

# Hardware-in-the-loop-Simulation elektromechanischer Systeme

F. Schütte    A. Bunte    H. Grotstollen

*Um verschiedene Verfahren zur Drehzahl- bzw. Lageregelung für elektrische Antriebe mit elastisch angekuppelten Lastmechaniken im Labor experimentell untersuchen zu können, wurde ein aus zwei aneinandergeschalteten Motoren bestehender Versuchsstand konzipiert. Dieser erlaubt die Nachbildung der Rückwirkungen auf die Antriebseinheit mittels Hardware-in-the-loop-Simulation über die als Lastsimulator bezeichnete Belastungsmaschine, ohne daß die reale Mechanik aufgebaut werden muß.*

*Zur Implementierung von Drehzahl- bzw. Lageregelungen an diesem Versuchsstand wird die Funktionalität des C-Codegenerators aus Matlab/Simulink in Verbindung mit dem Real-Time-Interface der Fa. dSPACE ausgenutzt. Hierdurch ist ein durchgängiger Top-Down-Entwurf der Regelung von der digitalen Simulation hin zur praktischen Erprobung möglich, was in der konzeptionellen Phase zu kürzeren Entwicklungszeiten und damit zu geringeren Kosten führt.*

*Die Funktionalität des Versuchsstandes wird abschließend anhand der Drehzahlregelung eines linearen Zweimassensystems nachgewiesen. Gute dynamische Eigenschaften werden hierbei durch den kombinierten Einsatz eines P-Reglers mit Drehzahldifferenzschaltung und eines Störgrößenbeobachters erzielt.*

## 1. Einleitung

Drehzahlgeregelte elektrische Antriebe mit unterlagerter Stromregelung verfügen über ein dynamisch hochwertiges Verhalten, sofern keine Rücksicht auf Unzulänglichkeiten der angekuppelten Mechanik genommen werden muß. Da ein elektrisch angetriebenes, elastisches Zweimassensystem oft eine zulässige Näherung für industrielle Mehrmassensysteme darstellt [3], wird im folgenden ein Versuchsstand beschrieben, der unter Einbeziehung der Antriebseinheit eine komfortable Nachbildung des Zweimassenschwingers ermöglicht. Um kostengünstig eine Vielzahl mechanischer Strecken mit schwer zu erfassenden, z.T. zeitvarianten Parametern wie z.B. Massenträgheiten oder Elastizitäten und nicht zu vernachlässigenden nichtlinearen Effekten wie Reibung nachbilden zu können, wurde das in letzter Zeit schon des öfteren verfolgte Prinzip der Hardware-in-the-loop-Simulation (HIL-Simulation) umgesetzt. Hierbei wird ein Teil des realen Systems aufgebaut, während das restliche System modelliert und in Echtzeit simuliert wird. Zur Kopplung zwischen realem System und Simulation wird dabei eventuell zusätzliche Hardware nötig. Am Versuchsstand wird die durch den zeitlichen Verlauf des Wellenmoments bestimmte Rückwirkung der Lastmechanik auf den Antrieb in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl durch Simulation ermittelt. Das berechnete Drehmoment wird der an die Antriebseinheit angeflanschten Belastungsmaschine als Sollwert vorgegeben und ist bei Vernachlässigung der Ersatzzeitkonstante der unterlagerten Regelung somit direkt an der Welle des Gesamtsystems wirksam.

Dieses Konzept bietet neben der Reproduzierbarkeit der Versuchsbedingungen - z.B. häufig auftretender Störmomente oder der deterministischen On-line-Veränderung von Streckenparametern - die schnelle und einfache Validierung der als Prototyp entworfenen Regelung. Da so eine Klasse von Anwendungsfällen abgedeckt werden kann, ist z.B. eine Analyse der Parameterempfindlichkeit des verwendeten Regelungskonzepts einfach möglich.

Durch den Einsatz zweier in Hochsprache programmierbarer Signalprozessorboards und der dazu gehörigen Software ist der Versuchsstand mit einer Entwicklungsumgebung versehen, die es erlaubt, schnell und anwenderfreundlich u.a. Drehzahl- und/oder Lageregelungen für das mechanische Gesamtsystem zu kon-

zipieren, zu implementieren und zu erproben.

Nachdem der Versuchsstand, das zugrundeliegende Lastmodell und die Entwicklungsumgebung im folgenden näher beschrieben sind, wird exemplarisch für Drehzahlregelungen des linearen Zweimassensystems ein schon 1978 von G. Wehrich angegebenes Konzept verwendet [2], das um eine einfache und übersichtliche Dimensionierungsvorschrift erweitert wurde.

## 2. Aufbau des Laststandes zur Hardware-in-the-loop-Simulation

Der zur Verwirklichung dieses Konzepts aufgebaute Versuchsstand wird durch Bild 1 beschrieben. Er besteht aus zwei hochdynamisch geregelten Drehstrommotoren und der dazugehörigen Peripherie. Zum Einsatz kommen leistungsfähige Signalprozessorkarten, auf denen jeweils die digitale Regelung und die Berechnung der Ansteuersignale für die Pulswechselrichter implementiert sind, sowie die im Fachgebiet aufgebauten Meßwerterfassungseinheiten. Jedem System ist ein handelsüblicher, mit der benötigten Software ausgestatteter PC übergeordnet, der die Signalprozessorkarte beinhaltet.

Aufgrund der kleinen Abtastzeiten - 100µs am Antrieb, 40µs am Lastsimulator - sowie der kleinen Zeitkonstante der Regelstrecke können die unterlagerten Stromregelungen mit guter Näherung als PT<sub>1</sub>- bzw. P-Glied approximiert werden. In diesem Beitrag ist allein die Nachbildung mechanischer Systeme bzw. der überlagerten Regelungen der Antriebseinheit von Interesse. Da die Maschinen ausschließlich im Grundstellbereich betrieben werden, wird im folgenden von einem konstanten magnetischen Fluß ausgegangen, so daß die Stromregelungen auch als Drehmomentregelungen bezeichnet werden können.

Da die HIL-Simulation durch die Eigenfrequenzen des mechanischen Aufbaus, die im wesentlichen durch die Kupplung der Maschinen bedingt sind, negativ beeinflusst wird [1], wurde zur Verbindung eine möglichst starre Kupplung verwendet. Durch Sperrfilter im Sollwertzweig der Drehmomentregelungen soll eine Anregung der ermittelten Eigenfrequenzen von 530 und 610 Hz vermieden werden. Ausgehend von der Betrachtung der Resonanzstellen wird für die zu simulierenden Eigenfrequenzen ein Bereich kleiner 150Hz festgelegt, für den der gesamte mechanische Aufbau durch eine konzentrierte Ersatzmasse modelliert werden kann. Die geringen aber dennoch störenden Reibmomente des Versuchsstandes werden über eine experimentell ermittelte Reibkennlinie kompensiert.

Um bei der Simulation eines beliebigen Zweimassensystems antriebsseitig nicht an das Gesamtträgheitsmoment des Versuchsstandes ( $J_{VS}$ ), das sich aus den Trägheitsmomenten der Motoren und der Kupp-

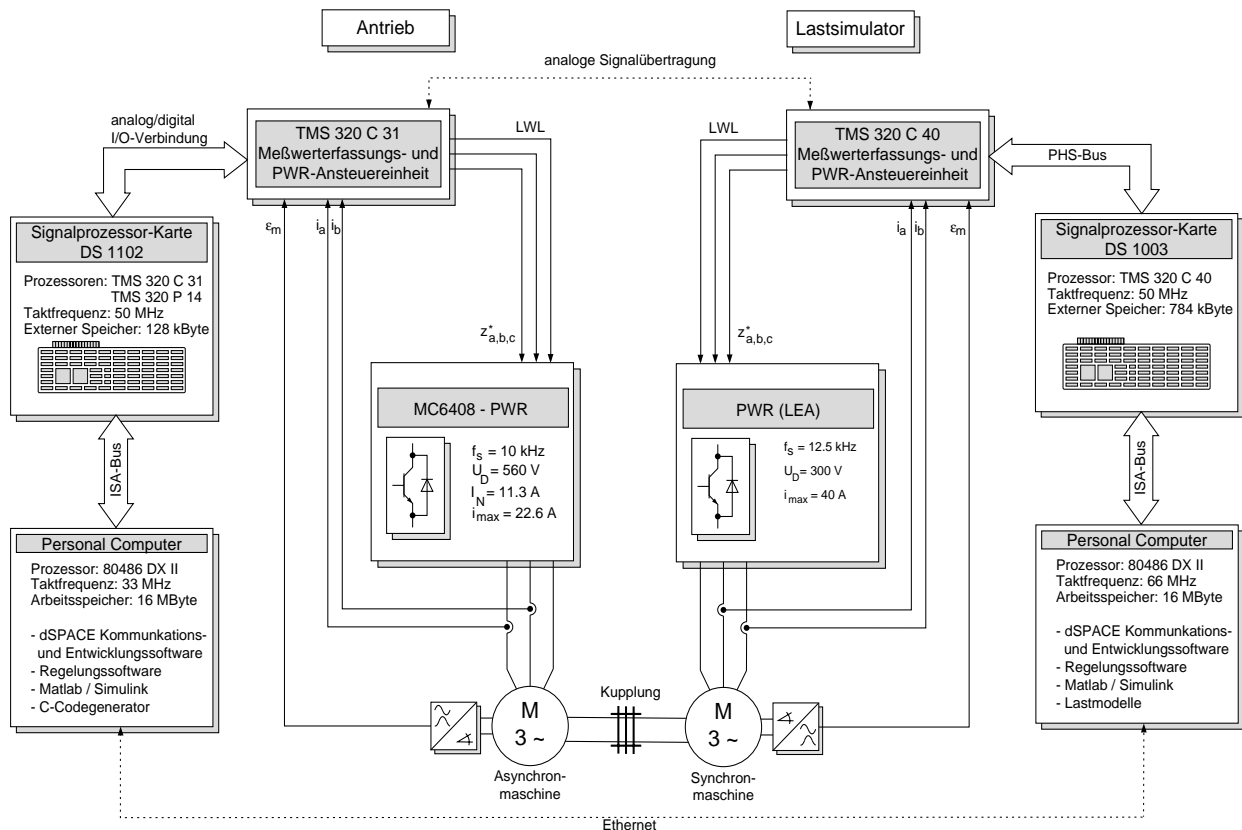


Bild 1: Gesamtübersicht zum aufgebauten Versuchsstand

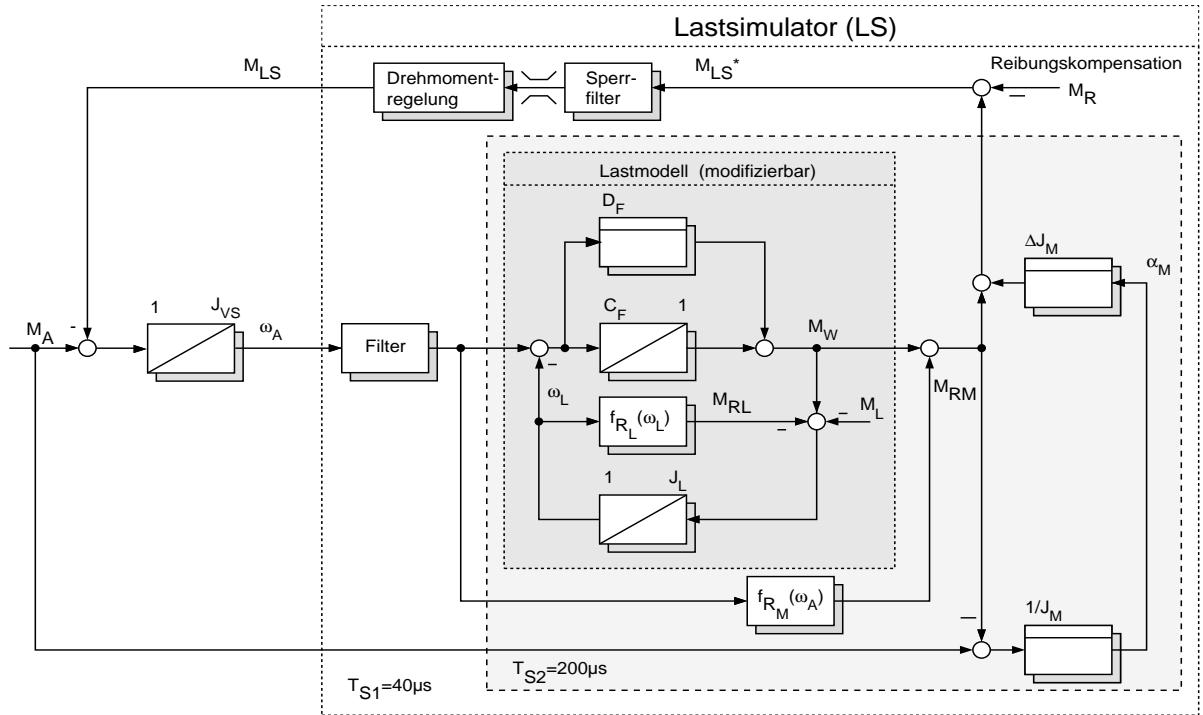


Bild 2: Struktur des Lastsimulators

lung zusammensetzt, gebunden zu sein, besteht über  $\Delta J_M = J_M - J_{VS} \neq 0$  die Möglichkeit, das Trägheitsmoment der Antriebsseite in gewissen Grenzen zu variieren (siehe Bild 2).  $J_M$  kennzeichnet hierbei das antriebsseitige Trägheitsmoment des zu simulierenden Zweimassensystems (siehe Bild 3), welches durch die Gleichungen

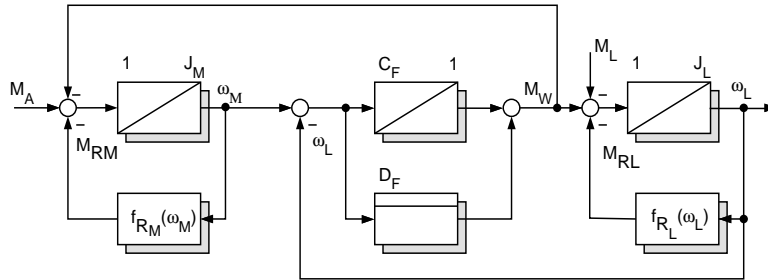


Bild 3: Wirkungsplan des Zweimassensystems

beschrieben werden kann ( $\dot{\epsilon} = \omega$ ). Für den Antrieb im Versuchsstand gilt unter der Annahme einer idealen Drehmomentregelung des Lastsimulators und der Vernachlässigung sowohl der am Versuchsstand vorhandenen Reibung  $M_{RM}$  als auch der Filter

$$\dot{\omega}_M = \frac{1}{J_M} (M_A - M_{RM}) \quad (1)$$

$$\dot{\omega}_L = \frac{1}{J_L} (M_W - M_L - M_{RL}) \quad (2)$$

$$M_W = D_F (\omega_M - \omega_L) + C_F (\epsilon_M - \epsilon_L) \quad (3)$$

Damit dieser durch den Lastsimulator genauso belastet wird wie im zu simulierenden System, muß  $\dot{\omega}_A = \dot{\omega}_M$  gelten. Aus Gl.(1) und (4) folgt somit für das Sollmoment des Lastsimulators

$$M_{LS}^* = M_A \cdot \left(1 - \frac{J_{VS}}{J_M}\right) + (M_W + M_{RM}) \cdot \frac{J_{VS}}{J_M}$$

$$M_{LS}^* = (M_A - (M_W + M_{RM})) \cdot \frac{\Delta J_M}{J_M} + (M_W + M_{RM}) \quad (5)$$

$$M_{LS}^* = \Delta J_M \dot{\omega}_M + M_W + M_{RM}$$

Die hierfür benötigte Winkelbeschleunigung  $\alpha_M = \dot{\omega}_M$  kann im Lastsimulator aufgrund des Meßrauschens nicht durch zweimalige numerische Differentiation aus dem gemessenen Drehwinkel bestimmt werden. Abhilfe bietet die Auswertung der Gl.(1), wozu das Drehmoment  $M_A$  vom Antrieb zum Lastsimulator mittels DA- /AD-Umsetzung über zwei analoge Kanäle übertragen werden muß. Durch die so soft-

waremäßig aufgebaute „Differenzschnittstelle“ werden in beide Kanäle gleichmäßig eingekoppelte Störungen unterdrückt.

### 3. Entwicklungsumgebung

Sowohl für die Antriebs- als auch für die Lastseite wird eine Umgebung genutzt, die eine effiziente und komfortable Regler- bzw. Lastmodellsynthese zuläßt. Den Kern dieser Umgebung bilden das bekannte Programmpaket *Matlab/Simulink*<sup>1</sup>, insbesondere der *Real-Time-Workshop* (C-Code-Generator) in Verbindung mit dem *Real-Time-Interface* (RTI)<sup>2</sup> und die eingesetzten Signalprozessorboards DS1102<sup>2</sup> und DS1003<sup>2</sup> mit der dazugehörigen Software. Die Funktionsweise und das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten soll im folgenden kurz am Beispiel der Antriebsregelung erläutert werden.

Nachdem *Matlab* und *Simulink* zum Reglerentwurf, zur Analyse und zur Off-line-Simulation des modellierten Systems genutzt wurden, wird direkt aus der blockorientierten Systemdarstellung in *Simulink* C-Code generiert, über das sogenannten Make-Utility mit dem Simulationsrahmenprogramm verknüpft, anschließend kompiliert und auf die Zielhardware übertragen, siehe hierzu Bild 4.

Da Struktur und Parameter der unterlagerten Drehmomentregelung unabhängig von der zu erprobenden überlagerten Regelung sind, wurde das Simulationsrahmenprogramm um die von Hand pro-

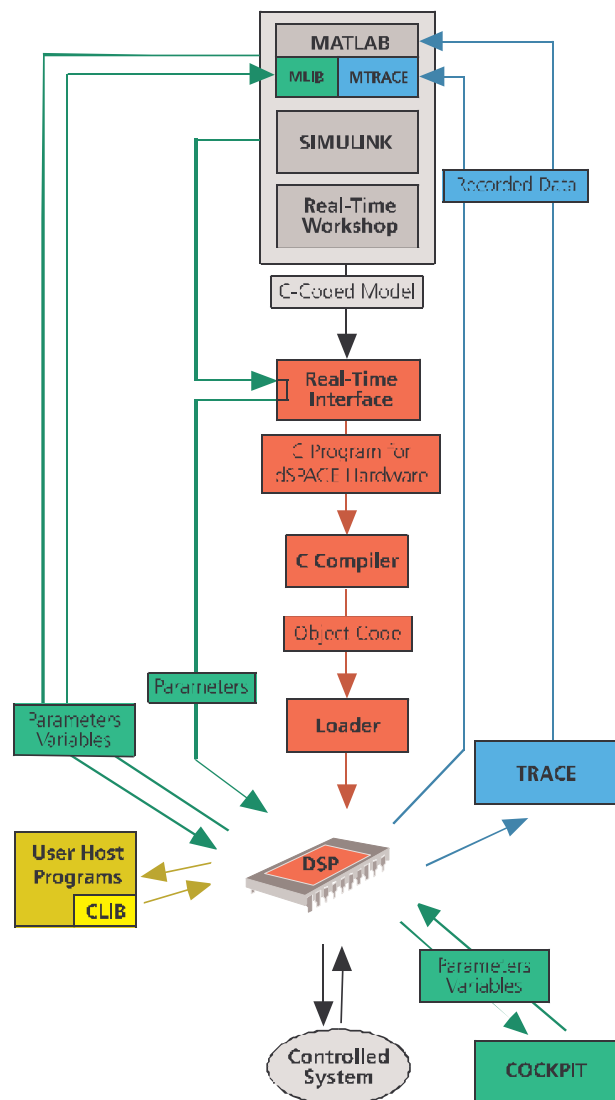


Bild 5: Entwicklungsumgebung (Quelle: dSPACE)

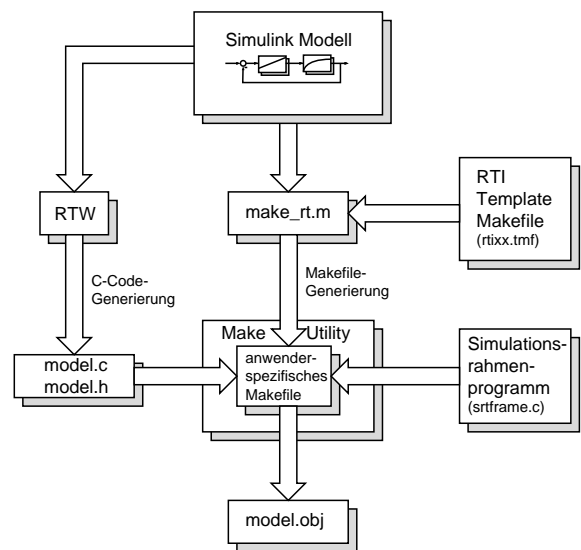


Bild 4: Automatische Code-Generierung

(Quelle: dSPACE)

grammierte Drehmomentregelung und eine im Vergleich zum Originalrahmenprogramm abgeänderte Programmablaufsteuerung erweitert. Meßwerterfassung, Drehmomentregelung und Modulationsalgorithmus können damit als „Black Box“ betrachtet und innerhalb einer Interrupt Service Routine alle 100µs (40µs am LS) aufgerufen werden. Der gesamte aus *Simulink* heraus generierte Code (siehe Bild 6) wird innerhalb einer zweiten Interrupt Service Routine niedrigerer Priorität alle 500µs (200µs am LS) abgearbeitet. Die Implementierung und Erprobung unterschiedlicher Regelungskonzepte beschränkt sich somit auf die überlagerten Regelkreise. Zur Parameter- oder Sollwertvorgabe bzw. zur Überwachung während der HIL-Simulation kommt die grafische Bedienoberfläche *COCKPIT*<sup>2</sup> zum Einsatz, während die Aufzeichnung und Visualisierung von Daten über *TRACE*<sup>2</sup> erfolgt, siehe hierzu Bild 5.

1. MathWorks Inc.  
2. dSPACE GmbH

#### 4. Drehzahlregelung des Zweimassensystems

Dem folgenden Regelungskonzept für schwingungsfähige Mechaniken liegt das lineare Zweimassensystem zugrunde. Die Dämpfung des Systems wird zu Null angenommen, da zum einen die Materialdämpfung der elastischen Verbindung in vielen realen Systemen sehr gering ist, und zum anderen ein Dämpfungsgrad ungleich Null das Systemverhalten positiv beeinflussen würde. An dieser Stelle soll zum einen die Funktionalität des Versuchsstandes nachgewiesen, zum anderen ein relativ robustes Regelungskonzept für eine Gruppe von Zweimassensystemen mit unterschiedlichen Eigenfrequenzen und unterschiedlichem Verhältnis der Trägheitsmomente vorgestellt werden.

Neben der stationären Genauigkeit sind ein geringes Überschwingen der Lastdrehzahl bei sprungförmiger Sollwertvorgabe, eine geringe Anregelzeit, ein geringer Drehzahleinbruch bei Belastung und eine einfache, in der Praxis gut zu handhabende Dimensionierungsvorschrift entscheidende Kriterien für den Regler. Die gute Schwingungsbedämpfung ist hierbei ohne lastseitigen Drehzahlaufnehmer zu realisieren.

In der allgemein verwendeten Kaskadenstruktur wird der Drehmoment- oder Stromregelung die Drehzahlregelung überlagert. Für steife Mechaniken kommt üblicherweise ein PI-Regler zum Einsatz, der den zu begrenzenden Stromsollwert bereitstellt und u.a. für die Ausregelung der durch Lasteinwirkung und Reibung hervorgerufenen Störmomente zuständig ist. Wird der PI-Regler nach dem symmetrischen Optimum dimensioniert, wobei die Lastmechanik allein durch das Gesamtträgheitsmoment Berücksichtigung findet, so kann bei niedrigen Eigenfrequenzen der schwingungsfähigen Mechanik der Regler die oben aufgestellten Anforderungen nicht erfüllen. Gut gedämpfte Verläufe sind mit einem PI-Regler nur auf Kosten der Dynamik und der Hochlaufzeit zu erzielen.

Zur Verbesserung der Drehzahlregelung wird hier das Verfahren nach [2] mit P-Regler, stationärer Störgrößenkompensation und Drehzahldifferenzaufschaltung zur aktiven Schwingungsbedämpfung verwendet, siehe Bild 6. Hierbei handelt es sich um eine unvollständige Zustandsrückführung.

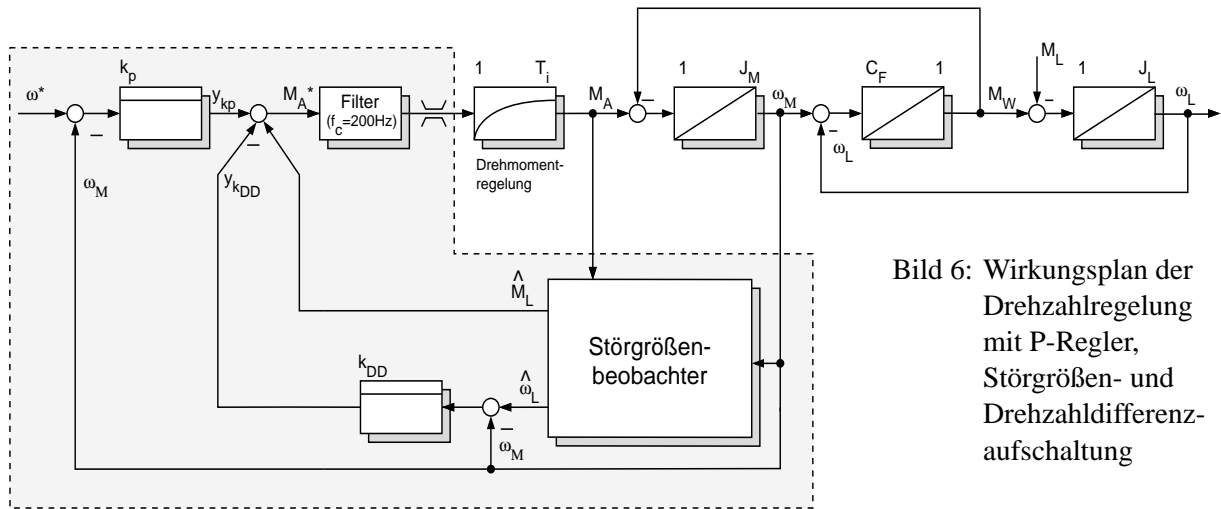


Bild 6: Wirkungsplan der Drehzahlregelung mit P-Regler, Störgrößen- und Drehzahldifferenzaufschaltung

Da zur Regelung des Systems nur die gemessenen Ströme und die Drehzahl der Antriebsseite zur Verfügung stehen, werden die lastseitige Drehzahl sowie das Lastmoment über den in Bild 7 dargestellten Störgrößenbeobachter ermittelt. Da das Verhalten des Gesamtsystems durch die dynamischen Eigenschaften

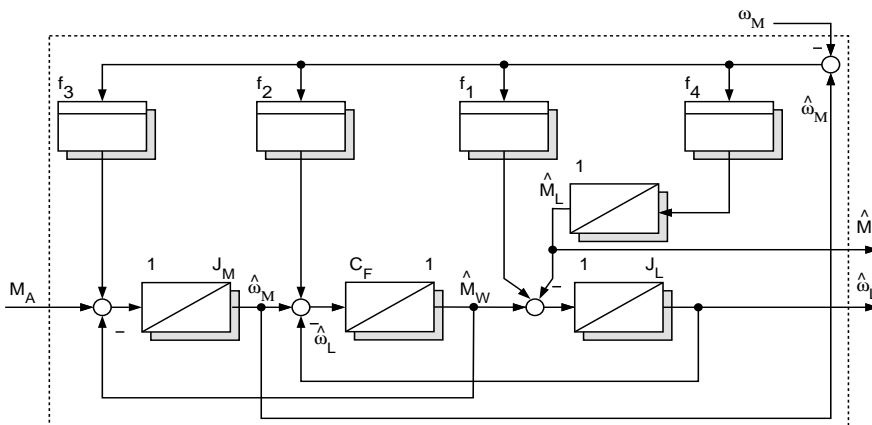


Bild 7: Wirkungsplan des Störgrößenbeobachters

des Beobachters beeinflusst wird, ergeben sich als wesentliche Forderungen an diesen ein schnelles Einschwingen und eine geringe Rauschübertragung. Diese Forderungen können für das gegebene System erfüllt werden, indem die Koeffizienten der Rückführmatrix  $F$  durch Polvorgabe so bestimmt werden, daß alle vier Eigenwerte des Beobachters annähernd an der Stelle  $-1/(10T_{Sn}) = -200 \text{ s}^{-1}$  liegen ( $T_{Sn}$ : Abtastzeit der Drehzahlreglers).

Aufgrund des in Form eines Integrators berücksichtigten Störmodells [5] ist der Beobachter in der Lage, einen Schätzwert für  $M_L$  zu ermitteln, mit dem das Störmoment stationär kompensiert wird. Das gilt auch, wenn die Parameter der modellierten Strecke nicht genau mit denen der real vorhandenen übereinstimmen. Das Störmoment setzt sich aus dem Lastmoment sowie aufgrund von lastseitiger Reibung hervorgerufener Drehmomente zusammen. Aufgrund der Kompensation kann auf einen Integralanteil des Drehzahlreglers verzichtet werden. Die Auslagerung des Integrators in den Beobachter bietet den Vorteil, daß ein nahezu überschwingungsfreies Folgen bei Sollwertsprüngen erreicht werden kann, da der Integrator zwar auf Störungen, nicht aber auf Sollwertänderungen reagiert.

Eine wirkungsvolle Dämpfung der Lastdrehzahl wird erreicht, indem die Drehzahldifferenz  $(\omega_M - \omega_L)$  gebildet und über  $k_{DD}$  gewichtet ebenfalls zum Drehmomentsollwert addiert wird. Die Wirkung dieser Aufschaltung ist unmittelbar einleuchtend; eine hohe Drehzahldifferenz bewirkt eine starke Anregung der Feder, die zu anschließenden Schwingungen führt. Wird die Feder zu einem geeigneten Zeitpunkt durch Nachführung der Motordrehzahl entspannt, ergibt sich ein schwingungsarmer Hochlauf der Lastdrehzahl, der durch den aperiodischen Verlauf des Wellenmoments bedingt ist (siehe Bild 8; Regler- und Streckenparameter siehe Tabelle 1).

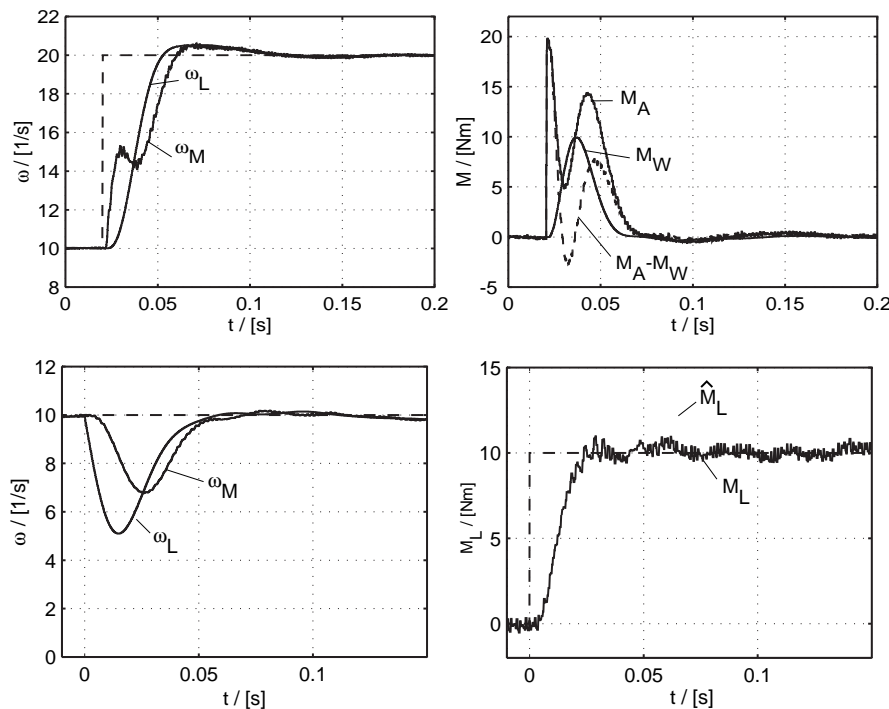


Bild 8: Kleinsignalverhalten

a) Führungsverhalten  
Sprung der Soll-drehzahl  
von 10 auf 20  $\text{s}^{-1}$

b) Störverhalten  
Sprung des Lastmoments  
von 0 auf 10 Nm

### Bestimmung der Reglerparameter

Aufgrund des Separationstheorems [5] kann der Regler ohne Beachtung der Beobachterdynamik quasi-kontinuierlich entworfen werden. Die Streckenzeitkonstante der geschlossenen Drehmomentregelung wird um die im Drehzahlregelkreis vorhandene Totzeit und die Ersatzzeitkonstante des Filters im Vorwärtszweig der Regelung erhöht ( $T_i \rightarrow T_\Sigma = T_i + T_{tn} + T_F$ ), was für kleine Eigenfrequenzen zulässig ist. Als einfaches und gut handhabbares Entwurfskriterium wird die Bildung der *Doppelverhältnisse nach Nasslin* [4] angewandt. Aus der Übertragungsfunktion  $G_w(s) = \omega_L(s)/\omega^*(s) = Z(s)/N(s)$  des geschlossenen Drehzahlregelkreises wird die charakteristische Gleichung  $N(s) = 1 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_ns^n$  berechnet, mit deren Koeffizienten sich die Doppelverhältnisse

$$\alpha_1 = \frac{a_1/1}{a_2/a_1}, \quad \alpha_2 = \frac{a_2/a_1}{a_3/a_2}, \quad \dots, \quad \alpha_{n-1} = \frac{a_{n-1}/a_{n-2}}{a_n/a_{n-1}} \quad (6)$$

definieren lassen. Für ein System, bei dem  $\alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_{n-1}$  gilt, beschreibt  $\alpha$  unabhängig von der Systemordnung die Dämpfung des Systems. Je größer  $\alpha$ , desto stärker ist das System gedämpft. Stehen

nur  $m < n$  Freiheitsgrade zur Verfügung, kann unter Vernachlässigung der höheren Frequenzen die Methode nach *Nasslin* trotzdem angewandt werden, indem nur die ersten  $m$  Doppelverhältnisse mit  $\alpha = \alpha_1 = \dots = \alpha_m$  zur Berechnung der Reglerparameter herangezogen werden. Für geringe Systemdämpfungen ( $D_F \approx 0$ ) ist eine analytische Lösung der sich ergebenden Gleichungen möglich. Die Reglerparameter ergeben sich zu

$$k_p = \frac{\omega_e (J_L + J_M)}{\sqrt{\alpha^3}} \quad k_{DD} = \frac{(J_L + J_M) \sqrt{\alpha}}{\omega_e J_L} \cdot \left( \frac{\omega_e^2 J_L}{\alpha^2} + \frac{C_F T_\Sigma \omega_e}{\sqrt{\alpha}} - C_F \right). \quad (7)$$

Somit ergibt sich für das gewählte Regelungskonzept eine klare, gut handhabbare Dimensionierungsvorschrift, bei der allein das Dämpfungsmaß  $\alpha$  vorzugeben ist. Die einfache Feineinstellung der Regelung während der Inbetriebnahme dürfte sich in der Praxis als vorteilhaft erweisen.

Das gewählte Regelungsverfahren ist hinreichend robust gegenüber Parameterschwankungen des Lastsystems, was Simulationen mit verändertem  $J_L$  und  $C_F$  ergaben (siehe Bild 9). Weniger problematisch erweisen sich ein größeres Lastträgheitsmoment und eine geringere Federsteifigkeit.

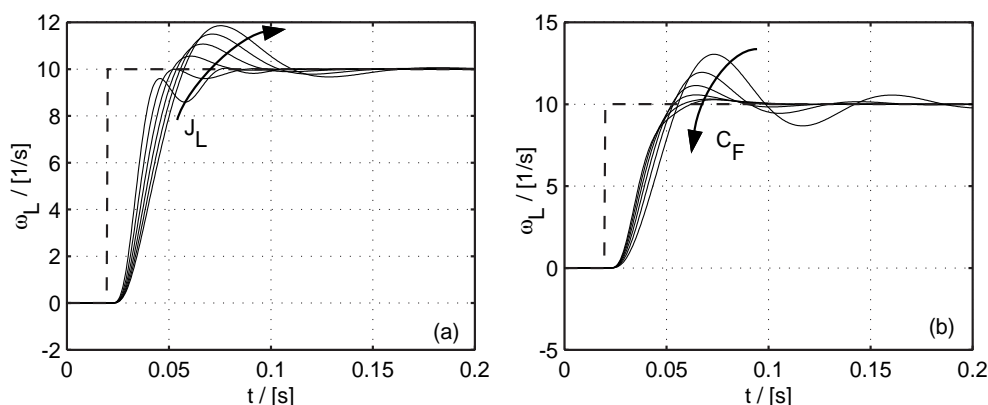


Bild 9: Führungsverhalten bei Parameterschwankungen  
a) Variation der Lastträgheitsmasse  $J_L$  um  $\pm 50\%$   
b) Variation der Federkonstanten  $C_F$  um  $\pm 50\%$

In einer Off-line-Simulation wurde eine Klasse von Zweimassensystemen betrachtet, indem das Verhältnis der Trägheitsmomente  $J_L/J_M$  im Bereich 0.2 ... 10 und das Produkt aus Eigenfrequenz und Ersatzzeitkonstante der Stromregelung  $f_e T_i$  im Bereich 0.05 ... 0.25 (im vorliegenden Fall entspricht das Eigenfrequenzen von ungefähr 10... 65 Hz) variiert wurde. Die Anforderungen an die Regelung konnten mit Werten von  $\alpha$

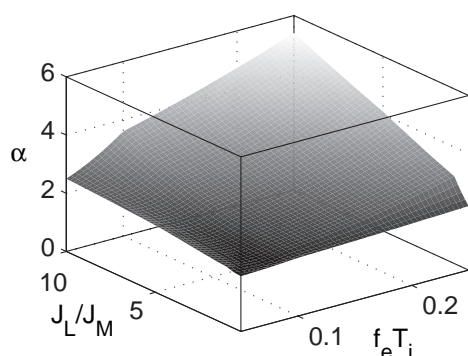


Bild 10: Interpolierte Ebene

im Bereich zwischen 2 und 5 durchweg erfüllt werden. Für verschiedene Kombinationen der Streckenparameter konnte in der Simulation ein günstiges Dämpfungsmaß  $\alpha$  gefunden werden, so daß eine Interpolation über die manuell gefundenen Stützstellen  $\alpha = f(J_L/J_M, f_e T_i)$  (siehe Bild 10) im gesamten oben angegebenen Bereich eine automatische Wahl von  $\alpha$  und darüber hinaus eine einfache Adaption der Reglerparameter ermöglicht, nachdem die Streckenparameter mit hinreichender Genauigkeit identifiziert wurden.

### Funktionsnachweis des Lastsimulators

Nachdem die Drehzahlregelung direkt am Versuchsstand implementiert und untersucht wurde, folgt zum Abschluß der Vergleich der Hardware-in-the-loop-Simulation mit der Off-line-Simulation unter *Matlab/Simulink* anhand der in Bild 11 dokumentierten Funktionsverläufe. Die Verläufe der Drehzahlen stimmen gut überein, allerdings laufen in der Off-line-Simulation  $\omega_L$  und  $\omega_M$  schneller auf den Endwert ein, was durch ein kurzzeitig negatives Antriebs- bzw. Wellenmoment bedingt ist. Die geringen Abweichungen sind auf die durchgeführten Näherungen bzw. Vernachlässigungen sowie auf weitere Parameterungenauigkeiten

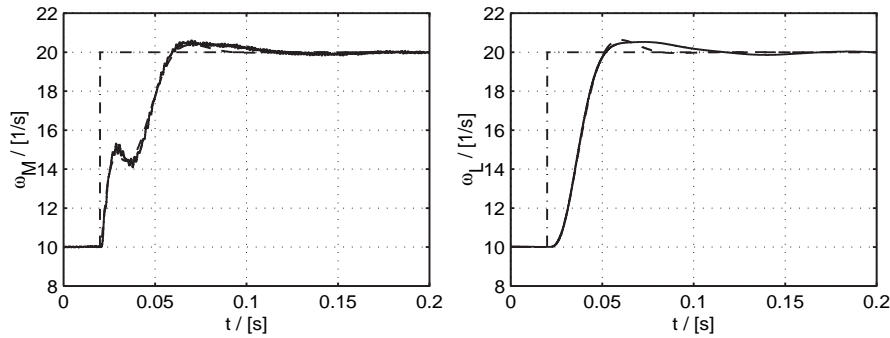


Bild 11:  
Kleinsignalverhalten  
-- Simulation  
- Versuchsstand

ten zurückzuführen. Daher müssen geringe Parameterabweichungen zwischen modellierter und tatsächlicher Regelstrecke beim Vergleich berücksichtigt werden.

$J_M$	0.0184kgm <sup>2</sup>	$f_e$	26.5Hz	$T_i$	600μs	$k_p$	2.17Nms
$J_L$	0.0184kgm <sup>2</sup>	$C_F$	255Nm/rad	$T_\Sigma$	1.4ms	$k_{DD}$	-1.45Nms

Tabelle 1: Regler- und Streckenparameter

## Literatur

- [1] **Klug, R.D.:** *Echtzeitsimulation mechanischer Lastsysteme zur Prüfung elektrischer Servoantriebe.* Diss. Universität Erlangen-Nürnberg 1992.
- [2] **Wehrich, G.:** *Drehzahlregelung von Gleichstromantrieben unter Verwendung eines Zustands- und Störgrößenbeobachters.* In: *Regelungstechnik* 26. Jahrgang (1978) H. 11, S. 349...354 und H.12, S. 392...397.
- [3] **Schäfer, U.:** *Entwicklung von nichtlinearen Drehzahl- und Lageregelungen zur Kompensation von Coulomb-Reibung und Lose bei einem elektrisch angetriebenen, elastischen Zweimassensystem.* Diss. Technische Universität München 1992.
- [4] **Nasslin, P.:** *Dynamik linearer und nichtlinearer Systeme.* München: Oldenbourg Verlag 1968.
- [5] **Föllinger, O.:** *Regelungstechnik.* 6. Aufl. Heidelberg: Dr. Alfred Hüthig Verlag 1994.



- [6] **Schütte, F.:** *Realisierung eines Versuchsstandes zur Echtzeitsimulation mechanischer Systeme und einer Zustandsregelung für den elektrischen Antrieb.* Diplomarbeit LEA Uni-GH-Paderborn September 1995.

Da Struktur und Parameter der unterlagerten Drehmomentregelung unabhängig von der zu erprobenden überlagerten Regelung sind, wurde das Simulationsrahmenprogramm um die von Hand programmierte Drehmomentregelung und eine im Vergleich zum Originalrahmenprogramm abgeänderte Programmablaufsteuerung erweitert. D.h. Meßwertaufnahme, Drehmomentregelung und Modulationsalgorithmus können als „Black Box“ betrachtet werden und erfolgen innerhalb einer Interrupt Service Routine (ISR) die alle  $100\mu\text{s}$  ( $40\mu\text{s}$  am LS) aufgerufen wird. Der gesamte aus *Simulink* heraus generierte Code wird innerhalb einer zweiten ISR niedrigerer Priorität alle  $500\mu\text{s}$  ( $200\mu\text{s}$  am LS) abgearbeitet. Die Implementierung und Erprobung unterschiedlicher Regelungen beschränkt sich somit auf die überlagerten Regelkreise. Zur Parameter- oder Sollwertvorgabe bzw. zur Überwachung während der HIL-Simulation kommt die grafische Bedienoberfläche *COCKPIT* zum Einsatz, während die Aufzeichnung (in Echtzeit) und Visualisierung von Daten über *TRACE* erfolgt, s. Bild 4.