

2. ASB Kongress
Elektrische und nichtelektrische Antriebe

Antreiben Steuern Bewegen

Motion Drive & Automation

19./20. Februar 2008 in Stuttgart

www.asb-kongress.de

Titel des Vortrages

Entwicklungstrends bei hydraulischen Servolinearachsen

Vortragender

Name	Prof. Dr.-Ing. Peter Anders
Firma	Hochschule Furtwangen, Campus VS
Anschrift	Jakob-Kienzle-Straße 17, 78054 Schwenningen

Weiterer Autor

Name	Dipl.-Ing. (FH) Daria Kuner, M. Sc.
Firma	TR-Systemtechnik GmbH
Anschrift	Eglisshalde 16, 78647 Trossingen
Telefonnummer	07425 – 228 224
E-Mailadresse	daria.kuner@tr-systemtechnik.de

Entwicklungstrends bei hydraulischen Servolinearachsen

1 Einführung

Elektrische und hydraulische Antriebe sind zwei wichtige Möglichkeiten, um in der Automatisierungstechnik Bewegungs- und/ oder Kraftverläufe sehr hoher Präzision zu erzeugen. Sie werden oft in Konkurrenz zueinander gesehen und immer wieder mehr oder weniger sinnvollen Vergleichen unterzogen, obwohl sie doch mehr Ergänzung zueinander als Wettbewerb gegeneinander sind. Vor diesem Hintergrund verfolgt dieser Vortrag drei Ziele: Zum einen möchte er am Beispiel des ventilgesteuerten hydraulischen Zylinderantriebs – des wohl verbreitetsten Vertreters hydraulischer Antriebe – die wichtigsten Merkmale, Gemeinsamkeiten aber auch Unterschiede zwischen diesen beiden Technologien aufzeigen. Ein wesentliches Ergebnis wird auch die deutlich andere systemtechnische Ausgangslage sein, wenn es darum geht, mit solchen Motoren Servolösungen aufzubauen. Hier gilt gerade die Servohydraulik als tückisches Metier. Im weiteren Verlauf will dieser Beitrag deshalb am gewählten Beispiel der hydraulischen Zylinderantriebe deutlich machen, dass hydraulische Servolinearachsen mit dem nötigen Fachwissen und entsprechenden Auslegungswerkzeugen sehr zielstrebig und entwurfssicher ausgelegt werden können. Hierbei können sie wegen ihrer spezifischen Merkmale in besonderer Weise von modellbasierten Regelungskonzepten profitieren, die mit dem heutigen Leistungsstand der Mikroelektronik mit vertretbarem Aufwand realisierbar geworden sind. Als Beispiel einer solchen Umsetzung soll das Produkt hyTRax der Fa. TR-Systemtechnik GmbH dienen.

2 Elektrische vs. hydraulische Leistungsumsetzung

Hydraulische Antriebe nutzen, wie jeder weiß, Fluide – i.a. Öl – zur Kraft- und Leistungsübertragung. Daraus zu folgern, dass dort nun im Gegensatz zu den elektrischen Antrieben eben Öl statt Strom fließt und es sich ansonsten um ähnliche Dinge handele, ist nicht nur schlichtweg falsch, sondern suggeriert völlig falsche und fatale Schlussfolgerungen vor allem rege-

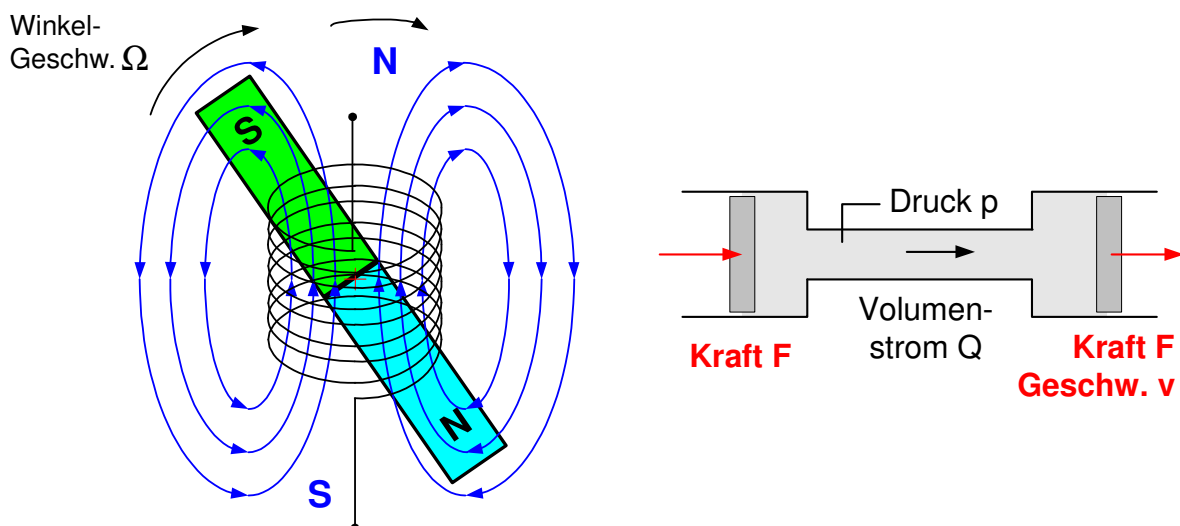


Bild 1: Vergleich elektrisches und hydrostatisches Wirkprinzip

lungstechnischer Art. Vergleicht man einmal die Wirkprinzipien, so besteht der grundlegende Wirkmechanismus der typischen Elektromotore vereinfacht gesagt darin, dass ein bewegter Magnet einen anderen hinterher zieht (Bild 1). Hydraulische Antriebe lassen sich hingegen eher als flüssige Schubstange beschreiben: Der Druck einer vollständig gekammerten Flüssigkeit erzeugt an allen umgebenden Wänden Kräfte, die an einem beweglichen Teil der Wandung die Antriebskraft bilden. Bereits diese simple Betrachtungsweise erklärt die wichti-

ge Tatsache, dass bezüglich der Kraftdichte¹ der hydraulische Antrieb dem elektrischen Pendant im Mittel um den Faktor 5-7 überlegen ist.

Diese Tatsache begründet sich darin, dass entweder die Wicklungsanzahl bzw. der Strom erhöht oder der Permanentmagnet vergrößert werden müsste. Letztlich folgt daraus direkt oder indirekt ein merklicher Zuwachs der Masse und damit des Bauvolumens der Antriebe. Die Leistung hydraulischer Antriebe wird gesteigert, indem der Systemdruck erhöht wird, wozu die Wandstärke und die Dichtungspakete geringfügig angepasst werden müssen. Das Bauvolumen wird dadurch kaum vergrößert. Der hydraulische Antrieb ist hinsichtlich seiner Kraftdichte konkurrenzlos und bis heute allen Elektromotoren weit überlegen.

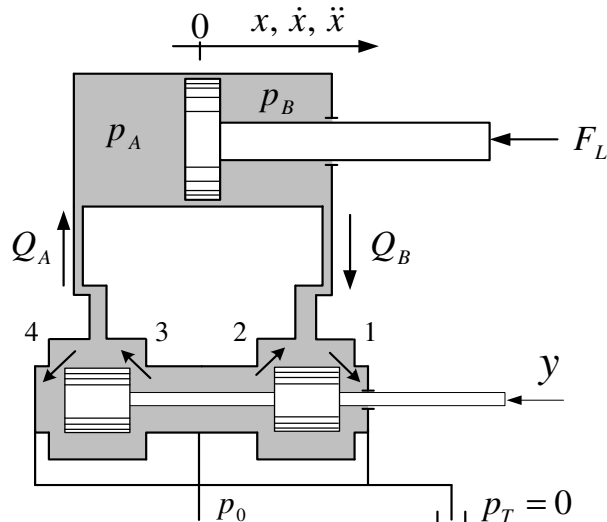


Bild 2: Ventilsteuerter Zylinderantrieb

In der Hydraulik ist ein Halten großer Kräfte recht einfach: Es müssen lediglich die Druckkammern beispielsweise über das Ventil abgesperrt werden (Bild 2); zum Halten der Kraft ist prinzipiell keine Leistung aufzubringen. Bei elektrischen Antrieben ist hingegen permanent ein hoher Stromfluss notwendig, um entsprechende Momente halten zu können. Die Hydraulik hat jedoch andererseits systemspezifische signifikante Schwachpunkte. Besonders Leckage, Geräusch und die Leitungsführung sind Punkte, für die nur mit hohem Aufwand und größter Sorgfalt befriedigende Lösungen gefunden werden können. Der schlechte Wirkungsgrad wird zwar in diesem Zusammenhang auch immer genannt, doch sind bei der Vielzahl an existierenden Varianten der Leistungsumsetzung im hydraulischen wie auch im elektrischen Fall solche pauschalen Aussagen nicht zutreffend und somit wenig hilfreich. /1/

3 Das Übertragungsverhalten der Antriebstechnologien

Grundlage eines systematischen Antriebsentwurfs sind üblicherweise geeignete mathematische Systembeschreibungen. Das Leistungskennlinienfeld beschreibt die Gesamtheit aller mit einem Antrieb erreichbaren stationären Arbeitspunkte. Hier müssen im konkreten Fall hinreichende Kraftreserven gegeben sein, um ein gutes Folgeverhalten des Servoantriebs gewährleisten zu können. Das Leistungskennfeld des Antriebs steht in einem direkten Bezug zu seinem dynamischen Modell in Form einer Übertragungsfunktion $G(s)$. Bei beiden Teilmodellen erkennt man wesentliche Unterschiede zwischen dem hydraulischen und dem elektrischen Fall.

Ein großer Vorteil hydraulischer Zylinderantriebe besteht darin, dass sie Linearbewegungen auch bei großen Kräften einfach erzeugen. Elektrisch werden dazu spezielle Linearantriebe oder – vor allem bei hohen Kräften – mechanische Baugruppen benötigt, welche die rotatorische in eine translatorische Bewegung umsetzen (d.h. Getriebe, Zahnritzel oder bei höheren Anforderungen an die Präzision Kugelumlaufspindeln). Solche Linearumsetzungen erhöhen nicht nur die Kosten. Bei rauen Rahmenbedingungen (Stöße, Schläge) ist zudem die Standfestigkeit technologisch ein großes Problem.

¹ D.h. der Quotient Kraft pro Bauvolumen

Man erkennt, dass infolge der ungleichen Kolbenflächen beim Differentialzylinder die Bereiche für ziehende und drückende Lastkräfte ungleich sind. Im gekrümmten Verlauf der Kennlinien in Krafrichtung drückt sich der wurzelförmige Zusammenhang zwischen Durchfluss und Druckabfall an den turbulent durchströmten Steuerkanten aus. Die geknickte Kennlinie wird oft bewusst zur Verbesserung der Auflösung bei kleineren Öffnungsgraden vorgesehen. Der Vierkantenbereich ist der Bereich, in dem alle vier Steuerkanten gleichzeitig durchströmt werden, die damit zwei gekoppelte Halbbrücken (Druckteiler, entsprechend dem „Spannungsteiler“ der Elektrotechnik, siehe Bild 3) bilden. Für Positionierantriebe kommen in der Praxis lediglich Ventile mit einer der

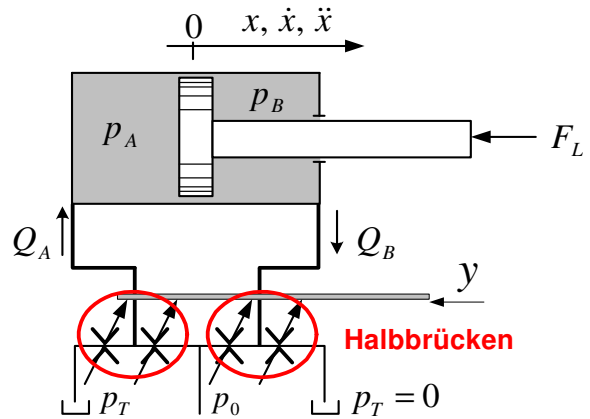


Bild 3: Druckstellung in den Zylinderkammern über zwei gekoppelte Halbbrücken

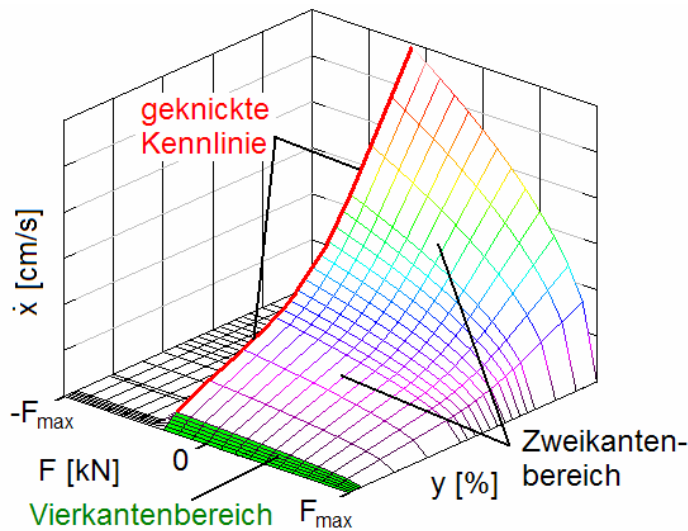


Bild 4: Stationäres Kennlinienfeld eines ventilgesteuerten hydraulischen Zylinderantriebs (I. und II. Quadrant)

stellt eine Aufgabe dar, die sicher nicht ganz trivial ist, aber mit den heute verfügbaren Möglichkeiten der Computeralgebra mathematisch prinzipiell problemlos lösbar ist. Bild 5 zeigt zum Vergleich das Kennlinienfeld eines elektrischen Gleichstrommotors. Seine Bestimmungsgleichungen sind in erster Näherung allesamt an sich linear, das Kennlinienfeld hat dementsprechend die Form einer Ebene im Raum.

Versucht man für regelungstechnische Entwürfe das dynamische

dazugehörigen so genannten negativen Überdeckung in Frage. Nur über solche Druckteiler können die Drücke in den Kammern und damit die Kolbenkraft stufenlos gestellt werden. In diesem Vierkantenstellbereich liegen die Betriebspunkte für den Stillstand bzw. für Kriechgeschwindigkeiten mit beliebiger Lastkraft (Bild 4). Bei größeren Stellsignalen wird der Schieber soweit verschoben, dass schließlich lediglich jeweils eine Steuerkante geöffnet ist und der gesamte Volumenstrom in die betreffenden Kammern fließt. In diesem Zweikantenstellbereich liegen die Betriebspunkte für das eigentliche Verfahren gegen beliebige Lastkräfte. Dieses Kennlinienfeld aus den verfügbaren Angaben der Komponenten zu bestimmen

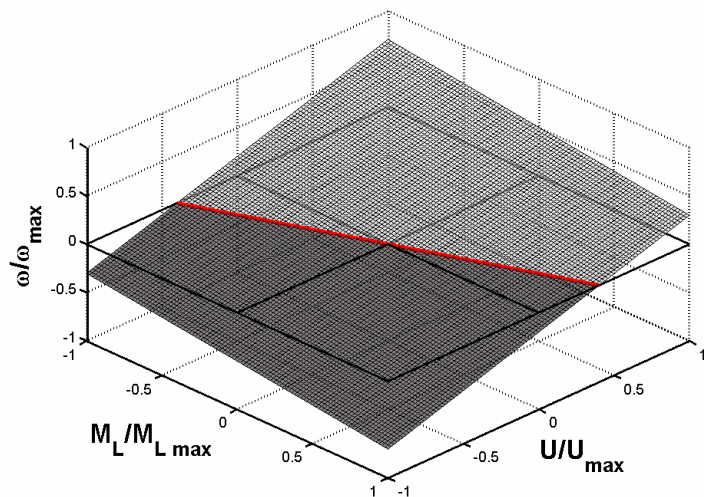


Bild 5: Kennfeld des Gleichstromservos

Verhalten durch ein einfaches lineares Streckenmodell $G(s)$ zu beschreiben, ergibt sich bei beiden Antriebsarten ein PT2-Verhalten zwischen dem Ansteuersignal und der Geschwindigkeit als Ausgangsgröße:

$$G(s) = \frac{K \omega_0^2}{s^2 + 2D \omega_0 s + \omega_0^2}$$

Der Unterschied besteht aber zum einen darin, dass die Parameter des Modells im hydraulischen Fall betriebspunktabhängig sind, da sie z.T. durch Linearisierung des Kennlinienfeldes nach Bild 4 am Arbeitspunkt gebildet werden. Zum anderen weisen hydraulische Antriebe bei

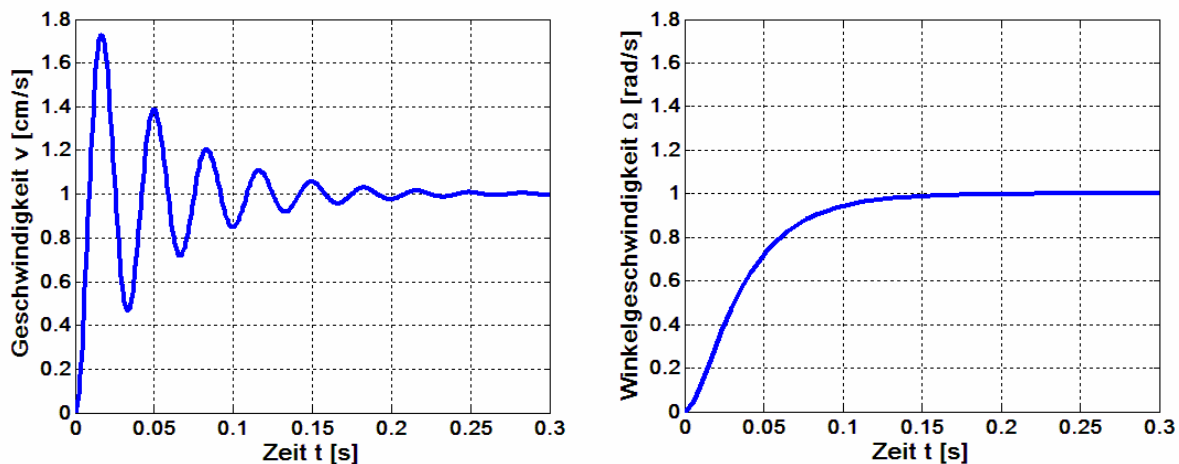


Bild 6: Geschwindigkeits-Sprungantwort eines hydraulischen und elektrischen Antriebs im Kleinsignalbereich (normiert)

vergleichbarer Leistung typischerweise hohe Eigenfrequenzen sowie wesentlich geringere Dämpfungsgrade auf als ihr elektrisches Pendant, wie man anhand der Geschwindigkeits-Sprungantworten erkennt (Bild 6). Die hohen Eigenfrequenzen lassen sich dadurch erklären, dass beim Zylinderantrieb der Kolben als Masse zwischen Ölvolumina eingespannt ist, sehr steif wird. Dies hat neben der Parameteränderung in $G(s)$ die Konsequenz, dass nach Shannon die erforderliche Abtastzeit entsprechend klein wird, wenn der Antrieb in diesen Hubbereichen digital geregelt werden soll. Zudem ist zu bedenken, dass hydraulische Zylinderantriebe Direktantriebe sind, d.h. die Lastmasse ist direkt am Antrieb befestigt, während die Lastmasse bei Elektromotoren meist über ein Getriebe angekoppelt ist (Bild 8).

Damit geht bei Elektromotoren die angehängte Lastmasse umgekehrt proportional zum Quadrat des Übersetzungsverhältnisses i ein und ist bei hohen Übersetzungsverhältnissen vernachlässigbar. Eine weitere – allerdings dynamische – Nichtlinearität ist die Abhängigkeit der Eigenkreisfrequenz von der Kolbenstellung (Bild 7). Sie steigt zu den Endlagen hin stark an, da hier eine der beiden Ölfedern, zwischen denen der Kolben eingespannt ist, sehr steif wird. Dies hat neben der Parameteränderung in $G(s)$ die Konsequenz, dass nach Shannon die erforderliche Abtastzeit entsprechend klein wird, wenn der Antrieb in diesen Hubbereichen digital geregelt werden soll. Zudem ist zu bedenken, dass hydraulische Zylinderantriebe Direktantriebe sind, d.h. die Lastmasse ist direkt am Antrieb befestigt, während die Lastmasse bei Elektromotoren meist über ein Getriebe angekoppelt ist (Bild 8).

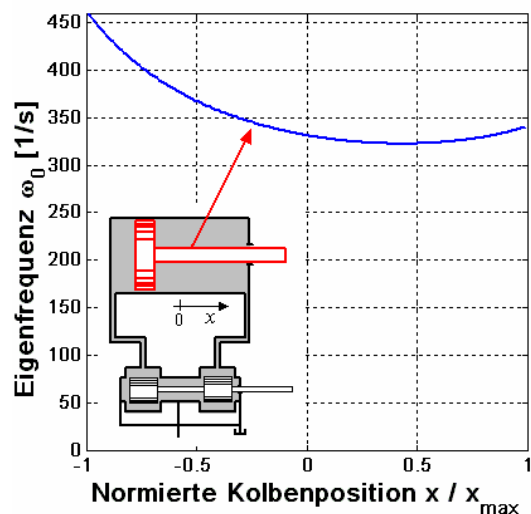
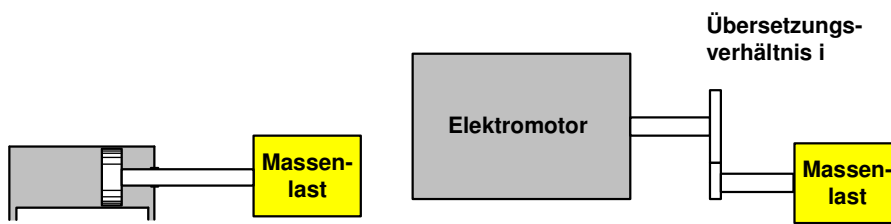


Bild 7: Verlauf der Eigenfrequenz über dem Hub

Die vom Motor „gespürte“ Masse bestimmt die Eigenfrequenz des Antriebs und damit seine gesamte Eigendynamik entscheidend. Bei Elektromotoren mit hoher Getriebeübersetzung



ändert sich die Eigenfrequenz in Abhängigkeit der angehängten Massenlasten kaum. Da die Reglerauslegung wiederum auf der Eigendynamik der Regelstrecke basiert, können deren Regler

Bild 8: Direkt- bzw. Getriebeantrieb

unabhängig von den auftretenden Lastmassen bereits beim Hersteller brauchbar voreingestellt werden. Im hydraulischen Fall macht die Reglervoreinstellung am „nackten“ Antrieb wegen der starken Abhängigkeit der Eigendynamik von den meist viel größeren anhängenden Lastmassen hingegen keinen Sinn; sie muss an der Maschine selbst erfolgen. /1/, /9/

4 Konventionelle regelungstechnische Lösungen

Insgesamt kann man feststellen, dass hydraulische Antriebe im allgemeinen und der ventilgesteuerte Zylinderantrieb in erheblichem Maße Nichtlinearitäten, Betriebspunktabhängigkeiten und andere unangenehme Eigentümlichkeiten aufweist, welche die Regelung solcher Systeme vor allem bei höheren Ansprüchen an das Übertragungsverhalten erschwert.

4.1 Konventionelle Lageregelung

Bei hydraulischen Servoantrieben findet man überraschend häufig noch Lösungen mit einfachem P-Regler. Dass man mit solch einem einfachen Konzept oft nur ein Regelverhalten erzielen kann, das gehobene Ansprüche nicht erfüllt, wird kaum überraschen. Andererseits ist schon lange bekannt, dass mit höherwertigen einschleifigen Reglerstrukturen hier deutliche Verbesserungen zu erzielen sind (Bild 9).

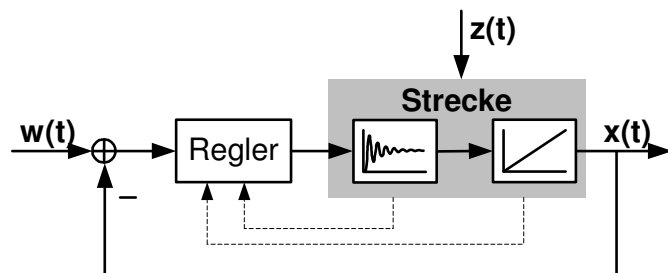


Bild 9: PT2-I-Strecke im Lageregelkreis

Allerdings findet man in der Literatur zu deren Auslegung und Parametrierung leider kaum brauchbare praxisgerechte Empfehlungen. Dabei gibt es recht einfache und systematische Entwurfsverfahren.

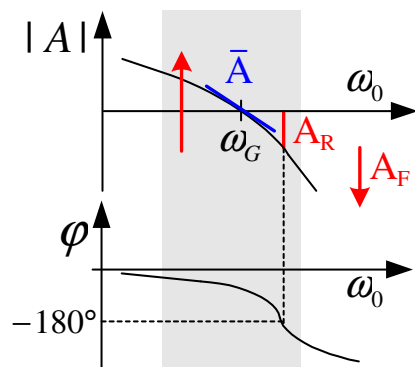


Bild 10: Forderungen der PT2-Analogie

Eines davon beruht auf Analogiebetrachtungen im Frequenzgang des offenen Regelkreises zwischen dem vorliegenden Fall und dem Fall eines PT2-Gliedes mit optimalem Übertragungsverhalten („PT2-Analogie“). Somit erhält man klare Zielvorgaben, in welche Richtung der Frequenzgang des aufgeschnittenen Regelkreises hinsichtlich Amplitudenabfall \bar{A} , Amplitudenreserve A_R und Durchtrittsfrequenz ω_G zu verändern ist, um das gewünschte Regelverhalten zu erreichen (Bild 10). Mit den Möglichkeiten der modernen Computeralgebra lassen sich hier benutzerfreundliche Tools erstellen, die aufwändige manuelle Rechnungen vermeiden und schnell zum Ziel führen (Bild 11). /1/, /2/

Ein bewährter Ansatz das Regelverhalten zu verbessern sind mehrschleifige Regler, die weitere Prozesssignale als Hilfsregelgrößen verwenden. Hydraulische Antriebe sind wie erwähnt hochdynamisch, jedoch schlecht gedämpft, sodass eine Geschwindigkeitsrückführung analog zur Tachorückführung nichts nutzt. Eine Beschleunigungsrückführung wäre die ideale Maßnahme, doch ist deren genaue und hochdynamische Messung teuer. Als Alternative zur Beschleunigungsrückführung

wird in der Praxis der Lastdruck in den Kammern gemessen und im Regler verarbeitet, da dieser zumindest bezüglich des Führungsverhaltens dem Beschleunigungssignal proportional ist. Dies entspricht der Stromregelung im elektrischen Fall. Allerdings sind die erzielbare Laststeifigkeit und die Übergangsdynamik bei einer Störung mit einer Beschleunigungsrückführung

besser als bei einer Druckrückführung. Als letzte uralte Maßnahme zur Erhöhung der Dämpfung gibt es in der Hydraulik den Trick, Bypassdrosseln zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite einzubringen. Diese Erzeugung von internen Verlusten ist zwar eine einfache und wirksame Maßnahme, aus energetischen Gründen jedoch unzeitgemäß.

Für hydraulische Antriebe ist die Idee der Zustandsregelung prinzipiell ein sehr elegantes Konzept, das ja theoretisch eine beliebige Beeinflussung der Streckendynamik ermöglicht. Sie kann als übergeordnete Theorie zu allen mehrschleifigen Ansätzen angesehen werden. Durch eine geeignete Kombination der sich anbietenden Rückführungen versucht man ein optimales Regelverhalten zu erreichen. Erscheinen die Perspektiven dieser Konzepte auch verlockend, so geht durch die in der Realität bestehenden Probleme oft ein Großteil der angestrebten Wirkung verloren. Die Zahl der verfügbaren Hilfsregelgrößen ist oft kleiner als die Ordnung der Regelstrecke, was der idealen Theorie widerspricht. Aus Kostengründen wird häufig versucht, die benötigten Hilfsregelgrößen Geschwindigkeit und Beschleunigung statt durch Messung, über Beobachter- oder Differenzierschaltungen aus dem Positionssignal zu errechnen. Bei höherdynamischen Systemen liefern diese Algorithmen vor allem bzgl. der Beschleunigung allerdings oftmals Signale, die wegen hoher überlagerter Rauschanteile und/ oder Totzeiten für die Regelung kaum brauchbar sind. In den letzten Jahren konnten hier dank immer schnellerer und hochauflösenderer Wegsensoren Verbesserungen erzielt werden. Grundsätzlich wäre es aber sinnvoll, die rechnerische Bestimmung der Hilfsregel-

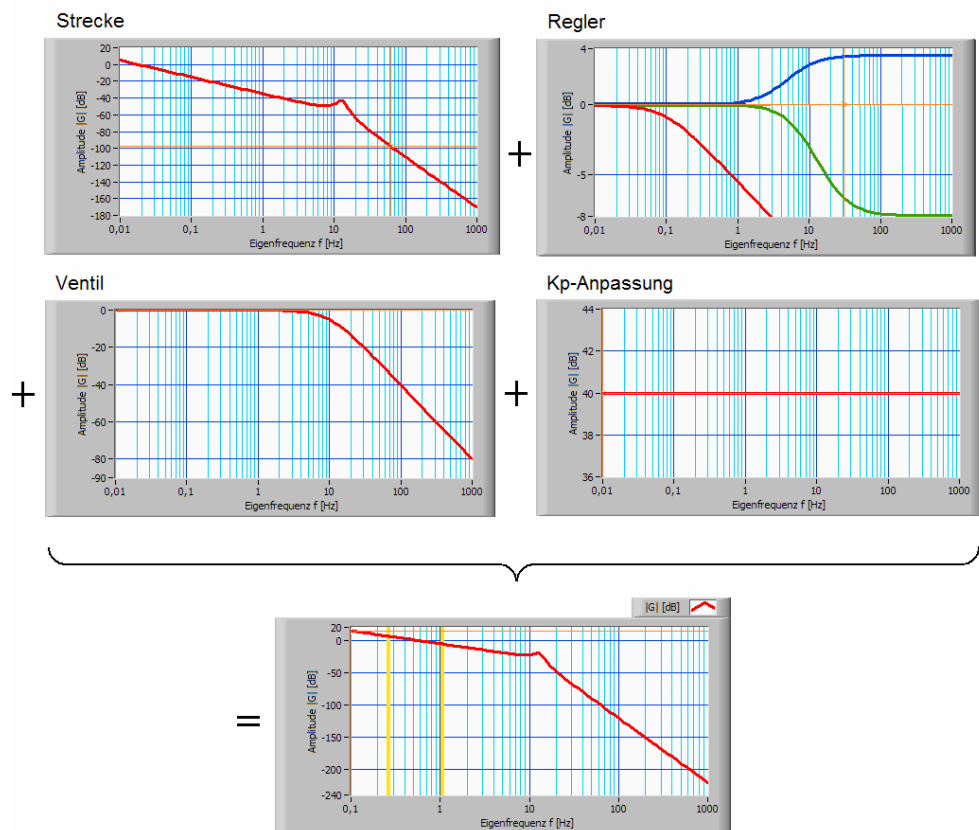


Bild 11: Bodediagramme zur PT2-Analogie

bzw. 13, Kreis) zu interpretieren, der durch die Bewegung des Kolben verursacht wird (Bild 14). Die Ursache der Kolbenbewegung ist dabei unerheblich. Mit dieser Betrachtungsweise ist der Lastdruck die Regelgröße, die Kolbenbewegung die unbekannte Störgröße. Es besteht keine kausale Kopplung der Bewegung zur Lastkraft.

Der Regler wird nun nach dem Kompensationsprinzip auf das Führungsverhalten ausgelegt (PI). Die geforderte Streckendynamik sollte sich an den Leistungsdaten des vorgesehenen Ventils orientieren, da der Nenndurchfluss des Ventils den maximal möglichen Druckgradient dieser Konfiguration bestimmt. Kommt es bei der Druckregelung, wie in der Realität üblich, zu Bewegungen des Kraftangriffspunktes, treten sehr große Regelabweichungen auf. Da der I-Anteil diese nur sehr langsam ausregeln kann, ist es sinnvoll, die Geschwindigkeit des Kraftangriffspunktes als Ursache des Störvolumenstromes zu erfassen und über einen Vorsteuerzweig zu kompensieren, wie bereits 1988 in /12/ vorgeschlagen. In /8/ wurde eine modifizierte Variante vorgestellt, die sich auch über den Ansatz der modellbasierten Druckregelung ergibt und mit der sich deutlich bessere Ergebnisse erzielt werden (siehe Bild 16).

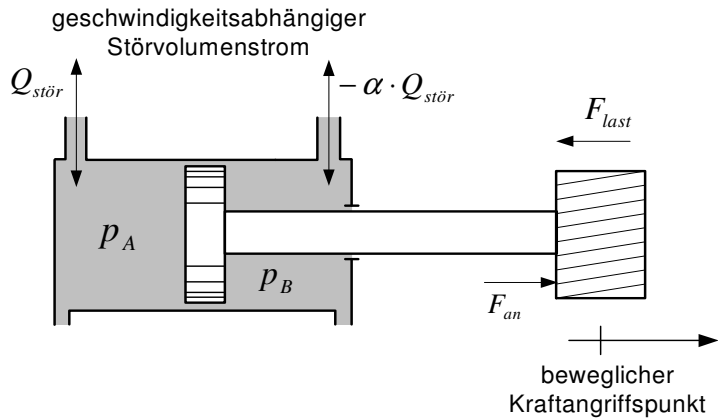


Bild 14: Betrachtungsweise für die Druckregelung

4.3 Schlagfreies Umschalten im Betrieb

Da die enorme Kraftdichte ein prinzipbedingtes Merkmal hydraulischer Antriebe ist, werden diese sinnvoller Weise häufig bei Applikationen eingesetzt, wo in verschiedenen Phasen genaue Weg- und Kraftverläufe mit hohen Kräften gefahren werden müssen; so bei Pressen, in der Umformtechnik, bei Spritzgießmaschinen usw. Eine gleichzeitige Regelung von Kraft und Weg ist nicht möglich, da es sich nicht um dynamisch unabhängige Größen handelt. Deshalb kommen hybride Konzepte zum Einsatz, die entweder den Weg regeln und im Hintergrund den Druck überwachen, oder umgekehrt den Druck bzw. die Kraft regeln und den Weg überwachen. Bei vielen Fertigungsprozessen wird ein schlagfreies Umschalten von der Weg- zur Kraftregelung und wieder zurück während des Betriebs verlangt (Bild 15). Ein solches schlagfreies Umschalten ist keineswegs trivial. Anschaulich wird von einem Augenblick auf den anderen der eine Signalkreis (z.B. Weg) unterbrochen und der andere (z.B. Kraft) aktiviert. Es wäre großer Zufall, wenn der Signalkreis für die Druck-/ Kraftregelung am Umschaltzeitpunkt das gleiche Stellsignal und damit aus Sicht des Antriebs keine erkennbaren Veränderungen

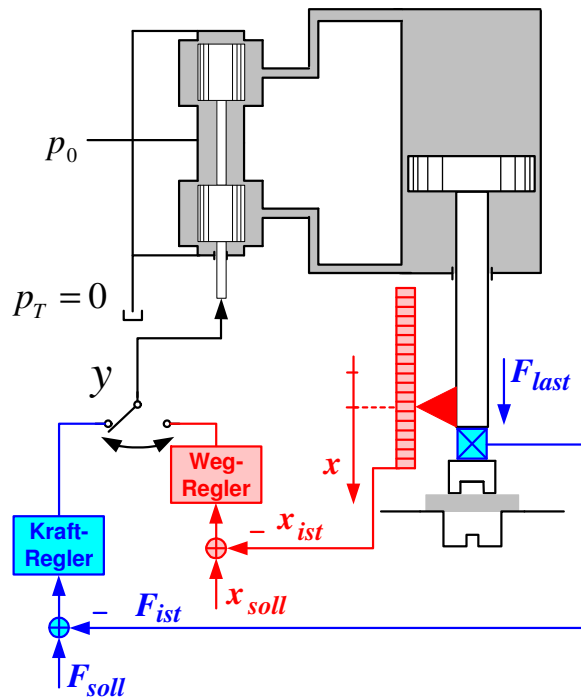


Bild 15: Zum Umschalten zwischen Kraft- und Wegregelung

zur Folge hätte. Im Gegenteil, im Normalfall treten hier signifikante Schläge auf, die prozessseitig meist unerwünscht oder unzulässig sind. Einen schlagfreien Übergang bieten spezielle Umschaltalgorithmen, die in modernen Druck-/ Kraftreglern integriert sind.

5 Aktuelle Entwicklungen auf der Signalseite

5.1 Modellbasierte Ansätze

Ein besserer und geradezu nahe liegender Weg zur Verbesserung des Regelverhaltens besteht darin, die Nichtlinearitäten der Regelstrecke direkt im Entwurf zu berücksichtigen. In den letzten Jahren sind zunehmend Konzepte dieser Art entwickelt und umgesetzt worden. Ein möglicher Ansatz in dieser Richtung ist das Verfahren der Linearisierungskorrektur, bei welchem versucht wird, die Auswirkungen der Nichtlinearitäten durch „linearisierende Korrektursignale“ zu kompensieren. /3/

Andere, inhaltlich sehr verwandte Ansätze werden Model Based Predictive Control, Trajektorienregelung etc. genannt (Bild 16). Im Kern sind sie die Renaissance der altbekannten Vorsteuerung, nun auf einem höheren Level. Die gemeinsame Grundidee solcher Konzepte ist einfach und nahe liegend: Woher das für den gewünschten Kraft- oder Bewegungsverlauf notwendige Stellsignal kommt, ist letztlich gleichgültig. Es vollständig im Regler aus dem Regelfehler zu gewinnen, wie bei klassischen Regelkonzepten, ist streng genommen unglücklich: Schon der Begriff Regelfehler weist daraufhin, dass der Antrieb zumindest temporär nicht an dem gewünschten Betriebspunkt ist, denn sonst gäbe es keinen Regelfehler und ohne Regelfehler keine Reaktion des Antriebs. Will man diesen Fehler klein halten, muss der Regler als Kopplung zwischen Regelfehler und Stellsignal „scharf“ eingestellt werden, d.h. die Kreisverstärkung wird hoch getrieben. Dabei nähert man sich zuneh-

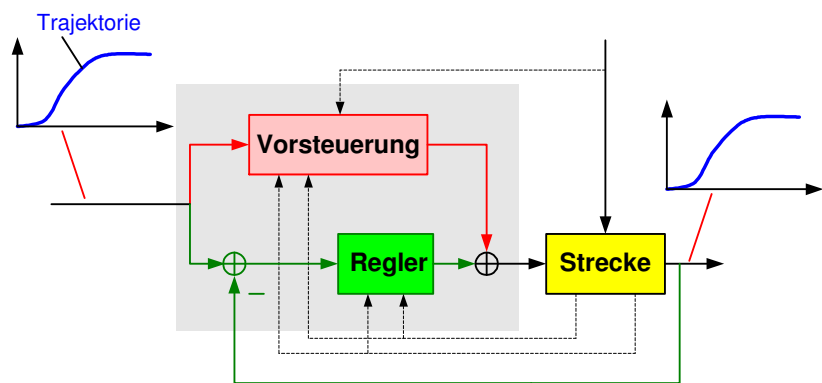


Bild 16: Modellbasierte Trajektorienregelung

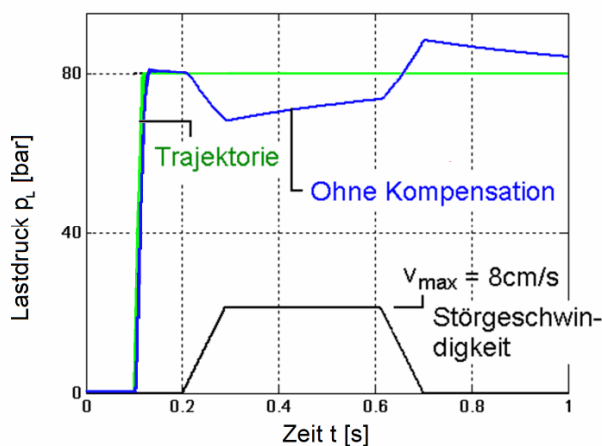


Bild 17: Konventionelle Druckregelung

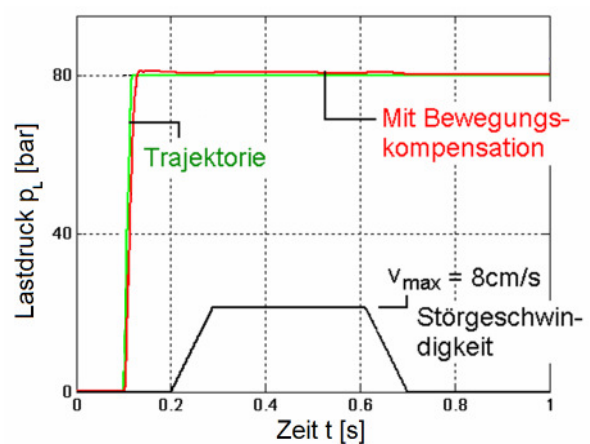


Bild 18: Modellbasierte Druckregelung

mend dem Stabilitätsrand. Um die einsetzende Instabilität zu vermeiden, verwendet man höherwertige Regler, welche die Eigendynamik verbessern sollen. Mit zunehmender Kom-

plexität werden diese natürlich immer anfälliger gegen Signalfehler oder Parameterschwankungen. Gerade hier stellt das ausgeprägt nichtlineare Übertragungsverhalten eines hydraulischen Zylinderantriebs den Ingenieur vor eine schwierige Aufgabe.

An dieser Stelle setzen die modellbasierten Verfahren an. Zum einen verfügt man heute über recht genaue Kenntnisse über das reale Systemverhalten, zum anderen über entsprechend leistungsfähige Echtzeitrechner. Nutzt man diese Möglichkeiten, lassen sich auch unter realen Randbedingungen höherwertige Steuerungs- und Regelungskonzepte entwickeln. Dabei werden in den Trajektoriengeneratoren sinnvolle Sollwertverläufe $w(t)$ erzeugt, für die auf der Basis der bekannten Modelleigenschaften in der Vorsteuerung Stellsignalverläufe berechnet werden können, welche die gewünschten Bewegungs- oder Kraftverläufe am Antrieb bewirken. Dem Regler bleibt im Rahmen dieser Struktur lediglich die Aufgabe, die Auswirkungen von Ungenauigkeiten und Modellfehlern sowie den verbleibenden Einfluss von nicht vorhersehbaren Störgrößen auszuregeln. Dabei ist es von Vorteil, dass sich bei diesem Konzept Regler- und Vorsteueranteil prinzipbedingt nicht gegenseitig beeinflussen oder sogar stören. Diese Konzepte haben einige weitere hochinteressante Merkmale: Neben der weniger scharfen und damit weniger anfälligen Reglereinstellung werden wesentliche Nichtlinearitäten in der Vorsteuerung berücksichtigt, d.h. diese wirken sich entsprechend weniger aus. Insgesamt ergeben sich sehr robuste Prozessführungsstrukturen; denn ein Regelalgorithmus im klassischen Sinne liegt bei dieser heterogenen Struktur eigentlich nicht mehr vor.

Es sei darauf hingewiesen, dass die Renaissance dieser Ansätze theorieeitig durch den vergleichsweise neuen Ansatz der flachen dynamischen Systeme (Regelung flacher dynamischer Systeme über das Zwei-Freiheitsgrade-Modell, /6/, /7/) angeregt wurde. Für die praxisgerechte Umsetzung dieser anspruchsvollen universellen Theorie wurden zielgerichtet auf den vorliegenden Anwendungsfall des ventilgesteuerten hydraulischen Linearantriebs vergleichsweise einfache Entwurfsverfahren entwickelt und angewendet. Im Kern beinhaltet der Vorsteuerzweig einen Algorithmus, der das gesuchte Stellsignal bestimmt, indem unter Einbeziehung fallspezifisch gerechtfertigter Annahmen und/ oder durch Rückgriff auf gemessene Prozesssignale die algebraischen Mollgleichungen in Echtzeit gelöst wird. Diese pragmatischen Ansätze umgehen die mathematisch z. T. recht anspruchsvolle Theorie und führen zu den gleichen Ergebnissen (siehe /4/). Die Entwicklung und Umsetzung solcher Konzepte ist mit den heute verfügbaren Möglichkeiten der Rechnertechnik problemlos möglich.

Bild 17 und 18 zeigt die erreichbare Regelgüte im Fall einer modellbasierten Druckregelung mit bewegtem Kraftangriffspunkt. Mit einer modellbasierten Lageregelung ist es so möglich, Schleppfehler und bleibende Regelfehler auch ohne integrale Anteile de facto zu vermeiden. In beiden Fällen lassen sich auch Zylinder mit sehr ungünstigem Flächenverhältnis ($\alpha < 0,7$) problemlos regeln. Allerdings hängt die Güte dieser Konzepte auch sehr stark von der Dynamik der eingesetzten Sensoren und Stellglieder (Servoventile) ab.

5.2 Rechnergestützte Online-Identifikation nichtlinearer Modelle

Basis all dieser beschriebenen modellbasierten Ansätze ist die Verfügbarkeit eines entsprechend genauen Antriebsmodells, also des Verbundes von Zylinder und Ventil. Es ist in mehrfacher Hinsicht nichtlinear, wobei sich die Nichtlinearitäten des Zylinders und des Ventils überlagern (s. oben). Das Kennlinienfeld lässt sich mit den heutigen Werkzeugen der Computermathematik bestimmen, wenn die erforderlichen Daten mit der entsprechenden Genauigkeit verfügbar sind. Das ist aber gerade bei Ventilen nicht immer der Fall; vor allem bei sehr großen Ventilen wegen fehlender Messplätze oder bei einfachen Ventilen aus Preisgründen (relativ hohe Toleranzen). Hierauf konnte durch das geschickte Zusammenspiel von Systemtechnik, numerischer Mathematik und heutiger Rechenleistung ein faszinierender Ausweg gefunden werden. Beschreibt das Modell die Gesamtheit aller möglichen Betriebszustände, muss jeder Betriebszustand, den das System einnimmt, die betreffenden Modellgleichungen erfüllen. Allerdings erschweren stochastisch überlagerte Störungen eine direkte

Identifikation. Die Methoden der klassischen Ausgleichsrechnung versagen, da bereichsweise unterschiedliche Ansatzfunktionen relevant sind, wobei die betreffenden Bereiche jedoch nicht a priori bekannt sind.

Es konnte über einen anderen Ansatz, der u. a. auf Konzepte der Bildverarbeitung zurückgreift, ein Verfahren entwickelt werden, welches das gesuchte Kennlinienfeld automatisch am laufenden System identifiziert (Bild 19). Dabei sind keine speziellen Messkonfigurationen erforderlich; auch mühsame und anspruchsvolle numerische Rechnungen zur Bildung des Kennlinienfeldes aus etwaig vorhandenen Katalogangaben und Datenblättern entfallen. Im laufenden Betrieb werden lediglich die Schieberstellung, die Kammerdrücke und die Kolbengeschwindigkeit aufgezeichnet und ausgewertet. Dieses robuste automatische Verfahren zur Bestimmung des Kennlinienfeldes als Kernstück des Modells ist nicht nur ein wesentlicher Schritt bei der praktischen Umsetzung modellbasierter regelungstechnischer Konzepte. Da

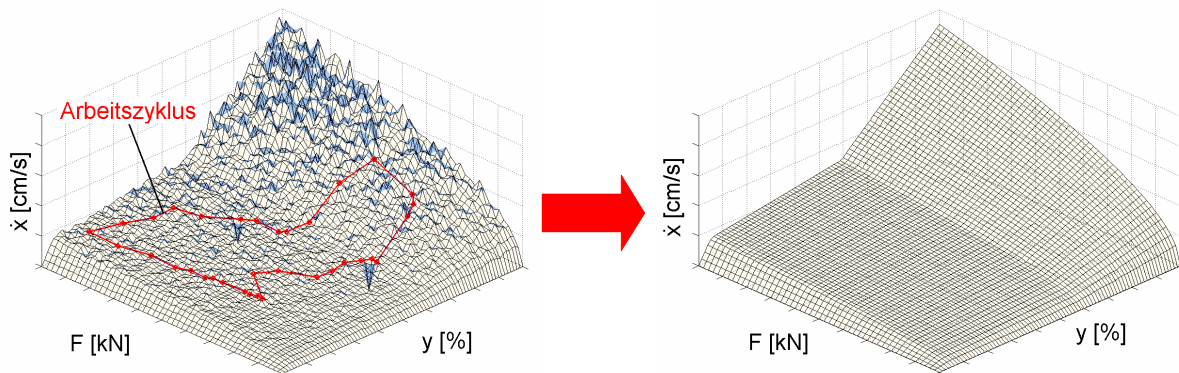


Bild 19: Zum Prinzip der Online-Identifikation des Antriebskennfeldes

dieses Identifikationsverfahren online an der realen Maschine läuft und ohne spezielle Messapparaturen auskommt, eignet es sich auch dazu, Phänomene wie Drift oder Kantenverschleiß im Hintergrund des laufenden Prozesses zu erkennen. /10/

5.3 Modellbasierte Leistungsvorfilter

Mehrfach ist in den Ausführungen oben angesprochen worden, dass die gegebenen Begrenzungen des Systems – allen voran die Stellsignalbegrenzung – eine Ursache dafür darstellt, dass das angestrebte Regelverhalten nicht erreicht wird. Das ist immer dann der Fall, wenn zu dem geforderten Verhalten Stellsignale erforderlich sind, die nicht realisierbar sind. Dieser Fall tritt bei integrierenden ebenso auf wie bei dynamischen Regleranteilen, bei der Zu-

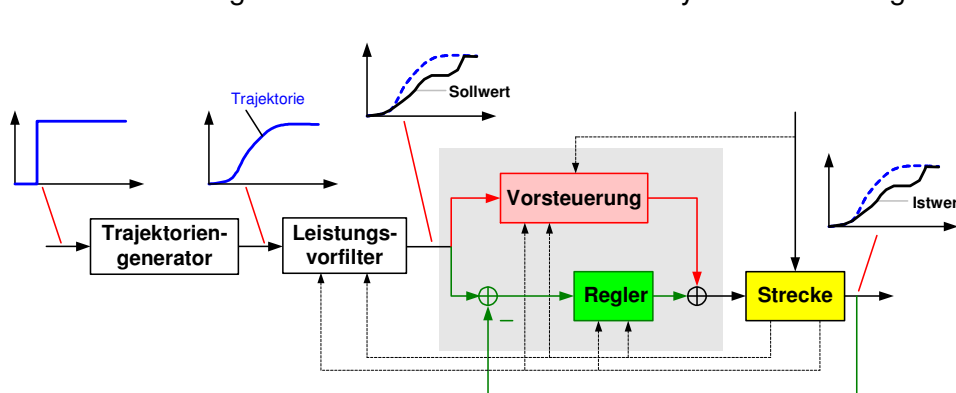


Bild 20: Trajektorienregelung mit Vorfilter

standsregelung oder der modellbasierten Druckregelung, wenn der Antrieb das Sollsignal wegen der aktuell wirkenden Störgröße leistungsmäßig nicht umsetzen kann. Wann diese Begrenzung aktiv wird, ist von den jeweiligen Arbeitspunkten abhängig, die aber allesamt im Kennlinienfeld enthalten sind. Von daher ist es nahe liegend, ein modellbasiertes Vorfilter zu konzipieren, welches den geforderten Sollwertverlauf eigenständig korrigiert, um solche infolge der Begrenzungen nicht

realisierbaren Betriebszustände zu vermeiden (Bild 20). Wenn der aktuelle Arbeitspunkt im Antriebskennfeld bekannt ist – wie prinzipbedingt z.B. bei der modellbasierten Regelung –, bietet es sich an, die aktuellen Leistungsreserven zu bestimmen und die Solltrajektorie daraufhin in Echtzeit entsprechend zu korrigieren. Ein solches modellbasiertes Vorfilter wurde entwickelt und erfolgreich getestet. Es ist ein Beispiel für die vielen Perspektiven, die modellbasierte Konzepte gerade für solch nichtlineare Regelstrecken wie z.B. den ventilgesteuerten hydraulischen Zylinderantrieb bieten. /4/

6 Praktische Umsetzung mit hyTRax

Verbleibt die letzte aber meist entscheidende Frage, wie solche Konzepte effizient in die Praxis umgesetzt werden können; zum einen vom Entwurfs-, zum anderen vom Hardwareaufwand her. Ein entsprechender Ansatz ist das Control Package hyTRax der Fa. TR-Systemtechnik GmbH.

hyTRax beinhaltet ein Hardware- und ein Dienstleistungsangebot. Hinsichtlich der Hardware ist in hyTRax die gesamte Steuer- und Regelelektronik einer hydraulischen Servoachse integriert. Diese ist in verschiedenen Ausführungsvarianten



Bild 21: Hardwarevarianten des hyTRax-Konzeptes

erhältlich: im Wegsensor integriert, in einer separaten Box zum achsnahen Anbau oder als Hutschienen-Modul zum Einbau in den Schaltschrank (Bild 21). Über integrierte Schnittstellen wird die Sensorik angeschlossen (Kraft- bzw. Druckgeber, Weggeber o.ä.). Die Firmware deckt die oben angesprochenen Regelkonzepte ab. Bei der Schaltschrankvariante können auch achsbezogene SPS-Funktionalitäten in den hyTRax-Regler integriert werden.

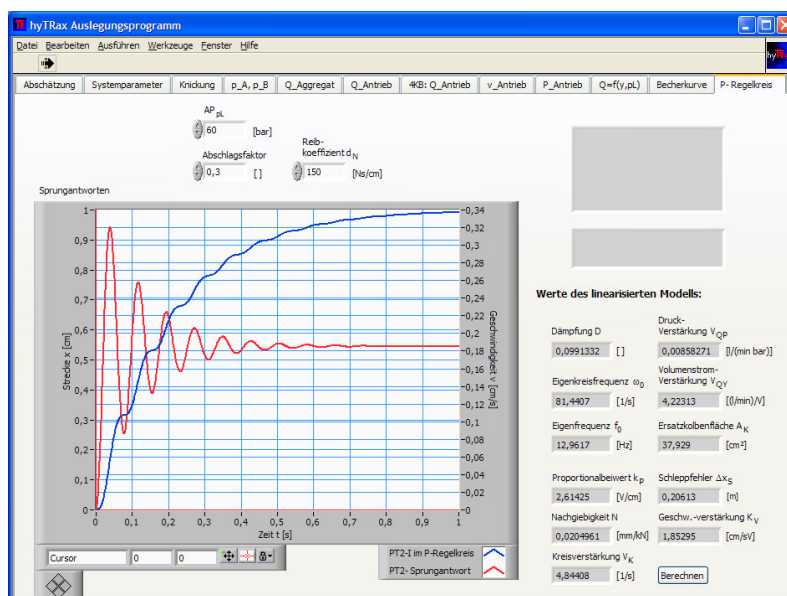


Bild 22: Rechnergestützte Systemauslegung bei hyTRax; hier: Grobauslegung des Systems

gen Überprüfung und grundsätzlichen Abschätzung der regelungstechnischen Eigenschaften der Konstellation zur Verfügung (Bild 22). Weitere Programme beschäftigen sich mit dem

Schnittstellen zum übergeordneten Prozess sind bei hyTRax standardmäßig Feldbusse wie beispielsweise Profibus, über den auch die komplette Parametrierung der Achse durchgeführt werden kann. Zur Inbetriebnahme stehen spezielle Werkzeuge zur Verfügung. Auch die Möglichkeit der Fernwartung ist gegeben.

Der Engineering-Teil des hyTRax-Konzeptes wird durch speziell entwickelte Softwarepakete unterstützt, die einen zielstrebigem und sicheren Entwurf der betreffenden Regelkonzepte ermöglichen. Dabei stehen Programme zur leistungsmäßigen

Reglerentwurf unter Berücksichtigung der Betriebspunktabhängigkeit der Parameter. So werden bereits in diesem frühen Entwurfsstadium Richtwerte für Kenngrößen wie Laststeifigkeit, Schleppfehler und Sprungantwortverhalten bestimmt. In einem weiteren Schritt können über speziell entwickelte Simulationsprogramme die Feinauslegung des Systems und die Vorparametrierung des Reglers erfolgen. Falls gewünscht, werden bei Verfügbarkeit der entsprechenden Angaben applikationsspezifisch Fahrsätze, Lastzyklen usw. realitätsnah mit hoher Genauigkeit virtuell simuliert. Diese Möglichkeit wird vom Haus TR als Engineering-Dienstleistung unabhängig vom Erwerb von TR-Hardware angeboten. Eine mögliche Umsetzung der entwickelten Lösung auf TR-Hardware kann anschließend mit bedienerfreundlichen Inbetriebnahmetools am Antrieb einfach vom Anwender selbst vorgenommen werden. Die Integration in die übergeordnete Systemsteuerung wird durch verschiedene Hilfsmittel, wie beispielsweise vorbereitete Funktionsbausteine, unterstützt. /11/

Der Charme des hyTRax-Angebotes besteht auch darin, dass der Entwurf grundsätzlich hardwareneutral ist. Alle Hydraulikkomponenten – gerade die Ventile – können entsprechend der berechneten Spezifikationen frei aus der Vielzahl der am Markt verfügbaren Modelle ausgewählt werden; die TR-Gruppe hat keine eigenen Hydraulikkomponenten. Ob ein hochwertiges Servoventil oder ein preisgünstiges Propventil eingesetzt wird, hängt allein von den Anforderungen des Anwendungsfalles bzw. des Kunden ab; TR ist der Kompetenzpartner allein auf der Entwurfs- und Signalseite.

7 Zusammenfassung

Die Ausführungen machen deutlich, dass eine echte Konkurrenzsituation zwischen einer elektrischen und einer hydraulischen Lösung bei einer gegebenen Antriebsaufgabe in den meisten Fällen nicht besteht. Beide Antriebstechnologien haben prinzipbedingte Merkmale und decken folglich abgesehen von ein paar Grenzfällen unterschiedliche Anwendungsgebiete ab. Die hydraulische Antriebstechnik ist allein schon wegen des zu treibenden höheren Aufwandes eine Nischendisziplin. Deshalb sollten nur solche Fälle hydraulisch gelöst werden, wo elektrische Lösungen spezifische Nachteile aufweisen. Elektrische Antriebe sind grundsätzlich vorzuziehen, falls nicht die genannten physikalisch begründbaren Gesichtspunkte oder spezielle Rahmenbedingungen – wie beispielsweise in der Mobilhydraulik – dagegen sprechen. Andererseits sollte man jedoch mit derselben Konsequenz auf hydraulische Antriebe zurückgreifen, wenn sich elektromotorische Lösungen schwierig gestalten. Der alte Streit zwischen Hydraulikern und Elektronikern ist technologisch nur schwer nachvollziehbar und eigentlich unsinnig.

Entscheidet man sich für eine hydraulische Lösung und stellt höhere Anforderungen an das Leistungsvermögen, nimmt der signalseitig zu treibende Aufwand und die Auslegung schnell zu. Das ist wohl auch der Grund, weshalb die hydraulische Servotechnik dem von den elektrischen Antrieben bekannten Standard oft etwas hinterher hinkte. Mit den heute verfügbaren Möglichkeiten lassen sich nun regelungstechnische Methoden handhaben und umsetzen. Dabei stehen modellbasierte Ansätze im Mittelpunkt, welche die unangenehmen Nachteile der hydraulischen Antriebe bewusst im Entwurf berücksichtigen. Es handelt sich sicher erst um den Anfang der Entwicklung. Auch in anderen Bereichen kann die Hydraulik sicherlich noch mehr als andere Disziplinen von mechatronischen Ansätzen als Synonym für eine sinnvolle Synthese von Maschinenbau, Systemtheorie und digitaler Signalverarbeitung profitieren. Erste umgesetzte Lösungen zeigen hier die bestehenden Perspektiven deutlich. Dass ein erhöhter Auslegungs- und Realisierungsaufwand mit den heutigen Möglichkeiten der Rechner- und Systemtechnik beherrschbar ist, zeigt exemplarisch das von der Fa. TR-Systemtechnik GmbH entwickelte zweigliedrige Konzept hyTRax. Zusammen mit der zugehörigen Projektierungs- und Inbetriebnahmesoftware ist damit ein Weg aufgezeigt, solche modernen Konzepte zielstrebig, sicher, kostengünstig und anwenderfreundlich umzusetzen.

8 Literaturverzeichnis

- /1/ Anders, Peter: Grundlagen der elektrischen und hydraulischen Stell- und Servoantriebe, Zum Hintergrund von hyTRax und encoTRive, Firmenschrift TR-Systemtechnik GmbH, Trossingen, 2007
- /2/ Mann, Heinz/ Schiffelgen, Horst: Einführung in die Regelungstechnik, Carl Hanser Verlag, München, 1988
- /3/ Bublitz, Roland: Moderne hydraulische Achsregler – Anforderungen, Leistungsspektrum und praktische Anwendung, Vortrag, Kolloquium über Energieübertragung und Signalverarbeitung durch Fluide, IFAS Aachen, 2007
- /4/ Anders, Peter/ Kuner, Daria: Modellbasierte Regelungskonzepte bei hydraulischen Linearachsen – Theorie und praxismgerechte Umsetzung, Vortrag, 6. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium, Dresden, 2008
- /5/ Boes, Christoph: Hydraulische Achsantriebe im digitalen Regelkreis, Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- /6/ Wey, Thorsten: Nichtlineare Regelungssysteme, Ein differentialalgebraischer Ansatz, Teubner Verlag, Stuttgart, 2002
- /7/ Fliess, Michel et al.: Flatness and defect of non-linear systems, introductory theory and examples, Int. J. Control 61(6), 1327-1361, 1995
- /8/ Naar, Daria: Modellbasierte Regelungskonzepte an hydraulischen Servoantrieben, Master Thesis, Hochschule Furtwangen University, 2006
- /9/ Anders, Peter: Digitale Regelungstechnik, Umdruck zur Vorlesung, Selbstverlag Hochschule Furtwangen University, 2002
- /10/ Ströbel, Simon: Algorithmen zur selbstlernenden kennlinienbasierten Regelung hydraulischer Zylinderantriebe, Bachelor Thesis, Hochschule Furtwangen University, 2006
- /11/ N. N.: Unterlagen zu hyTRax, Firmenschrift TR-Systemtechnik GmbH, Trossingen, 2007
- /12/ Forster, Ingbert: Elektrohydraulische Lastsimulation, Dissertation, RWTH Aachen, 1988