetzung für den Einsatz solcher Regler, nämlich entsprechende Kennlinien oder ein parametrisches Zweimassenmodell der Mechanik experimentell zu ermitteln, ist mit dem vorgestellten Analysetool bereits erfüllt. Um die Handhabbarkeit der benötigten Inbetriebnahmewerkzeuge zu vereinfachen, wird es erforderlich sein, das universelle Analysetool um weitere, applikationsspezifischen Module zu erweitern, die dann in einer Toolbox zur Verfügung stehen. Für Druckerwendungen wäre z.B. ein Tool zur Optimierung der Rundlaufgüte, für Linearachsen z.B. ein Tool zur Optimierung des Positionierverhaltens denkbar. Untersuchungen hierzu werden zur Zeit durchgeführt.

6 Literatur

- [1] **U. Koch, A. Bünte:** „*Sensorlose, selbsteinstellende Regelung von Asynchronmaschinen*“, Tagungsband SPS/IPC/DRIVES 1999.
- [2] **H. Wertz, F. Schütte, H. Grotstollen, A. Bünte:** „*Ein rechnergestütztes Inbetriebnahmewerkzeug für geregelte industrielle Antriebssysteme mit schwingungsfähiger Mechanik*“, Tagungsband SPS/IPC/DRIVES 1997, pp. 410-421.
- [3] **S. Beineke, H. Wertz, F. Schütte, H. Grotstollen, N. Fröhleke:** „*Identification of Non-linear Two-Mass Systems for Self-Commissioning Speed Control of Electrical Drives*“, Proceedings of IECON 1998, Aachen, Germany, pp. 2251-2256.
- [4] **H. Wertz, K. Unterkofler, u.a.:** „*Computer Aided Commissioning of Speed and Position Control for Electrical Drives with Identification of Mechanical Load*“, Proceedings of IAS 1999, Phoenix, Arizona USA.
- [5] **S. Beineke, H. Grotstollen:** „*Online-Schätzung von mechanischen Parametern und Kennlinien durch Integration von Basisfunktionsnetzwerken in Erweiterte Kalman-Filter*“, Tagungsband SPS/IPC/DRIVES 1998, pp 363-372.
- [6] **F. Schütte, H. Grotstollen:** „*Robuste Lageregelung einer elektrisch angetriebenen Linearachse mit Zahnriemen*“, Tagungsband SPS/IPC/DRIVES 1999.
- [7] **T. Thümmel, S. Bauer:** „*Messung und Interpretation von Wasserfalldiagrammen für nichtlineare Antriebssysteme*“, Tagungsband zum Kongreß „Schwingungen in Antrieben“, Frankenthal 1998, VDI Verlag, Düsseldorf.