

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" din TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICA

24.7.98

Ing. Jaafar ATRISSI

TEZĂ DE DOCTORAT

Conducător științific:

Prof. Dr. ing.
Mircea BĂRGLĂZAN

România, Timișoara, 1998.

MINISTERUL EDUCAȚIEI NAȚIONALE
MINISTERIUM für NATIONALE ERZIEHUNG
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" din TIMIȘOARA
UNIVERSITÄT "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
MASCHINENBAU FAKULTÄT
CATEDRA DE MAȘINI HIDRAULICE
LEHRSTÜHL für HYDRAULISCHE MASCHINEN

Ing. Jaafar ATRISSI

***Untersuchung und Optimierung der
hydrostatischen Steuerung in der Pressentechnik***

**Cercetarea și optimizarea acționărilor
hidrostatice utilizate în tehnica presării**

TEZĂ DE DOCTORAT

DISSERTATION

2013
10

Conducător științific:
Leiter:
Prof. Dr. Ing.
Mircea BĂRGLĂZAN

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

ROMÂNIA, TIMIȘOARA, 1998.

**Untersuchung und Optimierung
der hydrostatischen Steuerung
in der
Pressentechnik**

Jaafar Atrissi

**Untersuchung und Optimierung
der hydrostatischen Steuerung
in der
Pressentechnik**

Unterrichtsministerium

Maschinenbau - Fakultät

**Lehrstuhl für hydraulische Maschinen der
Technischen Universität „Politehnica“ Timisoara**

Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

vorgelegt von

Diplom-Ingenieur Jaafar Atrissi

Leiter: Prof. Dr.- Ing. Mircea. Barglazan

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Projektingenieur für hydraulische Antriebe und Steuerungen.

Herrn Professor Dr.-Ing. M. Barglazan, danke ich für die Unterstützung und seine Anregung, die die Abfassung dieser Arbeit ermöglicht haben.

Mein Dank gilt allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für hydraulische Maschinen der technischen Universität Timisoara.

Weiterhin danke ich allen Mitarbeitern der Fa. Schäfer, die mir bei der Realisierung dieser Arbeit behilflich waren.

Für die eingehende und kritische Durchsicht der Arbeit bin ich Herrn Dr. rer. nat. W. Pook und seiner Frau sehr verbunden.

Für die Hilfe bei der technischen Gestaltung dieser Arbeit danke ich Frau Studienassessorin B. Schmid und Herrn Dipl.- Wirtschaftsinformatiker R. Schmid.

Frankfurt, im März 1998.

Jaafar Atrissi

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen	III
1. Einleitung	1
2. Modell des Antriebs (Zylinder)	4
2.1. Nichtlineares Modell des Zylinderantriebs	4
2.1.1. Der Antrieb	5
2.2. Lineares Modell des Zylinderantriebs	10
2.2.1. Der Antrieb	10
2.3. Die Regelstruktur	16
2.3.1. Linearer dreischleifiger Antriebsregler	18
2.3.2. Erweiterung des dreischleifigen Reglers	29
für Bahnregelungen	
3. Der Adaptionbedarf	34
3.1. Die Anforderungen an eine Adaption	34
3.2. Klassische Trial-and-Error Verfahren	37
3.3. Parameterschätzung zur Reglerauslegung	41
mittels Polvorgabe	
4. Adaption mittels Fuzzy-Logik	53
4.1. Einführung in die Fuzzy-Logik	53
4.1.1. Fuzzifizierung	60
4.1.2. Regelwerke	62
4.1.3. Defuzzifizierung	69
4.1.4. Zusammenfassung	72
4.2. Aufbau des Regelkreises mit unterschiedlichen	73
Adaptionsstrategien	
4.2.1. Adaption an langsamen Änderungen	74
4.2.2. Adaption an schnellen Änderungen	75

5.	Optimierung und Adaption an langsamen Streckenänderungen	82
	mit Hilfe der Fuzzy-Logik	
5.1.	Die Fuzzyfizierung	82
5.2.	Die Regelbasis.....	91
5.3.	Die Defuzzyfizierung.....	94
5.4.	Experimentelle Ergebnisse.....	96
6.	Adaption an schnellen Streckenänderungen durch	103
	Parameterschätzung und gelernte Funktionen	
6.1.	Einfache Parameterschätzung zur	103
	Generierung eindeutiger Kenngrößen	
6.2.	Annäherung der Reglerparameter durch	104
	eine zu lernende Funktion	
6.3.	Experimentelle Ergebnisse.....	108
7.	Realisierung von Fuzzy Controller beim Umformen	111
7.1.	Allgemeine Problemstellung	111
7.2.	Anwendung der Fuzzy Control auf den.....	112
	Schmiedegang	
7.2.1	Beschreibung des Schmiedeprozesses,	113
	Anlagenbeschreibung und allgemeine Problemstellung	
7.2.2	Entwurf eines Fuzzy Controllers für das	118
	Reckschmieden	
7.2.3	Entwurf eines Fuzzy Controllers für das	132
	Thixo-/Gießschmieden	
7.2.4	Ergebnisse und Auswertung	142
8.	Zusammenfassung und Beiträge.....	153
9.	Literaturverzeichnis.....	157
A	Anhang.....	166
A1	Hinweise zu programmtechnischen Realisierungen.....	166

Abkürzungen

A	(-)	Systemmatrix der Zustandsraumdarstellung
A_{Blende}	cm^2	Blendenfläche
A_K	cm^2	Kolbenfläche
a_i	(-)	Konstanten des zeitkontinuierlichen Nennerpolynoms
a_v	(-)	Ventilstellung
α_D	(-)	Blendenkoeffizient zur Durchflußbestimmung
α_{D0}	(-)	konstanter Anteil am Blendenkoeffizienten
α_i	(..)	Konstanten des zeitdiskreten Nennerpolynom
$\alpha_{y\text{Korr}}$	(-)	Einfluß der Ventilschieberstellung auf α_D
b	(-)	Eingangsvektor der Zustandsraumdarstellung
b_i	(..)	Konstanten des zeitkontinuierlichen Zählerpolynoms
β_i	(-)	Konstanten des zeitdiskreten Zählerpolynoms
c^T	(-)	Ausgangsvektor der Zustandsraumdarstellung
C_0	(mm/s)/V	Geschwindigkeitsverstärkung
C_0^*	(mm/s)/V	Geschwindigkeitsverstärkung im Regelkreis
$C_{H A,B}$	l/bar	hydraulische Kapazität der Kolbenräume A und B
D_0	(-)	Dämpfungsgrad der Strecke
D_1	(-)	Wunschkämpfung 1
D_2	(-)	Wunschkämpfung 2
D_V	(-)	Dämpfungsgrad des Ventilschiebers
e	(-)	Geschwindigkeitsfehler
e_k	(-)	Fehler des Prädiktionsschritts der Parameterschätzung
$E'_{\text{Öl}}$	bar	Ersatz-Elastizitätsmodul des Öls
F_{Coulomb}	N	Coulomb'sche Reibkraft
F_{Reib}	N	Reibkraft
F_{Last}	N	äußere Lastkraft
F_{Los}	N	Losbrechkraft
$F_{\dot{x}}$	N	Geschwindigkeitsabhängige Reibkraft
f_{quant}	Hz	Frequenz aufgrund einer Signalquantisierung
g_{ij}	(..)	Gewichtsfaktoren

$\text{Im}(\dots)$	(..)	Imaginärteil der Klammer
K_0	(..)	allgemeiner Verstärkungsfaktor
K_i	(..),	Regelparameter K_p , K_v , K_a
K_{iLern}	(-)	Lernfaktor aus Richtungserkennung
K_{iMul}	(-)	Multiplikationsfaktor aus Fuzzy-Logik
K_{Liv}	(l/min)/(mm/s)	geschwindigkeitsabhängiger Leckölbeiwert
K_{Lip}	(l/min)/bar	druckabhängiger Leckölbeiwert
K_p	V/mm	Positionsrückführung
K_{pw}	V/mm	Aufschaltung Sollposition
K_v	V/(mm/s)	Geschwindigkeitsrückführung
K_{vw}	V/(mm/s)	Aufschaltung der Sollgeschwindigkeit
K_a	V/(mm/s ²)	Beschleunigungsrückführung
K_{av}	(-)	Korrekturwert von a_v
K_{aw}	V/(mm/s ²)	Aufschaltung Sollbeschleunigung
l_K	mm	Länge der Ölfelder im Kolben
$\mathcal{L}\{\}$	(-)	Laplace-Transformation
λ	(-)	Vergessensfaktor des RLS-Verfahrens
m_K	kg	Lastmasse
\mathbf{m}_k	(-)	Meßwertvektor für die Parameterschätzung
μ	(-)	Zugehörigkeitsgrad
$\Delta p_{1..4}$	bar	Druckdifferenz über eine Steuerkante
$p_{A,B}$	bar	Druck in den Zylinderkammern A und B
p_L	bar	Lastdruck (linear)
$p_{L,0}$	bar	Lastdruck im Arbeitspunkt (linear)
\mathbf{p}_k	(-)	Parametervektor der Parameterschätzung
\mathbf{P}_k	(-)	Kovarianzmatrix der Parameterschätzung
$Q_{1..4}$	l/min	Volumenstrom über die Steuerkanten des Ventils
Q_{eff}	l/min	effektive Volumenströme zum Druckaufbau
Q_{0max}	l/min	maximaler Volumenstrom bei p_0
q_v	l/min	Volumenstrom des Ventils (linear)
q_l	l/min	druckabhängiger Leckölstrom (linear)
$q_{\dot{x}}$	l/(m/s)	Volumenstrom aufgrund \dot{x} (linear)

\mathbf{q}_k	(-)	Änderungsvektor der Parameterschätzung
$\text{Re}(\dots)$	(..)	Realteil der Klammer
RLS		Rekursiv Least-Square
r_{Schieber}	mm	Radius des Ventilschiebers
ρ	g/cm^3	Dichte
s	1/s	Differentialoperator der Laplace-Transformation
Δs	mm	Weg-Differenz
T_{Abt}	ms	Abtastzeit des digitalen Reglers
T_{Ident}	ms	Abtastzeit des Identifikationsverfahrens
T_{RLS}	ms	Zeitkonstante des Identifikationsverfahrens
T_V	ms	Zeitkonstante des Ventils
t_x	ms	Zeit zwischen zwei Extrema des Weges
t_{xpp}	ms	Zeit zwischen zwei Extrema der Beschleunigung
u	V	Ventileingangsspannung
u	Inc	Ventilausgangsspannung des Digitalrechners
u	(-)	Eingangsgröße der Zustandsraumdarstellung
u_0	V	Ventilspannung im Arbeitspunkt
u_{max}	V	maximale Ventileingangsspannung
V_K	l/s	Kreisverstärkung
V_{tot}	l	Totvolumen einer Leitung zwischen Ventil und Zylinder
V_{QU}	(l/min)/V	Volumenstrom-Signalverstärkung
V_{QY}	(l/min)/mm	Volumenstrom-Schieberverschärkung
V_{QP}	(l/min)/bar	Druck-Signalverstärkung
ω_0	1/s	Eigenkreisfrequenz der Strecke
ω_V	1/s	Eigenkreisfrequenz des Ventilschiebers
\mathbf{x}	(-)	Vektor der Zustandsgrößen
x	mm	Kolbenposition
\dot{x}_{Misch}	mm/s	Mischreibgeschwindigkeit
$x_{\text{min,max}}$	mm	Endposition des Kolbens
\dot{x}	mm/s	Geschwindigkeit
\ddot{x}	mm/s^2	Beschleunigung
x_p	mm/s	Geschwindigkeit

x_{pp}	mm/s^2	Beschleunigung
y	mm	Ventilschieberstellung
y	(-)	Ausgangsgröße der Zustandsraumdarstellung
y_{max}	mm	maximaler Ventilschieberweg
$y_{\text{Über}}$	mm	Überdeckung des Ventilschiebers
z	(-)	Verschiebeoperator der z-Transformation
$Z\{\}$	(-)	Z-Transformation

1. Einleitung

Hydraulische Antriebe liefern hohe Leistungsdichte und Dynamik bei geringen Ansprüchen an den benötigten Bauraum. Sie sind aus diesem Grunde hervorragend für alle hochdynamischen Antriebsaufgaben verwendbar.

Durch den Einsatz moderner digitaler Regelungs- und Signalverarbeitungskonzepte lassen sich die Eigenschaften hydraulischer Achsen in Pressen hinsichtlich der Positioniergenauigkeit, der Laststeifigkeit, der Reproduzierbarkeit und der Standzeit der Werkzeuge wesentlich verbessern. Kernpunkt dieser Konzepte ist eine auf die Belange der hydraulischen Antriebe zugeschnittene Reglerstruktur, deren Parameter durch weitere Maßnahmen, wie Streckenidentifikation adaptiert werden.

Die Regelung sollte sowohl verschleißbedingte Verstellungen, Veränderung der Temperatur des Druckmediums als auch Änderung der zu bewegenden Lastmasse (Werkzeug) ausgleichen können. Dabei ist die Adaption der Lastmasse aufgrund des geringen Leistungsgewichtes der Steuereinheit verglichen mit dem Gewicht des Werkzeuges als wesentliche Aufgabe anzusehen.

In modernen Pressen werden im Zuge des wachsenden Wettbewerbsdrucks immer höhere Anforderungen an die Antriebssysteme bezüglich ihrer Dynamik, ihrer Genauigkeit und ihrer Verfügbarkeit gestellt. In die Verfügbarkeit der Maschine fließt nicht nur die Zuverlässigkeit ihrer hydraulisch-mechanischen Komponenten ein. Diese wird zunehmend auch durch die Robustheit ihrer Steuer- und Regeleinheit gegenüber Variationen der Maschinenparameter geprägt.

Aufgrund der immer kürzeren zu realisierenden Taktzeiten und des gleichzeitig zu minimierenden Energieverbrauchs wird das Leistungspotential der Antriebe heutzutage weitgehend ausgeschöpft. Veränderungen im hydraulisch-mechanischen Teil - wie beispielsweise die Montage eines neuen Werkzeugs - führen bei diesen auf den Einzelfall optimierten Signalverarbeitungskonzepten oftmals zu nicht gewünschten Veränderungen im Achsverhalten, so daß zeitintensive Anpassungen vorgenommen werden müssen.

Aus anwendungsorientierten Gründen wird die vorgestellte Regelung ausschließlich mit bekannten Komponenten hydraulischer Zylinderantriebe, wie Ventil, Zylinder,

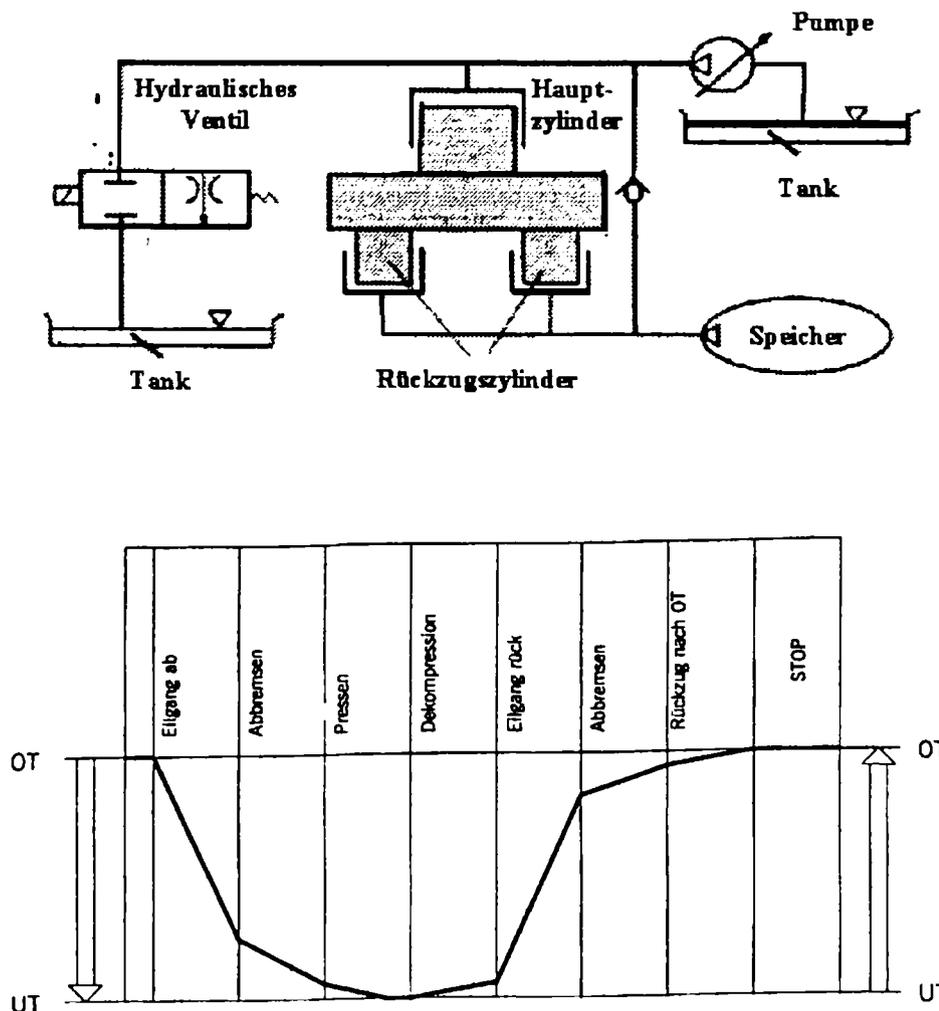


Bild 1.1: Aufbau und Zyklus der hydraulischen Presse

Wegmeßsystem und Drucksensor durchgeführt. Es wird ein sukzessiv arbeitendes Verfahren angewandt, das nur einen geringen Aufwand an Rechenleistung seitens der Reglereinheit benötigt.

Um Aussagen für reale Regelsysteme zu erhalten, muß auch ein nichtlineares Verhalten hydraulischer Antriebe berücksichtigt werden. Zur Schätzung der Streckendynamik nichtlinearer Systeme wird auf ein naheliegendes, und bereits von anderen Autoren [2, 12, 16, 17] eingesetztes Verfahren zurückgegriffen. Basierend auf diesen Schätzergebnissen werden die Reglerparameter über spezielle Auslegungsfunktionen

direkt ermittelt. Ein in dieser Arbeit vorgestellter Bewerter des Regelkreisverhaltens korrigiert gegebenenfalls die Auslegungsfunktionen, ohne daß zusätzliche Sensorik eingesetzt werden muß.

Der Bewerter des Regelkreisverhaltens und der daraus resultierenden sukzessiven Adaption entweder der Reglerparameter oder der Auslegungsfunktion arbeitet auf der Grundlage der Fuzzy-Logik, die eine schnelle und einfache Möglichkeit der Integration von Expertenwissen in Digitalrechner erlaubt.

Das Ziel dieser Arbeit besteht darin, mittels einer einfachen Einführung in die benötigten Grundlagen der Fuzzy-Logik-Regelung und gefundener Anwendungen die Vorgehensweise der Lösungsfindung bei hydraulischen Regelungsaufgaben zu verdeutlichen.

Der Begriff „Fuzzy-Logik“ hat in den letzten Jahren einen starken Aufschwung erlebt, so daß vielfach Lösungen mittels dieser Logikform gesucht werden. Bei der Einführung in die Fuzzy-Logik werden bewußt die Elemente besprochen, die als wichtig anzusehen sind, wobei zur Vertiefung auf [57] verwiesen sei.

2. Modell des Antriebs (Zylinder)

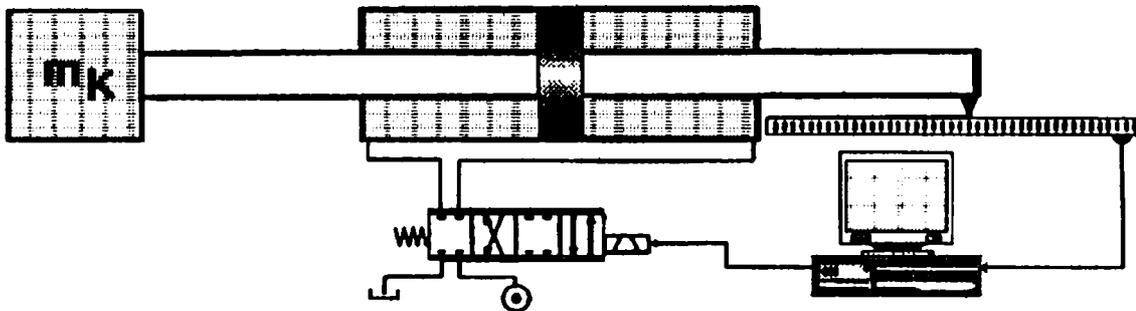


Bild 2.1: Aufbau des hydraulischen Zylinderantriebs

Der grundsätzliche Aufbau des hydraulischen Zylinderantriebs, der für die Untersuchungen herangezogen wurde, verdeutlicht Bild 2.1. Es handelt sich um einen gleichflächigen Zylinderantrieb, der über ein Regelventil an ein Konstantdrucknetz und die Tankleitung angeschlossen ist. Als einzige Sensorik wird ein inkrementales Wegmeßsystem eingesetzt. Das Medium Öl kann als ein quasi inkompressibles Medium (hoher Kompressionsmodul) angesehen werden, so daß sich die Durchflußgesetze aus dieser Annahme herleiten, wobei eine rein turbulente Strömung durch ideal scharfkantige Blenden im Ventil angenommen wird. Die Berechnung der Eigenschwingung des Zylinders basiert auf der Annahme eines linearen Hookschen Gesetzes für das Medium Öl innerhalb der Zylinderkammern.

2.1. Nichtlineares Modell des hydraulischen Zylinderantriebs

Bei der Betrachtung der unterschiedlichen Modelle, dem linearen und dem nichtlinearen Modell, soll mit dem nichtlinearen begonnen werden, da sich aus ihm das lineare Modell als eine Vereinfachung ableitet.

2.1.1. Der Antrieb

Um das nichtlineare Modell aufzustellen, ist es sinnvoll, den Antrieb in seine Komponenten zu zerlegen und deren Gesetzmäßigkeiten aufzustellen. Hierbei sollen die Einzelkomponenten nicht beliebig genau modelliert werden, sondern es ist vielmehr nur die Detailgüte zu verwenden, die für die Betrachtungen eines Zylinderantriebs im Regelkreis entscheidend ist.

- **Der Ventilschieber (Durchfluß)**

Er kann als ein Massenschwinger angesehen werden, dessen Bewegung der Differentialgleichung

$$\ddot{y}(t) + 2D_V \omega_V \dot{y}(t) + \omega_V^2 y(t) = \omega_V^2 (y_{\max} / u_{\max}) u(t) \quad (2.1)$$

folgt. Es ist darauf zu achten, daß der Ventilschieberweg y (Durchfluß), und - da ein vorgesteuertes Ventil eingesetzt wird - ebenfalls die Schiebergeschwindigkeit \dot{y} begrenzt sind.

- **Der Volumenstrom über die Steuerkanten (Durchfluß)**

Der Volumenstrom über die Steuerkanten (Durchfluß) wird nach der Formel für Strömungen über scharfkantige Widerstände

$$Q_{1..4}(t) = A_{\text{Blende}} \alpha_D \sqrt{2\Delta p_{1..4}(t)/\rho} \quad (2.2)$$

mit

$$A_{\text{Blende}}(t) = 2\pi r_{\text{Schieber}} (\pm y(t) \pm y_{\text{Ober}}) \quad (2.3)$$

berechnet. Da der Durchfluß diesen idealen Gesetzmäßigkeiten nicht folgt, wird der Durchflußkoeffizient α_D von der Ventilschieberstellung y (Durchfluß) abhängig gemacht nach der Näherungsformel

$$\alpha_D(t) = \alpha_{D0} - \alpha_{yKorr} (\text{abs}(x(t))/y_{\max}). \quad (2.4)$$

Dies entspricht weitestgehend der realen Charakteristik des nichtlinearen Verlaufs, wie der durch Sättigung aufgrund zusätzlicher Widerstände (Anschlußbohrungen...) entsteht. Der reale Verlauf des NG 06 Regelventils ist in Bild 2.2 wiedergegeben ist.

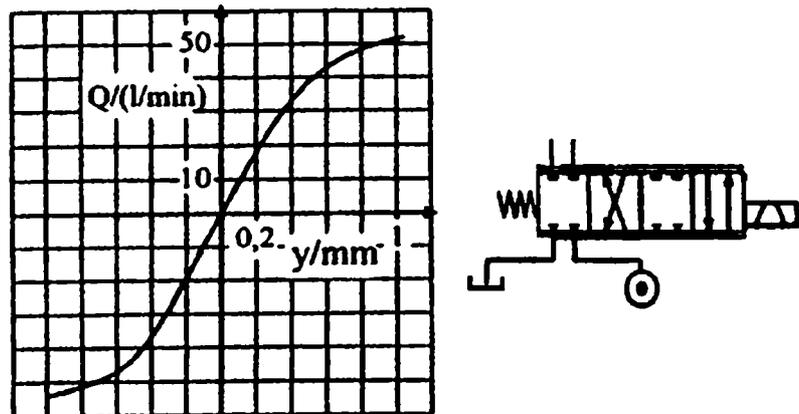


Bild 2.2: Volumenstromcharakteristik des NG 06 Regelventils der Presse SPA2-1

Der Volumenstrom in Richtung der Zylinderkammern ergibt sich dann aus der Differenz der Volumenströme über die jeweils zwei Steuerkanten (Durchfluß) des Schiebers:

$$Q_A(t) = Q_1(t) - Q_2(t)$$

$$Q_B(t) = Q_3(t) - Q_4(t) \quad (2.5)$$

- **Der Druckaufbau in den Zylinderkammern**

Zur Bestimmung des Druckaufbaus müssen die hydraulischen Kapazitäten berechnet werden, die vom Kammervolumen und somit von der Zylinderposition abhängen. Die Kapazitäten ergeben sich für die beiden Kammern zu

$$C_{HA, B}(t) = [A_K (x_{\min, \max} - x(t) + V_{\text{tot}})] / E' \delta l \quad (2.6)$$

Weiterhin müssen die effektiven Volumenströme berechnet werden, die für den Druckaufbau sorgen. Diese ergeben sich aus den über das Ventil geflossenen Volumenströmen $Q_{A,B}(t)$, dem Volumenstrombedarf aufgrund der Kolbenbewegung und den druck- und geschwindigkeitsabhängigen Leckölströmen:

$$Q_{A,B \text{ eff}}(t) = Q_{A,B}(t) - A_K \dot{x}(t) - K_{Lip} \Delta p(t) - K_{Liv} \dot{x}(t) \quad (2.7)$$

Hieraus folgt der Druckaufbau innerhalb der Zylinderkammern zu

$$\dot{p}_{A,B}(t) = Q_{A,B \text{ eff}}(t)/C_{HA,B} \quad (2.8)$$

$$p_{A,B}(t) = \int \dot{p}_{A,B}(t) dt. \quad (2.9)$$

• Der Zylinder mit Last als mechanischer Schwinger

Zur Berechnung der Kolbenbewegung muß das Kräftegleichgewicht am Kolben aufgestellt werden:

$$m_K \ddot{x}(t) = [p_B(t) - p_A(t)] A_K - F_{Reib}(t) - F_{Last}. \quad (2.10)$$

Der Reibkraft kommt hierbei eine besondere Bedeutung zu, da sie sich nur sehr schlecht durch eine allgemeingültige Formel ausdrücken läßt [53], wie bereits aus der Betrachtung unterschiedlicher Dichtungsformen klar wird, die sich je nach Bauart bei zunehmendem Absolutdruck mehr an die Kolbenstange anlegen und somit die Reibkraft weiter erhöhen. Als gute Näherung hat sich die Formel

$$F_{Reib}(t) = F_N |\dot{x}(t)| + F_{Coulomb} + F_{Los} [1 - (|\dot{x}(t)|/\dot{x}_{Misch})]^4 \quad (2.11)$$

erwiesen, die den in Bild 2.4 gezeigten Verlauf aufweist und als Stribbeck-Kurve bezeichnet wird.



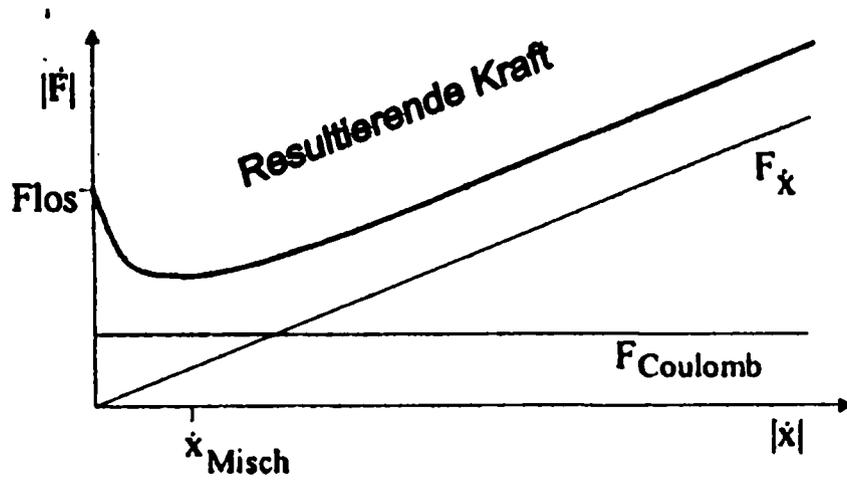


Bild 2.4: Verlauf der Reibung

Die resultierende Bewegung folgt aus der zweifachen Integration der Beschleunigung. Es ergibt sich der in Bild 2.5 zusammengefaßte, nichtlineare Signalflußplan [2].

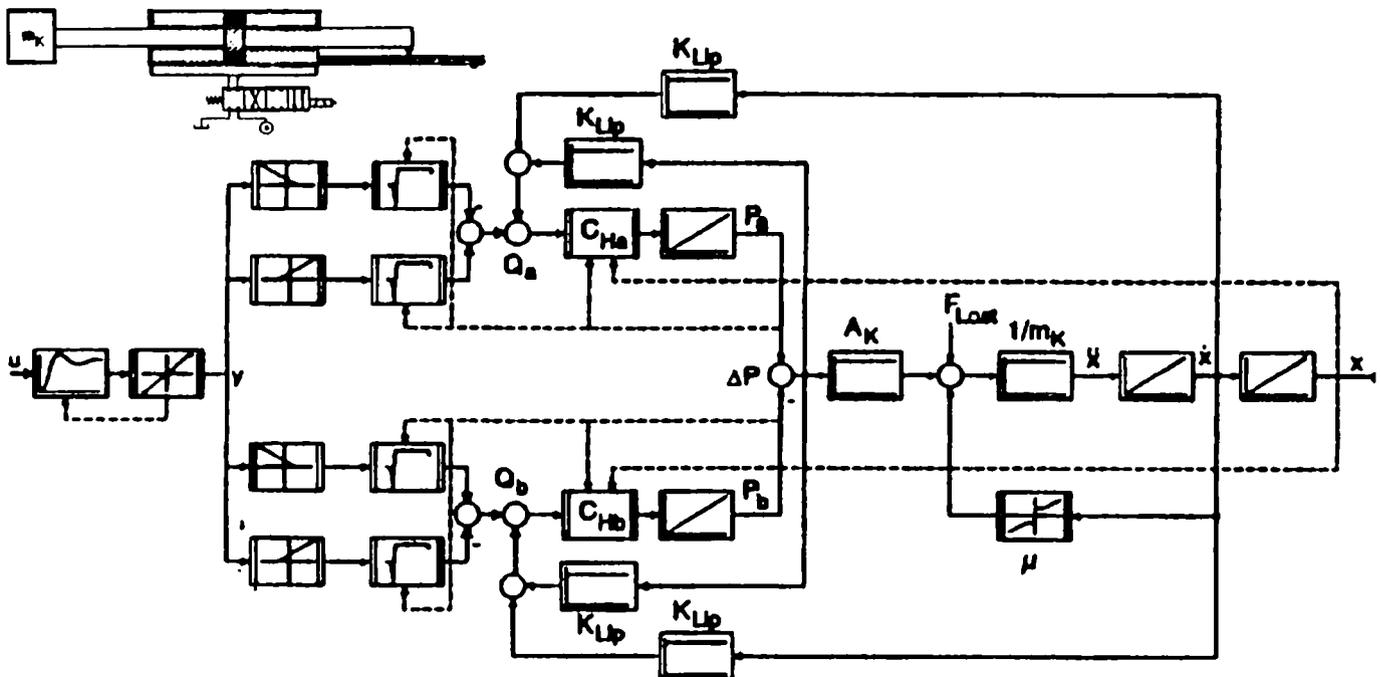


Bild 2.5: Signalflußplan des nichtlinearen Zylinderantriebs

Es ist zu erkennen, daß der hydraulische Antrieb von zwei Massenschwingern in Form einer Differentialgleichung. 2. Ordnung dominiert wird, allerdings nichtlineare Einflüsse vor allem der Dichtungsreibung und des nichtlinearen Ventilverhaltens ebenfalls großen Einfluß ausüben. Die Eigenfrequenzen des Ventils und des Zylinders können je nach Aufbau stark variieren. Typische Eigenfrequenzen von Ventilen NG06 liegen im Bereich von 60...100 Hz, die des Zylinders im Bereich von 5...100 Hz. Vor allem bei längerhubigen Zylindern, die keine extremen Beschleunigungen aufbringen müssen, liegen die Frequenzen vielfach im Bereich um 10 Hz, wie folgende einfache Rechnung für senkrecht stehende Zylinder zeigt. Es gilt allgemein für die Mittelposition

$$\omega_0^2 = [2 A_K E'_{01}] / [m_K (l_K + 2V_{tot} / A_K)] \quad (2.12)$$

woraus folgt

$$\ddot{x}_{max} = P_0 A_K / m_K \Rightarrow m_K = P_0 A_K / \ddot{x}_{max} \quad (2.13)$$

$$\omega_0^2 = (2 \ddot{x}_{max} E'_{01}) / [P_0 (l_K + 2V_{tot} / A_K)] \quad (2.14)$$

Bei der Presse SPA2-1

$$\ddot{x}_{max} = 2g,$$

$$E'_{01} = 11000 \text{ bar}$$

$$P_0 = 210 \text{ bar}$$

$$V_{tot} \approx 0$$

$$l_K = 0,5 \text{ m}$$

daraus folgt

$$\omega_0 \approx 64 \text{ s}^{-1}, f_0 \approx 10 \text{ Hz.}$$

Erst Anforderungen an sehr hohe Beschleunigungen von vielen g führen zu höheren Frequenzen. Diese Betrachtung ist für die Auswahl der Regelstruktur wichtig.

2.2. Lineares Modell des Zylinderantriebs

Das lineare Modell wird aus dem oben formulierten, nichtlinearen Modell nach den regelungstechnischen Grundsätzen [48] hergeleitet. Vor allem aufgrund der nichtstetigen Reibungskennlinien sind jedoch die entsprechenden Reibungsbeiwerte nicht formal durch Berechnung des Gradienten im Arbeitspunkt zu finden, sondern es bedarf an dieser Stelle eher einer pragmatischen Abschätzung [3].

2.2.1. Der Antrieb

Im folgenden werden die Komponenten des nichtlinearen Modells linearisiert, um daraufhin in ein vollständiges, lineares Modell überführt zu werden. Im Anschluß daran wird ein weiteres Modell vorgestellt, das als Grundlage für die späteren Betrachtungen dienen soll.

- **Der Ventilschieber und der Volumenstrom über die Steuerkanten(Durchflüsse)**

Bisherige Betrachtungen gingen vielfach beim Ventil von einem rein proportionalen Ventil aus, da für regelhydraulische Antriebe die Eigendynamik des Ventils weit (mindestens um den Faktor 4) über der Eigendynamik des Zylinders liegen soll. Es ist noch zu zeigen, daß es zwar gute Gründe für diesen Ansatz gibt, allerdings zum besseren Verständnis des Verhaltens im Regelkreis die Eigendynamik des Ventils berücksichtigt werden muß. Um die Systemordnung dennoch möglichst niedrig zu halten und eine einfache Beschreibungsmöglichkeit des Verhaltens im Regelkreis in späteren Kapiteln zu erreichen, wird der Ventilschieber (Durchfluß) als ein System erster Ordnung (PT_1 - Glied) betrachtet. Weiterhin ist nicht mehr die Schieberstellung das Ausgangssignal, sondern direkt der Volumenstrom, der fließen würde, wenn keine Druckdifferenz $p_A - p_B$ über dem Kolben anläge:

$$\dot{q}_V(t) T_V + q_V(t) = V_{QU} u(t) \quad (2.15)$$

Zur Herleitung der Volumenstromfunktion muß die nichtlineare Formel nach ihren zeitvarianten Größen als Taylor-Reihe entwickelt werden, wobei nur die erste Ableitung dieser Reihe genutzt wird:

$$q(y, p_L) = \left(\frac{\partial Q}{\partial y} \right) y(t) + \left(\frac{\partial Q}{\partial p_L} \right) p_L(t)$$

Es ergeben sich die Verstärkungsfaktoren (siehe [6] Seite 130)

$$V_{QY} = \frac{\partial Q}{\partial y} = (Q_{0max} / y_{max}) \sqrt{1 - (p_{L0} / p_0) \text{sign}(y)} \quad (2.16)$$

$$V_{QU} = V_{QY} (y_{max} / u_{max}) \quad (2.17)$$

$$V_{QP} = - \frac{\partial Q}{\partial p_L} = (Q_{0max} / 2 p_0) (|u_0| / u_{max}) (1 / \sqrt{1 - (p_{L0} / p_0) \text{sign}(u)}) \quad (2.18)$$

Somit ergibt sich der Volumenstrom zu

$$q(t) = V_{QU} u(t) - (V_{QP} + K_{L,ip}) p_L(t), \quad (2.19)$$

wobei $K_{L,ip} p_L$ den realen Leckölstrom über die innere Kolbendichtung darstellt.

- **Der Druckaufbau in den Zylinderkammern**

Der Druckaufbau ergibt sich direkt aus den Gleichungen des nichtlinearen Modells und wird zusammengefaßt zu

$$\dot{p}_L(t) = (2 E'_{\delta l} / V_0) [q(t) - (A_K + K_{L,iv}) \dot{x}(t)], \quad (2.20)$$

wobei $K_{L,iv}$ den Leckölverlust angibt, der aufgrund der Kolbengeschwindigkeit entsteht (Aufschwimmen der Dichtung).

• **Der Zylinder mit Last als mechanischer Schwinger**

Zur Berechnung der Kolbenbewegung muß das Kräftegleichgewicht am Kolben wie in der Gleichung 2.10 aufgestellt werden:

Die Reibkraft muß im linearen Modell in linearer Abhängigkeit von zeitvarianten Größen abgebildet werden. Daher kann der typische Verlauf der Stribeck-Kurve nicht nachgebildet und nur eine lineare Abhängigkeit von \dot{x} angenommen werden:

$$F_{\text{Reib}}(t) = d_K \dot{x}(t). \tag{2.21}$$

Daraus ergibt sich der in Bild 2.6 zusammengefaßte, lineare Signalflußplan.

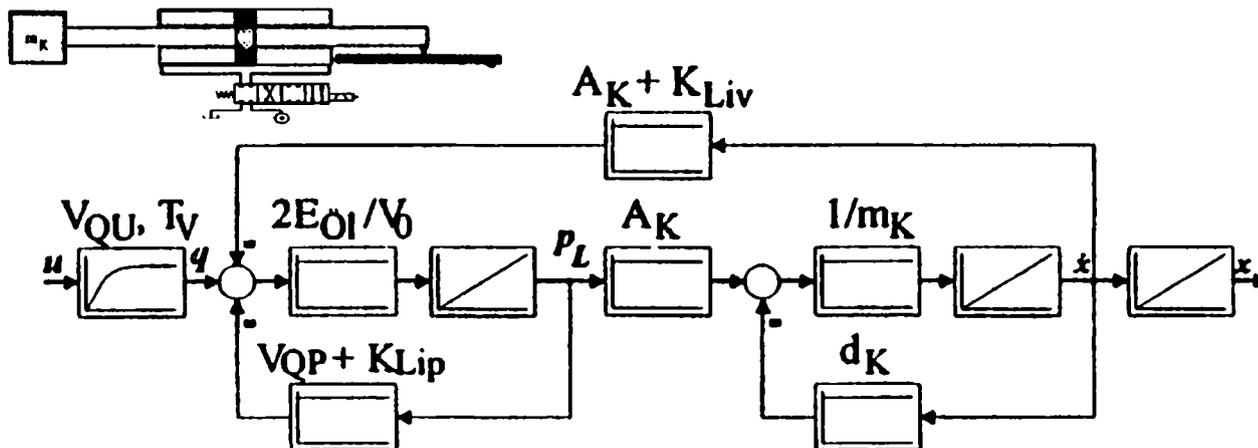


Bild 2.6: Signalflußplan des linearen hydraulischen Zylinderantriebs

Es ist zu erkennen, daß der hydraulische Antrieb aus einem isolierten PT_1 -Glied besteht (dem Ventil) und aus zwei weiteren PT_1 -Gliedern mit den Ausgangsgrößen p_L und \dot{x} , die über die \dot{x} -Rückführung gewichtet mit A_K rückgekoppelt sind. Ein derartiges System läßt sich als PT_2 -Glied beschreiben, wobei eine vielfach verwendete Darstellungsweise in Bild 2.7 abgebildet ist.

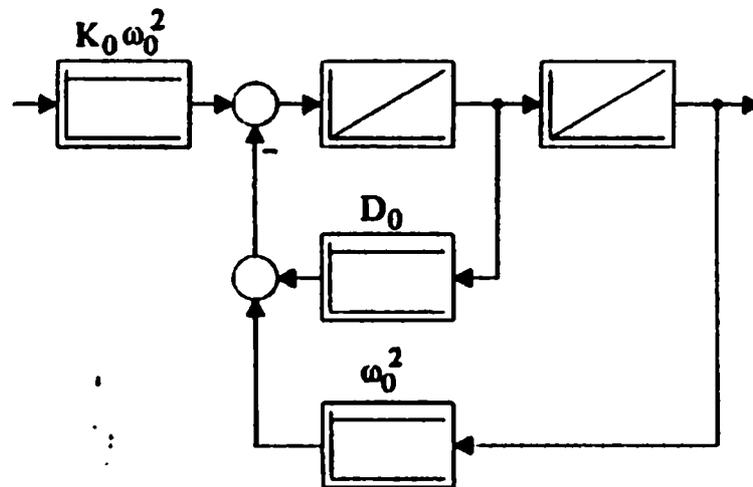


Bild 2.7: Darstellung eines normierten PT₂ -Glieds

Nutzt man diese Darstellung, so ergibt sich mit den Größen

$$\omega_0 = \sqrt{(2E_{\delta 1} / V_0 m_k) [(V_{QP} + K_{Lip}) d_k + (A_K + K_{Liv}) A_K]} \quad (2.22)$$

$$D_0 = [(2E'_{\delta 1} / V_0)(V_{QP} + K_{Lip}) + (d_k / m_k)] / 2\omega_0 \quad (2.23)$$

$$K_0 = A_K / [(V_{QP} + K_{Lip}) d_k + (A_K + K_{Liv}) A_K] \quad (2.24)$$

die in Bild 2.8 gezeigte Darstellung.

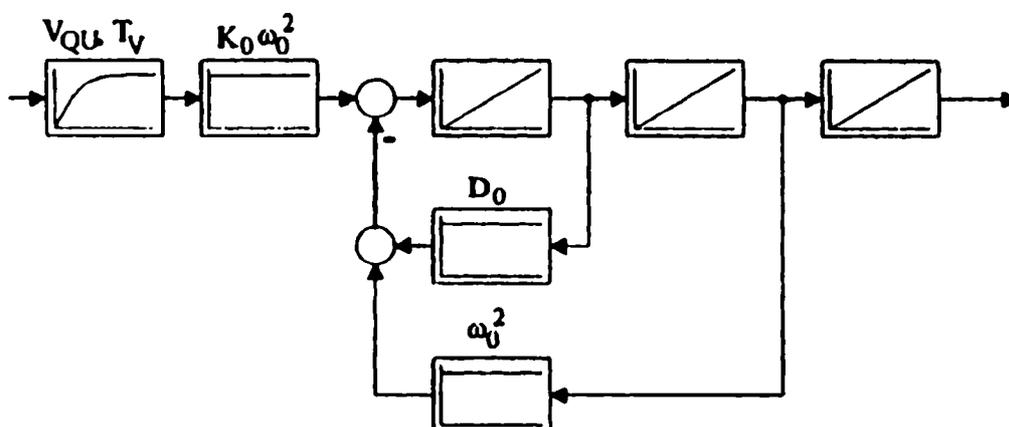


Bild 2.8: Hydraulischer Antrieb mit normiertem PT₂ - Glied

Schließlich können die Formeln für ω_0 , D_0 und K_0 vereinfacht werden, wenn beachtet wird, daß

$$K_{L,iv} \ll A_K \text{ und} \tag{2.25}$$

$$(V_{QP} + K_{L,ip}) d_K \ll A_K^2 \tag{2.26}$$

ist, und es kann die Geschwindigkeitsverstärkung definiert werden zu

$$C_0 = K_0 V_{QU} . \tag{2.27}$$

Es ergibt sich dann der in Bild 2.9 gezeigte lineare Signalflußplan des hydraulischen Positionierantriebs mit den Kenngrößen

$$\omega_0 = A_K \sqrt{(2E'_{\delta l}) / (V_0 m_k)} , \omega_0 \approx 35 / \sqrt{m_k} = 100 \text{ 1/s} \tag{2.28}$$

$$D_0 = [(2E'_{\delta l} / V_0)(V_{QP} + K_{L,ip}) + (d_K / m_K)] / (2\omega_0) = 0,12 \tag{2.29}$$

$$C_0 = V_{QU} / A_K = 71,2 \text{ (mm/s)/V} \tag{2.30}$$

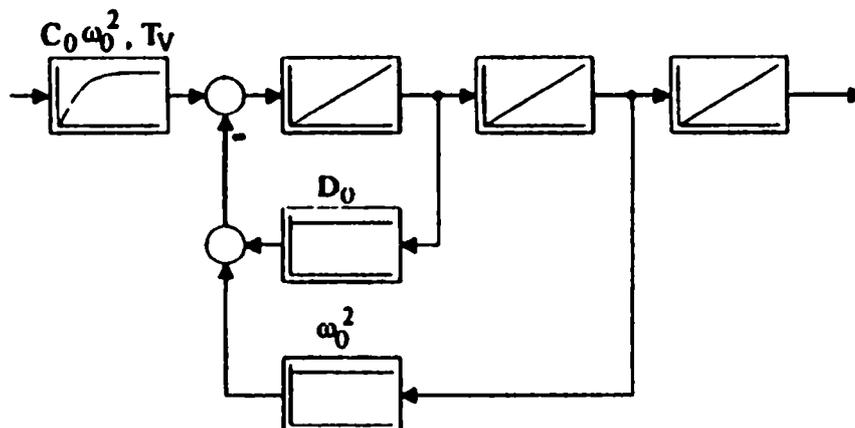


Bild 2.9: Normierte Darstellung des hydraulischen Antriebs

Es wurde somit eine Transformation des ursprünglichen Signalflußplans in eine normierte Darstellung vollzogen. Ein Vorteil dieser Darstellung sind die einfach zu interpretierenden Größen C_0 , D_0 und ω_0 . Ein weiterer Vorteil wird sich zeigen, wenn der Entwurf des Reglers betrachtet wird.

An dieser Stelle soll noch einmal auf die Vereinfachungen hingewiesen werden, die im Laufe der Linearisierung nötig waren, und eine Abschätzung ihrer Wichtigkeit erfolgen:

- Die nicht ganz lineare Durchflußcharakteristik des Ventils für sich ändernde Eingangsspannungen wird nicht berücksichtigt. Da dies keine extreme Nichtlinearität ist und sie vor allem die Streckenverstärkung im Großsignalbereich etwas mindert, sind keine unangenehmen Folgen hinsichtlich der Stabilität im Regelkreis zu erwarten.
- Die Begrenzungen des Ventilschieberweges (Durchfluß) und der Geschwindigkeit entfallen. Dies hat keine Auswirkungen auf eine Regelkreisstabilität im Arbeitspunkt, kann jedoch zu dominanten Auswirkungen bezüglich des Umsteuervermögens des Positionierantriebs führen und damit einen entscheidenden Einfluß auf das reale Regelkreisverhalten ausüben. Diese Vereinfachung kann somit durchaus dazu führen, daß ein Regler, der aufgrund einer linearen Auslegung gutes Übergangsverhalten zeigen müßte, real schlechte Regeleigenschaften aufweist.
- V_{QP} wird als Konstante betrachtet, obwohl - wie in Formel (2.18) zu sehen ist - diese „Konstante“ innerhalb eines Positioniervorgangs zwischen sehr geringen Werten ($<0,001$ (l/min)/bar) und unendlich (wenn die volle Druckdifferenz als Lastdruck über dem Kolben anliegt) schwankt. Hieraus ergibt sich ein stark variierender Dämpfungsgrad, der somit nur empirisch abgeschätzt werden kann ($D_0 = 0.1 \dots 0.6$). Dies schränkt dementsprechend eine a priori Auslegung eines Reglers enorm ein
- Die Reibung kann in keiner Weise im Arbeitspunkt bestimmt werden, da sie in diesem ($\dot{x} = 0$) keinen definierten Wert besitzt. Für größere Geschwindigkeiten kann zwar annähernd der Newtonsche Anteil der Reibung unter Vernachlässigung der Coulombschen Reibung und des Haftreibanteils

angenommen werden, jedoch führt dies zu einer Verfälschung, da vor allem kleine Abweichungen um den Arbeitspunkt für die Reglerauslegung interessant sind.

Zusammenfassend ergeben sich vor allem zwei dominante, problematische Vereinfachungen, die gegenseitig für eine stark eingeschränkte quantitative Nutzung des linearen Modells führen. Für geringe Abweichungen verhindert die Reibung die Abbildungstreue, bei größeren Abweichungen wiederum verhindert V_{QP} und vor allem die Begrenzung der Ventilschiebergeschwindigkeit eine genügend genaue Betrachtung des dynamischen Verhaltens. Hieraus folgt, daß zwar grundlegende Eigenschaften des hydraulischen Antriebs innerhalb eines Regelkreises mittels des linearen Modells untersucht werden können, allerdings quantitative Aussagen (z.B. betreffend zu wählender Reglerparameter) nicht möglich sind und auch das reale Verhalten des Antriebs im Regelkreis nur eingeschränkt abgeschätzt werden kann. Es gilt vielmehr die Regel:

·
·
·

Was im linearen Modell funktioniert, kann real funktionieren.

Was nicht im linearen Modell funktioniert, wird auch real nicht funktionieren.

Positiv kann allerdings festgehalten werden, daß - auch wenn quantitative Aussagen nur sehr eingeschränkt möglich sind - strukturelle Aussagen hinsichtlich der Systemordnung und somit der möglichen Eigenbewegung gerade an diesem linearen Modell möglich sind. Daraus folgt, daß zur grundsätzlichen Beurteilung des Leistungsvermögens von Reglerstrukturen dieses lineare Modell optimal geeignet ist.

2.3. Die Regelstruktur

Zwar haben die Betrachtungen der Herleitung des linearen Modells gezeigt, daß es sich aufgrund der dominanten Nichtlinearitäten nicht zur quantitativen Auslegung von Regelkreisen eignet, dennoch kann die Bestimmung der Reglerstruktur, das heißt des Aufbaus des linearen Reglerkerns, sehr gut anhand dieser Modelle erfolgen.

Die Regelungstheorie stellt unterschiedliche Verfahren zum Aufbau eines Reglers zur Verfügung. Hier sind folgende drei grundsätzlich unterschiedlichen Betrachtungsweisen zu nennen:

- **Einschleifige Konzepte**

Der Soll-/Istwert-Vergleich wird nur zur Regelung herangezogen. Dieser wird proportional gewichtet (P-Regler) und vielfach parallel über integrale und differenzierende Elemente aufgeschaltet (PD-, PI-, PID-Regler). Diese Regler können schnell parametrisiert werden [48], bieten allerdings keine weitreichenden Möglichkeiten der Streckenbeeinflussung.

- **Zustandsregler**

Diese Reglerform verwendet alle Integrierer-Ausgangsgrößen innerhalb des Streckenmodells - die sogenannten Zustandsgrößen -, um der Strecke eine theoretisch beliebige Dynamik zu verleihen. Hierdurch eignen sie sich ideal für Strecken mit dynamisch kritischen Eigenschaften (z.B. Instabilitätsneigung).

- **Zeitdiskrete Regler höherer Ordnung**

Sie verlassen die „bildhafte“ Darstellung und verwenden - aufbauend auf einer taktenden Arbeitsweise der Reglereinheit - die Filtereigenschaften eines diskreten Reglers, der die dynamischen Eigenschaften einer Strecke kompensieren kann und über eine zusätzliche, vom Regler vorgegebene Eigendynamik dem Regelkreis ein dynamisches Wunschverhalten aufprägt. Bei dieser Reglerstruktur kann einem einzelnen Parameter nicht mehr eine bestimmte dynamische Wirkung zugesprochen werden, was dem Praktiker den Zugang zu dieser Denkweise erschwert.

62.149
200

2.3.1. Linearer dreischleifiger Antriebsregler

Die Strategie der Zustandsregelung hydraulischer Antriebe hat sich seit Jahren bewährt. Sie hat Einzug in die industrielle Anwendung gefunden und ist als der typische Regler bei Regel- und Servoantrieben anzusehen. Zum Entwurf des Zustandsreglers wird anhand des Signalflußplans nicht die Übertragungsfunktion in s (zeitkontinuierlich) oder z (zeitdiskret) berechnet, sondern die Differentialgleichung wird in Form eines Systems von Differentialgleichung erster Ordnung in vektorieller Form geschrieben. Alle Integrierer-Ausgangsgrößen werden als Zustandsgrößen im Vektor x zusammengefaßt, die Eingangsgröße (es sollen hier nur Strecken mit einer Eingangs- und einer Ausgangsgröße betrachtet werden, die nicht sprungfähig sind) wird als u und die Ausgangsgröße als y bezeichnet.

Mit diesen Festlegungen kann eine Strecke nach Bild 2.10 folgendermaßen beschrieben werden:

$$\dot{x} = A x + b u \quad (2.31)$$

$$y = c^T x + d u \quad (2.32)$$

$$u = r^T x$$

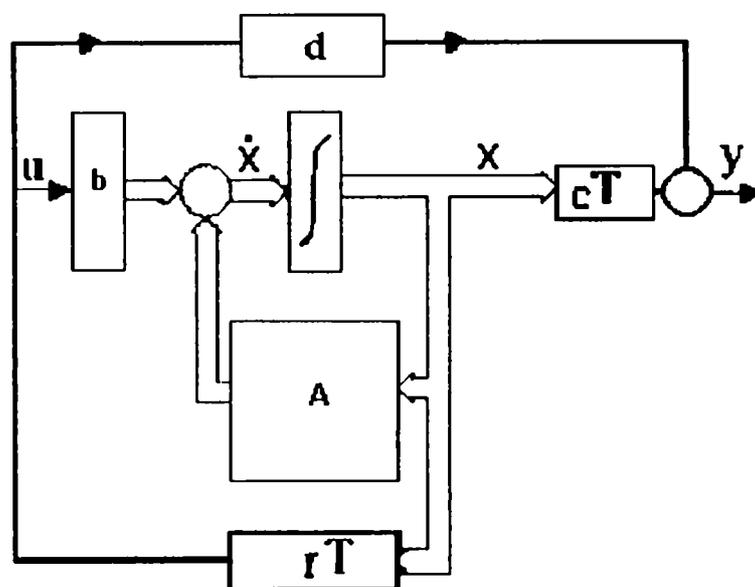


Bild 2.10: Zustandsraumdarstellung

im vorliegenden Fall für die normierte Darstellung ohne Ventildynamik folgt daraus [2]:

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} x \\ \dot{x} \\ \ddot{x} \end{pmatrix} \quad (2.33)$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_0^2 & -2D_0 \omega_0 \end{pmatrix} \quad (2.34)$$

$$\mathbf{b} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ C_0 \omega_0^2 \end{pmatrix} \quad (2.35)$$

$$\mathbf{c}^T = (1 \quad 0 \quad 0) \quad (2.36)$$

Laut Zustandsraumtheorie wird zur Schließung des Regelkreises der vollständige Zustandsvektor über den Rückführvektor r aufgeschaltet, wie in Bild 2.10 gezeigt. Der Regler wird im allgemeinen über eine Polvorgabe bestimmt, indem die Wunschpole des Regelkreises $G_R(s)$ - dies sind die Eigenwerte des Zustandsmatrix des Regelkreises - vorgegeben werden (nach dem Ackermanschen Vorgabealgorithmus). Daraus folgt für den hier betrachteten Fall der Regelkreis, wie er in Bild 2.11 dargestellt ist.

Hier zeigt sich, daß die Transformation des linearen Modells in eine normierte Darstellung von Vorteil ist: Die Zustandsgrößen sind die Position, Geschwindigkeit und Beschleunigung des Zylinders. Die Größen Geschwindigkeit und Beschleunigung lassen sich direkt aus dem Positionssignal durch analoge oder numerische Differentiation errechnen. Somit kann auf eine zusätzliche Sensorik zur Realisierung des Zustandsreglers verzichtet werden, währenddessen beim vorhergehenden linearen Modell neben Position und Geschwindigkeit der Lastdruck gemessen werden mußte. Weiterhin zeigt die Verwendung des Lastdrucks negative Eigenschaften hinsichtlich der statischen Laststeifigkeit [2].

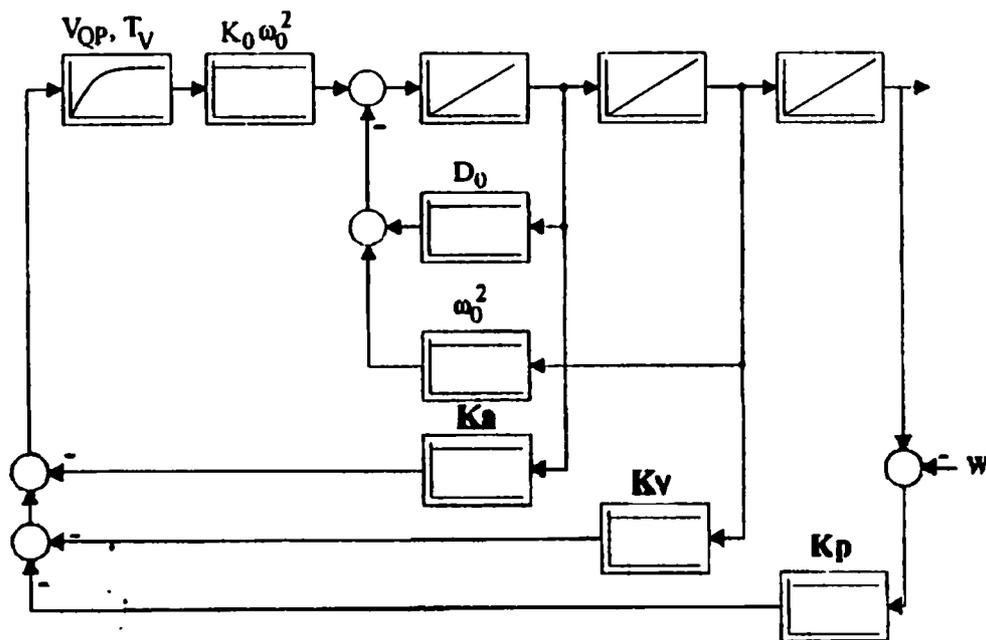


Bild 2.11: Regelkreis des hydraulischen Positionierantriebs

Bei der Herleitung des linearen Modells des hydraulischen Antriebs wurde dieser nicht als Modell dritter Ordnung, sondern als Modell vierter Ordnung eingeführt, wobei die vierte Ordnung die Eigendynamik des Ventils darstellte. Das reale Verhalten vor allem vorgesteuerter Regelventile zeigt, daß aufgrund der hohen Eigenfrequenz dieser Ventile sie bereits nach ca. 2...5 ms die maximale Schiebergeschwindigkeit erreicht haben. Hieraus folgt, daß die Rückführung des Volumenstroms oder - als Alternative - des Ventilschieberwegs (Durchfluß) im Regelkreis keine reale Verbesserung erreichen kann, da der lineare Bereich quasi direkt verlassen ist. Nur im Kleinstsignalbereich könnte eine Verbesserung erreicht werden: Hier wirkt sich jedoch bereits die Ventilhysterese und die Mischreibung des Zylinders aus.

Da theoretisch mit Hilfe des Zustandsreglers dem Zylinderantrieb jede beliebige Dynamik aufgeprägt werden kann, jedoch dem Regler praktisch Grenzen gesetzt sind, muß festgelegt werden, welche Eigenschaften diese Einschränkung bewirken und welche Schlüsse für die Auslegung daraus gezogen werden können. Im folgenden sollen die drei dominanten Einflüsse betrachtet werden:

- **Signalquantisierung**

Aufgrund der numerischen Differentiation (im folgenden soll davon ausgegangen werden, daß der Regler in digitaler Form realisiert wird) nimmt die Signalqualität rapide ab, was sich aus dem Hochpass-Verhalten des Differenzierglieds ableitet. Es hat sich jedoch gezeigt, daß - auch wenn die Signalgüte dem Augenschein nach von sehr schlechter Qualität ist - dies keinen sehr starken Einfluß auf das Regelverhalten hat, da das Ventil als PT_1 -Glied wiederum als Tiefpaß-Filter wirkt. Daher sind bleibende Schwingungen eines digital realisierten Regelkreises, deren Frequenz sich nach der Formel von Shannon:

$$f_{\text{quant}} = \frac{1}{2} T_{\text{Abt}} \quad (2.37)$$

berechnen, nur sehr selten zu beobachten und können vielfach durch eine Erhöhung der Differentiationsschrittweite vermieden werden, die noch keinen dominanten Einfluß auf die Regelgüte hat.

Effekte bei hydraulischen Antrieben, die vielfach mit diesem Quantisierungsrauschen erklärt wurden, werden an späterer Stelle auf eine andere Weise schlüssiger beschrieben, da die Rückführungen des Reglers weit höher sind, als beim hydraulischen Antrieb.

- **Geschwindigkeitsbegrenzung des Ventilschiebers(Durchfluß) und Mischreibung**

Diese rein nichtlinearen Effekte lassen sich zwar gut in nichtlinearen Simulationen nachvollziehen, jedoch kann hieraus keine Auslegungsvorschrift für den linearen Fall abgeleitet werden. Um derartige Effekte behandeln zu können, bedarf es neuer Ansätze der Auslegung bzw. Parametrierung. In dieser Arbeit wird ein vielversprechendes Verfahren - der Einsatz der Fuzzy-Logik zur Einbindung von Expertenwissen - eingesetzt, um derartige Effekte zu berücksichtigen. Es wird sich zeigen, daß es in der Anwendung nicht notwendig ist, eine genaue Trennung zwischen linearem und nicht linearem Ansatz zu machen, wenn es um die Erstellung der Wissensbasis geht. Vielmehr zeichnen sich Fuzzy-Logiken durch ihre robuste Funktionsweise mit nur wenigen Regeln aus.

- **Eigendynamik des Ventils**

Hier bietet das lineare Modell wiederum eine gute Betrachtungsbasis, um Effekte und Regeln abzuleiten. Interessanterweise lassen sich in begrenztem Maße diese Effekte am realen Antrieb beobachten, obwohl sie bei der Reglerauslegung nicht dominant sind.

An dieser Stelle soll ein kurzer Rückblick auf die Nichtlinearität „Ventilschiebergeschwindigkeitsbegrenzung“ vorgenommen werden. Bekanntermaßen liefern Ventilhersteller Frequenzgänge ihrer Ventile für mehrere Ansteueramplituden (100%, 10%, 5%). Laut linearer Betrachtung kann die Amplitude keinen Einfluß ausüben. Aufgrund der Begrenzung der Schiebergeschwindigkeit kann der Schieber jedoch - auch wenn seine Eigendynamik ausreicht - großen Sollamplituden bei höheren Frequenzen nicht folgen. Es ergeben sich also für unterschiedliche Sollamplituden unterschiedliche Frequenzen für die typischerweise betrachteten Orte „-3db-Amplitudenabfall“

Der Amplitudenabfall V beträgt

$$-3\text{db} = 20 \log(V) \quad (2.38)$$

⇒

$$V = 10^{(-3/20)} = 1/\sqrt{2} \quad (2.39)$$

und der -90° -Frequenz (Phasendrehung). Somit lassen sich also lineare Betrachtungen unter Einbeziehung der Ventildynamik bedingt auf das reale Verhalten übertragen, wenn für unterschiedliche Ansteuersignale am Ventil unterschiedliche Zeitkonstanten angenommen werden.

Setzt man somit voraus, daß eine Strecke 4. Ordnung, wobei das Ventil als PT_1 -Glied betrachtet wird, vorliegt und ein dreischleifiger Regler mit den Rückführungen der Positionsabweichung, Ist-Geschwindigkeit und -Beschleunigung eingesetzt wird, so erhält man folgende Übertragungsfunktion des Regelkreises:

$$G_w(s) = a_0 / (s^4 + \sum_{i=0}^3 a_i s^i) \quad (2.40-1)$$

mit

$$a_0 = (K_p C_0 \omega_0^2) / T_V \quad (2.40-2)$$

$$a_1 = [(1 + C_0 K_v) \omega_0^2] / T_V \quad (2.40-3)$$

$$a_2 = (2 D_0 \omega_0 + T_V \omega_0^2 + C_0 \omega_0^2 K_a) / T_V \quad (2.40-4)$$

$$a_3 = 1/T_V + 2D_0 \omega_0 \quad (2.40-5)$$

In Bild 2.12 sind die Polwanderungen dargestellt, die sich aufgrund der Änderung jeweils eines Reglerparameters (K_p , K_v , K_a) um eine Dekade ergeben, wobei einmal von einem schwachen Regler und einmal von einem sehr stark eingestellten Regler ausgegangen wird. Es zeigt sich deutlich, daß durch K_a nur begrenzt die Dämpfung verbessert werden kann, K_v den Ventilpol und den Integriererpol trennt, was zu einem langsameren Sprungantwortverhalten führt, und K_p mit K_v erwartungsgemäß stark destabilisiert.

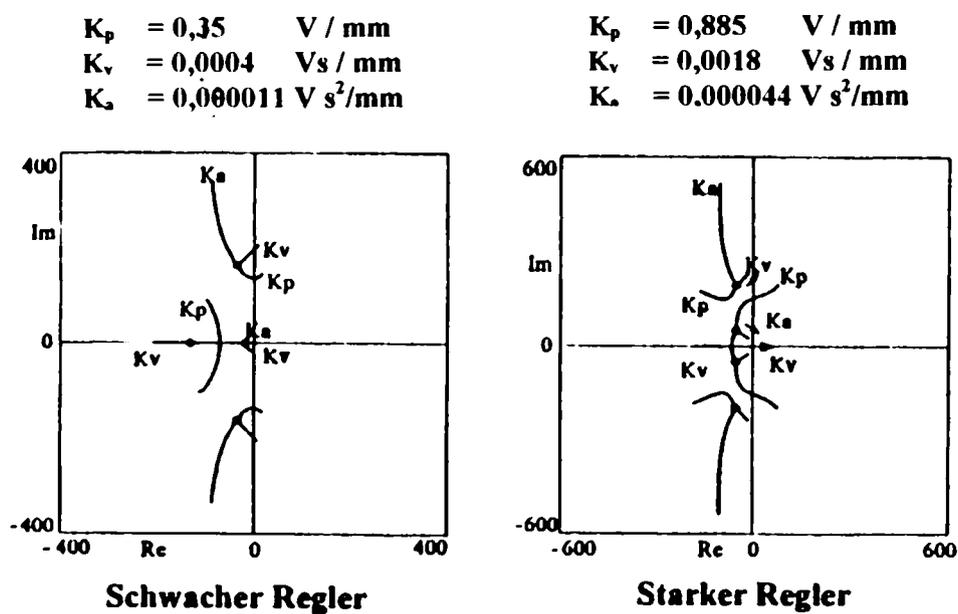


Bild 2.12: Polwanderungen

Im folgenden wurden für diese Presse die Pollagen mit ihren Regelparametern und Sprungantworten charakterisiert.

Bild 2.13 zeigt die Sprungantwort des Regelkreises, bei dem beide PT_1 -Pole links vom PT_2 -Polpaar liegen. Somit dominiert dieser PT_2 -Pol das Zeitverhalten. Man erkennt ein deutliches Überschwingen, da der Kreis schwach gedämpft ist. Hier muß also K_s erhöht werden, um die Dämpfung zu verbessern, aber auch K_v benötigt eine Erhöhung, um die Überschwingneigung zu kompensieren.

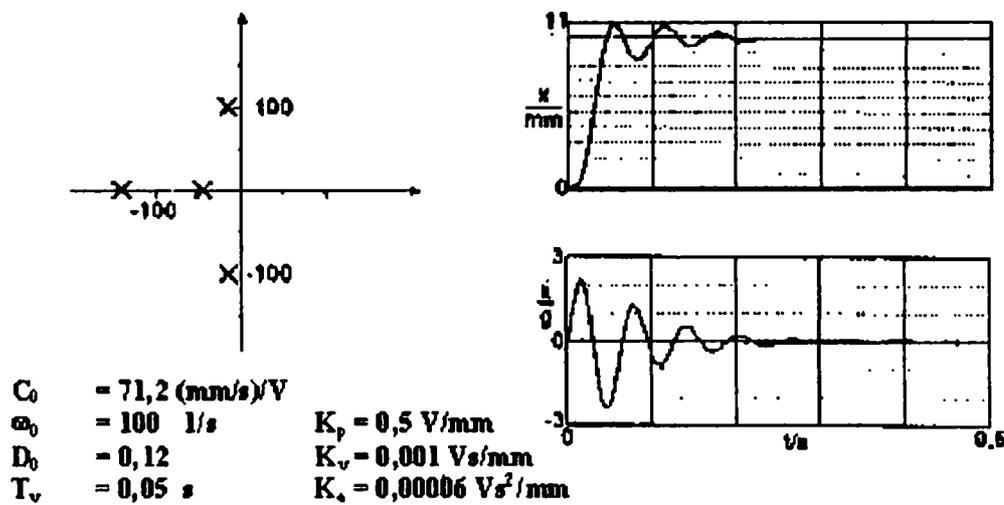


Bild 2.13: Schwach gedämpfter Regelkreis mit einem Überschwinger

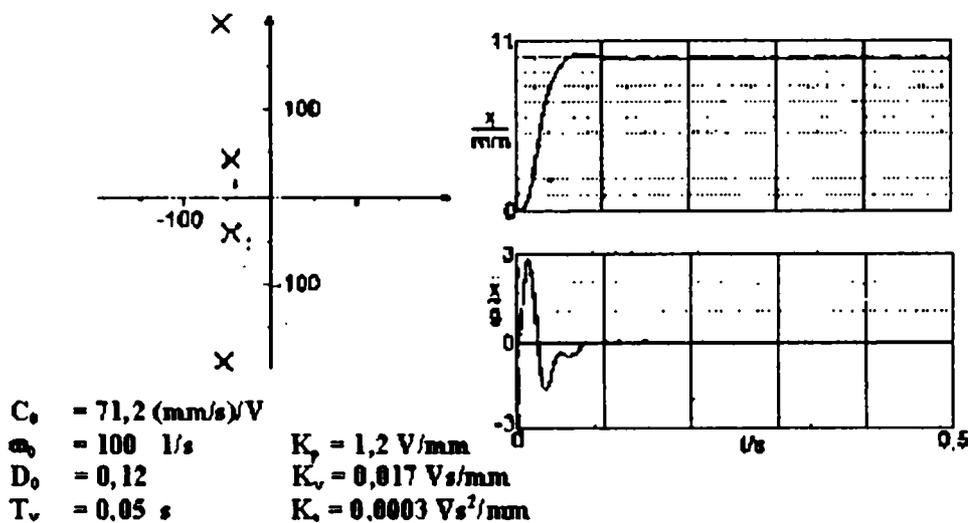


Bild 2.14: Überdämpfter Regelkreis mit leichtem Überschwinger

Bild 2.14 zeigt die Sprungantwort des Regelkreises, bei dem zwei PT_2 -Polpaare existieren, wobei sie annähernd ähnliche Realteile besitzen. Deutlich sind die unterschiedlichen Eigenfrequenzen beider Polpaare im Sprungantwortverhalten wiederzufinden. Das Positionssignal zeigt die niederfrequente Schwingung, im Beschleunigungssignal (die zweimalige Differentiation wirkt als Hochpaß-Filter) läßt sich die höhere Frequenz erkennen. Das resultierende Zeitverhalten ist bereits gut. Den Polwanderungen ist zu entnehmen, daß eine weitere Erhöhung von K_a zur Verbesserung der Dämpfung keinen Erfolg zeigt, da sich sowohl die Frequenz des schnelleren PT_2 -Glieds erhöht als auch dessen Dämpfungsgrad vermindert, und zusätzlich das langsamere PT_2 -Glied ebenfalls entdämpft wird. Vor allem dieser Effekt überrascht denjenigen, der bisher den Zylinderantrieb nur als System dritter Ordnung betrachtet hat. Bei der hier vorliegenden Betrachtung muß zur Verbesserung des Antwortverhaltens vor allem K_v verringert und K_v leicht angehoben werden.

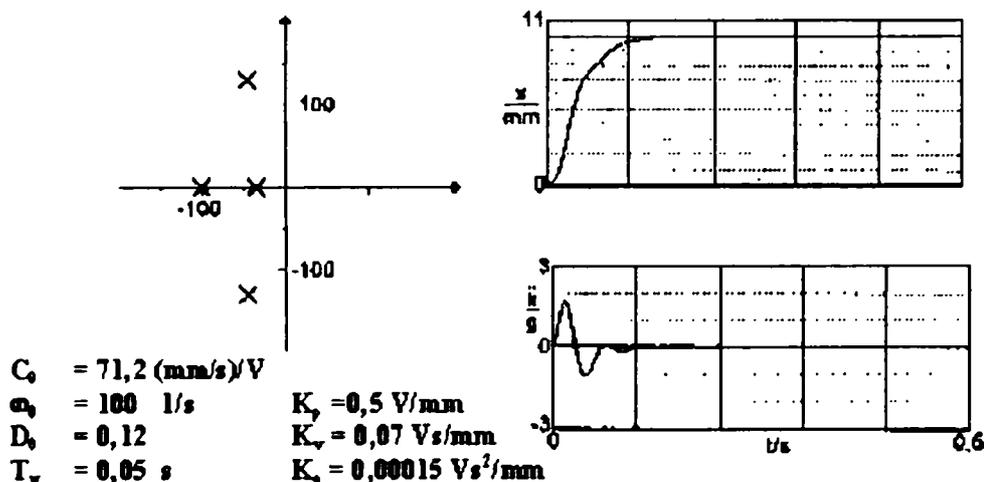


Bild 2.15: Gut gedämpfter Regelkreis mit Unterschwinger

Bild 2.15 zeigt die Sprungantwort des Regelkreises, bei dem ein PT_1 -Pol links und einer rechts vom schwach gedämpften PT_2 -Polpaar liegt. Gut ist im Beschleunigungssignal die relativ schwache Dämpfung dieses PT_2 -Glieds zu erkennen, wohingegen das Positionssignal deutlich vom langsamen PT_1 -Pol dominiert wird. Hier muß also K_a erhöht und K_v erniedrigt werden, um ein schnelleres und besser gedämpftes Verhalten zu erreichen.

Hieraus ergibt sich die Schlußfolgerung, daß die Bildung eines zweiten PT_2 -Gliedes, das signifikanten Einfluß auf das Antwortverhalten des geregelten Antriebs nimmt, durch die Existenz zweier Grundschrwingungen mit unterschiedlichen Frequenzen erkannt werden kann. Weiterhin kann die Lage der PT_1 -Pole bzw. der langsameren PT_2 -Pole gegenüber dem schnellen PT_2 -Polpaar eindeutig an der Überschrwingung erkannt werden.

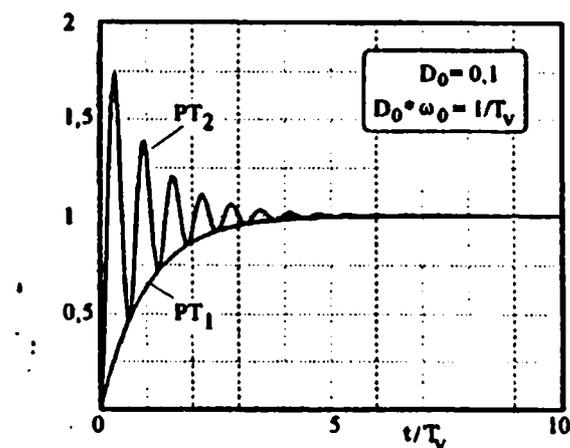


Bild 2.16: Vergleich eines PT_2 mit einem PT_1

Es läßt sich zeigen, daß genau dann das schnellste Führungsverhalten erreicht wird, wenn alle vier Pole des geregelten Antriebs gleiche Realteile besitzen. Dies folgt aus der Tatsache, daß die Lage des Realanteils eines PT_2 -Gliedes mit der Lage eines PT_1 -Gliedes derart verglichen werden kann, daß die Einhüllende des PT_2 -Gliedes dem PT_1 -Glied entspricht. Dieser Zusammenhang ist in Bild 2.16 anschaulich wiedergegeben.

Wird dies angenommen, so läßt sich der geregelte Antrieb als eine Hintereinanderschaltung zweier PT_2 -Glieder mit gleichem Realteil darstellen, die durch ihre Dämpfungsgrade D_1 und D_2 beschrieben sind. Aus diesen Annahmen ergeben sich folgende Formeln:

$$r = a_3 / 4 \text{ (gemeinsamer Realanteil)} \quad (2.41-1)$$

$$a_2 = 1 / [r^2 (4 + 1/D_1^2 + 1/D_2^2)] \quad (2.41-2)$$

$$a_1 = 2r^3 (1/D_1^2 + 1/D_2^2) \quad (2.41-3)$$

$$a_0 = 1/[r^4 (1/D_1^2) (1/D_2^2)] \quad (2.41-4)$$

Hieraus ließe sich direkt eine Auslegungsvorschrift für die Reglerparameter ableiten:

$$C_0 K_p = r^4 [1/ (D_1 D_2)]^2 (T_v / \omega_0^2) \quad (2.42-1)$$

$$C_0 K_v = 2r^3 (1/D_1^2 + 1/D_2^2) (T_v / \omega_0^2) - 1 \quad (2.42-2)$$

$$C_0 K_a = r^2 [4 + (1/D_1^2) + (1/D_2^2)] (T_v / \omega_0^2) - [(2D_0 / \omega_0) + T_v] \quad (2.42-3)$$

mit

$$r = [(1/T_v) + 2D_0 \omega_0] / 4 \quad (2.42-4)$$

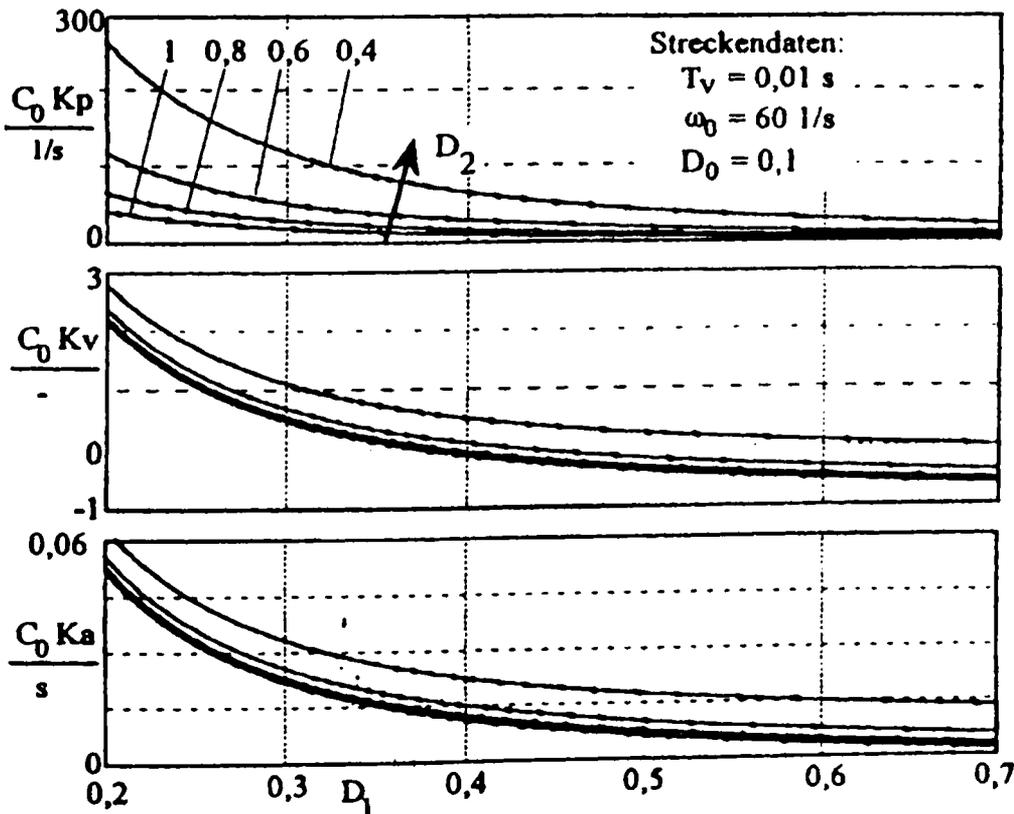


Bild 2.17: Reglerparameter als Funktion von D_1 und D_2

Die Reglerparameter hängen nun stark von dem Auslegungswunsch ab, wie in Bild 2.17 zu sehen ist. Kann ein PT_2 -Glied mit niedrigem Dämpfungsgrad akzeptiert werden (dies bedeutet hochfrequente Schwingungen im Beschleunigungs- und Ventilstellsignal), so wird eine hohe Reglerverstärkung (stationäre Laststeifigkeit) erzielt. Um ein gut gedämpftes Verhalten zu erreichen, muß die Reglerverstärkung stark zurückgenommen werden. Beide Einstellungen benötigen allerdings die gleiche Antwortzeit für eine Positionsänderung.

Über diese Formeln kann auch gut begründet werden, welcher Zusammenhang zwischen der Ventilzeitkonstante T_v und der maximal zu erwartenden Eigenkreisfrequenz der Strecke ω_0 bestehen muß, damit ein Dreischleifer sinnvoll eingesetzt werden kann. Als sinnvoll kann dann der dreischleifige Regler angesehen werden, wenn der Reglerparameter K_v noch einen positiven Wert annimmt. Ein negativer Wert würde bedeuten, daß dem Antrieb Dynamik entzogen werden soll (er wird langsamer), was nicht Ziel einer Regelung sein kann. Aus dieser Annahme

$$C_0 K_v > 0$$

folgt aus (2.42-2)

$$2 \left\{ \left[\frac{1}{T_v} + 2D_0 \omega_0 \right] / 4 \right\}^3 \left[\frac{1}{(D_1^2 + D_2^2)} \right] (T_v / \omega_0^2) > 1 \quad (2.43)$$

Dies ergibt

$$\left[\frac{1}{(T_v^2 \omega_0^2)} \right] + \left[\frac{6D_0}{(T_v \omega_0)} \right] + 12D_0^2 + 8T_v \omega_0 D_0^3 > \frac{(32D_1^2 D_2^2)}{(D_1^2 + D_2^2)} \quad (2.44)$$

Unter der für hydraulische Zylinderantriebe allgemein gültigen Annahme

$$\frac{1}{(T_v \omega_0)} > 1$$

$$12 D_0^2 \ll 1$$

$$8 T_V \omega_0 D_0^3 \ll 1$$

folgt

$$1/T_V > \omega_0 \left\{ \sqrt{[(32D_1^2 D_2^2)/(D_1^2 + D_2^2)] + (3D_0)^2} - (3D_0)^2 \right\} \quad (2.45)$$

auch hier kann D_0 vernachlässigt werden, so daß schließlich gilt:

$$1/T_V > \omega_0 \left[(\sqrt{32} D_1 D_2) / (\sqrt{D_1^2 + D_2^2}) \right] \quad (2.46)$$

Für übliche Wunschkämpfungen $D_1 = 0,5$ und $D_2 = 0,7$ folgt daraus

$$1/T_V = 2,3 \omega_0$$

Dies deckt sich mit den hinlänglich bekannten Aussagen, daß

$$1/T_V = 2 \dots 3 \omega_0$$

sein muß.

2.3.2. Erweiterung des dreischleifigen Reglers für Bahnregelungen

Das Ziel einer Positionsregelung ist das möglichst schnelle Erreichen einer Zielposition bei maximaler Laststeifigkeit. Bei Bahnen kommt es auf ein gutes Folgeverhalten an, das im Idealfall einen schleppfehlerfreien Verlauf gewährleistet. Diese Anforderung erfüllt der für die Positionsregelung entworfene Dreischleifer nicht, da er vor allem durch die Geschwindigkeitsrückführung über K_v für einen großen Schleppfehler sorgt. Ein erster Ansatz zur Verbesserung dieses Regelungskonzepts auf Basis des linearen Modells stellt die Vorgabe nicht nur der Sollposition, sondern des gesamten Sollzustands dar, so daß aus dem Regelgesetz

$$\mathbf{u} = -\mathbf{r}^T \cdot \mathbf{x} + \mathbf{r}(1) \mathbf{w} \quad (\text{Zustandsraum}) \quad (2.47)$$

$$y = K_p (x - w) + K_v \dot{x} + K_a \ddot{x} \quad (\text{Realisierung}) \quad (2.48)$$

die Erweiterung

$$u = -r^T \cdot (x - w) \quad (\text{Zustandsraum}) \quad (2.49)$$

$$y = K_p (x - w) + K_v (\dot{x} - \dot{w}) + K_a (\ddot{x} - \ddot{w}) \quad (\text{Realisierung}) \quad (2.50)$$

folgen würde. Dieser Ansatz gewährleistet jedoch noch keinen schleppfehlerfreien Regelungsverlauf, obwohl bereits eine Reduzierung des Geschwindigkeitsfehlers erreicht wird. Erst der allgemeinere Ansatz über die Zustandsraumbeschreibung laut Bild 2.18 führt auf die Lösung.

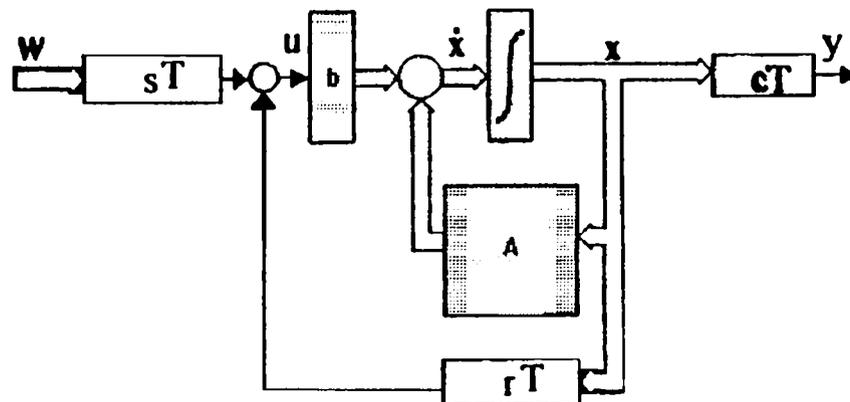


Bild 2.18: Allgemeine Zustandsraumdarstellung des Regelkreises

Es werden zwei getrennte Gewichtungsvektoren einmal für den Istzustand (r) und einmal für den Sollzustand (s) verwendet. Die Besetzung des Rückführvektors r erfolgt wie für Positionsregelungen üblich, die Besetzung von s erfolgt durch die Bedingung, daß der Istzustand gleich dem Sollzustand sein soll ($w = x$). Damit der Antrieb diesen Sollzustand erreicht, müssen die nötigen Stellsignale berechnet und über s direkt aufgeschaltet werden. Es werden drei Fälle betrachtet, die zur Bestimmung von s führen. Hierzu wird wiederum der normierte Signalflußplan des Regelkreises unter Vernachlässigung der Ventildynamik verwendet.

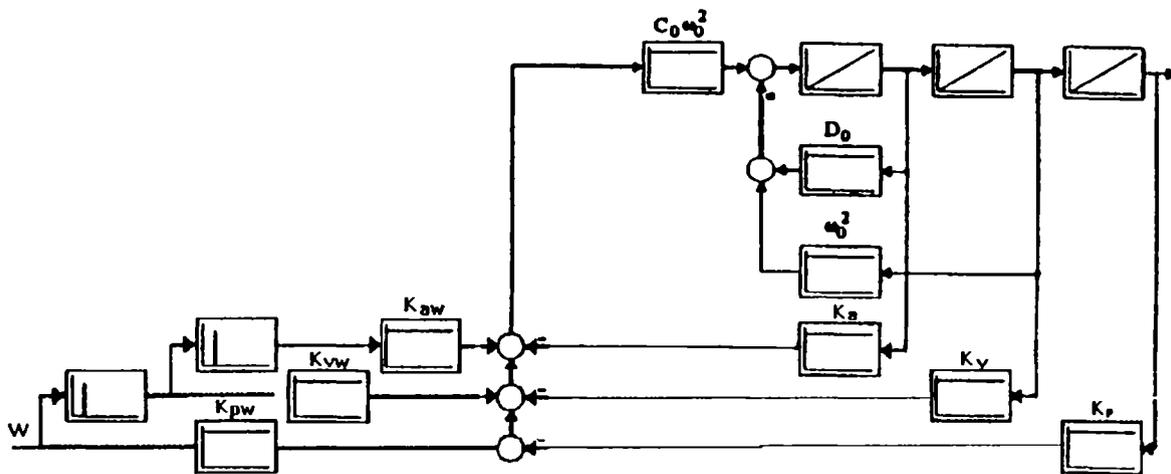


Bild 2.19: Bahnregelung

Die nachfolgenden Berechnungen ergeben sich direkt aus Bild 2.19.

• **Stillstand ohne Regelabweichung:**

Es ergeben sich die Randbedingungen:

$$x = w = \text{const}$$

$$\dot{x} = \dot{w} = 0$$

$$\ddot{x} = \ddot{w} = 0$$

und es folgt für das Stellsignal:

$$u_{\text{Soll}} = 0$$

$$u_{\text{Ist}} = 0$$

Hieraus folgt das Ergebnis für K_{pw} :

$$K_p x = K_{pw} w$$

⇒

$$K_{pw} = K_p$$

(2.51)

- **Konstante Bewegung ohne Regelabweichung:**

Es ergeben sich die Randbedingungen:

$$x = w \neq 0$$

$$\dot{x} = \dot{w} = \text{const}$$

$$\ddot{x} = \ddot{w} = 0$$

und es folgt für das Stellsignal:

$$u_{\text{Soll}} = \dot{w}/C_0$$

$$u_{\text{Ist}} = K_{vw} \dot{w} - K_v \dot{x}$$

Hieraus folgt das Ergebnis für K_{vw} :

$$1/C_0 = (K_{vw} - K_v)$$

\Rightarrow

$$K_{vw} = K_v + 1/C_0$$

(2.52)

- **Beschleunigung aus dem Stillstand:**

Es ergeben sich die Randbedingungen:

$$x = w = 0$$

$$\dot{x} = \dot{w} = 0$$

$$\ddot{x} = \ddot{w} = \text{const}$$

und es folgt für das Stellsignal:

$$u_{\text{Soll}} = [2D_0 / (C_0 \omega_0)] \ddot{w}$$

$$u_{\text{Ist}} = K_{\text{aw}} \ddot{w} - K_a \dot{x}$$

Hieraus folgt das Ergebnis für K_{aw} :

$$2D_0 / (C_0 \omega_0) = K_{\text{aw}} - K_a$$

$$\Rightarrow \tag{2.53}$$

$$K_{\text{aw}} = K_a + [2D_0 / (C_0 \omega_0)]$$

Somit wurde eine Möglichkeit gefunden, direkt aus dem Positionsregler und seiner Parametrierung auf einen entsprechenden Bahnregler zu schließen, ohne spezielle Parametrierungsvorschriften zu benötigen.

3. Der Adaptionbedarf

Bereits in der Einleitung wurde erwähnt, daß die Vorteile fluidtechnischer Antriebe - ihr geringes Leistungsgewicht - sich regelungstechnisch negativ auswirken, da sie der Robustheit des Regelkreises widersprechen: Da die Lastmasse das Eigengewicht um vieles übersteigt, bedeutet eine Lastmassenänderung eine dominante Änderung des dynamischen Verhaltens. Vor allem hydraulische Antriebe werden jedoch speziell dort eingesetzt, wo es gilt, große Lasten zu bewegen. Da diese Lasten aber nicht immer konstant sind, sondern im allgemeinen vielmehr zwischen Last- und Leerhub unterschieden werden muß, kann die Leistungsfähigkeit geregelter Systeme nur dort vollständig ausgeschöpft werden, wo sich die Regelung diesen Änderungen des Streckenverhaltens anpaßt. Desweiteren machen sich vor allem kurz nach der Inbetriebnahme Einlauferscheinungen bemerkbar, aber auch langfristig können Verschleißerscheinungen z.B. der Ventilsteuerkanten (Durchfluß) die Streckeneigenschaften ändern, und somit einen Adaptionbedarf des Reglers hervorrufen.

3.1. Die Anforderungen an eine Adaption

Bei vielen Antriebsaufgaben können die Anforderungen an optimale Reglerparameter dadurch erreicht werden, daß für die einzelnen Positionieraufgaben entsprechende Parametersätze gespeichert werden. Diese Variante kann bei hydraulischen Regelkreisen zur Anwendung kommen. Soll z.B. ein hydraulisch betriebenes Handhabungsgerät Lasten von einem Zuführungssystem zur Montage ablegen, so werden zwei immer wiederkehrende Positionieraufgaben durchgeführt: Einmal wird die Last zum Zielort gefahren, und das andere Mal muß der Rückhub erfolgen. Bei beiden Positionierungen hat die Strecke unterschiedliche Eigenfrequenzen (aufgrund der unterschiedlichen Massen). Da jedoch nur diese beiden Zustände existieren und genau vorhersehbar sind, kann durch Einsatz von zwei Sätzen an Reglerparametern ein optimales Arbeiten gewährleistet werden. Dennoch ist nach der Inbetriebnahme mit langsamen Änderungen des dynamischen Verhaltens zu rechnen. Zum einen laufen die Dichtungen ein, so daß mit geringeren Reibkräften zu rechnen ist (dieses Einlaufen geschieht innerhalb der ersten 70 Stunden), und zum anderen ergeben sich langsame Verschleißerscheinungen (beginnende Leckage zwischen beiden Kolbenräumen, Abrundung der

Ventilsteuerkanten), die sich zum Teil nur nach 3 bis 5 Jahren bemerkbar machen. Diese Verschleißerscheinungen sind derart gering, daß sie einen Bauteiletausch nicht rechtfertigen, jedoch ein Nachstellen der Reglerparameter erfordern. Bisher ist es bei einigen Anwendungen durchaus üblich, in relativ kurzen Abständen diese Komponenten auszutauschen, um ein optimales Verhalten der Anlage zu gewährleisten. Kann ein Regler automatisch an diese stark nichtlinearen Änderungen adaptiert werden, so ist ein Komponententausch erst weitaus später notwendig.

Ein Verschleiß der Ventilsteuerkanten (Durchfluß) von etwa sechs Prozent –negative Überdeckung– hat ein Anwachsen der Volumenstrom-Druck-Verstärkung V_{QP} zur Folge. Hieraus folgt sicherlich eine geringfügige Verschlechterung des energetischen Wirkungsgrades von ca. ein Prozent des Positionierantriebs, nicht jedoch ein schlechteres Positionierverhalten. Zwar ergibt sich bei konstanten Reglerparametern sehr wohl eine geringere Laststeifigkeit, diese kann aber durch eine Anhebung der Reglerparameter ausgeglichen werden. Diese Anhebung der Reglerparameter wird möglich, da die Erhöhung von V_{QP} auch die Antriebsdämpfung erhöht. Interessanterweise läßt sich für den rein proportionalen Regler (P-Regler) zeigen, daß die erreichbare Laststeifigkeit für eine Reglerauslegung am Stabilitätsrand unabhängig von V_{QP} ist, da eine Vergrößerung dieser Verstärkung linear in die Dämpfung eingeht, die wiederum linear in die Reglerverstärkung eingeht, so daß sich beide Parameter gegeneinander aufheben.

Es stellt sich somit die Frage, wie eine Änderung des Dämpfungsgrads erkannt werden kann, um daraufhin den Regler zu optimieren. Hier bieten sich theoretisch Parameterschätzverfahren [55] an, die die Eigendynamik einer linearen Strecke erkennen können. Die Streckendämpfung bestimmt sich bei hydraulischen Antrieben aus V_{QP} und der Reibung. Oben wurde bereits diskutiert, daß sich sowohl V_{QP} , als auch die Reibung stark nichtlinear verhalten, so daß eine Schätzung der Dämpfung keine sinnvollen Werte liefern kann.

Als Ausweg wurden bisher zum Teil Trial-and-Error Verfahren eingesetzt, die über „unintelligente“ Variationen der Reglerparameter und Berechnung eines Gütefunktionalen versuchten, das Reglerverhalten zu optimieren. Der Ansatz, einen Positioniervorgang hinsichtlich seiner „Güte“ zu beurteilen, ist sicherlich als ideal bei diesen langsamen Änderungen anzusehen. Dennoch zeigten diese Trial-and-Error Verfahren in

vorangegangenen Untersuchungen Schwächen, die ihren Einsatz nur sehr bedingt zulassen. Diese Schwächen werden an späterer Stelle diskutiert.

Einen anderen Problemkreis stellen Antriebe dar, bei denen nicht vorab klar ist, welche Lasten zu bewegen sind, sondern die Lasten nichtperiodisch innerhalb bestimmter - durchaus weiter - Grenzen liegen. Hier kann kein Verfahren eingesetzt werden, daß das Regelverhalten nach einem Positioniervorgang bewertet, um ein geringfügiges Nachjustieren der Reglerparameter vorzunehmen, da für die folgende Positionierung z.B. aufgrund anderer Lasten nicht mehr das gleiche Streckenverhalten vorliegt. Hier ist die Erkennung der Streckendynamik innerhalb des Positioniervorgangs unumgänglich. Hierzu werden vielfach Parameterschätzung für eine lineare, zeitdiskrete Übertragungsfunktion $G(z)$ vorgeschlagen [2, 12, 16, 17], da sie keine zusätzliche Sensorik benötigen. Weitaus sicherer und schneller reagieren Verfahren - wie in [26, 36, 37] - beschrieben benötigen im allgemeinen eine zusätzliche Sensorik (Drucksensoren), was im Rahmen dieser Arbeit vermieden werden sollte. Zur Reglerauslegung werden nach der Parameterschätzung dann üblicherweise Verfahren angewendet, die ausgehend von dem geschätzten Modell ein Wunschverhalten definieren (vielfach über Polvorgabe) und den Regler danach auslegen. Dieser Weg ist allerdings kritisch, da die hier angewandte Schätzung selten ein genaues Abbild des Antriebs ergibt. Dies liegt zum einen an den bereits erwähnten Nichtlinearitäten, zum anderen daran, daß nicht alle dynamischen Komponenten (Ventil und Zylinder) identifiziert werden können, also zwangsläufig eine strukturelle Vereinfachung vorgenommen werden muß. Hier bietet die Regelungstheorie Auswege über Entwurfsverfahren für sogenannte Ausgangsrückführungen [23]. Diese Verfahren bieten den Vorteil, daß durch bewußtes Nichtverwenden einiger Zustandsgrößen eine eindeutige Reglerauslegung im linearen Modell möglich wird. Allerdings sind auch hier zwei Nachteile zu nennen. Einerseits bedürfen diese Auslegungsverfahren eines hohen Rechenaufwandes, andererseits können sie keine Einschränkungen aufgrund nichtlinearer Effekte berücksichtigen. Somit kann beispielsweise der Einfluß der Beschränkung der Ventilschiebergeschwindigkeit nicht beachtet werden, wohl aber der Einfluß einer linearen Ventildynamik. Es hat sich jedoch gezeigt, daß gerade die Beschränkung der Ventilschiebergeschwindigkeit eine dominante Auswirkung auf die zu realisierenden Reglerparameter hat.

Diese Arbeit will - neben der direkten Adaption mittels Fuzzy-Logik - Wege aufzeigen, wie durch eine Kombination linearer Schätzverfahren (am Beispiel der Übertragungsfunktion) mit Fuzzy-Bewertern Nichtlinearitäten quasi selbständig vom Regelrechner berücksichtigt werden, ohne daß sie mathematisch beschrieben werden müßten. Es sei allerdings bereits erwähnt, daß auch hier Einschränkungen bestehen bleiben, die aus den nicht robusten Identifikationsergebnissen des hier zum Einsatz kommenden Verfahrens der Parameterschätzung folgen.

3.2. Klassische Trial-and-Error Verfahren

Diese Verfahren zur Parameteroptimierung basieren grundsätzlich auf zwei Schritten. Im ersten Schritt wird ausgehend von einem Parametervektor \mathbf{p} ein Testvektor \mathbf{p}_T mit $\mathbf{p}_T = \mathbf{p} + \Delta\mathbf{p}_T$ gewählt und mit diesem eine Sprungantwort gefahren. Im zweiten Schritt wird diese Sprungantwort in geeigneter Weise bewertet. Man erhält somit für jeden Testvektor eine Bewertungsgröße, die angibt, ob eine Verbesserung oder Verschlechterung eingetreten ist. Aus diesen Angaben kann die erfolgversprechende Änderungsrichtung gewählt werden, die zum Optimum führt. Die einzelnen Verfahren unterscheiden sich nun in der Definition der Schrittweite und der Wahl der Richtung für $\Delta\mathbf{p}_T$.

Ein robustes, aber langsam arbeitendes Verfahren ist für den zweidimensionalen Fall in Bild 3.1 dargestellt [3].

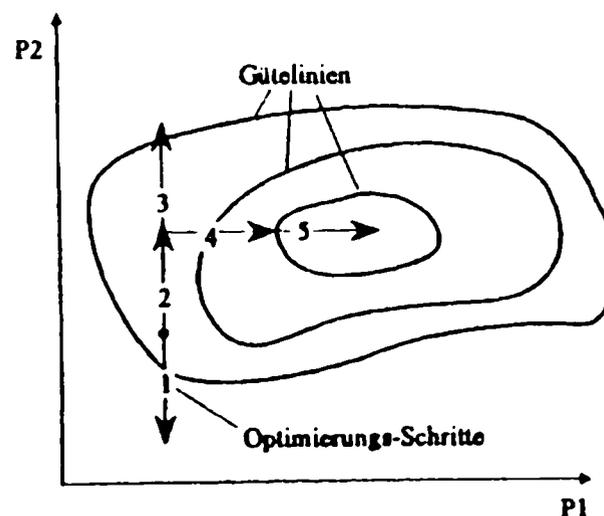


Bild 3.1: Einfaches Trial-and-Error Verfahren

Hierbei wird immer nur ein Parameter geändert und das Resultat bewertet. Bei einer Verschlechterung wird die Richtung umgekehrt, bei einer Verbesserung beibehalten. Kann in keiner Richtung eine Verbesserung erzielt werden, wird der folgende Parameter entsprechend variiert. Kann bei keinem Parameter eine Verbesserung erzielt werden, halbiert man die Schrittweite. diese einfache Vorgehensweise erlaubt eine simple Programmierung mit wenig Rechenaufwand für den nächsten Optimierungsschritt.

In Bild 3.2 [3] ist die Funktionsweise des Gradientenverfahrens dargestellt. Hierbei werden bei jedem Schritt alle Parameter variiert. Bei einer Ordnung n des Vektors werden n linear unabhängige vorangegangene Schritte benötigt, um die neue Testrichtung zu berechnen. So berechnet sich Schritt 3 im Bild aus Schritt 1 und 2. Dieses Verfahren ist vor allem bei Vektoren höherer Ordnung schneller, benötigt jedoch mehr Rechenleistung.

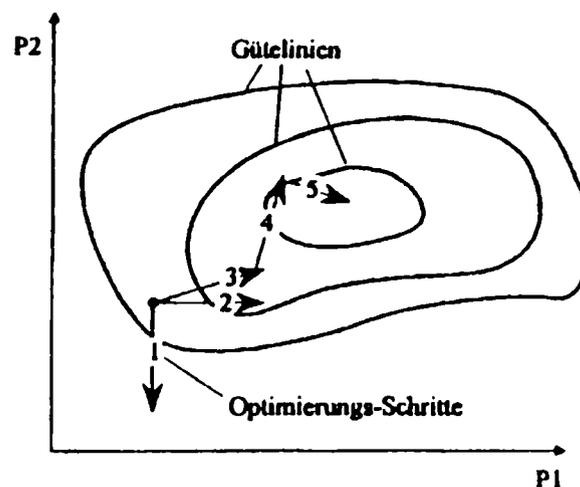


Bild 3.2: Gradientenverfahren

Diese scheinbar sehr robust arbeitenden Trial-and-Error Verfahren zeigen zwei gravierende Nachteile. Der erste besteht in den benötigten Testschritten, die „ziellos“ erfolgen und somit zu einem sehr schlechten Regelverhalten führen können. Der zweite Nachteil ergibt sich aus der Wahl des Gütekriteriums.

Ergeben sich über dem Variationsbereich der Parameter für dieses Gütefunktional Nebenoptima, so besteht die Gefahr, daß sich das Verfahren hierin „verrennt“, wie in Bild 3.3 dargestellt[3].

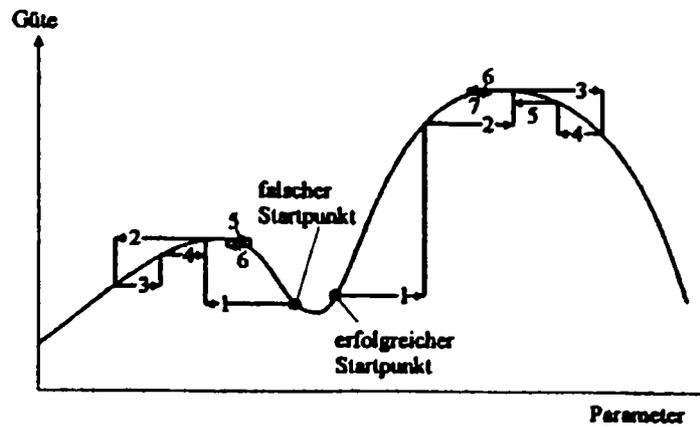


Bild 3.3: Das Problem der Nebenoptima

Ausgehend vom rechten Startpunkt wird das Optimum schnell erreicht, wobei allerdings der linke Startpunkt zum Nebenoptimum führt. Weiterhin sollte eine genügend große Änderung der Güte bei der Parametervariation vorliegen, um Fehlinterpretationen aufgrund von Störeinflüssen (Meßrauschen und andere nicht reproduzierbar auftretenden Effekten) zu vermeiden. Entscheidende Bedeutung kommt somit der Wahl des Gütekriteriums zu: Kann ein Kriterium entwickelt werden, das keine Nebenoptima und einen genügend großen Gradienten aufweist, so steht dem Einsatz eines Trial-and-Error Verfahrens nichts im Wege.

Zwei klassische Gütekriterien bewerten die Regelabweichung des Regelkreises, wobei das Optimum in der Minimierung einer Gütefunktion über der in Bild 3.4 dargestellten Fehlerfläche besteht [3].

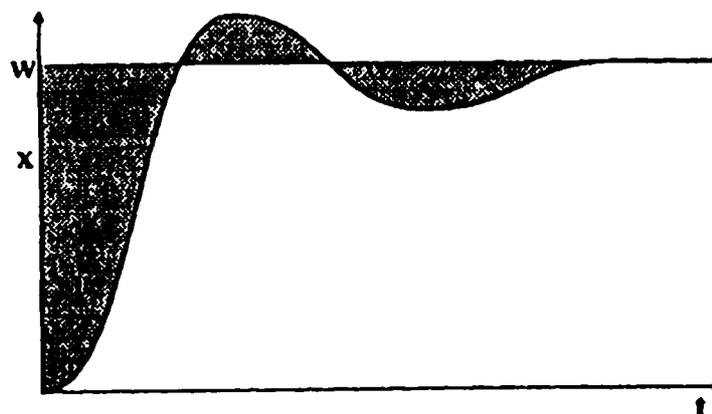


Bild 3.4: „Klassische“ Fehlerfläche für Sprungantwort des Übertragungsgliedes

Bei der Bewertung der „Quadratischen Regelfläche“ wird die Güte I über

$$I_Q = \int_0^{\infty} (x - w)^2 dt. \quad (3.1)$$

berechnet. Da ein Regelkreis im allgemeinen seinen Sollwert nicht direkt erreicht und die Ausregelzeit ein wichtiger Faktor zur Bewertung eines Regelergebnisses darstellt, wird vielfach das ITAE-Kriterium (Integral of Time-multiplied Absolute value of Error) eingesetzt, das sich nach

$$I_{ITAE} = \int_0^{\infty} |w - x| t dt. \quad (3.2)$$

berechnet. Um eine weitere Verbesserung der Gütebestimmung zu erreichen, wurde das quadratische Gütefunktional dahingehend erweitert, daß es die physikalischen Möglichkeiten eines hydraulischen Antriebs berücksichtigt.

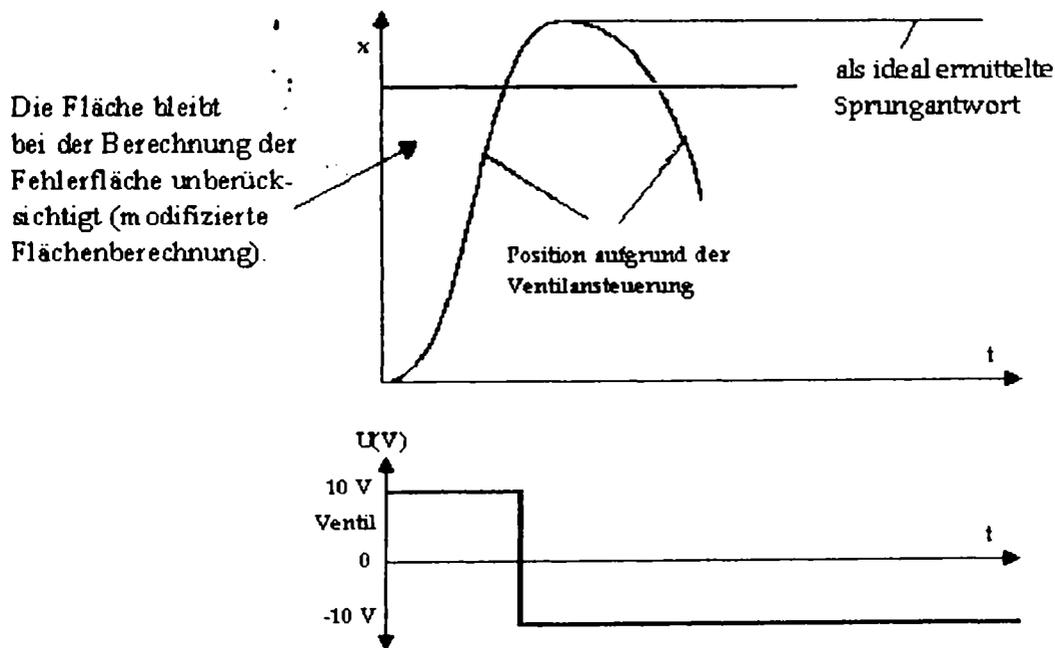


Bild 3.5 Modifizierte Flächenberechnung [3]

Dieses in Bild 3.5 dargestellte Verfahren läßt den Antrieb gesteuert verfahren, um die zeitoptimale Sprungantwort zu erhalten. Die Abweichung der Sprungantwort des Regelkreises von dieser theoretisch erreichbaren Kurve wird quadratisch bewertet als

Gütemaß eingesetzt. Doch sogar bei diesem Gütekriterium, das sich scheinbar an die realen Möglichkeiten anpaßt, wurden im Rahmen vorangegangener Untersuchungen bei Optimierungsabläufen Nebenoptima gefunden, so daß z.B. ein Trial-and-Error Verfahren ausgehend von einem schwachen, gut gedämpften Zustandsregler diesen nicht optimieren konnte. Diese Untersuchungen zeigten, daß sich Trial-and-Error Verfahren nicht zur Optimierung und Adaption von Zustandsreglern für fluidtechnische Zylinderantriebe eignen. Die Gefahr des Verlaufs in Nebenoptima kann nur gebannt werden, wenn der Startwert der Reglerparameter bereits nah am Optimalwert liegt, und weiterhin müssen immer Testvariationen des Reglers unternommen werden, deren Wirkung vom Verfahren nicht abgeschätzt wird.

3.3. Parameterschätzung zur Reglerauslegung mittels Polvorgabe

Zur Adaption sowohl langsamer als auch schneller Streckenänderung bietet die Regelungstheorie die Möglichkeit der Streckenidentifikation an. Viele schnelle Verfahren basieren auf der meßtechnischen Erfassung des Lastdrucks um die treibende Kraft direkt zu erfassen und daraufhin die Last mittels Ausgleichsrechnung zu erfassen. Ein in der Fluidtechnik verbreitetes Verfahren ist die Parameterschätzung der zeitdiskreten Übertragungsfunktion $G(z)$, da hier auf zusätzliche Sensorik verzichtet werden kann, und der Rechenaufwand gering bleibt [2, 16]. Dieses Verfahren soll im folgenden kurz vorgestellt werden, da es als Basis zur Adaption schneller Streckenänderungen dienen soll. Die Parametrierung eines Zustandsreglers erfolgt daraufhin üblicherweise mittels Polvorgabe, um dem Regelkreis die gewünschte Dynamik aufzuzwingen. Hierbei wird ausgehend von der Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{b} u \quad (3.3)$$

$$y = \mathbf{c}^T \cdot \mathbf{x}$$

für ein nicht sprungfähiges System und den Wunschpolen p_w der Rückführvektor \mathbf{r} berechnet.

Soll ein lineares Modell der Regelstrecke mit Hilfe einer Identifikation geschätzt werden, so wird üblicherweise die Übertragungsfunktion $G(s)$ dieser Strecke geschätzt, da sie das dynamische Verhalten vollständig beschreibt. Aufgrund der Wahl des Zustandsgrößen-Vektors. Der Vektor der Zustandsraumgröße:

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} x \\ \dot{x} \\ \ddot{x} \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

mit dem in Kapitel 2 erläuterten Signalflußplan und der entsprechenden Zustandsraum-beschreibung

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_0^2 & -2D_0 \omega_0 \end{pmatrix} \quad (3.5)$$

$$\mathbf{b} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ C_0 \omega_0^2 \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

$$\mathbf{c}^T = (1 \quad 0 \quad 0) \quad (3.7)$$

ergibt sich nun folgender einfacher Zusammenhang zwischen dieser Zustandsraum-beschreibung und der Übertragungsfunktion der Strecke:

$$G(s) = (C_0 \omega_0^2) / [s^2 + 2D_0 \omega_0 s + \omega_0^2] \quad (3.8)$$

Allgemein läßt sich die Übertragungsfunktion als

$$G(s) = (1/s) [b_0 / (1s^2 + a_1 s + a_2)] \quad (3.9)$$

schreiben, wobei $1/s$ den Integrierer und der zweite Bruch das PT_2 - Glied darstellt. Somit kann direkt von der Streckenübertragungsfunktion $G(s)$ auf die Zustandsraumbeschreibung geschlossen werden. Der weitere Vorteil besteht darin, daß die Pole in s direkt bekannt sind (ein Integrierer und ein PT_2 - Polpaar):

$$p_s(s) = \begin{vmatrix} 0 \\ -2D_0 \omega_0 + \omega_0 \sqrt{1 - (2D_0)^2} i \\ -2D_0 \omega_0 - \omega_0 \sqrt{1 - (2D_0)^2} i \end{vmatrix} \quad (3.10)$$

Diese zeitkontinuierlichen Pollagen bieten dem Auslegungingenieur eine sehr gute Beurteilungsgrundlage des Antriebsverhaltens. Ausgehend von diesen kann er Wunschpole für den Regelkreis vorgeben und den Rückführvektor berechnen.

Problematisch ist in diesem Zusammenhang die zeitkontinuierliche Darstellung der Übertragungsfunktion $G(s)$. Sie bietet die beste Betrachtungsweise für den Experten, läßt sich allerdings mit Hilfe von Digitalrechnern nicht direkt schätzen. Aufgrund der taktenden Arbeitsweise dieser Rechner muß eine Schätzung in z - dem zeitdiskreten Bildbereich - erfolgen. Dieser Bildbereich bereitet dem Auslegungingenieur jedoch Probleme hinsichtlich der direkten Interpretierbarkeit der Pollagen und der Koeffizienten der Übertragungsfunktion $G(z)$. Im folgenden soll gezeigt werden, daß sich jedoch eine Überführung der in z geschätzten Ergebnisse nach s mit einem vertretbaren numerischen Aufwand für den hier interessierenden Fall der Schätzung eines PT_2 -Elements durchführen läßt.

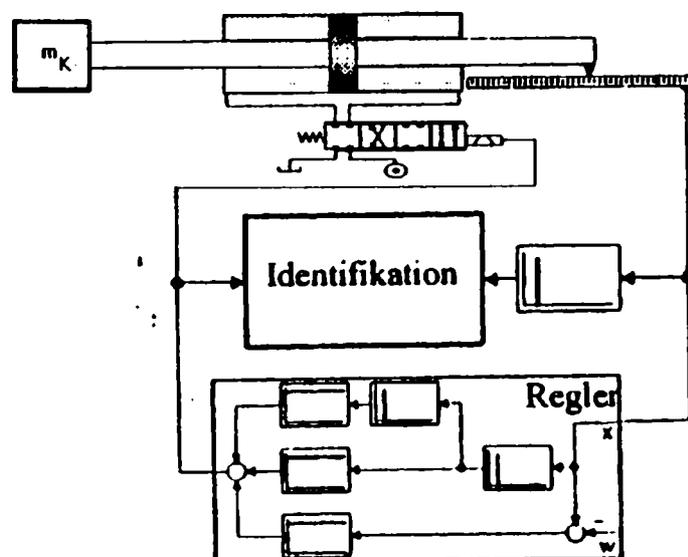


Bild 3.6: Regelkreis mit Identifikation

Da für die Parametrierung der oben gewählten Zustandsraumdarstellung und ihrer Übertragungsfunktion $G(s)$ nur die drei Parameter C_0 , D_0 und ω_0 bestimmt werden müssen, kann auf die Schätzung dieser Übertragungsfunktion verzichtet werden. Es reicht vielmehr die Berechnung von $G_{\dot{x}}(s) = \dot{X}(s)/U(s)$ aus (Bild 3.7).

Da die Schätzung im zeitdiskreten Bereich erfolgt, muß von folgender zu parametrierenden Übertragungsfunktion ausgegangen werden:

$$G(z) = \dot{X}(z)/U(z) = (\beta_1 z^{-1} + \beta_2 z^{-2}) / (1 + \alpha_1 z^{-1} + \alpha_2 z^{-2}) \quad (3.11)$$

Dieser Zusammenhang läßt sich vektoriell schreiben als:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_{k-1} & \dot{x}_{k-2} & u_{k-1} & u_{k-2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \end{pmatrix} = \dot{x}_k \quad (3.12)$$

Über diese vektorielle Schreibweise läßt sich mit Hilfe des rekursiven Least - Square (RLS) Verfahrens der Parametervektor

$$\mathbf{p}_k = \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \end{pmatrix} \quad (3.13)$$

bestimmen [55].

Mit dem Meßvektor

$$\mathbf{m}_k = \begin{bmatrix} \dot{x}_{k-1} \\ \dot{x}_{k-2} \\ u_{k-1} \\ u_{k-2} \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

und einer infolge gemäß (3.16) unter Berücksichtigung der Startmatrix \mathbf{p}_0 (vgl. 3.20) zu bestimmenden sog. Kovarianzmatrix \mathbf{P} wird ein Änderungsvektor zum Zeitschritt k für den Meßvektor \mathbf{p} über

$$\mathbf{q}_k = (\mathbf{m}_k \cdot \mathbf{P}_{k-1}) / (\mathbf{m}_k^T \cdot \mathbf{p}_{k-1} \cdot \mathbf{m}_k + 1) \quad (3.15)$$

bestimmt. Aus diesem Änderungsvektor und der alten Kovarianzmatrix folgt die neue Kovarianzmatrix zu

$$\mathbf{P}_k = (1/\lambda) [\mathbf{P}_{k-1} - \mathbf{q}_k \cdot \mathbf{m}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k-1}], \quad (3.16)$$

worauf das rekursive Verfahren im Kern aufbaut. Der Vergessensfaktor λ (zwischen 0,95...0,99) [11] bewirkt hierbei eine stärkere Gewichtung aktueller Werte, um eine Anpassung an ein sich änderndes Streckenverhalten zu ermöglichen.

Nun bestimmt sich der Fehler zwischen dem realen Streckenverhalten \dot{x}_k und dem Prädiktionsschritt der Schätzung

$$\hat{\dot{x}}_k = \mathbf{m}_k^T \cdot \mathbf{p}_{k-1} \quad (3.17)$$

zu

$$\mathbf{e}_k = \dot{x}_k - \hat{\dot{x}}_k = \dot{x}_k - \mathbf{m}_k^T \cdot \mathbf{p}_{k-1} \quad (3.18)$$

Aus dem Prädiktionsfehler \mathbf{e} , dem Änderungsvektor \mathbf{q} und dem alten Parametervektor \mathbf{p} wird schließlich auf den aktuellen Parametervektor über

$$\mathbf{p}_k = \mathbf{p}_{k-1} + \mathbf{q}_k \cdot \mathbf{e}_k \quad (3.19)$$

geschlossen, womit ein Durchlauf des rekursiven Schätzverfahrens erfolgt ist.

Vor dem ersten Durchlauf dieses Verfahrens müssen die Kovarianzmatrix \mathbf{P} und der Parametervektor \mathbf{p} derart vorbesetzt werden, daß ein schnelles Einstellen auf die richtigen Werte erfolgt. Hierbei hat sich folgende Einstellung bewährt:

$$\mathbf{P}_0 = 100 \dots 10000 \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (3.20)$$

$$\mathbf{p}_0 = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (3.21)$$

Für den Vergessensfaktor gilt ein Wertebereich von $\lambda = 0,95 \dots 0,99$. Nach [25] kann das Verhalten dieses rekursiven Schätzverfahrens mit dem Verhalten eines PT_1 - Glieds verglichen werden, wobei sich die Zeitkonstante T_{RLS} aus der Abtastzeit T_{Ident} über

$$T_{RLS} = [1/(1 - \lambda)] T_{Ident} \quad (3.22)$$

ergibt.

Wird z.B. eine Identifikationsschrittweite $T_{Ident} = 10$ ms angesetzt, und es kann $\lambda = 0,9$ eingesetzt werden, so folgt eine Zeitkonstante $T_{RLS} = 100$ ms, was bedeutet, daß nach 0,23 s ca. 90% des Modellabgleichs stattgefunden haben.

Die Parameterschätzung liefert somit ein zeitdiskretes Modell der in (3.11) genannten Form. Eine direkte Transformation von $G(z)$ nach $G(s)$ ist grundsätzlich nach der Vorschrift

$$G(s) = s \mathcal{L} \{ \mathcal{Z}^{-1} [(1 - z^{-1}) G(z)] \} \quad (3.23)$$

über die Laplace - Transformation zu gewinnen. Aufgrund der bekannten Form von $G(s)$ kann jedoch ein anderer Weg zur Bestimmung der Transformationsformel beschritten werden. So können grundsätzlich die zeitdiskreten Pole in die zeitkontinuierlichen Pole über

$$s = (1/T) \ln z \quad (3.24)$$

transformiert werden, da bekannt ist, daß $G(s)$ keine Nullstellen aufweist, also die Nullstellen von $G(z)$ nicht transformiert werden müssen. Der statische Übertragungsfaktor ergibt sich aus den Grenzwertsätzen

$$\lim_{s \rightarrow 0} G(s) = \lim_{z \rightarrow 1} G(z) \quad (3.25)$$

Aufgrund der Voraussetzung, daß beide Übertragungsfunktionen ein PT_2 - Glied repräsentieren, kann die Transformation dieser Polstellen sehr leicht erfolgen:

Aus dem Nennerpolynom von $G(z)$,

$$N(z) = 1 + \alpha_1 z^{-1} + \alpha_2 z^{-2} \quad (3.26)$$

folgen die Polstellen direkt zu

$$z_{1,2} = (-\alpha_1 / 2) \pm i \sqrt{(\alpha_1 / 2)^2 - \alpha_2} \quad (3.27)$$

wobei nur eine Lösung benötigt wird, da es sich bekanntlich um ein konjugiert komplexes Polpaar handelt. Da für $G(s)$ wiederum über (3.10) bekannt ist, wie die Pole sich aus D_0 und ω_0 ergeben, können diese Werte direkt unter Berücksichtigung der Transformation in (3.24) zu

$$D_0 \omega_0 = \operatorname{Re} \left\{ (1/T_{\text{Ident}}) \ln \left[(-\alpha_1/2) + i \sqrt{(\alpha_1/2)^2 - \alpha_2} \right] \right\} \quad (3.28)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\operatorname{Re}(\dots)^2 + \operatorname{Im}(\dots)^2}$$

errechnet werden. Die Geschwindigkeitsverstärkung ergibt sich aus den Grenzwertsätzen zu

$$C_0 = (\beta_1 + \beta_2) / (1 + \alpha_1 + \alpha_2) \quad (3.29)$$

Somit lassen sich die Parameter des zeitkontinuierlichen Modells (sowohl als Zustandsraumdarstellung als auch als Übertragungsfunktion), die Geschwindigkeitsverstärkung C_0 , der Dämpfungsgrad D_0 und die Eigenkreisfrequenz ω_0 direkt aus den Ergebnissen eines zeitdiskret arbeitenden RLS-Verfahrens ableiten, ohne daß dieser Schritt einen hohen Rechenbedarf (im Vergleich mit dem eigentlichen Schätzverfahren) benötigt.

Es stellt sich nun die Frage, wie genau kann ein derartiges Verfahren die Parameter erkennen, und wie kann aufbauend auf diesem Verfahren ein Regler ausgelegt werden. Zuerst soll eine Abschätzung der Identifikationsgüte erfolgen, um dann auf die Problematik der Polvorgabe einzugehen.

Bei der Identifikation wurde ein PT_2 -Glied als grundlegende Übertragungsfunktion angenommen. Dieser Ansatz hat folgende Schwächen:

Wahl des Identifikationsverfahrens

Das hier beschriebene Verfahren gilt ursprünglich für zeitinvariante Strecken, wobei mit Hilfe des Vergessensfaktors λ eine Verbesserung hinsichtlich der Identifikationsgeschwindigkeit erreicht werden kann. Änderung der Lastmasse der Presse, der Temperatur des Öles oder Einflüsse durch Verschleiß werden nicht berücksichtigt. Schnelle Verfahren benötigen aus diesem Grunde im Allgemeinen zusätzliche Sensorik. Eine aufwendige Sensorik ist jedoch gegenläufig zur vielfach genannten Forderung der Industrie nach einfachem

Aufbau von Pressenantrieben, (Ventil, Zylinder und als Sensorik ausschließlich Wegmeßsystem), so daß der Fall einer aufwendigen Sensorik hier nicht weiter betrachtet wird.

Generierung der Ein-/Ausgangsgrößen

Die Ausgangsgröße des Modells ist die Streckengeschwindigkeit. Sie wird durch Differentiation aus dem Positionssignal der Zylinderstange bzw. des Pressstößels gewonnen. Um eine höhere Signalgüte zu erreichen, kann hier eine größere Differentiationsschrittweite angesetzt werden, als bei der Regelung, die die Totzeit minimieren muß. Die durch die Differentiation entstehende Totzeit kann durch Schiebespeicher kompensiert werden. Dennoch sind der Auflösung Grenzen gesetzt. Die Eingangsgröße wird durch den Regler generiert, der aufgrund z.T. stark verrauschter Eingangssignale (vor allem der Beschleunigung, die ebenfalls durch Differentiation gewonnen wird) ein ebenso verrauschtes Ausgangssignal generiert. Die Regelgüte leidet unter diesem Ausgangssignal nicht, da das Ventil als Tiefpaßfilter wirkt. Bei der Identifikation besteht jedoch die Gefahr, aus dem verrauschten Eingangs- und Ausgangssignal eine hochfrequente Eigendynamik zu schätzen. Dies kann vor allem dann auftreten, wenn die Identifikationsschrittweite T_{Ident} zu kurz gewählt wurde.

Vernachlässigung des Ventils

Die Eigendynamik des Ventils kann grundsätzlich über die Simulation eines PT_1 - oder PT_2 - Glieds berücksichtigt werden, jedoch ist eine Berücksichtigung nichtlinearer Effekte - wie der Geschwindigkeitsbegrenzung - quasi nicht möglich. Hieraus ergibt sich immer ein beachtlicher Modellfehler bei starkem Umsteuern, also genau dann, wenn theoretisch der beste Moment zur Erkennung einer Eigendynamik gegeben wäre. Hierdurch wird der reale Antrieb eine geringere Dynamik zeigen, als aufgrund seines ω_0 (100 Hz) und D_0 (0,6) zu erwarten wäre. Die Begrenzung des Ventilschieberweges (Durchfluß) spielt demgegenüber keine Rolle, da das Reglerausgangssignal und damit Eingangssignal der Identifikation entsprechend beschränkt werden kann.

Die nichtlineare Kennlinie der Volumenstromsignalfunktion, wie in Kap. 2 besprochen, hat keine signifikant negative Auswirkung, da ihr Fehler nur gering ist und sich im Kleinsignalbereich nicht bemerkbar macht. Grundsätzlich wirkt sich die Änderung der Volumenstrom-Druck-Verstärkung V_{QP} derart auf die Schätzung aus, daß nicht mit einem konstanten und repräsentativen D_0 zu rechnen ist (siehe auch Kap. 2, Besprechung des linearen Modells). Unabhängig davon, welches Identifikationsverfahren eingesetzt wird, wirkt sich das nichtlineare Verhalten der Ventildynamik grundsätzlich sehr negativ aus, da es lineare Auslegungsansätze nur für kleine Arbeitspunktverschiebungen zuläßt.

Weitere nichtlineare Effekte

Der Einfluß der Reibung auf die Genauigkeit des linearen Modells wurde bereits in Kap. 2 besprochen. Zur Identifikation reicht es aus, wenn diese unterhalb einer Grenzgeschwindigkeit abgeschaltet wird, so daß der Mischreibbereich keinen dominanten Einfluß nehmen kann.

Korrelation zwischen Strecke und Regler

Da aufgrund des Regelkreises Eingangs- und Ausgangssignal der zu identifizierenden Strecke korreliert sind, sollte strenggenommen keine Identifikation über diese beiden Signale erfolgen. Vielmehr müßte eine Schätzung des Regelkreises unter Einsatz der Sollposition als Eingangssignal des Schätzalgorithmus und der Position als Ausgangsgröße erfolgen. Dieser Ansatz erhöht jedoch die Ordnung von 4 auf 6 (was weit mehr als der Verdoppelung des Rechenaufwandes entspricht), und es bedarf weiterhin des Schlusses vom Regelkreis (er würde bestimmt durch ein $G(z)$ der Ordnung 3 oder drei Pole oder Kenngrößen der Art ω_R , D_R , T_R) auf die Strecke, der aber nicht mehr direkt erfolgen kann. Vorteilhaft bei einer derartigen Schätzung wäre die Möglichkeit, durch Vergleich der Wunschpole mit den geschätzten Polen auf die Güte der Reglerauslegung zu schließen und ggf. Änderungen am Algorithmus zur Bestimmung der Wunschpole vorzunehmen. Hier sind jedoch keine Wege

bekannt. Dieses Korrelationsproblem ist typisch für den hier gewählten Identifikationsansatz.

Zusammenfassend ist festzuhalten, daß trotz der grundsätzlich einfachen Realisierbarkeit eines Parameterschätzverfahrens die Ergebnisse kein hinreichend genaues Abbild eines hydraulischen Zylinderantriebs geben, um eine ausschließlich auf linearen Verfahren basierende Reglerauslegung zu ermöglichen. Auch für andere Ansätze gilt die nicht sichere Auswertung des Dämpfungsgrads als problematisch.

Bisher wurde davon ausgegangen, daß geeignete Wunschpole bekannt sind, aus denen unter Identifikation der Strecke und Einsatz eines Polvorgabealgorithmus der entsprechende Zustandsregler berechnet werden kann. Hierbei stellt sich die Frage, wohin die Wunschpole des Regelkreises zu legen sind. Ein möglicher Ansatz wurde in Kap. 2 bereits hergeleitet, wobei die Eigendynamik des Ventils als Beschränkung der Möglichkeiten des Regelkreises angenommen wurde. Eine weitere, übliche Methode ist in Bild 3.7 gezeigt.

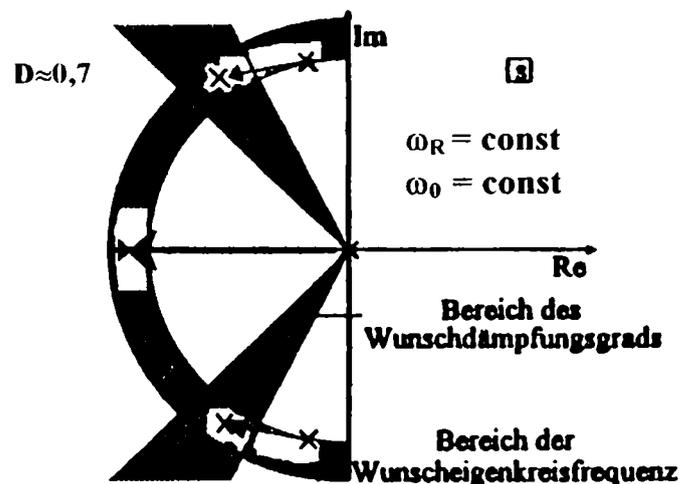


Bild 3.7: Möglichkeit der Vorgabe von Wunschpolen

Hierbei werden die Wunschpole gebildet aus einem PT_1 - und einem PT_2 - Glied nach der Berechnung

$$1/T_R = \omega_R = 1,0 \dots 1,5 \omega_0 \tag{3.30}$$

$$D_R = 0,5 \dots 0,7$$

Die Konstanten werden nach den Anforderungen und - vor allem - den Möglichkeiten des Regelkreises ausgelegt. Genau an dieser Stelle beginnt das Problem der Polvorgabe: Hier können Begrenzungen der Leistungsfähigkeit aufgrund linearer Eigenschaften (z.B. Ventildynamik) nicht schlüssig berücksichtigt werden, was bei der in Kap. 2 vorgestellten Auslegung noch möglich ist. Beide Auslegungsvarianten scheitern aber vor allem an einem anderen Punkt: Eine Berücksichtigung nichtlinearer Beschränkungen kann nicht erfolgen. Auch wenn über eine geeignete Wahl der Wunschvorgaben versucht wird, diesen Beschränkungen Rechnung zu tragen, kann dies nicht zufriedenstellend erfolgen, da sich diese nichtlinearen Begrenzungen nicht für jeden Zustand der Strecke (unterschiedliche Massen, Öltemperaturen...) gleich auswirken. Vielmehr ist damit zu rechnen (und soll in späteren Kapiteln noch gezeigt werden), daß der Einfluß bei unterschiedlichen Eigenfrequenzen unterschiedlich stark ist. Eine derartige Abhängigkeit kann jedoch nicht über die Vorgabe von Wunschpolen schlüssig erfolgen.

Zusammenfassend kann gesagt werden:

Die Identifikation der Strecke in Form von $G(z)$ im Regelkreis liefert Ergebnisse, die für gleiche Gesamtzustände reproduzierbar sind, jedoch kein genaues Abbild der Strecke im linearen Modell erwarten lassen. Alternative Verfahren unter Einsatz zusätzlicher Sensorik können hier eine erhebliche Verbesserung der Identifikationsergebnisse erreichen.

Die Vorgabe von Wunschpolen kann nicht zufriedenstellend die streckenimmanenten Nichtlinearitäten berücksichtigen, so daß hierüber keine Reglerauslegung erfolgen kann, die die Leistungsfähigkeit des Antriebs voll ausschöpft. Dies gilt auch für alternative Identifikationsverfahren.

4. Adaption mittels Fuzzy-Logik

In Kap. 2 und 3 wurde dargelegt, daß die lineare Modellbildung zwar eine Grundvoraussetzung für eine zielgerichtete Reglerauslegung ist und auch die Basis für die Erkennung schneller Streckenänderungen darstellt, dennoch kann sie für den vorliegenden Fall nicht direkt zur quantitativen Bestimmung der Reglerparameter sinnvoll herangezogen werden. Vielmehr lassen sich durch die Kombination linearer Methoden mit den Möglichkeiten der Fuzzy-Logik neue Möglichkeiten der Regelung fluidtechnischer Zylinderantriebe aufzeigen. Hierbei wird ein linearer Reglerkern mittels Fuzzy-Logik direkt oder indirekt parametrisiert, so daß das menschliche Expertenwissen die Grundlage der Regelauslegung wird.

4.1. Einführung in die Fuzzy-Logik

Die klassische Aussagenlogik bietet die Möglichkeit, über die Boolesche Algebra exakte Entscheidungen zu fällen und Beweise durchzuführen. An dieser Stelle soll die Möglichkeit der Entscheidungsfindung im Vordergrund stehen. Anhand einer determinierten Anzahl von Regeln kann über diese Algebra in Abhängigkeit der Eingangsdaten, die in der Form WAHR (1) oder FALSCH (0) vorliegen müssen, Ergebnisse generiert werden, die wiederum von der Form WAHR oder FALSCH sind und somit als Entscheidungen für oder gegen ein bestimmtes Verhalten (z.B. der Kreditvergabe oder der Änderung eines Parameters) interpretiert werden können. Aber gerade für die beispielhaft angegebenen Fälle der Parameteränderung oder Kreditvergabe kann diese Boolesche Algebra nur sehr eingeschränkt verwendet werden, da die Eingangsdaten real nicht klar in WAHR oder FALSCH unterschieden werden können. Hier setzt die Fuzzy-Logik an, indem sie beliebige „Wahrheitsgehalte“ zwischen 0 und 1 zuläßt (und auch beliebige Operatoren - deren Grenzverhalten einem UND bzw. ODER entsprechen - definiert, wie in [57, 1] zu finden ist). Durch diese Erweiterung wird es sehr einfach möglich, das Wissen eines Experten in „seiner Sprache“ dem Rechner zugänglich zu machen, da sowohl unscharfe Informationen als auch unscharfe Regeln verarbeitet werden können. Dennoch ist es möglich - wie unten zu zeigen ist - von physikalisch exakten Eingangsdaten auf physikalisch exakte Ausgangsgrößen zu schließen.

Im folgenden sollen die wichtigsten Komponenten dieser Logik behandelt werden. In Bild 4.1 wird die Presse SPA2-1 untersucht.

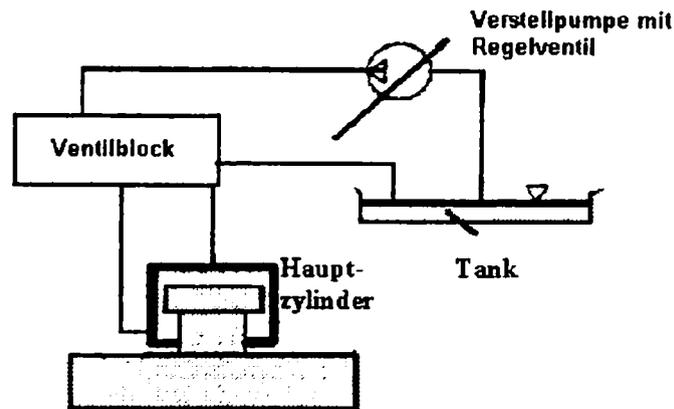


Bild 4.1: Fuzzy-Regelung des Antriebsaggregates der Presse SPA2-1

Das Ziel der Regelung der Maschine ist die Einhaltung des genauen Maßes unabhängig von Werkstoffverhalten und Maschinenzuständen. Dabei ergibt sich das Problem, daß der Rückzugsbefehl für das Pressen überhaupt (Umschaltpunkt) schon vor Erreichen des unteren Umkehrpunktes erfolgen muß. Die für das Erreichen eines genauen Maßes notwendige Wegdifferenz zwischen dem Umschaltpunkt und dem Umkehrpunkt, der sogenannte Vorhalt, hängt im wesentlichen ab von der kinetischen Energie des Oberwerkzeuges (bzw. der Geschwindigkeit), dem Kraftverlauf in der Eindringphase und der Aufforderung der Presse. Diese Abhängigkeiten resultieren aus den physikalischen Effekten wie Kompressibilität des Hydrauliköls (1% pro 100 bar), Schalt- und Umsteuerzeiten von Ventilen bzw. Pumpen (ca. 100 bis 150 ms) und dem Umformwiderstand und der Geometrie des zu bearbeitenden Teiles. Zudem sind die Einflußgrößen teilweise voneinander abhängig.

Die Ein- und Ausgangsgrößen des Regelprozesses sind im Bild 4.2 dargestellt, wobei (Δs) der Abstand zwischen dem Obersattelist (s_{ist}) und der Obersattelsollposition (s_{soll}) und der Druck (p_{ist}) im Hydraulikzylinder ist. Die Ausgangsgröße ist die Fördermenge der Pumpe (Q).

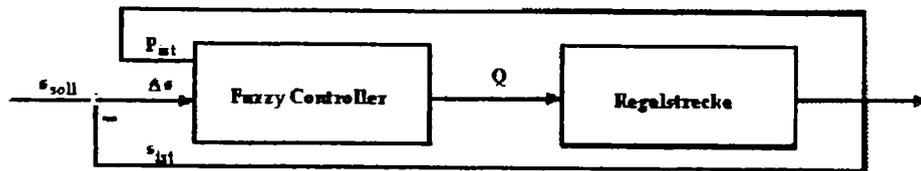


Bild 4.2: Struktur des Systems mit dem Fuzzy Controller

Der Regelkreis wird durch einen Rechner (Fuzzy-Controller) geschlossen, indem er den Experten „emuliert“. Hierzu müssen zuerst die Eingangssignale in der Form dargestellt werden, wie sie der Experte sieht, sie müssen in Terme seiner unscharfen Logik „fuzzyfiziert“ werden. Danach können die Regeln abgearbeitet werden, die der Experte aufgestellt hat. Dieses ist die eigentliche Wissensbasis. Als Ergebnis dieser Verknüpfung liegen wiederum „Wahrheitsgehalte“ in Termen der menschlichen Ausdrucksweise vor, die abschließend in physikalische Ausgangsgrößen „defuzzyfiziert“ werden.

Stückliste des Antriebsaggregates der Presse SPA2-1	
Anz.	Bezeichnung
1	Behälter mit 400 L Inhalt
1	Rücklauffilter
1	Ölstandanzeiger
1	Einfüll - und Belüftungsfiler
1	Radialkolbenpumpe 63 cm³ ; druck-und stromgeregelt
1	Elektromotor 30 KW; 1450 U/min.
1	Regelventileinheit

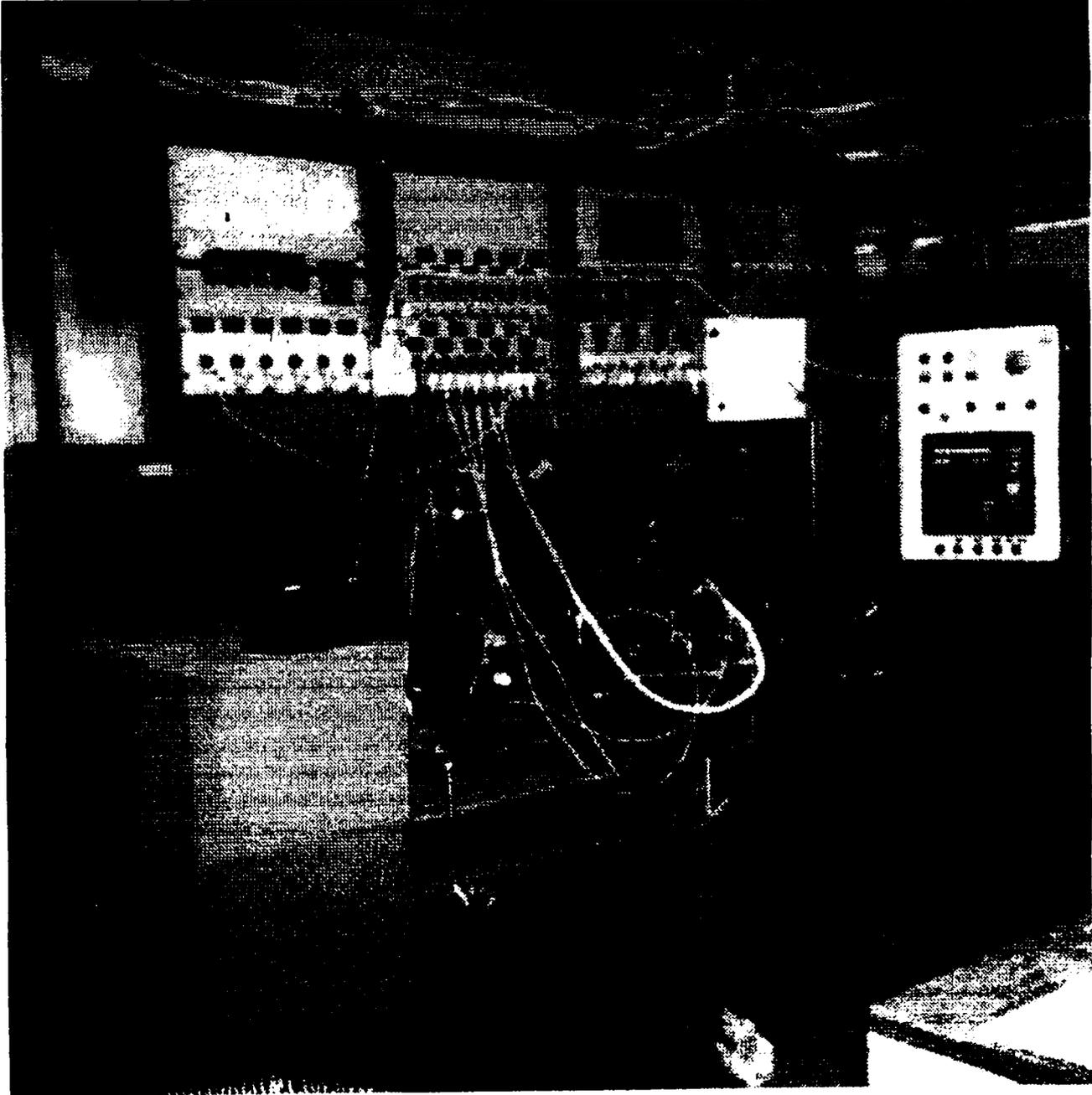


Bild 4.4: Prüfstand des Antriebsaggregates SPA2-1

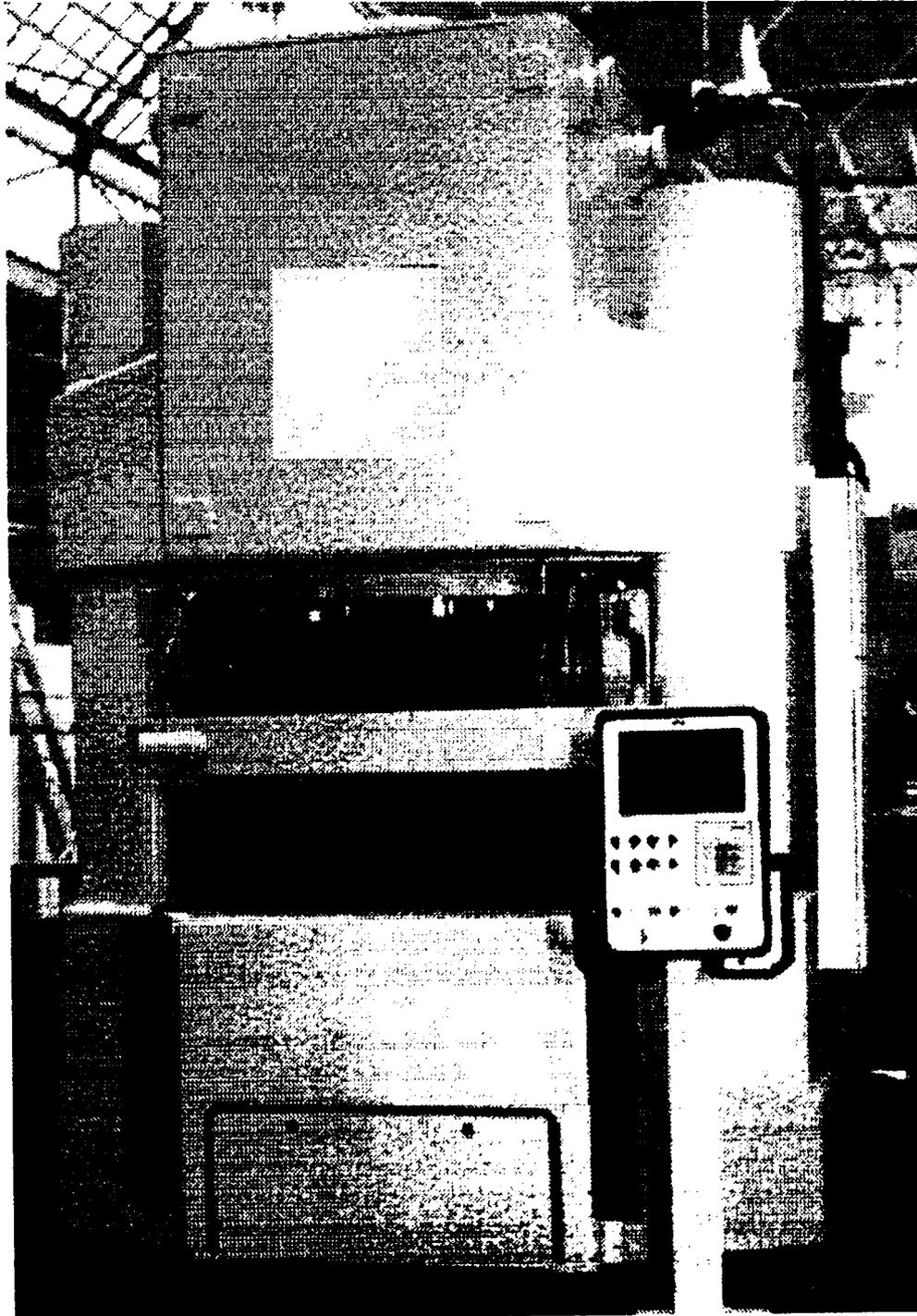


Bild 4.5a: Presse SPA2-1 (Vorderansicht)

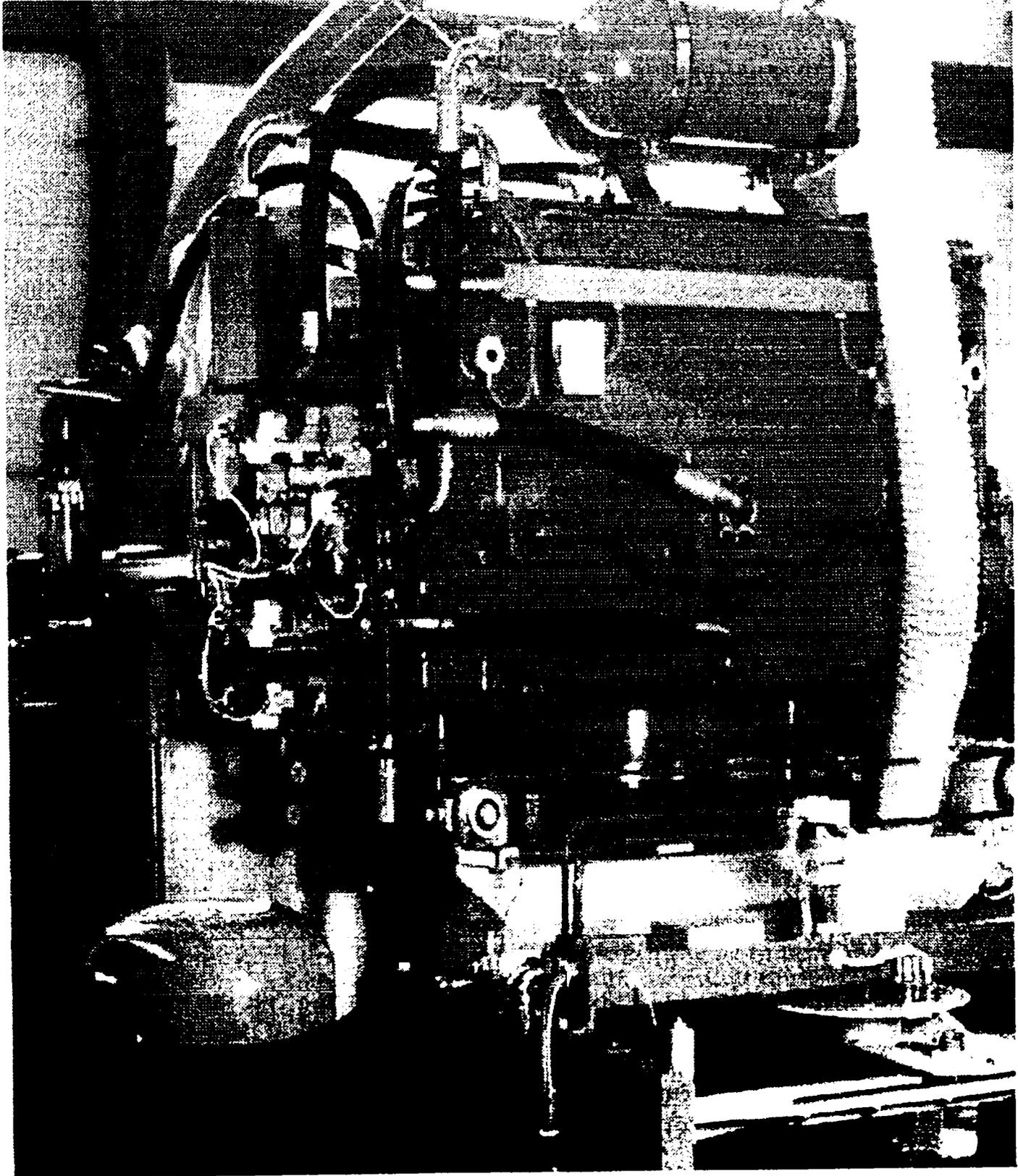


Bild 4.5b: Presse SPA2-1 (Hintereransicht)

4.1.1. Fuzzyfizierung

Betrachtet der Experte den physikalischen Zustand seines Systems (im untersuchten Fall der Abstand und der Druck), so denkt er nicht in der jeweiligen Einheit (mm bzw. Bar), sondern in Begriffen für den Abstand wie z. B. sehr nah, nah, mittel, weit bzw. Für den Druck, niedrig, mittel oder hoch.

Eingabe	Physik	Linguistische Darstellung	
		Variable	Term
mm	Abstands- differenz		sehr nah
			nah
bar	Druck		mittel
			weit
			niedrig
			mittel
			nah

Ausgabe	Physik	Linguistische Darstellung	
		Variable	Term
rel. Förder- menge in %	Pumpe		zurück
			langsam vor
			vor
			schnell vor

Bild 4.6: Die Linguistischen Terme

Bei der Fuzzyfizierung wird nun festgelegt, in welchen Termen der Experte das Problem beschreibt und wie die physikalischen Größen auf diese Terme abgebildet werden. Für das Presse sind diese Terme in Bild 4.6 dargestellt. Es ist zu erkennen, daß jeder physikalischen Größe eine eigene linguistische Variable zugeordnet wird. Diese Variable ist eine Art Sammelbecken für alle linguistischen Terme, die der Größe zugeordnet werden.

Zur Darstellung von Fuzzy-Variablen mit ihren Termen hat sich folgende Schreibweise als sinnvoll erwiesen:

$$\text{Var} = \{(\text{Term}_1 ; \text{Wert}_1), (\text{Term}_2 ; \text{Wert}_2), \dots, (\text{Term}_n ; \text{Wert}_n)\} \quad (4.1)$$

Hierbei stellt „Var“ die Variable, „{...}“, die Menge der Terme mit ihren aktuellen Werten, (...) eine Kombination aus Name und Wert und „Term_i“ schließlich den Term-Namen und „Wert_i“ den aktuellen Wert des i-ten Terms dar. Nachdem die Fuzzy-Größen definiert sind, erfolgt die Festlegung der eigentlichen Fuzzyfizierung, die funktionale Zuordnung des Zugehörigkeitsgrads jedes linguistischen Terms zu einer

physikalischen Größe. In der klassischen Mathematik werden zur Definition von Zuordnungen Mengen verwendet, wie

$$A = \{x | x \leq 5\}_{x \in \mathbb{R}} \quad (4.2)$$

In der Fuzzy-Logik wird analog eine unscharfe Menge der Form

$$\tilde{A} = \{x, \mu(x) | x \in X\} \quad (4.3)$$

definiert, wobei x die physikalische Größe innerhalb der scharfen Menge X ist und $\mu(x)$ die Zugehörigkeitsfunktion darstellt. Ein Fall für eine derartige Zugehörigkeitsdefinition ist in Bild 4.7 gezeigt. Über die Funktion $\mu(x)$ existiert eine genau festgelegte, exakte Zuordnung zwischen der physikalischen Größe x und dem korrespondierenden Zugehörigkeitsgrad μ zur Menge \tilde{A}

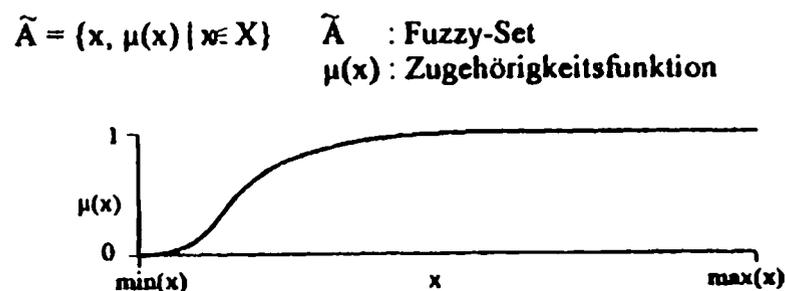


Bild 4.7: Zugehörigkeitsfunktion

In Bild 4.8 sind die für beide Eingangsgrößen der Presse definierten sieben Terme mit ihren Zugehörigkeitsfunktionen gezeigt. Die Funktion sollte dabei derart gestaltet werden, daß sie möglichst genau das „Empfinden“ des Experten wiedergibt. An dieser Stelle sei bereits darauf hingewiesen, daß vielfach vor allem eine schlecht überlegte Festlegung dieser Fuzzyfizierung für ein fehlerhaftes Verhalten eines Fuzzy-Algorithmus verantwortlich ist:

Nur Variablen, Terme und deren Fuzzyfizierung, die gut dem menschlichen Eindruck entsprechen, ermöglichen gute Ergebnisse. Dies benötigt vielfach die längste Zeit.

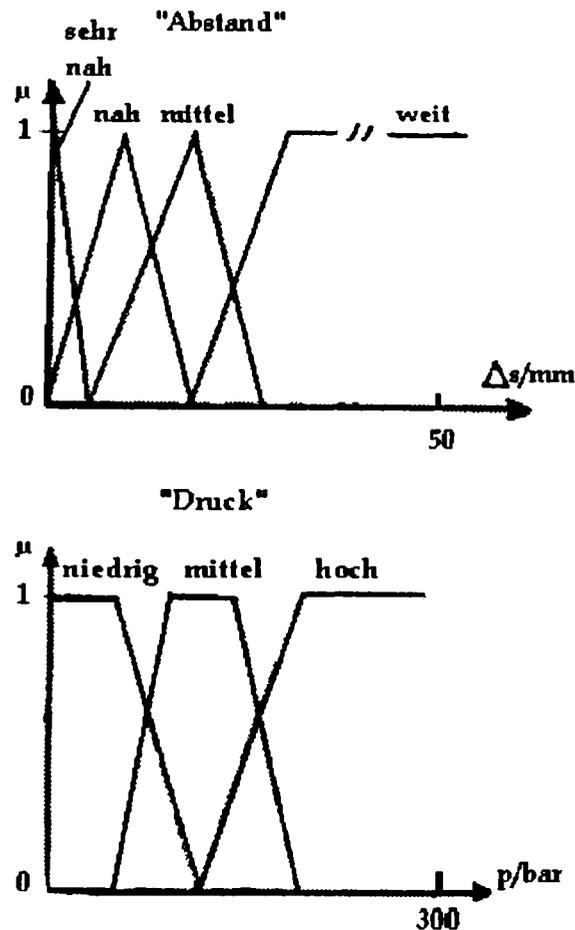


Bild 4.8: Fuzzy-Sets der Eingangsgrößen für den untersuchten Fall

4.1.2. Regelwerke

Die Regeln werden ähnlich der Darstellung der Booleschen Algebra notiert. Bei der Booleschen Algebra werden Zusammenhänge allgemein in der Form

$$A \circ B \rightarrow C \tag{4.4}$$

geschrieben, wobei „ \circ “ für die Verknüpfungen UND (\wedge) bzw. ODER (\vee) steht. Da in der Fuzzy-Logik jeder Term (der den aktuellen Wahrheitsgehalt enthält) zu genau einer Variablen gehört, werden die Fuzzy-Verknüpfungen üblicherweise in der Form

$$(V_1 = \tilde{A}) \circ (V_2 = \tilde{B}) \rightarrow V_3 := \tilde{C} \tag{4.5}$$

geschrieben, wobei V_1, \dots, V_3 die entsprechenden Variablen bezeichnen. Als Verknüpfungsarten stehen UND, ODER, NICHT mit unterschiedlichen Realisierungen, sowie eine Klasse von Operatoren, die zwischen UND und ODER angesiedelt sind. Im folgenden werden die für diese Arbeit wichtigsten Verknüpfungsarten angesprochen.

- **Der MIN-Operator (einfache Form des UND)**

$$\mu_c = \min(\mu_a ; \mu_b) \quad (4.6)$$

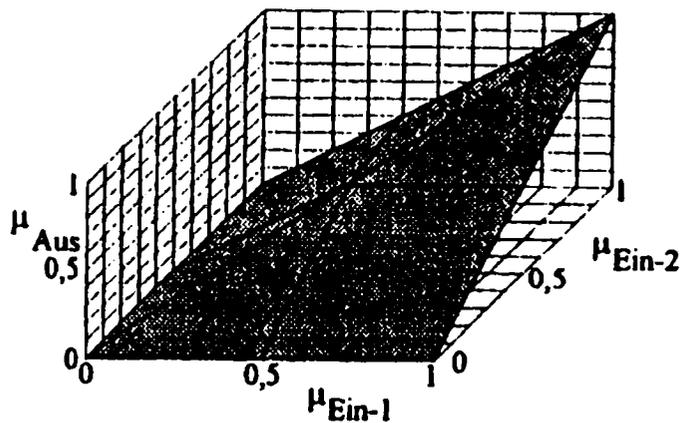


Bild 4.9: Das UND mittels Min-Operator

Der Vorteil dieses Operators, dessen Wirkung in Bild 4.9 zu sehen ist, ist die einfache Ergebnisberechnung (Vergleich zweier Zahlen). Allerdings drückt er nicht sehr gut den menschlichen Begriff des UND aus, da der Mensch im allgemeinen immer beide Eingangsgrößen berücksichtigt.

- **Der PROD-Operator (UND durch algebraische Produktbildung)**

$$\mu_c = \mu_a \cdot \mu_b \quad (4.7)$$

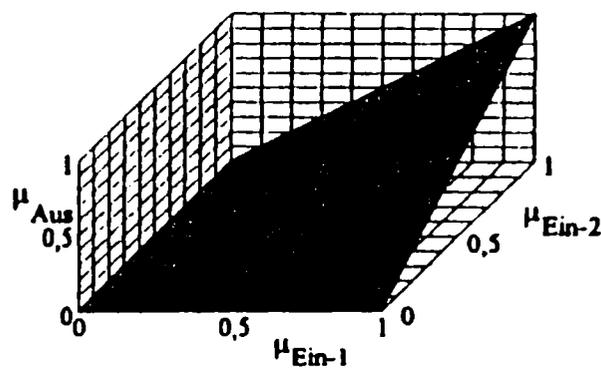


Bild 4.10: Das UND mittels PROD-Operator

Das Ergebnis (Bild 4.10) ist im Gegensatz zum MIN-Operator immer von beiden Eingangsgrößen beeinflusst. Dies entspricht eher dem menschlichen Empfinden. Die Beziehung wird aufgestellt

$$\text{Weg} = \text{sehr nah} \wedge \text{Druck} = \text{niedrig} \rightarrow \text{Pumpe} = \text{zurück} \quad (4.8)$$

Die Berechnung dieses PROD-Operators benötigt bei vielen auf Reglerkarten eingesetzten Prozessoren mehr numerischen Aufwand als der MIN-Operator, doch entfällt diese Einschränkung für einige RISC-Prozessoren (Reduces Instruction Set Computer), bei denen auch Multiplikationen in vielen Fällen nur einen Ausführungszyklus benötigen.

- **Der MAX-Operator (einfache Form des ODER)**

$$\mu_c = \max(\mu_a ; \mu_b) \quad (4.9)$$

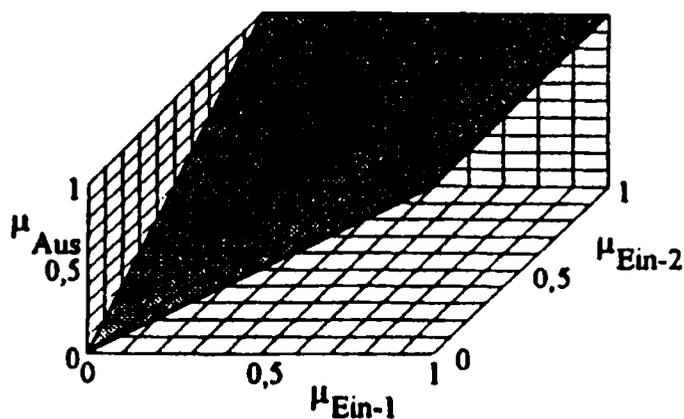


Bild 4.11: Das ODER mittels MAX-Operator

Der Vorteil dieses in Bild 4.11 gezeigten Operators ist wiederum die einfache Ergebnisberechnung. Auch hier entspricht das ODER nicht genau dem menschlichen ODER-Begriff, jedoch findet auch beim Menschen beim ODER nicht eine derart starke Einflußnahme beider Eingangsgrößen statt, wie beim UND.

- **Der SUM-Operator (ODER-Operator über algebraische Summe)**

$$\mu_c = \mu_a + \mu_b - \mu_a \mu_b \tag{4.10}$$

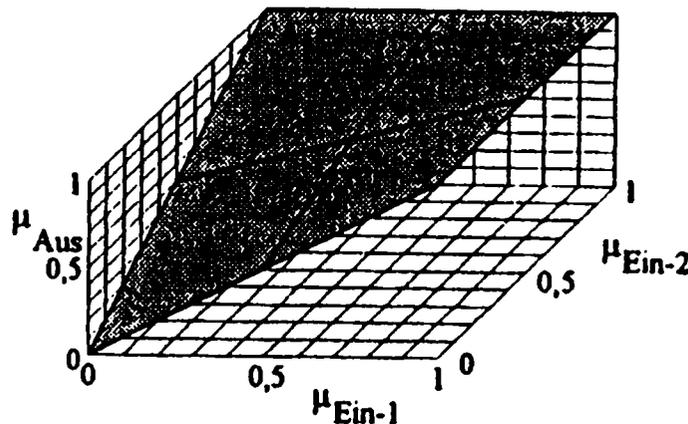


Bild 4.12: Das ODER mittels algebraischer Summe

Dieses ODER (Bild 4.12) entspricht sehr gut der menschlichen Vorstellung, benötigt jedoch drei Berechnungsschritte (eine Multiplikation, eine Subtraktion, eine Addition).

- **Die Negation**

Dieser Operator ist trivial, da er nur die Abbildung von $0 \rightarrow 1$ und $1 \rightarrow 0$ realisieren muß. Die erfolgt über die Beziehung

$$\mu_c = 1 - \mu_a \tag{4.11}$$

Es existiert noch eine große Menge weiterer Operatoren, die unter [57] vollständig aufgeführt sind. An dieser Stelle sollen nur noch zwei interessante Operatoren aufgeführt werden, die eine kombinierte Betrachtung der UND- und ODER-Operatoren zulassen.

Für den untersuchten Fall soll nun die Regelbasis aufgestellt werden, wobei zuerst die Regeln in Bild 4.13 dargestellt sind

Bereich „sehr nah“						
1)	Wenn	Weg = sehr nah	und	Druck = niedrig	dann	Pumpe = zurück (1.0)
2)	Wenn	Weg = sehr nah	und	Druck = mittel	dann	Pumpe = zurück (0.8)
3)	Wenn	Weg = sehr nah	und	Druck = hoch	dann	Pumpe = zurück (0.6)
Bereich „nah“						
4)	Wenn	Weg = nah	und	Druck = niedrig	dann	Pumpe = langsam vor (1.0)
5)	Wenn	Weg = nah	und	Druck = mittel	dann	Pumpe = langsam vor (0.9)
6)	Wenn	Weg = nah	und	Druck = hoch	dann	Pumpe = langsam vor (0.8)
Bereich „mittel“						
7)	Wenn	Weg = mittel	und	Druck = niedrig	dann	Pumpe = vor (1.0)
8)	Wenn	Weg = mittel	und	Druck = mittel	dann	Pumpe = vor (1.0)
9)	Wenn	Weg = mittel	und	Druck = hoch	dann	Pumpe = vor (1.0)
Bereich „weit“						
10)	Wenn	Weg = weit	und	Druck = niedrig	dann	Pumpe = schnell vor (1.0)
11)	Wenn	Weg = weit	und	Druck = mittel	dann	Pumpe = schnell vor (1.0)
12)	Wenn	Weg = weit	und	Druck = hoch	dann	Pumpe = schnell vor (1.0)

Bild 4.13: Schreibweise der Fuzzy-Regeln für die Presse SPA2-1

Weg Δs und Druck p → Pumpe				
Pumpe	Weg	Druck		
		niedrig	mittel	hoch
	sehr nah	1) zurück	2) zurück	3) zurück
	nah	4) langsam vor	5) langsam vor	6) langsam vor
	mittel	7) vor	8) vor	9) vor
	weit	10) schnell vor	11) schnell vor	12) schnell vor

Bild 4.14: Darstellung der Regeln in Matrizenform für die Presse SPA2-1

Der Vorteil der Anordnung in Matrixform liegt neben einer einfachen Abarbeitung in Rechnern in der übersichtlichen und kompakten Darstellung, die es dem Anwender erlaubt, auf einen Blick zu erkennen, ob alle Regeln für die Verknüpfung zweier Eingangsvariablen besetzt wurden, oder ob einige Fälle „vergessen“ wurden.

Zur Verknüpfung der einzelnen Terme haben sich die beiden Methoden bewährt

- **Min-Max-Methode**

Der MIN-Operator wird zur Verknüpfung der einzelnen Terme genutzt, und bei Auftreten mehrerer Ergebnisse für den gleichen Ergebnis-Term wird der MAX-Operator eingesetzt. Diese Methode benötigt den weitaus geringsten Rechenbedarf. Die Berechnungsvorschrift dieser Methode lautet:

$$\mu_c = \max_i [\min_j (\mu_{aj}, \mu_{bk})] \quad (4.12)$$

- **Prod-Max-Methode**

Der algebraische Produkt-Operator verknüpft die einzelnen Terme zu den Ergebnissen, und der MAX-Operator ermittelt bei Auftreten mehrerer Ergebnisse für den gleichen Ergebnis-Term das endgültige Resultat. Die Berechnungsvorschrift lautet:

$$\mu_c = \max_i (\mu_{aj} \cdot \mu_{bk}) \quad (4.13)$$

Für den Bereich der Optimierung und Adaption fluidtechnischer Regelkreise sind als Verknüpfungsformen die Min-Max-Methode oder die Prod-Max-Methode als optimale Wahl anzusehen.

Die Definition der Regeln stellt einen einfachen Schritt innerhalb des Entwurfs von Fuzzy-Logiken dar, da sie direkt aus dem Expertenwissen folgen.

Mit den dargestellten Mitteln der Regelerstellung können zwar grundsätzlich unterschiedlichste Formen des Ausdrucks „und“ und „oder“ realisiert werden, allerdings besteht bisher keine Möglichkeit, die Wichtigkeit einer Regel zu berücksichtigen. Wie beim Menschen üblich, existieren auch in Fuzzy-Logiken konkurrierende Regeln.

Vielfach sind nicht alle Regeln gleich wichtig bzw. sicher. So kann z.B. einige Regel als weniger wichtig empfunden werden. Um dies zu berücksichtigen, wird als anerkannte

Erweiterung innerhalb der Matrix-Schreibweise ein Gewichtungsfaktor hinzugefügt, der zwischen 0 (Regel nicht vorhanden) und 1 (Regeln vollständig nutzen) variiert werden kann. Das Ergebnis jeder Regel wird dann mit diesem Wert multipliziert. Somit ergeben sich folgende Formeln für die beiden genannten Methoden:

- **Min-Max-Methode mit Gewichtung jeder Regel**

$$\mu_c = \max_i (g_{jk} \cdot \min(\mu_{aj}, \mu_{bk})) \quad (4.14)$$

- **Prod-Max-Methode mit Gewichtung jeder Regel**

$$\mu_c = \max_i (g_{jk} \cdot \mu_{aj} \cdot \mu_{bk}) \quad (4.15)$$

Es hat sich gezeigt, daß mittels dieser Gewichtungsfaktoren auch Sonderfälle als Regeln sehr gut eingebunden werden können, indem ihnen ein geringes Gewicht gegeben wird. Hierdurch kommen sie nur dann zur Geltung, wenn der Sonderfall dominant eintritt. Werden z.B. die Regeln dieses Falles in der in Bild 4.15 gezeigten Form erweitert, so folgt

Weg Δs und Druck p → Pumpe				
Pumpe	→	Druck		
		niedrig	mittel	hoch
Weg	sehr nah	zurück (1,0)	zurück (0,8)	zurück (0,6)
	nah	langsam vor (1,0)	langsam vor (0,9)	langsam vor (0,8)
	mittel	vor (1,0)	vor (1,0)	vor (1,0)
	weit	schnell vor (1,0)	schnell vor (1,0)	schnell vor (1,0)

Bild 4.15: Darstellung der Regeln in Matrizenform mit Gewichtungsfaktor

Mit Hilfe der Gewichtungsfaktoren für jede Regel innerhalb einer Matrix können Sonderfälle und Unsicherheiten des Experten leicht berücksichtigt werden.

4.1.3. Defuzzifizierung

Mit Hilfe der Defuzzifizierung wird aus einer linguistischen Variablen ein physikalisches Ergebnis abgeleitet. Hierbei wurde das in Bild 4.16 gezeigte Analogon zu den Zugehörigkeitsfunktionen in Form eines Dreiecks definiert.

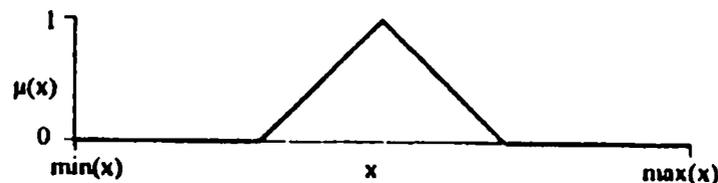


Bild 4.16: Ein Fuzzy-Set einfacher Form zur Defuzzifizierung

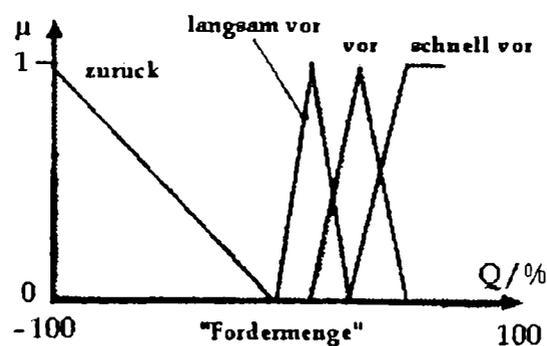


Bild 4.17: Alle Fuzzy-Sets der Variablen Pumpe zur Defuzzifizierung

Da die jeweilige Ausgangsvariable mehrere Terme besitzt, werden mehrere einfache Sets über der physikalischen Größe definiert. Für den Fall ist dies in Bild 4.17 gezeigt. Ausgehend von diesen Sets kann nun der aktuelle Zugehörigkeitsgrad eines jeden Terms auf zwei Arten dargestellt werden.

In Bild 4.18 sind zwei Varianten dargestellt. Bei Variante 1 wird die Spitze eines jeden Sets behalten, aber nur der Bereich unterhalb des aktuellen Zugehörigkeitsgrads ausgewertet. Aus beiden Varianten resultiert eine als „Mountain-Range“ bezeichnete Ergebnis-Fläche (grau unterlegt), deren Schwerpunkt die physikalische Ausgangsgröße angibt. Es ist ersichtlich, daß diese Defuzzifizierung einen enormen Rechenaufwand bedeutet, so daß statt dessen vielfach (vor allem bei Fuzzy-Chips, [62] eine vereinfachte Variante zum Einsatz kommt. Aufgrund des geringen Rechenbedarfs wurde auch im Rahmen dieser Arbeit auf diese Form zurückgegriffen.

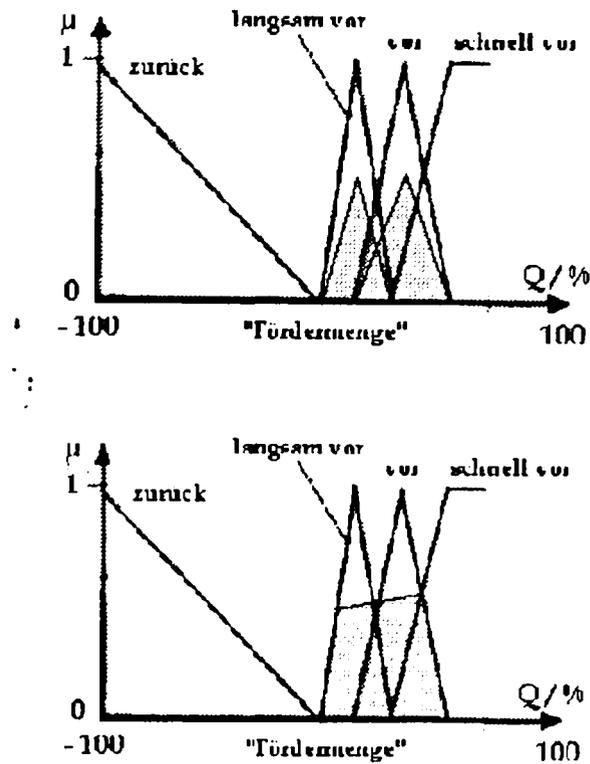


Bild 4.18: Defuzzifizierung

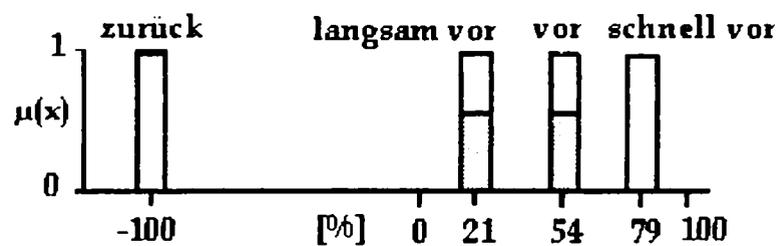


Bild 4.19: Vereinfachte Defuzzifizierung

In Bild 4.19 ist diese einfache Form verdeutlicht. Sie geht von Impulsen mit der Fläche des aktuellen Zugehörigkeitsgrads aus und bildet hieraus den Schwerpunkt. Zur Verdeutlichung wurden im Bild statt der Impulse sich nicht überlagernde Balken verwendet. Somit ergibt sich als Berechnungsvorschrift der Defuzzifizierung:

$$y_{res} = \frac{\sum_{i=1}^n \mu_i y_i}{\sum_{i=1}^n \mu_i} \quad (4.16)$$

Zur Verdeutlichung der Arbeitsweise der Fuzzy-Logik soll ein Berechnungsdurchlauf für untersuchten Fall vollständig dargestellt werden. Als Eingangsgrößen seien gegeben:

$\Delta s = 7,5 \text{ mm}$ und $p = 80 \text{ bar}$

Daraus folgt die Fuzzyfizierung:

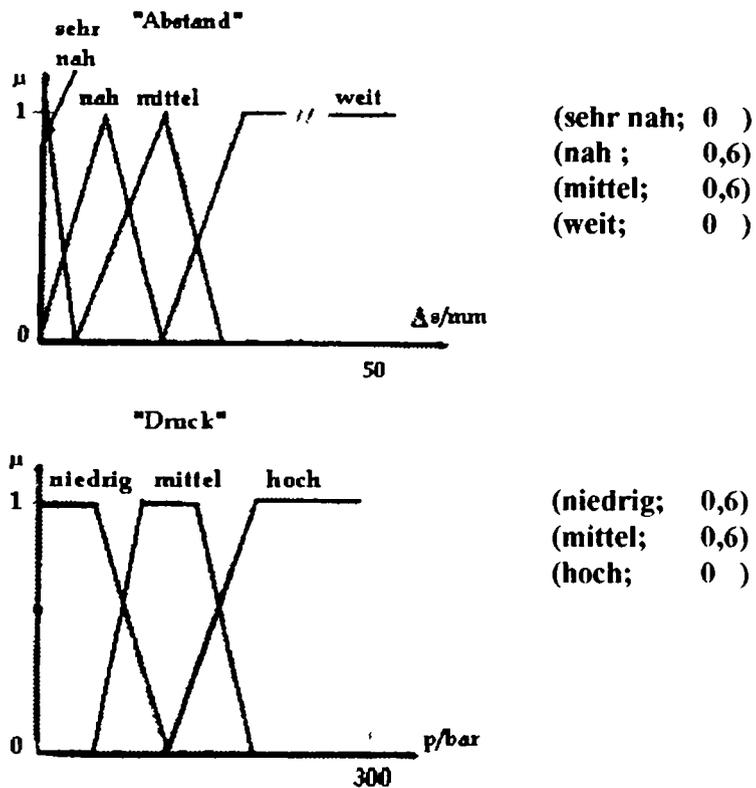


Bild 4.20: Fuzzyfizierung der untersuchten Presse

Die Regelmatrix ergibt für diese Wahl der Eingangsgrößen unter Verwendung der MIN-MAX- Methode und unter Berücksichtigung der Gewichtungsfaktoren:

Weg Δs und Druck $p \rightarrow$ Pumpe				
Pumpe		niedrig	Druck mittel	hoch
Weg	sehr nah	zurück = 0	zurück = 0	zurück = 0
	nah	langsam vor = 0,6	langsam vor = 0,54	langsam vor = 0
	mittel	vor = 0,6	vor = 0,6	vor = 0
	weit	schnell vor = 0	schnell vor = 0	schnell vor = 0

\rightarrow Pumpe = (zurück; 0)
 (langsam vor; 0,6)
 (vor; 0,6)
 (schnell vor; 0)

Bild 4.21: Regeln der untersuchten Presse SPA2-1

Es folgt die Defuzzyfizierung:

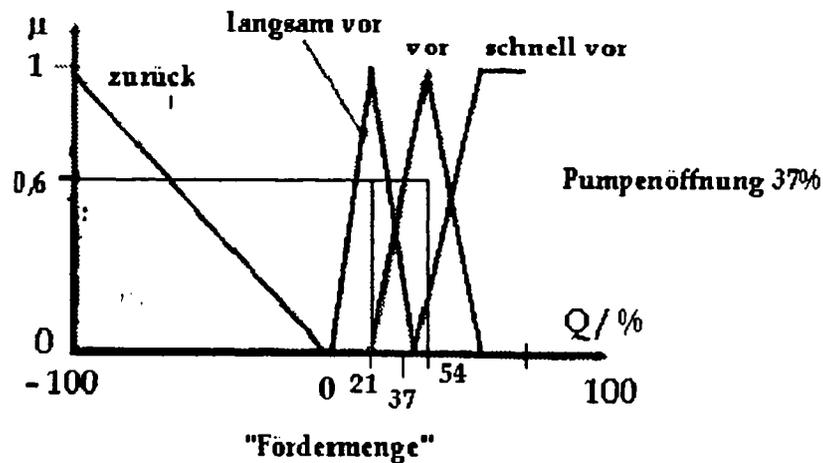


Bild 4.22: Defuzzyfizierung der untersuchten Presse

Für die gewählten Eingangsgrößen $\Delta s = 7,5$ mm und $p = 80$ bar ergibt sich ein Förderstrom der Pumpe von 37%.

Insgesamt liefert der vorgestellte Fall einen Zusammenhang zwischen den Eingangs- und Ausgangsgrößen und stellt anhand der Fuzzy-Logik nichtlinearen, funktionalen Zusammenhang $Q = f(\Delta s, p)$ her. In der Regel läßt sich die Funktion f nicht durch analytische Verfahren gewinnen.

4.1.4. Zusammenfassung

Die Fuzzy-Logik bietet die Möglichkeit, Zusammenhänge nicht durch Formeln, sondern anhand von Expertenwissen zu formulieren. Im Gegensatz zur klassischen, binären Logik sind fließende Übergänge zwischen benachbarten Beschreibungen (Termen) möglich und erwünscht, was vor allem im Bereich der Meßdatenverarbeitung eine robuste Überführung der Meßdaten in ihre sprachliche Beschreibungsform ermöglicht. Es hat sich gezeigt, daß gerade aufgrund dieser fließenden Übergänge bereits wenige zentrale Regeln ausreichen, um eine Wissensbasis zu erstellen. Die Schlußfolgerungen aus den Ergebnissen der Wissensbasis können wiederum analoge Größen sein, da aufgrund der fließenden Übergänge keine Diskretisierung durch binäre Resultate entsteht.

Deshalb kann Fuzzy-Logik nicht als unscharfe Logik beschrieben werden, was den Begriff der Ungenauigkeit mit ihr verbindet, sondern sie muß vielmehr als die fließende Logik bezeichnet werden. Ein Fuzzy-System stellt eine exakte Übertragungsfunktion zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen dar. Diese Funktion wird jedoch nicht durch eine Formel, sondern durch Wissen repräsentiert. Durch die Repräsentation von Expertenwissen arbeiten Fuzzy-Logiken im allgemeinen sehr robust, nutzen jedoch nicht vollständig die theoretisch erreichbaren Möglichkeiten zugunsten dieser Robustheit.

4.2. Aufbau des Regelkreises mit unterschiedlichen Adaptionsstrategien

In Kap. 2 wurde dargelegt, daß sich der dreischleifige Zustandsregler für fluidtechnische Positionierantriebe bewährt hat. Vor allem aufgrund der fluidtechnischen Positionierantrieben eigenen geringen Dämpfung und dem integrierenden Verhalten bieten Zustandsregler die optimale Wahl, da nur sie eine Streckenbeeinflussung dort ermöglichen, wo die Erregung der Schwingungsneigung dieser Strecken entsteht, nämlich bei den Zustandsgrößen, die den jeweiligen energetischen Zustand der Strecke wiedergeben. Regler über Fuzzy-Logiken aufbauen zu wollen, wäre ein falscher Weg, da die Fuzzy-Logik nie das Potential der Strecke ausschöpfen würde. Vor allem ist zu bedenken, daß bei dem Zustandsregler „nur“ drei Parameter eingestellt werden müssen, bei Fuzzy-Reglern sich neben der Adaptionsproblematik aber auch die Frage der Einstellung von weit mehr Parametern stellen stellt.

Es wurde auch auf den Adaptionsbedarf hingewiesen, wobei zwei grundsätzlich unterschiedliche Fälle hinsichtlich der zeitlichen Änderungsgeschwindigkeit zu betrachten sind:

- Langsame Änderungen treten auf bei Einlaufverhalten neuer Antriebe oder allgemeinen Verschleißerscheinungen. Sie können auch z.B. durch Temperatureinflüsse hervorgerufen werden, also saisonale oder tägliche Änderungen.
- Schnelle Änderungen treten bei Druckschwankungen (z.B. Load-Sensing) und vor allem bei Lastwechseln auf. Die Wechsel der Lastmasse erfolgen vor allem bei Handhabungsgeräten oft und wirken sich immer dominant auf das Übertragungsverhalten der Strecke aus.

4.2.1. Adaption an langsamen Änderungen

Die langsamen Änderungen beziehen sich vor allem auf im linearen Modell nicht beschreibbare Auswirkungen (Einfahrverhalten von Dichtungen, Verschleißerscheinungen). Ein Experte kann jedoch über die Bewertung des Bewegungsverhaltens eines geregelten Antriebs immer die optimale Parametrierung des Reglers finden. Da sein typisches Verhalten ein sukzessives Verbessern des Reglers ist, benötigt die Optimierung durch einen Menschen mehrere Schritte (ähnlich dem Trial-and-Error Verfahren). Da die hier betrachteten Streckenänderungen langsam auftreten, ist diese von Adaptionsschritt zu Adaptionsschritt derart gering, daß das schrittweise Nachfahren der Reglerparameter immer quasi das Optimum darstellt. Dieses Verhalten eines Einstellexperten läßt sich nun sehr gut mit Hilfe der Fuzzy-Logik innerhalb eines Regelrechners realisieren, indem hiermit das Wissen abgebildet wird. Aufgrund des geringen Bedarfs an Rechenleistung kann der Adaptionalgorithmus parallel zur Reglarbeit permanent mitlaufen, was sich vielfach bereits auf momentan üblichen digitalen Reglerkarten realisieren läßt. Als weiterer Vorteil des Einsatzes dieser Verfahren, dessen Aufbau schematisch in Bild 4.23 dargestellt ist, ist zu werten, daß nicht mehr zwischen der Phase der Optimierung (Inbetriebnahme) und der Adaption unterschieden werden muß, wenn eine automatische Schrittweitanpassung realisiert wird.

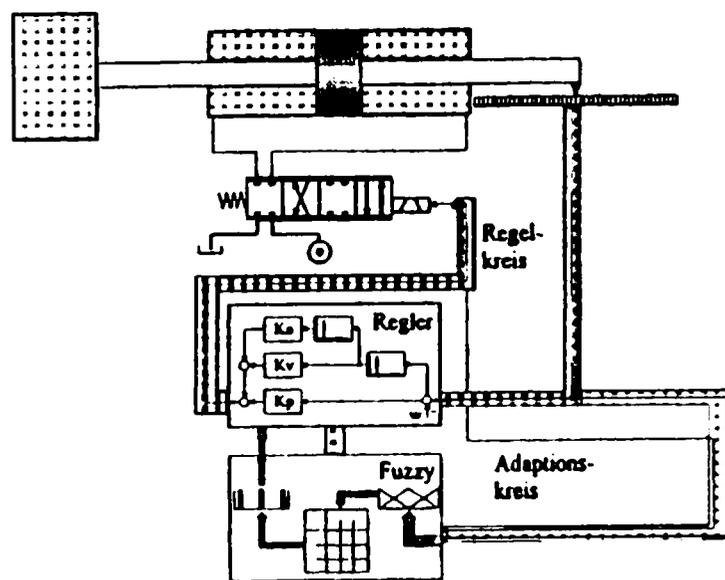


Bild 4.23: Schematischer Aufbau der Adaption durch Fuzzy-Bewerter

4.2.2. Adaption an schnellen Änderungen

Die schnellen Änderungen der Strecke (Masse, Versorgungsdruck) lassen sich bei hydraulischen Zylinderantrieben sehr gut im linearen Modell wiederfinden, wie die folgenden Betrachtungen zeigen werden.

Die Änderung des Versorgungsdrucks führt zu einer Änderung der Geschwindigkeitsverstärkung C_0 , die sich aus (2.24) und (2.27) sowie (2.16) und (2.17) ergibt, zu:

$$C_0 = [A_k (Q_{0max} / u_{max}) \sqrt{1 - (p_{L0} / p_0) \text{sign}(u)}] / [(V_{QP} + K_{Lip}) d_K + (A_K + K_{Liv}) A_K] \quad (4.17)$$

Es kann nur näherungsweise gesetzt werden, wenn vom Stillstand, geringen Reibungen an den Dichtungen und geringen Leckagen ausgegangen wird:

$$\begin{aligned} & \cdot \\ & \cdot \\ & p_{L0} \ll 0 \\ (V_{QP} + K_{Lip}) d_K & \ll (A_K + K_{Liv}) A_K \\ K_{Liv} & \ll A_K \end{aligned}$$

Hieraus folgt

$$C_0 = Q_{0max} / (A_K u_{max}) \quad (4.18)$$

Aus dem Durchflußgesetz (2.2) ergibt sich für unterschiedliche Drücke

$$Q_{1max} = Q_{0max} \sqrt{\Delta p_1 / \Delta p_0} \quad (4.19)$$

uns schließlich mit $\Delta p_i = p_i - p_T$ und $p_T \approx 0$

$$C(p_1) = (Q_{0max} \sqrt{p_1 / p_0}) / (A_K u_{max}) \quad (4.20)$$

Man erkennt gut, daß die Änderung des Versorgungsdrucks also als Wurzelfunktion in das lineare Modell eingeht und über diese Beziehung dessen Auswirkung auf das Streckenverhalten vollständig beschrieben ist.

Gleiches gilt für die Änderung der Lastmasse. Aus der Kräftebilanz (2.10) folgt, daß alle Massenänderungen sich ausschließlich auf linear beschreibbare Massenschwinger auswirken, woraus folgt, daß die Kenngrößen Eigenkreisfrequenz und Dämpfungsgrad von der Massenänderung abhängen, wie in (2.22) und (2.23) formuliert ist. Mit den oben gemachten Vernachlässigungen folgen die Formeln:

$$\omega_0 = A_K \sqrt{(2E'_{01}/V_0)} \sqrt{1/m_K} \quad (4.21)$$

$$D_0 = \{ [\sqrt{(2E'_{01}/V_0)} (V_{QP} + K_{Lip})] / (2 A_K) \} \sqrt{m_K} \quad (4.22)$$

Es sei auch an dieser Stelle darauf hingewiesen, daß aufgrund des veränderlichen Verhaltens von V_{QP} innerhalb einer Sprungantwort der Dämpfungsgrad D_0 nicht sinnvoll ausgewertet werden kann, es sei denn, über eine Ventilkorrektur - wie sie von [21] und später [16] vorgeschlagen wurde - wird ein nach außen lineares Ventilverhalten erzwungen.

Aufgrund dieser guten Repräsentation der schnellen Streckenänderungen im linearen Modell wird zu deren Erkennung vielfach ein Parameterschätzverfahren herangezogen, das nur das PT_2 -Glied der Strecke schätzt, wie es in Kap. 2 unter Vernachlässigung der Ventildynamik dargestellt ist. Allerdings sind die von diesem Verfahren errechneten Größen nicht direkt verwendbar, da

- D_0 geringen nutzbaren Wert darstellt,
- das nichtlineare Verhalten des Ventils aufgrund der Begrenzung der Ventilschiebergeschwindigkeit eine exakte Schätzung nicht ermöglicht,
- die Generierung der benötigten Daten (Reglerausgang anstatt Ventilschieberposition und Geschwindigkeit durch Differentiation des Weges) zu zwar reproduzierbaren, aber nicht exakten Meßdaten führt.

- die Identifikation im Regelkreis strenggenommen aufgrund der sich dadurch ergebenden Korrelation zwischen dem Eingangs- und Ausgangssignal nicht die Strecke gesondert erkennt. Dieses Problem könnte von alternativen Verfahren unter Zuhilfenahme zusätzlicher Sensorik umgangen werden.

Grundsätzlich existieren zur Schätzung innerhalb des Regelkreises in der genannten und in Kap. 3 dargestellten Form nur drei Alternativen:

- Öffnung des Regelkreises für die Identifikation
- Identifikation des gesamten Regelkreises mittels entsprechender Sollwertvorgaben und „Herausrechnen“ der Strecke.
- Stochastisches aktives Signal während der Arbeit der Maschine

Der Versuch, zu Identifikationszwecken den Regelkreis kurz zu öffnen, kann nicht als sinnvoll betrachtet werden, da dies bei praktischen Anwendungen (z.B. innerhalb eines Produktionszyklus) aufgrund des integralen Streckenverhaltens im allgemeinen nicht verantwortbar ist. Das Schätzen des gesamten Regelkreises bedarf einer großen Rechenleistung und benötigt aufgrund der höheren Ordnung auch mehr Meßdaten (langsamere Erkennung). Weiterhin kann für diesen Fall der Schätzung von $G(z)$ keine direkte Berechnung der Kenngrößen erfolgen, sondern es muß der Weg über ein Matrizenkalkül eingeschlagen werden, da ein System 3. Ordnung entstehen würde

Hieraus folgt, daß die Reglerauslegung über rein lineare Verfahren bei den vielfach vorliegenden enormen Lastwechseln (Last- und Leerhub) (Faktoren größer 10) für den Zylinderantrieb im allgemeinen nicht zum Erfolg führen kann. Es kann nur dort über ein rein lineares Verfahren eine Reglerauslegung vorgenommen werden, wo die Lastwechsel kleiner sind (Faktor 2...3) oder ein Regler nicht die Leistungsgrenzen des Antriebs erreichen soll. Bei vielen Anwendungsfällen muß jedoch eine schnelle Anpassung des Reglers an sehr große Laständerungen erfolgen, wobei der Regler die Leistungsreserven des Antriebs nutzen soll.

Da ein eindeutiger Zusammenhang zwischen den (über die hier genutzte Parameterschätzung im Regelkreis) gewonnenen Größen C_0 und ω_0 und der

Streckendynamik besteht, aber nicht genau den laut linearem Modell erwarteten Größen entspricht, muß ein allgemeinerer Zusammenhang aufgestellt werden. Im folgenden soll die Struktur derartiger Auslegungsfunktionen anhand der genannten linearen Auslegungsformeln von Kap. 2 ermittelt werden, wobei es hier nur um die Struktur und nicht um die Parametrierung dieser Funktionen gehen soll.

Aus (2.42-1) folgt

$$C_0 K_p = (1/256) \left\{ [1/(D_1 D_2)]^2 [1/(T_v^3 \omega_0^2)] + [(8D_0)/(T_v^2 \omega_0)] + [(24D_0^2)/T_v] + [4(2D_0^2)\omega_0] + [T_v(2D_0)^4 \omega_0^2] \right\}, \quad (4.23)$$

woraus unter Vernachlässigung der nicht relevanten Terme ($D_0 \ll 1$)

$$C_0 K_p = (1/256)[1/(D_1 D_2)]^2 \left\{ [(1/T_v^3)(1/\omega_0)^2] + [(8D_0)/T_v^3](1/\omega_0) + [(24D_0^2)/T_v] \right\} \quad (4.24)$$

folgt, so daß für K_p eine Auslegungsformel in Form des Polynoms

$$C_0 K_p = \sum_{i=0}^2 g_{p,i} (1/\omega_0)^i \quad (4.25)$$

anzusetzen ist.

Aus (2.42-2) folgt

$$C_0 K_v = (1/32) [1/(D_1^2 + D_2^2)] \left\{ [1/(T_v^2 \omega_0^2)] + [(6D_0)/(T_v \omega_0)] + (12 D_0^2) + (8 D_0^3 \omega_0 T_v) \right\} - 1 \quad (4.26)$$

woraus unter Vernachlässigung der nicht relevanten Terme ($D_0 \ll 1$)

$$C_0 K_v = (1/32) [1/(D_1^2 + D_2^2)] \left\{ (1/T_v^2) (1/\omega_0)^2 + [(6D_0)/T_v] (1/\omega_0) + (12D_0^2) \right\} \quad (4.27)$$

folgt, so daß für K_v ebenfalls eine Auslegungsformel in Form des Polynoms

$$C_0 K_v = \sum_{i=0}^2 g_{v,i} (1/\omega_0)^i \quad (4.28)$$

anzusetzen ist.

Aus (2.42-3) folgt direkt

$$r = [4 + (1/D_1^2) + (1/D_2^2)] / 16 \quad (4.29)$$

$$C_0 K_a = (r/T_v) (1/\omega_0)^2 + 2D_0 (2r - 1)(1/\omega_0) + (4r D_0^2 - 1) T_v$$

so daß für K_a ebenfalls eine Auslegungsformel in Form des Polynoms

$$C_0 K_a = \sum_{i=0}^2 g_{a,i} (1/\omega_0)^i \quad (4.30)$$

anzusetzen ist.

Für alle drei Reglerparameter kann also die gleiche Polynom-Struktur als Auslegungsformel angesetzt werden, wobei für jeden Reglerparameter die drei Gewichtungsfaktoren zu bestimmen sind.

Die Bestimmung kann bei fehlender „Erfahrung“ über die Auslegungsformeln erfolgen, die zu der Herleitung der Polynome führten. Zur genauen Einstellung der Gewichtungsfaktoren dient an dieser Stelle jedoch wieder der Fuzzy-Bewerter. Oben wurde dieser Bewerter zur Adaption langsamer Streckenänderungen eingesetzt, indem er direkt die Reglerparameter ändert. An dieser Stelle nun übernimmt er das Training der

Funktionen, so daß der in Bild 4.24 gezeigte Aufbau entsteht. Das Identifikationsverfahren errechnet die Streckenparameter. Die Auslegungsfunktion berechnet daraus die Reglerparameter. Nach einem Sprungende wird das gesamte Regelkreisverhalten mittels Fuzzy-Bewerter betrachtet und eine Korrektur der Auslegungsfunktion vorgenommen. Somit wird der gesteuerten Adaption über Identifikation in Verbindung mit einer Auslegungsvorschrift eine weitere Adaptionsebene überlagert, die den Adaptionserfolg kontrolliert und nötigenfalls die Auslegungsvorschrift korrigiert. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt vor allem darin, daß neben der Adaption schneller Streckenänderungen auch langsame nichtlineare Änderungen des Streckenverhaltens adaptiert werden.

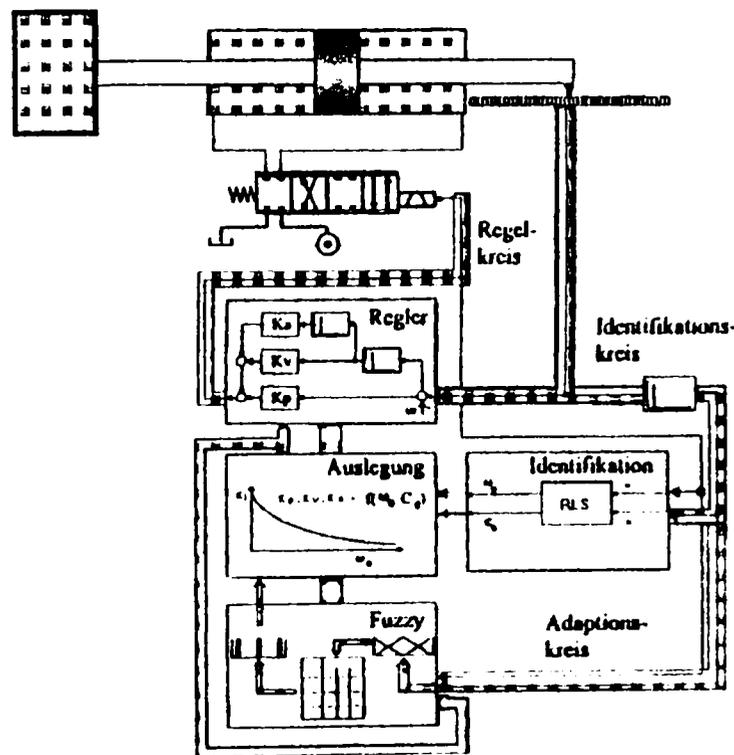


Bild 4.24: Schematischer Aufbau der Adaption durch Identifikation und Ausgangsfunktion mit Fuzzy-Bewerter

Ausgehend von den Vorüberlegungen werden im nächsten Kapitel folgende Sachverhalte anhand konkreter Fälle gezeigt.

1. Langsame Streckenänderungen können sehr gut durch Expertenwissen in Fuzzy-Logik adaptiert werden.

2. Zur Adaption schneller Streckenänderungen können bei hydraulischen Antrieben Parameterschätzverfahren herangezogen werden, um Kenngrößen zu ermitteln, die als Auslegungsgrundlage dienen. Die Auslegung muß über frei definierbare Funktionen erfolgen, die über die genannte Fuzzy-Logik trainiert werden.

•
•
•

5. Optimierung und Adaption an langsamen Streckenänderungen mit Hilfe der Fuzzy-Logik

Bei der Adaption langsamer Streckenänderungen kommt es nicht so sehr auf eine schnelle, sondern vielmehr auf eine sichere, robuste Adaption an. Weiterhin wurde bereits hergeleitet, daß bei der Definition eines Optimierungskriteriums über bekannte Ansätze ein Trial-and-Error Verfahren an Nebenoptima scheitern kann. Andererseits ist das Einstellen eines Zustandsreglers für Systemtechniker der Fluidtechnik eine alltägliche Aufgabe, so daß hier ein Wissen existiert, das sich relativ leicht in Form einer Fuzzy-Logik ausdrücken läßt.

Die Erstellung einer Wissensbasis vollzieht sich grundsätzlich in drei Schritten:

- Sammlungen des aktuellen Wissens,
- Definition der Daten, der Wissensbasis und die erste Umsetzung,
- Lernen des Experten und Weiterentwicklung der Wissensbasis.

Liegen noch keine Erfahrungen mit der Erstellung von Fuzzy-Logiken vor, so benötigt der erste Schritt „Wissenssammlung“ die längste Zeit, da er verbunden mit der Frage nach den wirklich interessierenden Daten ist. Vielfach hat sich der Experte noch keine Gedanken darüber gemacht, woran er einen Zustand erkennt. Um diese Erkennung zu präzisieren, bedarf es zu Beginn einiger Zeit. Sind die Daten, an denen Zustände erkannt werden, gefunden, so ist die Wissensbasis im allgemeinen schnell erstellt. Das Festlegen der Defuzzifizierung geschieht meist „nebenbei“ bei der Erstellung der Wissensbasis. Die in der Entwicklung wichtigste Phase ist jedoch die letzte. Durch Eingabe des Wissens kann der Experte nun seine Erfahrung überprüfen, da der Optimierer über die Fuzzy-Logik genau diese Expertenschritte vollzieht. Vielfach muß nun die Wissensbasis erweitert, oder es müssen zum Teil auch andere, besser geeignete Kenndaten ermittelt werden.

5.1. Die Fuzzyfizierung

Wird ein dreischleifiger Regler durch einen Bediener eingestellt, so betrachtet dieser die Sprungantwort des geregelten Antriebs und beurteilt hieraus die Reglereinstellung, um

daraufhin die Parameter relativ zum aktuellen Parametersatz zu ändern. Bei dieser Betrachtung der Sprungantwort werden üblicherweise folgende Punkte beachtet.

- Überschwinger und Unterschwinger im Wegsignal
- Überschwinger und Unterschwinger im Geschwindigkeitssignal
- Lage des ersten Maximums des Beschleunigungssignals im Haltebereich
- Signalrauschen im Reglerausgangssignal
- Anzahl der Bewegungen nach Erreichen der Sollposition

Bevor die interessanten Daten selbst besprochen werden, soll zuerst eine grundsätzliche Betrachtung erfolgen, welche Bereiche einer Sprungantwort für welche Auswertungen geeignet sind.

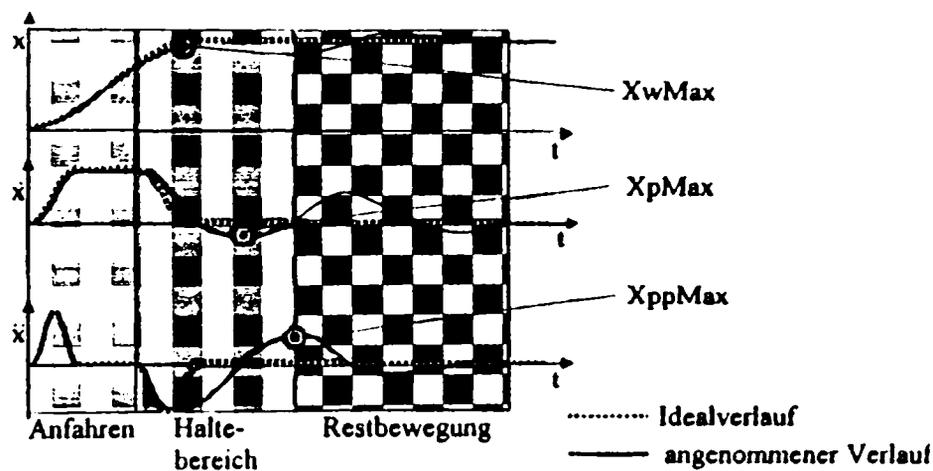


Bild 5.1 Dynamisch interessante Bereiche einer Sprungantwort

Bild 5.1 zeigt die drei typischen Bereiche einer Sprungantwort, wobei vergleichend der Idealverlauf einer Sprungantwort eingetragen ist.

- Beim Anfahren wird der Antrieb beschleunigt, bis er die Endgeschwindigkeit erreicht hat
- Der Haltebereich beginnt mit dem Abbremsvorgang. Nach dem maximalen Abbremsen des Antriebs (die maximale, negative Beschleunigung wurde erreicht) wird die negative Beschleunigung zurückgenommen, und es wird ein Beschleunigungsmaximum erreicht. Bei einer ideal eingestellten Regelung ist dieses Maximum $a_{max} = 0$, der Antrieb erfährt keinerlei Beschleunigung mehr und hat auch

seine Zielposition erreicht. Bei einer nicht idealen Regelung kann dieses Maximum größer Null oder kleiner Null sein. Unabhängig davon ist der Bereich des Haltens jedoch abgeschlossen, da eine ideale Regelung den Antrieb zum Stillstand gebracht hätte.

- Der anschließende Bereich stellt die Restbewegung dar. Hier fängt sich der Regelkreis, falls die Regelung nicht instabil ist. Anhand der Anzahl der Eigenbewegungen kann eine Aussage über die Stabilität des Regelkreises getroffen werden.

Der interessanteste Bereich zur Beurteilung der Regelung ist der Haltebereich. Hier kann erkannt werden, ob ein Überschwinger ($X_{wMax} > 0$) oder Unterschwinger ($X_{wMax} < 0$) vorliegt (ggf. vorliegende Überschwinger im Restbereich können nicht gewertet werden, da sie nur Restbewegungen angeben), da hier ein ideales Einfahren bei gut eingestellter Regelung erreichbar ist. Es hat sich gezeigt, daß für hydraulische Positionierantriebe dieses Über- oder Unterschwingen des Wegsignals zur Bestimmung der Geschwindigkeitsrückführung K_v herangezogen werden kann. Weiterhin kann an diesem Bereich erkannt werden, wie die Beschleunigungsrückführung K_a zu verändern ist.

Der Antrieb mit schwachem P-Regler ist in Bild 5.2 gezeigt. Um ein Überschwingen im interessanten Bereich zu erreichen, muß die Rückführung der Regelabweichung K_p so hoch eingestellt werden, daß ein dämpfender Anteil über K_a nötig ist und auch im weiteren Verlauf der Regleroptimierung dieses K_p meist nicht mehr weit erhöht werden kann.

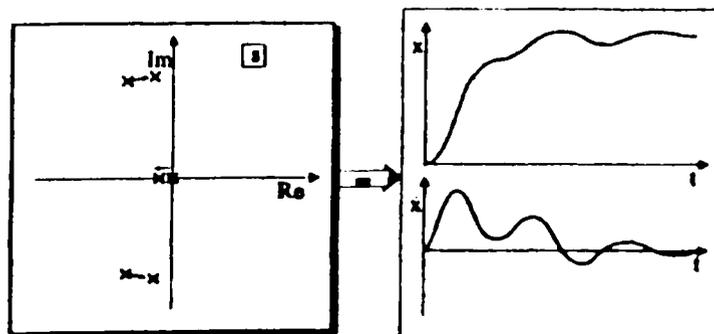


Bild 5.2: Hydraulischer Antrieb mit P-Regler

Diese Unterschiede lassen sich mit dem E-Modul des jeweiligen Fluids erklären. Die bei der Bewegung auftretenden relativen Bewegungen durch Schwingungen innerhalb des Fluids sind bei Öl derart klein, daß sie nur geringfügig ins Gewicht fallen.

Hieraus folgt nun, daß zu Bestimmung von K_a für den hydraulischen Antrieb eine Strategie gefunden werden muß. Hierzu sei an die Betrachtungen des linearen Modells in Kap. 2 erinnert, wo auf den Einfluß der Ventilzeitkonstante hingewiesen wurde. Es wurde gezeigt, daß zwei PT_2 -Glieder entstehen können, wenn die Regelung stark ausgelegt ist. Vor allem bei einem zu hohen K_a entsteht ein überdämpfter Zustand, bei dem das Wegsignal noch einen relativ guten Verlauf aufweist (bestimmt durch das langsamere PT_2), das Beschleunigungssignal jedoch starke Arbeitsbewegungen vollzieht (das schlechter gedämpfte, schnelle PT_2 -Glied).

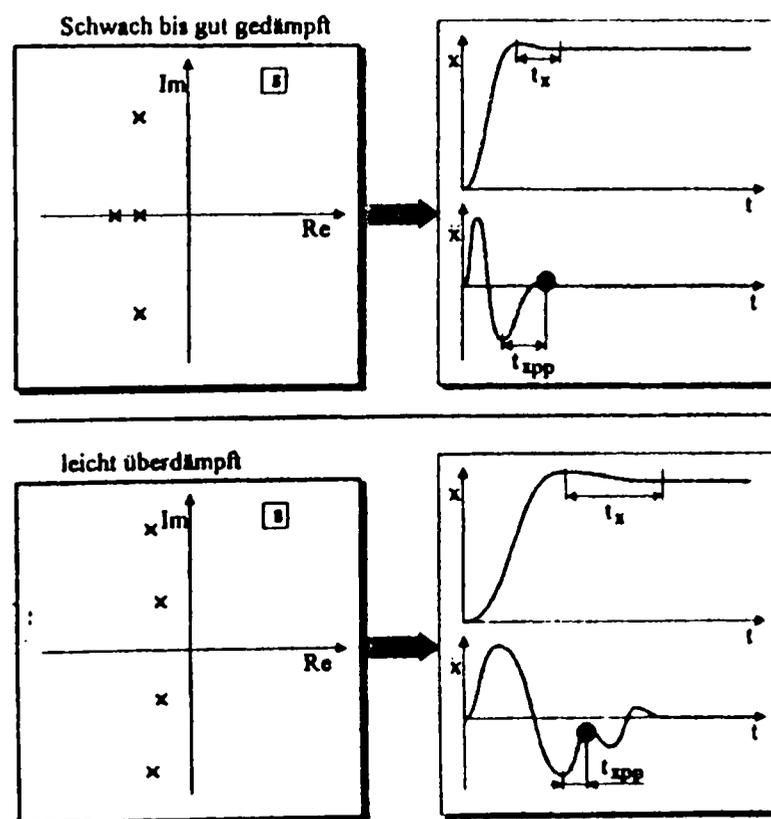


Bild 5.3: Erkennung des Dämpfungsverhaltens beim hydraulischen Antrieb

In Bild 5.3 sind nur die Verläufe des Weg- und Beschleunigungssignals für die beiden Fälle (überdämpft und unterdämpft) dargestellt. Typisch für das leicht unterdämpfte

Verhalten ist, daß das erste lokale Maximum der Beschleunigung innerhalb des Haltebereichs positiv ist. Beim überdämpften Fall liegt dieses lokale Optimum im negativen Bereich. Alternativ läßt sich der überdämpfte Fall auch an den unterschiedlichen Eigenfrequenzen im Weg- und Beschleunigungssignal erkennen, indem die Zeit zwischen benachbarten Extrema für beide Signale (t_x und t_{xpp}) ermittelt wird. Es hat sich jedoch gezeigt, daß diese Methode am zur Verfügung stehenden Antrieb unsicherer hinsichtlich der Datenerkennung ist, als die Suche nach dem relativen Beschleunigungsmaximum. Zur Bestimmung des Regelfaktors K_p , der die äußere Regelschleife bildet, wird die Anzahl der Eigenbewegungen - idealerweise im Beschleunigungssignal - ausgewertet. Hierzu reicht es aus, die Extrema des Beschleunigungssignals zu zählen.

Um die unterschiedlichen Zustände zu verdeutlichen, werden entsprechende gemessene Sprungantworten abgebildet..

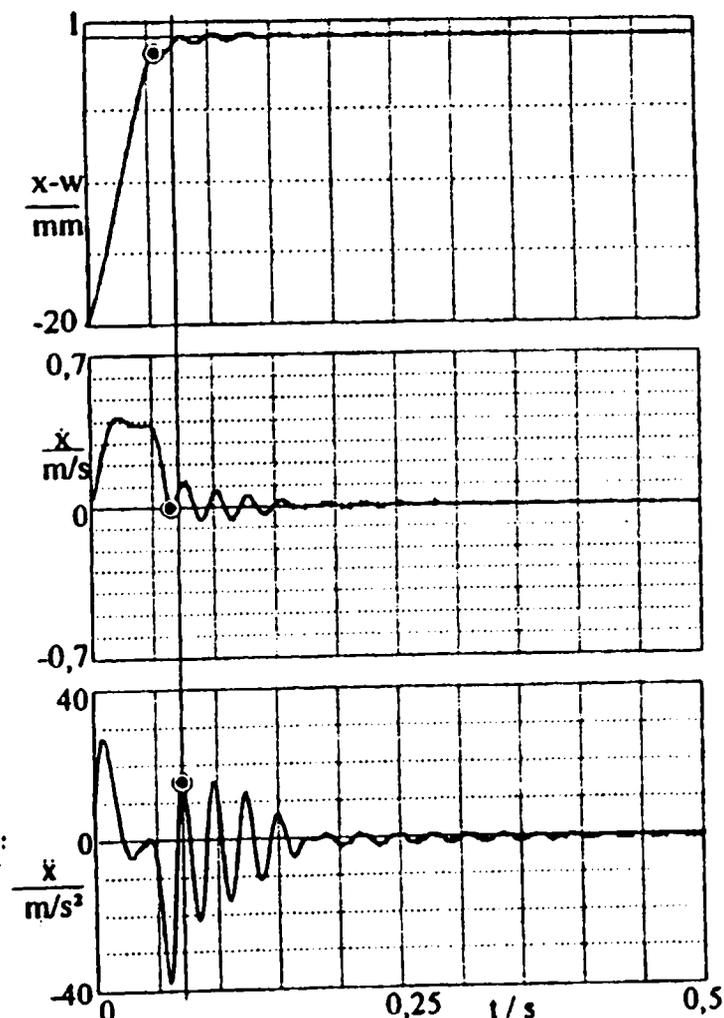


Bild 5.4: Hydraulischer Antrieb, schwach gedämpft mit Unterschwinger

Bild 5.4 zeigt die Sprungantwort des hydraulischen Antriebs im schwach gedämpften Regelkreis mit unterschwingendem Verhalten des Wegsignals. Der geringe Dämpfungsgrad ist deutlich am Beschleunigungssignal zu erkennen, dessen Maximum positiv ist und das mehrere Schwingungen um den Nullpunkt vollzieht. Das Geschwindigkeitssignal weist demgegenüber auf eine richtige Dämpfung hin, da sein erstes Minimum bei Null liegt. Hieran zeigt sich also, daß der geringe Dämpfungsgrad sicher am Beschleunigungssignal zu erkennen ist, und das Geschwindigkeitssignal nicht verwendet werden kann. Weiterhin kann hier gut erkannt werden, daß das Positionssignal nur im ersten Maximum unterschwingt, die anderen Maxima allerdings über dem Sollwert liegen. Dies belegt die Auswertung nur des ersten Maximums zur Bestimmung des Über- oder Unterschwingverhaltens.

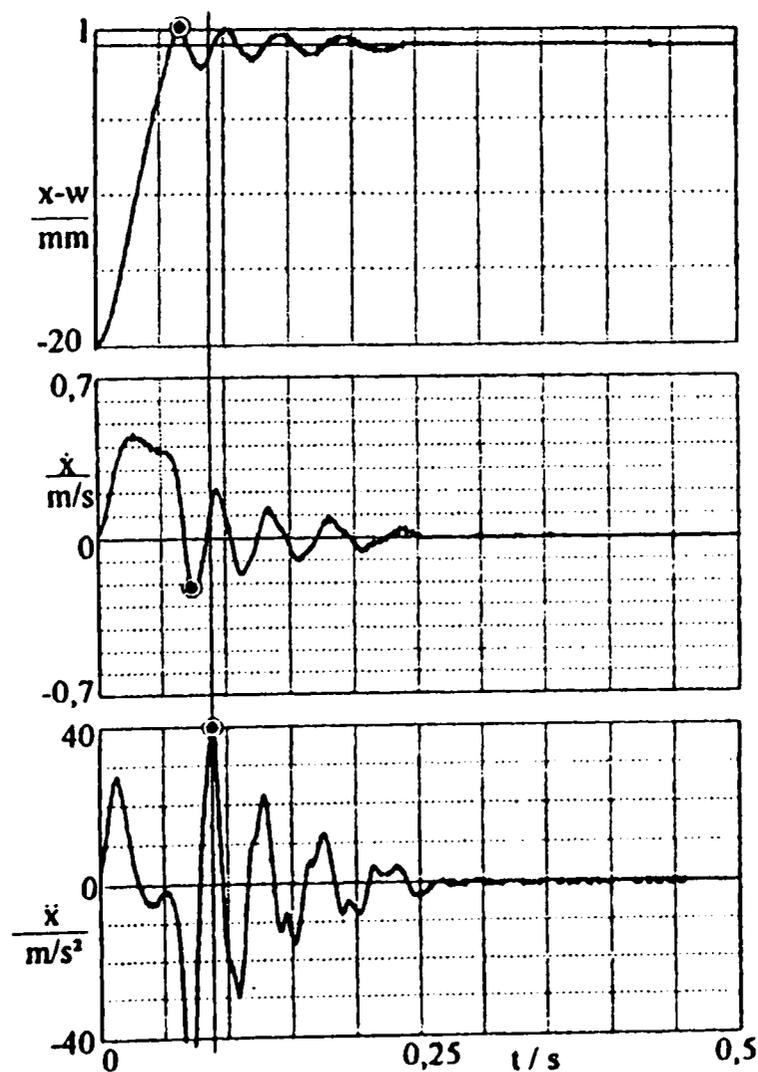


Bild 5.5: Hydraulischer Antrieb, schwach gedämpft mit Überschwinger

Einen ebenfalls schwach gedämpften (gleicher Dämpfungsgrad, wie oben), aber überschwingender Antrieb zeigt Bild 5.5. Hier weist sowohl das Geschwindigkeits- als auch das Beschleunigungssignal auf den zu geringen Dämpfungsgrad hin. Die Überschwingungsneigung ist klar am Wegsignal zu erkennen.

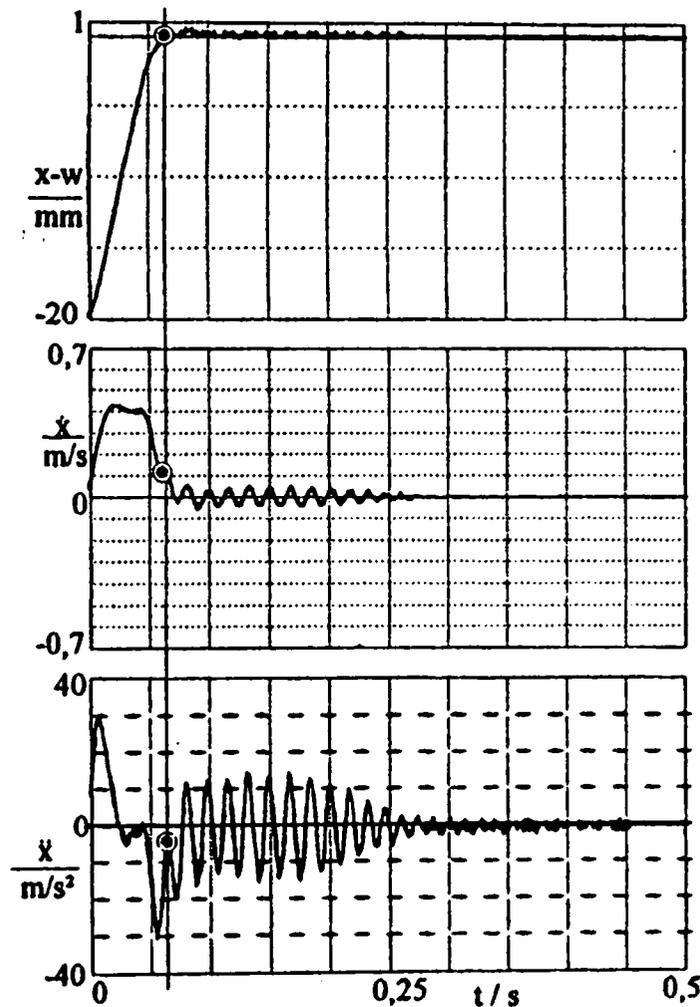


Bild 5.6: Hydraulischer Antrieb, überdämpft

In Bild 5.6 ist schließlich die Sprungantwort im überdämpften Fall zu sehen. Sowohl das Geschwindigkeits- als auch das Beschleunigungssignal deutet diesen Fall korrekt an, wobei das Maximum der Beschleunigung im negativen Bereich liegt und das Geschwindigkeitssignal im dynamisch wichtigen Bereich noch kein lokales Maximum ausprägen konnte.

Aus diesen Betrachtungen folgen die Fuzzyfizierungen.

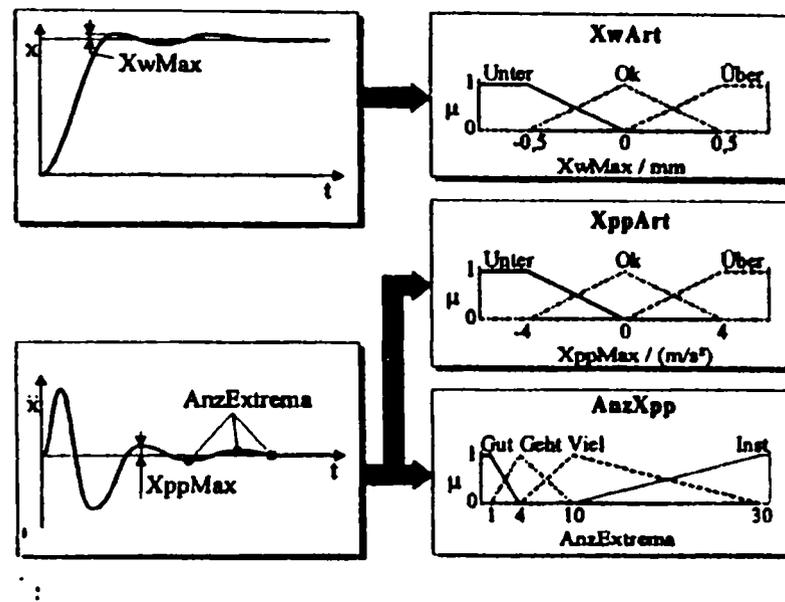


Bild 5.7: Fuzzyfizierung der Kenngrößen des hydraulischen Antriebs

Bild 5.7 zeigt die Fuzzyfizierungen des hydraulischen Antriebs. Es werden nur drei linguistische Eingangsvariablen benötigt, wobei bei Problemen mit der Erkennung von „XppArt“ als vierte Variable der Quotient aus den beiden Zeiten der Extrema gewonnen werden kann. Dieser müßte dann mit „XppArt“ verknüpft werden, um Sicherheit über den Zustand des Dämpfungsgrades zu gewinnen.

- **XwArt**

Aus dem relevanten Maximum der Regelabweichung **XwMax** wird die linguistische Variable **XwArt** gewonnen. Liegt ein Unterschwinger mit $X-W < -0,5$ mm vor, so gilt **XwArt = Unter**. Bei einem deutlichen Überschwinger von $X-W > 0,5$ mm gilt **XwArt = Über**. Die Festlegung dieser Grenzen der Fuzzyfizierung ist antriebs- und aufgaben abhängig. Bei dem vorliegenden Antrieb bedeutete eine Abweichung von 0,5 mm bereits eine erhebliche Fehlparametrierung des Reglers. Grundsätzlich kann auch mit einer „weicheren“ Fuzzyfizierung gearbeitet werden, vor allem, wenn eine automatische Anpassung der Änderungsschrittweite der Reglerparameter existiert. Wichtig ist vor allem, daß die Empfindlichkeit der einzelnen Fuzzyfizierungen zueinander „paßt“.

- **XppArt**

Aus dem relevanten Maximum der Beschleunigung **XppMax** wird die linguistische Variable **XwArt** gewonnen. Liegt ein Unterschwinger mit $X_{pp} < -4 \text{ m/s}^2$ vor, so gilt **XppArt = Unter**. Bei einem deutlichen Überschwinger von $X_{pp} > 4 \text{ m/s}^2$ gilt **XppArt = Über**. Aufgrund des hohen Beschleunigungsvermögens des zur Verfügung stehenden Antriebs von maximal 40 m/s^2 wurde ein derart hoher Wert bei der Fuzzyfizierung gewählt.

- **AnzXpp**

Aus der Anzahl der Extrema im Beschleunigungssignal wird die linguistische Variable **AnzXpp** gewonnen. Ein Extremum ist der Idealfall, so daß dann **AnzXpp = Gut** gilt. Bei einer derartigen Einstellung sollte immer K_p erhöht werden, um eine bessere Laststeifigkeit des Antriebs zu erzielen. Vier Extrema zeigen bereits einige Arbeitsbewegungen an, wurden jedoch noch nicht als negativ empfunden, so daß dieses **AnzXpp = Geht** als gute Einstellung bei maximalen K_p angesehen wird. Zehn Extrema bedeuten bereits viele Schwingungen, so daß der Regler abgeschwächt werden muß. Für „Notfälle“ wurde zusätzlich der Term **Inst** definiert, der Instabilität anzeigt. Dies sollte beim Betrieb des Antriebs nicht vorkommen, und dient nur einer starken Reduzierung der Reglerparameter für den Fall einer vollkommen verstellten Ausgangssituation

Vor allem anhand dieser Fuzzyfizierung kann eingestellt werden, wie stark der Regler parametrisiert sein soll. Werden wenige Extrema akzeptiert, so folgt daraus ein Regler mit geringer Kreisverstärkung, der gegenüber Schwankungen des Streckenverhaltens gutmütig reagiert, jedoch nicht die Leistungsfähigkeit des Antriebs ausnutzt und somit eine nur geringe Laststeifigkeit erreicht. Bei den genannten 4 Extrema wurde ein guter Kompromiß hinsichtlich der Gutmütigkeit und der Leistungsfähigkeit des Antriebs gefunden. Eine Erhöhung dieser Zahl führt nicht mehr zu einem signifikanten anstieg der Kreisverstärkung, resultiert jedoch in einem schlecht gedämpften und zu hochfrequentem Schwingen neigenden Regelkreis.

5.2. Die Regelbasis

Bei der Diskussion der Fuzzyfizierung wurden die Regeln der Adaption bereits angesprochen.

- **Der Antrieb**

Ganz allgemein lassen sich die Erfahrungen folgendermaßen zusammenfassen:

- wird ein Überschwinger im Wegsignal erkannt, so muß K_v angehoben werden. Wird jedoch ein Unterschwinger erkannt, sollte K_v erniedrigt werden.
- K_a muß erhöht werden, wenn das signifikante Maximum des Beschleunigungssignals positiv ist. Bei negativem Wert muß K_a erniedrigt werden. Allerdings kann festgestellt werden, daß die Erkennung dieses Maximums nur dann vollkommen sicher funktioniert, wenn nur wenige Bewegungen im Beschleunigungssignal vorliegen. Eine hohe Anzahl von Bewegungen, die auf eine Einstellung nahe des Stabilitätsrandes schließen lassen, verhindert durch ihre Dominanz eine korrekte Erkennung. Es ist nicht direkt zu erkennen, welches Polpaar für diesen fast instabilen Zustand verantwortlich ist. Hier versagt auch die Erkennung durch Messung der Zeiten zwischen den Extrema t_x und t_{xpp} , da sich sowohl eine derart starke hochfrequente Schwingung bis ins Wegsignal durchsetzen kann (dies ist der überdämpfte Fall) als auch die Wegschwingung im Beschleunigungssignal wiederzufinden ist (dies ist der stark unterdämpfte Fall).
- Wenn der Antrieb quasi keine Arbeitsbewegungen aufweist, so kann die Rückführung der Regelabweichung (K_p) erhöht werden. Sind viele Schwingungen zu bemerken, so sollte K_p heruntergenommen werden. Da die Bewegungen jedoch unter Umständen von einem schlecht eingestellten K_v und K_a herrühren, kann mit dem Absenken von K_p gewartet werden, bis die Einstellung von K_v und K_a optimal ist.

Kv	XwArt		
	Unter	Gut	Über
---	Tief 1,0	Gut 1,0	Hoch 1,0

1) Reiner Kopiervorgang daher keine zweite Eingangsvariable

Bild 5.8: Regel für K_v

Zu Beginn wird die einfachste Regel betrachtet. Dies ist die Regel für K_v , die - wie in Bild 5.8 gezeigt - trivial dem oben beschriebenen Ansatz entspricht. Da keine weitere Variable verknüpft wird, sondern nur ein Kopiervorgang erfolgt, wurde für die Matrix-Darstellung „---“ (1) anstatt eines Variablen und Termmamens gesetzt. Aufgrund dieses Kopiervorgangs erfolgt auch keine besondere Gewichtung der Einzelregeln, so daß alle das Gewicht „1,0“ erhalten.

Ka	XppArt		
	Unter	Gut	Über
Gut	Tief 1,0	Gut 1,0	Hoch 1,0
Geht	Tief 1,0	Gut 1,0	Hoch 1,0
Viel	Tief 1,0	Gut 0,5	Hoch 1,0
Inst	Tief 0,5	Tief 0,5	Tief 0,5

1) höhere Empfindlichkeit für Nachbarregeln
2) Instabilität sollte nicht vorkommen und wird weniger gewichtet

Bild 5.9: Regel für K_a

In Bild 5.9 ist die Regel zur Adaption von K_a gezeigt. Für den normalen fall $AnzXpp = Gut \vee Geht \vee Viel$ ergibt sich die triviale Vorgehensweise in Abhängigkeit des Kurvenverlaufs der Beschleunigung. Für den Fall vieler Bewegungen im Beschleunigungssignal ($AnzXpp = Viel$) wird der Regel ($K_a := Gut$) jedoch ein geringes Gewicht gegeben (1), um ein schnelleres Einstellen von K_a zu erreichen. Hierdurch kann eine Optimierung schneller erfolgen, wenn dieser kritische Ort (mit sehr geringer Dämpfung) erreicht ist. Weiter unten bei den Regeln für K_p wird zu erkennen

sein, daß K_p nur dann verstellt wird, wenn sowohl der Verlauf der Regelabweichung, als auch das Beschleunigungssignal als gut bezeichnet werden können ($X_{wArt} = \text{Gut}$, $X_{ppArt} = \text{Gut}$). Hieraus ergibt sich, daß für diesen Fall ($AnzX_{pp} = \text{Viel}$) K_p , den nun zu erwartenden Änderungen von K_p schneller angepaßt werden kann, da der Gewichtungsfaktor für $K_a := \text{Gut}$ nur 0,5 beträgt. Für den instabilen Fall muß K_p immer abgesenkt werden ⁽²⁾, da eine Instabilität durch Überdämpfung nicht ausgeschlossen werden kann. Dieser Fall sollte jedoch nicht auftreten und wird daher nur mit geringerem Gewicht bewertet.

		XppArt		
		Unter	Gut	Ober
XwArt	Unter	Ok/Hoch (1,0)	Ok/Hoch (1,0)	Ok/Hoch (1,0)
	Gut	Ok/Hoch (1,0)	Frei (1,0)	Fix (1,0)
	Ober	Fix (1,0)	Fix (1,0)	Fix (1,0)

		AnzXpp			
		Gut	Geht	Viel	Instab
KpFrei	Tief/Ok	Gut (1,0)	Gut (1,0)	Tief (1,0)	Tief (1,0)
	Frei	Hoch (1,0)	Gut (1,0)	Tief (1,0)	Tief (1,0)
	Ok/Hoch	Hoch (1,0)	Hoch (0,5) ¹⁾	Gut (1,0)	Gut (0,1) ²⁾
	Fix	Gut (1,0)	Gut (1,0)	Gut (1,0)	Gut (0,1) ²⁾

1) Geringes Gewicht, da eine Verbesserung nur wenig wahrscheinlich ist

2) Unlogischer Fall, daher sehr geringes Gewicht

Bild 5.10: Regeln für K_p

In Bild 5.10 ist zu sehen, daß zur Bestimmung von K_p zwei Regeln benötigt werden. Bereits oben wurde angesprochen, daß die Änderung von K_p sich grundsätzlich nach der Anzahl der Extrema richtet, allerdings können Bewegungen in x auch durch fehlerhafte Einstellungen von K_v und K_a begründet sein. Um dies zu berücksichtigen, wird K_p nur heruntersgesetzt, wenn sowohl das Weg- als auch das Beschleunigungssignal gut eingestellt sind. Dies bedeutet dann, daß der Regler ein dynamisches Verhalten erzwingen will, daß sich nicht realisieren läßt (vor allem aufgrund der Ventildynamik und Signalbegrenzungen). Werden Überschwinger im Wegsignal festgestellt, so wird K_p fixiert, um ein ggf. weiteres Überschwingen durch dessen Erhöhung vorzubeugen. Bei unterschwingendem Wegsignal kann eine Erhöhung erfolgen (wichtig für

Starteinstellungen mit reinem P-Regler), jedoch keine Verringerung, da durch Herabsenken von K_v (dies ergibt sich aus der K_v -Regel) der Regelkreis auch ohne Verringerung von K_p stabilisiert wird (siehe Polwanderungen in Bild 2.12). Da dieser Regelsatz zur Freischaltung oder Fixierung von K_p keine Sonderregeln enthält, sind alle Einzelregeln mit dem gleichen Gewicht (1,0) versehen.

K_p kann nun nur dann hochgesetzt werden, wenn sehr wenige Schwingungen im Beschleunigungssignal vorliegen (**XppAnz = Gut**). Zusätzlich - jedoch mit geringerem Gewicht - erfolgt eine Erhöhung, wenn **XppAnz = Geht** und aus der Vorgabe für K_p **KpFrei = OK/Hoch** gesetzt ist ⁽¹⁾. Ein Absenken von K_p erfolgt bei vielen Bewegungen und der benötigten Freigabe. Einen problematischen Zustand stellt die Konstellation dar, bei der Instabilität erkannt wurde, K_p jedoch nicht abgesenkt werden darf ⁽²⁾. Da dieser Zustand nicht eintreten sollte, wurde das Gewicht der Regeln derart klein gewählt, daß sie nur greifen, wenn keine Nachbarregeln erfüllt sind.

5.3. Die Defuzzifizierung

Ziel der Nutzung der Fuzzy-Logik ist es, einen robust arbeitenden Algorithmus zur Adaption der Reglerparameter zu realisieren, der sich auf handelsüblichen Reglerkarten einsetzen läßt. Hierzu müssen alle Strategien derart umgesetzt werden, daß sie nur geringe CPU-Leistungen benötigen. Deshalb wird an dieser Stelle die vereinfachte Defuzzifizierung - wie in Bild 4.19 dargestellt - eingesetzt, die (4.16) zur Berechnung nutzt.

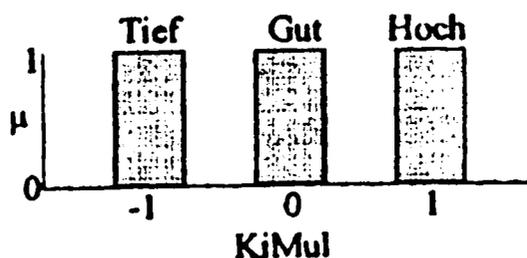


Bild 5.11: Defuzzifizierung

Hierbei wird für die drei Reglerparameter K_p , K_v und K_a ein Multiplikationsfaktor $KpMul$, $KvMul$ und $KaMul$ (als $KiMul$ abgekürzt) aus der Defuzzifizierung nach Bild 5.11 generiert, der als Grundlage für die Parameteränderung dient. Ein problematischer Punkt bei einer sukzessiven Adaption ist die gewählte Schrittweite: Eine zu grobe Schrittweite sorgt für ein unruhiges Adaptionsverhalten (der Adaptionskreis ist ein eigener Signalkreis mit der entsprechenden Stabilitätsproblematik), eine zu klein gewählte Schrittweite benötigt zu viele Schritte, um bei einer anfänglichen Optimierung in den Bereich des Optimums zu gelangen. Zwar ist es denkbar, für die beiden Fälle „Inbetriebnahme“ und „Adaption“ unterschiedliche Schrittweiten zu definieren, jedoch soll im folgenden eine weitaus wirkungsvollere Alternative angeboten werden, die die Wahl der Schrittweite automatisiert und zusätzlich Probleme eines stabilen Adaptionsverhaltens löst.

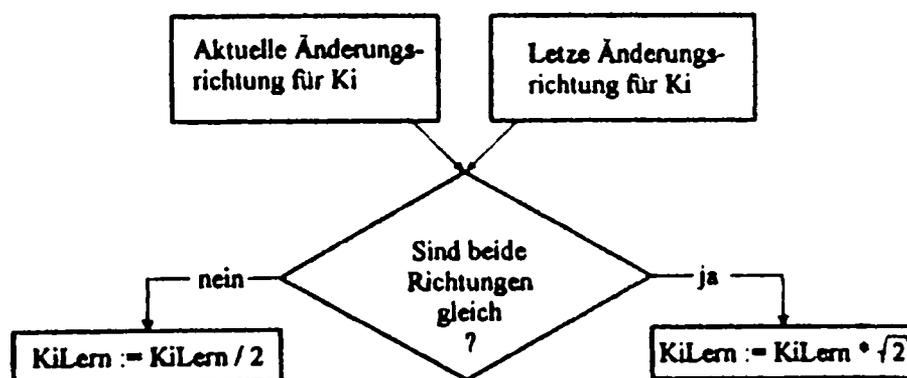


Bild 5.12: Der Lernfaktor

Wie in Bild 5.12 gezeigt, wird die aktuelle, von der Fuzzy-Logik vorgegebene Änderungsrichtung mit der letzten Änderungsrichtung verglichen. Ist die Richtung die gleiche, so kann davon ausgegangen werden, daß das Optimum noch nicht erreicht ist, also die Schrittweite vergrößert werden kann. Bei einer Richtungsänderung liegt die Adaption in der Nähe des Optimums und die Schrittweite wird halbiert. Somit wird bei einem großen Abstand vom Optimum die Schrittweite solange vergrößert, bis das Zielgebiet überschritten wurde (aufgrund der Multiplikation mit $\sqrt{2}$ ist dieses Überschreiten nicht zu groß). Dann wird über die Einschachtelungsmethode das Optimum gefunden. Dort ist die Schrittweite derart klein, daß die Reglerparameter quasi konstant bleiben, solange keine Streckenänderung eintritt. Allerdings sollte für den

Lernfaktor eine obere und untere Grenze definiert werden, um sowohl zu große Schritte zu vermeiden als auch das Laufen des Lernfaktors gegen Null zu verhindern.

Die Berechnung der neuen Reglerparameter erfolgt nach den Formeln

$$K_p = K_p (1 + K_p \text{Mul} \cdot K_p \text{Lern})$$

$$K_v = K_v [(1 + K_p \text{Mul} \cdot K_p \text{Lern}) (1 + K_v \text{Mul} \cdot K_v \text{Lern})] \quad (5.1)$$

$$K_a = K_a [(1 + K_p \text{Mul} \cdot K_p \text{Lern}) (1 + K_a \text{Mul} \cdot K_a \text{Lern})]$$

Hierbei wird eine Änderung der äußeren Regelschleife über K_p in den anderen Schleifen mit berücksichtigt, um den relativen Einfluß jedes Parameters weitgehend konstant zu halten.

Ein weiterer Vorteil des Lernfaktors neben einer hohen Optimierungsgeschwindigkeit ist die Garantie einer stabilen Arbeitsweise. Wenn die Wissensbasis selbst nicht zu alternierenden Parameteränderungen führt, sondern Arbeitsbewegungen nur aus dem Verstärkungsfaktor der Adaption (die ihrerseits ja wiederum einen Regelkreis darstellt) resultieren können, so erfolgt durch den Lernfaktor ein Anpassen dieser „Kreisverstärkung“ an den Rand der Stabilitätsgrenze, es erfolgt also eine Optimierung hinsichtlich Stabilität und Änderungsgeschwindigkeit. Hieraus erklärt sich, daß dieselbe Logik an unterschiedlichen Antrieben der gleichen Klasse ohne Änderungen eingesetzt werden konnte. Im Rahmen dieser Arbeit standen unterschiedliche Antriebe zur Verfügung (Verfahrlänge, Bauform, Ventile), deren Regler mittels der gleichen Strategie adaptiert werden konnten.

5.4. Experimentelle Ergebnisse

Im folgenden werden zwei Optimierungen behandelt, wobei einmal von einem schwach gedämpften Regelkreis mit geringem K_p und einmal von einem überdämpften Regelkreis mit hohem K_p ausgegangen wird

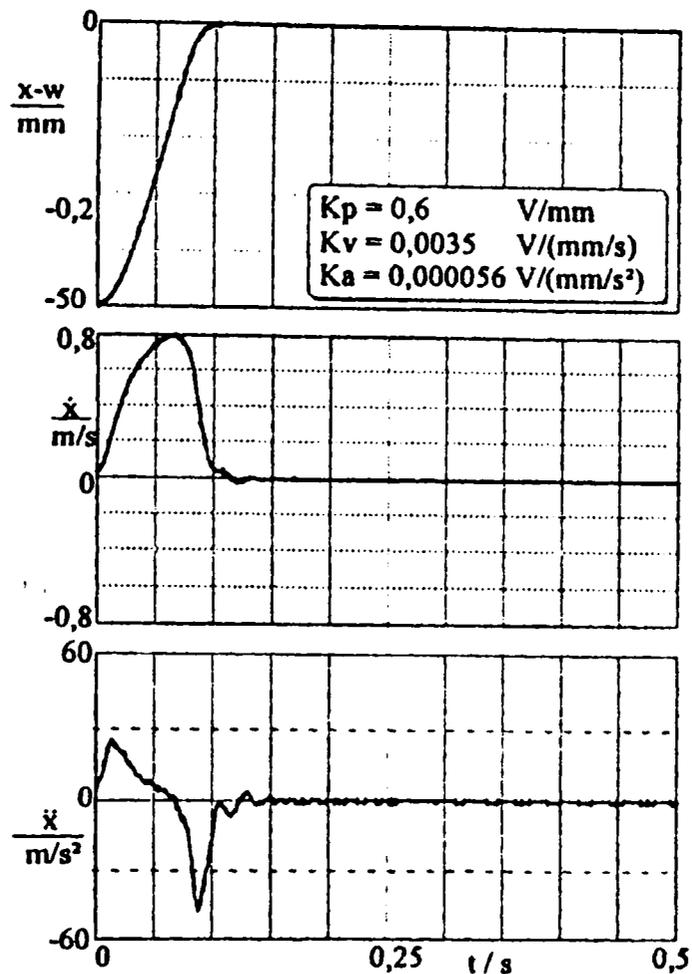


Bild 5.13: Sprungantwort des Antriebs im Optimum

In Bild 5.13 ist die optimale Sprungantwort des hydraulischen Antriebs dargestellt. Anhand des Beschleunigungssignals ist zu erkennen, daß die für einen stabilen Betrieb mögliche, maximale Reglerverstärkung erreicht ist. Das Beschleunigungssignal weist bereits wenige, höherfrequente Schwingungen bei einem sehr guten Verlauf des Positionssignals und einem guten Verhalten des Geschwindigkeitssignals auf. Deutlich ist zu erkennen, daß die Zielposition beim ersten Maximum der Beschleunigung erreicht ist, also innerhalb des dynamisch interessanten Bereichs liegt.

Ausgangspunkt für den ersten Optimierungslauf ist ein reiner P-Regler, dessen Sprungantwortverhalten in Bild 5.14 zu sehen ist. Hier zeigt sich der Grund, warum beim hydraulischen Antrieb nicht das Geschwindigkeitssignal zur Einstellung von K_a ausgewertet werden kann: Das erste Maximum der Beschleunigung liegt bereits in der Nähe von Null, der Antrieb ist somit noch nicht gut gedämpft. Das Geschwindigkeitssignal würde allerdings auf ein stark überdämpftes Verhalten hinweisen.

und somit im Verlauf der Optimierung ein Anheben von K_a (nach einer Erhöhung von K_p wird dies nötig) verhindern. Eine derartige Optimierung käme nicht aus dem Stadium des P-Reglers heraus.

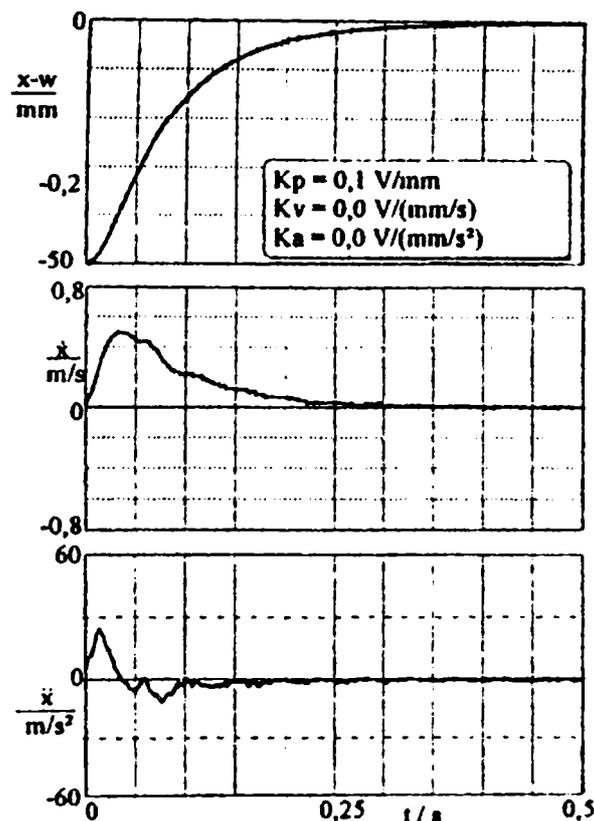


Bild 5.14: Hydraulischer Antrieb mit geringer Dämpfung und kleinem K_p

Der Optimierungsverlauf ist ausgehend vom P-Regler in Bild 5.15 gezeigt. Nach 12 Schritten wurde bereits ein starker Regler eingestellt, der allerdings etwas überdämpft ist und ein leichtes Überschwingverhalten zeigt. Dies liegt daran, daß aufgrund der Optimierungsschrittweisen K_v nicht schnell genug nachgestellt werden kann (der Lernfaktor muß wachsen), was auch deutlich am Verlauf von K_v zu erkennen ist. Nach 22 Schritten ist der für dieses K_p optimale Verlauf von K_v gefunden, also ein guter Regler eingestellt. Dieser hat ein noch etwas zu großes K_p . Nach 38 Schritten ist das Optimum erreicht, das im weiteren Verlauf - der nun als Adaption zu betrachten ist - gehalten wird.

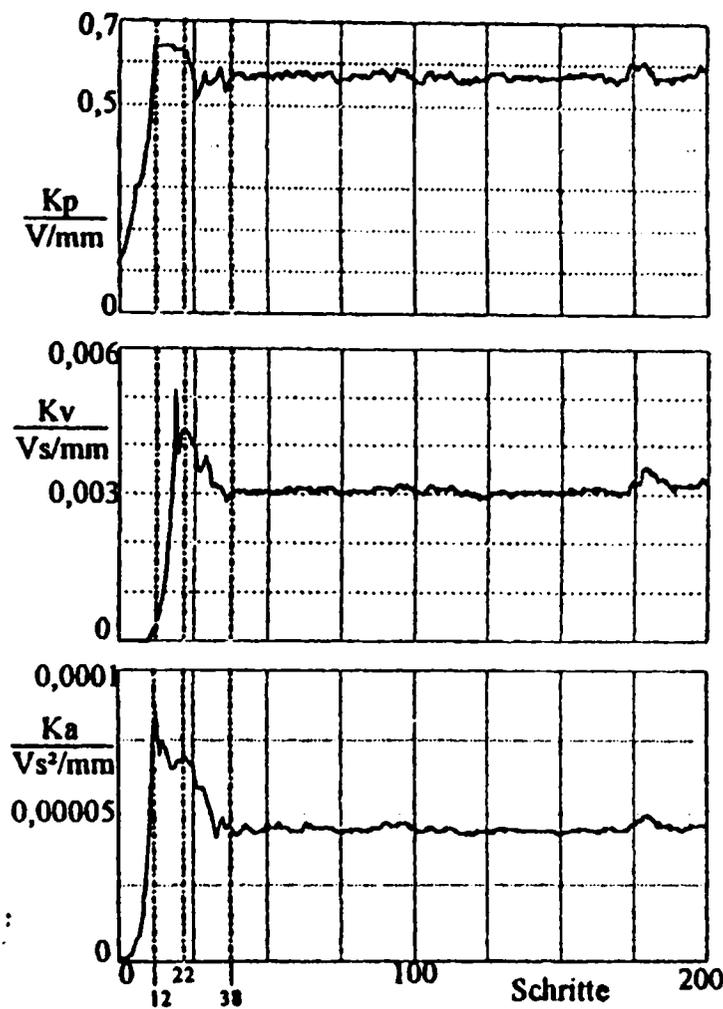


Bild 5.15: Optimierung des unterdämpften hydraulischen Antriebs

Der stark überdämpfte, in Bild 5.16 dargestellte Fall ist Ausgangspunkt für die zweite Optimierung. Hier liegt ein überschwingender, überdämpfter Regler vor, der auch ein etwas zu hohes K_p besitzt. Es ist zu erkennen, daß die signaltechnische Auswertung nicht einfach ist, da K_a derart hoch ist, daß das Beschleunigungssignal nicht mehr deutlich den oben beschriebenen charakteristischen Verlauf (ausgeprägtes Minimum) hat, sondern zwei starke Minima auftreten.

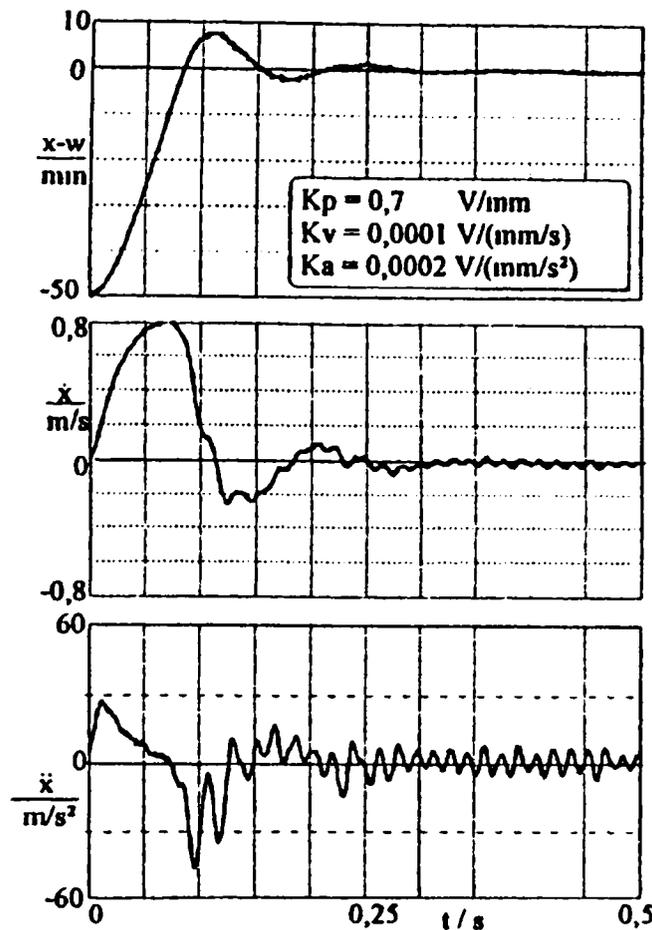


Bild 5.16: Antrieb mit zu hoher Dämpfung

In Bild 5.17 ist zu sehen, daß bereits nach 8 Schritten durch Verringerung von K_s und Erhöhung von K_v ein zufriedenstellender Zustand erreicht ist, der allerdings noch durch das zu hohe K_p geprägt wird. Deshalb werden alle Reglerparameter langsam abgesenkt, so daß nach 37 Schritten das Optimum erreicht ist, das nun stabil gehalten wird.

Bei diesen beiden Fällen wurden keine vollkommen instabilen Ausgangszustände betrachtet. Ein instabiler Ausgangszustand ist für die praktische Anwendung weniger interessant als die hier gezeigten Starteinstellungen, da ein instabiles Verhalten im allgemeinen bereits zur Zerstörung eines Bauteils führt und somit nie eintreten darf. Dennoch wird auch eine derartige Einstellung von den Regeln stabilisiert, wobei zuerst unter Erhöhung von K_v und K_s das Positionierverhalten unter Inkaufnahme starker, hochfrequenter Schwingungen verbessert wird, um dann die gesamte Reglerverstärkung zu verringern. Sollen derartige Sonderfälle schnell durch Absenkung des gesamten Reglers unter Kontrolle gebracht werden, so kann dies dadurch geschehen, daß der linguistische Zustand *Instabil* K_p immer absenkt.

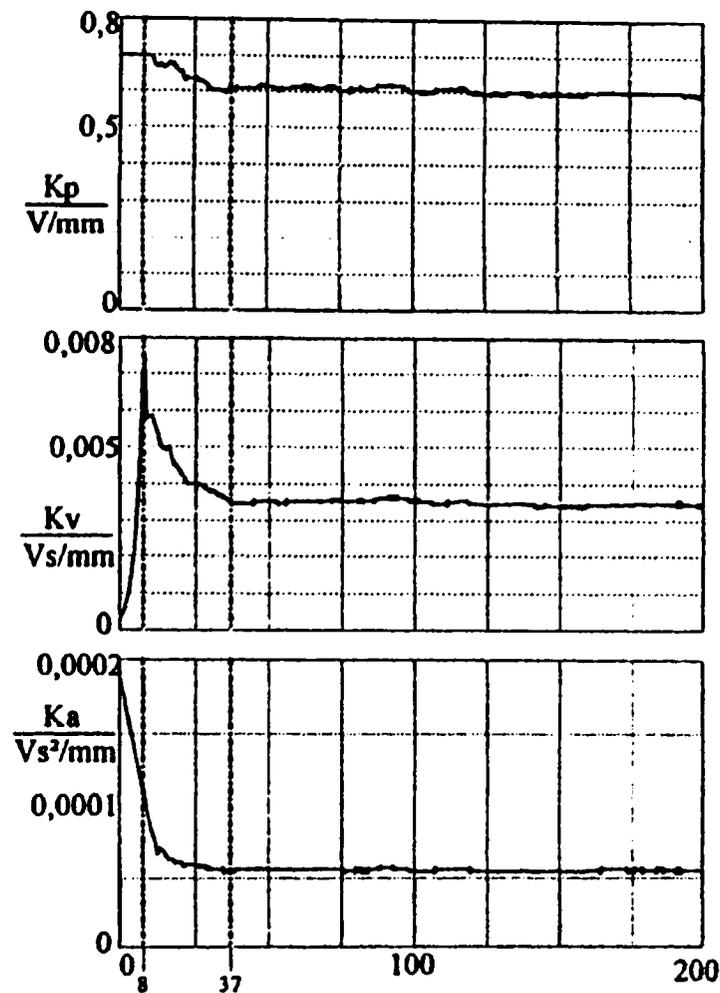


Bild 5.17: Optimierung des überdämpften Antriebs

Hier stellt sich jeweils grundsätzlich die Frage, welches Adaptionverhalten durch die Fuzzy-Logik gewünscht ist, wie also die Optimierungskriterien gewählt werden. So können Strategien realisiert werden, die schneller reagieren als die hier gezeigte (indem z.B. die Variable *KpFrei* nicht verwendet wird), die dann allerdings ein weniger stabiles Verhalten im Optimalzustand erreichen. Strategien, die eine Überschwingfreiheit gewährleisten, können realisiert werden, indem über energetische Betrachtungen Wunschabbremsverhalten definiert werden, die auch im Laufe der Adaption ein Überschwingen über die Zielposition verhindern. Die hier vorgestellte Strategie wurde gegenüber derartigen Sonderanwendungen für den Standardfall einer schnellen, jedoch sicheren Optimierung mit stabilem Endzustand konzipiert.

Es zeigt sich, daß mit Hilfe der Fuzzy-Logik eine Optimierungs- und Adaptionstrategie definiert wurde, die aus unterschiedlichsten Ausgangssituationen einen Regler optimieren

kann. Interessanterweise gehen in die Definition der Optimierungskriterien in Form der Fuzzyfizierung und der Fuzzy-Regeln zwar Betrachtungen der Stabilität (Anzahl der Schwingungen) und des grundsätzlichen Verlaufs der Sprungantwort (Über- und Unterschwingen) ein, eine Beurteilung der Schnelligkeit des Positionierverhaltens erfolgt jedoch bewußt nicht, da kein Kriterium für die Geschwindigkeit gefunden werden kann, das unabhängig von äußeren Lasten ist. Dennoch werden die Regler immer derart eingestellt, daß das schnellste Antwortverhalten bei maximaler Reglerverstärkung erreicht wird. Dieser zuerst überraschende Zusammenhang liegt darin begründet, daß das Expertenwissen, das sich in den Fuzzy-Regeln wiederfindet, bei Optimierungen auf genau dieses schnellste Antwortverhalten entstand. Weiterhin sind die Regeln derart formuliert, daß immer dann, wenn ein wirklich gutes Verhalten erzielt wurde, die äußere Regelschleife (K_p) weiter erhöht wird, bis einige wenige Arbeitsbewegungen im Beschleunigungssignal auszumachen sind. Dem Regelwerk liegt also eine Eigendynamik zugrunde, die von sich aus zu stärksten Reglereinstellungen führt, anstatt explizite Regeln der Form „zu schwacher Regler“ für das Erhöhen der Reglerverstärkung zu schaffen.

6. Adaption an schnellen Streckenänderungen durch Parameterschätzung und gelernte Funktionen

In Kap. 3 wurde bereits auf die Problematik der Erkennung schneller Streckenänderungen eingegangen. Es wurde auf unterschiedliche Verfahren hingewiesen. An dieser Stelle die zeitdiskrete Übertragungsfunktion $G(z)$ in der in (3.11) gezeigten Form über das RLS - Verfahren bestimmt.

6.1. Einfache Parameterschätzung zur Generierung eindeutiger Kenngrößen

In Kap. 3 wurde bereits der Schluß aus den geschätzten Parametern der Übertragungsfunktion $G(z)$ auf die Kenngrößen C_0 , ω_0 und D_0 besprochen, wobei darauf hingewiesen wurde, daß aufgrund unterschiedlicher Fehlerfaktoren eine genaue Schätzung nicht möglich ist. Vielfach existieren auch bei anderen Schätzverfahren Probleme des nichtlinearen Verhaltens vorgesteuerter Ventile - Geschwindigkeitsbegrenzung des Ventilschiebers (Durchfluß)-. Auch Verschleißerscheinungen können im allgemeinen nicht exakt berücksichtigt werden. Es konnte jedoch anhand von Simulationen für das hier genutzte Verfahren nachgewiesen werden, daß zwischen schnellen Streckenänderungen und den geschätzten Kenngrößen des linearen Modells ein eindeutiger Zusammenhang besteht.

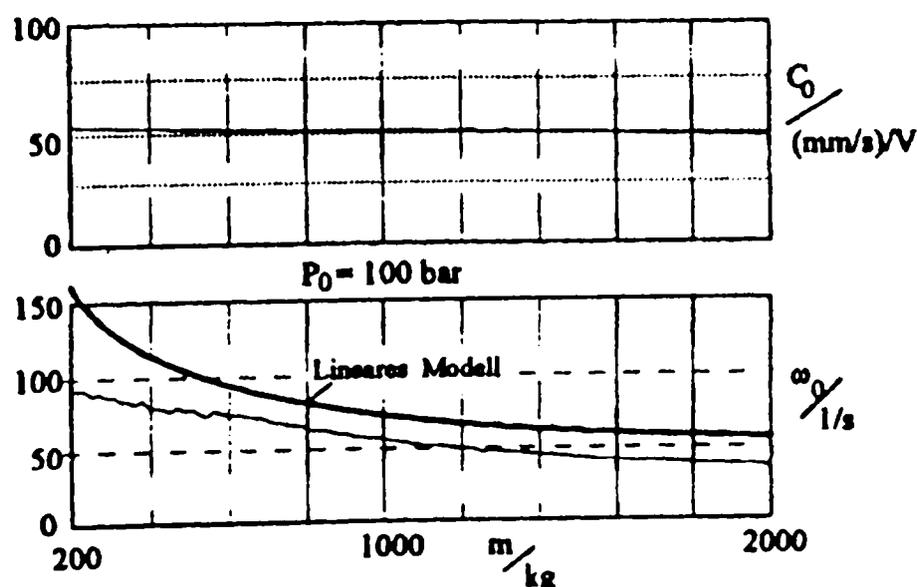


Bild 6.1: ω_0 und C_0 als Funktion der Lastmasse bei konstantem Druck

Bild 6.1 zeigt die Simulationsergebnisse für sich ändernde Lastmassen bei konstant gehaltenem Versorgungsdruck. Vergleichend ist die jeweilige Eigenkreisfrequenz über die Berechnung des linearen Modells eingezeichnet. Es ist gut die Abweichung zwischen diesem linearen Modell und den identifizierten Daten zu erkennen.

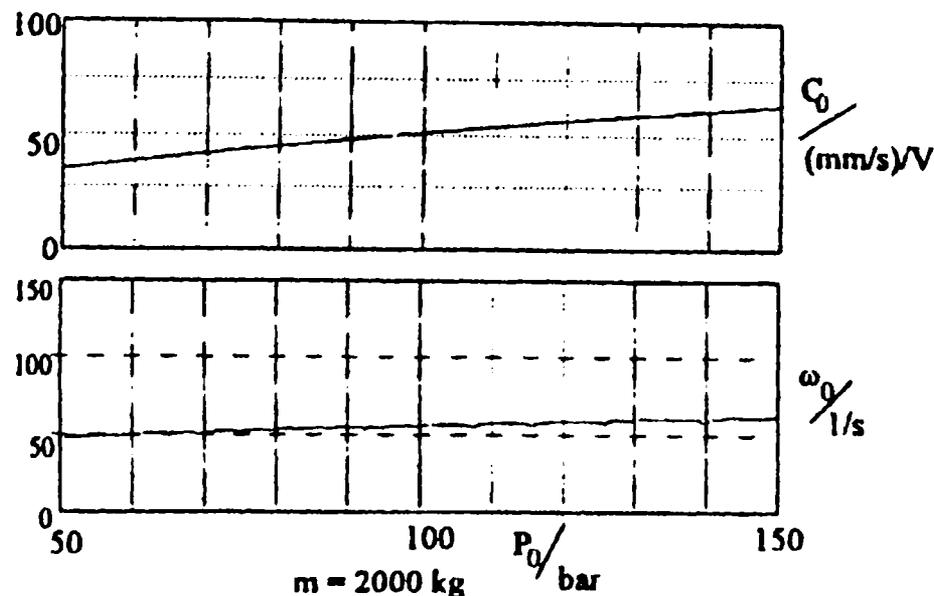


Bild 6.2: ω_0 und C_0 als Funktion des Versorgungsdrucks bei konstanter Lastmasse

Der Einfluß des Versorgungsdrucks auf die geschätzten Größen zeigt Bild 6.2. Das Anwachsen der Geschwindigkeitsverstärkung C_0 entspricht den Ergebnissen des linearen Modells, die Erhöhung von ω_0 läßt sich mit dem Anwachsen des Elastizitätsmoduls E_{01} erklären.

Diese Simulationen zeigen somit deutlich den eindeutigen Zusammenhang der Schätzergebnisse und der Streckenänderungen und belegen weiterhin die Abweichung dieser Ergebnisse von rein linearen Ansätzen.

6.2. Annäherung der Reglerparameter durch eine zu lernende Funktion

Müssen über einen großen Bereich schnelle Streckenänderungen adaptiert werden, so kann hierzu ein Parameterschätzverfahren genutzt werden, wenn anstelle linearer Auslegungen empirische Auslegungsformen zum Einsatz kommen, wie sie in Kap. 4 hergeleitet wurden (4.25 bis 4.30). Diese Formeln können grundsätzlich (z.B. zur

Initialisierung) über lineare Auslegungsvorschriften „sanft“ parametrisiert werden. Das Lernen erfolgt wiederum über den bereits vorgestellten Fuzzy-Bewerter. Allerdings erfolgt über die Fuzzy-Logik nun keine direkte Adaption der Reglerparameter mehr, sondern die von der Logik berechneten Reglerparameter werden als Vorgabe für den Lernalgorithmus der Auslegungsformel genutzt. Der eigentliche Lernvorgang besteht wiederum aus einer Ausgleichsrechnung, wobei als Eingangsdaten die Reglerparameter der Fuzzy-Logik und die identifizierten Größen ω_0 und C_0 dienen. Somit entsteht der in Bild 4.24 dargestellte Aufbau:

- Regelung mittels Zustandsregler
- gesteuerte Adaption über Identifikation und Auslegung mittels spezieller Formeln
- Korrektur der Auslegungsformeln mittels dem im vorangegangenen Kapitel vorgestellten Fuzzy-Bewerter

Diese Vorgehensweise bietet die Möglichkeit einer Kontrolle des Adaptionsergebnisses, wie es die Adaption nur über Parameterschätzung und nachfolgender Reglerberechnung nicht bietet.

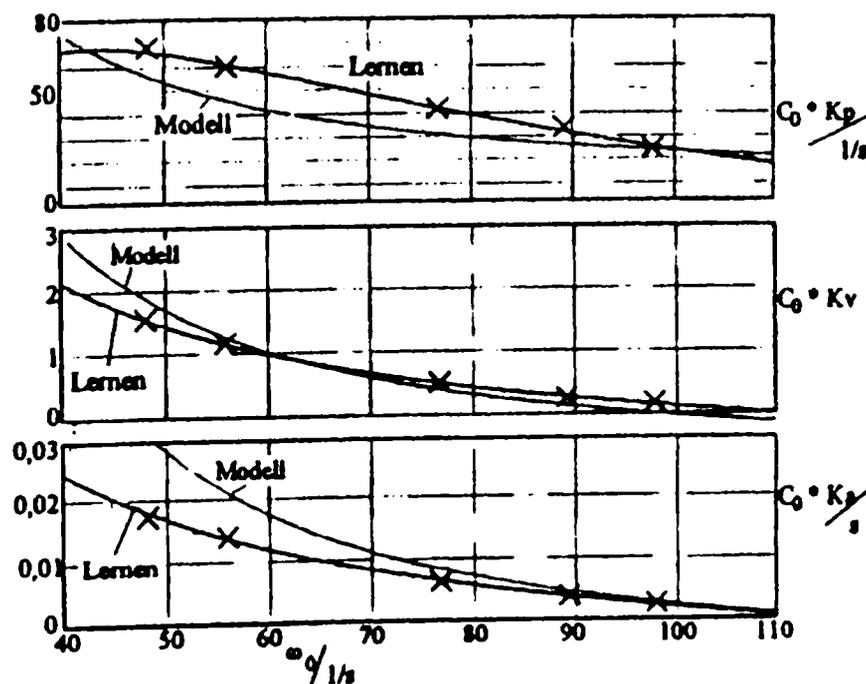


Bild 6.3: Auslegungsfunktionen

In Bild 6.3 ist das Ergebnis dieses Funktionslernens für die drei Auslegungsfunktionen gezeigt. Als Vergleich wurden die Auslegungsformeln (2.42-1) bis (2.42-3) mit eingezeichnet, wobei die in Bild 6.4 gezeigten Vorgaben gemacht wurden.

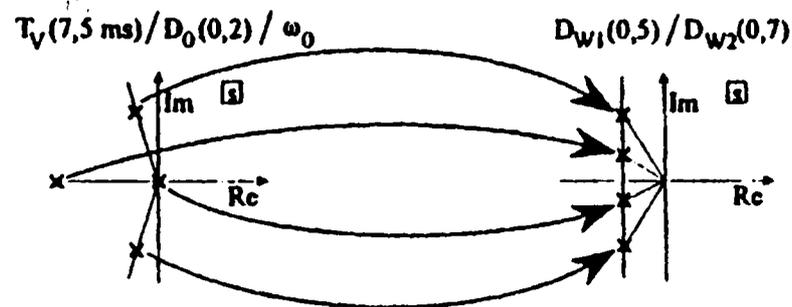


Bild 6.4: Lineare Auslegung als Vergleich

Bild 6.3 zeigt anschaulich die Ähnlichkeit beider Kurvenverläufe, belegt aber ebenso die Aussage, daß eine lineare Auslegungsformel nur für kleine Änderungen der Strecke eingesetzt werden kann. Vor allem zu den Randgebieten hin verschieben sich die beiden Kurven erheblich. Um die Kurven lernen zu können, benötigt das Verfahren Stützstellen über ω_0 . Um nicht bei momentan konstanter Lastmasse viele Daten um einen Ort zu erhalten, wird der abzudeckende Bereich (hier $\omega_0 = 40 \dots 110$ l/s) in 5 Bereiche untergliedert und für jeden dieser Bereiche der sich zuletzt ergebende Datensatz (K_p, K_v, K_a und C_0, ω_0) gespeichert. Bei einem Nachlernen werden all diese Daten verwendet. Hierdurch wird kein Bereich überbewertet. Die vorliegenden Datensätze sind im Bild markiert.

Das Lernen derartiger funktionaler Zusammenhänge hat neben seinem - verglichen mit linearen Auslegungsansätzen - vergrößerten Gültigkeitsbereich noch einen weiteren, entscheidenden Vorteil: Bei langsamen Streckenänderungen, die sich nur als Nichtlinearitäten bemerkbar machen, korrigiert die Fuzzy-Logik die Auslegungsformeln, so daß ein Nachstellen einer Reglerauslegung nicht erfolgen muß.

Unabhängig von der Art der gewählten Auslegung muß allerdings beim Einsatz derartiger, auf Parameterschätzverfahren beruhender Adaptionenverfahren immer bedacht werden, daß die Adaption nur so sicher arbeiten kann, wie die Identifikationsergebnisse

sind. Hier liegt momentan - neben dem hohen Bedarf an Rechenleistung - das entscheidende Problem. Das hier eingesetzte Verfahren der Schätzung von $G(z)$ kann dies nur ansatzweise leisten, da es ursprünglich für zeitinvariante Strecken gedacht ist und nicht innerhalb des Regelkreises eingesetzt werden sollte. Durch den Einsatz anderer Verfahren, die auf zusätzliche Sensorik zugreifen, kann hier eine erhebliche Verbesserung erzielt werden, die dann das Potential der hier vorgestellten nichtlinearen Reglerauslegung mittels Fuzzy-Bewerter ausnutzen. Um das hier genutzte Verfahren zu beschleunigen, kann der bereits in Kap. 3 erwähnte Vergessensfaktor λ adaptiert werden. In der Literatur vorgeschlagene Adaptionen von λ konnten keine signifikanten Verbesserungen erbringen und erhöhen den Rechenbedarf enorm [12,17]

Alternativ hat sich folgende einfache Vorgehensweise als sehr günstig erwiesen,

$$\text{Spur}(\mathbf{P}) > \text{Grenz} \Rightarrow \lambda = 1 \tag{6.1}$$

$$\text{Spur}(\mathbf{P}) < \text{Grenz} \Rightarrow \lambda = 0,9$$

wobei „ \mathbf{P} “ die Kovarianzmatrix und „Grenz“ den anzustrebenden Wert der $\text{Spur}(\mathbf{P})$ angibt. Hieraus ergibt sich eine Spur der Kovarianzmatrix, die sich immer nahe der vorgegebenen Grenze **Grenz** hält, so daß schnell auf kurzfristige Änderungen der Strecke reagiert werden kann.

In Bild 6.5 ist die zu erkennen. Bei einer Änderung der Strecke bricht die Spur der Kovarianzmatrix zusammen, und nur über die Verringerung des Vergessensfaktors wird sie schnell auf ihren Sollwert gehoben. Diese Spur bestimmt die Änderungsfähigkeit des RLS-Verfahrens. Durch diese λ - Adaption erfolgt nun eine sehr schnelle Anpassung des RLS-Verfahrens an das neue Modell, die durch eine erste, fast sprungförmige Änderung der Modellparameter bei niedrigem λ gekennzeichnet ist, die dann schnell von der Phase des hohen Vergessensfaktors mit nur noch langsamer Parameteränderung abgelöst wird. Bei dem hier gewählten Beispiel wird die Lastmasse periodisch zwischen 200 kg und 2000 kg variiert und jeweils zwei Sprünge ausgeführt. Bereits an dieser Stelle sei auf die unterschiedlichen ω_0 - Werte für 200 kg hingewiesen, die sich für den Hin- und Rücksprung ergeben. Hierbei handelt es sich nicht um Meß- oder Rechenfehler, sondern

um Probleme der Korrelation zwischen Strecke und Regler. Da diese Sprünge im Regelkreis erfolgen und die Strecke allein über das Reglerausgangssignal und Geschwindigkeitssignal geschätzt wird - wie in Kap. 3 bereits dargelegt -, schafft genau diese Signalkorrelation Schätzfehler. Aufgrund der Änderung der Reglerparameter, die sich nach dem ersten Sprung durch die Reglerauslegung - basierend auf den jeweils aktuellen Schätzergebnissen - ergibt, ist das Regelkreisverhalten derart anders, daß beim zweiten Sprung ein anderes - besseres - Schätzergebnis vorliegt.

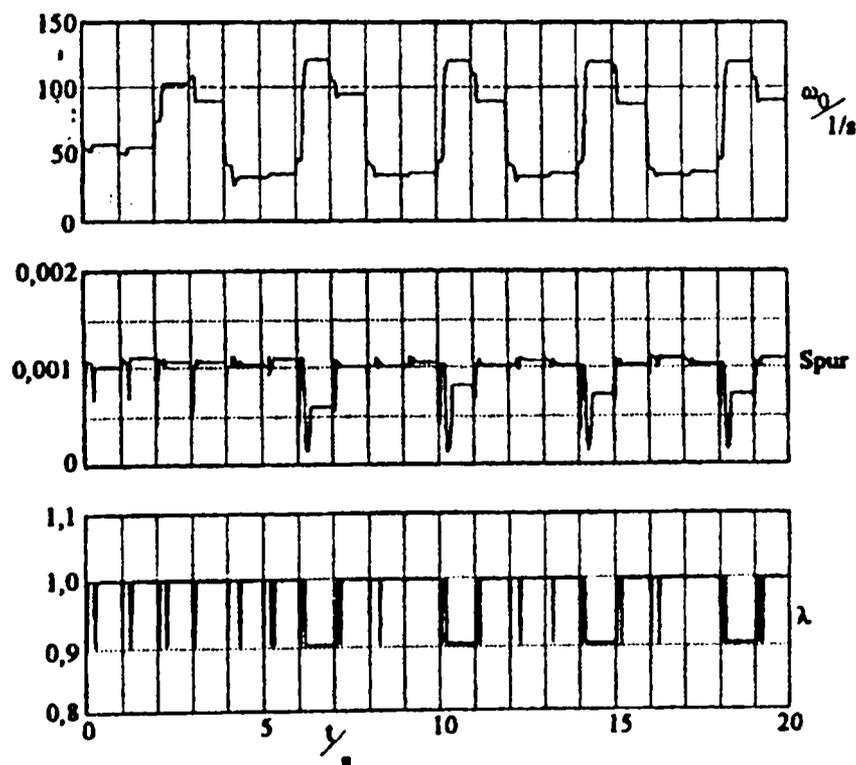


Bild 6.5: Auswirkung des adaptiven Vergessensfaktors

6.3. Experimentelle Ergebnisse

Die Untersuchungen dieses Verfahrens beruhen auf Simulation. Vor allem die schnellen und zum Teil extremen Lastwechsel lassen sich real nur unter hohem versuchs-technischen Aufwand nachvollziehen. So kann zum Training der Auslegungsfunktionen innerhalb der Simulation über einen Zufallsgenerator die Lastmasse vorgegeben werde, wodurch sich sowohl ein großer Wertebereich (200.. 2000 kg) abdecken läßt, als auch beliebige Zwischenwerte generiert werden, die ein vollständiges Durchlaufen des

gesamten Bereichs garantieren, ohne durch ein schrittweises Erhöhen der Lastmasse die Ergebnisse zu verfälschen. Ein derartiges schrittweises Verändern der Last führt nur zu kleinen Änderungen, so daß das Identifikationsmodell ebenfalls nur leicht nachgestellt werden muß und die Problematik der Modellanpassung entfällt. Hierdurch macht sich auch das Korrelationsproblem nur sehr gering bemerkbar.

In Bild 6.6 sind die Ergebnisse eines Simulationslaufs nach der Lernphase der Auslegungsfunktionen dargestellt. Es wird der extremste Fall des Lastwechsels zwischen 200 und 2000 kg betrachtet. Deutlich fällt auf, daß der erste Sprung nach einer Laständerung zwar bereits stabil und zufriedenstellend ist, aber keineswegs als gut bezeichnet werden kann. Der zweite Sprung ist jedoch immer von sehr guter Qualität. Interessanterweise ist das daraus folgende Nachtrimmen der Identifikation im zweiten Sprung sehr deutlich bei der geringen Lastmasse, also hohen Eigenfrequenzen zu erkennen. Hier ergibt die erste Schätzung $\omega_0 = 120 \text{ s}^{-1}$ und die zweite Schätzung $\omega_0 = 90 \text{ s}^{-1}$. Die Schätzergebnisse bei der hohen Lastmasse verhalten sich demgegenüber quasi konstant, obwohl dennoch Unterschiede im Regelverhalten zu erkennen sind. Dies erklärt sich durch den Verlauf der Auslegungsfunktion, wie sie in Bild 6.3 gezeigt ist.

Für hohe Eigenfrequenzen (geringe Lastmassen) ändern sich die Reglerparameter wenig, für geringe Eigenfrequenzen (hohe Lasten) ist die Steigerung der Funktionen größer, so daß hier bereits geringe Änderungen im Schätzergebnis zu signifikanten Änderungen der Reglerparameter führen. Weiterhin ist der Idealfall, daß ein vollständiger Modellabgleich nur mit Hilfe der Beschleunigungsphase erreicht wird, um mit einem festen Modell und entsprechend konstanten Reglerparametern in den eigentlichen Regelvorgang zu fahren, nicht zu realisieren. Hierzu sind die Positioniervorgänge hydraulischer Antriebe verglichen mit ihrer Systemordnung zu schnell. Durch Signalquantisierung und ein nicht sauber lineares Streckenverhalten über den Sprung (Losbrechkraft, maximale Ventil-schiebergeschwindigkeit, V_{QP} - Variabilität) können die Modellparameter nicht konstant sein. Es muß also bereits eine Mitteilung stattfinden. Da ein rekursives Ausgleichsverfahren genutzt wird, werden immer alte Modelldaten mit verrechnet, die zu einer Verfälschung führen. Als Alternative hierzu müßte ein anderes Verfahren eingesetzt werden.

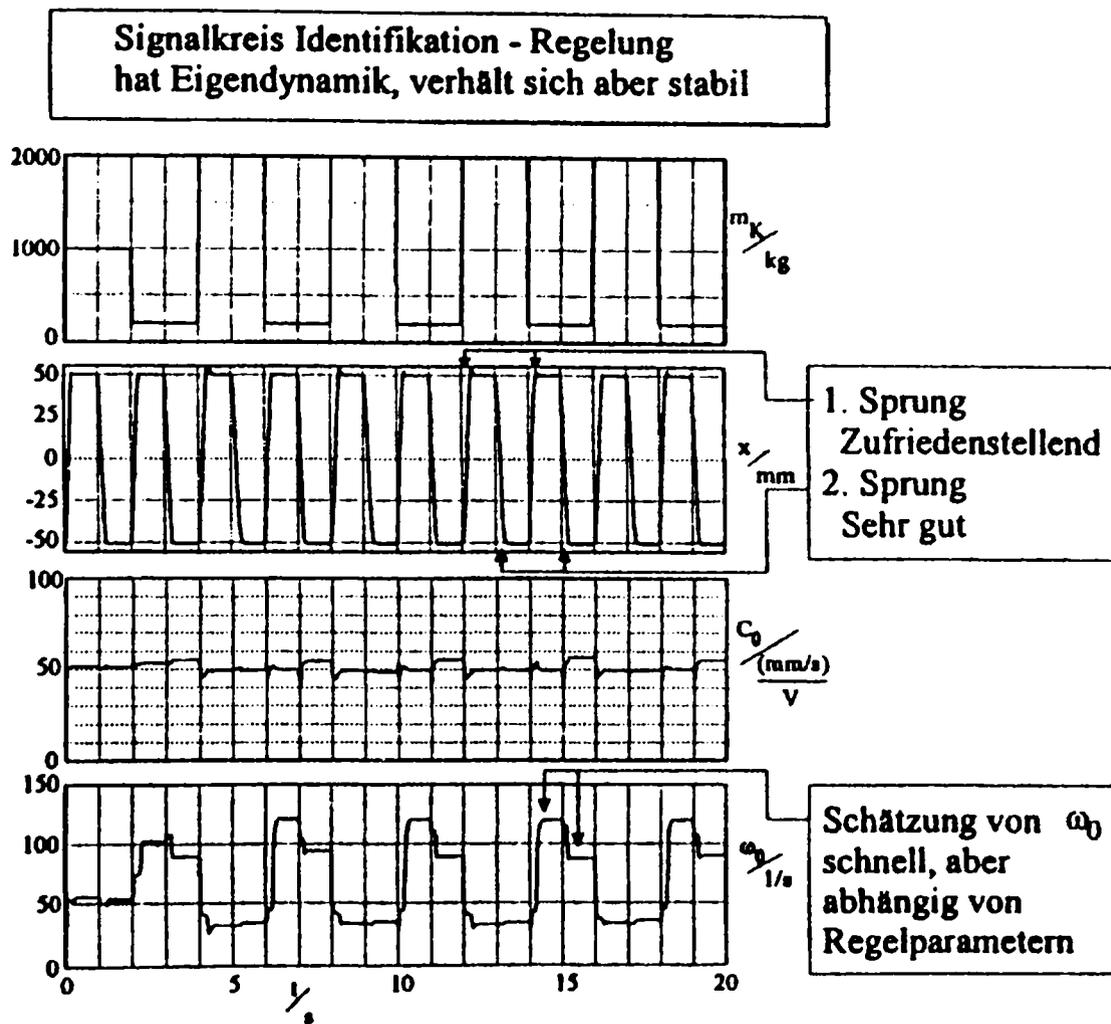


Bild 6.6: Adaption der Lastmassenänderung

Zusammenfassend kann also folgendes festgehalten werden:

Die Identifikation mittels der Schätzung von $G(z)$ der Strecke im Regelkreis ist nicht robust und relativ langsam. Eine Adaption des Vergessensfaktors bringt Verbesserungen, aber dennoch ist der erste Sprung nach einer Streckenänderung problematisch.

Hier können andere Verfahren unter Einsatz von Drucksensoren weitaus stabilere und schnellere Ergebnisse erzeugen.

Eine Reglerauslegung über gelernte, funktionale Zusammenhänge kann Probleme des real nichtlinearen Verhaltens hydraulischer Antriebe weitgehend kompensieren und ermöglicht zudem eine Anpassung an langsame Streckenänderungen, wie z.B. Verschleiß durch Nachlernen. Dies zeigt eine weitere Nutzung der Fuzzy-Bewerter neben der sukzessiven Adaption.

7. Realisierung von Fuzzy Controller beim Umformen

In diesem Kapitel sollen anhand verschiedener Experimente der Fuzzy-Technologie aus der Umformtechnik, insbesondere Fuzzy Control, die Möglichkeiten aufgezeigt werden, die eine Anregung zu weiteren Implementierungen dieser Technologie geben sollen. Damit kann die Ausnutzung von Potentialen der neuen Technologie hinsichtlich schneller Realisierungen von genauen Regelungen für Umformvorgänge erwartet werden.

7.1 Allgemeine Problemstellung

Der Begriff Umformtechnik ist eines der sechs Teilgebiete der Fertigungstechnik: Urformen, Umformen, Trennen, Fügen, Beschichten und Stoffeigenschaftsändern. Das Ziel der Umformtechnik ist die gewollte Formgebung mit definierten mechanischen und werkstofftechnischen Eigenschaften[14]. Wichtige Umformverfahren sind z. B.: Stauchen, Walzen, Ziehen, Pressen, Biegen und Tiefziehen. Die vier Umformprinzipien Stauchen, Walzen, Ziehen und Pressen zählen zur Massiv-Umformung. Die in dieser Arbeit behandelten Umformverfahren, das Pressen, wird dieser Kategorie zugeordnet.

Die Aufgabe des Umformtechniklers besteht u. a. darin, die in Umformvorgängen auftretenden Gesetzmäßigkeiten theoretisch zu erfassen und Methoden für das Vorausberechnen des Kraft-, Arbeits- und Leistungsbedarfs sowie des Stoffflusses eines Umformprozesses zu entwickeln. Damit kann eine entsprechende Umformmaschine demissioniert und gebaut werden [20].

Bei der modernen Pressentechnik ist die Ankopplung an andere Bereiche der Ingenieurwissenschaft, insbesondere der Informationstechnik, der Produktionstechnik und der Werkstofftechnik unabdingbar. Die zunehmend leistungsfähiger gewordenen Datenverarbeitungsanlagen ermöglichen den gesamten Informationsfluß eines Betriebes (meistens in Form von Daten) zu kontrollieren und die Informationen zu verarbeiten. Der Informationsfluß beschreibt die notwendigen Wege der Daten, die für die Fertigung benötigt werden, vom Auftragseingang bis zur Auslieferung, inklusive Rückmeldungen. Zu deren Funktionen werden Meßwertaufnahme, Meßwertverarbeitungen, Maschinenüberwachungen, Protokollierungen, Steuerungen und Optimierungen gezählt.

Dabei spielt die Funktion der Mensch-Prozeß-Kommunikation eine große Rolle, da die Datenmenge zu groß wird, und dadurch Informationen nicht überschaubar bleiben und beispielsweise durch die Bedienperson interpretiert werden.

Eine nicht konventionelle Methode zur Komplexitätsreduktion ist die Fuzzy-Technologie.

Aus diesem Sachverhalt werden die Ziele der Regelung von Umformvorgängen gesetzt: Konstante Nutzung der Maschinenleistung, Überlastungsschutz der Maschinen, schwingungsfreie Bearbeitung, Minimierung der Bearbeitungszeit, hohe Genauigkeit und Kompensation mechanischer und thermischer Änderungen. [44] Außerdem ist ein besserer Informations-/Wissens-Transfer zwischen den Prozeßregelungen, wie z. B. glatte Übergänge von einer Lageregelung zu einer Kraftregelung. Aus Sicht der Regelungstechniker sind die meisten Umformprozesse (als Regelstrecken) instationär und nichtlinear. Dies erschwert eine konventionelle Modellbildung eines Umformganges beim Entwurf eines Reglers. In diesem Kapitel werden die Fuzzy Controller für die Regelungen der gewählten Umformtechnik dargestellt, deren Regelstrecken als nichtlinear und instationär bezeichnet werden.

Ein anderer Aspekt ist die Abstimmung von umwelt- und energierelevanten Gesichtspunkten mit der Ökonomie des Prozesses und der Produkte. Auf dem Gebiet der Umformtechnik bieten sich dafür vielfältige Möglichkeiten an

- Entwicklung eines neuen Umformverfahrens
- Optimierung der vorhandenen Umformzeit durch Prozeßverkürzungen im Hinblick auf Energie- und Rohstoffminimierung [19].
- Verbesserung der Produktqualität bezüglich Genauigkeit und Werkstoffeigenschaft

Bei der Entwicklung dieser Technologien spielt die Maschinentchnik und die Regelungstechnik eine wichtige Rolle.

7.2 Anwendung der Fuzzy Control auf den Schmiedegang

In diesem Kapitel werden zwei Fuzzy Controller für eine hydraulische Schmiedepresse ausgeführt. Ein Fuzzy Controller ist für den Betrieb Recken und der andere für den

Betrieb Gießschmieden vorgesehen. Für die Regelung dieser Maschine sind ein hydraulisches Hauptventil und die Pumpenleistung zu regeln [27].

Dabei können zwei Typen von Schmiedemaschinen' nach dem Pumpenantrieb unterschieden werden: Als Pressenantriebe kommen sogenannte unmittelbare Pumpenantriebe (Förderstromquelle) und Speicherantriebe (Druckquelle) in Frage. Im Falle des unmittelbaren Pumpenantriebs wird von der Pumpe der Förderstrom geliefert. Dann erfolgt der Druckaufbau als Folge der äußeren Kräfte und der Widerstände im System. Die Verstellung der Stößel- bzw. Pressen-Geschwindigkeit läßt sich über ein Verstellen der Fördermenge der Hockdruckpumpe direkt beeinflussen. Allerdings müssen sowohl Pumpe als auch Antriebsmotor auf den größten Leistungsbedarf der Presse ausgelegt sein. Wenn eine Pumpe mit verstellbarer Fördermenge arbeitet, ist dies sogar stufenlos möglich. Eine andere Möglichkeit zur verlustarmen und stufenlosen Bereitstellung ist, die in der Fördermenge regelbare und in der Förderrichtung umsteuerbare Pumpen zu verwenden. Damit läßt sich die Förderrichtung der Presse ändern, ohne im Haupthydraulikkreislauf verlustbringende Ventile einzubauen.

Bei den Speicherantrieben wird die Druckflüssigkeit den Zylindern der Presse über Leitungen und Ventile aus Hydrospeichern zugeführt. Er wird bei hohen Presseleistungen eingesetzt, ist dabei allerdings durch Expansionsvorgänge im Speicher (Irreversibilitäten) und die Geschwindigkeitsverstellung des Stößels über Drosseln (Wärmeverluste) stärker verlustbehaftet als ein vergleichbarer Direktantrieb. Dazu müssen die Pumpen stets gegen den vollen Betriebsdruck der Speicher fördern, wenn die erforderliche Presskraft kleiner als die Nennkraft der Presse ist. Vorteil dieser Anordnung ist die Möglichkeit, den Antrieb nach der im Mittel aufzubringenden Umformarbeit auslegen zu können. Die Schmiedemaschine, die in diesem Kapitel als das Regelobjekt dargestellt wird, gehört zu dieser Gruppe.

7.2.1 Beschreibung des Schmiedeprozesses, Anlagenbeschreibung und allgemeine Problemstellung

Das Schmieden gilt als das älteste Verfahren zur Formgebung von Metallen. Es läßt sich in der Gruppe der Massiv-Umformverfahren und dort speziell in der Untergruppe der Druckumformverfahren einordnen.

Das Recken läßt sich vereinfachend als eine Aneinanderreihung einzelner partieller Stauchvorgänge beschreiben. Das ist deshalb möglich, weil die Werkstücklage - nämlich die Längsachse - senkrecht zur Umformkraft liegt. Mit Hilfe verschiedenen ausgeformter Werkzeughälften wird das Werkstück umgeformt und fließt vorzugsweise in Längsrichtung und weniger in Querrichtung. Es muß in vielen Fällen über einen geeignet abgestimmten Schmiedeplan nach 90-Grad-Drehungen zurückgeschmiedet werden. Ziel ist immer das möglichst reibungsarme - also wenig energieintensive - Schmieden zur Verbesserung der Werkstoffeigenschaften. Komplette Gußblöcke oder auch Werkstücke aus Rohstranggüß sollen so umgeformt werden, daß das grobkristalline Gußgefüge in feinkörniges Knetgefüge umgewandelt wird. Der durchgehende Faserverlauf und die verbesserten Werkstoffkennwerte wie die Kerbschlagbiegefestigkeit, die Bruchdehnung oder die Brucheinschnürung bei steigendem Reckverhältnis begründen eine solche Vorgehensweise.

Die angestrebten Ergebnisse werden in nicht unerheblichem Maße von den gewählten Werkzeuggeometrien bzw. Prozeßeinstellungen beeinflusst. Charakteristische Kenngröße ist unter anderem das sogenannte Bißverhältnis s_B/h (auch Bißbreite oder gedrückte Länge genannt), die sich direkt aus der Länge eines Einzelschubes des Manipulators ergibt, wobei s_B die Kontaktlänge und h die Höhe des Werkstückes ist. Sie ist bei dem Überschmieden, also der Abfolge von Einzelhüben der Schmiedeeinrichtung, meist kleiner als die wirksame Sattelbreite. Ansonsten würde sich keine annähernd glatte Oberfläche erzielen lassen. Festgelegt wird die Bißbreite in Abhängigkeit von den Werkstückabmessungen, der maximalen Sattelbreite, der zur Verfügung stehenden Preßkraft und dem prognostizierten Stoffflußverhalten entsprechend der verschiedenen Breitungsgleichungen oder in Anlehnung an computergestützte Simulationen.

Der Gießschmiedeprozess genannt Thixo-/Gießschmiedeprozess wird zweckmäßigerweise nicht an dieser Stelle, sondern in Unterkapitel 7.2.3 beschrieben

Bei der Formgebungsmaschine handelt es sich um eine Freiformschmiedepresse mit einer Nennpreßkraft von 6.3 MN und der maximalen Pressengeschwindigkeit von 120 mm/s. Um andere Verfahren, z. B. die Bauteilherstellung aus dem thixotropen Zustand oder das

Partielle Schmieden, besser durchführen zu können (genaue Regelung und hohe Hubzahl), wurden Modifikationen an der Hydraulik vorgenommen.

Ablauf des Reckens

Der Ablauf beim Recken selbst stellt sich wie folgt dar:

Zunächst wird das Werkstück im Ofen erwärmt. Nachdem der Ofen in den Fahrweg des Manipulators gebracht worden ist, kann der Bediener mit der Manipulatorzange den Block aus dem Ofen entnehmen. Anschließend wird der Ofen zurückgefahren und das Werkstück kann unter der Presse positioniert werden.

Das Recken selbst ist eine Folge mehrerer Hübe des Obersattels (siehe Bild 7.1). Die Hubbewegung läßt sich in eine Abwärts- und eine Aufwärtsbewegung aufspalten. Am Ende der Abwärtsbewegung dringt der Obersattel in das Werkstück ein und es kommt zu einer Umformung auf das Schmiedemaß, welches mit einer Genauigkeit von ± 1 mm eingehalten werden soll. Anschließend, während der Aufwärtsbewegung des Sattels, schiebt der Manipulator das Werkstück vor, d. h. die Bewegungen des Manipulators und des Obersattels müssen synchronisiert werden. Eine Folge von Hüben auf gleiches Schmiedemaß mit Manipulatoraktion zwischen den Hüben wird als Stich bezeichnet

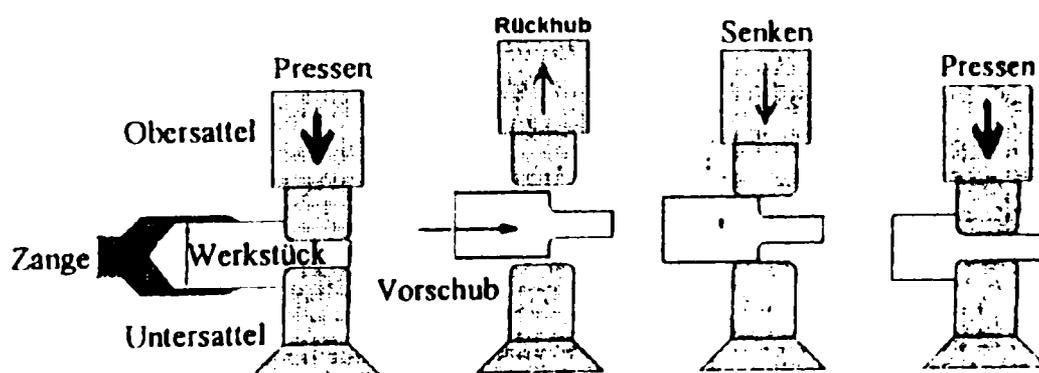


Bild 7.1: Schematische Darstellung des Schmiedeprozesses Recken

Bild 7.2 zeigt den typischen Weg-Zeit-Verlauf $s(t)$ des Pressenobersattels beim automatischen Ablauf der Bewegung. Wenn der Pressenkolben in der Abwärtsbewegung den in Bild 7.2 mit „Manipulator sperren“ bezeichneten Punkt erreicht hat, wird die Manipulatorbewegung gestoppt und bis nach dem Umformvorgang verriegelt. Mit Erreichen des Slow-Down-Punktes (bzw. Abbremsen) verringert sich die Geschwindigkeit des Kolbens stark, um langsam auf dem Werkstück aufzusetzen. Das

Werkstück wird bis zum Schmiedemaß umgeformt. Der dabei auftretenden Werkstücklängung weicht der Manipulator durch Nachgeben aus. Gleichzeitig muß der Manipulator in Höhenrichtung um ca. $\Delta h/2$ abgesenkt werden.

Mit Erreichen des unteren Umschaltpunkts wird der Rückhub eingeleitet. Durch die Trägheit der Kolbenmasse und die Umsteuerzeit, die zum Umsteuern der Ventile vergeht, bewegt sich der Kolben jedoch noch eine gewisse Zeit weiter. Der untere Umschaltpunkt muß daher, abhängig von der Kolbengeschwindigkeit und der vom Bauteil wirkenden Gegenkraft, so gewählt werden, daß die Bewegung des Kolbens am eingestellten Schmiedemaß beendet ist. Die Gegenkraft ist im allgemeinen schwierig vorzuberechnen, da sie von der Geometrie des Werkstückes und des Werkzeuges, der Temperatur des Werkstückes und dem Werkstoff abhängt. Dazu wirkt sich die Kompressibilität des Hydrauliköls als eine Störgröße bei hohem Druck aus.

Die Auslösung des nächsten Manipulatorfahrstritts und der Zangendrehung erfolgt während der Aufwärtsbewegung des Pressenkolbens (Punkt „Manipulator Freigabe“ in Bild 7.2).

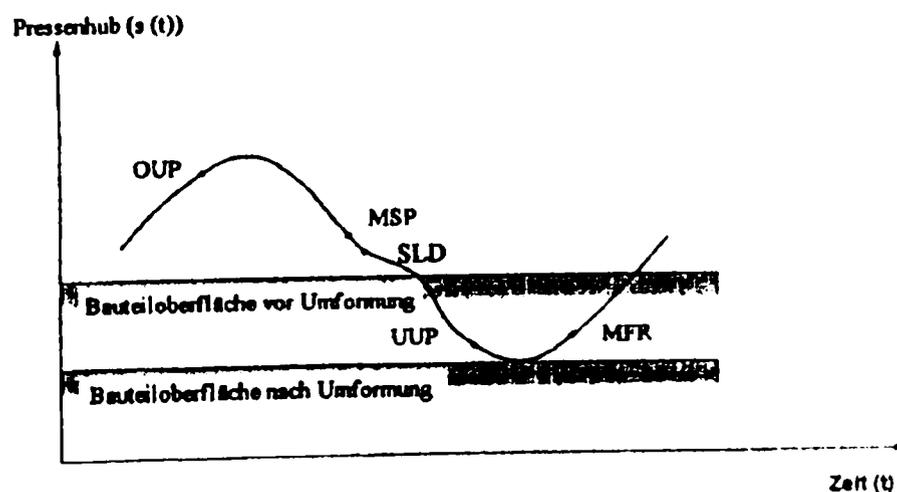


Bild 7.2: Weg-Zeit-Verlauf $s(t)$ eines Hubes beim Reckenschmieden [113]

- OUP: oberer Umschaltpunkt
- SLD: Slow-Down-Punkt
- MFR: Manipulator freigabe
- MSP: Manipulator sperren
- UUP: unterer Umschaltpunkt

Vorhandenes Automatisierungssystem

Das modernisierte System besteht aus einem SPS-System, das die grundlegenden Funktionen beispielsweise die Ansteuerung von diversen Proportional- und Schaltventilen sowie von Werkzeugbewegungen übernimmt, und aus einem, an einen VME-Bus angekoppelten, System (als ein Prozeßrechner) für zeitkritische Aufgaben, das die übergeordnete Regelung des Schmiedeventils und der Hauptpumpen übernimmt. Diese klare Trennung nach Funktionen ist notwendig, da spätere Änderungen der Peripherie, wie z. B. ein Zufügen eines Schaltventiles, einfach durch Modifikation des SPS-Programms vorgenommen werden können. Bild 7.3 zeigt das Blockschaltbild des Automatisierungssystems.

Die modularisierte Software ist so konzipiert, daß die einzelnen Module je nach dem gewünschten Prozeßablauf beliebig konfiguriert werden können.

Zusammenfassend werden die umformtechnischen Ziele und die regelungstechnischen Anforderungen wie folgt dargestellt:

- Hohe Schmiedegenauigkeit
- Gute Werkstoffeigenschaften (z. B. Kernschmiedung), und keine Werkstückfehler (z. B. Risse)
- Hohe Hubzahl (das bedeutet, daß das System eine hohe Dynamik besitzt)
- Genaue Geschwindigkeits- bzw. Positionsregelung (genaue Bestimmung des Umschaltpunktes unabhängig von der Gegenkraft inklusive Leerlauf)

Die oben genannten Anforderungen müssen unabhängig von dem Werkstoffcharakter und den Maschinenzuständen erfüllt werden.

Die Entwicklung des Fuzzy Controllers für die Regelung der Schmiedepresse wurde quasi parallel mit der Modernisierung des Systems durchgeführt. Dabei konnten die Fachkenntnisse der Experten, wie z. B. das Verhalten des Systems, insbesondere die idealen Verläufe der Ein- und Ausgangsgrößen, und technologische Gegebenheiten, nach der Fuzzy-Methode formuliert werden. Dies wird im folgenden Kapitel näher erläutert.

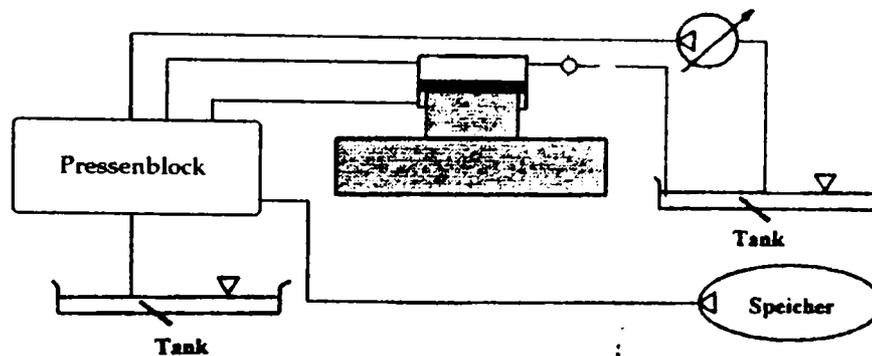


Bild 7.4a: Vereinfachtes hydraulisches System für die Schmiedepresse

Zu Beginn, d. h. bei der Abwärtsbewegung, ist die Pumpe aktiviert und das hydraulische Schmiedeventil ist geschlossen, damit die Fördermenge den Zylinder mit der vorgegebenen Geschwindigkeit nach unten bewegt. Zum Zeitpunkt Abbremsen wird das Schmiedeventil so weit geöffnet, daß der Obersattel rechtzeitig bzw. genau das Schmiedemaß erreichen kann. Dabei bleibt die Fördermenge konstant. Deswegen kann die Pumpensteuerung im Prinzip als eine grobe Vorsteuerung betrachtet werden. Die eigentliche Regelung wird durch die Regelung des Schmiedeventils realisiert.

Die Umsteuerzeit des Schmiedeventils beträgt nach der Herstellerangabe ca. 50 ms. Daraus soll die eigentliche Zykluszeit für die Umsteuerung bei ca. 100 ms liegen. Darüber hinaus sollen die einzuhaltenden Zykluszeiten des Reglers bestimmt werden, um ein ausreichend genaues Schmiedeergebnis zu erzielen. Aufgrund der Genauigkeitsbegrenzung des absoluten Weggebers (0,025 mm) wird die minimale Zykluszeit für die Regelung mit der maximalen Geschwindigkeit des Obersattels von 0,21 ms bestimmt. Bei den für die Anwendungen zur Verfügung stehenden Hardware und Software (User Code) beträgt die Zykluszeit ca. 0,62 ms. Jedoch genügt diese Zeit für die Regelung, da die maximale Geschwindigkeit von 120 mm/s nach dem Eindringen des Werkstückes nicht mehr realistisch ist. Die maximale zulässige Zykluszeit des Reglers kann ca. 8,3 ms betragen, um die angeforderte Schmiedegenauigkeit von ± 1 mm zu erreichen.

Die Struktur mit den Ein- und den Ausgangsgrößen des Fuzzy Controllers wird, wie in Bild 7.5 zu sehen ist, bestimmt:

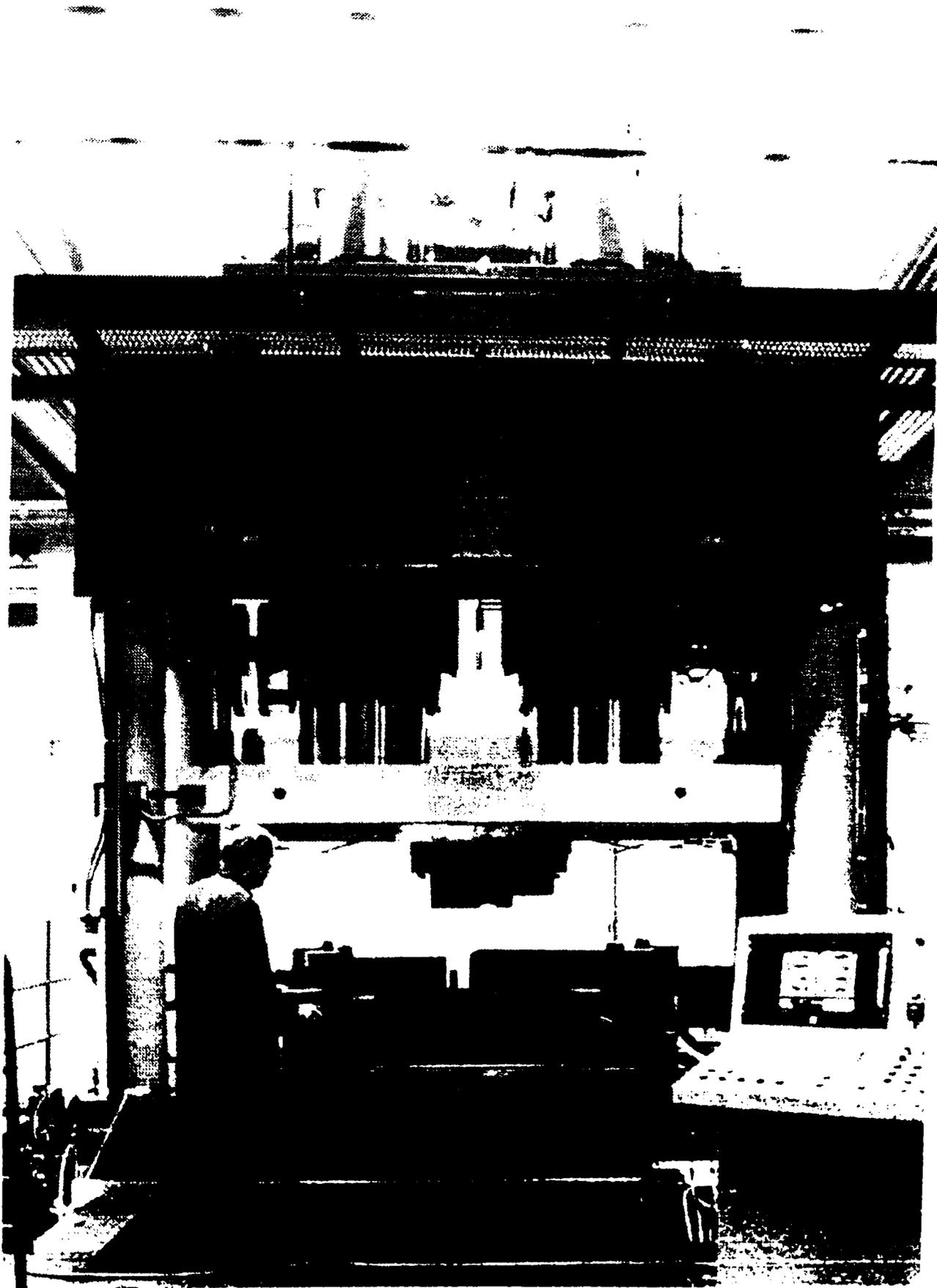


Bild 7.4b: Presse SHA6-1

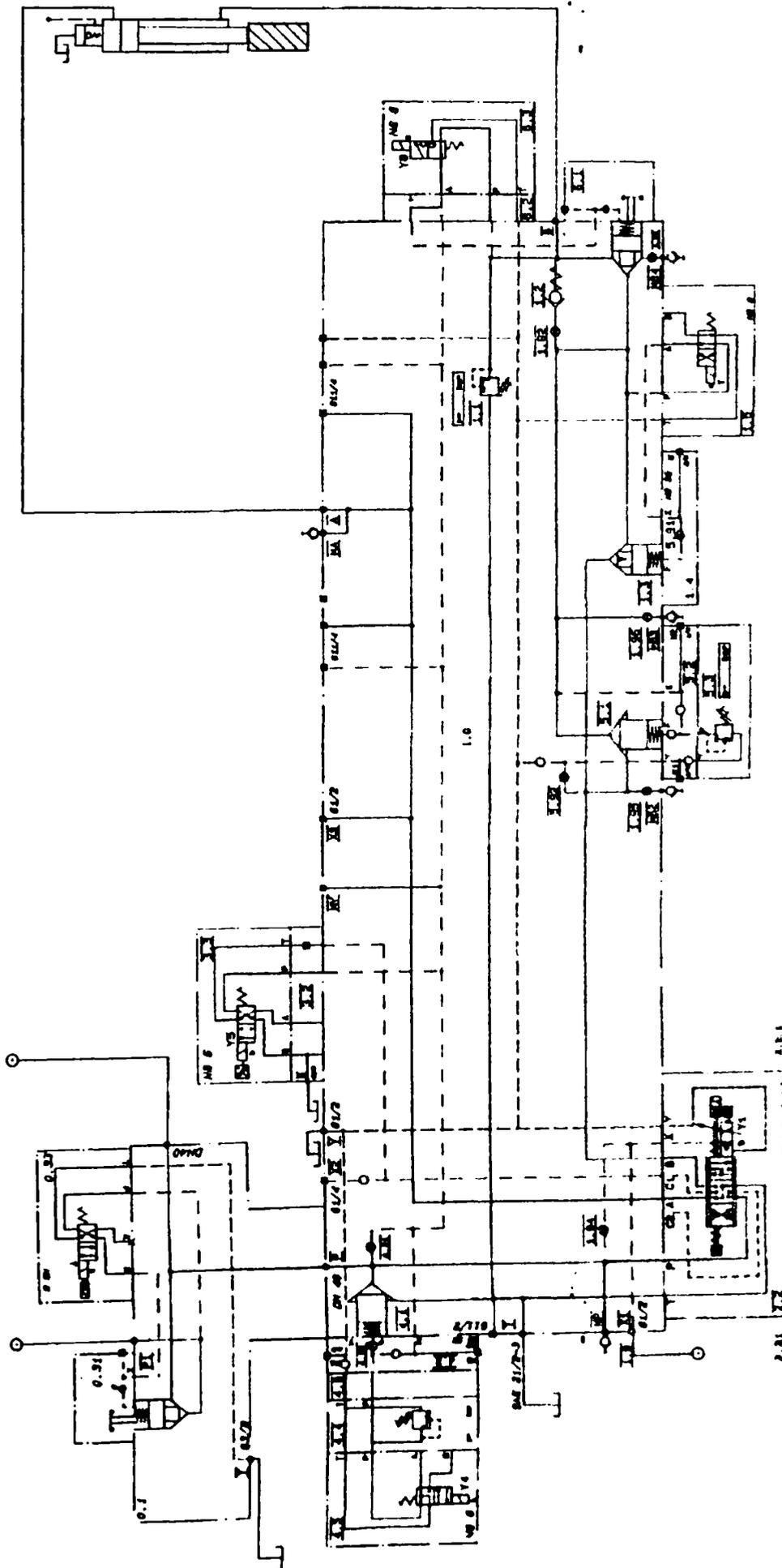


Bild 7.4c: Schaltplan des Pressenblockes der Presse SHA6-1

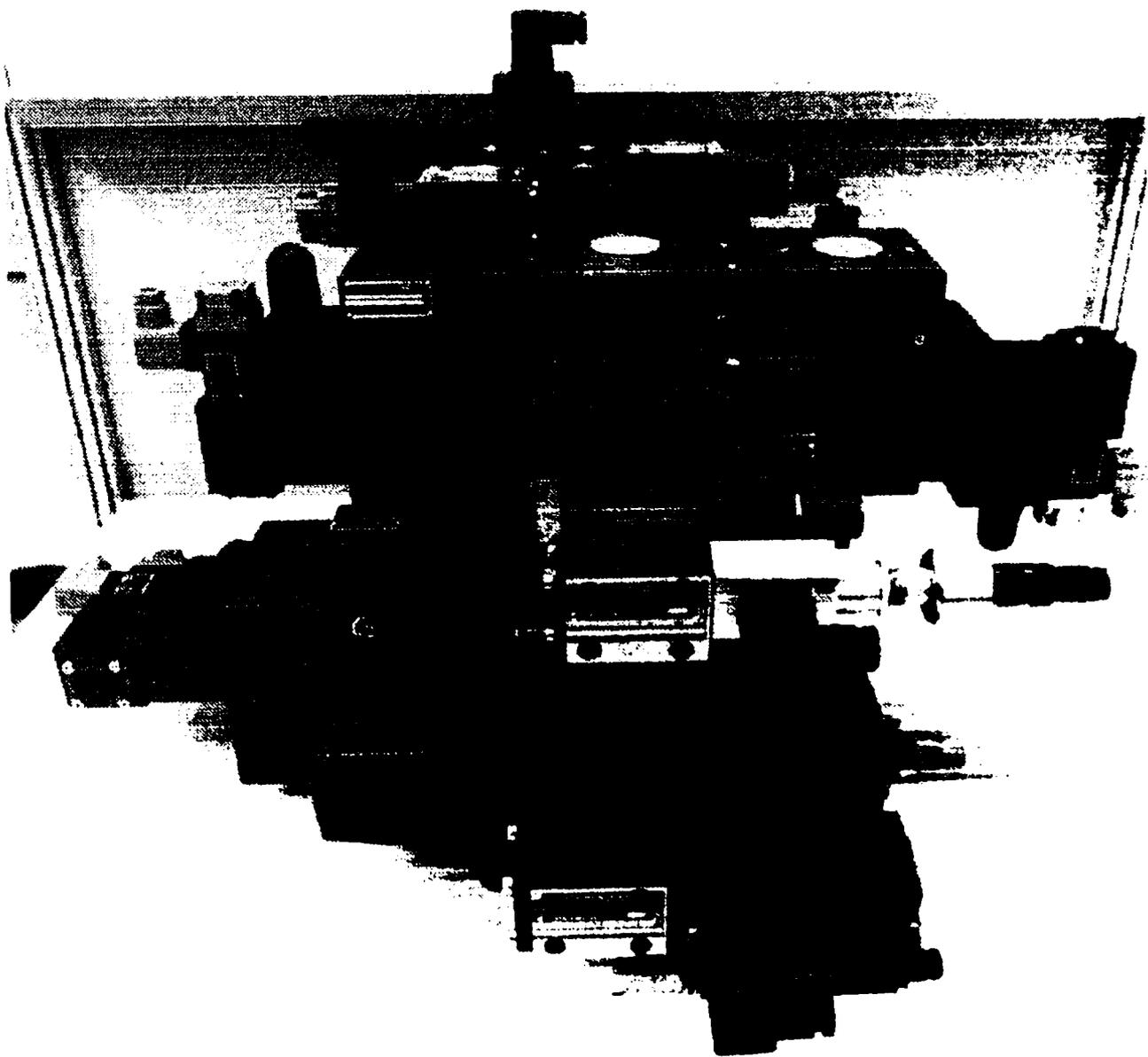


Bild 7.4d: Pressenblock der Presse SHA6-1

Stückliste Pressenblock SHA6-1		
Pos.	Anz.	Bezeichnung
0.1	1	Eingangsblock
0.31	1	Wegeventil-Patrone mit elektr. Stellungsanzeige NG 32
0.33	1	4/2 Wegeventil mit elektr. Hubabtastung NG 6
1.0	1	Pressenblock NG 32
1.1	1	Sicherheitsventil - Patrone
1.2	1	Rückschlagventil - Patrone
1.3	1	Wegeventil-Patrone NG 32, 1:1,6 ,
1.4	1	Deckel für ferngesteuerte Druck- und Wegeventil NG 32
1.5	1	4/2 Wegeventil NG 6,
1.9	6	Meßverschraubung
1.92	1	Einschraubblende D= 1,0
1.93	1	Einschraubblende D= 0,5
1.94	1	Verschlußschraube
1.95	1	Einschraubblende D= 0,5
1.96	1	Einschraubblende D= 0,5
2.2	1	Proportional - Wegeventil NG 32 Schaltstellungsüberwacht
2.21	1	Elektronik Ventilverstärker mit Lageregelung und Rampenfunktion
3.2	1	Zwischenplatte mit Anschluß in B, NG 6
3.3	1	4/2 Wegeventil NG 6 mit elektrischer Hubabtastung
4.1	1	Wegeventil - Patrone NG 32, 1:1
4.2	1	Deckel für vorgesteuerte Druckventile NG 32
4.4	1	Vorsteuerventil NG 6, 315 bar
4.5	1	4/2 Wegeventil NG 6
4.8	1	Zwischenplatte NG 06
4.91	1	Einschraubblende D= 0,9
4.93	1	Einschraubblende D= 1,2
5.1	1	Wegeventil-Patrone NG 32, 1:1
5.2	1	Deckel für vorgesteuerte Druckventile NG 25
5.3	1	Vorsteuerventil NG 6, 160 bar
5.91	1	Einschraubblende D= 0,9
5.92	1	Verschlußschraube
6.1	1	Wegeventil-Patrone mit elektr. Stellungsanzeige NG 32
6.2	1	Umlenkzwischenplatte von A nach B NG 6
6.3	1	3/2 Sitzventil NG 06 mit Handnotbetätigung

Bild 7.4e: Stückliste des Pressenblockes der Presse SHA6-1

Aus den oben genannten Vorgaben ergeben sich die Ein- und Ausgangsgrößen des Reglers: Als Ausgänge erhält man die Sollfördermenge der Pumpen (q) und die Sollschmiedeventilstellung (a_v). Der Wert des Schwenkwinkels des Schmiedeventils (bzw. Öffnungswinkel) entspricht der Fördermenge des Öls vom Hauptzylinder zum Tank. Die Eingänge sind der Abstand des Obersattels zum Sollmaß (s), der Druck im Hauptzylinder (p) und die berechnete Obersattelgeschwindigkeit (v).



Bild 7.5: Struktur des Fuzzy Controllers

Die möglichen Störgrößen sind die Durchbiegung des Maschinengestells, die von der Schmiedekraft und der Werkzeuggeometrie abhängt, sowie Meßfehler (z. B. stochastische Bitfehler des Weggebers). Diese elastische Deformation des Gestells wird einfach durch eine lineare Adaption On-Line korrigiert, da die Korrekturkurve, wie in Bild 7.6 gezeigt, als linear angenommen wird. Diese Kurve gilt jedoch nur für eine Werkzeuggeometrie.

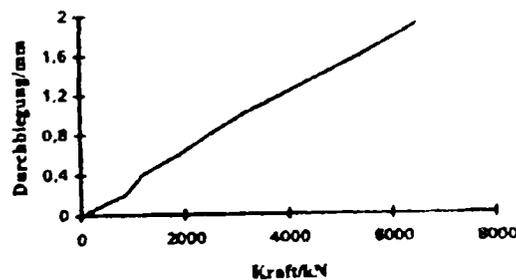


Bild 7.6: Durchbiegung der Presse in Abhängigkeit von der Kraft

Bei Erstellung des Reglers ist in jedem Fall eine Sicherheitsfunktion für die Leistungsbegrenzung der Pumpen einzubauen. Diese dürfen bei hohem Druck im Hauptzylinder nicht ihre maximale Fördermenge liefern, ansonsten käme es zur Überlastung der Pumpen.

Die Schmiedeparameter sind die Abnahme pro Stich, Geometrie des Werkstückes und Schmiedegeschwindigkeit. Dieser Fuzzy Controller soll die Funktion des Prozeßrechners (bzw. VME-Bus-Mikroprozessor-System in Bild 7.3) übernehmen.

• **Definition eines Phasendiagrammes und der Phasenfunktionen des Fuzzy Controllers**

Zuerst wurde das Phasendiagramm mit den Übergangsbedingungen erstellt, wie in Bild 7.7 zu sehen ist. Es ist anzumerken, daß dieses Diagramm den Prozeßablauf (Bild 7.1) abbildet. Die Programmodule sind nach diesem Schema des Phasendiagrammes entwickelt. Die einzelnen Phasenfunktionen werden im nächsten Abschnitt dargestellt.

Für die Phasen Umkehr und Senken sowie die Sicherheitsfunktion wurde die Fuzzy-Methode implementiert. Die anderen Phasen wurden konventionell programmiert. Dabei wurden die Phasenfunktion Senken und die Sicherheitsfunktion (nach der hybriden Fuzzy-Methode) entwickelt, auf die in dieser Arbeit nicht näher eingegangen wird. Im Gegensatz dazu wurde an der Phasenfunktion Umkehr wegen ihrer komplexeren Eigenschaft (MIMO, Multiple Input Multiple Output) die intrinsische Methode angewendet.

In der Phasenfunktion Oben-Halten sind sowohl das Schmiedeventil als auch die Pumpen geöffnet bzw. ausgeschaltet. Der Obersattel bleibt oben stehen. nach dem Auslösen des Signals „Ready-Flag“ geht diese Phase in die Phase Senken über

In der Phasenfunktion Senken bewegt sich der Obersattel abwärts mit einer vordefinierten Geschwindigkeit durch die entsprechend eingestellte Pumpenleistung. Bei dieser Phasenfunktion kann es bei großer Ausgangshöhe eines Werkstückes zu einem Druckaufbau kommen. Der Aufruf von Umkehr geschieht dann durch Überschreitung des Übergangswertes (20 mm). Dieser Wert wird so bestimmt, daß der Fuzzy Controller in diesem Zeitraum (160 ms bei der maximalen Geschwindigkeit) auf jeden Fall die Rückkehrbewegung des Obersattels einleiten kann.

Die entscheidende Phasenfunktion ist Umkehr, die die zentrale Rolle in diesem Fuzzy Controller spielt. Bei dieser Phase wird der untere Umschaltpunkt für Umkehr unabhängig vom Verlauf der Geschwindigkeit bzw. dem Weg nach dem Eindringen bestimmt. Diese Funktion wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

Bei der Phase Adapt-Vorhalt wird die Differenz zwischen dem tatsächlich erreichten Schmiedemaß und dem Sollmaß berechnet, damit sie beim nächsten Biß zum in der Funktion Umkehr errechneten Vorhalt korrigiert wird.

In der Phasenfunktion Rückzug findet keine Regelung sondern eine Steuerung statt, die Fördermenge bleibt weiterhin auf Null und das hydraulische Schmiedeventil bleibt geöffnet. Die Rückzugsbewegung findet ihr Ende bei einem vordefinierten maximalen Hub. Auch hier muß der Vorhalt des Obersattels (oberer Umschaltpunkt) berücksichtigt werden, d. h. schon vor dem Erreichen des oberen Umkehrpunktes wird das Ventil geschlossen und die Pumpe auf Sollfördermenge gestellt. Erfahrungsgemäß beträgt der oberer Vorhalt ca. 2 mm. Anschließend wird wieder die Funktion Senken aufgerufen und der nächste Schleifendurchlauf beginnt.

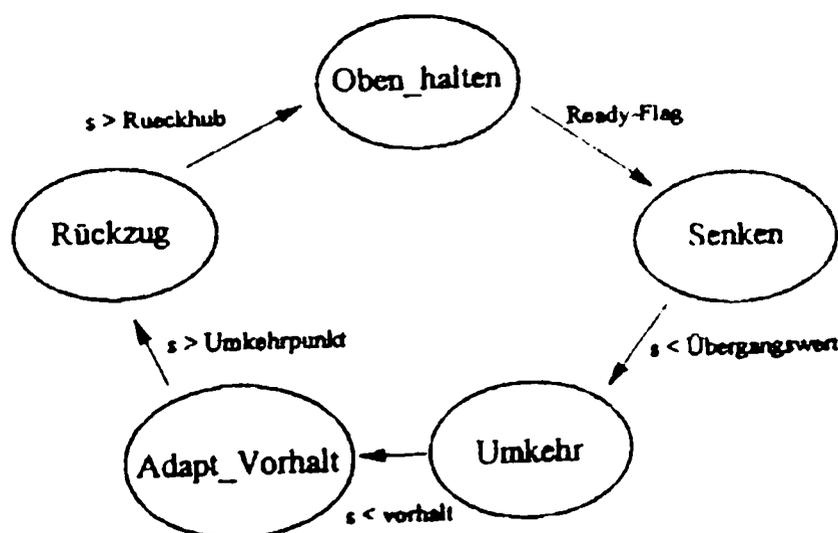


Bild 7.7: Phasendiagramm des Fuzzy Controllers für das Recken

- **Defintion der Regelbasen, der linguistischen Variablen und der Fuzzy-Mengen**

In diesem Abschnitt wird die Phasenfunktion der Phase Umkehr ausführlich beschrieben, die die Regelung der Umkehrbewegung ausführt.

Vor Erreichen des Schmiedemaßes (unterer Umschaltpunkt) muß das hydraulische Schmiedeventil anfangen zu öffnen, um das Öl bzw. den Druck im Hauptzylinder zu dekomprimieren. Gleichzeitig wird dabei die Fördermenge der Pumpen auf einen konstanten Wert eingestellt. Somit kann das Ölvolumen von dem Zylinderraum über dem Schmiedeventill in den Tank fließen. Diese Aktion des Schmiedeventils bedeutet, daß dadurch der Obersattel verlangsamt und anschließend zum Halten gebracht wird. Das Entscheidende dabei ist, wie weit das Schmiedeventil geöffnet wird, damit das gewünschte Schmiedemaß unabhängig von der Materialhärte erreicht werden kann. Die entsprechende Fuzzy-Regel sieht wie folgt aus:

WENN der Werkstoff hart ist, DANN muß das Schmiedeventil ein wenig geöffnet werden (d. h. mehr Druck).

Das Blockschaltbild für die Phasenfunktion Umkehr, die aus den zwei Fuzzy-Blöcken *fuzzy1* und *fuzzy2* besteht, ist in Bild 7.8 dargestellt. In dem Fuzzy-Block *fuzzy1* wird die Soll-Geschwindigkeit (v_{call}) abhängig vom Abstand s und vom Druck p errechnet

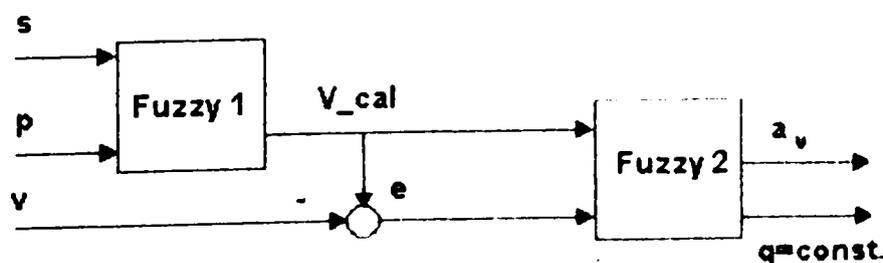


Bild 7.8: Blockschaltbild der Phase „Umkehr“

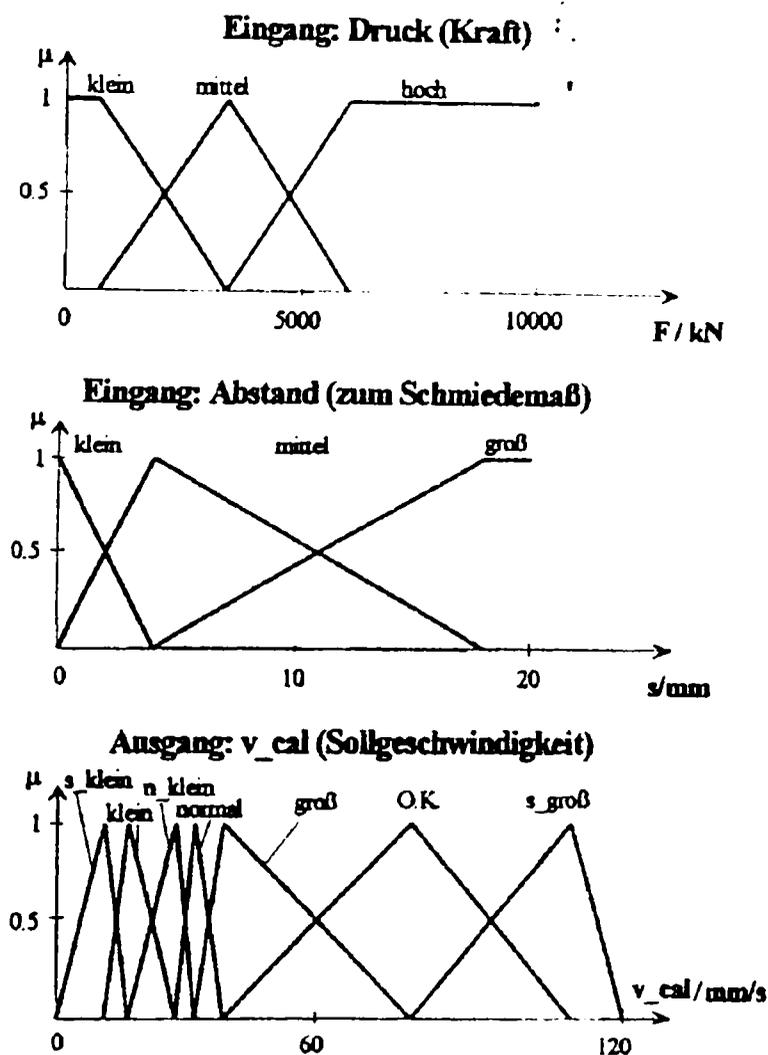


Bild 7.9: Fuzzy-Mengen für den Fuzzy-Block *fuzzy1*

Die entsprechenden Regeln für den Fuzzy-Block sind wie folgt (Auszüge)

- | | | |
|----------------------|--------------------|------------------------------|
| WENN Abstand = klein | UND Druck = klein | DANN v_{call} = sehr_klein |
| WENN Abstand = groß | UND Druck = mittel | DANN v_{call} = sehr_groß |
| WENN Abstand = groß | UND Druck = hoch | DANN v_{call} = O. K |

Die erste Regel kann wie folgt interpretiert werden. Wenn der Obersattel die Nahe des Schmiedemaßes erreicht hat und das Werkstück nicht so hart ist, dann soll die Soll-Geschwindigkeit sehr klein sein, damit der Obersattel rechtzeitig am Schmiedemaß gestoppt werden kann. Die Fuzzy-Mengen sind, wie in Bild 7.9 dargestellt, entsprechend definiert bzw. dimensioniert.

Das Kennfeld dieses Fuzzy-Blockes ist für Analyse des Regelverhaltens zu interpretieren und zu optimieren. In Bild 7.10 wird das Kennfeld dargestellt. Somit kann das so eingestellte Regelverhalten überblickt werden.

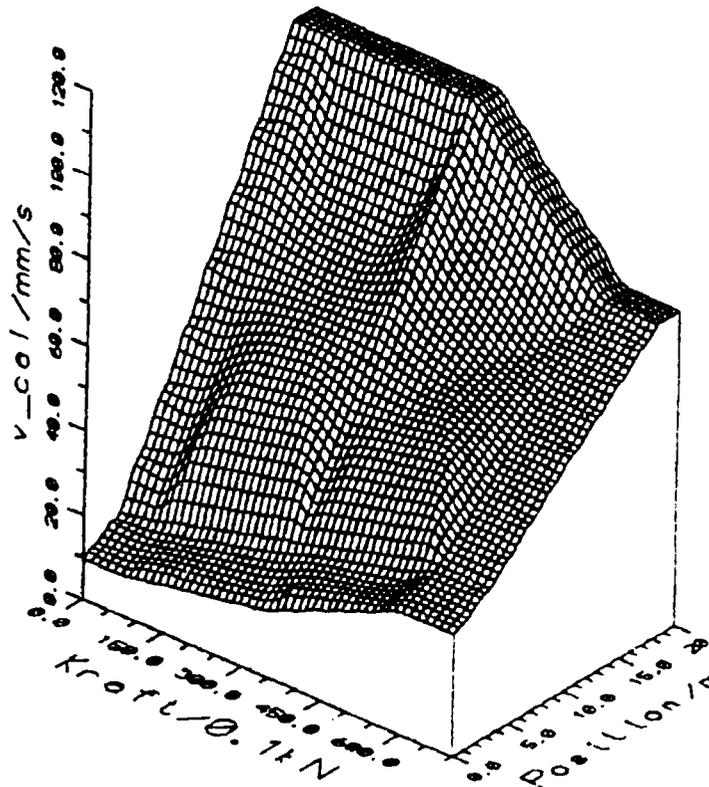


Bild 7.10: Kennfeld des Fuzzy-Blockes „fuzzy 1“

Der Fuzzy-Block *fuzzy2* korrigiert die Ausgangsgröße (a_v : Ventilstellung), die von der Soll-Geschwindigkeit (v_{cal}) und dem Geschwindigkeitsfehler (e) abhängt. Dabei muß darauf geachtet werden, daß diese Ventilstellung abhängig von der Einstellung der Pumpenleistung (bzw. Sollfördermenge) sein muß, da die Durchflußmenge (vom Zylinder zum Tank) des hydraulischen Öls tatsächlich geregelt werden muß. Deswegen muß der Ausgabewert des Fuzzy-Blockes (a_v) entsprechend dimensioniert werden: Z. B. muß dieser Wert für eine kleinere Sollfördermenge unterskaliert werden, falls dieser Wert bezüglich maximal angesteuerter Pumpen bestimmt worden ist

In dieser Phase wird die Fördermenge konstant gehalten, ansonsten kann ein Konflikt der beiden Ausgaben vorkommen.

Die Regelbasis für den Fuzzy-Block 2 wird beispielsweise wie folgt dargestellt

WENN $v_{cal} = \text{klein}$	UND Fehler = (v_{ist} zu schnell)	DANN $a_v = \text{offen}$
WENN $v_{cal} = \text{mittel}$	UND Fehler = (v_{ist} gut)	DANN $a_v = \text{fast_zu}$
WENN $v_{cal} = \text{groß}$	UND Fehler = (v_{ist} zu langsam)	DANN $a_v = \text{zu}$

Die erste Regel wird aktiviert, wenn der Obersattel noch langsamer werden sollte. Die anderen Regeln müssen entsprechend interpretiert werden.

- **Wahl der Fuzzy-Operatoren**

Für diese Applikation wurden der min-Operator als Aggregationsoperator, max-min-Inferenz und COM als Defuzzifikationsmethode.

- **Off-Line Optimierung**

Die von den Experten erarbeiteten idealen Verläufe der Ein- und Ausgangsgrößen war ein wichtiges Kriterium bei der Off-Line Optimierung. In Bild 7.11 wird ein Ergebnis der Off-Line Optimierung (zwei Hübe) gezeigt. Dabei wurden die gemessenen Eingangsdaten (s , p) und die errechnete Geschwindigkeit (v) benutzt. Der typische Charakter der Ausgangsgröße der Ventilstellung a_v ist in Bild 7.11 zu sehen: Vor dem Erreichen des Schmiedemaßes wird die Ausgangsgröße in der Phase Umkehr aktiviert. Nach dem Erreichen des Schmiedemaßes steigt dann dieser Wert bis zum Maximum sprunghaft an (d. h. das Ventil wird ganz geöffnet).

Zu der softwaremäßigen Simulation wurde auch eine hardwaremäßige Simulation durch einen Simulator durchgeführt, um damit die Funktionalität der Software und der Zielhardware zu testen. Darüber hinaus kann damit der elektrische Charakter (z. B. Signalanpassungen, Synchronisation) überprüft werden. Es wurde dabei auch festgestellt, daß die Zykluszeit der wichtigsten Funktion der Phase Umkehr 2 ms beträgt, die auf jeden Fall für diese Phase genügt.

- **On-Line Optimierung**

Alle Reckversuche werden mit kalten Aluminiumblöcken und verschiedenen Geometrien d. h. unterschiedlichen Umformkräften ($F=0$ N bis $F=5,8$ MN) durchgeführt. Dazu wurden auch Leerlaufversuche durchgeführt, um die Überprüfung der Regelfunktion zu vervollständigen. Die Variation der Prozeßparameter, der Sollgeschwindigkeit ($v=30$

mm/s bis $v=100$ mm/s) und der Abnahme ($\Delta h=3$ mm bis $\Delta h=20$ mm), wurde auch durchgeführt. Die Reproduzierbarkeit der Regelung wurde ebenfalls kontrolliert

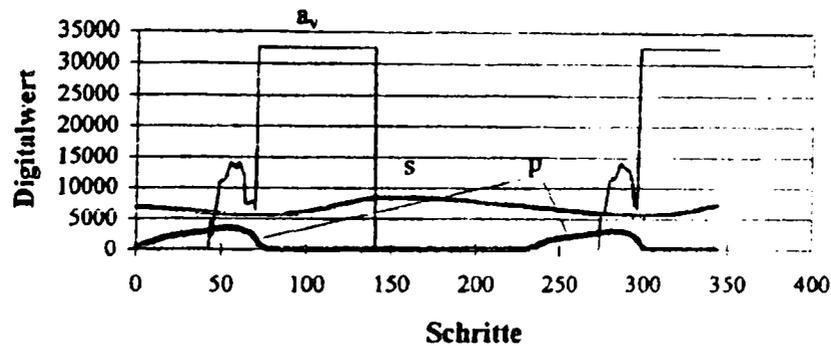


Bild 7.11: Off-Line Optimierung des Fuzzy Controllers für das Recken

(X-Achsen- und Y-Achsen-Werte besitzen keine physikalische Bedeutung, sondern können als proportionale digitale Werte angesehen werden)

Aufgrund der konstanten Überschreitung des Sollmaßes für die erste Versuchsreihe mit großer Kraftentwicklung, wurde die Sollumkehrgeschwindigkeit (V_{cal} des Fuzzy-Blockes *Fuzzy 1* in der Phase „Umkehr“) verkleinert. Dieses geschieht durch Verschiebung der Ausgangs-Fuzzy-Menge „O.K.“ (siehe Bild 7.9), die eine Sollumkehrgeschwindigkeit für große Kraftentwicklungen berechnet.

Nach einigen On-Line Optimierungsschritten wurde festgestellt, daß der Fuzzy Controller abgesehen vom Leerlauf eine sehr gute Genauigkeit liefert. Aufgrund dessen wurde die Phasenfunktion Umkehr so erweitert, daß ein zusätzlicher Fuzzy-Block speziell für den Leerlauf (oder für den Fall Schlichten) eingebaut wird und einen additiven Korrekturwert zu dem Wert der Ventilstellung liefert. Dieser Korrekturwert hängt vom Druck und der Sollgeschwindigkeit ab: Wenn die Sollgeschwindigkeit sehr groß ist, muß das Ventil mehr geöffnet werden als Lastfälle, damit die Ist-Geschwindigkeit sehr schnell vermindert werden kann. Bild 7.12 zeigt das Ergebnis dieser Optimierung. Der Verlauf der Ventilstellung ist dabei sehr ruhig.

Es wurden Versuche mit geringen Abnahmen durchgeführt (Δh 3,5 und 10 mm). Diese Versuche führten bei hohen Sollgeschwindigkeiten zu einer regelmäßigen Überschreitung des Sollmaßes. Der Grund hierfür ähnelt dem schon oben beschriebenen Fall: Das Ventil wird zunächst dem Leerlauf entsprechend geregelt. Beim Eindringen in das Material

kommt es zum Absinken der Geschwindigkeit, das Ventil wird geschlossen, der Obersattel beschleunigt und kann dann nicht mehr rechtzeitig abgebremst werden. Deshalb wurde für diesen Spezialfall eine Korrektur des Pumpensollwertes (q) eingeführt. Beim Auftreffen auf das Material wird q abhängig vom Abstand zum Sollmaß reduziert. Je geringer dieser Abstand ist, um so größer ist diese Reduktion. Bei kleinen Sollgeschwindigkeiten wird diese Korrektur nicht durchgeführt, da hier die Sollfördermenge schon hinreichend gering ist.

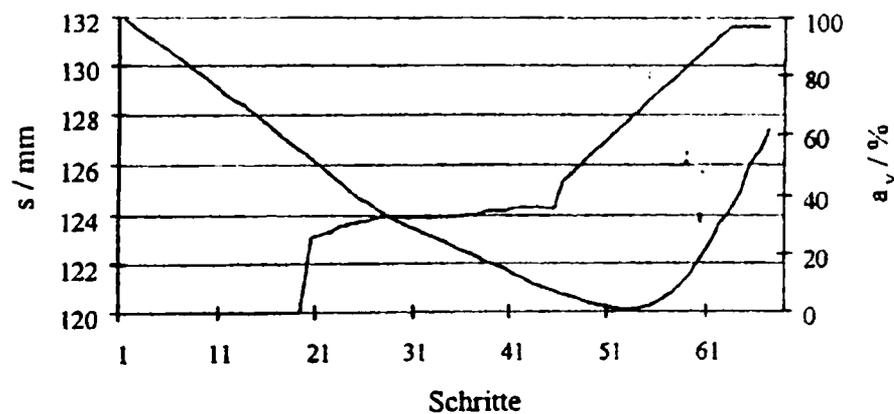


Bild 7.12: Meßkurve in einem On-Line Optimierungsschritt

(Leerlauf, Schmiedemaß = 120 mm, $V_{\text{soll}} = 30$ mm/s, 1 Schritt ≈ 8 ms)

Die Ergebnisse der Versuche mit den charakteristischen Meßkurven werden in Kapitel 7.2.4 zusammenfassend mit den Ergebnissen der Versuche des Thixo-/Gießschmiedens dargestellt.

7.2.3 Entwurf eines Fuzzy Controllers für das Thixo-/Gießschmieden

Ansatzpunkte zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit und Produktivität von Formgebungsprozessen bietet die direkte Kombination von Urformen und Umformen bzw. neue Technologien wie das Thixofforming und das Gießschmieden, die das spezielle Fließverhalten von Metallen im Temperaturintervall zwischen Solidus und Liquidus auszunutzen. Die wesentlichen Vorteile dieser unter dem Begriff des Semi-Solid-Metal-Forming (SSM-Forming) zusammengefaßten Verfahren sind,

- geringerer Kraftbedarf während der Formgebung und damit kleinere Formgebungsaggregate und

- endkonturnahe Fertigung komplexer Geometrien in einem oder wenigen Prozeßschritten.

Dies kann unter anderem mit Hilfe der modernen Meß- und Regelungstechnik realisiert werden.

Das Thixoforming wird unterteilt in das Thixogießen, welches auf modifizierten Druckgießmaschinen erfolgt, und das Thixoschmieden, für das eine Presse notwendig ist. Wesentlicher Unterschied ist, daß beim Thixogießen die Werkzeughälften geschlossen sind und das Material durch den Anschnitt eingeschlossen wird, während beim Thixoschmieden die Werkzeughälften wie beim konventionellen Gesenkschmieden gegeneinander bewegt werden. Wesentliche Vorteile des Thixoschmiedens werden in der Möglichkeit gesehen, einen sehr hohen Druck während der Erstarrung in den gesamten Bauteil zu halten und eine vorhandene Schmiedepresse mit geeigneten Werkzeugsätzen benutzen zu können.

Vereinfachend läßt sich der Prozeßablauf z. B. des Gießschmiedens wie folgt beschreiben: In der ersten Prozeßstufe wird das Einsatzmaterial durch Schließen der Form bei hohen Werkzeuggeschwindigkeiten und geringem Kraftaufwand in die Kavität verdrängt (Senken und Pressen). Die exakte Positionierung wird durch den Umstand erschwert, daß das Material zu dieser Zeit der Pressenbewegung fast keine Gegenkraft bietet. Erst wenn die Kavität fast vollständig gefüllt ist, steigt die Kraft sehr rasch an. Im nächsten Prozeßschritt erfolgt eine kontrollierte Druckbeaufschlagung des Materials (Halten der Kraft). Nach vollständiger Durcherstarrung kann sich ein Umformschritt auf das Endmaß anschließen (Pressen). in Bild 7.13 ist der Prozeßablauf des Gießschmiedens mit Dichtringen schematisch dargestellt.



Bild 7.13: Schematische Darstellung des Gießschmiedens

Hinsichtlich der Regelungen des Thixo- und des Gießschmiedens gibt es keine großen Unterschiede. Die wichtigsten Anforderungen an die Regelung dieses Prozesses werden im folgenden dargestellt. Da nur ein eng begrenztes Prozeßfenster zur Verfügung steht, müssen genaue Geschwindigkeiten bzw. Kräfte durch den Einsatz einer geeigneten Regelung eingehalten werden. Zudem sind die aufgezeigten Prozesse dynamische, zeitvariante und nichtlineare Prozesse. Diese Eigenschaften erschweren den Entwurf eines Reglers. Insbesondere der hochdynamische Wechsel zwischen den Regelungsarten stellt eine hohe Anforderung dar. So muß zunächst die Lage- bzw. Geschwindigkeitsregelung (Senken und Pressen) aktiviert werden, danach in die Kraftregelung (Halten) ohne Überschwingungen umgeschaltet und schließlich wieder zurück in die Lageregelung (Pressen) gewechselt werden.

Die hohen Anforderungen an die Regelung des Prozesses können durch den Einsatz eines konventionellen Reglers bewältigt werden. Ein Regler muß durch eine mathematische Modellierung des Prozesses, dessen Modell aus Teil-Modellen der hydraulischen Antriebe und der benötigten Umformkräfte besteht, entworfen werden. Dabei handelt es sich um eine modellgestützte Adaptiv-Regelung, integriert in einem übergeordneten Prozeßführungssystem. Die Entwicklung erfolgt in vier Schritten, wie sie im allgemeinen üblich ist: Modellbildung, Reglerentwurf, Simulation und Erprobung am realen Prozeß. Dies führt zu einem relativ großen Zeitaufwand und zur Notwendigkeit technologischer und regelungstechnischer Expertenkenntnisse.

Aufgrund der Nichtlinearität der Komplexität und von noch nicht genug vorhandenen genaueren mathematischen Zusammenhängen des Prozesses, gab es Anlaß für die Entwicklung eines Fuzzy Controllers für das Thixo-Gießschmieden, der im folgenden beschrieben wird: Dieser Fuzzy Controller wurde auf dem Fuzzy Controller für den Prozeß Recken aufgebaut. Hinsichtlich der Regelungstechnik unterscheidet sich der Thixo-/Gießschmiedeprozeß vom Reckschmieden prinzipiell im folgenden Aspekt: Ein Regler für das Thixo-/Gießschmieden muß in der Lage sein, bei der ersten Lageregelungsphase einerseits eine möglichst große Geschwindigkeit des Obersattels zu realisieren, damit die erzeugbare Qualität durch ein schnelles Verpressen gewährleistet werden kann. Dann muß von der Lageregelung zur Kraftregelung ohne Überschwingung in der Transitionsphase und Schwingung im eingeschwungenen Zustand umgeschaltet

werden. Nur so kann eine Materialschädigung durch zu weites Verpressen vermieden werden.

Die Modellbildung für die kombinierte Regelung und den Regelungswechsel ist sehr schwierig, da der Zusammenhang zwischen der geforderten Kraft und der Lage in jedem Moment bekannt sein muß. Wegen fehlender Werkstoffmodelle ist dies jedoch heute noch nicht möglich. Im Gegensatz zum konventionellen Regler muß für den Fuzzy Controller kein mathematisches Modell vorliegen.

Zusammenfassend werden die Anforderungen an die Regelung wie folgt dargestellt:

- Lageregelung mit Genauigkeitsabweichung kleiner als 1 mm.
- Kraftregelung mit Regelabweichung unter 5 %
- Problemloser Übergang von der Lageregelung in die Kraftregelung und umgekehrt (d. h. ohne Überschwingungen)
- Hohe Obersattelgeschwindigkeit und Einhaltung des vordefinierten Geschwindigkeitsprofils
- Kurze Reaktionszeit der Ventile bzw. Kompensation der Reaktionszeit der Ventile

Darüber hinaus müssen die einzelnen Software-Module für das Thixo-/Gießschmieden frei konfigurierbar sein, d. h. in ihrer Reihenfolge beliebig kombinierbar. Aus diesem Grund werden alle möglichen Prozeßstufen des Thixoschmiedens und Gießschmiedens in dem Fuzzy Controller modular integriert.

An dieser Stelle sollen folgende Bemerkungen gemacht werden: Eine Beschränkung bei der Erprobung an einem realen Prozeß war derart gegeben, daß der Freiformschmiedeprozeß mit einem Federkissen als, Untersattel anstatt eines Schmiedewerkzeuges durchgeführt wurde. Dadurch konnte der Zeitaufwand für die On-Line-Optimierung des Reglers (auch des Fuzzy Controllers) wesentlich reduziert werden. Hinsichtlich der Regelung gibt es fast keine Diskrepanz zwischen den realen Prozessen und dem Ersatzsystem. Die Regelung nach der Ersatzmethode ist sogar wegen der Rückfederung, insbesondere beim Umschalten von der Lagerregelung in die Kraftregelung, noch schwieriger. Falls ein Regler bei der Kraftregelung nicht schnell

einen stationären Zustand einnimmt, d. h. die Regelgröße Kraft schwingt, kann unter Umständen eine Schwingung des Federsystems erzeugt werden.

Systemanalyse und Definition der Ein- und Ausgangsvariablen

Aus der Kenntnis über den Prozeß wurde zuerst ein Phasendiagramm und die dazu gehörenden Phasenfunktionen definiert (siehe Bild 7.14). Die Phasenfunktionen „Oben_halten“, „Senken“, „Rückzug“ und „Pressen“ (identisch mit der Phasenfunktion „Umkehr“ in Kapitel 7.2.2) sind ohne große Änderungen für diesen Prozeß zu übernehmen. Die Phase „Halten_f“ ist zusätzlich eingefügt worden, um die Kraftregelung zu realisieren.

Das Phasendiagramm wird wie folgt beschrieben: Nach Empfang des Ready-Flags vom SPS-System wird die Funktion „Senken“ aufgerufen. Mit einer definierten Geschwindigkeit fährt der Obersattel in dieser Phase abwärts (Lage- bzw. Geschwindigkeitsregelung). Bei Überschreitung eines Übergangswertes für den Abstand wird die Funktion „Pressen“ aktiviert. Dauert der Preßvorgang zu lange (t_{max1}), wird der Hub abgebrochen, da mit fortschreitender Prozeßdauer das flüssige Werkstück abkühlt, und bei einer zu starken Auskühlung die Pressung nicht korrekt beendet werden kann.

Bei Überschreitung des ersten Sollmaßes (S_{soll1}), bei Überschreitung einer vordefinierten zulässigen Kraft (f_{max1}) oder bei Empfang eines externen Flags (p_{ext}) wird die Kraftregelung („Halten_f“) aufgerufen. Das externe Flag wird beispielsweise von einem Temperatursensor bei Unterschreitung einer Grenztemperatur eines Werkstückes ausgesendet. Als Regelgröße übernimmt die Phase „Halten_f“ die Kraft (f_m), die sich am Ende der vorherigen Phasenfunktion „Pressen“ ergeben hat. Die Kraft soll in dieser Phase ohne Überschwingungen bei möglichst kleinen Abweichungen eingehalten werden.

Während des Haltens kühlt sich das Material weiter ab und verliert dabei an Volumen. Deshalb bewegt sich der Obersattel während dieser Funktion langsam vor. Bei Unterschreitung des Sollmaßes (S_{soll2}), bei Überschreitung einer maximalen Geschwindigkeit (v_{max}) bzw. maximalen Zeitdauer (t_{max2}) oder bei Empfang von p_{ext} wird

erneut die Funktion „Pressen“ aufgerufen, und das Material wird auf das endgültige Endmaß (s_{soll3}) umgeformt (Lageregelung).

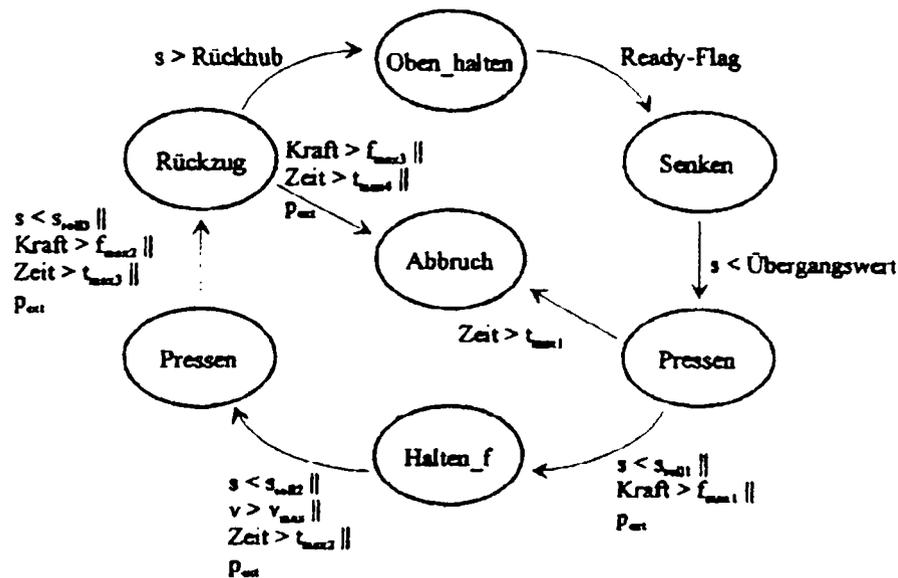


Bild 7.14: Phasendiagramm für den Thixo-/Gießschmiedeprozess

Nach dem Erreichen des Sollmaßes wird dann die Phasenfunktion „Rückzug“ aktiviert. Hierbei muß auch weiterhin die Kraft gemessen werden, da es passieren kann, daß das Material im Gesenk am Obersattel „festklebt“. Würde in diesem Fall der Rückzug weiter ausgeführt werden, käme es zum Hochheben des Gesenkes und des Untersattels, was zu einer Beschädigung der Werkzeuge führen kann (siehe Übergangsbedingungen zum „Abbruch“). Wird der Rückhub korrekt ausgeführt, endet die Bewegung beim Übergang in die Phasenfunktion „Oben halten“.

Alle Sollwerte, Übergangsparameter und die Regelgrößen sind in Tabelle 7.1 noch einmal aufgelistet:

Aus den aufgeführten Überlegungen werden die Ein- und Ausgangsgrößen wie in Bild 7.15 festgelegt, wobei s der Ist-Abstand zum Soll-Schmiedemaß, p der Ist-Druck im Zylinder, v die Ist-Geschwindigkeit des Obersattels, p_{ext} das externe Signal (z.B. Werkstücktemperatur), q die Fördermenge der Pumpen und a , die Stellung des Schmiedeventils sind.

Funktion:	Name:	Einheit:	Bemerkung:
Senken	v_{soll1}	mm/s	Regelgröße der Phasenfunktion
	Übergangswert	mm	Wechseln in Funktion Umkehr (Pressen)
Pressen (Umkehr)	v_{soll1}	mm/s	v_{soll1} aus Senken, Regelgröße
	s_{soll1}	mm	Erstes Sollmaß (Abbruchkriterium)
	f_{max1}	N	Vordefinierte zulässige Kraft (Abbruchkriterium)
	t_{max1}	s	Max. Preßzeit (Abbruchkriterium)
	p_{ext}	flag	Flag als Abbruchkriterium (z. B. Temperatur)
Halten_f	f_{int}	N	Letzter Kraftwert aus Pressen, Regelgröße
	s_{soll2}	mm	Max. zulässiges Maß (Abbruchkriterium)
	v_{max}	mm/s	Max. zulässige Geschw. (Abbruchkriterium)
	t_{max2}	s	Max. Haltezeit (Abbruchkriterium)
	p_{ext}	flag	Flag als Abbruchkriterium (z. B. Temperatur)
Pressen (Umkehr)	v_{soll2}	mm/s	Regelgröße
	s_{soll3}	mm	Sollmaß (Abbruchkriterium)
	f_{max2}	N	Max. zulässige Kraft (Abbruchkriterium)
	t_{max3}	s	Max. Preßzeit (Abbruchkriterium)
	p_{ext}	flag	Flag als Abbruchkriterium (z. B. Temperatur)
Rückzug	v_{soll3}	mm/s	Rückzugsgeschwindigkeit als Regelgröße
	Rückhub	mm	
	f_{max3}	N	Negative Kraft, „falls Material klebt“ (Abbruchkriterium)
	t_{max4}	s	Max. Zeit für Rückzug (Abbruchkriterium)
	p_{ext}	flag	Abbruchkriterium (z. B. Notaus)

Tabelle 7.1: Regelparameter für das Thixo/Gießschmieden

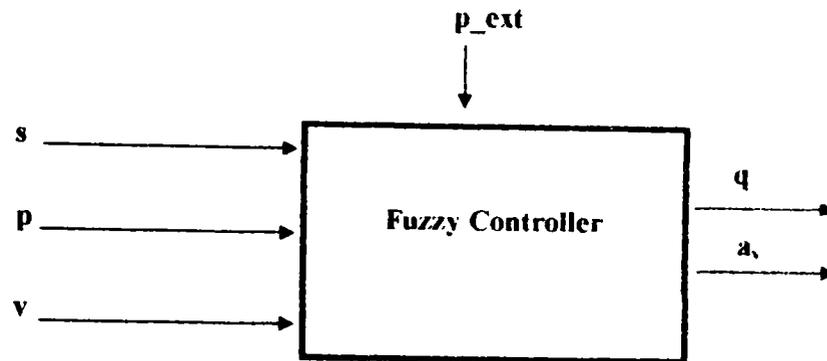


Bild 7.15: Blockschaltbild des Fuzzy Controllers für das Thixo-/Gießschmieden

Entwurf des Fuzzy Controllers

Noch zu erklären ist die Phasenfunktion „Halten_f“. In dieser Phase soll die Ausgangsgröße, die Fördermenge der Pumpe (q), konstant gehalten werden.

Das Blockschaltbild für die Phase „Halten_f“ ist in Bild 7.16 dargestellt. Der Fuzzy-Block (*Fuzzy 3*) ist ein SISO-System (Single Input Single Output). Bei der Dimensionierung des Fuzzy-Blockes tauchte das Problem auf, den Anfangswert der Ventilstellung (a_v) bzw. eine Gleichgewichtsstellung des Schmiedeventils so zu bestimmen, daß der Obersattel ohne Überschreiten des letzten Kraftwertes der Phasenfunktion „Pressen“ (bei dem Übergang von der Lageregelung zur Kraftregelung) zum Halten gebracht werden kann. Diesen Anfangswert zu finden ist schwierig, da kein Zusammenhang zwischen der geforderten Kraft und der im Zylinder bewirkbaren Fördermenge ($q(\text{Pumpe}) - q(\text{Ventil})$) bekannt ist.

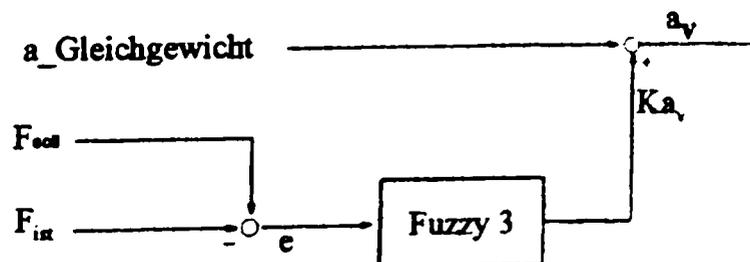


Bild 7.16: Blockschaltbild der Phasenfunktion „Halten_f“
 (F_{soll} : Soll-Kraft; F_{ist} : Ist-Kraft; a_v : Ventilstellung; K_{a_v} : Korrekturwert von a_v ;
 $a_{\text{Gleichgewicht}}$: Anfangswert der Ventilstellung für das Halten der Kraft)

Im ersten Ansatz wird hier der zuletzt von den Phasenfunktionen „Pressen“ errechnete a_v -Wert angenommen. Während der Versuche wurde festgestellt, daß der so angenommene Wert von a_v zu klein war. Das bedeutet, daß die Kraft überschwingt. Der Startwert von a_v muß solch einen Wert besitzen, daß die gesamte Fördermenge im Zylinder (q_{tot}) in diesem Moment den Wert Null annimmt. Der zuletzt von der Phasenfunktion „Pressen“ erreichte q_{tot} kann nicht Null sein, da die Änderungszeit des Druckes (z.B. wegen des Dekompressibilitätsvorganges) größer als die Reaktionszeit des Schmiedeventils ist (ca. 50 ms). Daraus wurde ein additiver Wert (Ka_v in Bild 7.16) festgelegt, damit der Anfangswert a_v größer als die zuvor bestimmte Größe sein kann. Dieser Additivwert wurde durch Versuche empirisch ermittelt. Bei der On-Line-Optimierung ergab sich folgendes: Diese Maßnahme lieferte für alle Lastfälle ein gutes Ergebnis. Lediglich für kleine Sollgeschwindigkeiten und hohe Kräfte mußte noch eine weitere additive Korrektur, die von einem weiteren Fuzzy-Block berechnet wird, für die Größe „a_Gleichgewicht“ eingeführt werden.

Die Funktionsweise des Fuzzy-Blockes ist wie folgt dargestellt: Der Fuzzy-Block regelt die Kraft wie ein konventioneller P-Regler. Die Eingangsgröße ist der Kraftfehler, der die Differenz zwischen der vordefinierten bzw. von der Phase „Pressen“ übernommenen Kraft und der Ist-Kraft (d.h. F_{soll} minus F_{ist}) darstellt. Die Ausgangsgröße (Ka_v) ist der Korrekturwert zu dem angenommenen Soll-Gleichgewichtswert von a_v .

Die Regelbasis des Fuzzy-Blockes *Fuzzy 3* ist beispielhaft wie folgt dargestellt.

WENN Fehler (e) = zu_groß	DANN Ka_v = stark_schließen
WENN Fehler (e) = null	DANN Ka_v = null
WENN Fehler (e) = klein	DANN Ka_v = öffnen

Es ist ersichtlich, daß die erste Regel folgendermaßen interpretiert werden kann: Die Ist-Kraft ist so klein, daß das Schmiedeventil stark geschlossen werden muß, um die Kraft konstant zu halten.

Die Kennlinie, die sich hieraus ergibt, entspricht der in Bild 7.17 dargestellten Kurve. Der Bereich der ersten Regel ist im oberen rechten Sektor in der Übertragungsfunktion zu finden (positive Ka_v -Werte entsprechen dem Schließen des Schmiedeventils). Es soll an

dieser Stelle bemerkt werden, daß ein Prozeßverhalten durch die hier angewendete Hybrid-Methode sowohl quantitativ durch eine Übertragungsfunktion als auch qualitativ durch eine Regelbasis beschrieben werden kann.

Off-Line- und On-Line-Optimierung

Da alle Phasenfunktionen außer der Funktion „Halten_f“ von den Modulen der Phasenfunktionen des Fuzzy Controllers für das Rechnen übernommen werden, war eine Off-Line-Optimierung nicht notwendig. Die On-Line-Optimierung für die Phasenfunktion „Halten_f“ wurde teilweise im vorherigen Abschnitt erläutert.

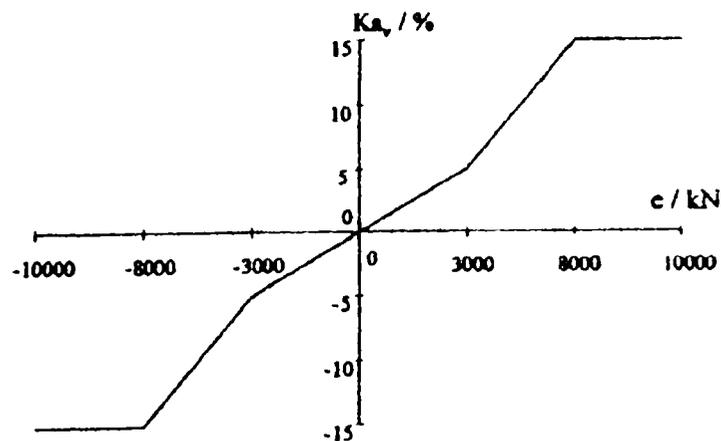


Bild 7.17: Übertragungsfunktion des Fuzzy-Blockes *fuzzy 3*

Die Versuchsparameter wurden so variiert, daß die Funktionalität des Fuzzy Controllers getestet werden kann: D.h. unterschiedliche Haltekräfte (f_{max1}), die durch unterschiedliche Haltepositionen (S_{oll1}) realisiert wurden, und unterschiedliche Soll-Geschwindigkeiten. Die Übertragungsbedingung für eine Temperatur (p_{ed}) wurde jedoch nicht getestet, da der reale Thixo-/Gießschmiedeprozess, wie schon erwähnt wurde, durch ein Federkissen simuliert wurde. Programmtechnisch gesehen, ist dies kein Problem, da dieses externe Signal (Temperatursignal) mit einer von der Technologie bestimmten Temperatur verglichen werden kann, um dann zu entscheiden, ob eine Phase in eine andere Phase überführt werden muß oder nicht.

Die ausgewählten charakteristischen Meßkurven zusammen mit den Ergebnissen sind in Kapitel 7.2.4 dargestellt.

7.2.4 Ergebnisse und Auswertung

- *Ereignisse des Fuzzy Controllers für das Recken*

Bei allen Versuchen wurden kalte Alublöcke (AlCuMG2) als Versuchswerkstoff mit unterschiedlichen Ausgangsgeometrien verwendet. Für eine Variation der Kräfte wurden auch geglühte Alublöcke benutzt.

Die experimentellen Ergebnisse des Fuzzy Controllers für das Recken mit Versuchsvariationen sind in Bild 7.18 dargestellt. Die Versuchsparameter waren Soll-Geschwindigkeit, Kraft (Bild 7.18-a, b und c) und Abnahme (Bild 7.18-d. Hier werden Abnahmen zwischen 3 und 20 mm dargestellt). Bei den Messungen der Ist-Maße wurde die Rückfederung des Werkstücks berücksichtigt (abgezogen von dem gemessenen Ist-Maß): Der E-Modul des Werkstücks ist ca. 70000 N/mm^2

Die mittlere Abweichung der Maßgenauigkeit beträgt $\pm 0,4 \text{ mm}$, die die angeforderte Genauigkeit übertrifft. Die relativ schlechten Ergebnisse bei den kleinen Abnahmen sind (siehe Bild 7.18-d) so zu begründen, daß ein Regler bei einer kleinen Abnahme eher reagieren muß als bei einer größeren Abnahme, damit der Obersattel entsprechend gebremst bzw. zum Halten gebracht werden kann. Aufgrund dessen wurde ein zusätzlicher Fuzzy-Block in der Phasenfunktion „Umkehr“ eingeführt, damit im Falle eines Leerlaufes oder sehr kleinen Abnahmen ein additiver Wert zu dem Ventilstellungswert (a_v) ausgegeben werden kann. Das Resultat ist eine schnellere Öffnung des Schmiedeventils, wie schon oben erwähnt wurde

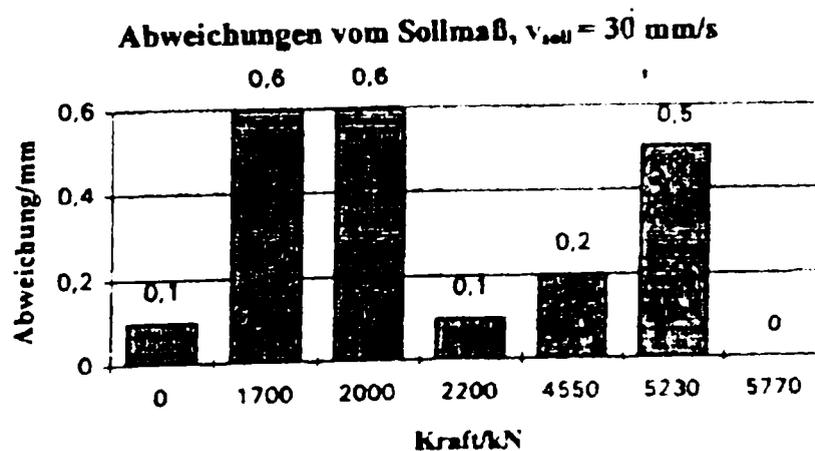


Bild 7 18-a

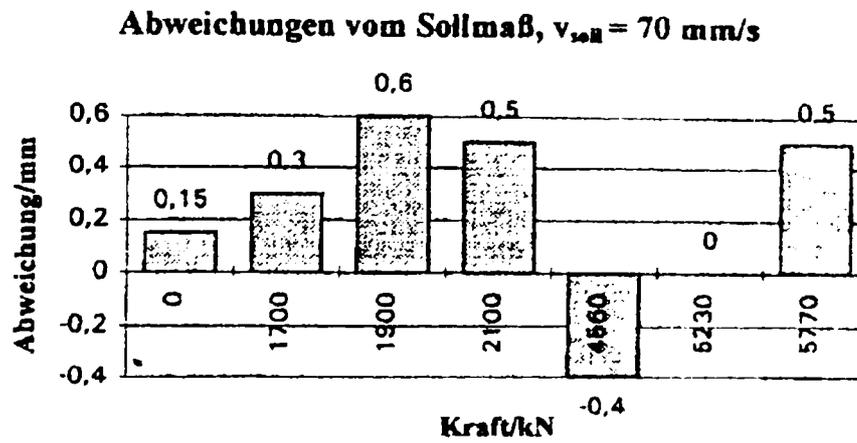


Bild 7.18-b

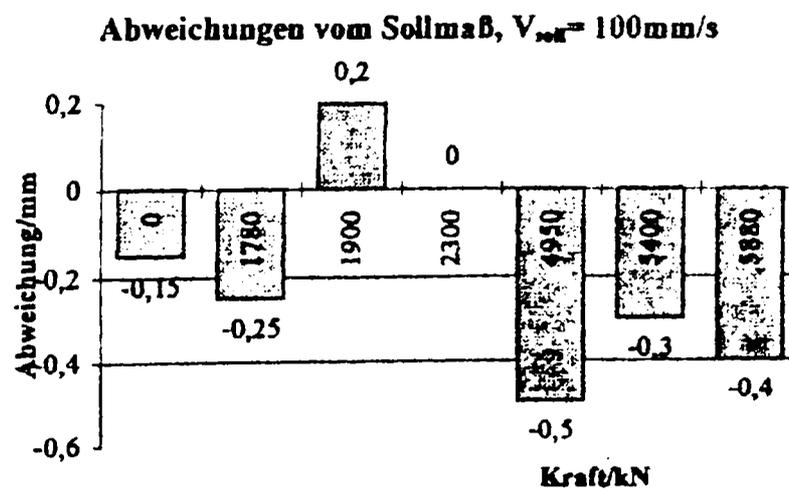


Bild 7.18-c

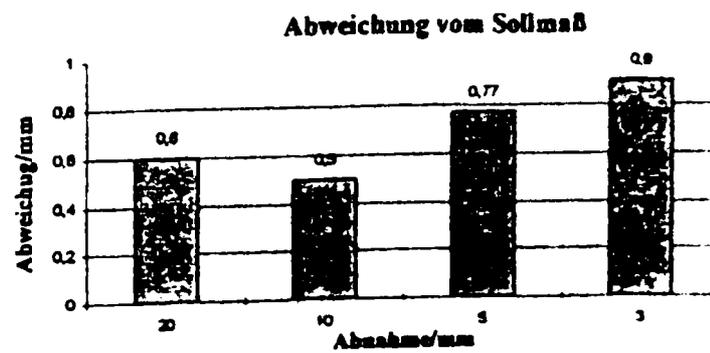


Bild 7.18-d

Bild 7.18: Versuchsergebnisse mit verschiedenen Versuchsparametern

Repräsentative Prozeßverläufe bezüglich des Regelverhaltens beim Recken sind in Bild 7.19 und Bild 7.20 abgebildet (jeweils 2 Hübe). Man erkennt den vom jeweiligen Lastfall abhängigen Verlauf des Schmiedeventils:

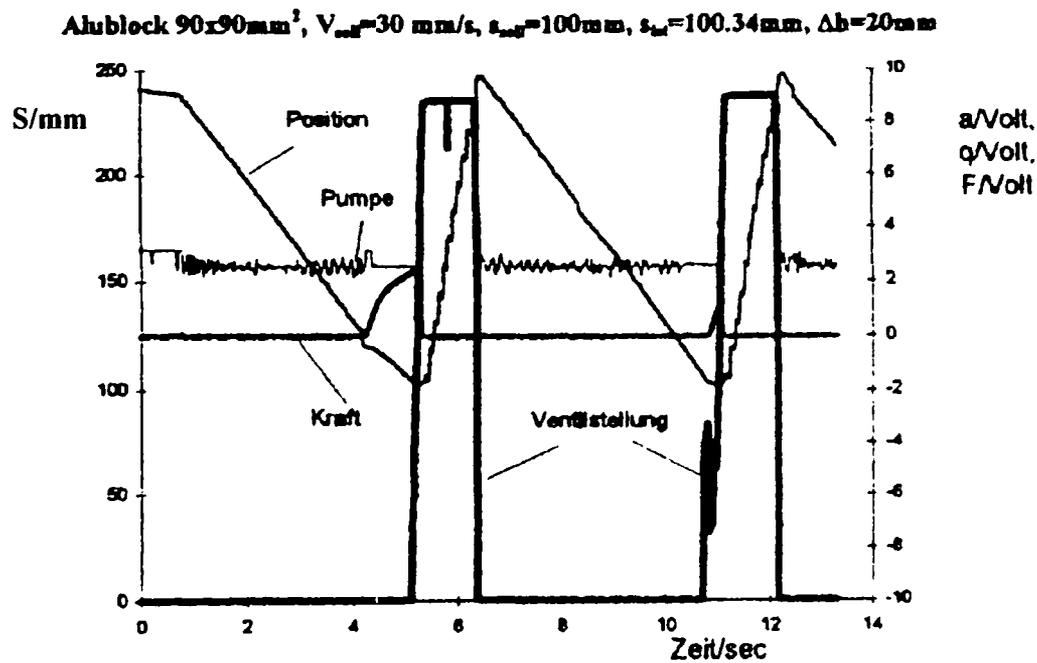


Bild 7.19-a

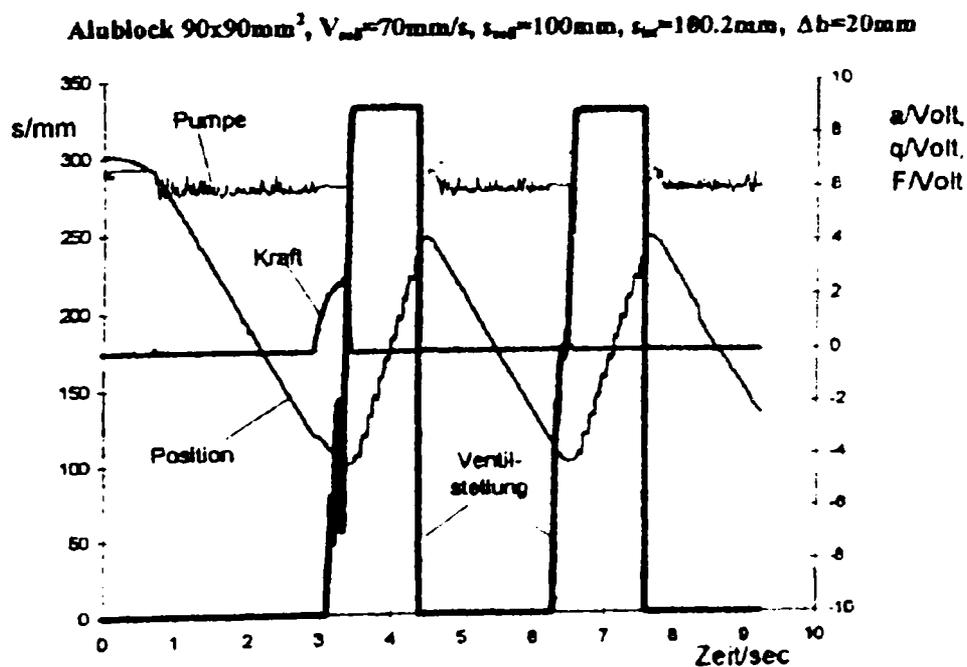


Bild 7.19-b

Bild 7.19: Prozeßverläufe für das Reckschmieden

Je kleiner die Sollgeschwindigkeit ist, um so später öffnet sich das Ventil, und je größer die sich entwickelnde Kraft ist, um so geringer ist die maximale Ventilöffnung. Dabei

muß beachtet werden, daß die Skalierung der Größen (Ventilstellung, Pumpsignal, Kraft) nach einer entsprechenden Spannung normiert ist: Die Ventilstellung von -10 Volt entspricht der vollständigen Schließung und 10 Volt der vollen Öffnung des Schmiedeventils. Die Fördermenge wird von 0 Volt bis 10 Volt skaliert, die jeweils einer vollen Leistung (10 Volt) und dem Abschalten (0 Volt) entspricht. Die Kraft wird so normiert, daß sich bei 10 Volt eine Kraft von 10 MN ergibt.

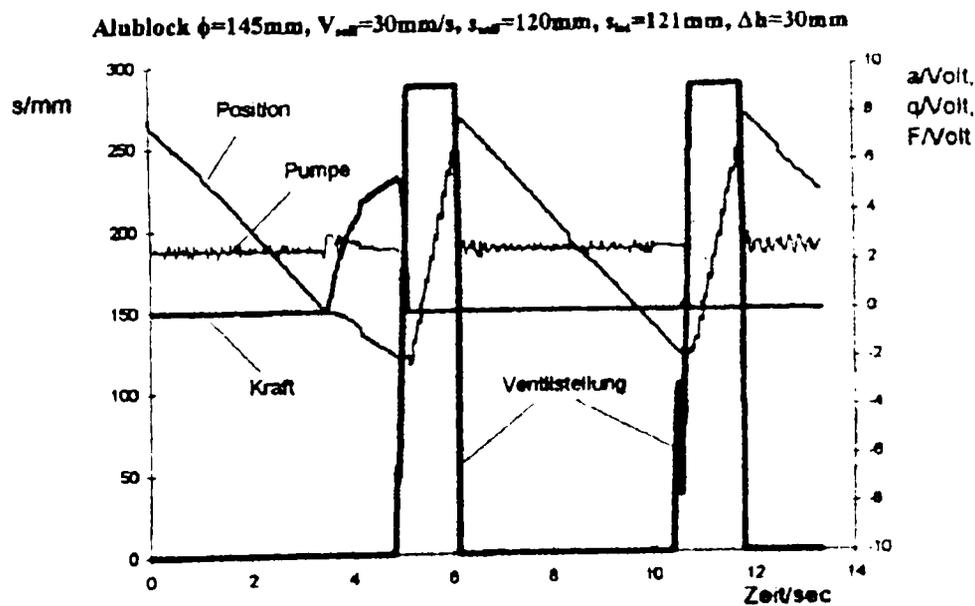


Bild 7.20-a

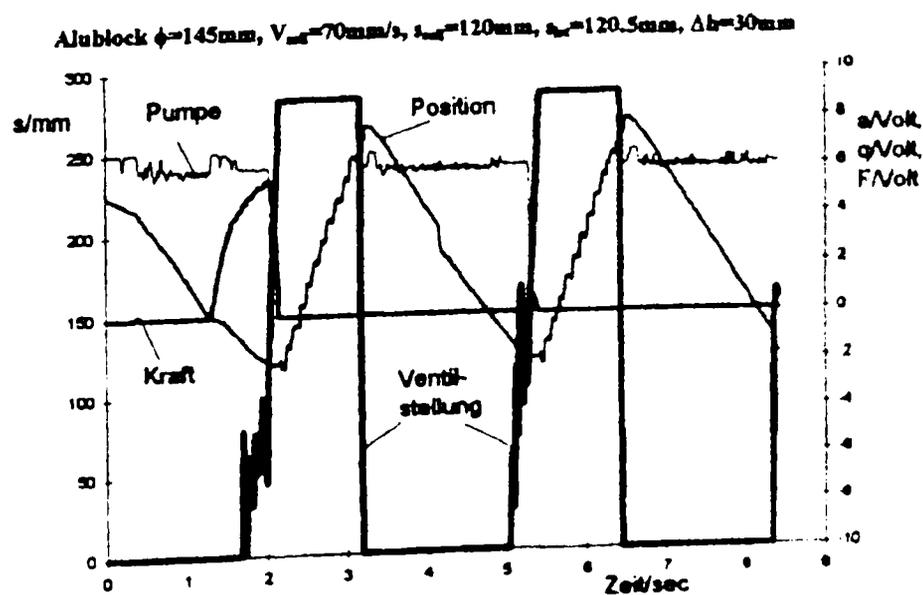


Bild 7.20-b

Bild 7.20: Prozeßverläufe für das Reckschmieden

In Bild 7.21 ist ein Prozeßverlauf für den Fall einer kleinen Abnahme von $\Delta h=3$ mm zu sehen. Zu beachten ist dabei der Verlauf der Ventilstellung. Kurz nach dem Öffnen des Ventils beim Eindringen (ca. +1,5 Volt) wird das Ventil wieder geschlossen (ca. -7 Volt). In diesem Moment wird auch die Pumpe unterkaliert.

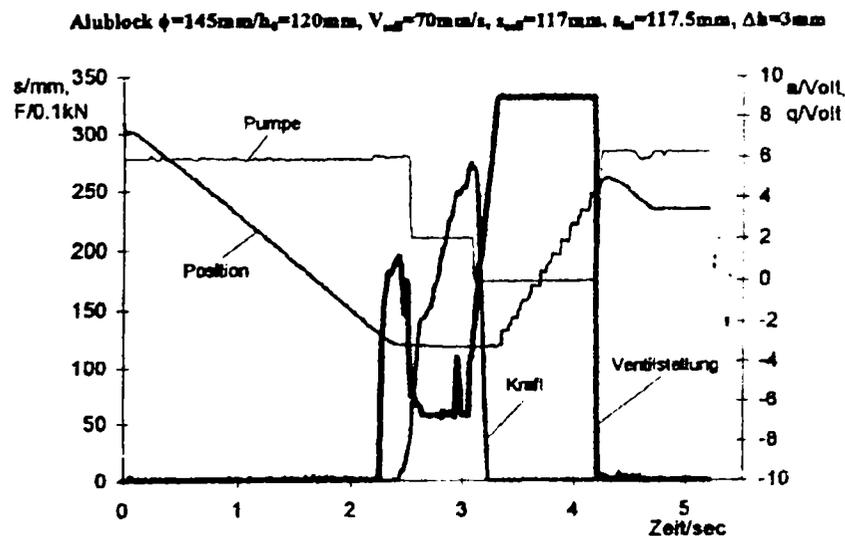


Bild 7.21: Prozeßverlauf für das Recken mit kleiner Abnahme

• **Ergebnisse des Fuzzy-Contollers für das Thixo-/Gießschmieden**

Für eine mittlere Genauigkeit eines Reglers für den Thixo-/Gießschmiedeprozess ist die Regelabweichung der Kraft beim Halten der Kraft maßgebend. Bei einem stationären Zustand ergibt sich unabhängig von der Geschwindigkeit und der Haltekraft eine Abweichung von maximal 1%. Dazu ist keine Überschwingung der Kraft beim Übergang von einer Lageregelung zu einer Kraftregelung aufgetreten. Einige gewählte Prozeßverläufe werden in Bild 7.22, 7.23 und 7.24 dargestellt. Alle Versuche sind wie folgt verlaufen: Bei einem Sollmaß s_{soll} wurde für 10 s in die Kraftregelung geschaltet, anschließend erfolgte der abschließende Umformschritt auf s_{oll} . Die Kraft, die zu halten war, ergab sich aus der Gegenkraft, die das Federkissen bei s_{soll} erzeugt.

Bei allen Versuchen für das Thixo-/Gießschmieden wurden die Prozeßparameter wie folgt eingestellt (siehe auch das Phasendiagramm in Bild 7.14):

- Erste Soll-Geschwindigkeit von (v_{soll}): 30 mm/s, 70 mm/s
- Abbruchkriterium: Bei einem Bestimmten Abstand (s_{soll}): 35 mm, 42 mm, 74mm
(entspricht verschiedenen Haltekraften).
- Kraft-Haltezeit (t_{max2}): 10 s

- Zweite Soll-Geschwindigkeit (v_{soll2}): 30 mm/s

- End-Sollmaß (s_{soll3}): 25 mm

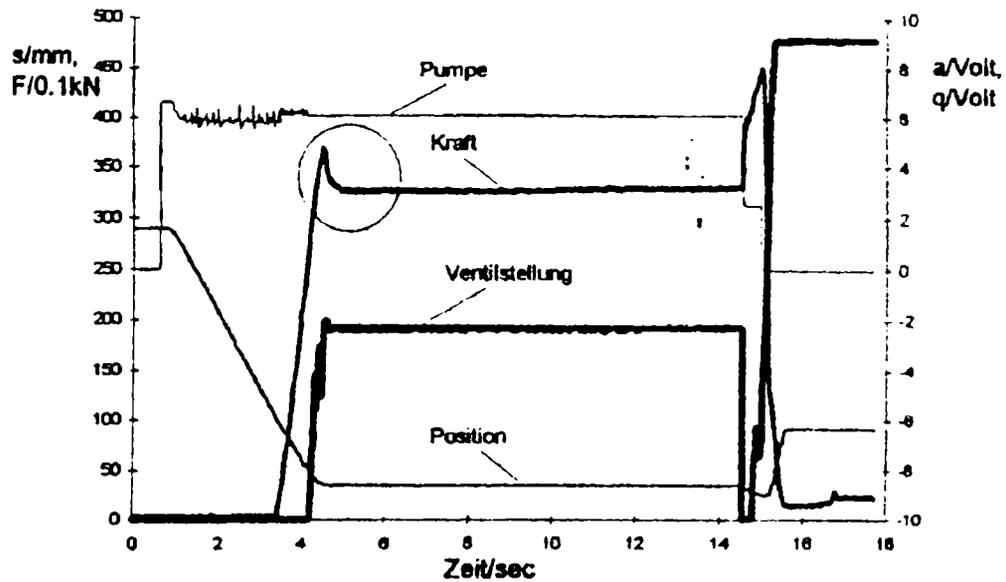


Bild 7.22-a

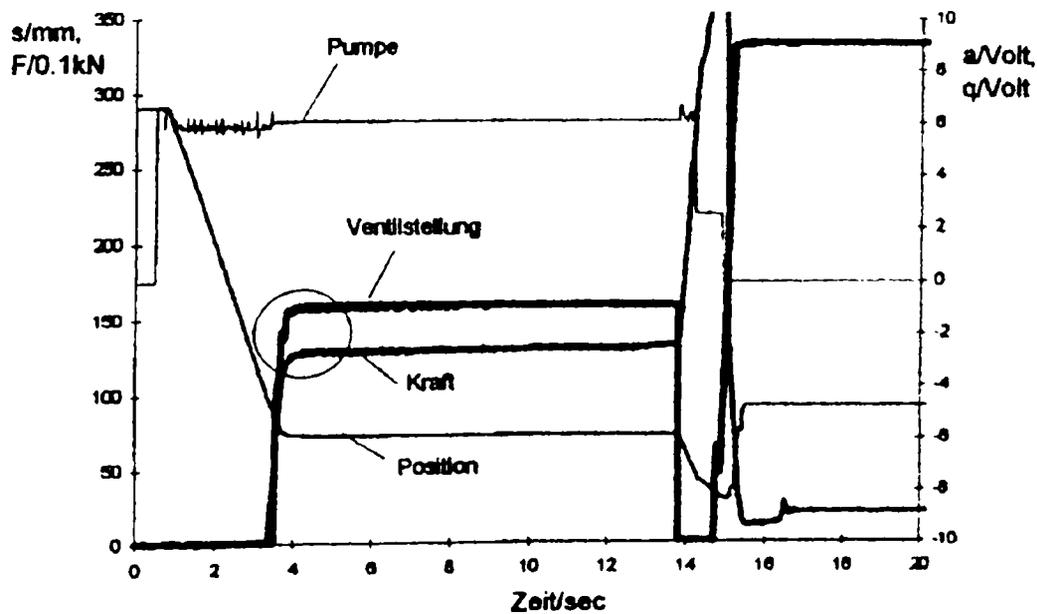


Bild 7.22-b

Bild 7.22: Prozeßverläufe für das Thixo-/Gießschmieden (mit einer Federkissen als erstes System)

In Bild 7.22-a wird ein typischer Verlauf der Kraft mit einer Überschwingung (siehe Kreis) beispielhaft mit den folgenden Parametereinstellungen dargestellt. $v_{soll1} = 70$ mm/s.

$s_{soll1} = 35 \text{ mm}$, $t_{max2} = 10 \text{ s}$, $v_{soll2} = 30 \text{ mm/s}$, $s_{soll3} = 25 \text{ mm}$. Dies kann so begründet werden, daß ein additiver Wert in der Phasenfunktion 'Halten_f' zu groß gewählt wurde.

Bild 7.22-b zeigt einen exemplarischen Verlauf ohne Überschwingung (siehe Kreis) mit den folgenden Parametereinstellungen: $v_{soll1} = 70 \text{ mm/s}$, $s_{soll1} = 74 \text{ mm}$, $t_{max2} = 10 \text{ s}$, $v_{soll2} = 30 \text{ mm/s}$, $s_{soll3} = 25 \text{ mm}$.

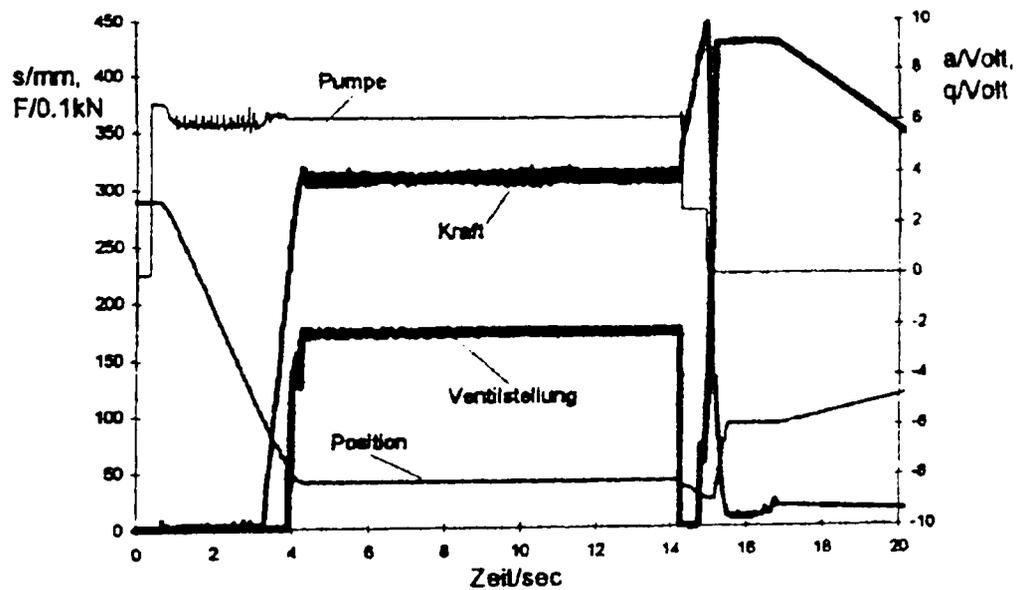


Bild 7.23-a

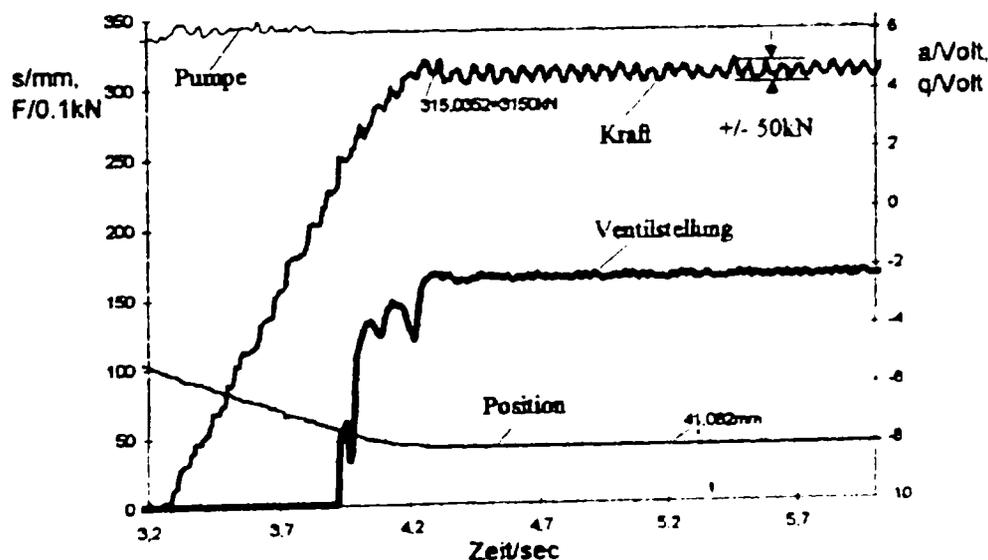


Bild 7.23-b

Bild 7.23: Prozeßverläufe für das Thixo-/Gießschmieden
(Teilbild b stellt eine Vergrößerung des Bereiches von 3.2s bis 6s dar)

Bild 7.23-a und Bild 7.24 zeigen einen Verlauf mit den folgenden Paramtereinstellungen
 Bild 7.23-b zeigt dabei einen Ausschnitt aus Bild 7.23-a, damit die Genauigkeit der Kraft und der Position zu erkennen ist: Erste Soll-Geschwindigkeit: $v_{soll1} = 70 \text{ mm/s}$, $s_{soll1} = 42 \text{ mm}$, $t_{max2} = 10 \text{ s}$, $v_{soll2} = 30 \text{ mm/s}$, $s_{soll3} = 25 \text{ mm}$. Es wird erkannt, daß der FuzzyController die Kraft (F) mit einem stationären Endwert, beispielsweise von ca. 3100 kN (Bild 7.23-b), halten kann, wobei die Kraftschwankungen kleiner als 50 kN sind, was einer Schwankung von 0.8 % gegenüber der Maximalkraft von 6300 kN bedeutet. Die Positionsabweichung beträgt $\pm 0.5 \text{ mm}$, was einer relativen Abweichung von 0.8 % bezogen auf den maximalen Hub der Maschine (600 mm) entspricht.

In Bild 7.24 ist ein Prozeßverlauf mit einer abweichenden ersten Soll-Geschwindigkeit gezeigt: $v_{soll1} = 30 \text{ mm/s}$, $s_{soll1} = 42 \text{ mm}$, $t_{max2} = 10 \text{ s}$, $v_{soll2} = 30 \text{ mm/s}$, $s_{soll3} = 25 \text{ mm}$.

Wie schon oben erwähnt, wurde ein konventionelles Regelsystem zeitlich parallel mit dem Fuzzy Controller entwickelt. Werden die erzielten Genauigkeiten mit dem konventionellen Regler verglichen, so ergeben sich fast gleiche, zufriedenstellende Resultate.

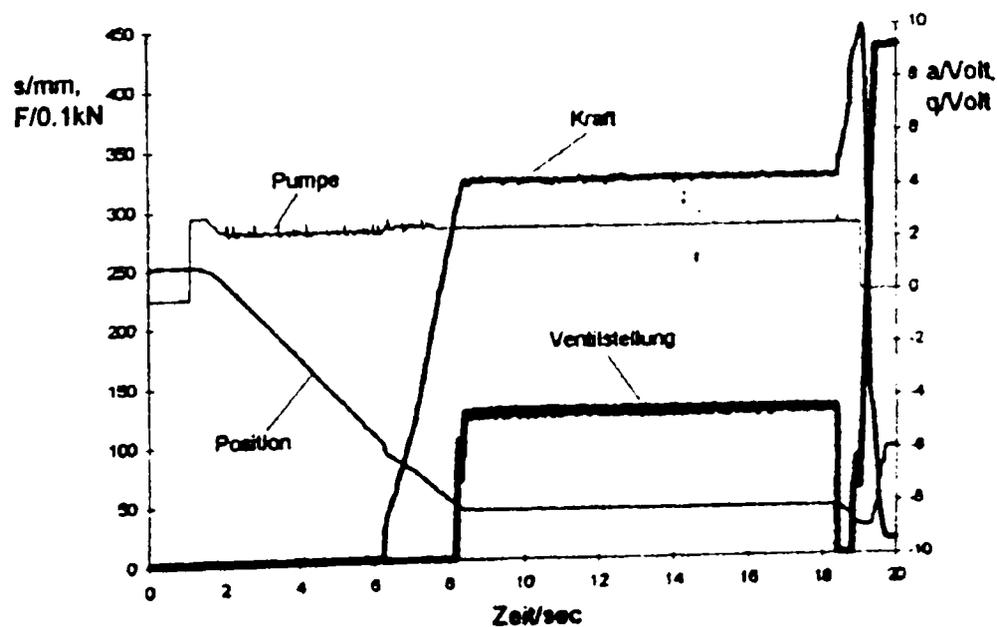


Bild 7.24: Prozeßverlauf für das Thixo-/Gießschmieden
 (erstes Ersatzsystem des Thixoschniedens mit einem Federkissen)

Dabei wurde herausgestellt, daß der herkömmliche Regler eine Maßgenauigkeit von ca. 0.4 mm beim Reckschmieden erreicht. Dieses Ergebnis ist jedoch aus einer Variation der Kräfte (von 700 kN bis 5900 kN) und der Abnahme ($\Delta h = 10 - 20$ mm) mit einer Soll-Geschwindigkeit (75 mm/s) entstanden. In das etwas schlechtere Ergebnis des Fuzzy Controllers (± 0.4 mm) fließen die Meßergebnisse für kleine Höhenabnahmen ein, die mit dem konventionellen Regler nicht untersucht wurden. Gerade bei kleinen Höhenabnahmen sind die Anforderungen an den Regler sehr hoch, da die Regler eine sehr kurze Reaktionszeit haben müssen. Es kann angenommen werden, daß der konventionelle Regler im Bereich der kleinen Abnahmen ebenfalls ungenauer ist. Vor diesem Hintergrund liefern beide Regler ein Ergebnis ähnlicher Qualität.

Im Falle der Regelung des Einzelhubes bzw. des Thixo-/Gießschmiedens wurde zum Zeitpunkt der Versuche festgestellt, daß der Fuzzy Controller wesentlich besser funktioniert. Insbesondere konnte eine bessere Kraftkontrolle (keine Überschwingungen) und auch eine bessere Positionierung in die Krafthalteposition erreicht werden. Erst durch spätere intensive Optimierung wurde das Ergebnis des konventionellen Reglers auf die Qualität des Fuzzy Controllers angehoben.

• ***Kritische Bemerkung zu dem Fuzzy Controller für das Thixo-/Gießschmieden***

Zu den hervorragenden Ergebnissen des Fuzzy Controllers ist jedoch zu bemerken, daß diese Versuche mit einem Federkissen durchgeführt wurde, das unter einer großen Platte angebracht ist und aus 4 Federn besteht. Dieses statisch angenommene Ersatzsystem verhält sich linear, falls die vier Federsteifigkeiten gleich und konstant sind. D.h., das „Fließverhalten“ (Kraft-Weg-Verlauf) des Ersatzsystems ist linear. Dies entspricht jedoch nicht dem realen Thixo- bzw. Gießschmiedeprozess.

Vergleicht man einen linearen Verlauf des Ersatz-Versuches des Fuzzy Controllers (d.h. mit dem Federkissen) mit einem typischen Kraft-Weg-Verlauf bei der Herstellung einer Tellerbauteils nach der Thixoschmiedetechnologie, kann unter anderem als Unterschied ein nichtlinearer Anstieg der Kraft über die Zeit festgestellt werden. Ein Verlauf des Kraftanstiegs hängt von vielen Umformparametern ab, wie z.B. dem Phasenverhältnis des Werkstücks und der Werkstücktemperatur.

In diesem Zusammenhang wurde ein Versuch des Fuzzy Controllers mit einem in der Schmiederichtung ausgebauchten Alublock (Durchmesser = 145 mm und Ausgangshöhe = 120 mm) als ein zweites Ersatzsystem durchgeführt, der den Thixo-/Gießschmiedeprozess möglichst noch realitätsnäher simulieren sollte. Durch das schnelle Anwachsen der Kontaktfläche beim Schmieden kann so der schnelle Kraftanstieg, wie er beim Thixo-/Gießschmieden vorliegt, nachgebildet werden. Bild 7.25 stellt eine Vergrößerung des Bereiches von 9s bis 11s des Bild 7.26-a dar, um einen sehr schnellen Anstieg der Kraft beispielhaft zu zeigen. Der Kraftanstieg ist mit dem Federkissen unter der gleichen Schmiedegeschwindigkeit (30 mm/s) in Bild 7.24 zu sehen. Bild 7.26-a zeigt einen Verlauf des Fuzzy Controllers mit einer Übergangskraft von 1000 kN und einer Haltekraft von 1600 kN ohne Überschwingung. In Bild 7.26-b wird ein relativ schlechter Prozeßverlauf eines konventionellen Regelsystems unter den gleichen Bedingungen gezeigt.

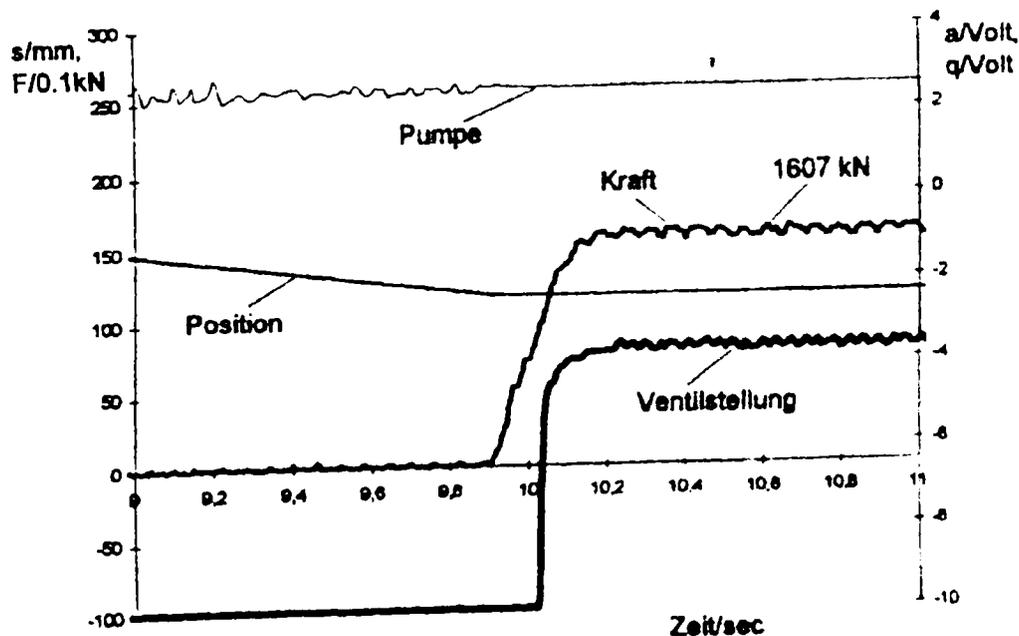


Bild 7.25: Vergrößerter Bereich von 9s bis von Bild 7.26-a

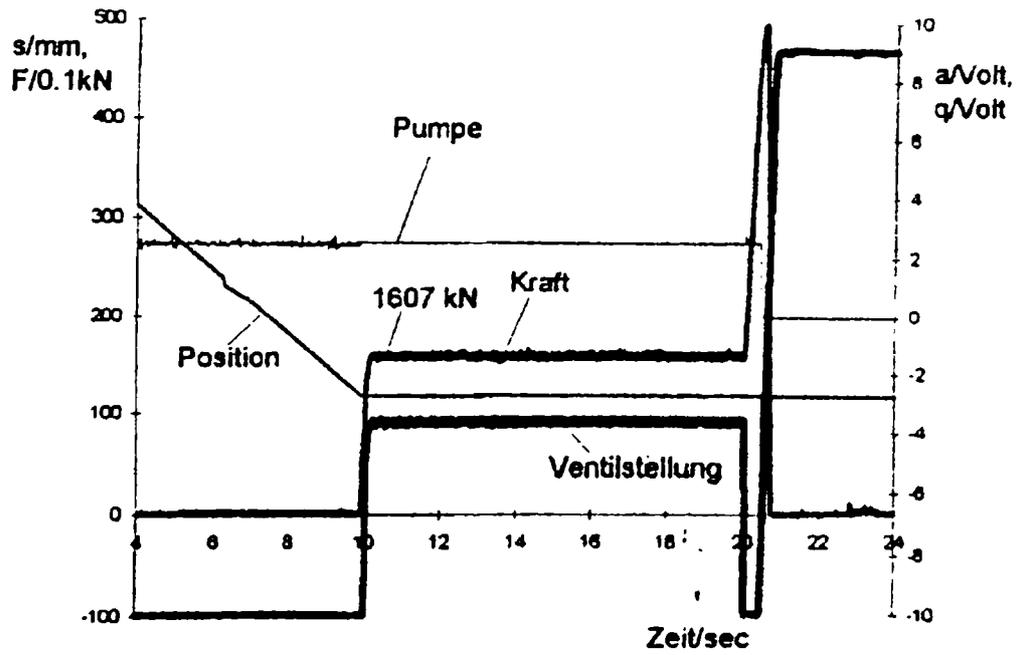


Bild 7.26-a (Fuzzy)

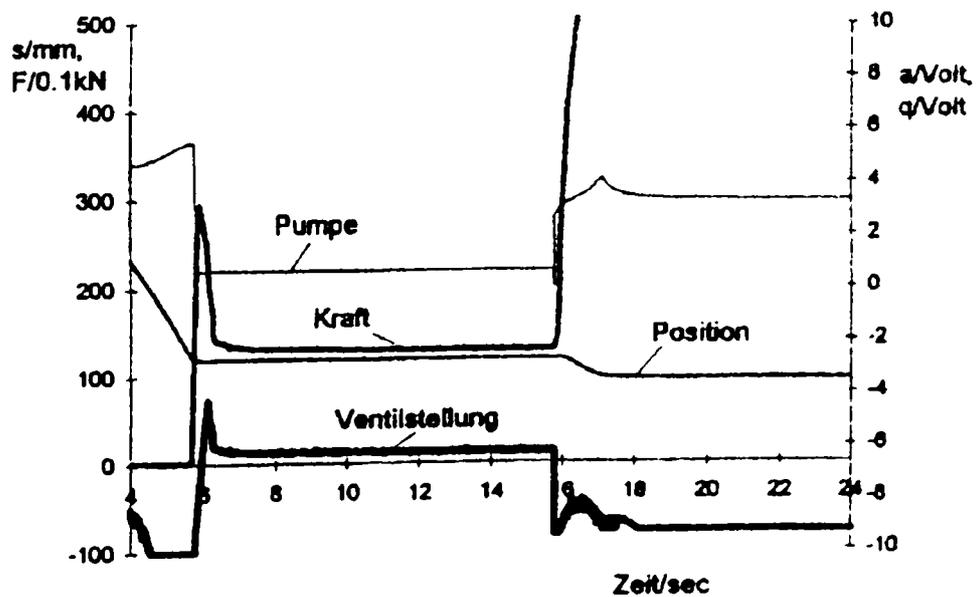


Bild 7.26-b (Konventionell)

Bild 7.26: Zwei Verläufe des zweiten Ersatzsystems von zwei unterschiedlichen Reglern

8. Zusammenfassung und Beiträge

Hydraulische Antriebe besitzen hohe Leistungsdichte und Dynamik bei geringen Ansprüchen an den benötigten Bauraum. Die positive Eigenschaft des geringen Leistungsgewichtes stellt für Anwendungen der Regeltechnik auch bei Pressen hohe Anforderungen an die Regelung.

In dieser Arbeit wurden Vorgehensweisen mit Hilfe der Fuzzy-Logik erarbeitet, die eine Adaption der Regelung aus dem Sprungantwort-Verhalten hydraulischer Pressenantriebe ermöglicht. Bei diesem Vorgehen ist ein genaues mathematisches Modell des Regelsystems nicht erforderlich.

Experimentell wurden für den Fall der Adaption langsamer Streckenänderungen exemplarisch zwei Optimierungen hydraulischer Antriebe behandelt. Zum einen wird von einem schwach gedämpften Regelkreis mit geringem Positionsrückführungsparameter K_p ausgegangen, zum anderen wird ein überdämpfter Regelkreis mit hohem K_p untersucht. Es wird jeweils der Standardfall einer schnellen und gleichzeitig sicheren Optimierung mit stabilem Endzustand durchgeführt. Vorschläge für Sonderanwendungen, wie ein noch schnelleres Adaptionsverhalten unter in Kauf nehmen von weniger stabilem Verhalten im Optimalzustand oder ein bestimmtes Wunschabbremsverhalten mit hoher Überschwingfreiheit wurden vorgestellt.

Eine wichtige Anwendung der Fuzzy-Technologie ist die auf der Fuzzy-Logik basierende Fuzzy Control, worin Regelstrategien in Form einer natürlichen Sprache in einer Regelbasis im Gegensatz zu der meistens mathematisch beschriebenen konventionellen Regelungstechnik formuliert werden, wobei diese Unterschiede anhand einer Schmiedepresse verdeutlicht wurden. Darüber hinaus wurde ein Fuzzy Controller für dieses Regelobjekt entwickelt. Im Vergleich zu herkömmlichen Konzepten stellte sich dabei heraus, daß ein geringerer Aufwand beim Entwurf als ein wichtiger Vorteil der Fuzzy Control festzustellen war. Darüber hinaus zeigte der Fuzzy Controller eine bessere Regelcharakteristik, insbesondere die Möglichkeit der sogenannten „First Stroke = First Hit“-Regelung (Erreichen des korrekten Schmiedemaßes schon beim ersten Biß)

Wegen des schwierig vorausrechenbaren nichtlinearen Werkstoffverhaltens und der Störgrößen z.B. Kompressibilität des hydraulischen Öls und elastische Deformation des Gestells bei Schmiedeprozessen, ist es aufwendig, ein mathematisches Modell für das System zu erstellen. Vor allem aus diesem Grund wurden zwei Fuzzy Controller für die Regelung des Reckschmiedens und des Thixo-/Gießschmiedens ebenfalls entwickelt und auf die installierte Schmiedemaschine mit einem Speicherantrieb implementiert. Bei der Regelung des Reckschmiedens zeigte der Fuzzy Controller eine mit der parallel zum Fuzzy Controller modernisierten konventionellen Regelung vergleichbare Genauigkeit von ca. ± 0.4 mm bei verschiedenen Sollgrößen (Pressengeschwindigkeit, Abnahmen und Kräfte), die jedoch weit über der geforderten Genauigkeit (± 1 mm) liegt.

Eine neue innovative Technologie im Bereich der Umformtechnik ist das Thixoforming, das durch die Umformung im teilerstarrten Zustand charakterisiert wird. Eine der kennzeichnenden Prozeßbedingungen des Thixo-/Gießschmiedens ist ein kontrolliertes bzw. konstantes Halten der Kraft in einer Phase, in der das Material unter der Druckbeaufschlagung erstarrt. Dies bedeutet bezüglich der Regelung des Prozesses, daß sowohl eine Lage- bzw. Geschwindigkeitsregelung als auch eine Kraftregelung realisiert und die beiden Regelungsarten problemlos, z.B. ohne Überschwingungen, umgeschaltet werden müssen. Der Fuzzy Controller für das Thixo-/Gießschmieden wurde ebenfalls an der 6.3 MN Schmiedepresse eingesetzt. Die Versuchsergebnisse zeigten eine Kraftabweichung von weniger als 50 kN in der Kraft-Haltephase (dies entspricht einer prozentualen Abweichung von weniger als 1 %) Darüber hinaus gab es keine Überschwingungen beim Übergang von der Lageregelung in die Kraftregelung. Diese Ergebnisse wurden mit den Ergebnissen der konventionellen Regelung verglichen. Der Fuzzy Controller zeigt ein besseres Regelverhalten, insbesondere im Hinblick auf eine Genauigkeit der Kraftregelung, als ein konventioneller Regler. Um den Zeitaufwand der On-Line-Optimierung zu reduzieren, wurden Versuche mit zwei Ersatzsystemen durchgeführt. Mögliche Diskrepanzen wurden erläutert.

Als weitere Anwendungsmöglichkeiten der Fuzzy-Technologien im Bereich der Fertigungstechnik wurden Maschinendiagnose, Fertigungslogistik, Expertensysteme sowie numerische Simulationen und Optimierungen aus der Literatur beispielhaft dargestellt

Diese neuen Technologien können dann erfolgreich angewendet werden, wenn betrachtete Systeme so komplex sind, daß sie nicht in akzeptierbarem Maße mathematisch formulierbar bzw. deren Gleichungen nicht lösbar sind, oder wenn ingenieurmäßige Intuitionen in ein System integriert werden sollen.

Wie in dieser Arbeit gezeigt wurde, kann die Fuzzy Control vielversprechend auf komplexe und nichtlineare Prozesse, wie es die meisten Umformprozesse sind, angewendet werden. Darüber hinaus können Umformtechniker als Nicht-Regelungstechniker aus dieser Technologie dadurch Vorteile ziehen, daß sie ihr technologisches Expertenwissen in einen Fuzzy Controller einfließen lassen und diesen sogar selbst entwerfen.

Beiträge:

- 1) Adaption der Regelung aus dem Sprungantwort-Verhalten hydraulischer Pressenantriebe mit Hilfe der Fuzzy-Logik.
- 2) Es wurde eine Möglichkeit gezeigt, direkt aus dem Positionsregler und seiner Parametrierung auf einen entsprechenden Bahnregler zu schließen, ohne spezielle Parametrierungsvorschriften zu benötigen.
- 3) Nur unter Einsatz zusätzlicher Sensorik (Drucksensor) können hier die Identifikationsergebnisse der Strecke erheblich verbessert werden.
- 4) Der weitere Vorteil bei dem vorgestellten Verfahren bei Adaption an langsamen Änderungen besteht darin, daß bei automatischen Schrittweitenanpassung nicht mehr zwischen der Phase „Inbetriebnahme“ und „Adaption“ unterschieden wird.
- 5) Beim Optimierungsverlauf des unterdämpften hydraulischen Antriebes wurde nach 12 Schritten bereits ein starker Regler eingestellt, der allerdings etwas überdämpft ist und ein leichtes Überschwingverhalten zeigt. Nach 22 Schritten ist der für dieses K_p optimale Verlauf von K_v gefunden, also ein guter Regler eingestellt. Aber mit etwas noch zu

großes K_p . Nach 38 Schritten ist das Optimum erreicht, der nun als Adaption zu betrachten ist.

6) Ein zufriedenstellender Zustand des überdämpften Antriebes wurde durch Verringerung von K_s und Erhöhung von K_v bereits nach 8 Schritten erreicht. Das Optimum wurde allerdings nach 38 Schritten und nach dem langsamen Absenken aller Reglerparameter, da der Zustand von K_p geprägt ist. Diese ist als Adaption zu betrachten.

7) Im Vergleich zu herkömmlichen Konzepten stellte sich heraus, daß ein geringerer Aufwand beim Entwurf als ein wichtiger Vorteil der Fuzzy Control festzustellen war

8) Bei der Regelung des Reckschmiedens zeigte der Fuzzy Controller eine mit der parallel zum Fuzzy Controller modernisierten konventionellen Regelung vergleichbare Genauigkeit von ca. ± 0.4 mm bei verschiedenen Sollgrößen (Pressengeschwindigkeit, Abnahmen und Kräfte), die jedoch weit über der geforderten Genauigkeit (± 1 mm) liegt

9) Es wurde gezeigt, daß der Fuzzy Controller eine bessere Regelcharakteristik besitzt (Erreichen des korrekten Schmiedemaßes schon beim ersten Biß), als der konventionelle.

10) Konstantes Halten der Kraft während des Erstarrens des Werkstoffes (Abweichung von weniger als 1 %) und keine Überschwingung des Pressenstößels während des Überganges von Lage- in Kraftregelung.

9. Literaturverzeichnis

1. Abel, D. Fuzzy-Control: Eine Einführung ins Unscharfe
at 39, 1991, FAZ 9. Januar 1991
2. Anders, P. Auswirkungen der Mikroelektronik auf die
Regelungskonzepte fluidtechnischer Systeme und
der Einsatz von Personal Computern als
Auslegungswerkzeug,
Dissertation, RWTH Aachen 1986
3. Anders, P./Klein A. Übung zur Vorlesung
„Mikrorechneranwendungen in der Fluidtechnik“,
RWTH Aachen 1992
4. Atrissi, J. Heutiger Zustand und Aufgaben der
Hydraulischen Pressen
Referat Nr. 1, UP Timisoara, April 1995
5. Atrissi, J. Beiträge zur Steuerung der Hydraulischen
Pressen
Referat Nr. 2, UP Timisoara, November 1995
6. Backé, W. Servohydraulik, Umdruck zur Vorlesung
RWTH Aachen 1992
7. Backé, W. Grundlagen der Ölhydraulik, Vorlesungsskript
der RWTH Aachen, 1988
8. Backé, W. Steuerungs- und Schaltungstechnik I,
Umdruck zur Vorlesung
RWTH Aachen, 1992

9. Balasoiu V. Conf. Int. Sisteme de Hidropneumatice de Actionare, Vol. I+II+III Timisoara 95.
10. Barglazan, M. About the modelidation of the Hydrostatic Motors operation
Conf. Int. Sisteme de Hidropneumatice, Vol. II Timisoara 95
11. Barglazan, M. Advenced experimentel techniques in Hydraulics (Vorlesungen in UP Timisoara 95)
12. Bauer, B. Parameterschätzverfahren zu on-line Identifikation dynamischer Systeme im offenen und geschlossenen Regelkreis
Dissertation Ruhr-Universität Bochum 1977
13. Beckmann, T. Konzeptionierung einer Freiformschmiedepressensteuerung und Erstellung einer Marktanalyse zur Modernisierung einer vorhandenen Anlage.
Diplomarbeit am IBF, 1993
14. Bido, W. Walzen von ringförmigen Körpern aus der Sicht des Anlagenbetreibers, Berichtsband zum 11 Umformtechnisches Kolloquium, 23./24 Sept 1982, Aachen
15. Boes, C./Tönnis, B. Leistungssteigerung in Kunststoffmaschinen durch moderne Regelungsstrategien
O+P »Ölhydraulik und Pneumatik« Nr 11 - 12, 1994

16. Boes, Ch. Adaptive Zustandsregelung für hydraulische Zylinderantriebe.
O+P »Ölhydraulik und Pneumatik« Nr. 7, 1992
17. Bouhal, I. The Use of Adaptive Generalized Predictive Controller to Pressure Regulation
5th Bath International Fluid Power Workshop,
Bath 1992
18. Brauns, W. Persönliche Mitteilung, Schäfer GmbH,
Wilnsdorf, Juli 1994
19. Brendler, U. Dokumentation der neuen Steuerung der hydraulischen Freiformschmiedepresse am Institut für Bildsame Formgebung,
Studienarbeit am IBF, 1994
20. Düser, R. Gesenkringwalzen – Ein Maximum an Präzision bei einem Minimum an Material- und Energieeinsatz, Umformtechnik 26, 1992/1
21. Feigel, H.-J. Strömungskraftkompensation an direktgesteuerten elektrohydraulischen Stetigventilen,
Dissertation RWTH Aachen 1992

-
22. Gröne, S. Axiales Gesenkwalzen – ein Verfahren der Warmformgebung zur Herstellung von rotationsymmetrischen Schmiedeteilen für die Kraftfahrzeugindustrie, Thyssen Technische Berichte, Heft 2/86
23. Große, N. Entwurf zeitdiskreter Ausgangsrückführungen
Dissertation RWTH Aachen 1990
24. Hirt, G./Witulski, T./Cremer, A./Winkelmann, A. Thixoforming: Neue Chancen für Leichtbau in Transport und Verkehr, Berichtsband zum 10. ASK“Umformtechnik“, März 1995
25. Isermann, R. Identifikation dynamischer Systeme Band I + II
Springer Verlag
26. Keller, H. Adaptive wissensbasierte Regelung zeitvarianter und nichtlinearer Prozesse, Aussprachetag „Einsatz adaptiver Regelverfahren“ der VDI/VDE-Gesellschaft Meß- und Automatisierungstechnik (GMA), Düsseldorf 1993
27. Kirsch, A. Optimierung eines Fuzzy-Reglers für eine Schmiedeanlage, Studienarbeit am IBF, RWTH Aachen 1993
28. Knappe, H. „Unscharfe Logik für scharfe Regler“, CHIP-Spezial Programmieren in C, 1991
29. Knappe, H. „Ein bisschen richtig genügt oft schon“, ING Digest – Das Ingenieur Magazin, 1/93; 1993

30. Köckemann, A. Ein adaptives Regelungskonzept für elektrohydraulische Antriebe. 9. Aachener Fluidtechnische Kolloquium, Band 2, 1990.
31. Köckemann, A./ Feuser, A. Neue Hard- und Softwarekonzepte für elektrohydraulische Antriebe im Pressenbau O+P »Ölhydraulik und Pneumatik« Nr. 7, 1994
32. Kopp, R. Vorlesungsskript „Umformtechnik IV“ der RWTH Aachen, IBF
33. Kopp, R. Welche Beiträge leistet die Umformtechnik bei der Lösung anstehender Probleme – Beispiele aus dem IBF, Berichtsband zum 7. ASK „Umformtechnik“, März 1992
34. Kopp, R./Bremer, T./ Mehrrens, H.-P./Heußen, J.M.M. Thixoschmieden, Berichtsband zum 10. ASK „Umformtechnik“, März 1995
35. Kopp, R./Wiegels, H./ Kluge, A./Nicoll, R./ Lee, Y.-H. Beeinflussung von Gefüge und mechanischen Eigenschaften beim Ringwalzen von austenitischen Stähle, Aluminium- und Titanlegierungen, Abschlußbericht zum Forschungsvorhaben, 335-88-17.4 (MWMT), IBF, Juni 1993
36. Korte, R. Parameterbestimmung und Zustandsregelung an hydraulischen Antrieben, VDI Verlag, Dissertation RWTH Aachen 1987

37. Korte, R./Rake, H. An optimized Method of Identifying the Parameters of Continuous-Time-Systems by Discrete-Time Algorithms, 8. IFAC Symposium Identification Beijing 1988
38. Lange, K. Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 1: Grundlagen, Springer Verlag, Berlin, 1994
39. Lange, K. Umformtechnik, Handbuch für Industrie und Wissenschaft, Band 2: Massivumformung, Springer Verlag, Berlin 1988
40. Lechner, I./Berbuer, J. Schnelle Pumpenverstellung und neuartige Schaltungskonzepte für verlustarme, hochdynamische Regelantriebe O+P »Ölhydraulik und Pneumatik« Nr. 3, 1989
41. Lee, Y.-H./Lieb, A./ Wiegels, H./Kopp, R. Einsatz eines Fuzzy Reglers für eine Modellschmiedeanlage, Stahl und Eisen 114/Nr 11 Nov. 1994
42. Lieb, A. Minimierung von Formfehlern beim Ringwalzen, Dr.-Ing.-Dissertation RWTH Aachen, 1991
43. Mauer, J. Betriebssystem für digitale Regelungen an fluidtechnischen Antrieben Dissertation RWTH Aachen 1990
44. Nicoll, R. Minimierung des Energieeinsatzes beim Ringwalzen, Dr.-Ing.-Dissertation, RWTH Aachen, 1993

45. Nikolaus, H.-W. Auto-Mikro-Graph – die rationale Methode zur kostengünstigen Entwicklung komplizierter Steuer- und Regel-Strukturen, Seminar: Freiprogrammierbare, digitale Steuer- und Regel-Systeme, Haus der Technik, Essen 1992
46. Pfeifer, T./Plapper, P. Neue Perspektive mit Fuzzy-Logic; Entwicklung und Strategie, Pa-Produktionsautomatisierung 2, 1993
47. Polke, M. Hrsg. Prozeßleittechnik, Oldenburg, 1992
48. Rake, H. Regelungstechnik A. Ergänzungen Umdruck zur Vorlesung, RWTH Aachen 1997
49. Rehfeldt K./Lukas, P./ Schöne, A. Verfahren zur Adaption von Fuzzy-Reglern für nichtlineare Regelungssysteme, VDI Berichte Nr. 1113-GMA-Aussprachetag, Fuzzy Control, VDI Verlag, Düsseldorf, 1994
50. Sapanli, I. Rechnersimulationen zur Fuzzy-Control im Hinblick auf deren Anwendung zur Regelung einer Schmiedepresse, Studienarbeit am IBF, RWTH Aachen, 1993
51. Schulz, R. Berechnung des dynamischen Verhaltens hydraulischer Antriebe großer Leistung für Umformmaschinen, Dissertation, RWTH Aachen, 1979

60. *** HAM 24.00
Katalog der Firma E.A. Storz Systemtechnik
61. *** Handbuch zum Reglerbetriebssystem REGOS
Entwickelt am IHP
62. *** Compact Digital Fuzzy Processor für Control
FP3000, OMRON
63. *** Micro Computer Components
SAB 80C166/83C166
Katalog der Firma Siemens

A Anhang

A1 Hinweise zu programmtechnischen Realisierungen

Die zu Beginn der Untersuchungen verwendete off-line erfolgende Auswertung der Sprungantwort war wichtig, um sich das Wissen zu erarbeiten, das dann in die Wissensbasis einfließen konnte. Es wurden zu Beginn dieser Arbeit neben den hier beschriebenen Daten, die das Regelverhalten beschreiben, noch weitere Kenndaten ermittelt. So wurden beispielsweise die Zeiten zwischen zwei Extrema des Positions- und Beschleunigungssignals ausgewertet, um einen überdämpften Regelkreis zu erkennen, da sich laut linearem Modell und den Polwanderungen des Regelkreises zwei unterschiedliche Eigenbewegungen einstellen, wenn K_s zu hoch ist

Dieser Ansatz führte durch aus zu positiven Ergebnissen. Die Erkennung stellte sich jedoch als wenig robust heraus.

Nach der Untersuchung verschiedenster Ansätze kann festgehalten werden, daß die Kenndaten einer Sprungantwort hinreichen, um über Fuzzy-Logiken einen Optimierungsalgorithmus für das Sprungantwortverhalten zu definieren. Deshalb konnte darauf aufbauend ein echtzeitfähiger Erkennungsalgorithmus entwickelt werden, der im Regeltakt mit - für die Aufgabe - wenigen und schnell ausführbaren Befehlen auskommt.

Da die Signalqualität der Ableitungsgrößen aufgrund der geringen Differenzschrittweite von $n = 2$ oder $n = 3$ über die Berechnung

$$x^{(i+1)k} = [x^{(i)k} - x^{(i)k-n}] / \pi T \quad (A 1)$$

zwar für die Regelung eine genügend geringe Totzeit hat, aber mit einem hohen Quantisierungsrauschen beaufschlagt ist, hat es sich als sehr sinnvoll erwiesen, für die Fuzzy-Auswertung eine eigene Differentiation durchzuführen, deren Schrittweite um den Faktor 3 bis 6 über der Regelung liegt. Dies erhöht die Signalgüte erheblich (höhere Auflösung, geringeres Rauschen), und die entstehende Totzeit macht sich bei der Auswertung nicht bemerkbar.

Im folgenden werden die Programmteile, die zur Erfassung der Größen $XwMax$ (Maximum der Regelabweichung im dynamisch interessanten Bereich, vergleiche Bild 5.1), $XpMax$ (Maximum des negativen „Überschlingers“ des Geschwindigkeitssignals, also das Minimum der Geschwindigkeit), $XppMax$ (Wert des Beschleunigungssignals am relativen Maximum) und $AnzExtrema$ (Anzahl der Bewegungen, die im Beschleunigungssignal erkannt werden konnten) benötigt werden in Form von von Struktogrammen dargestellt.

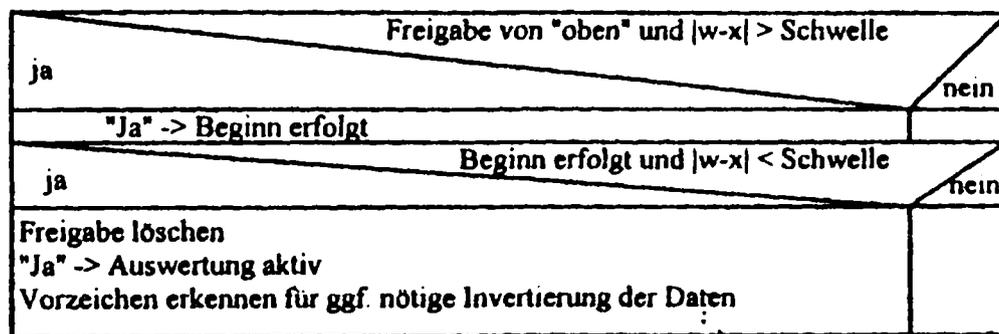


Bild A.1: Erkennung, ob ein Start der Streckenbewegung erfolgte

Die grundsätzliche Freigabe zu einer Auswertung (Bild A.1) wird übergeordnet erteilt. Die Auswertung wird nur dann aktiv, wenn diese Freigabe erfolgt ist, und die Regelabweichung über eine Schwelle hinaus und wieder in diese Schwelle hineingelaufen ist (Trigger-Funktion). Daraufhin wird die erteilte Freigabe gelöscht, um bei einem zu starken Überschwingen die Auswertung nicht wieder von neuem zu beginnen

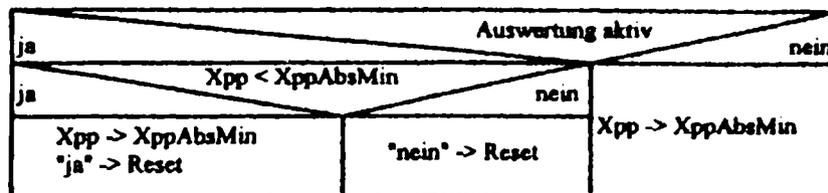


Bild A.2: Suche nach dem absoluten Minimum der Beschleunigung

Bild A.2 zeigt die Suche nach dem absoluten Minimum der Beschleunigung, um den Beginn des dynamisch interessanten Bereichs zu erkennen. Dieser wurde mit dem Beginn der Abbremsphase definiert, die benötigten Kenngrößen können aber erst hinter diesem absoluten Minimum der Beschleunigung liegen. Solange ein sich weiter verstärkender Abbremsvorgang erkannt wird, erfolgt ein „Reset“ für die nachfolgenden Auswertungen

Auf diese Weise stören auch kleinere Zwischenmaxima im Beschleunigungssignal nicht, da immer das absolut größte Minimum den letzten „Reset“ ausführt.

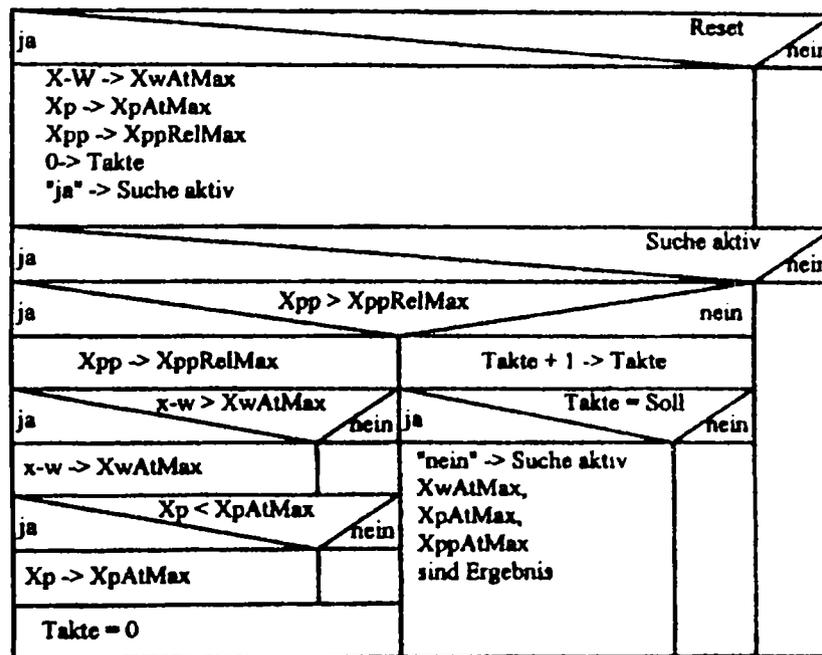


Bild A.3: Erfassen der Daten am ersten relativen Maximum der Beschleunigung

Zur in Bild A.3 gezeigten Erfassung der Daten am relativen Beschleunigungsmaximum werden solange die aktuellen Daten übertragen und Taktes zur Erkennung von Zeiten gelöscht, wie „Reset“ anliegt. Ist „Reset“ zurückgenommen, so wird das relative Maximum der Beschleunigung gesucht. Dieses gilt als erkannt, wenn für eine bestimmte Dauer (Taktes = Soll) kein größerer Wert gefunden wurde. Solange dieses relative Maximum noch nicht erkannt ist, werden Maxima in der Regelabweichung und im negativen Geschwindigkeitssignal gesetzt.

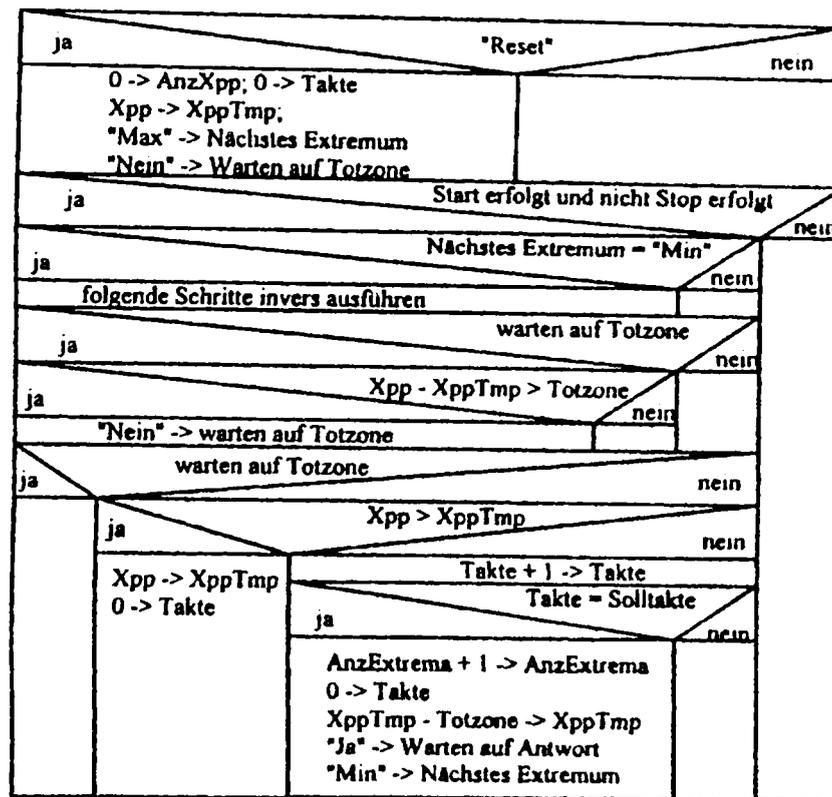


Bild A.4: Zählen der Bewegungen

Bild A.4 zeigt schließlich das Zählen der Extrema im Beschleunigungssignal, das ein Äquivalent zu den Restbewegungen des Antriebs ist. Auch hier bewirkt „Reset“ ein Setzen des Ausgangszustands. Um nicht Extrema mitzuzählen, die nur aufgrund eines minimalen Signalrauschens entstehen, wird nach Erkennung eines relativen Extremums (sie erfolgt wiederum über das Zählen der Takte, wie auch die Erkennung des ersten Maximums der Beschleunigung) eine Schwelle vorgegeben, die unterschritten werden muß, bevor das neuerliche Suchen nach einem Extremum beginnen kann (Trigger mit Schwellenwert). Aus der trivialen Tatsache heraus, daß einem Maximum ein Minimum folgen muß (und umgekehrt), wird nach der Erkennung eines Maximums nur nach einem Minimum gesucht, was die Erkennung noch sicherer gestaltet.

Schließlich muß eine Stillstandserkennung erfolgen. Hier wird wiederum die Anzahl der Takte gezählt, die die Regelabweichung innerhalb einer Schwelle verharrt. Ist die Solltaktzahl erreicht (dies ist nicht die Solltaktzahl zur Erkennung der Beschleunigungsextrema, sondern eine eigene Sollgröße), so wird „Stop“ gesetzt, und die benötigten Daten liegen zur Auswertung bereit.

Man erkennt, daß die Suche dieser Extrema sehr einfach programmiert werden kann, so daß eine Echtzeitverarbeitung auf üblichen Reglerkarten kein Problem darstellen sollte. Allerdings ergebe sich einige Konstanten (Schwellen und Takte zur Erkennung der Extrema und des Stillstands), die auf den Antrieb abgestimmt werden müssen. Derartige Anpaßkonstanten lassen sich jedoch bei jeder Art der Prozeßdatenverarbeitung wiederfinden, so daß dies keine Einschränkung der Aussage bedeutet, daß es sich hierbei um ein einfach zu implementierendes Verfahren zur Optimierung von Zustandsreglern handelt.

Im Hauptteil der Arbeit wurden für den hydraulischen Zylinderantrieb eigene Wissensbasen zur Adaption des dreischleifigen Zustandsreglers vorgestellt. Diese zeichneten sich durch ihren einfachen Aufbau aus, da sie aus nur sehr wenigen, markanten Regeln bestanden. Diese Wissensbasen haben sich für den bei der Arbeit zur Verfügung stehenden Antrieb (ein hydraulischer Antrieb mit unterschiedlichen Lastmassen,) bewährt. An dieser Stelle wird nun die Regel, die auf den vorhergehenden aufbaut und sie miteinander verknüpft. So werden dieselben Eingangsgrößen (Regelabweichung zur Bestimmung von **XwArt**, Geschwindigkeitssignal zur Bestimmung von **XpArt**, Beschleunigungssignal zur Bestimmung von **XppArt** und Anzahl der Beschleunigungsextrema zur Bestimmung von **AnzXpp**) und Ausgangsgrößen (K_p , K_v , K_s) verwendet, wie es bei den bereits vorgestellten Regelwerken der Fall war. Allerdings werden nun zusätzliche Zwischenvariablen und Regeln benötigt. Da die im folgenden vorgestellten Regeln auf dem bereits besprochenen Wissen aufbauen und grundsätzlich einen gleichen Optimierungsverlauf zeigen, allerdings universeller einsetzbar sind, wird auf eigene Messungen verzichtet.

		XpArt		
		Unter	Gut	Über
XwArt	Unter	Ok/Hoch 1,0	Ok/loch 1,0	Ok/loch 1,0
	Gut	Ok/Hoch 1,0	Frei 1,0	Fix 1,0
	Über	Fix 1,0	Fix 1,0	Fix 1,0

Bild A.5: Freischaltbedingung für K_p

Bild A.5 zeigt die Freischaltbedingung für K_p . Da es sich als ungünstig erwiesen hat, K_p bereits dann zu erniedrigen, wenn eine größere Anzahl Schwingungen erkannt wurde,

und gleichzeitig eine überschwingende Sprungantwort vorliegt, so wird bei diesem Fall $K_p = „\text{Fix}“$ gehalten. Bei einem eindeutig unterschwingenden System kann über Absenken von K_v bereits eine Verbesserung der Stabilität erreicht werden, so daß in diesem Fall K_p zwar erhöht, aber nicht erniedrigt werden sollte. Eine Erniedrigung von K_p kann also nur dann erfolgen, wenn K_v optimal eingestellt ist.

K_p		AnzXpp			
		Gut	Geht	Viel	Insta
$K_p\text{Frei}$	Fix	Ok 1,0	Ok 1,0	Ok 1,0	Tief 0,5
	OkHi	Hoch 1,0	Hoch 0,5	Ok 1,0	Tief 0,5
	Frei	Hoch 1,0	Ok 1,0	Tief 1,0	Tief 1,0

Bild A.6: Adaption von K_p

In Bild A.6 ist die endgültige Regel zur Adaption von K_p zu sehen. Grundsätzlich wird K_p erhöht, wenn das Schwingungsverhalten gut ist, und erniedrigt, wenn viele Schwingungen erkannt werden, wobei die Freischaltbedingungen über $K_p\text{Frei}$ berücksichtigt wird. Nur beim Sonderfall einer instabilen Bewegung wird K_p immer herabgesetzt, wobei die Freischaltbedingung nur einen Einfluß auf die Gewichtung der Regeln hat. Die Regel

$$(K_p\text{Frei} = \text{OkHi}) \wedge (\text{AnzXpp} = \text{Geht}) 0,5 \rightarrow (\text{AnzXpp} = \text{Hoch})$$

bewirkt ein eher hoch gewähltes K_p , da bei einem insgesamt guten Verlauf der Sprungantwort dieser Reglerparameter auch dann angehoben wird, wenn bereits einige Arbeitsbewegungen erfolgen. Eine Änderung nach

$$(K_p\text{Frei} = \text{OkHi}) \wedge (\text{AnzXpp} = \text{Geht}) 0,5 \rightarrow (\text{AnzXpp} = \text{Ok})$$

bewirkt ein optisch besseres Sprungantwortverhalten bei einer geringeren Laststeifigkeit. Hieran ist gut zu erkennen, wie die optimale Reglerauslegung bestimmt wird durch die jeweiligen Ansprüche an das Regelkreisverhalten. Bereits kleine Änderungen bei

sensiblen Regeln können große Wirkungen zeigen, wohingegen andere Änderungen nur seltene Ausnahmen betreffen können und von geringerer Bedeutung sind.

Nachdem die Regeln für K_p besprochen sind, folgt die einzige Regel zur Einstellung von K_v . Dieser Parameter läßt sich bei allen Varianten am leichtesten einstellen, auch wenn seine Auswirkungen zum Teil am interessantesten sind. Es wurde festgestellt, daß bei dem hydraulischen Antrieb zum Teil beträchtliche Schwankungen dieses Parameters keinen großen Einfluß hatten (bei nicht optimal eingestellter Regelung), aber im Regelungs-Optimum bereits kleine Änderungen (ca. 5%) zu sehr schlechtem Antwortverhalten führten. Die K_v -Änderung entspricht den aus dem linearen Modell folgenden Erwartungen: Eine Erhöhung führt zur Destabilisierung, eine Verringerung zu einem stabileren Verhalten mit Überschwinger.

Kv	XwArt		
	Unter	Ok	Über
-----	Tief 1,0	Ok 1,0	Hoch 1,0

Bild A.7: Adaption von K_v

Bild A.7 zeigt die Regel zur K_v -Einstellung, die trivial gehalten ist. Allein durch das Über- bzw. Unterschwingverhalten des Wegsignals kann die Änderung entschieden werden.

Die komplexesten Regeln ergeben sich für die Adaption von K_s . Entweder wurde über das Geschwindigkeitssignal oder das Beschleunigungssignal eine Änderungsaussage getroffen. Hier gilt es nun, dies beiden Methoden miteinander zu verbinden. Simulationen und Tests haben gezeigt, daß in einigen Spezialfällen (hydraulischer Antrieb mit einem sehr schnellen Ventil gegenüber der Zylinderdynamik) die Regeln untereinander getauscht werden können. So kann bei einem langsamen Hydraulikzylinder mit sehr schnellem Ventil und entsprechend hohen Regelparametern durchaus das Geschwindigkeitssignal zur Adaption von K_s eingesetzt werden. Im folgenden sind nun die Kombinationen beider Regeln dargestellt.

Ka (Xp)		XwArt		
		Unter	Ok	Über
XpArt	Unter	Frei 1,0	Tief 1,0	Tief 0,5
	Ok	Frei 1,0	Ok 0,5	Ok 0,5
	Über	Frei 1,0	Hoch 1,0	Hoch 0,5

Bild A.8: Auswertung des Geschwindigkeitssignals zur K_s -Adaption

Bild A.8 zeigt die Auswertung des Geschwindigkeitssignals. Bei überschwingendem Positionssignal ist das Geschwindigkeitssignal nicht mehr derart aussagekräftig, so daß über die Gewichtungsfaktoren eine Verminderung der Wichtigkeit vorgenommen wird. Für den Fall eines unterschwingenden Systems kann das Geschwindigkeitssignal nicht ausgewertet werden, was hier durch den Term „frei“ angezeigt wird. Er sagt aus, daß über diese Regel keinerlei Information vorliegt.

Ka (Xpp)		XwArt		
		Unter	Ok	Über
XppArt	Unter	Tief 1,0	Tief 1,0	Tief 1,0
	Ok	Ok 1,0	Frei 1,0	Ok 1,0
	Über	Hoch 1,0	Frei 1,0	Hoch 1,0

Bild A.9: Auswertung des Beschleunigungssignals zur K_s -Adaption

Das Beschleunigungssignal wird vor allem dann herangezogen, wenn eine überschwingende oder unterschwingende Positionierung erfolgt, wie Bild A.9 zeigt. Bei gutem Positionieren wird davon ausgegangen, daß über das Geschwindigkeitssignal genügend Informationen zur K_s -Adaption vorliegen. Als Sonderfall wird hier die Kombination einer gut eingefahrenen Sprungantwort mit allerdings unterschwingendem

Beschleunigungssignal behandelt. Dies weist eindeutig auf einen überdämpften Regelkreis hin, so daß K_a abgesenkt werden muß.

		Ka (Xp)			
		Tief	Ok	Hoch	Frei
Ka (Xpp)	Tief	Tief 1,0	Tief 0,5	Ok 0,5	Tief 1,0
	Ok	Tief 0,5	Ok 1,0	Hoch 0,5	Ok 1,0
	Hoch	Ok 0,5	Hoch 0,5	Hoch 1,0	Hoch 1,0
	Frei	Tief 1,0	Ok 1,0	Hoch 1,0	Frei 1,0

Bild A.10: Kopplung der Ergebnisse aus Geschwindigkeit und Beschleunigung

Für die meisten Fälle reicht es aus, diese beiden Adaptionsergebnisse ($Ka(Xp)$ und $Ka(Xpp)$) zum endgültigen, linguistischen Ergebnis zu verknüpfen. Die Kombination selbst bedarf keiner weiteren Beschreibung, da sich die Ergebnisse direkt aus der Formulierung der Eingangsgröße ergeben. Der Fall, daß beide Eingangsvariablen eine dominante Zugehörigkeit zum Term „Frei“ aufweisen, schließt sich aus, obwohl bei leicht unterschwingendem Verhalten dieser Fall mit einem Wahrheitsgehalt von maximal 0,5 eintreten kann ($XwArt = \{(Unter = 0,5); (Ok = 0,5); (Über = 0)\}$ und $XppArt = \{(Unter = 0); (Ok = x); (Über = 1-x)\}$).

		Ka (X..)			
		Tief	Ok	Hoch	Frei
AnzXpp	Gut	Tief 1,0	Ok 1,0	Hoch 1,0	Ok 1,0
	Geht	Tief 0,5	Ok 0,5	Hoch 1,0	Hoch 0,2
	Viel	Ok 0,5	Hoch 0,5	Hoch 1,0	Hoch 0,5
	Insta	Tief 1,0	Tief 0,5	Tief 0,5	Tief 0,5

Bild A.11: Endgültige Regel zur K_a -Adaption

In Bild A.11 ist die entgültige Adaptionregel für K_a gezeigt. Für den Fall, daß die Anzahl der Beschleunigungsschwingungen sehr gering ist, greifen die Auswertungen von $K_a(X..)$ vollständig. Auch bei einigen, wenigen Schwingungen greifen diese Regeln noch (geringerer Gewichtsfaktor). Insgesamt wird bei zunehmender Schwingungszahl jedoch eine Erhöhung von K_a bevorzugt, so daß lieber ein leicht überdämpfter als ein unterdämpfter Zustand angestrebt wird. Nur bei Instabilität wird K_a herabgesetzt, da eine derartige Instabilität auch durch eine weit überzogene Beschleunigungsrückführung hervorgerufen werden kann. Schließlich ist der Fall zu betrachten, daß über $K_a(X..)$ keine Aussage getroffen werden konnte (=Frei). Dann wird wiederum bei mehreren Schwingungen K_a erhöht.

Dieses Regelwerk nutzt die Erfahrungen aus der Hydraulik und berücksichtigt weiterhin stärker die Anzahl der Eigenschwingungen. Es entsteht ein Regelwerk, das weitaus komplexer ist, als die an den Antrieb angepaßten Regelwerke. Dies zeigt deutlich, daß für einen industriell relevanten Einsatz durchaus versucht werden sollte, möglichst einfache Regeln zu schaffen, die auf den jeweiligen Antrieb abgestimmt sind, anstatt das allumfassende Regelwerk zu realisieren. Ein derart komplexer Regelsatz sollte nur dort eingesetzt werden, wo z.B. aufgrund sehr starker Laständerungen derart unterschiedliche Antriebskonstellationen existieren, daß ein einfacher Regelsatz keine Adaption mehr erreichen kann. Da bei der Fuzzy-Logik das Wissen eines Experten eingegeben wird, bedeutet diese Reduzierung einer Logik auf den jeweils aktuellen Antrieb keinen Verlust an Flexibilität, da der Experte selbst durchaus flexibel bleiben kann, und er im Gegenteil lernt, eine sinnvolle Vereinfachung durchzuführen.