

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für  
Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik

**Erhöhung der Fertigungsgenauigkeit beim Schwungrad-  
Reibschweißen durch modellbasierte Regelungsverfahren**

**Marc Javier Lotz**

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. M. F. Zäh
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. A. Trächtler,  
Universität Paderborn

Die Dissertation wurde am 05.04.2012 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 10.07.2012 angenommen.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis.....</b>	<b>I</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis.....</b>	<b>V</b>
<b>Verzeichnis der Formelzeichen.....</b>	<b>VII</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Schweißen durch Reibung.....	1
1.2 Handlungsbedarf .....	3
1.3 Zielsetzung und Vorgehen .....	5
<b>2 Reibschweißen in der Fertigungstechnik.....</b>	<b>9</b>
2.1 Einordnung des Verfahrens.....	9
2.2 Grundlagen des Prozesses .....	11
2.2.1 Prinzipieller Verfahrensablauf.....	11
2.2.2 Beschreibung des Verbindungsprozesses .....	14
2.3 Vorteile und Einsatzgebiete des Reibschweißens .....	17
2.4 Aufbau und Funktionalität von Reibschweißmaschinen.....	20
2.4.1 Konstruktiver Aufbau .....	20
2.4.2 Konventionelle Steuerungs- und Regelungstechnik beim Schwungrad-Reibschweißen.....	21
2.5 Bestehende Ansätze zur Regelung von Stauchweg und Drehlage.....	24
2.5.1 Regelung des Stauchweges.....	24
2.5.1.1 Übersicht über bisherige Ansätze .....	24
2.5.1.2 Variation der Axialkraft.....	25

2.5.1.3	Variation des Spindelantriebsmomentes .....	26
2.5.2	Regelung der Drehlage .....	27
2.5.2.1	Übersicht über bisherige Ansätze.....	27
2.5.2.2	Lösen der Festseite .....	29
2.5.2.3	Schlagartiges Anhalten der Spindel .....	29
2.5.2.4	Ausrichtung nach Spindelstillstand .....	30
2.5.2.5	Einleitung geregelter Antriebsmomente.....	31
2.6	Resümee zum Stand der Technik.....	32
<b>3</b>	<b>Ansatz zur Steigerung der Fertigungsgenauigkeit .....</b>	<b>35</b>
3.1	Prinzipieller Lösungsweg.....	35
3.2	Auslegung und Analyse des Maschinenkonzeptes .....	38
3.3	Modellaufbau .....	40
3.4	Entwicklung der Regelstrategien .....	42
<b>4</b>	<b>Konzept des Maschinensystems.....</b>	<b>45</b>
4.1	Prinzipieller Maschinenaufbau .....	45
4.2	Analyse des dynamischen Strukturverhaltens .....	48
4.3	Aktorische Komponenten .....	53
4.3.1	Aktorik zur Regelung von Axialkraft und Stauchweg .....	53
4.3.2	Aktorik zur Regelung von Drehzahl und Drehlage.....	56
4.4	Steuerung und Regelung der Maschine .....	58
<b>5</b>	<b>Modellierung der Regelstrecke.....</b>	<b>61</b>
5.1	Möglichkeiten der Systemidentifikation.....	61
5.2	Aufbau eines analytischen Modells .....	62

5.2.1 Systemüberblick.....	62
5.2.2 Übertragungsverhalten der Aktorik .....	65
5.2.2.1 Hydraulische Staucheinheit.....	65
5.2.2.2 Elektromechanische Bremseinrichtung.....	68
5.2.3 Modellierung des Strukturverhaltens.....	71
5.2.3.1 Abbildung der Translationsbewegung.....	71
5.2.3.2 Abbildung der Rotationsbewegung .....	73
5.2.4 Beschreibung des Prozessverhaltens .....	77
5.2.4.1 Prinzipieller Aufbau .....	77
5.2.4.2 Temperaturverhalten.....	78
5.2.4.3 Prozessmoment.....	81
5.2.4.4 Axiale Materialstauchung.....	85
5.2.5 Zusammenfassung des Gesamtmodells und Validierung.....	88
5.3 Abbildung der Regelstrecke durch Verhaltensmodelle.....	90
5.3.1 Verhaltensmodelle und deren Identifikation .....	90
5.3.2 Auswahl der Modellstruktur .....	91
5.3.3 Aufbau eines Künstlichen Neuronalen Netzes .....	96
<b>6 Regelung des Stauchweges .....</b>	<b>103</b>
6.1 Lösungsansatz .....	103
6.2 Einsatz eines konventionellen Reglers.....	108
6.3 Verwendung einer Vorsteuerung .....	111
6.3.1 Prinzip einer Regelung mit Vorsteuerung .....	111
6.3.2 Entwurf der Vorsteuerung .....	112

6.4	Implementierung einer Optimalen Zustandsregelung.....	116
6.4.1	Herleitung des Regelgesetzes .....	116
6.4.2	Applikation auf das Schwungrad-Reibschweißen.....	120
<b>7</b>	<b>Regelung des Drehwinkels .....</b>	<b>127</b>
7.1	Lösungsansatz .....	127
7.2	Regelung mit einem konventionellen Regler.....	130
7.3	Implementierung einer Vorsteuerung .....	134
7.4	Optimale Zustandsregelung der Drehlage .....	139
7.5	Steuerung der Bauteilorientierung .....	144
7.6	Resümee zur Drehlagerregelung .....	147
<b>8</b>	<b>Nutzen der Ergebnisse.....</b>	<b>149</b>
8.1	Zusammenfassung der Ergebnisse und Fazit.....	149
8.2	Wirtschaftliches Potenzial.....	150
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>153</b>
<b>10</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>157</b>
<b>11</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>169</b>
11.1	Reibschweißbarkeit von Werkstoffkombinationen.....	169
11.2	Anforderungen an die Fertigungsmaschine .....	170
11.3	Experimentelle Modalanalyse.....	171
11.4	Analytische Systemmodellierung .....	175
11.5	Verzeichnis betreuter Studienarbeiten .....	178

## Abkürzungsverzeichnis

ARX	Autoregressive Model with External Input (seriell-parallele Modellstruktur)
CNC	Computerized Numerical Control (Numerische Steuerung mit Mikroprozessortechnik)
DGL	Differentialgleichung
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnmessstreifen
EN	Europäische Norm
FEM	Finite-Elemente-Methode
FIR	Finite Impulse Response Model (zeitdiskrete Impulsantwort)
IEC	International Electrotechnical Commission (Internationale Elektrotechnische Kommission)
ISO	International Organization for Standardization (Internationale Organisation für Normung)
<i>iwb</i>	Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München
KNN	Künstliches Neuronales Netz
LQR	Linear Quadratic Regulation (Optimale Zustandsregelung)
LTV	Linear Timevariant Model (Linear Zeitvariantes Modell)
MIMO	Multiple Input, Multiple Output (System mit jeweils mehreren Ein- und Ausgängen)
MISO	Multiple Input, Single Output (System mit mehreren Eingängen und einem Ausgang)
MLP	Multi Layer Perceptron (mehrschichtige, vorwärtsgerichtete Netzstruktur)
NARX	Nonlinear Autoregressive Model with External Input (nichtlineare seriell-parallele Modellstruktur)
NOE	Nonlinear Output Error Model (nichtlineare parallele Modellstruktur)

OE	Output Error Model (parallele Modellstruktur)
PM	Pulvermetallurgie
PID	Regelglied bestehend aus der Parallelschaltung eines Proportional-, Integral- und Differentialgliedes
SISO	Single Input, Single Output (System mit jeweils einem Ein- und Ausgang)
SRS	Schwungrad-Reibschweißen
ZRM	Zustandsraummodell



## Verzeichnis der Formelzeichen

### Große lateinische Buchstaben

Größe	Einheit	Bezeichnung
$A(\omega)$	$\text{m}/(\text{N} \cdot \text{s}^2)$	Beschleunigung in Abhängigkeit der Frequenz
$A_A, A_B$	$\text{m}^2$	Kolbenfläche A (Vorlaufkammer) und B (Rücklaufkammer)
$A_i$	–	Schwellwerte der ersten verdeckten Schicht im KNN
$A_P$	$\text{m}^2$	Schweiß- bzw. Kontaktfläche der Bauteile
$B_i$	–	Schwellwerte der zweiten verdeckten Schicht im KNN
$C$	$\text{N}/\text{m}^2$	Faktor im Potenzgesetz der Fließspannung
$C_0$	–	Schwellwert des Ausgangsneurons im KNN
$D_E$	–	Lehrsche Dämpfung
$E_{kin}$	$J$	Anfangsenergie des Schwungrades
$F_A$	$\text{N}$	Auflagerkraft
$F_B$	$\text{N}$	Bremskraft
$F_B(\omega)$	$\text{N}$	frequenzabhängige Erregerkraft in Freiheitsgrad B
$F_{B,Soll}$	$\text{N}$	Soll-Bremskraft
$F_{Bett}$	$\text{N}$	axiale Auflagerkraft des Bettes am Spindelstock
$F_{BS}$	$\text{N}$	Gegenkraft im Bremssattel
$F_L$	$\text{N}$	Lagerkraft
$F_{L,a}, F_{L,r}$	$\text{N}$	Axial- und Radialanteil der Lagerkraft
$F_M$	$\text{N}$	vertikale Auflagerkraft des Bettes aufgrund des Prozessmomentes
$F_P$	$\text{N}$	Prozesskraft
$F_{P,Soll}$	$\text{N}$	Soll-Prozesskraft
$F_R$	$\text{N}$	Reibkraft
$F_{SV}$	$\text{N}$	Selbstverstärkungskraft
$F_V$	$\text{N}$	Magnetkraft des Ventils
$F_Z$	$\text{N}$	Zylinderkraft
$G(s)$	–	Übertragungsfunktion in Laplace-Transformation
$G(z)$	–	Übertragungsfunktion in z-Transformation

$G_B(s)$	–	Übertragungsfunktion der Bremse
$G_{BS}(s)$	m	Übertragungsfunktion der Brems Scheibe
$G_{DR}(s)$	1/bar	Übertragungsfunktion des Druckreglers
$G_{PI}(s)$	–	Übertragungsfunktion des PI-Reglers
$G_{PID}(s)$	–	Übertragungsfunktion des PID-Reglers
$G_{RV}(s)$	A	Übertragungsfunktion der Ventilsteuerung
$G_S(s)$	–	Übertragungsfunktion der Regelstrecke
$G_{VK}(s)$	–	Übertragungsfunktion des Ventilkolbens
$G_{WR}(s)$	1/mm	Übertragungsfunktion des Wegreglers
$I_A$	A	Ankerstrom
$I_V$	A	Strom in der Ventils pule
$J$	–	Gütefunktional
$J_B$	kgm <sup>2</sup>	zusammengefasstes Massenträgheitsmoment der Brems Scheibe sowie des vorderen Spindelabschnittes
$J_{ges}$	kgm <sup>2</sup>	Gesamt-Massenträgheitsmoment des Spindelsystems
$J_M$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment bezogen auf die Motorwelle der Bremse
$J_S$	kgm <sup>2</sup>	zusammengefasstes Massenträgheitsmoment der Schwungräder sowie des hinteren Spindelabschnittes
$K_P, K_I, K_D$	–	Proportional-, Integral- und Differentialkonstanten des PID-Reglers
$K_R$	–	Regelverstärkung
$L_A$	H	Ankerinduktivität
$M$	Nm	Moment
$\hat{M}$	Nm	prädiiziertes Moment
$M_B$	Nm	Bremsmoment
$M_L$	Nm	Lastmoment
$M_{Last}$	Nm	Lastanteil des Spindel-Verlustmomentes
$M_{Leer}$	Nm	Leerlaufanteil des Spindel-Verlustmomentes
$M_M$	Nm	Motormoment der Bremse
$M_P$	Nm	Prozess- bzw. Reibmoment
$\hat{M}_P$	Nm	prädiiziertes Prozessmoment
$M_{P,max}$	Nm	maximales Prozessmoment
$M_V$	Nm	Verlustmoment der Maschinenspindel
$M_{V,B}$	Nm	Verlustmoment im Spindeltrieb der Bremse

$N$	–	Datensatzgröße
$N_{AB}(\omega)$	m/N	Nachgiebigkeitsfrequenzgang zwischen den Freiheitsgraden A und B
$N_e(\omega)$	m/N	Kenn-Nachgiebigkeit bzw. Eigenvektorkomponente
$P$	J/s	Gesamtleistung
$P_P$	J/s	Reibleistung
$P_V$	J/s	Verlustleistung
$Q_1, Q_2$	J/s	Wärmestrom in Bauteil (1) und (2)
$Q_A, Q_B$	l/min	Volumenstrom in die Zylinderkammer A und aus der Kammer B
$Q_W$	J/s	Wärmestrom in den Wulst durch Materialkonvektion
$R$	–	Gewichtung der Kosten des Stellaufwandes im Gütefunktional
$R_A$	$\Omega$	Ankerwiderstand
$T$	K	Temperatur
$\hat{T}$	K	prädizierte Temperatur
$\Delta T$	K	Temperaturanstieg
$T_0$	K	Ausgangstemperatur (Raumtemperatur)
$T_1$	K	Temperatur in Bauteil (1)
$T_R$	–	Zeitkonstante des Reglers
$T_{Schmelz}$	K	Schmelztemperatur
$U_A$	V	Ankerspannung
$U_I$	V	induzierte Ankerspannung
$X_A(\omega)$	m	frequenzabhängige Strukturantwort des Freiheitsgrades A

### Kleine lateinische Buchstaben

Größe	Einheit	Bezeichnung
$a$	–	Skalierungsfaktor des drehzahlabhängigen Reibkoeffizienten
$a_i$	–	Modellparameter im Black-Box-Modell
$b_F$	Nms/rad	Ersatzdämpfung der festen Seite (Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Schlitten)
$b_i$	–	Modellparameter im Black-Box-Modell
$b_R$	Nms/rad	Ersatzdämpfung der rotierenden Seite (Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Schlitten)

		nenen im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Bremse)
$b_S$	Nms/rad	Ersatzdämpfung des hinteren Spindelabschnittes (Komponenten im Kraftfluss zwischen Bremse und Schwungmassen)
$c_{BS}$	N/m	Steifigkeit des Bremssattels
$c_F$	N/m	Ersatzsteifigkeit der festen Seite (Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Schlitten)
$c_M$	Nm/A	Motorkonstante der Bremse
$c_R$	N/m	Ersatzsteifigkeit der rotierenden Seite (Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Spindelstock)
$c_{Sp}$	N/m	Ersatzsteifigkeit der Spindel in der Bremse
$c_{spez}$	J/(kg · K)	spezifische Wärmekapazität
$c_V$	N/m	Federkonstante des Ventils
$c_Z$	N/m	Steifigkeit der Zuganker
$c_\varepsilon$	–	Proportionalitätsfaktor zwischen Dehnung und Stauchweg
$d$	ms	Totzeit
$d_F$	Ns/m	Ersatzdämpfung der festen Seite (Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Schlitten)
$d_L$	mm	Lagerdurchmesser
$d_R$	Ns/m	Ersatzdämpfung der rotierenden Seite (Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Spindelstock)
$d_{Sp}$	Ns/m	Ersatzdämpfung der Spindel in der Bremse
$d_V$	Ns/m	Dämpfungskonstante des Ventilkolbens
$e$	–	Regelabweichung
$h_{Sp}$	mm/rad	Spindelsteigung
$i, j, k$	–	Anzahl Neuronen je Schicht in KNN
$k$	–	diskreter Zeitschritt
$k_e$	N/m	äquivalente statische Steifigkeit
$k_D$	l/(min · $\sqrt{\text{bar}}$ )	Durchflusskonstante
$k_F$	Nm/rad	Ersatztorsionssteifigkeit der festen Seite (Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Schlitten)
$k_M$	N/A	Magnetkonstante des Ventils

$k_R$	Nm/rad	Ersatztorsionssteifigkeit der rotierenden Seite (Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Bremse)
$k_S$	Nm/rad	Ersatztorsionssteifigkeit des hinteren Spindelabschnittes (Komponenten im Kraftfluss zwischen Bremse und Schwungmassen)
$l_o$	m	Ausgangslänge
$l_K$	–	referenzabhängiger Term des LQR zum Zeitschritt $k$
$m, n, o$	–	Anzahl der verzögerten Aus- und Eingänge im Black-Box-Modell
$m_{BK}$	kg	Masse des Bremskeiles
$m_K$	kg	Masse des Ventilkolbens
$m_S$	kg	Masse des Schlittens
$n$	U/min	Drehzahl
$n_0$	U/min	Anfangsdrehzahl
$p_A, p_B$	bar	Druck in der Zylinderkammer A und B
$p_H$	bar	Betriebsdruck
$p_{H,Soll}$	bar	Soll-Betriebsdruck
$p_{P,Soll}$	bar	Soll-Druck auf der Bauteilkontaktfläche
$p_{Soll}$	bar	Soll-Zylinderdruck
$p_T$	bar	Druck im Aggregattank (Umgebungsdruck)
$q$	–	Zeitschritt der Parameter-Umschaltung des ZRM
$q^{-1}$	–	Zeitverzögerung
$r$	m	Radius
$r_a$	m	Bauteilaußenradius
$r_B$	m	Bremsradius
$r_i$	m	Bauteilinnenradius
$r_P$	m	mittlerer Reibradius
$s$	–	Variable der Laplace-Transformation
$t$	s	Zeit
$t_{I/II}$	s	Zeitpunkt der Parameter-Umschaltung des ZRM
$t_W$	s	Umschaltzeitpunkt von Druck- auf Wegregelung
$t_m^Z$	s	mittlere Prozesszeit mit Zusatzmasse
$t_o^Z, t_u^Z$	s	obere und untere Streugrenze der Prozesszeit mit Zusatzmasse
$u$	–	Systemeingang oder Stellgröße
$u_B$	N	Stellgröße der Bremse

$u_{B,KNN}$	N	Vorsteueranteil der Brems-Stellgröße durch das KNN
$u_{B,PI}$	N	Kompensationsanteil der Brems-Stellgröße durch den PI-Regler
$u_{kj}, v_{ij}, w_i$	—	Gewichtungen in KNN
$u_{rel}$	m	Relativverlagerung
$u_V$	—	Stellgröße des Regelventils
$\hat{u}_V$	—	prädizierte Stellgröße des Regelventils bei Invertierung des KNN
$u_{V,Ist}$	—	Ist-Position des Ventilkolbens
$u_{V,KNN}$	—	Vorsteueranteil der Ventil-Stellgröße durch das KNN
$u_{V,PI}$	—	Kompensationsanteil der Ventil-Stellgröße durch den PI-Regler
$u_{W1}, u_{W2}$	m	Absolutverlagerung von Punkt W1 und W2
$x$	mm	Stauchweg (bzw. Schlittenposition)
$\hat{x}$	mm	prädizierter Stauchweg
$x, y, z$	—	Koordinatenrichtungen
$x_B$	mm	Abstand von der Schweißfläche
$x_{BK}$	mm	Verschiebung des Bremskeiles
$x_{max}$	mm	maximaler Stauchweg (bzw. Kolbenhub)
$x_P$	mm	plastische Materialverkürzung
$x_r$	mm	Verschiebung der rotierenden Seite
$x_{Sp}$	mm	Verschiebung der Spindelmutter
$x_V$	—	relative Position des Ventilkolbens
$x_Z$	mm	Verschiebung des Zylinderkolbens
$x^r$	mm	Referenz-Stauchweg (Soll-Verlauf)
$y$	—	Systemausgang
$\hat{y}$	—	prädizierter Systemausgang
$z$	—	Exponent im Potenzgesetz der Fließspannung
$z^{-1}$	—	Variable der z-Transformation

### Griechische Buchstaben

Größe	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	m <sup>2</sup> /s	Temperaturleitfähigkeit
$\beta$	mm/N	Kompressionszahl
$\gamma$	°	Keilwinkel

$\gamma_K$	–	skalärer Kostenanteil des LQR zum Zeitpunkt k
$\varepsilon$	–	Dehnung
$\zeta$	ms	Integrationskonstante bzw. Diskretisierung der Wärmeleitungsgleichung
$\eta$	Ns/m <sup>2</sup>	Viskosität
$\eta_G$	–	Wirkungsgrad des Spindelgewindetriebes
$\eta_Z$	–	Wirkungsgrad des Hydraulikzylinders
$\lambda$	W/(m · K)	Wärmeleitfähigkeit
$\mu_B$	–	Reibkoeffizient zwischen Bremsscheibe und -klotz
$\mu_L$	–	Reibkoeffizient im Lager
$\mu_P$	–	Reibkoeffizient in der Prozesszone
$\mu_{P,max}$	–	Maximalwert des drehzahlabhängigen Reibkoeffizientenanteils
$\mu_{P,T}$	–	temperaturabhängiger Reibkoeffizientenanteil
$\mu_{P,\omega}$	–	drehzahlabhängiger Reibkoeffizientenanteil
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Materialdichte
$\sigma_F$	N/m <sup>2</sup>	Fließgrenze
$\sigma_N$	N/m <sup>2</sup>	Normalspannung
$\sigma_P$	N/m <sup>2</sup>	Vergleichsspannung nach Mises
$\tau_P$	N/m <sup>2</sup>	Scherspannung auf der Reibfläche
$\varphi$	rad	Drehlage (in Schaubildern in Winkelgrad angegeben)
$\hat{\varphi}$	rad	prädizierte Drehlage
$\varphi_B$	rad	Drehlage der Bremsscheibe
$\varphi_{ini}$	rad	Winkelversatz bei initialem Bauteilkontakt
$\varphi_{diff}$	rad	Winkelversatz zur Anfangsausrichtung
$\varphi_F$	rad	Verdrehung der festen Bauteilseite
$\varphi_P$	rad	Drehlage der rotierenden Bauteilseite
$\varphi_S$	rad	Drehlage der Spindel (bezogen auf die Anfangslage)
$\varphi_{Sp}$	rad	Drehlage der Gewindespindel in der Bremse
$\varphi^r$	rad	Referenz-Drehlage (Soll-Verlauf)
$\varphi_m^z$	rad	mittlerer Drehlageverlauf mit Zusatzmasse
$\varphi_o^z, \varphi_u^z$	rad	obere und untere Streugrenze des Drehlageverlaufs mit Zusatzmasse
$\omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
$\hat{\omega}$	rad/s	prädizierte Winkelgeschwindigkeit

$\omega_0$	rad/s	Anfangs-Winkelgeschwindigkeit der Spindel
$\omega_{Leer}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Spindel im Leerlauf
$\omega_M$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle der Bremse
$\omega_P$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit der rotierenden Prozessseite (Reibgeschwindigkeit)
$\omega^r$	rad/s	Winkelgeschwindigkeits-Verlauf des Referenz-Versuchs

**Matrizen und Vektoren**

<b>Größe</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bezeichnung</b>
$A$	–	Systemmatrix des ZRM
$B$	–	Eingangsmatrix des ZRM
$C$	–	Ausgangsmatrix des ZRM
$K_K$	–	Proportionalitätsfaktor des LRQ zum Zeitschritt k
$P_K$	–	Kostenmatrix des LQR zum Zeitschritt k
$l_K$	–	referenzabhängiger Term des LQR zum Zeitschritt k
$p_K$	–	Kostenmatrix des LQR zum Zeitschritt k
$u$	–	Eingangsvektor
$u_K$	–	Systemeingang zum Zeitschritt k
$x_K$	–	Zustandsvektor des ZRM zum Zeitschritt k
$y$	–	Ausgangsvektor oder -matrix
$y_K$	–	Systemausgang im ZRM zum Zeitschritt k
$y_k^r$	–	Referenzverlauf des Systemausgangs
$Z^N$	–	Datenbasis mit N Einzelsätzen
$\theta$	–	Parametervektor des Black-Box-Modells
$\phi$	–	Regressionsvektor des Black-Box-Modells
$\Phi_K$	–	Zusammenfassung der Summe ( $A_K + B_K \cdot K_K$ )
$\psi_e$	–	Eigenvektor



**Indizes**

Tiefgestellt

<i>N</i>	Laufvariable
<i>e</i>	Ordnungszahl der Eigenfrequenz
<i>i, j, k</i>	Laufvariablen
<i>k</i>	Zeitschritt
<i>rel</i>	relativ

Hochgestellt

<i>Akt</i>	Aktorik
<i>Str</i>	Struktur
<i>norm</i>	normiert
<i>g</i>	geregelt
<i>r</i>	reference (deutsch: Referenz)
<i>z</i>	zusätzlich



# 1 Einleitung

## 1.1 Schweißen durch Reibung

Reibung ist eine physikalische Erscheinungsform, mit der sich Menschen seit Jahrtausenden beschäftigen. Dabei verfolgen sie das Ziel, das Phänomen zu verstehen und nach ihren Wünschen zu beherrschen. Historische Beispiele hierfür sind die Erzeugung von Feuer durch Reibwärme oder die Erfindung des Rades zur Reduzierung von Verlustarbeit durch Gleitreibung. Auch wir in unserem täglichen Leben nutzen, wenngleich zumeist unbewusst, Reibung. Ohne sie wären selbst gewöhnliche Dinge, wie beispielsweise das menschliche Gehen, die Beschleunigung eines Kraftfahrzeugs oder das Anbringen von Schraubenverbindungen, nicht in der uns selbstverständlichen Form möglich. Ebenso ist Reibung in technischen Prozessen oftmals eine Grundvoraussetzung für die Funktionsfähigkeit der jeweiligen Anwendungen. (POPOV 2009)

Gleichzeitig ist Reibung für viele Verfahren eine kritische Störgröße, die es, so weit wie möglich, zu reduzieren gilt. Ein Nachteil der Reibung besteht darin, dass sie zur Energiedissipation führt, indem sie mechanische Energie teilweise in nicht weiter nutzbare Wärme umwandelt, und damit negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad eines Systems nimmt. Eine weitere, zumeist unerwünschte Folge ist der Verschleiß. Eine besonders gefährliche Ausprägung des Reibverschleißes ist das sogenannte „Fressen“, d. h. lokale Verschweißungen zwischen zwei Reibpartnern infolge von Adhäsion, da es zumeist ein sofortiges Bauteilversagen nach sich zieht. Vor diesem Hintergrund erscheint es aus produktionstechnischer Sicht sehr elegant, wenn es gelingt, gerade diesen „störenden“ und gefährlichen Effekt der Reibung gezielt als Wirkprinzip eines Fertigungsprozesses nutzbar zu machen, nämlich zum Verschweißen von Festkörpern. (SCHAEFER 1971, POPOV 2009)

Die Idee vom „Fügen durch Reibung“ wurde erstmals zum Ende des 19. Jahrhunderts von J. H. Bevington in einer Patenschrift beschrieben. Er nutzte dieses Prinzip zum Verbinden von Drahtenden, Dornen und Hülsen (SCHUTZRECHT US 444721 1891, SCHUTZRECHT US 463134 1891). Die Recherchen von SCHAEFER (1971), MEYER (1978) und KES (1989) zeigen, dass der Effekt des Reibschweißens zwar in der ersten Hälfte des 20. Jahrhunderts weiter untersucht wurde, je-

doch nicht zur Industrietauglichkeit weiterentwickelt werden konnte. Es galt bis in die 1950er Jahre als technisch nicht möglich, den Übergang vom unkontrollierten „Fressen“ zum qualitativ hochwertigen, prozesssicheren Fügen von Metallen zu schaffen, wenngleich erste brauchbare Schweißungen für thermoplastische Kunststoffe bereits aus dem Jahre 1942 bekannt sind. Später wurde das Verfahren dann von sowjetischen Forschern erneut aufgegriffen und in der Folge auch für das Fügen von Metallen zur praxisreifen Technologie weiterentwickelt. Es war das Patent „Verfahren zum Reibschweißen“ (SCHUTZRECHT RU 106270 1956) des Russen A. I. Chudikov im Jahre 1956, das der Technologie zum Durchbruch verhalf (VILL´ 1967).

Das Prinzip des Reibschweißens ist in Abbildung 1 dargestellt. Durch die rotatorische Relativbewegung sowie die zusätzlich wirkende Presskraft zwischen den beiden Fügepartnern entsteht in der Kontaktzone Reibungswärme. Typischerweise wird hierzu eines der Bauteile auf einer rotierenden Spindel montiert und der Fügepartner befindet sich gegenüberliegend, drehstarr eingespannt, auf einem translatorisch beweglichen Schlitten, der mit definierter Axialkraft in Richtung der Spindel verfahren wird. Dies führt in der Bauteilkontaktzone zur Plastifizierung der Werkstoffe und im weiteren Prozessverlauf zu einem Stauchen der Werkstücke. Die Pressverbindung ist nach Beendigung der Drehbewegung hergestellt. (DIN EN ISO 15620, DIN EN 14610, GRÜNAUER 1987)

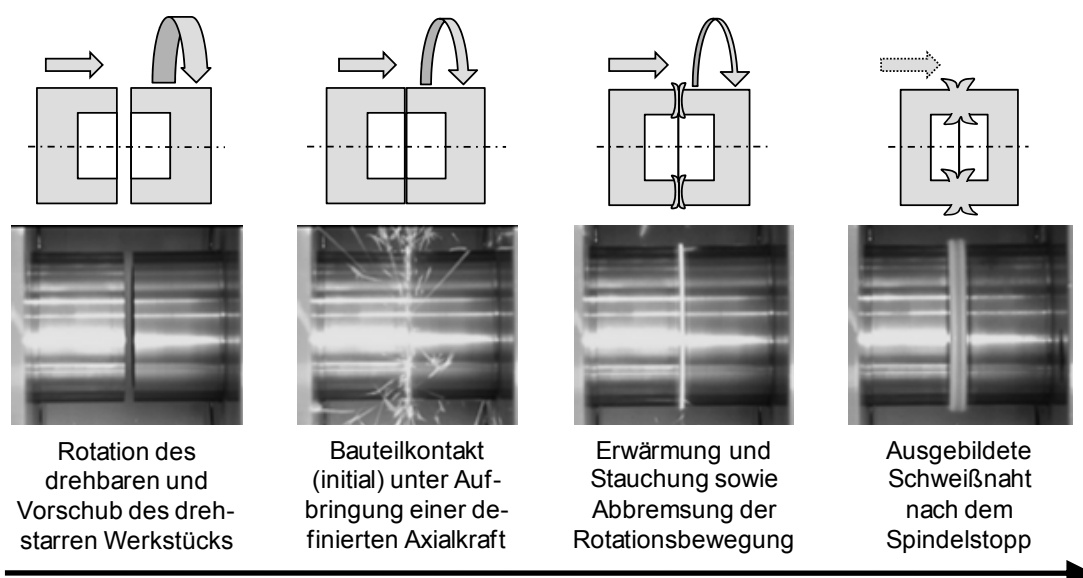


Abbildung 1: Prinzip des Rotationsreibschweißens (oben: schematische Darstellung im Halbschnitt; unten: reale Bildaufnahmen)

Das Fügeverfahren wurde später auch in den USA, Japan, Großbritannien und Deutschland weiter untersucht und führte in den USA während der 1960er Jahre zur Patentierung und Einführung einer Verfahrensvariante, dem Schwungrad-Reibschweißen (Abk.: SRS; engl.: „Flywheel Friction Welding“ oder „Inertia Friction Welding“), durch die Firma Caterpillar Tractor Co. (SCHUTZRECHT US 3273233 1966). Bis zu diesem Zeitpunkt war lediglich das konventionelle Verfahren bekannt. Dieses wird auch kontinuierliches Reibschweißen genannt, da das erforderliche Antriebsmoment bzw. die notwendige Schweißenergie von einem Motor kontinuierlich in den Prozess eingebracht wird. Hingegen besteht die Besonderheit des SRS darin, dass die benötigte Rotationsenergie von einer zuvor beschleunigten Schwungradmasse zur Verfügung gestellt wird. Die Abbremsung der Drehung ist infolge der stetigen Umwandlung der kinetischen Energie in Reibwärme und Verformungsarbeit durch den Prozess selbst geregelt. (WANG & LIN 1974, MEYER 1978, SCHMIDT 1982)

## 1.2 Handlungsbedarf

Die allgemein steigenden Anforderungen an die Produktionstechnik hinsichtlich höherer Produktqualität und sinkender Herstellkosten erfordern eine kontinuierliche Verbesserung der erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten. Diese Ansprüche werden ebenso für das SRS artikuliert, wobei besonderer Bedarf hinsichtlich der beiden Fertigungsgrößen *Stauchweg* und *Drehlage* besteht (BAYERISCHE FORSCHUNGSSTIFTUNG 2009, SCHUTZRECHT US 7651019 B2 2010, SCHUTZRECHT WO 2006/022819 A1 2006, SCHUTZRECHT US RE 39019E 2006, GOLDAU & BEHREND 2006, LOTZ 2009, ZÄH et al. 2009b, ZÄH et al. 2010a). Bevor auf die Hintergründe genauer eingegangen wird, soll anhand von Abbildung 2 gezeigt werden, was unter den Begriffen *Stauchweg* und *Drehlage* zu verstehen ist. Die Verdrängung des plastifizierten Materials aus der Fügezone führt zu einer Verkürzung der Gesamtlänge der beiden Bauteile. Der Betrag, um den sich dieses Maß verringert, wird gemeinhin als *Stauchweg* bezeichnet. Der *Stauchweg* ist demnach die Differenz zwischen der Summe der Ausgangslängen der beiden unverschweißten Bauteile und der Gesamtlänge im gefügten Zustand. Mit *Drehlage* wird der Winkelweg um die Rotationsachse bezeichnet, den die Spindel, ausgehend von einer definierten Startlage, zurücklegt. Setzt man den Winkelweg in Bezug zur Ausrichtung des drehstarrten Bauteils, so ergibt sich eine *Winkelorientierung*, die sich zwischen beiden Bauteilen einstellt. Die Bedeutung der zuletzt

genannten Größe wird offensichtlich, wenn die Werkstücke nicht rotationssymmetrische Elemente besitzen.

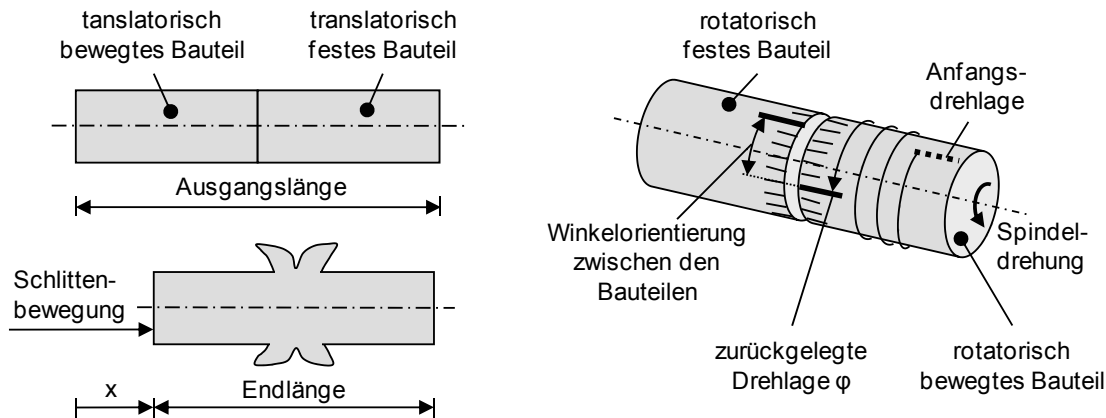


Abbildung 2: Darstellung der Fertigungsgrößen Stauchweg  $x$  (links) und Drehlage  $\varphi$  (rechts)

Seit industrieller Einführung des SRS sind bereits Fortschritte zur Steigerung der Fertigungsgenauigkeiten erzielt worden. Trotzdem sind die beiden oben abgebildeten Größen noch immer einer großen Streuung unterworfen. Der Hauptgrund hierfür liegt in der bisherigen Art der Prozessregelung, die dafür sorgt, die Axialkraft auf einem konstanten Niveau zu halten. Allerdings kommt es aufgrund externer und werkstückbedingter Störgrößen zu stark schwankenden Fertigungsbedingungen und damit nicht reproduzierbaren Verläufen der nur indirekt beeinflussten Größen *Stauchweg* und *Drehlage*. (SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 1991, SCHUTZRECHT US 2005/0218192 A1 2005, ZÄH & LOTZ 2010, LOTZ 2009)

Deshalb gibt es inzwischen weiterführende Ansätze, bei denen die konstante Kraftregelung durch eine direkte Regelung von Stauchweg und Drehlage ersetzt wird (z. B. SCHUTZRECHT US 7080770 B2 2006, SCHUTZRECHT US 5858142 1999). Jedoch ist festzustellen, dass sich bislang noch keine dieser entwickelten Methoden zur Regelung des SRS-Prozesses in der Industrie durchsetzen konnte (ZÄH et al. 2010a, BAYERISCHE FORSCHUNGSSTIFTUNG 2009). Wie im Verlauf dieser Arbeit deutlich wird, sind die bestehenden Ansätze nicht in der Lage, das stark nichtlineare und hoch dynamische Prozessverhalten so zu beherrschen, dass die heutigen Toleranzanforderungen erfüllt werden. Typischerweise erfolgt deshalb bei Bauteilen, die hinsichtlich ihrer Fertiglänge eng toleriert sind, nach dem Schweißprozess oftmals eine spanende Nachbearbeitung, um der gegebenen Spezifizierung gerecht zu werden (SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 1991). Allerdings erweist sich dieser zusätzliche Bearbeitungsschritt als kostenintensiv. Zudem ist

er für komplexe Bauteilgeometrien nur mit hohem technischen Aufwand oder mitunter gar nicht möglich. Ein bedeutendes Beispiel hierfür findet sich in der Fertigung von Flugzeugtriebwerken. Mit Hilfe des SRS wird die Turbinenwelle aus einer Reihe einzelner Komponenten aufgebaut (KNOTT 2009). Der Trend hin zu massereduzierten und leistungsgesteigerten Triebwerken führt zu einer Integralbauweise, bei der Nacharbeit aus technischen und wirtschaftlichen Gründen soweit wie möglich vermieden werden muss. Daraus resultiert die Forderung nach einer Verschweißung von Fertigteilen, die keiner anschließenden Bearbeitung zur Herstellung des Endmaßes mehr bedürfen (LOTZ & PÖHLER 2008, SCHUTZRECHT US 7651019 B2 2010).

Außerdem besteht die Notwendigkeit, auch die Winkeldrehlage prozesssicher zu beherrschen. Da die beiden Werkstücke nicht zwingend rotationssymmetrisch sein müssen, sondern diese auch Anbauteile, wie z. B. Flansche oder im Falle einer Triebwerkswelle auch Schaufeln, besitzen können, welche in Flucht oder einem definierten Winkel zueinander stehen sollen, ist es auch von Bedeutung, in welcher Drehlage die rotierende Seite in Bezug zum drehstarr eingespannten Bauteil zum Halten kommt. Für spezielle Anwendungsgebiete bedarf es auch hier der Verschweißung von Fertigteilen. Dies bedingt ein Verfahren, das eine signifikante Verbesserung der aktuell erreichbaren Fertigungstoleranzen von Stauchweg und Drehlage ermöglicht und einfach applizierbar ist. (SCHUTZRECHT US 2005/0218192 A1 2005, SCHUTZRECHT DE 2436128 A1 1975, SCHUTZRECHT US 3750927 1973, GRÜNAUER 1987, SHINODA et al. 2006)

### **1.3 Zielsetzung und Vorgehen**

Aus dem identifizierten Handlungsbedarf leitet sich das Ziel dieser Arbeit ab. Es besteht in der Entwicklung eines Konzeptes für das SRS, das die Führung der Fertigungsgrößen *Stauchweg* und *Drehlage* in möglichst engen Toleranzen um das vorgegebene Sollmaß erlaubt. Es existieren bereits einige Vorschläge in Form von Patentschriften, mit deren Hilfe gewisse Fortschritte im Bereich der Prozessregelung erzielt werden konnten. In SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 (1991) wird eine Stauchwegregelung für das SRS beschrieben, mit der eine Toleranz im Zehntel-Millimeter-Bereich möglich sein soll. Für die Regelung der Drehlage sind in der Literatur keine erreichbaren Genauigkeitsbereiche angegeben. Jedoch führt die Firma Kuka Systems GmbH, ein Hersteller von Reibschweißmaschinen, in SCHUTZRECHT DE 3226362C2 (1984) aus, dass aus der

Praxis üblicherweise eine Toleranz von  $< 0,5^\circ$  vorgegeben wird. In diesem Patent wird ein Verfahren erläutert, mit dem die genannte Anforderung für das konventionelle Reibschweißen eingehalten werden kann (siehe auch DILTHEY 2006).

Damit diese Arbeit einen deutlichen Beitrag zur Weiterentwicklung des SRS leisten kann, soll eine Stauchwegregelung entwickelt werden, mit der sich eine Nachbearbeitung durch Drehen oder Fräsen vermeiden lässt. Deshalb sind die Maßabweichungen auf  $< 0,01\text{ mm}$  zu beschränken. Für die Regelung der Winkelorientierung wird die bereits genannte Vorgabe von  $< 0,5^\circ$  angestrebt. Damit wäre es möglich, das Schwungrad-Verfahren im gleichen Genauigkeitsbereich zu betreiben, wie es für das kontinuierliche Reibschweißen bereits jetzt Stand der Technik ist. Es ist anzunehmen, dass sich diese Aufgabe beim SRS schwieriger als beim konventionellen Verfahren gestaltet. Als Gründe sind die höheren Prozesskräfte, die schwerer zu beherrschende Systemdynamik sowie die verfahrensbedingt nicht vorhandene Aktorik zur Manipulation der Rotationsbewegung zu nennen. Es ist zu beachten, dass die im Rahmen dieser Untersuchungen erzielten Fertigungsgenauigkeiten ein für die verwendete Labormaschine und für die ausgewählte Schweißaufgabe spezifisches Ergebnis darstellen und damit nicht als neuer Fertigungsstandard verallgemeinert werden dürfen. Deshalb stehen in dieser Abhandlung nicht die absolut erreichten Toleranzwerte im Fokus, sondern es soll gezeigt werden, inwieweit durch das hier vorgestellte Konzept die Genauigkeiten relativ zu den bestehenden Ansätzen erhöht werden können.

Die in dieser Arbeit entwickelte Lösung zur Verbesserung der Stauchweg- und der Drehlagegenauigkeit beim SRS stützt sich auf eine Analyse der Größen, die Einfluss auf den Verlauf von Stauchmaß und Winkelweg nehmen. Wie in Abbildung 3 dargestellt, werden die beiden Größen durch die physikalischen Gesetzmäßigkeiten innerhalb der Prozesszone bestimmt. Neben der konstruktiv vorgegebenen Schweißaufgabe, die sich aus den Werkstoffkennwerten und der Bauteilgeometrie ergibt, sind es die von außen aufgeprägten Schweißbedingungen, die als Eingangsgrößen auf den Prozess einwirken. Da diese Schweißparameter wiederum durch die Maschine und die Regelung vorgegeben werden, stehen *Maschine*, *Regler* und *Prozess* in Wechselwirkung. Demnach ergibt sich der Verlauf von Stauchweg und Drehlage aus dem Zusammenspiel der genannten Teilsysteme. Die Erhöhung der Fertigungsgenauigkeiten erfordert deshalb eine optimale Auslegung von Regeleinrichtung und Maschine sowie deren Abstimmung auf den Prozess.



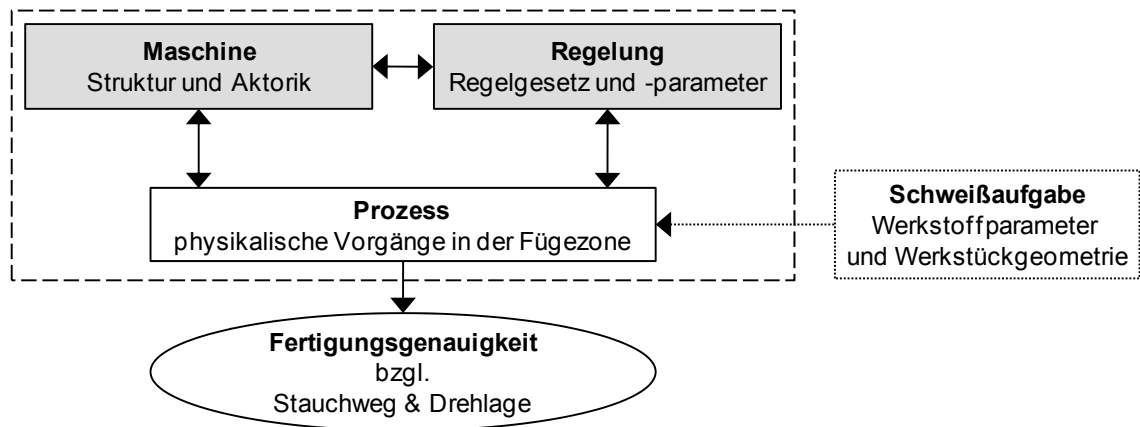


Abbildung 3: Einflussgrößen auf den Verlauf von Stauchweg und Drehlage

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt auf dem regelungstechnischen Aspekt. Den bislang entwickelten Ansätzen ist gemeinsam, dass sie konventionelle Regelungsmethoden zur Beeinflussung von Stauchweg und Drehlage verwenden. Wie bereits erwähnt und später auch ausführlich gezeigt, sind diese Verfahren in ihrer Fähigkeit zur Prozessregelung begrenzt. Deshalb werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit modellbasierte Regelungsverfahren für das SRS hergeleitet und appliziert. Da dem Regler mittels integrierter Prädiktionsmodelle „Wissen“ über den zukünftigen Prozessverlauf verliehen wird, kann er die ausgeprägte Nichtlinearität und Dynamik des Systems besser beherrschen, als es den konventionellen Reglern, wie z. B. PID-Gliedern, die bei Regelfehlern lediglich reagierend arbeiten, möglich ist. Auf die Entwicklung der modellbasierten Stauchweg- und Drehlage-Regler sowie deren Validierung wird in den Kapiteln 6 und 7 eingegangen.

Um die Reglersynthese zu beschleunigen und zuverlässiger zu gestalten, gehört zu der hier vorgeschlagenen Lösung auch die Abbildung des Gesamtsystems SRS, bestehend aus Regler, Maschine und Prozess, in einem Modell. Dieses liefert das zur Reglerauslegung erforderliche Systemverständnis. Durch die Verwendung des Modells in einer Simulation lässt sich der Aufwand an experimentellen Parameterstudien reduzieren und die Anlagensicherheit bei Inbetriebnahme erhöhen. Der Themenkomplex der Modellbildung wird in Kapitel 5 behandelt.

Da neben der Regelung auch das Maschinenverhalten Einfluss auf die Fertigungsgenauigkeit nimmt, wird außerdem auf die Anforderungen an eine SRS-Maschine eingegangen. Es wird ein Konzept zur Auslegung von Struktur, Aktorik, Sensorik und Steuerung vorgestellt, welches eine maßlich präzise Schweißung gewährleistet. Die Eignung dieser Lösung wird an einem prototypischen

Aufbau, der einer Strukturanalyse unterzogen wird, nachgewiesen. Hiermit wird sich Kapitel 4 befassen.

Zuvor werden in Kapitel 2 die Grundlagen zum SRS-Verfahren beschrieben und der bisherige Entwicklungsstand hinsichtlich der Regelung von Stauchweg und Drehlage dargelegt. Kapitel 3 vertieft die vorangegangenen Erläuterungen, indem dort das Konzept zur Steigerung der Fertigungsgenauigkeit beim SRS eingehend erklärt und begründet wird. Die Abhandlung wird mit einer Bewertung der Ergebnisse und einem Fazit in den Kapiteln 8 und 9 abschließen.

## 2 Reibschweißen in der Fertigungstechnik

### 2.1 Einordnung des Verfahrens

Das Fügeverfahren *Schweißen* dient nach DIN 1910-100 der Vereinigung von Bauteilen, wobei die Schaffung einer Werkstoffkontinuität zwischen den Fügepartnern das charakteristische Merkmal ist. Das Schweißen erfolgt unter Anwendung von Wärme, Druckkraft oder beiden zusammen. Je nach Art der verwendeten Energieform wird das Metallschweißen in Schmelz- und Pressschweißverfahren gegliedert. Beim *Schmelzschweißen* ist Wärme die einzig verwendete Energieform. Es erfolgt eine Erhitzung bis zum Aufschmelzen von Grund- und Zusatzwerkstoff. Der Stoffschluss vollzieht sich durch den örtlich begrenzten Schmelzfluss der Fügeteile und des gegebenenfalls verwendeten Zusatzwerkstoffs ohne Anwendung von Kraft. Den *Pressschweißverfahren* ist gemeinsam, dass die Werkstücke unter Kraftereinwirkung gefügt werden. Meistens führt extern zugeführte oder während des Prozesses entstehende Wärme zu Werkstofftemperaturen, bei denen die Formänderungsfestigkeit erheblich herabgesetzt ist. Der Stoffschluss erfolgt durch die Plastifizierung und örtliche Verformung der Fügepartner. (DIN 1910-100, DIN EN 14610, RUGE & WOHLFAHRT 2007, RICHTER 2008, HORN 2002)

Entsprechend DIN EN 14610 sowie DIN 1910-100 erfolgt die weitere Unterteilung der Metallschweißverfahren entsprechend dem verwendeten Energieträger, wie in Abbildung 4 auszugsweise gezeigt. Mögliche Energieträger sind Festkörper, Flüssigkeiten, Gase, elektrische Gasentladungen, Strahlung (nur für Schmelzschweißverfahren), Bewegung von Masse (nur für Pressschweißverfahren), Strom oder unbestimmte Formen (nur für Pressschweißverfahren). Der charakteristische Energieträger für das Reibschweißen ist die bewegte Masse. Bei dieser Verfahrensart werden die Fügeteile in Kontakt gebracht und relativ zueinander in Bewegung versetzt, um so die Stoßflächen infolge der Reibung zu erwärmen. Der Verbindungsvorgang vollzieht sich durch das Aufbringen einer Kraft während oder nach Aufhebung der Relativbewegung. Da die erzeugte Fügetemperatur verfahrensbedingt geringer als die Schmelztemperatur des jeweils niederschmelzenden Partners ist, handelt es sich um eine Schweißung im festen Zustand der Werkstoffe. Dies ist der Hauptgrund dafür, dass mit Hilfe des Reibschweißens Werkstoffe und Werkstoffkombinationen miteinander verbunden

werden können, die anderweitig nur schwierig oder gar nicht schweißbar wären. (SCHOBER et al. 2002, DIN EN ISO 15620, HORN 2002)

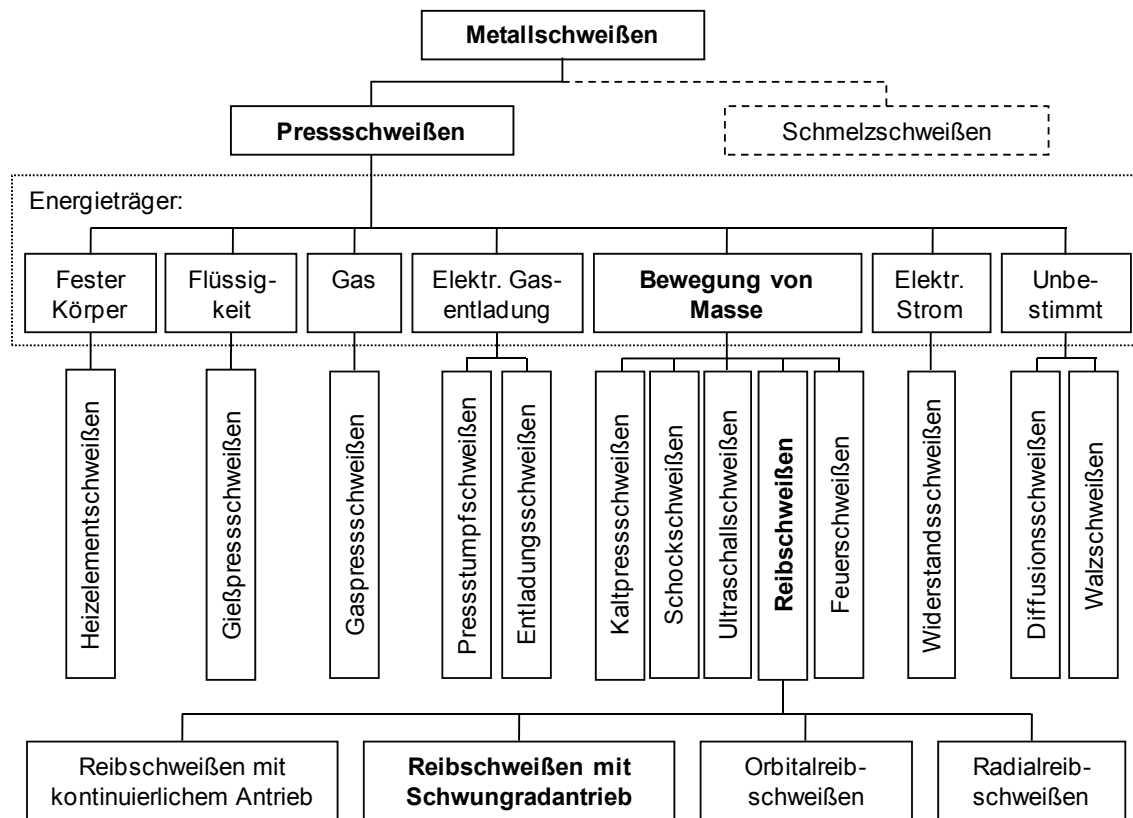


Abbildung 4: Einordnung des Reibschweißens in die Gruppe der Metallschweißverfahren nach DIN 1910-100

Je nach Form der Relativbewegung und der eingesetzten Energieart ergeben sich diverse Verfahrensvarianten für das Reibschweißen. Eine für diese Unterscheidung speziell zugeschnittene Ordnungsmethodik nach DIN EN ISO 15620 ist in Abbildung 5 wiedergegeben. Das *Reibschweißen mit kontinuierlichem Antrieb* und das *Reibschweißen mit Schwungrad* gehören zur Gruppe der Rotations-Reibschweißverfahren und kommen vorrangig für rotationssymmetrische Querschnitte zum Einsatz. Der grundlegende Unterschied dieser beiden Verfahren liegt in der Art der Energiebereitstellung. Während beim *Reibschweißen mit kontinuierlichem Antrieb* ein Motor die benötigte Energie durch ein entsprechendes Antriebsmoment kontinuierlich zuführt, wird beim *Reibschweißen mit Schwungradantrieb* die benötigte Schweißenergie vor Prozessbeginn in einem Schwunghmassenwerk gespeichert und anschließend dem Prozess zur Verfügung gestellt (MATTHES et al. 2009, SCHOBER 2008, SCHMIDT 1982, NEUMANN & SCHOBER 1991). Eine ausführliche Erläuterung des Prozessablaufs sowie eine Beschreibung der Verbindungsbildung geben die nachfolgenden Abschnitte.

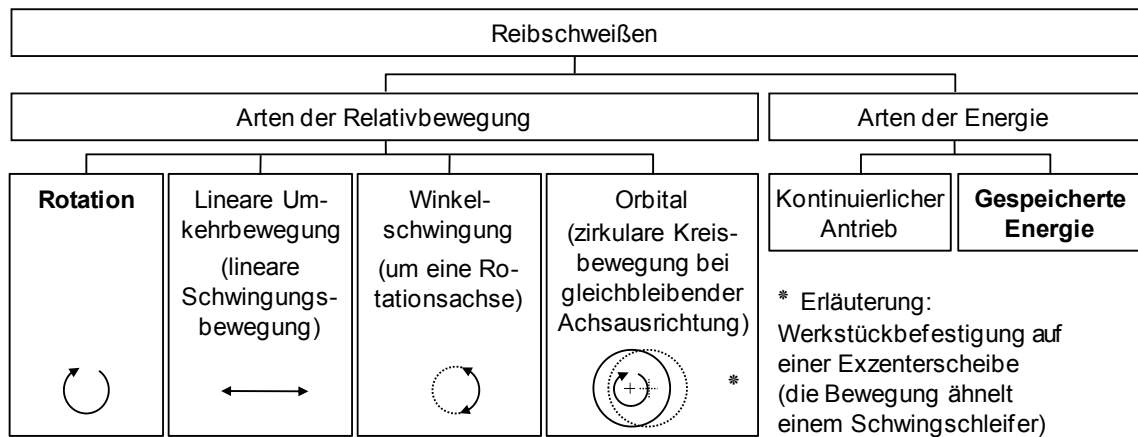


Abbildung 5: Einteilung des Reibschweißens nach DIN EN ISO 15620

## 2.2 Grundlagen des Prozesses

### 2.2.1 Prinzipieller Verfahrensablauf

Beim SRS wird die gesamte für die Schweißung erforderliche Energie in Form von kinetischer Energie im Schwungrad gespeichert und während des Prozesses in Reib- und Umformarbeit umgewandelt. Das Schwungrad ist daher mit einem aus der Elektrotechnik bekannten Kondensator als Energiespeicher vergleichbar, der den gesamten Leistungsbedarf des Schweißprozesses deckt. Die zugeführte Schweißenergie ist über das Massenträgheitsmoment und die Drehzahl der Schwungmasse einstellbar. Abbildung 6 verdeutlicht den Ablauf sowie die grundsätzliche Anordnung beim SRS. Der Aufbau teilt sich in eine drehbar gelagerte Spindelseite und eine translatorisch bewegliche Stauchseite. Vor Prozessbeginn wird die Spindel (7), auf der das rotierende Werkstück (5), eine Spannvorrichtung (6) und die variable Schwungmasse (8) befestigt sind, von einem Motor (9) auf die erforderliche Anfangsdrehzahl beschleunigt. Nach Erreichen der spezifizierten Geschwindigkeit wird der Motor ausgeschaltet oder ausgekoppelt. Das auf einem translatorisch beweglichen Schlitten (2) montierte feststehende Bauteil (4) wird mit definierter Kraft auf das rotierende Bauteil gepresst. Typischerweise wird die erforderliche Axialkraft von einem Hydraulikzylinder (1) aufgebracht. Aufgrund der Reibung zwischen den beiden Fügeteilen steigt die Temperatur in der Fügezone schnell an und führt zu einer herabgesetzten Materialfestigkeit. Infolgedessen plastifiziert der Werkstoff und der Stauchvorgang setzt ein. Die stetige Umwandlung der Rotationsenergie in Reibungswärme und Umformarbeit führt zu einem Abbremsen des Spindelsystems, bis der Prozess

nahezu schlagartig zum Stillstand kommt. Die Axialkraft wird nach dem Stillstand der Spindel weiterhin aufrechterhalten, bis die Fügezone ausreichend abgekühlt und eine sichere Verbindung hergestellt ist. (WANG & LIN 1974, MEYER 1978, RUGE 1993, SPINDLER 1994)

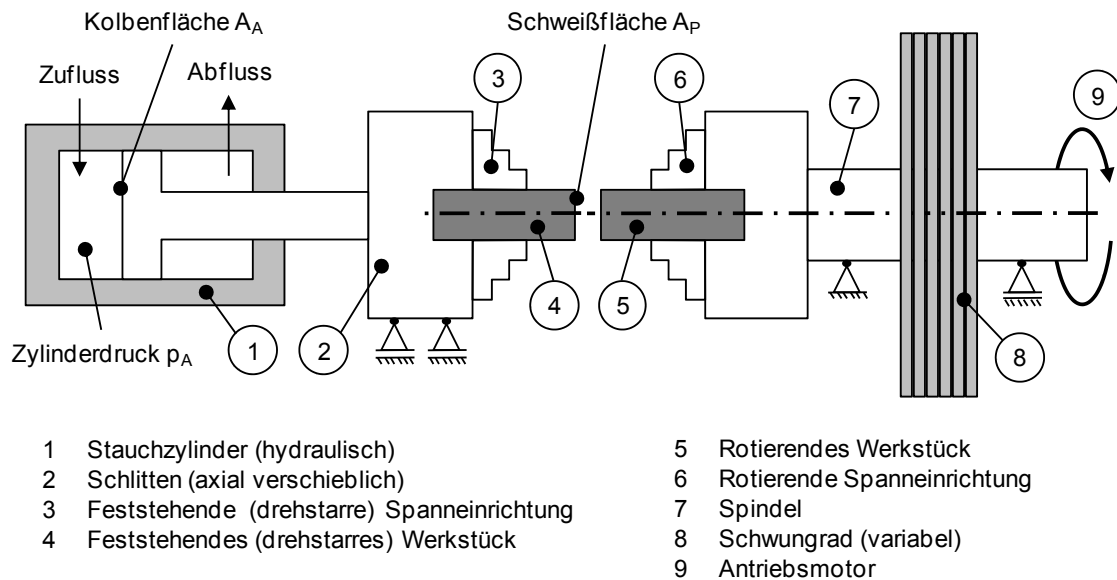


Abbildung 6: Prinzipieller Aufbau beim SRS nach DIN EN ISO 15620

Die Hauptschweißparameter für das SRS sind nach DIN EN ISO 15620 (siehe auch MEYER 1978 und SCHMIDT 1982) die folgenden:

- Anfangsdrehzahl der Spindel
- Schwungmasse bzw. rotatorisches Massenträgheitsmoment
- Axialkraft (Reib- und Stauchkraft)

Die Begriffsdefinition in DIN EN ISO 15620 verwendet den Ausdruck *Axialkraft* für die translatorisch, d. h. die normal zu Bauteilkontaktfläche, wirkende Druckkraft. Diese wird je nach Prozessphase als *Reib-* oder *Stauchkraft* bezeichnet. Solange sich die Spindel dreht, wird von der Reibkraft gesprochen; nach dem Stillstand wird der Begriff Stauchkraft benutzt. Die Unterscheidung wurde eingeführt, da für bestimmte Anwendungsfälle eine Erhöhung der Axialkraft nach Beendigung der rotatorischen Relativbewegung vorgesehen ist. In der Praxis ist es üblich, auf Grundlage empirischer Untersuchungen eine für den Werkstoff sowie die Werkstückgeometrie geeignete Druckspannung  $p_{P,Soll}$  anzugeben, die normal zur Bauteilkontaktfläche wirken soll. Die vom Stauchzylinder aufzubringende Axialkraft  $F_Z$  ergibt sich aus  $F_Z = p_{P,Soll} \cdot A_P$ , wobei sich  $A_P$  auf die initiale Stoßfläche der Werkstücke bezieht. Die Veränderung von  $A_P$  infolge der Wulst-

bildung bleibt im Allgemeinen unberücksichtigt, sodass eine über den Prozessverlauf gleichbleibende Reib- und eine gegebenenfalls davon abweichende, jedoch ebenfalls konstant gehaltene Stauchkraft wirkt. Zur Aufbringung der Axialkraft ist der Zylinderkolben mit der Fläche  $A_A$  mit einem Druck  $p_A$  zu beaufschlagen. Aufgrund des einfachen Zusammenhangs  $p_A = F_Z/A_A$  werden die Begriffe *Axialkraft* und *Zylinderdruck* oftmals, so wie auch in dieser Arbeit, synonym verwendet. Die Axialkraft bzw. der Zylinderdruck ist beim SRS die einzig geregelte Größe; die anderen beiden Schweißparameter *Anfangsdrehzahl* und *Massenträgheitsmoment* werden vor Prozessbeginn eingestellt. Deshalb wird beim SRS auch von einer *Kraft-* oder *Druckregelung* gesprochen, je nachdem welche Prozessgröße messtechnisch erfasst und an den Regler zurückgeführt wird.

Da die aufgeführten Schweißparameter maßgeblich die Verbindungsqualität beeinflussen, besteht die Herausforderung bei der Prozessauslegung darin, diese Größen optimal auf die Fertigungsaufgabe abzustimmen (MEYER 1978, NEUMANN & SCHOBER 1991). Aktuell werden die für eine Schweißaufgabe geeigneten Einstellwerte mit erheblichem Aufwand empirisch ermittelt. Zu diesem Zweck führen vor allem industrielle Anwender umfangreiche Versuchsreihen hinsichtlich ihrer eingesetzten Werkstoffe und Bauteilabmessungen durch. Um die Kosten des Einfahrprozesses zu senken und das Verfahren damit auch für die Klein- und Mittelserienproduktion rentabel zu machen, werden seit Jahren große Anstrengungen unternommen, Hilfsmittel, wie z. B. Tabellenwerke oder Berechnungsansätze, zur Verfügung zu stellen, mit denen der Schweißprozess voreingestellt werden kann, sodass sich der experimentelle Aufwand reduzieren lässt. Mit diesem Ziel werden experimentell gewonnene Erkenntnisse über geeignete Schweißparameter in Abhängigkeit von Werkstoff und Schweißflächengeometrie mittels wissenschaftlicher Veröffentlichungen allgemein zugänglich gemacht (siehe NEUMANN & SCHOBER 1991, GRÜNAUER 1987, VILL' 1967, SATHIJA et al. 2007, SLV MÜNCHEN 2006). Des Weiteren gibt es eine Reihe von Arbeiten, in denen versucht wird, die physikalischen Abläufe in Berechnungsmodellen abzubilden, um so die optimalen Schweißparameter und den Verlauf der Prozessgrößen vorab bestimmen zu können (siehe D'ALVISE 2002, GRANT et al. 2009, FU et al. 2003). Jedoch lässt sich beobachten, dass derartige Methoden lediglich Abschätzungen erlauben oder Prozessfenster eingrenzen. Es ist herauszustellen, dass es insbesondere bei der Einführung neuer Werkstoffkombinationen weiterhin umfangreicher Versuchsreihen bedarf.

### 2.2.2 Beschreibung des Verbindungsprozesses

Das Reibschweißen ist ein Fügeprozess im festen Zustand der Grundwerkstoffe. Der Verbindungsprozess kann gewissermaßen mit dem unerwünschten „Fressen“ verglichen werden, welches bisweilen zwischen relativ zueinander bewegten Werkstoffen bei fehlender Schmierung beobachtet werden kann (HORN 2002). Wissenschaftliche Arbeiten weisen darauf hin, dass es unter bestimmten Umständen partiell zu Aufschmelzungen kommen kann, jedoch zeigen Gefügeuntersuchungen, dass dieses Phänomen nicht charakteristisch ist und wenn überhaupt nur vereinzelt auftritt. Somit kann davon ausgegangen werden, dass das Aufschmelzen kein Wirkprinzip des Schweißprozesses ist. Untersuchungen zum Bindemechanismus legen den Schluss nahe, dass bei diesem Prozess Diffusionsvorgänge eine wichtige Rolle spielen. Die entstehende Reibungswärme und die gleichzeitig wirkende Axialkraft führen zu einer elasto-plastischen Verformung der Werkstoffe und somit zu einer Annäherung der Gitterstrukturen. Die Schweißwärme und die intensive Verformung begünstigen Platzwechsellvorgänge der Atome zwischen den Fügeflächen und führen verstärkt zu Gitterdefekten. Damit bilden sich innerhalb kürzester Zeit Diffusionszonen, deren Ausdehnung unterschiedlich ausgeprägt sein kann. (SCHOBER et al. 2002, HORN 2002, RUGE 1980, KREYE & WITTKAMP 1977, VILL' 1967, D'ALVISE 2002)

Eine Beschreibung der physikalischen Vorgänge während des Schweißprozesses soll anhand der Verläufe der wichtigsten Prozessgrößen, wie sie in Abbildung 7 gezeigt sind, gegeben werden.

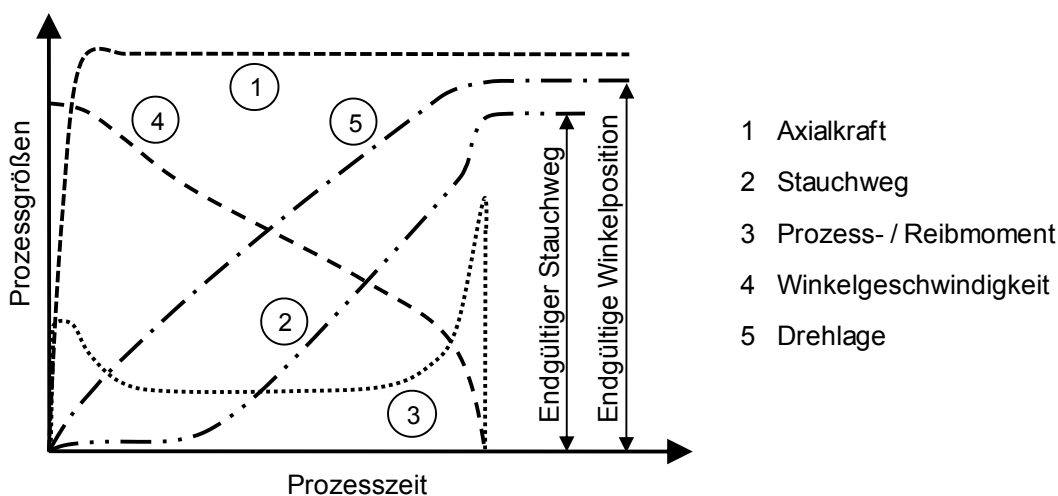


Abbildung 7: Zeitlicher Verlauf der wichtigsten Prozessgrößen beim SRS (DIN EN ISO 15620)



Der Prozess beginnt im Augenblick der Stoßflächenberührung mit der Einreibphase. Dieser Bereich könnte auch als Einlaufvorgang bezeichnet werden, in dem sich die Axialkraft bis zu ihrem Sollwert aufbaut. In dieser Anfangsphase berührt sich nur ein Teil der nominellen Stoßfläche (NEUMANN & SCHÖBER 1991). Zunächst sorgt der Reibvorgang für eine Reinigung der Oberflächen, indem störende Oxid- und Adsorptionsschichten sowie sonstige Verunreinigungen aufgrund des hohen Drucks und der Relativgeschwindigkeit aus der Fügezone hinaus geschleudert werden. Durch elastische und plastische Verformungen wird ein teilweises Einebnen der Rauigkeitsspitzen bewirkt. Es kommt bereits kurz nach Berührung der Bauteile an den punktuellen Kontaktstellen zu Bindeerscheinungen oder Mikroverschweißungen. Es wird angenommen, dass diese Verbindungen durch Adhäsion zustande kommen und die Grundfestigkeit des Werkstoffs übersteigen (KREYE & WITTKAMP 1977, WANG & LIN 1974). Infolge der aufrechterhaltenen Relativbewegung kommt es an diesen Stellen weiterhin zu plastischen Verformungen und Abscherungen des Grundwerkstoffs. Die fortwährende Einebnung der Kontaktstellen führt zu vermehrten Bindeerscheinungen, die wiederum zur Abscherung von Bruchstücken führen. Infolgedessen nimmt sowohl das Reibmoment als auch die Temperatur stark zu. Das Reibmoment erreicht zu diesem Zeitpunkt das erste Maximum. In dieser Phase erfolgt der höchste Leistungseintrag in den Prozess. Aufgrund der Einebnung der Kontaktstellen nimmt im weiteren Verlauf einerseits die Größe der Bruchstücke ab und andererseits deren Dichte aufgrund der Beseitigung von Poren sowie Verunreinigungen zu. Die Bruchstücke bilden eine zusammenhängende Schicht von hoch erhitztem und plastisch stark verformtem Material. Mit Ausbildung dieser Phase werden die Scherkraft und damit das Reibmoment wieder herabgesetzt. Die Temperaturen liegen so hoch, dass eine kontinuierliche Erholung und Rekristallisation des Werkstoffs möglich wird. Zu diesem Zeitpunkt sind die Elastizitäten im Kraftfluss vollständig überwunden und aufgrund der plastischen Verformungsvorgänge sind jetzt auch die Oberflächen vollständig in Berührung. Die volle Axialkraft wirkt nun auf die Fügefläche und der Wegverlauf erreicht ein Plateau. Sobald die plastifizierte Zone stark genug ausgebildet ist, beginnt der Stauchvorgang. (ADAM 1979, WANG & LIN 1974, MEYER 1978)

Das abfallende Reibmoment führt zu einem degressiven Drehzahlverlauf, bis schließlich ein Reibmomentenminimum erreicht wird. Dabei geht der Drehzahlverlauf von einem degressiven in einen nahezu linear fallenden Verlauf über. In diesem Abschnitt stellt sich ein Gleichgewicht zwischen thermisch bedingter Ent- und verformungsinduzierter Verfestigung des Werkstoffs ein. Dieses ist ab-

hängig von der Aufnahme gespeicherter Schwungmassenenergie und der Abgabe durch Wärmetransport und Materialverdrängung. In dieser Phase erreicht die Temperatur ihren Maximalwert. Das erweichte Material wird infolge der Druckkraft in den Wulst verdrängt, wobei sich die Stauchgeschwindigkeit auf ein nahezu konstantes Niveau einstellt. Die Dauer dieses Bereiches hängt vor allem von der zur Verfügung stehenden Rotationsenergie ab. (WANG & LIN 1974, MEYER 1978, KES 1989)

Der sinkende Verlauf der Drehzahl führt zu einem abfallenden Leistungseintrag, sodass die Schweißenergie nicht mehr ausreicht, die Wärmeverluste auszugleichen. Die abnehmende Temperatur, die verringerte Drehgeschwindigkeit und der Umstand, dass nicht-plastifiziertes Material in die Fügezone nachrückt, führen zu einer Verfestigung der selbigen. Infolgedessen nimmt mit Unterschreitung einer kritischen Geschwindigkeit der Scherwiderstand progressiv zu und es kommt zu einem starken Anstieg des Reibmomentes, begleitet von einer verstärkten Materialausquetschung. Die Energie des Schwungrades reicht schließlich nicht mehr aus, die Bindeerscheinungen weiter aufzubrechen. Dem Spindelsystem wird die verbleibende Restenergie entnommen, die Stoßstelle tordiert und der Drehprozess kommt abrupt zum Stillstand. Es bildet sich das zweite, für den SRS-Prozess so markante, Momentenmaximum aus. Nach dem Spindelstopp wird die Axialkraft für eine bestimmte Zeit aufrechterhalten, um die Umformvorgänge unter Druckspannung vollständig ablaufen zu lassen. Für bestimmte Anwendungen kann es erforderlich sein, die Axialkraft in dieser Phase zu erhöhen. Durch Rekristallisations- und Kriechvorgänge während der Abkühlung werden im Inneren Spannungen abgebaut, was zu den charakteristischen Festigkeitseigenschaften der Reibschweißverbindung beiträgt. (MEYER 1978, KES 1989, NEUMANN & SCHÖBER 1991, WANG & LIN 1974, D'ALVISE 2002, VILL' 1967)

Es beschäftigen sich zahlreiche wissenschaftliche Arbeiten mit dem Aufbau mathematischer Berechnungsmodelle, um den zuvor qualitativ beschriebenen Prozessablauf mit Hilfe physikalischer und werkstoffmechanischer Grundlagen analytisch abzubilden. Solche Modelle tragen zu einem höheren Systemverständnis bei und unterstützen zudem bei der Auslegung der Schweißparameter bei neuen Fügeaufgaben. Der Verlauf der Prozessgrößen wird durch das thermische Werkstoffverhalten und die plastischen Deformationsvorgänge bestimmt. Insbesondere die Temperatur ist eine zentrale Zustandsgröße des Prozesses. Sie beeinflusst den Reibverlauf, das Verformungsverhalten und die Materialfestigkeit. Deshalb ist die Bestimmung der Temperaturverhältnisse von besonderer Bedeutung bei der Abbildung des Reibschweißprozesses. Hierzu wurden Vorschläge erarbeitet, mit

denen der transiente Temperaturverlauf durch eine analytische Lösung berechnet werden kann. Dabei wird durch die Annahme bestimmter vereinfachender Randbedingungen eine geschlossene Lösung der Fourierschen Wärmeleitungsgleichung hergeleitet. Mit der Entwicklung der Rechnertechnik wurde es möglich, das Temperaturverhalten auch mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode (FEM) zu bestimmen und so die Prädiktionsgenauigkeit zu erhöhen. (CHENG 1962, WANG & LIN 1974, ADAM 1979, NA et al. 1984, DAVE et al. 2001)

Zur Beschreibung der mechanischen Vorgänge wurden zunächst mathematische Ansätze zur Abbildung der wichtigsten Prozessgrößen verwendet. So wurde der Reibmomentenverlauf aufgrund der vorliegenden Normalkräfte, der geometrischen Bedingungen sowie vereinfachender Annahmen über den Reibungsbeiwert bestimmt. Die Berechnungen der axialen Bauteilverkürzungen stützten sich auf die Grundlagen der Plastizitätstheorie. Jedoch konnten auch hier nur sehr stark simplifizierende Annahmen zugrunde gelegt werden. Erst die Verbreitung der FEM erlaubte eine realitätsnahe Modellierung und Simulation der nichtlinearen plastischen Verformungsvorgänge. Insbesondere durch die Kopplung von thermischer und mechanischer Simulation wurde es möglich, die Wechselwirkungen zwischen den Phänomenen *Temperaturentwicklung* und *Verformungsverhalten* zu berücksichtigen. Parallel zu diesen Berechnungsmethoden existieren auch Ansätze, den Prozess mit Hilfe von Verhaltensmodellen zu beschreiben. Im Gegensatz zur analytischen Modellbildung wird hier das empirisch beobachtete Materialverhalten durch mathematische Beziehungen beschrieben. Entsprechende Beispiele sind der Einsatz von Künstlichen Neuronalen Netzen (KNN) für das kontinuierliche Reibschweißen oder die Verwendung empirischer Materialmodelle wie des Johnson-Cook-Modells. (SCHAEFER 1971, DENNIN 1979, KES 1989, MOAL et al. 1992, D'ALVISE 2002, FU et al. 2003, SATHIJA et al. 2006, AKBARI & RAHBAR 2008, GRANT et al. 2009)

### **2.3 Vorteile und Einsatzgebiete des Reibschweißens**

Die beschriebene Art der Verbindungsbildung führt zu einer Reihe von Vorteilen, die im Folgenden zusammengefasst sind. Die knapp unterhalb der Liquidusgrenze liegenden Temperaturen, die damit einhergehende Rekristallisation, die hohen Druckspannungen sowie die dadurch bedingte intensive Materialverformung führen zu einem sehr feinkörnigen Gefüge mit besonders guten statischen und dynamischen Festigkeitseigenschaften. Im Gegensatz zu Schmelz-

schweißungen werden dabei nahezu porenfreie Verbindungen erzielt. Die außerordentlich kurze Aufheizzeit führt zu einer sehr geringen Ausdehnung der wärmebeeinflussten Zone und begrenzt die thermisch bedingten, unerwünschten Gefügeveränderungen des Grundwerkstoffs auf wenige Mikrometer um die Fügezone herum. Zudem führt die, aufgrund der wenigen und genau einstellbaren Schweißparameter, einfache Art der Prozessführung zu einer hohen und sicher reproduzierbaren Produktqualität. (RUGE 1980, HORN 2002, D'ALVISE 2002)

Ein besonderer Vorteil des Reibschweißens liegt in der sehr großen Palette an Werkstoffen und Werkstoffkombinationen, die mit diesen Verfahren gefügt werden können (siehe Tabelle 7 im Anhang unter Abschnitt 11.1). Der intensive Kontakt der Fügeteile während des Schweißprozesses ermöglicht auch das Verbinden von unterschiedlichen Werkstoffen mit stark differierenden Schmelzpunkten, selbst solchen, die als nicht schmelzschweißgeeignet bekannt sind (GRÜNAUER 1987, HORN 2002, SCHOBER et al. 2002). So sind beispielsweise Stähle verschweißbar, die einen sehr hohen Kohlenstoffgehalt haben, aber auch solche mit ferritischem oder austenitischem Gefüge sowie Kombinationen aus ihnen. Besonders geeignet ist das Verfahren zur Herstellung hochfester Verbindungen aus Nickelbasislegierungen und Titan sowie von deren Mischverbindungen mit Stahl. Viele wissenschaftliche Arbeiten im Bereich des Reibschweißens konzentrieren sich auf die Untersuchung neuer Möglichkeiten von Schweißverbindungen, insbesondere hinsichtlich des Einsatzes hochleistungsfähiger Werkstoffe. (PREUSS et al. 2006, RODER et al. 2005, SLV MÜNCHEN 2006, SCHUTZRECHT EP 0995534 B1 2007)

Aufgrund der Eignung für unterschiedlichste Werkstoffe gewinnt das Reibschweißen auch vor dem Hintergrund der Ressourceneffizienz stark an Bedeutung. Komplexe Gesamtgeometrien können durch das Fügen einfacher Teilprofile, die bereits Fertigteilmäße mit gegebenenfalls geringem Bearbeitungsaufmaß besitzen, zusammengesetzt werden. Dadurch lässt es sich vermeiden, derartige Strukturen durch ein spanabhebendes Verfahren aus einem Rohblock zu fertigen, was vor allem in der Luftfahrtindustrie häufig vorzufinden ist. Dies reduziert sowohl die Materialabfälle als auch den Energieaufwand der Zerspanung. Außerdem ermöglicht das Reibschweißen einen beanspruchungsgerechten Werkstoffeinsatz. Aufgrund des Potenzials, verschiedenste Materialien zu kombinieren, können beispielsweise in einem Antriebsstrang teure Werkstoffe nur dort eingesetzt werden, wo sie aufgrund höherer Belastung unbedingt erforderlich sind. Dies spart sowohl wertvolle Rohstoffe als auch Energie bei deren Urformung und

trägt so zur Reduzierung der Herstell- und Materialkosten bei. (ZÄH et al. 2008, WEH 2009, GRÜNAUER 1987)

Zusätzlich zu diesen für das Reibschweißen allgemein geltenden Vorteilen ergeben sich durch den Einsatz eines Schwungradantriebes noch weitergehende Möglichkeiten. Da bei dieser Verfahrensvariante der Prozess selbstgeregelt abläuft, ist die Stoßstelle stets mit ausreichender Leistung aus dem Energiespeicher bis zum Stillstand der Spindel versorgt. Dies vereinfacht den Steuerungsaufwand, sodass auf eine komplizierte und aufwendige Drehzahlregelung des Antriebes verzichtet werden kann. Des Weiteren vollzieht sich der gesamte Schweißablauf beim SRS, bedingt durch die höhere Leistungsdichte an der Stoßstelle, in wesentlich kürzerer Zeit als beim kontinuierlichen Reibschweißen. Damit geht einher, dass auch die Wärmeeinflusszone, mit ihren zumeist unerwünschten Eigenschaften, noch kleiner als beim kontinuierlichen Verfahren ausfällt. Mit dem SRS ist ein breites Spektrum an Querschnitten und Werkstoffen mittels Variation des Massenträgheitsmomentes und der Drehzahl des Schwungrades verschweißbar. Daher kommt das Schwungrad-Verfahren insbesondere dann zum Einsatz, wenn aufgrund des hohen Leistungsbedarfes die Schweißung nicht mit kontinuierlichem Antrieb durchgeführt werden kann. Dieses ist beim Verschweißen großer Querschnitte oder beim Einsatz von sogenannten Superlegierungen mit besonders hoher Warmfestigkeit der Fall. (SCHUTZRECHT US 2005/0218192 A1 2005, JOBB 2004, SPINDLER 1994, MEYER 1978)

Die aufgeführten Vorteile des Rotationsreibschweißens haben dazu geführt, dass es seit mehreren Jahrzehnten industriell angewendet wird. Mit der stetigen Weiterentwicklung dieser Technologie sowie der Entwicklung neuer Werkstoffe werden dem Reibschweißverfahren ständig neue Anwendungsfelder erschlossen. Prädestinierte Einsatzgebiete für das Rotationsreibschweißen sind auszugsweise nachfolgende Bereiche (vgl. SCHOBER et al. 2002, DILTNEY 2006, NEUMANN & SCHOBER 1991):

- Luftfahrttechnik: Stator- und Rotorkomponenten von Turbintriebwerken
- Automobil-, Schiffsbau- und Landmaschinenindustrie: Antriebs-, Achs-, Kupplungs-, Turbo- und Motorbremswellen, Lenkzapfen, Ventile usw.
- Getriebefertigung und Maschinenbau: Verbindungen von Stirn- und Kegelrädern mit der Antriebswelle, Spindeln usw.
- Chemie- und Anlagenbau: Rohr-, Rohr-Flansch-Verbindungen usw.

Ein spezieller Anwendungsfall für das SRS ist der Antriebsstrang einer Flugzeugturbine. Die Triebwerkswelle besteht aus einzelnen Scheiben und Verbindungsstücken, die mittels Reibschweißen gefügt werden. Abhängig von den Temperaturen und den mechanischen Belastungen ist es vorteilhaft, diese aus unterschiedlichen Werkstoffen, wie z. B. Titan- und Nickellegierungen, herzustellen und zu verschweißen. Das SRS ist für diese Aufgabe ideal, da es die hohe Schweißenergie, die aufgrund der großen Durchmesser und der hohen Warmfestigkeit der Werkstücke erforderlich ist, mittels variabler Schwungmasseneinstellung nahezu beliebig hoch bereitstellen kann. Außerdem ist es aufgrund seiner Prozesssicherheit für die Herstellung sicherheitskritischer Bauteile in der Luftfahrtindustrie zugelassen. (KNOTT 2009, RODER et al. 2005, JOBB 2004, SCHUTZRECHT EP 0995534 A2 1999)

## 2.4 Aufbau und Funktionalität von Reibschweißmaschinen

### 2.4.1 Konstruktiver Aufbau

In den Anfängen des Reibschweißens erschien es naheliegend, Werkzeugmaschinen, vorzugsweise Drehmaschinen, als Schweißanlagen zu verwenden. So verwendete der russische Pionier des Reibschweißens, A. I. Chudikov (siehe Abschnitt 1.1), eine Drehmaschine mit handbetätigtem Vorschub und war hiermit in der Lage, Werkstücke aus Baustahl bis zu einem Durchmesser von 30 mm zu verbinden (VILL' 1967). Es stellte sich jedoch sehr bald heraus, dass so eingesetzte Werkzeugmaschinen schnell unbrauchbar wurden. Die hohen Prozessanforderungen – große Axialkräfte bei gleichzeitig hohen Drehzahlen, hohe Reibmomente, starke Schwingungsbeanspruchung und eine Abbremsung innerhalb kürzester Zeit – erforderten die Entwicklung spezieller Reibschweißmaschinen, die den Belastungen des Verfahrens Stand hielten. Reibschweißmaschinen sind deshalb an die zu verschweißenden Querschnitte, die Werkstoffkombinationen und die eingesetzte Verfahrensvariante angepasst auszulegen. Die grundlegenden Anforderungen an eine Fertigungsanlage sind u. a. in DIN EN ISO 15620 (2000), NEUMANN & SCHOBER (1991) und VILL' (1967) genannt und nachfolgend zusammengefasst:

- Hohe Spindeldrehzahl bei gleichzeitig hoher axialer Belastung
- Ausreichende Steifigkeit, insbesondere von Spindel, Einspannelementen und Maschinenbett, aufgrund der hohen Prozessbelastungen

- Gutes Dämpfungsverhalten gegenüber den auftretenden Schwingungen in der Einreib- und der Abbremsphase
- Realisierung möglichst geringer Maßabweichungen

Im Vergleich zum kontinuierlich angetriebenen Reibschweißen benötigt das Schwungrad-Verfahren aufgrund der größeren Axialkräfte und der höheren Reibmomente eine deutlich steifere und stabilere Auslegung der Maschine. Auch die Spannelemente müssen dementsprechend stärker dimensioniert werden. Vor allem der Spindel- und der Lagerauslegung ist bei SRS-Maschinen infolge der hohen Drehzahlen und Axialkräfte sowie möglicher Unwuchtkräfte besondere Beachtung zu schenken. Der schematische Aufbau sowie die Funktion einer SRS-Anlage wurde in Abbildung 6 gezeigt. Im späteren Verlauf dieser Arbeit wird auf den konstruktiven Aufbau einer SRS-Maschine noch detaillierter eingegangen (siehe Abbildung 10 sowie Kapitel 4).

Zur Gewährleistung einer ausreichenden Steifigkeit des Maschinenbettes und zur Vermeidung geometrischer Fehler in der Schweißverbindung kommen derzeit überwiegend Schweißkonstruktionen zum Einsatz. Besonders gut geeignet sind geschlossene Rahmen- und Zugankerkonstruktionen, um die hohen Axial- und Torsionsbelastungen aufzunehmen und somit ein Aufbiegen des Maschinenbettes zu verhindern. Weitere kritische Bauteile sind die Spindel und ihre Lagerung sowie die Spannelemente zum Fixieren der Werkstücke. Diese Komponenten müssen hinsichtlich der auftretenden Belastungen sorgfältig ausgelegt sein. Obwohl sich Reibschweißanlagen sowohl in horizontaler als auch in vertikaler Anordnung realisieren lassen, wird der überwiegende Teil in ersterer Bauweise ausgeführt. Dies erleichtert vor allem die Bestückung der Anlage und begrenzt deren Bauhöhe. Neben Ein-Spindel-Maschinen existieren aus Gründen der Produktivitätssteigerung auch Zwei-Spindel-Maschinen, wobei diese seltener anzutreffen sind. Bei Letzteren werden in einem Arbeitsgang drei Werkstücke gleichzeitig verschweißt, wobei das mittlere Teil fest eingespannt ist. Automatisierte Be- und Entladeeinrichtungen sowie Wulstentfernungseinrichtungen ermöglichen die Integration in Fertigungslinien und steigern somit die Produktivität. (NEUMANN & SCHOBER 1991, GRÜNAUER 1987, MEYER 1978, SCHMIDT 1982)

### **2.4.2 Konventionelle Steuerungs- und Regelungstechnik beim Schwungrad-Reibschweißen**

Die Steuerung und Regelung einer Produktionsmaschine ist eine Grundvoraussetzung für ein automatisiertes und damit wirtschaftliches Fertigen. Die Steue-

rung hat die Aufgabe, die Schritte eines Bearbeitungsablaufs aufeinander abzustimmen, sodass gleichbleibende Bewegungsabläufe schnell und präzise wiederholt werden können (CONRAD 1999). Dies erfordert im Fall des Reibschweißens u. a. die Ansteuerung der erforderlichen Aggregate wie z. B. Spindelantrieb, Axialkraftherzeugung, Lagerschmierungen oder Spanneinrichtungen. Außerdem ermöglicht die Steuerung die Aufnahme und die Überwachung relevanter Prozessgrößen. In modernen Maschinen werden diese Funktionen von einer CNC-Einheit (Computerized Numerical Control) übernommen. Typischerweise enthält eine Maschinensteuerung auch Regelkreise. Die Aufgabe der Regelung ist es, ausgewählte Größen eines Systems entsprechend vorgegebener Sollwerte zu führen, indem sie fortwährend die Regel- mit der Führungsgröße vergleicht und entsprechend des implementierten Regelgesetzes auf das System einwirkt (DIN 19226).

Beim Reibschweißen wird der Prozessverlauf durch die Schweißparameter Axialkraft, Drehzahl und Schwungmasse sowie durch die Bauteildimensionen, den Werkstoff und die auftretenden Störgrößen beeinflusst. Beim kontinuierlichen Reibschweißen stehen die Axialkraft und die Drehzahl als Regelgrößen zur Verfügung. Diese können zeit- oder wegabhängig gesteuert werden, um so direkten Einfluss auf die Schweißqualität sowie die Fertigungsgrößen *Stauchweg* und *Drehlage* zu nehmen (SCHMIDT 1982, NEUMANN & SCHOBER 1991, GRÜNAUER 1987). Im Gegensatz dazu ist das SRS ein sich teilweise selbst regelnder Prozess, der nach Schweißbeginn nur noch indirekt beeinflusst werden kann. So ist der Prozessverlauf vom Werkstoff, der Probengeometrie, der Axialkraft, der Spindelanzugsdrehzahl und dem Massenträgheitsmoment abhängig. Klassischerweise ist die einzige Größe, die während des Prozesses geregelt wird, die Axialkraft bzw. der Zylinderdruck. Ziel der herkömmlichen Regelung ist die Einhaltung eines konstanten Kraftniveaus, das zuvor durch experimentelle Untersuchungen als geeignet befunden wurde (RUGE 1993, SPINDLER 1994, WANG & LIN 1974, SCHUTZRECHT DE 243128 A1 1975). Das Grundprinzip der Prozessregelung beim SRS zeigt Abbildung 8 unter Berücksichtigung der Ausführungen in DIN EN ISO 15620, SPINDLER (1994), SCHMIDT (1982) sowie NEUMANN & SCHOBER (1991).

Die Vorteile dieser Methode liegen in der einfachen und sicheren Prozessführung, was eine reproduzierbar hohe Schweißqualität gewährleistet. Die beschriebene Art der Prozessführung hat jedoch den Nachteil, dass die Teilsysteme *Prozess* und *Struktur* außerhalb des geschlossenen Regelkreises liegen. Damit besteht keine Möglichkeit, gezielt in den Schweißablauf einzugreifen, um Stauch-



länge und Winkelorientierung zu beeinflussen (MEYER 1978). Störgrößen, die zu einer Streuung von Stauchweg und Drehlage führen, können deshalb nicht kompensiert werden. Hierzu zählen vor allem schwankende Materialkennwerte, veränderliche Reibungsverluste in den Maschinenlagern sowie die Schweißflächenbeschaffenheit, die aufgrund von Fertigungstoleranzen bei der Bauteilvorbereitung hinsichtlich Geometrie und Rauigkeit variieren kann. Daraus resultiert für die Verläufe von Stauchweg und Drehlage eine unerwünscht hohe Streubreite, die laut SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 (1991) für den Stauchweg trotz gleichbleibender Schweißparameter oft im Millimeter-Bereich liegt (vgl. auch LOTZ 2009). Die Abweichung im Drehlageverlauf kann mehrere Umdrehungen betragen, womit die Winkelabweichung nach dem Prozessende einen beliebigen Wert zwischen  $0^\circ$  und  $360^\circ$  annehmen kann und damit völlig zufallsbedingt ist (SCHUTZRECHT US 2005/0218192 A1 2005, SCHUTZRECHT DE 2436128 A1 1975, LOTZ 2009). Um diese Nachteile zu umgehen, existiert inzwischen eine Reihe von Ansätzen, mit denen die beiden Größen innerhalb enger Toleranzen geführt werden sollen. Der nachfolgende Abschnitt geht darauf näher ein.

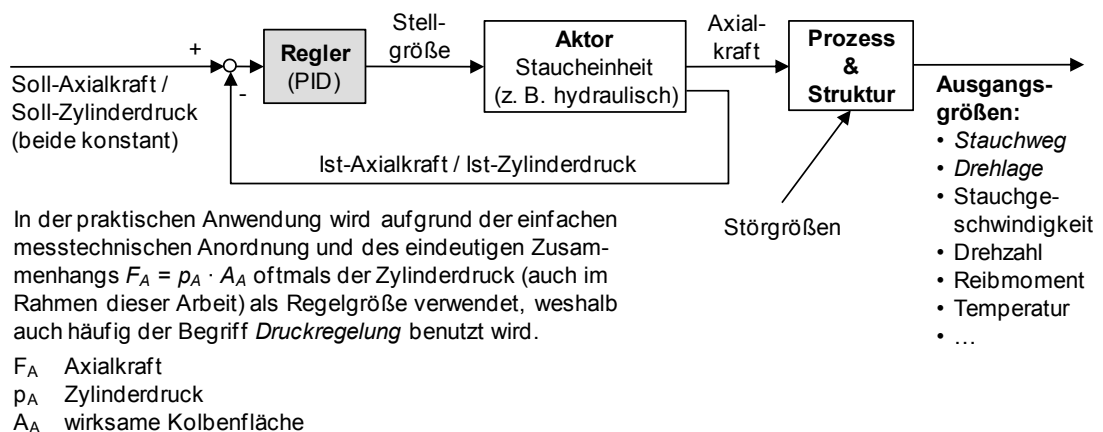


Abbildung 8: Grundprinzip der Prozessregelung beim SRS

## 2.5 Bestehende Ansätze zur Regelung von Stauchweg und Drehlage

### 2.5.1 Regelung des Stauchweges

#### 2.5.1.1 Übersicht über bisherige Ansätze

Wie im vorangehenden Abschnitt deutlich wurde, liegt der Grund für die hohe Prozessstreuung in der herkömmlichen Regelstruktur. Es bedarf also eines Ansatzes, bei dem der Stauchwegverlauf direkt beeinflusst wird. Anstatt der Axialkraft muss der Weg als Regelgröße gewählt werden. Damit geht auch die Vorgabe einer neuen Führungsgröße einher, nämlich des Soll-Wegverlaufs. Die prinzipiellen Ideen zur Regelung der axialen Materialverkürzung während des Prozesses sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Eine detaillierte Beschreibung dieser Ansätze wird in den nachfolgenden Abschnitten gegeben.

*Tabelle 1 (Teil 1): Prinzipielle Möglichkeiten zur Regelung des Stauchweges*

Variation der Axialkraft (siehe SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 1991; vgl. auch SCHUTZRECHT US 7080770 B2 2006)

- Referenzversuch:
  - Konventionelle Druckregelung (Standardwerte für Schwungmasse, Anfangsdrehzahl und Axialkraft);
  - Aufnahme des Wegverlaufs als Funktion der Drehzahl; diese dient bei nachfolgender Regelung als Soll-Verlauf.
- Geregelter Ablauf:
  - Erfassung der Abweichung des Ist-Stauchwegverlaufs vom zuvor ermittelten Soll-Verlauf;
  - entsprechend der Regelabweichung wird der Druck im Stauchzylinder mit Hilfe eines Servoventils angepasst.

(Fortsetzung der Tabelle folgt auf der nächsten Seite)

*Tabelle 1 (Teil 2): Prinzipielle Möglichkeiten zur Regelung des Stauchweges*

Variation des Spindeltriebsmomentes (siehe SCHUTZRECHT WO 2006/022819 A1 2006, SCHUTZRECHT US 7651019 B2 2010; vgl. auch SCHUTZRECHT US 7080770 B2 2006)

- Referenzversuch in gleicher Weise wie zuvor beschrieben
- Geregelter Ablauf:
  - Spindeltrieb wird nach Prozessbeginn nicht entkoppelt;
  - Erfassung der Abweichung des Ist-Verlaufs vom Soll-Verlauf;
  - entsprechend der Regelabweichung wirkt der Motor mit einem antreibenden oder abbremsenden Moment auf die Spindel ein, um so Energie zu- oder abzuführen.

### **2.5.1.2 Variation der Axialkraft**

Ein Ansatz zur Regelung des Stauchweges ist in SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 (1991) beschrieben. Bei diesem Verfahren wird in einer vorab durchgeführten Referenzschweißung mit konstanter Axialkraft das Stauchmaß als Funktion der Spindeldrehzahl aufgezeichnet. Dazu werden in gewohnter Weise die empirisch ermittelten und für die Schweißung günstigsten Schweißparameter Massenträgheitsmoment, Anfangsdrehzahl und Axialkraft eingestellt. Der sich daraus ergebende Verlauf des Stauchweges dient als Sollwert-Vorgabe für den anschließenden, geregelten Prozess. Die Testschweißung erfolgt dabei an Werkstücken, die in ihrer Form, Größe und Werkstoffzusammensetzung den für die Produktion vorgesehenen Teilen entsprechen.

Bei der anschließenden geregelten Schweißung überwacht die Maschinensteuerung die axiale Längenänderung der Fügepartner und vergleicht diese mit den abgespeicherten Referenzwerten. Tritt eine Abweichung zwischen Ist- und Soll-Verlauf auf, wird der Öldruck im Arbeitszylinder mit Hilfe eines Servoventils entweder erhöht oder verringert, um so den Stauchweg dem Soll-Maß anzugleichen. Zur Gewährleistung einer guten Schweißqualität darf nach SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 (1991) die aufgebrachte Axialkraft jedoch nicht so weit verändert werden, dass sie ein vorgegebenes Toleranzband verlässt. In dem beschriebenen Verfahren wird dafür ein Bereich von  $\pm 10\%$  um eine definierte Nennkraft herum vorgeschlagen. Die Wirksamkeit dieses Ansatzes wird im genannten Patent anhand von Beispielschweißungen nachgewiesen. Hierzu wurden jeweils zwei Proben mit 51 mm Durchmesser mit den Schweißparametern  $2000 \text{ min}^{-1}$

Anfangsdrehzahl,  $42,56 \text{ kN}$  Stauchkraft und  $8 \text{ kgm}^2$  Massenträgheitsmoment verschweißt. Die gemessenen Stauchwege lagen in einem Bereich von  $\pm 0,127 \text{ mm}$  um das Nennmaß von  $4,75 \text{ mm}$  herum, was einer Abweichung von  $2,7 \%$  entspricht. Da es sich hierbei um eine für das SRS unüblich kleine Probe handelt, ist zu vermuten, dass dieser Wert die Grenze der mit diesem Verfahren erreichbaren Genauigkeit darstellt.

### 2.5.1.3 Variation des Spindeltriebsmomentes

Einen anderen Ansatz zur Verringerung der Toleranzen beim SRS beschreibt das SCHUTZRECHT WO 2006/022819 A1 2006 (siehe auch SCHUTZRECHT US 7080770 B2 2006). Das Verfahren beruht ebenfalls auf dem Vergleich des Stauchmaßes in Abhängigkeit der Spindeldrehzahl mit einem abgespeicherten Soll-Verlauf. Allerdings wird hier die Anpassung des Wegverlaufs durch eine Regelung des Spindeltriebes realisiert. Im Gegensatz zum typischen Vorgehen beim SRS wird in diesem Fall der Antriebsmotor nach Erreichen der Nenndrehzahl nicht von der Spindel entkoppelt. Dadurch ist es im Laufe der Schweißung weiterhin möglich, zusätzlich zu der im Schwungrad gespeicherten Rotationsenergie, weitere Energie in den Prozess einzubringen oder durch Umschaltung des Motors auf Generatorbetrieb abzuführen.

Ebenso wie bei dem vorherigen Verfahren werden in einer Referenzschweißung zwei Füge­teile mit der herkömmlichen Druckregelung und den idealen Schweißparametern gefügt. Es wird auch hier das Stauchmaß als Funktion der Spindel­drehzahl erfasst, die bei der anschließenden Serienproduktion als Referenz dient. Für die Herstellung einer stauchweggeregelten Schweißung werden die Parameter Spindeldrehzahl, Massenträgheitsmoment und Axialkraft in gewohnter Weise eingestellt. Die Regelung beginnt, sobald die Spindel nach Kontakt der Füge­teile eine vorher festgelegte Drehzahl unterschreitet. Dies soll sicherstellen, dass die Vorgänge in der Einreibphase, wie Glättung der Rauigkeitsspitzen und Entfernung von Verunreinigungen auf den Kontaktflächen, ohne Eingriff der Weg­regelung ablaufen können. Alternativ kann als Startsignal auch das Überschreiten eines gewissen Stauchmaßes vorgegeben werden. Der Stauchweg wird fortwäh­rend erfasst und mit dem Referenz-Wert verglichen. Sobald das Ist-Maß geringer als der Soll-Wert ist, wird die Spindel vom Antriebsmotor mit einem positiven Drehmoment beaufschlagt. Damit wird zusätzliche Energie in den Prozess ein­gebracht, wodurch die Plastifizierung in der Fügefläche verstärkt wird und die Stauchung zunimmt. Ist dagegen das Ist-Maß größer als der Soll-Wert, fungiert

der Antriebsmotor als externe Bremse. Da dem Prozess hierdurch Energie entzogen wird, erhöht sich der Materialwiderstand gegen weitere Verformungen, so dass sich die Stauchgeschwindigkeit reduzieren lässt. Angaben über erreichbare Genauigkeiten werden nicht gegeben.

Ein davon abweichendes Verfahren wird in SCHUTZRECHT US 7651019 B2 (2010) beschrieben. Zwar wird auch hier das Prinzip verfolgt, durch eine Anpassung der Rotationsenergie den Stauchweg zu beherrschen, jedoch wird ein anderer Weg zur Bestimmung der Stellgröße vorgeschlagen. Die beschriebene Lösung sieht vor, zu jedem Abtastschritt die zu erwartende Fertiglänge in Abhängigkeit der noch im System befindlichen Rotationsenergie zu berechnen. Die im Schwungrad befindliche Restenergie wird über die Messung der Spindeldrehzahl sowie das bekannte Massenträgheitsmoment bestimmt. Des Weiteren wird ein Berechnungsansatz zur Prädiktion des noch zu erwartenden Stauchweges angegeben. Allerdings finden sich weder Angaben über die erreichbaren Fertigungstoleranzen noch über die Genauigkeit des Prädiktionsmodells.

### **2.5.2 Regelung der Drehlage**

#### **2.5.2.1 Übersicht über bisherige Ansätze**

Wie bereits ausgeführt wurde, ist in der ursprünglichen Form des SRS kein Mechanismus zur Beeinflussung der Spindeldrehung und damit zur Regelung der Winkelorientierung vorgesehen. Im Gegensatz dazu steht das konventionelle Reibschweißen, bei dem es mit Hilfe des kontinuierlichen Motoreingriffes zum Stand der Technik wurde, winkelnau zu verschweißen. In Anbetracht der Forderung, auch mit dem SRS-Verfahren Komponenten mit definierter Drehlage herzustellen, wird bereits seit über 40 Jahren nach Möglichkeiten gesucht, zwei Werkstücke mit einer bestimmten Winkelorientierung zueinander zu fügen. Obwohl bereits mit Doppel-Spindel-Maschinen, bei mechanischer Synchronisierung der drehenden Wellen, drei Werkstücke derart miteinander verschweißt werden können, dass die beiden rotierenden Fügeteile stets in gleicher Winkellage zueinander stehen, ist das drehwinkelgenaue Fügen bei den, fast ausschließlich eingesetzten, Ein-Spindel-Maschinen mit erheblichem Aufwand verbunden. Es wurde eine Reihe von Ideen entwickelt, von denen die bedeutendsten in Tabelle 2 im Überblick gezeigt sind und in den nachfolgenden Abschnitten näher beschrieben werden.

Tabelle 2: *Prinzipielle Möglichkeiten zur Regelung der Drehlage*

<p>Lösen der Festseite (Schutzrecht US 3541669 1970)</p> <ul style="list-style-type: none"><li>▪ Lösen der Festseite in definierter Winkellage kurz vor Ende des Schweißprozesses;</li><li>▪ die definierte Winkellage berücksichtigt den erforderlichen Weg zum Beschleunigen der Festseite auf Spindeldrehzahl.</li></ul>
<p>Schlagartiges Anhalten der Spindel (Schutzrecht DE 2436128 A1 1975, siehe auch Schutzrecht US 3564703 1971)</p> <ul style="list-style-type: none"><li>▪ Es kommen zwei rotierende Spindeln in koaxialer Anordnung zum Einsatz.</li><li>▪ Beide Spindeln werden durch den Einsatz eines Freilaufs entkoppelt voneinander angetrieben.</li><li>▪ Die schnell laufende Spindel übernimmt zu Prozessbeginn den Antrieb.</li><li>▪ Nach Unterschreiten einer Grenzgeschwindigkeit übernimmt die langsame und mit hohem Drehmoment laufende Spindel den Antrieb.</li><li>▪ Sobald die zweite Spindel beginnt anzutreiben, wird ein Anschlag ausgefahren, der mit dem Nocken der Spindel in Eingriff gebracht wird und so zu einem schlagartigen Anhalten der Spindel führt.</li></ul>
<p>Ausrichtung nach Spindelstillstand (Schutzrecht US 3750927 1973)</p> <ul style="list-style-type: none"><li>▪ Spindel wird vor Beendigung der letzten Umdrehung abgebremst und gegen Verdrehung gesichert;</li><li>▪ unmittelbar nach Spindelstillstand wird die feste Seite durch eine ausreichend stark dimensionierte Aktorik in die gewünschte Winkelposition verdreht.</li></ul>
<p>Einleitung geregelter Antriebsmomente (Schutzrecht US 5858142 A 1999, Schutzrecht US RE39019 E 2006; vgl. Schutzrecht US 2005/0218192 A1 2005)</p> <ul style="list-style-type: none"><li>▪ Referenzversuch:<ul style="list-style-type: none"><li>- Konventionelle Druckregelung (Standardwerte für Schwungmasse, Anfangsdrehzahl und Stauchkraft)</li><li>- Aufzeichnung des Drehlage- und des Drehzahlverlaufs</li></ul></li><li>▪ Drehlageregelung:<ul style="list-style-type: none"><li>- Reproduzierung des Sollwertverlaufs durch Modulation des Antriebsmomentes</li></ul></li></ul>

### 2.5.2.2 Lösen der Festseite

Das SCHUTZRECHT US 3541669 (1970) beschreibt eine Möglichkeit, zwei Füge-  
teile in definiertem Drehwinkel zueinander mittels SRS zu fügen. Dabei wird  
kurz vor Ende der Relativbewegung, in genau vorgegebener Winkelstellung der  
Spindel, die Festseite gelöst, sodass es dem zuvor drehstarr eingespannten Bau-  
teil ermöglicht wird, sich mit dem rotierenden Teil mitzudrehen, um so in ge-  
wünschte Winkelausrichtung zu gelangen. Hierzu sind die beiden Werkstücke in  
entsprechenden Spannbacken einzusetzen, wobei das rotierende Werkstück in  
Bezug zu einer Markierung bzw. einer Abtastvorrichtung genau ausgerichtet sein  
muss. Befinden sich die Schweißproben in gewünschter Winkellage zueinander,  
wird eine Bremse geschlossen, wodurch das nicht rotierende Bauteil gegen Ver-  
drehung gesichert ist. Im Anschluss daran läuft der Schweißprozess zunächst in  
bekannter Weise ab, wobei ein Messsystem die Drehzahl und die Winkellage der  
Spindel kontinuierlich aufnimmt. Sobald eine vorgegebene, experimentell be-  
stimmte Drehzahl gegen Ende des Schweißprozesses unterschritten wird und  
gleichzeitig die richtige Winkelorientierung zum feststehenden Bauteil vorliegt,  
wird ein Signal zum Lösen der Bremse gegeben. Die Reibung zwischen den bei-  
den Füge-  
teilen beschleunigt das bis dahin feststehende Teil, bis dessen Drehzahl  
an die Spindeldrehzahl angeglichen und die Relativbewegung aufgehoben ist.  
Jedoch muss für eine genaue Bauteilausrichtung der Winkel, um den sich die  
Spindel bis zum Drehzahlgleich der beiden Werkstücke weiterdreht, berück-  
sichtigt werden. Dieser Winkel fällt nach den Angaben im SCHUTZRECHT US  
3541669 (1970) relativ gering aus, da die Bremse kurz vor Ende des Schweiß-  
prozesses, während sich bereits das zweite Reibmomentenmaximum ausbildet,  
gelöst wird. Der Betrag der Relativedrehung zwischen den beiden Füge-  
teilen nach dem Öffnen der Bremse wird von den Werkstückdurchmessern, den Werkstoff-  
kennwerten, den Reibverhältnissen, den Massenträgheitsmomenten sowie der  
Spindeldrehzahl bestimmt. Zu der erzielbaren Genauigkeit finden sich im ge-  
nannten Patent keine Angaben. Ebenso fehlen Hinweise darauf, welche Auswir-  
kungen auf die Verbindungsqualität zu erwarten sind.

### 2.5.2.3 Schlagartiges Anhalten der Spindel

In US 3564703 (1971) wird ein Konzept vorgestellt, bei dem das Einstellen der  
Winkelorientierung durch das schlagartige Anhalten des Spindelsystems vor  
Beendigung der letzten Umdrehung möglich wird. Die Erfindung sieht hierfür  
den Einsatz einer mechanischen Arretier- oder einer sehr leistungsstarken

Bremsvorrichtung vor. Da ein derart gewaltsames Eingreifen mit Problemen, wie z. B. Kurzlebigkeit bestimmter Maschinenelemente sowie hohen Geräuschentwicklungen, behaftet ist, wird in SCHUTZRECHT DE 2436128 A1 1975 eine Lösung vorgeschlagen, um den Spindelstillstand „sanfter“ zu gestalten. Dieser Ansatz sieht zwei rotierende, coaxial angeordnete Wellen auf der Spindelseite der Maschine vor. Dabei stellt die Spindel die Hauptwelle dar, welche von einem Motor auf die Nenndrehzahl beschleunigt wird und deren Drehzahl aufgrund des wirkenden Reibmomentes zwischen den Fügeteilen im Verlauf der Schweißung abfällt. Die zweite Welle wird von einem Hydraulikmotor über ein hochübersetzendes Getriebe mit relativ geringer Drehzahl angetrieben. Dadurch ist die zweite Welle in der Lage, ein großes Drehmoment zu übertragen. Zwischen beiden Wellen befindet sich ein Freilauf, sodass die schnell drehende Spindel weiterlaufen kann, während die coaxiale Welle mit konstanter Drehzahl angetrieben wird. Sobald die Drehzahl der Hauptwelle unter die der zweiten Welle abfällt, übernimmt letztere infolge des Freilaufs den Antrieb. Zum selben Zeitpunkt, ab dem die zweite Welle den Antrieb der Spindel übernimmt, wird ein Anschlag ausgefahren, um mit dem Nocken der Spindel in Eingriff gebracht zu werden. Hierdurch wird die Spindel innerhalb einer Umdrehung in einer definierten Winkellage schlagartig angehalten. Im gleichen Schutzrecht wird eine zweite Ausführungsform beschrieben, die aber auf demselben Prinzip beruht. In dieser wird anstatt des Hydraulikmotors und des hoch übersetzenden Getriebes eine hydraulisch angetriebene Zahnstange vorgesehen, mit der die zweite Welle angetrieben wird. Der Anschlag ist hier in Form zweier Kupplungsscheiben ausgeführt, die nur in einer bestimmten Winkelstellung miteinander in Eingriff gebracht werden können. Mit der Wahl einer geringen Einstell Drehzahl für die zweite Welle können der Impuls beim Anschlagstoß und der Geräuschpegel beim Anhalten der Spindel verringert werden (SCHUTZRECHT DE 2436128 A1 1975). Dennoch bleibt kritisch anzumerken, dass die rotierenden Maschinenteile schlagartig angehalten werden müssen und die Lösung einen hohen konstruktiven Aufwand verlangt.

### **2.5.2.4 Ausrichtung nach Spindelstillstand**

Für das drehwinkelgenaue Verschweißen beim SRS sieht das SCHUTZRECHT US 3750927 (1973) eine Methode vor, mit der, nachdem die Spindel zum Stillstand gekommen ist, über einen Aktor der geforderte Winkel zwischen den Fügeteilen hergestellt wird. Hierzu werden beide Werkstücke im richtigen Winkel zueinander in der jeweiligen Nullstellung der Spindel und des Schlittens eingespannt. Der SRS-Prozess läuft in gewohnter Weise ab. Allerdings wird die Spindel, be-



vor sie ihre letzte Umdrehung vollendet, durch Betätigung einer Bremse angehalten und gegen weitere Drehung gesichert. Sobald die Spindel zum Stillstand gekommen ist, wird die Winkelausrichtung zwischen den Bauteilen vorgenommen. Dazu ist der translatorisch bewegliche Schlitten mit einer Hydraulik ausgestattet, die es erlaubt, das bis dahin drehstarr eingespannte Bauteil um insgesamt  $\pm 180^\circ$  zu drehen. Die Winkelerorientierung zwischen der Spindel und der Spanneinrichtung des Schlittens wird durch ein geeignetes Winkelmesssystem ermittelt. Das verwendete Hydrauliksystem muss dabei in der Lage sein, innerhalb kürzester Zeit, also vor zu starker Abkühlung der Fügezone, die Winkelausrichtung zwischen den Werkstücken vorzunehmen. Je nach Größe der zu verschweißenden Bauteile ist ein entsprechend großes Drehmoment erforderlich. Mit der vorgeschlagenen Ausführung soll ein drehwinkelgenaues Fügen von  $\pm 1^\circ$  realisierbar sein.

### 2.5.2.5 Einleitung geregelter Antriebsmomente

Speziell für das SRS ist ein Verfahren zum drehwinkelgenauen Fügen in SCHUTZRECHT US 5858142 A (1999) (siehe auch SCHUTZRECHT US 2005/0218192 A1 2005) beschrieben, bei dem ein Antriebsmotor regelnd in den Prozess eingreift, um so den Drehzahlverlauf zu beeinflussen. Die Herausforderung dabei ist, trotz des großen äußeren Bremsmomentes, der hohen Spindel-drehzahl und des großen Massenträgheitsmomentes, den Positioniervorgang schnell und mit ausreichender Genauigkeit durchzuführen.

Der Ansatz erfordert zunächst die Durchführung einer Referenzschweißung. Hierbei werden der Drehzahlverlauf sowie die Spindelorientierung als Funktion der Zeit aufgezeichnet. Abhängig von den zu verschweißenden Fügeteilen werden die Schweißparameter – Spindelanfangsdrehzahl, Massenträgheitsmoment und Axialkraft – in herkömmlicher Art im Vorfeld eingestellt. Am Ende der Schweißung wird der Winkelfehler zwischen den beiden gefügten Teilen ermittelt und in der Maschinensteuerung als Korrekturwert hinterlegt.

Für die anschließende Schweißung von Serienteilen werden die Werkstücke in derselben Ausgangskonfiguration wie beim Vorversuch eingespannt. Die Werkstückvorrichtungen müssen so ausgelegt sein, dass die Fügeteile in definierter Winkellage zueinander aufgenommen werden können. Vor Prozessbeginn korrigiert die Maschinensteuerung die Spindelposition um den hinterlegten Korrekturwert. Der Spindeldrehzahlverlauf während der Beschleunigungsphase und der Schweißung sowie die davon abhängige Spindelorientierung der Referenz-

schweißung werden von der Maschinensteuerung möglichst genau reproduziert. Bei Abweichungen von den gespeicherten Sollwerten wird die Spindel entweder mit einem positiven oder negativen Drehmoment vom Antriebsmotor beaufschlagt.

Der Vorschlag ähnelt der bereits genannten Idee aus SCHUTZRECHT DE 3226362 (1984), welche für das kontinuierliche Reibschweißen entwickelt wurde. In diesem wird ebenfalls die Winkeldrehlage durch einen Motor, der bei dieser Verfahrensart allerdings grundsätzlich als Antrieb des Prozesses vorgesehen, d. h. sowieso schon vorhanden ist, entlang einer Sollkurve geregelt. Laut der Erfindungsmeldung soll hiermit eine Fertigungstoleranz von  $< 0,5^\circ$  möglich sein. In SCHUTZRECHT US 5858142 A (1999) für das SRS finden sich keine Angaben über die erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten. Jedoch ist, wie in Abschnitt 1.3 schon begründet, beim SRS eine höhere Abweichung bei Anwendung der gleichen Methodik zu erwarten.

### **2.6 Resümee zum Stand der Technik**

Im Rahmen der hier durchgeführten Recherche konnten vier Schwerpunkte identifiziert werden, auf die sich die Forschung und Entwicklung im Bereich des Reibschweißens konzentriert und die von besonderem Interesse für die vorliegende Arbeit zur Steigerung der Fertigungsgenauigkeit sind. Erstens widmen sich industrielle Anwender und Forschungseinrichtungen mit großem Aufwand der Erschließung neuer Anwendungsfelder für das Reibschweißen. Dabei ist vor allem die Untersuchung neuer Werkstoffe und Werkstoffkombinationen hinsichtlich ihrer Schweißbeignung ein wichtiger Bestandteil, wobei der Fokus auf dem Einsatz hochwertiger Materialien, wie z. B. Nickelbasislegierungen oder auch Titanverbindungen, liegt. Diesen Entwicklungen ist besondere Beachtung zu schenken, da solche Werkstoffe zumeist verschärfte Anforderungen an die Beherrschbarkeit des Prozesses stellen, auf die mit einer angepassten Maschinenstruktur sowie einer leistungsfähigeren Steuerungs- und Regelungstechnik zu reagieren ist.

Zweitens ist festzustellen, dass im Bereich der Maschinenteknik eine kontinuierliche Weiterentwicklung von Seiten der Hersteller betrieben wird. Neue Anlagenkonzepte erlauben durch eine entsprechende Dimensionierung die Verschweißung immer anspruchsvollerer Werkstoffe und größerer Bauteile. Es besteht die Forderung nach steiferen und verbesserten Maschinenstrukturen, leis-

tungsfähigerer Actorik und umfassender Messtechnik zur Erfassung der relevanten Prozessgrößen. Da die mechanische Auslegung und die Maßnahmen zur Strukturoptimierung im Allgemeinen geschützte Erfahrungen und Kenntnisse des Herstellers sind, finden sich in der Literatur nur wenige detaillierte Beschreibungen zur Auslegung einer entsprechenden Anlage. Insbesondere Untersuchungen zum Strukturverhalten und die Auswirkungen konstruktiver Merkmale auf das dynamische Übertragungsverhalten sind in der wissenschaftlichen Literatur noch nicht ausreichend behandelt.

Drittens besteht großer Bedarf hinsichtlich der Beschreibung und Modellierung der Prozessabläufe. Steigende Rechnerleistungen haben dazu geführt, dass verstärkt numerische Simulationen auf Basis der FEM zur Abbildung des Materialverhaltens entwickelt und eingesetzt werden. Ihr Zweck ist es, die optimalen Schweißparameter in Abhängigkeit der Schweißaufgabe zu bestimmen und daraus den Verlauf der Prozessgrößen sowie das sich einstellende Materialgefüge zu berechnen. Hierdurch soll es möglich werden, aufwendige experimentelle Untersuchungen zur Prozessauslegung zu reduzieren und gleichzeitig die Verbindungsqualität zu erhöhen. Aus regelungstechnischer Sicht bedarf es eines Simulationsmodells, das einfach aufgebaut sowie bei neuen Schweißaufgaben mit geringem Aufwand anpassbar ist und zudem kurze Berechnungszeiten ermöglicht. Wie im folgenden Verlauf der Arbeit deutlich wird, muss die Simulation zudem die Wechselwirkungen von Regler, Struktur und Prozess abbilden. Die durchgeführte Recherche zeigte, dass Modelle mit den zuletzt beschriebenen Eigenschaften für das SRS noch nicht vorhanden sind.

Der vierte Forschungsschwerpunkt beim SRS liegt auf der Entwicklung von Ansätzen zur Verbesserung der Stauchweg- und der Drehlagegenauigkeiten. Diese Bestrebungen sind stark durch Anlagenhersteller und Anwender getrieben, deren Ideen vorwiegend in Form von Patenten veröffentlicht sind. Die vielversprechendsten Vorschläge verfolgen dabei den Ansatz, anstatt der herkömmlichen Axialkraft- bzw. Druckregelung eine direkte Regelung der Ausgangsgrößen Stauchweg und Drehlage einzuführen. Jedoch konnten sich die vorgeschlagenen Regler in der industriellen Fertigung nicht etablieren, da sie hinsichtlich der erreichbaren Toleranzen nicht den Bedürfnissen in der Praxis gerecht werden. Deshalb bedarf es der Entwicklung und Einführung neuer Regelstrategien, durch die eine signifikante Verbesserung der aktuell erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten möglich wird. Aus diesem beschriebenen Stand der Technik leiten sich die Ziele sowie die Handlungsfelder dieser Arbeit ab. Im folgenden Kapitel werden diese

konkret definiert und das Konzept zur Erreichung des in der Einleitung benannten Forschungszieles beschrieben.

## 3 Ansatz zur Steigerung der Fertigungsgenauigkeit

### 3.1 Prinzipieller Lösungsweg

Aus den bisherigen Ausführungen ging hervor, dass eine hochgenaue Führung von *Stauchweg* und *Drehlage* beim *SRS* dazu beitragen würde, zum ersten den Anwendungsbereich dieses Verfahrens zu erweitern und zum zweiten die Prozesskosten zu senken. Im letzten Kapitel wurden die bisherigen Ansätze zur Steigerung der Fertigungsgenauigkeiten und deren Grenzen dargelegt. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen soll nun ein Lösungsweg entwickelt und im weiteren Verlauf dieser Arbeit verfolgt werden, durch den sich eine signifikante Verbesserung der aktuell erreichbaren Toleranzbereiche erzielen lässt und der damit die Grundlage für ein Verschweißen von Fertigteilen schafft. Dabei sollen im Rahmen dieser Arbeit nicht einzelne Einflussgrößen separat betrachtet und verbessert werden, wie z. B. lediglich die Aktorik, die Maschinenstruktur oder die Vorrichtungsauslegung. Stattdessen ist es das Ziel, die Hauptfaktoren in ihrem Zusammenwirken zu verstehen und in Form einer Gesamtlösung gezielt auf sie einzuwirken. Hierfür ist es erforderlich, zunächst die Wirkprinzipien bzw. physikalischen Abläufe innerhalb des *SRS*-Systems zu erfassen, durch die das Verhalten von *Stauchweg* und *Drehlage* bestimmt wird. Zu diesem Zweck erfolgt eine Systemanalyse, die anhand von Abbildung 9 nachfolgend beschrieben wird. Auf Grundlage dieses Wissens wird anschließend ein Ansatz erarbeitet, mit dem der Verlauf der beiden genannten Prozessgrößen beherrscht werden kann.

Der *Stauchweg* und die *Drehlage* stehen im Mittelpunkt dieser Betrachtung; die Systemgrenze wird so gezogen, dass deren Soll-Verläufe den Eingang und die tatsächlichen Ist-Werte den Ausgang des Systems bilden. Diese Festlegung erfolgt in Anlehnung an die Ausführungen aus den Abschnitten 2.4.2, 2.5 und 2.6, in denen deutlich wurde, dass der *Stauchweg* und die *Drehlage* als Regelgrößen gewählt werden müssen, um sie direkt beeinflussen zu können. Weitere Eingangselemente sind die Schweißaufgabe, die durch den Werkstoff sowie die Werkstückabmessungen und die -geometrie definiert ist, und die daraus abgeleiteten Schweißparameter, bei denen es sich um einstellbare Größen an der Maschine handelt. Außerdem sind zur vollständigen Darstellung die Umgebungseinflüsse als Störgrößen abgebildet, die jedoch im Folgenden nicht weiter betrachtet werden.

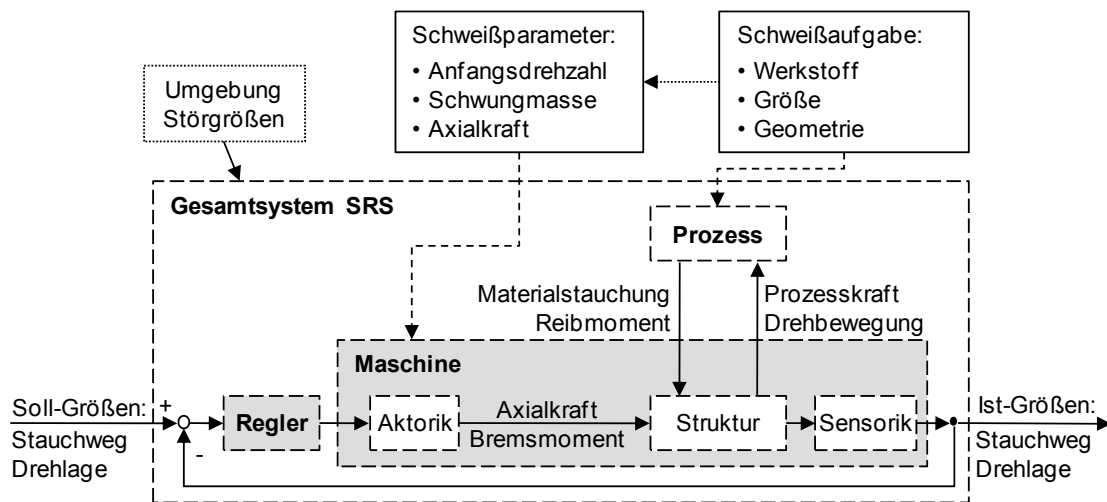


Abbildung 9: Schematische Darstellung des SRS-Systems mit den Ein- und Ausgangsgrößen (Soll- und Ist-) Stauchweg und Drehlage

Mit dem Begriff *Gesamtsystem SRS* wird der Schweißvorgang bezeichnet, an dem die Teilsysteme

- Regler,
- Maschine, bestehend aus Struktur, Aktorik und Sensorik, und
- Prozess

beteiligt sind (vgl. NEUMANN & SCHOBER 1991, SCHUTZRECHT EP 0995534 B1 2007). In Abbildung 9 ist die prinzipielle Verknüpfung dieser drei genannten Subsysteme dargestellt. Es ist zu beachten, dass aus Gründen der Übersichtlichkeit lediglich ein Regelkreis abgebildet ist, jedoch in der praktischen Umsetzung zwei unabhängig voneinander arbeitende Kreise zum Einsatz kommen – einer für den Stauchweg und ein anderer für die Drehlage. Die Aufgabe der Regler ist es, entsprechend dem verwendeten Regelgesetz sowie der vorhandenen Abweichungen zwischen Ist- und Soll-Werten die erforderlichen Stellgrößen zu berechnen und an die jeweilige Aktorik weiterzuleiten. Zur Beeinflussung des Stauchweges ist eine hydraulische Staucheinrichtung vorgesehen, über die eine axial zur Spindelachse wirkende Druckkraft in die Maschinenstruktur eingeleitet wird. Der Drehlageverlauf wird mittels einer Bremsaktorik manipuliert. Die Maschine wirkt über die Drehbewegung der Spindel sowie die gleichzeitig ausgeübte Druckkraft auf die Prozesszone ein. Mit dem Teilsystem *Prozess* werden die physikalischen Vorgänge in der Schweißzone beschrieben, die zu einer plastischen Materialverformung und damit dem Stauchweg sowie einem Reibmoment und hieraus resultierend dem Drehlageverlauf führen. Durch die messtechnische

Erfassung der beiden Größen *Stauchweg* und *Drehlage* mit Hilfe der Sensorik sowie deren Rückführung schließt sich der Regelkreis.

Das Verhalten des Teilsystems *Prozess* ist als gegeben hinzunehmen, da es durch die konstruktiv vorgegebene Schweißaufgabe und die innerhalb der Fügezone herrschenden thermo-mechanischen Gesetzmäßigkeiten bestimmt wird. Abhängig von der Schweißaufgabe, haben sich die Schweißparameter *Anfangsdrehzahl*, *Schwungmasse* und *Axialkraft*, die auf den Prozess einwirken, innerhalb vorgegebener Toleranzen zu bewegen. Unter Einhaltung dieser Randbedingungen wird sich der Verlauf der beiden Größen *Stauchweg* und *Drehlage* qualitativ immer so wie in Abbildung 7 gezeigt einstellen. Allerdings besteht die Möglichkeit, die Schweißparameter innerhalb enger Grenzen derart zu steuern, dass sich der gewünschte Prozessverlauf einstellt. Dies erfordert eine geeignete Auslegung und Abstimmung der in Abbildung 9 grau gekennzeichneten Teilsysteme *Regler* und *Maschine* inklusive Struktur, Aktorik und Sensorik, da durch sie die Aufprägung der Schweißparameter erfolgt. Des Weiteren bedarf es, wie es auch schon die Ausführungen im Resümee zum Stand der Technik zeigten, einer fähigen Regelstrategie, um den schwer beherrschbaren Prozess möglichst genau zu führen. Zur Auslegung einer fähigen SRS-Regelung ist es zwingend erforderlich, das Prozessverhalten sowie die Wechselwirkungen mit den übrigen Teilsystemen zu verstehen und zu berücksichtigen. Die geeignete Abstimmung des Reglers auf die Aktorik, die Maschine und den Prozess erfordert eine genaue Systemkenntnis, d. h. es bedarf eines Modells der Regelstrecke, um das erforderliche Wissen zur Verfügung zu stellen.

Aufgrund der gegebenen Erklärungen lassen sich drei Themenbereiche ableiten, denen bei der Entwicklung einer Lösung zur Steigerung der aktuell erreichbaren Fertigungsgenauigkeit beim SRS besondere Beachtung zu schenken ist:

1. *Auslegung und Analyse eines Maschinenkonzeptes*

Festlegung von Mindestanforderungen an eine SRS-Maschine und Realisierung in Form eines Prototyps; Analyse des Strukturverhaltens zur Überprüfung der Anforderungserfüllung sowie zur Abschätzung des Maschineneinflusses auf die erreichbare Fertigungsgenauigkeit;

2. *Modellaufbau*

Systemidentifikation; Abbildung der Regelstrecke in einem analytischen Modell, das erstens zur Erhöhung des Systemverständnisses beiträgt und zweitens die Grundlage für eine Simulation bildet, die im Rahmen der

modellgestützten Regler-Vorauslegung genutzt werden soll; Abbildung der Regelstrecke in einem Verhaltensmodell zur Implementierung als Prädiktor in einem modellbasierten Regler;

#### 3. *Entwicklung der Regelstrategie*

Entwicklung geeigneter Konzepte zur Regelung von Stauchweg und Drehlage; Herleitung des Regelgesetzes und Implementierung an der SRS-Maschine; Validierung der Regelstrategien

Die Bearbeitung und Verknüpfung dieser definierten Handlungsfelder bildet die, im Rahmen dieser Arbeit entwickelte, Gesamtlösung. Die drei Bereiche werden in den nachfolgenden Abschnitten noch einmal gesondert aufgegriffen, um deren Ziele und Arbeitsinhalte detailliert darzustellen.

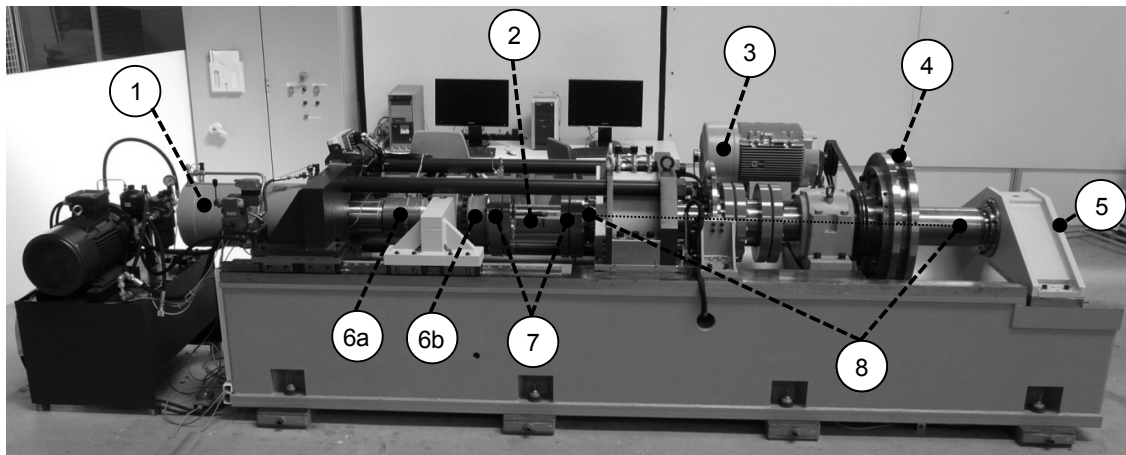
## 3.2 **Auslegung und Analyse des Maschinenkonzeptes**

Das erste der drei im letzten Abschnitt genannten Handlungsfelder betrifft die Konzipierung der SRS-Maschine. Dieser Bereich wurde als ein Schwerpunkt dieser Arbeit definiert, da mit der Auslegung der Fertigungsanlage ein entscheidender Einfluss auf die erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten sowie die Qualität der Schweißungen genommen wird. Der mechanische Aufbau der Anlage muss sicherstellen, dass die statischen und dynamischen Struktureigenschaften einen stabilen Prozess ermöglichen. Das erfordert eine Konstruktion mit möglichst hohen Steifigkeitskennwerten. Des Weiteren ist eine geeignete Aktorik und Sensorik sowie eine leistungsfähige Steuerungs- und Regelstrategie erforderlich, mit der die gewünschten Fertigungsgenauigkeiten von Stauchweg und Drehlage sicher erreicht werden können. Die genannten Eigenschaften sind in einem Katalog, bestehend aus Mindestanforderungen, zu quantifizieren. In der Konstruktionsphase ist sicherzustellen, dass die SRS-Maschine diese Kriterien erfüllt. Der Nachweis, dass mit dem durch diese Anforderungsliste bestimmten Maschinenkonzept die angestrebten Fertigungsgenauigkeiten erreichbar sind, erfolgt anhand eines Prototyps (siehe Abbildung 10), der am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München entwickelt, aufgebaut und in Betrieb genommen wurde (ZAEH et al. 2009a, BAYERISCHE FORSCHUNGSSTIFTUNG 2009).

Um die tatsächlichen Maschineneigenschaften zu ermitteln, wurde im Rahmen dieser Arbeit das dynamische Strukturverhalten analysiert. Durch eine Modalana-



lyse soll nachgewiesen werden, dass mit diesem Entwicklungskonzept die gegebenen Forderungen nach einer erhöhten Fertigungsgenauigkeit prinzipiell erfüllt werden können. Die dabei gewonnenen Untersuchungsergebnisse erlauben es, Rückschlüsse auf die zu erwartenden strukturbedingten Einflüsse auf die Regelgüte zu ziehen. Außerdem ergeben sich bei dieser Strukturanalyse Erkenntnisse, die bei der Entwicklung neuer Produktionsanlagen als Hilfestellung für eine gezielte Verbesserung konstruktiver Merkmale dienen können.



- |  |   |
|--|---|
| 1 Druckzylinder (max. Stauchkraft 800 kN)                | 5 Drehgeber   |
| 2 Längenmessgerät (Stauchweg)                            | 6 DMS für Stauchkraft (a) und Moment (b)  |
| 3 Elektromotor   | 7 Bauteilspannvorrichtung   |
| 4 Schwungrad (max. Trägheitsmasse 130 kgm <sup>2</sup> ) | 8 Spindelssystem (max. Drehzahl 1500 min <sup>-1</sup> ; max. Prozessmoment 80 kNm) |

*Abbildung 10: Aufbau der SRS-Maschine und Bezeichnungen der Hauptkomponenten*

Die gezeigte Maschine diente als Prüfstand zur Durchführung der im Rahmen dieser Arbeit erforderlichen Grundlagenversuche, der Schaffung einer experimentellen Datenbasis zur Modellerstellung sowie zur Validierung der Simulationsmodelle und Regelstrategien. Um die Vergleichbarkeit bei der experimentellen Validierung der verschiedenen Modelle und Regelstrategien zu gewährleisten, wird der in Abbildung 11 wiedergegebene Versuchsstandard definiert, auf den im Laufe dieser Arbeit immer wieder Bezug genommen wird.

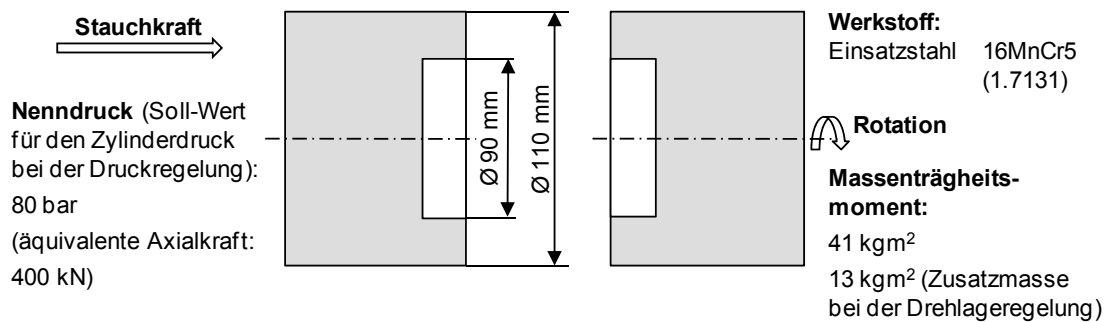


Abbildung 11: Verwendeter Versuchsstandard zur Validierung der Simulationsmodelle und Regelstrategien

### 3.3 Modellaufbau

Die unter Abschnitt 3.1 beschriebene Lösung zur Steigerung der Fertigungsgenauigkeit sieht als zweiten Baustein die Modellierung der SRS-Regelstrecke vor. Hierfür werden zwei verschiedene Modellarten zum Einsatz kommen:

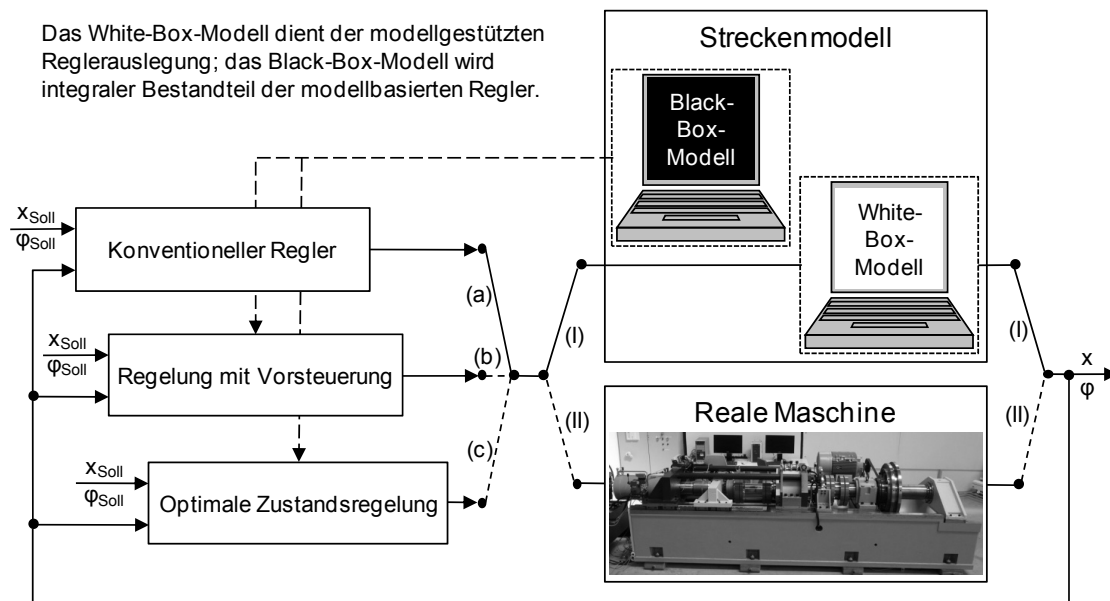
1. Analytisches Modell (White-Box-Modell)
2. Verhaltensmodell (Black-Box-Modell)

Bei dem analytischen Modell erfolgt eine Abbildung der physikalischen Wirkprinzipien, d. h. hier ist eine genaue Kenntnis der Vorgänge innerhalb der Systemgrenzen Voraussetzung, weshalb es auch als White-Box-Modell bezeichnet wird. Dieser Modelltyp ist im Folgenden zur Unterstützung der Reglerentwurfphase vorgesehen und erfüllt dabei zwei Funktionen. Erstens ist solch ein Modell, welches die physikalischen Abläufe sowohl qualitativ als auch quantitativ abbildet, die Voraussetzung für ein grundlegendes Systemverständnis. Zweitens soll das analytische Modell zur modellgestützten Reglerauslegung zur Anwendung kommen. Hierzu ist das Modell in eine Simulationsumgebung einzubinden, sodass hieran verschiedene Reglertypen und deren Einstellungen getestet werden können. Dadurch können umfangreiche Parameteruntersuchungen zur Entwicklung eines geeigneten Regelgesetzes rechnergestützt vorgenommen werden, bevor die Implementierung auf der realen Maschine erfolgt. Dies trägt dazu bei, die Anzahl an Einfahrversuchen und damit die Anlaufkosten zu reduzieren. Außerdem wird bei dem kritischen SRS-Prozess mit seinen hohen Kräften und Momenten die Anlagensicherheit bei der Inbetriebnahme des Reglers erhöht. Wie bereits ausgeführt, konzentrieren sich andere wissenschaftliche Arbeiten zur Modellierung des SRS darauf, das Prozessverhalten möglichst genau abzubilden, wobei das Materialverhalten zumeist mit Hilfe der FEM beschrieben wird (siehe

Abschnitt 2.2.2). Allerdings sind FE-Simulationen mit dem Nachteil behaftet, dass sie einen hohen Modellierungsaufwand und Rechenzeitbedarf haben. Da die Reglersynthese jedoch zumeist umfangreiche Parameterstudien benötigt, ist ein einfach und schnell aufzubauendes Simulationsmodell mit kurzen Rechenzeiten erforderlich. Des Weiteren bedarf es für den Reglerentwurf eines Modells, das die Wechselwirkungen von *Regler*, *Struktur* und *Prozess* abbildet und den Fokus nicht ausschließlich auf das zuletzt genannte Teilsystem legt. Bei den Recherchen zum Stand der Technik war festzustellen, dass ein solches gekoppeltes Modell bislang nicht beschrieben ist und auch nicht zur Reglerentwicklung beim SRS eingesetzt wird. Deshalb wird es Teil dieser Arbeit sein, ein weitestgehend analytisches Gesamtmodell herzuleiten, an dem die modellgestützte Reglerauslegung erfolgen kann und welches zudem das erforderliche Systemverständnis liefert. Das hier favorisierte Prinzip ist in Abbildung 12 gezeigt. Zunächst werden in Schritt (I) die verschiedenen Reglertypen (a), (b) und (c), auf die im nächsten Abschnitt näher eingegangen wird, durch die Verknüpfung mit dem analytischen Streckenmodell in einer Simulationsumgebung untersucht und verbessert. Hiernach erst wird in Schritt (II) die Inbetriebnahme an der realen Maschine durchgeführt.

Das Black-Box-Modell, das auch Verhaltensmodell genannt wird, gibt das Übertragungsverhalten zwischen Ein- und Ausgang, welches durch experimentelle Untersuchungen ermittelt werden muss, mit Hilfe einer möglichst einfachen mathematischen Beziehung wieder, wobei dieses Modell keine Auskünfte über die physikalischen Abläufe innerhalb der Systemgrenzen gibt. Es kann zwar ebenso wie das analytische Modell auch zur modellgestützten Reglerauslegung eingesetzt werden. Da jedoch das Black-Box-Modell kein Verständnis über die inneren Systemzusammenhänge liefert, soll es im Rahmen dieser Arbeit hierzu nicht genutzt werden. Stattdessen soll das Verhaltensmodell in modellbasierten Regelungsverfahren, die zur Regelung des SRS-Prozesses später entwickelt werden, zum Einsatz kommen (siehe Abbildung 12). Solche Regler verwenden online ein Modell zur Prädiktion des zukünftigen Systemverhaltens, um daraus die erforderlichen Stellgrößen zu berechnen. Das Prädiktionsmodell muss den zukünftigen Prozessverlauf unter den Echtzeitbedingungen des SRS-Prozesses zu jedem Abtastschritt neu berechnen. Hierfür ist der Einsatz eines Black-Box-Modells prädestiniert, wie später noch ausführlicher erklärt wird. Da entsprechende Modelle für das SRS in der Literatur nicht vorzufinden sind, werden die benötigten Prädiktionsmodelle im Rahmen dieser wissenschaftlichen Arbeit entwickelt. Obwohl das Black-Box-Modell Bestandteil des Reglers ist, wird dessen Aufbau, da

es der Modellbildung zuzuordnen ist, gemeinsam mit dem analytischen Simulationsmodell als ein Themenkomplex in Kapitel 5 behandelt.



Phasen der Reglerentwicklung:

- (I) Modellgestützte Entwurfsphase des Reglers
- (II) Implementierung und Inbetriebnahme des Reglers an der realen Maschine

Methode der modellgestützten Reglerauslegung:

Entwicklung der Reglertypen a), b) und c) sowohl zur Stauchweg- als auch zur Drehlageregelung, wobei jeder Regler im Rahmen der Phase (I) entwickelt und anschließend in der Phase (II) real zur Anwendung gebracht wird.

Abbildung 12: Prinzip der im Rahmen dieser Arbeit angewendeten modellgestützten Reglerauslegung

### 3.4 Entwicklung der Regelstrategien

Die Entwicklung einer geeigneten Regelstrategie zur Führung von *Stauchweg* und *Drehlage* entspricht dem dritten und zugleich wichtigsten der unter Abschnitt 3.1 genannten Handlungsfelder. Dieser Bereich wird den Kern dieser Arbeit bilden. Wie aus der Untersuchung zum Stand der Technik hervorging, existieren bereits Ansätze, die konventionelle Druckregelung durch eine direkte Regelung dieser beiden Größen zu ersetzen. Die bisherigen Lösungsvorschläge, die sich ausschließlich auf den Einsatz klassischer Regelalgorithmen, wie z. B. PID-Regler, beschränken, sind jedoch nicht in der Lage, das Prozessverhalten entsprechend den bestehenden Toleranzanforderungen zu beherrschen. Ein Hauptgrund hierfür ist das stark nichtlineare Materialverhalten. Insbesondere gegen Prozessende tritt eine immer rascher werdende Änderung des Systemverhaltens

auf. Es kommt hinzu, dass der Schweißvorgang nahezu schlagartig anhält. Da ab diesem Zeitpunkt keine weitere Korrektur mehr möglich ist, muss die Regelabweichung gerade in dieser schwer kontrollierbaren Prozessphase möglichst klein werden. Weitere ungünstige Faktoren sind die hohen und damit schwer beherrschbaren Kräfte und Momente des Prozesses, die den Einsatz besonders leistungsstarker Stellelemente erfordern. Um die Defizite der bestehenden Regelstrategien zu beheben, besteht der Ansatz dieser Arbeit darin, gehobene bzw. modellbasierte Regelungsverfahren für das SRS zu entwickeln. Dabei wird berücksichtigt, dass eine industrielle Akzeptanz die Verwendung einfach verständlicher und implementierbarer Regler verlangt. Deshalb wird in dieser Arbeit, wie in Abbildung 12 gezeigt, das Prinzip der *Regelung mit Vorsteuerung* sowie die *Optimale Zustandsregelung*, ein Verfahren, bei dem die Stellgröße durch die Lösung einer Kostenfunktion ermittelt wird, auf das SRS angepasst und zur Anwendung gebracht. Da diese Verfahren ein Modell der Strecke verwenden, d. h. die Charakteristik des Prozesses kennen, sind sie besser als konventionelle Regler in der Lage, die Regelabweichung möglichst klein zu halten. Im Rahmen der experimentellen Validierung soll durch einen Vergleich mit einem PI- und PD-Regler das Potenzial dieser modellbasierten Verfahren gegenüber den bisher entwickelten Ansätzen aufgezeigt werden.

Bei der Auswahl einer geeigneten Methode zur Beeinflussung von Stauchweg und Drehlage wird auf die bekannten Ansätze, wie sie in Abschnitt 2.5 beschrieben wurden, zurückgegriffen. Zur Manipulation des Stauchweges sind in der Literatur grundsätzlich zwei Arten zu finden. Zum ersten besteht die Möglichkeit, durch eine Veränderung der Zylinderkraft den zeitlichen Wegverlauf zu beeinflussen. Zum zweiten wurde die Idee beschrieben, durch die gezielte Einleitung eines beschleunigenden oder verzögernden Motormomentes in das Maschinensystem, was zu einem erhöhten oder reduzierten Leistungseintrag in die Schweißzone führt, die Spindeldrehung an den vorgegebenen Wegverlauf anzupassen. Es ist zu beachten, dass beim Schwungrad-Verfahren typischerweise kein Motor zur Einleitung von Momenten während des Prozesses vorgesehen ist. SRS-Maschinen sind für Anwendungen ausgelegt, bei denen das benötigte Antriebsmoment nicht mehr durch einen kontinuierlich antreibenden Elektromotor bereitgestellt werden kann, sondern für das ein Schwungrad mit ausreichender Rotationsenergie erforderlich ist. Deshalb ist die zuletzt genannte Methode, die Manipulation der Spindeldrehung durch einen Motor, lediglich für den unteren Leistungsbereich, d. h. kleine Werkstückabmessungen, als geeignet anzusehen und deshalb als kritisch zu betrachten. Des Weiteren ist zu bedenken, dass eine

Einleitung von Antriebsmomenten zum Ende des Prozesses ungünstige Auswirkungen auf das Werkstoffgefüge haben kann. Deshalb wird im Rahmen dieser Arbeit die erste Variante aufgegriffen, bei der sich über die ohnehin vorhandene Stauchaktorik die Axialkraft modulieren lässt. Die genaue Lösung sowie eine eingehendere Begründung für diesen Ansatz werden in Kapitel 6 beschrieben.

Zur Regelung der Drehlage wurden in der Vergangenheit, wie in Abschnitt 2.5.2 zusammengefasst, verschiedene Eingriffsmöglichkeiten vorgeschlagen. Es wurden u. a. Patente beschrieben, die das schlagartige Anhalten der Spindel bei Erreichen der gewünschten Drehlage (siehe Abschnitt 2.5.2.3) oder das Weiterdrehen der Spindel nach Beendigung des Schweißvorgangs (Abschnitt 2.5.2.4) vorsehen. Da diese Vorschläge einerseits einen sehr hohen konstruktiven Aufwand erfordern und andererseits die Gefahr in sich bergen, die Schweißqualität ungünstig zu beeinflussen, kommen diese Ideen hier nicht in Betracht (vgl. auch SCHUTZRECHT DE 243128 A1 1975). Auch das in 2.5.2.2 beschriebene Verfahren, bei dem durch das Lösen der Festseite eine Aufhebung der Relativgeschwindigkeit stattfindet, konnte sich bislang nicht durchsetzen, da ein ausreichendes Mindestmaß an Warmtorsion zum Ende des Prozesses als vorteilhaft für die Verbindungsqualität angesehen wird (MEYER 1978). Der am günstigsten erscheinende Lösungsvorschlag sieht das geregelte Einleiten von Antriebsmomenten in das Spindelsystem vor. In Abschnitt 2.5.2.5 wurde ein entsprechendes Verfahren vorgestellt, bei dem ein Motor zur Einleitung von korrigierenden Momenten zum Einsatz kommt. Aufgrund der zuvor im Zusammenhang mit der Stauchwegregelung beschriebenen Gründe soll jedoch auch zur Führung der Drehlage kein kontinuierlich antreibender Motor verwendet werden. Deshalb wird der Gebrauch einer Bremse zur Regelung der Drehlage empfohlen und zur Anwendung gebracht. Bremseinrichtungen sind beim SRS bereits bekannt. Sie wurden teilweise dazu genutzt, das Torsionsmoment in gewissen Grenzen zu reduzieren, jedoch ist der Gedanke der Drehlageregelung hiermit nicht verfolgt worden (MEYER 1978). Ein Grund dafür könnte sein, dass die Prozessregelung mit einer Bremse einige regelungstechnische Probleme aufwirft, die mit Hilfe einer konventionellen Regelung nicht gelöst werden können (vgl. SCHUTZRECHT US RE39019 E 2006). Deshalb wird in den späteren Erläuterungen aufgezeigt, mit welchen Methoden die Bremse dennoch zur Drehlageregelung qualifiziert werden kann. Kapitel 7 wird hierauf detailliert eingehen.

## 4 Konzept des Maschinensystems

### 4.1 Prinzipieller Maschinenaufbau

Die in der Zieldefinition formulierten Genauigkeitswerte (siehe Abschnitt 1.3) erfordern, dass die Fertigungsmaschine bestimmten Mindestanforderungen genügt. Hierzu gehört ein Strukturaufbau mit gutem Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten. Außerdem müssen die aktorischen Elemente über eine den Prozessbedingungen angepasste Dynamik verfügen sowie eine möglichst direkte und präzise Umsetzung der Stellgrößen erlauben. Des Weiteren ist eine genaue messtechnische Erfassung sowie schnelle Verarbeitung der relevanten Prozessgrößen erforderlich, was eine geeignete Sensorik und Steuerung voraussetzt. Die genaue Spezifizierung dieser Eigenschaften erfolgt in einer Anforderungsliste, der die Produktionsanlage entsprechen muss. Ein Auszug dieser Liste ist in Tabelle 3 wiedergegeben. In diesem Kapitel wird ein Maschinenkonzept vorgeschlagen, mit dem die angestrebten Genauigkeitsziele erreichbar sind. Die vorgestellte Maschinenausführung wurde im Rahmen des von der Bayerischen Forschungsförderung geförderten Projektes „Geregeltes Schwungradreißschweißen“ am *iwb* als Prototyp entwickelt, aufgebaut (vgl. auch Abbildung 10) und in Betrieb genommen (siehe BAYERISCHE FORSCHUNGSSTIFTUNG 2009, ZAEH et al. 2009a).

Dieses Kapitel verfolgt neben dem oben genannten Zweck, eine geeignete Maschinenlösung zur Verbesserung der Fertigungsgenauigkeit aufzuzeigen, noch ein weiteres Ziel. Aus regelungstechnischer Sicht ist eine genaue Kenntnis des Streckenverhaltens ein wichtiges Erfordernis. Deshalb werden im Folgenden der mechanische Aufbau, die kinematischen Verhältnisse, die Aufnahme der Prozesskräfte sowie das Zusammenspiel von *Struktur*, *Aktorik*, *Sensorik* und *Steuerung* beschrieben. Des Weiteren werden die Funktionsweise sowie das prinzipielle Übertragungsverhalten dieser Komponenten erläutert. Hierbei wird ausführlich auf die Untersuchung der Struktur eingegangen. Mit Hilfe einer experimentellen Modalanalyse des SRS-Prototyps soll das dynamische Übertragungsverhalten bewertet werden. Dies ist Teil der Systemidentifikation, die im Rahmen der Reglerauslegung durchzuführen ist. Außerdem wird eine Abschätzung über den zu erwartenden Einfluss der Struktur auf die Fertigungsgenauigkeit möglich. Damit wird auch der Nachweis erbracht, dass diese Maschinenkonstruktion geeignet ist, das definierte Ziel zu erreichen.

Tabelle 3: Auszug wichtiger Merkmale aus der Anforderungsliste

<b>Anforderungen</b>
<p><b>1 Geometrie</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Schweißdurchmesser: bis 180 mm</li> <li>- Stahlbauteile: Rohre bis 15 mm Wandstärke und 180 mm Außendurchmesser</li> <li>- Nickelbasis- und Titanlegierungen: Rohre bis 10 mm Wandstärke und 110 mm Außendurchmesser</li> <li>- Bauteillänge: mind. 200 mm</li> <li>- Rund- und Planlaufgenauigkeit: besser 0,01 mm</li> </ul> <p>...</p>
<p><b>2 Kinematik</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Horizontalbauweise</li> <li>- Stauchweg: min. 10 mm</li> </ul> <p>...</p>
<p><b>3 Kräfte</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Stauchkraft: bis 800 kN</li> <li>- Torsionsmoment: bis 80 kNm</li> <li>- externes / zusätzliches Bremsmoment: &gt; 10 kNm</li> <li>- hohe statische und dynamische Steifigkeit</li> <li>- Relativbewegung zwischen den Werkstücken durch dynamische Anregungen während des Prozesses &lt; 0,002 mm</li> <li>- gutes Dämpfungsverhalten</li> </ul> <p>...</p>
<p><b>4 Energie</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Schwungmasse / rotatorisches Massenträgheitsmoment: bis 150 kgm<sup>2</sup></li> <li>- Anfangsdrehzahl: min. 1200 min<sup>-1</sup></li> </ul> <p>...</p>
<p><b>5 Signal</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Sensorik: Längenmessgerät (Stauchweg), Winkelmessgerät (Drehlage und Drehzahl), Zylinderdruck, Axialkraft, Prozessmoment</li> <li>- Aktorik: Axialkraft (hochdynamisches Regelventil, Reaktionszeit 1 ms), Bremsmoment (schnelle und präzise Bremsmomenteneinleitung, kompakte Bauweise)</li> <li>- offene Steuerung, Möglichkeit der freien Reglerprogrammierung, Abtastrate 1000 Hz</li> </ul> <p>...</p>

Der konstruktive Aufbau sowie die Anordnung der Hauptkomponenten der entwickelten SRS-Maschine sind in Abbildung 13 dargestellt. Eine ausführliche Anlagenbeschreibung geben die nachfolgenden Erklärungen.



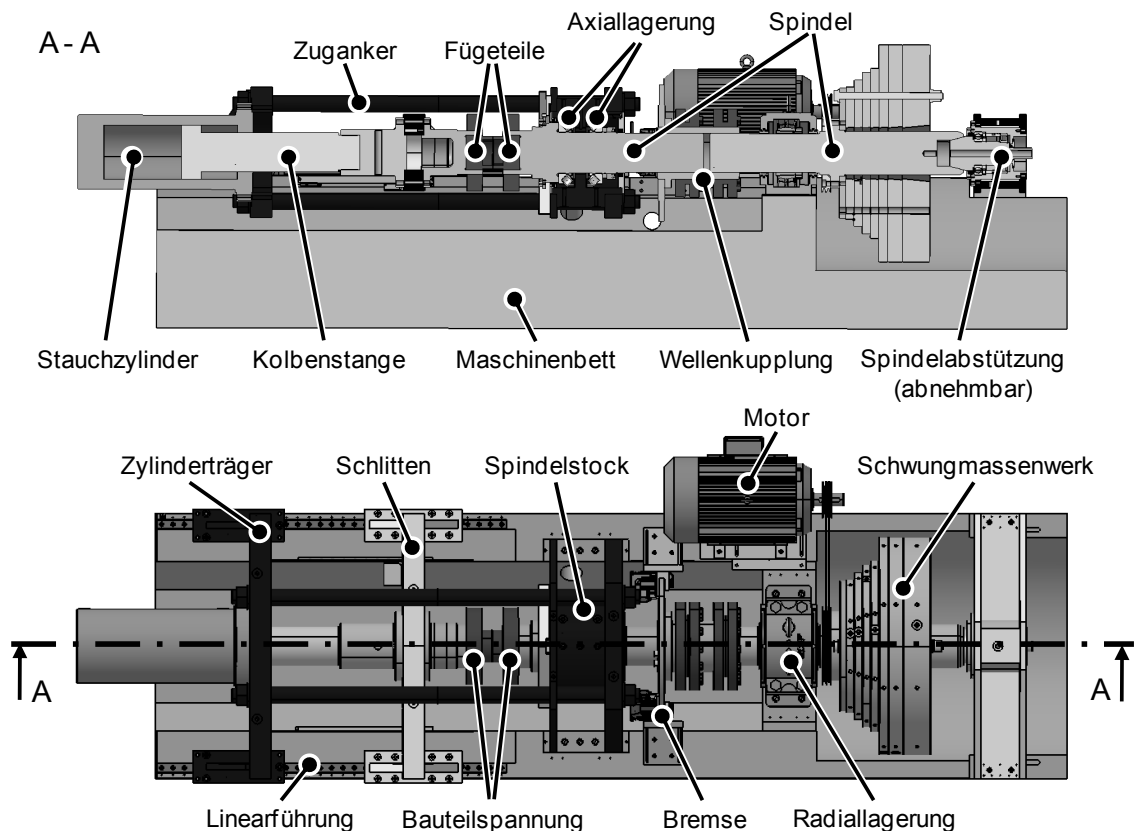


Abbildung 13: Darstellung des Konstruktionsmodells und der Hauptkomponenten der SRS-Maschine

Entscheidender Einfluss auf das Strukturverhalten der Maschine wird durch die Art des Kraftflusses genommen. Die Kenntnis der hier gewählten Lösung ist eine wichtige Voraussetzung für das Verständnis der mechanischen Funktionsweise der Anlage sowie der Wirkungsweise der später entwickelten Prozessregelung. Anhand von Abbildung 14 wird der Kraftfluss innerhalb der Maschinenstruktur deutlich. Die vom Zylinder aufgebrachte Druckkraft wirkt über die Kolbenstange und den axial verschieblichen Schlitten als Axialkraft auf die Prozessstelle ein. Die hiermit im Gleichgewicht stehende Gegenkraft kann sich aufgrund der schwimmenden Lagerung des Zylinderträgers über die Axialendrollenlager, den Spindelstock, die Zuganker und schließlich über die Zylinderrückwand abstützen. Durch diesen symmetrischen Kraftfluss wird ein Aufbiegen der Bauteile vermieden, sodass eine hohe Planlaufgenauigkeit sicher gestellt ist. Zusätzliche Informationen über den Aufbau dieser Maschine können der Abbildung 75 im Anhang entnommen werden. Eine besondere Herausforderung liegt in der Dimensionierung der Axiallagerung der Spindel. Typischerweise führt eine höhere Drehzahlgrenze bei Wälzlagern zu einer sinkenden Tragzahl und umgekehrt. Deshalb besteht die Schwierigkeit in der gleichzeitigen Realisierung einer hohen

Drehzahl und einer hohen Axialkraft. Als geeignete Lösung zur Behebung dieses Zielkonflikts erweist sich die Verwendung von Axial-Pendelrollen-Lagern. Durch den Einsatz von zwei Lagern in O-Anordnung nahe der Prozessstelle lässt sich bei entsprechender Vorspannung eine besonders steife Axial- und Radiallagerung der Spindel erreichen. Neben den guten dynamischen Steifigkeiten lässt sich hierdurch auch eine ausreichend hohe Rundlaufgenauigkeit gewährleisten. Die nachfolgend beschriebene Strukturanalyse gibt Aufschluss über die mit dieser konstruktiven Lösung erreichbaren Steifigkeitskennwerte.

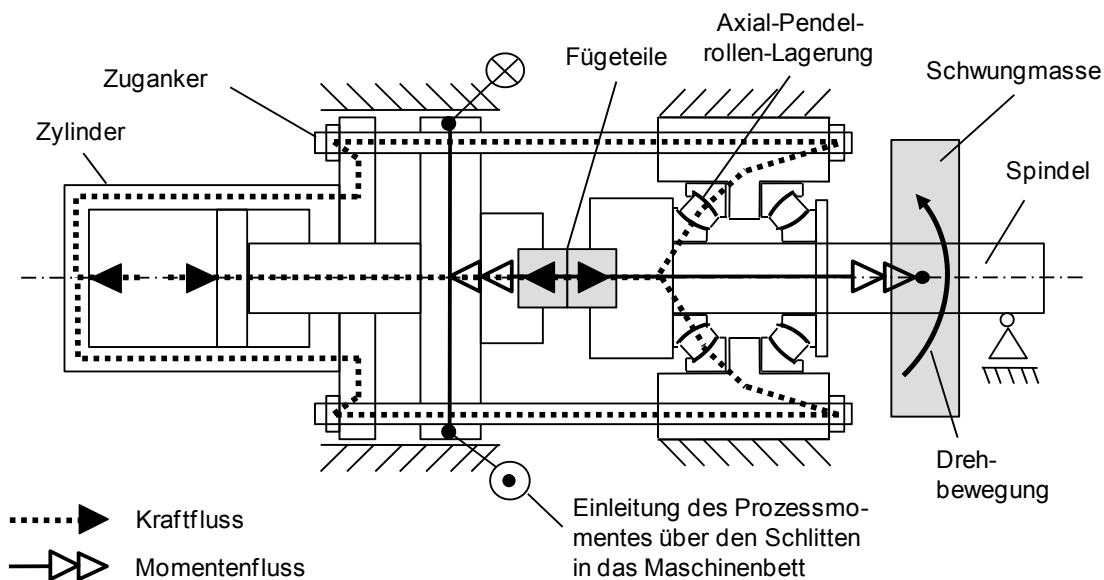


Abbildung 14: Verlauf des Kraft- und des Momentenflusses durch die SRS-Struktur unter Prozesslast

## 4.2 Analyse des dynamischen Strukturverhaltens

Ein wesentliches Ziel bei der Entwicklung der Reibschweißmaschine lag in der Konstruktion eines mechanischen Aufbaus mit besonders guten Struktureigenschaften – die Grundvoraussetzung für eine hohe Fertigungsgenauigkeit. Die hierauf hauptsächlich einwirkenden Störeinflüsse sind neben den thermischen Verlagerungen vor allem die mechanischen Verformungen, die sich aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammensetzen. Die statischen Verformungen, die in erster Linie durch den hohen Konstantanteil der Axialkraft hervorgerufen werden, führen zu einem systematischen Fertigungsfehler, der sich einfach berücksichtigen oder kompensieren lässt und damit nicht begrenzend auf die erreichbare Fertigungsgenauigkeit wirkt. Deshalb wird das statische Verfor-

mungsverhalten im Rahmen dieser Analyse nicht weiter behandelt. Hingegen resultieren dynamische Verlagerungen aus zeitlich veränderlichen äußeren oder inneren Anregungskräften, die sich entweder gar nicht oder nur mit hohem Aufwand kompensieren lassen. Vor allem die hierdurch hervorgerufenen Relativbewegungen zwischen den beiden Werkstücken verschlechtern die erreichbare Fertigungsgenauigkeit. Um eine Bewertung hinsichtlich dieser Eigenschaft zu ermöglichen, wurde das dynamische Maschinenverhalten mittels einer experimentellen Modalanalyse untersucht. Mit ihrer Hilfe lassen sich Aussagen über das Betriebsverhalten der Maschine und Voraussagen über das zu erwartende Genauigkeitsverhalten treffen (siehe WECK & BRECHER 2006, EIBELSHÄUSER 1992, NATKE 1988). Die nun folgende Strukturuntersuchung ermöglicht somit eine Validierung der Maschinenkonstruktion, die im letzten Abschnitt als Lösung für eine hochgenaue Prozessführung empfohlen wurde.

Bei der experimentellen Modalanalyse wird das innere Verhalten einer Struktur durch die Messung des frequenzabhängigen Übertragungsverhaltens zwischen jeweils zwei Strukturpunkten beschrieben. Durch die Bestimmung mehrerer Übertragungsfunktionen an verschiedenen Orten ergibt sich ein zunehmend detailliertes Bild des Gesamtverhaltens. Die Übertragungsfunktion beschreibt das Verhältnis der Strukturantwort  $X_A(\omega)$  zur Erregerkraft  $F_B(\omega)$  – also die Nachgiebigkeit  $N_{AB}(\omega)$  zwischen den zwei Freiheitsgraden  $A$  und  $B$ .

$$N_{AB}(\omega) = \frac{X_A(\omega)}{F_B(\omega)} \quad (4-1)$$

Bei  $N_{AB}(\omega)$  handelt es sich um eine komplexe Größe, bestehend aus Betrag und Phasenwinkel. Diese Gleichung drückt aus, dass ein Strukturpunkt auf eine Erregerkraft mit der Frequenz  $\omega$  mit gleicher Frequenz antwortet, wobei der Ausgang gegenüber dem Eingang in seiner Amplitude skaliert und seiner Phase verschoben ist. Weiterführende Informationen zur Modalanalyse finden sich im Anhang unter Abschnitt 11.3.

Es ist zu beachten, dass sich der Reibschweißprozess unter Einwirkung einer hohen Axialkraft vollzieht. Die Maschinenstruktur steht ab dem Kontakt der beiden Werkstücke unter großer axialer Vorspannung. Diese Randbedingung führt gegenüber dem unbelasteten Zustand zu einer tendenziell geringeren dynamischen Nachgiebigkeit. Um den Einfluss der Vorspannung zu berücksichtigen, wurde die Modalanalyse für zwei verschiedene Konfigurationen, wie in Abbildung 15 dargestellt, durchgeführt. In Konfiguration (I) erfolgte die Untersuchung der Maschine im unbelasteten Zustand. Um jedoch auch das Strukturverhalten im Be-

triebszustand möglichst gut abzubilden, wurden in der Konfiguration (II) zwei verschweißte Bauteile eingespannt und mit einer Axialkraft von 400 kN gegeneinander gepresst, was dem in Abbildung 11 definierten Versuchsstandard entspricht und im mittleren Bereich der maximal von der Maschine erreichbaren Druckkraft liegt. Dadurch lassen sich die veränderten Steifigkeitseigenschaften infolge der hohen statischen Last sowie des Kraftschlusses durch die beiden Werkstücke berücksichtigen. Diese zweite Messanordnung ermöglicht es also, das tatsächliche Maschinenverhalten während des Prozesses abzuschätzen.

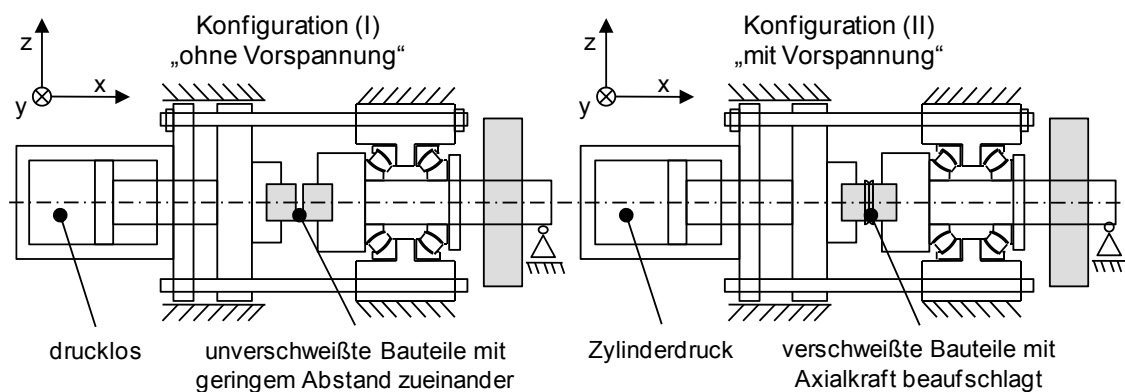


Abbildung 15: Messkonfigurationen bei der Modalanalyse

Zur Beurteilung des Genauigkeitsverhaltens der Maschine ist die relative Nachgiebigkeit zwischen den beiden Werkstücken von besonderem Interesse. Diese Kenngröße beschreibt die Verlagerung der zwei Punkte relativ zueinander, die sich aufgrund einer zwischen ihnen wirkenden Kraft ergibt (vgl. EIBELSHÄUSER 1992). Während des Reibschweißens führt die Axialkraft zu einer resultierenden Prozesskraft, die relativ auf beide Werkstücke einwirkt, nämlich  $F_{rel}$ . In Abbildung 16 ist dieser Sachverhalt für die aus Sicht der Stauchwegregelung besonders interessierende Axialbewegung dargestellt. Es sind nämlich vor allem die Schwingungen in x-Richtung, die als Störgrößen die erreichbaren Stauchweggenauigkeiten begrenzen. Die relative Verlagerung  $u_{rel}$  ergibt sich aus der Differenz der Absolutverlagerungen der beiden Werkstücke  $u_{W1}$  und  $u_{W2}$ , d. h.  $u_{rel} = u_{W2} - u_{W1}$ . Es ist zu beachten, dass die relative Bewegung der Bauteile indirekt über die Messung der beiden Spannvorrichtungen bestimmt wurde. Die Relativnachgiebigkeit, die das Verhältnis  $N_{rel} = u_{rel}/F_{rel}$  beschreibt, lässt sich unter Verwendung der direkten Nachgiebigkeitsfrequenzgänge  $N_{W1-W1}$  und  $N_{W2-W2}$  sowie der Kreuznachgiebigkeiten zwischen den beiden Werkstücken  $N_{W1-W2}$  und  $N_{W2-W1}$  entsprechend der Formel

$$N_{rel} = N_{W1-W1} + N_{W2-W2} - N_{W1-W2} - N_{W2-W1} \quad (4-2)$$

berechnen (EIBELSHÄUSER 1992). Die in Gleichung (4-2) genannten Nachgiebigkeiten können aus den gemessenen Frequenzgängen durch eine modale Synthese gewonnen werden. Erklärende Informationen hierzu finden sich z. B. in EIBELSHÄUSER (1992) sowie im Anhang dieser Arbeit (Abschnitt 11.3).

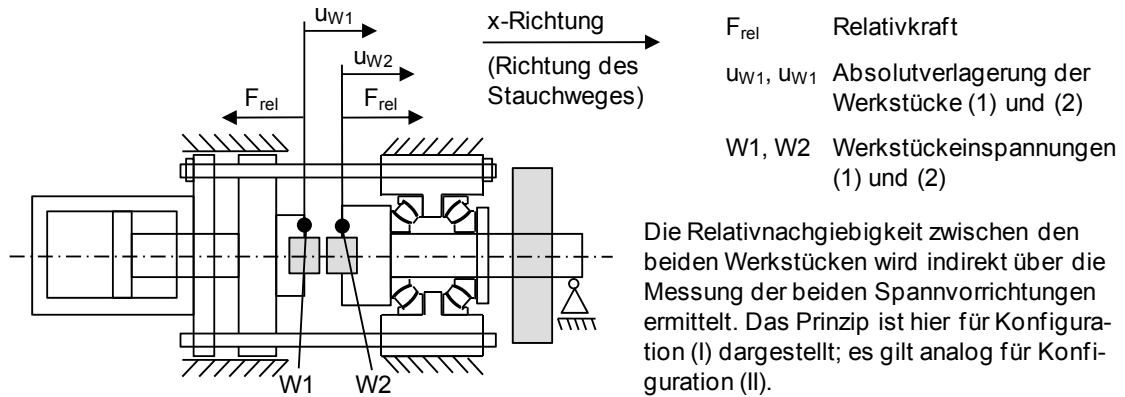


Abbildung 16: Bedeutung der Relativnachgiebigkeit zwischen den beiden Werkstücken

Die ermittelten Relativnachgiebigkeiten zwischen den beiden Werkstückeinspannungen für die beiden Konfigurationen „ohne Vorspannung“ und „mit Vorspannung“ sind in Abbildung 17 dargestellt. Um ein ausführlicheres Bild des dynamischen Maschinenverhaltens zu geben, sind im Anhang zudem die Schwingungsformen ausgewählter, markanter Eigenmoden abgebildet (Abschnitt 11.3, Abbildung 78). Wie bereits erwähnt, soll auf Grundlage der gewonnenen Untersuchungsergebnisse beurteilt werden, inwieweit die im letzten Abschnitt vorgestellte Maschinenkonstruktion die an sie gestellten Anforderungen (vgl. Tabelle 3) hinsichtlich der dynamischen Struktursteifigkeit erfüllt und es damit prinzipiell ermöglicht, die in Abschnitt 1.3 als Ziel formulierte Stauchweggenauigkeit von  $< 0,01 \text{ mm}$  zu erreichen. Die nachfolgenden Ausführungen nehmen hierzu Stellung.

Es ist zu beobachten, dass die vorgespannte Struktur ein deutlich versteiftes Verhalten aufweist. Der Betrag der Nachgiebigkeit ist infolge der Axialkraft deutlich verringert. Während bei Konfiguration (I) bereits unter  $150 \text{ Hz}$  deutliche Resonanzspitzen auftreten, sind diese Schwingungserscheinungen im vorgespannten Zustand in einen höheren Frequenzbereich verschoben und in ihrer Ausprägung deutlich reduziert. Da der Prozess vor allem kurz vor Schweißende möglichst genau geführt werden muss und sich die strukturmechanischen Randbedingungen

in dieser Phase dem Messaufbau mit Vorspannung annähern, ist der relative Nachgiebigkeitsfrequenzgang aus Konfiguration (II) zur Bewertung des dynamischen Maschinenverhaltens heranzuziehen.

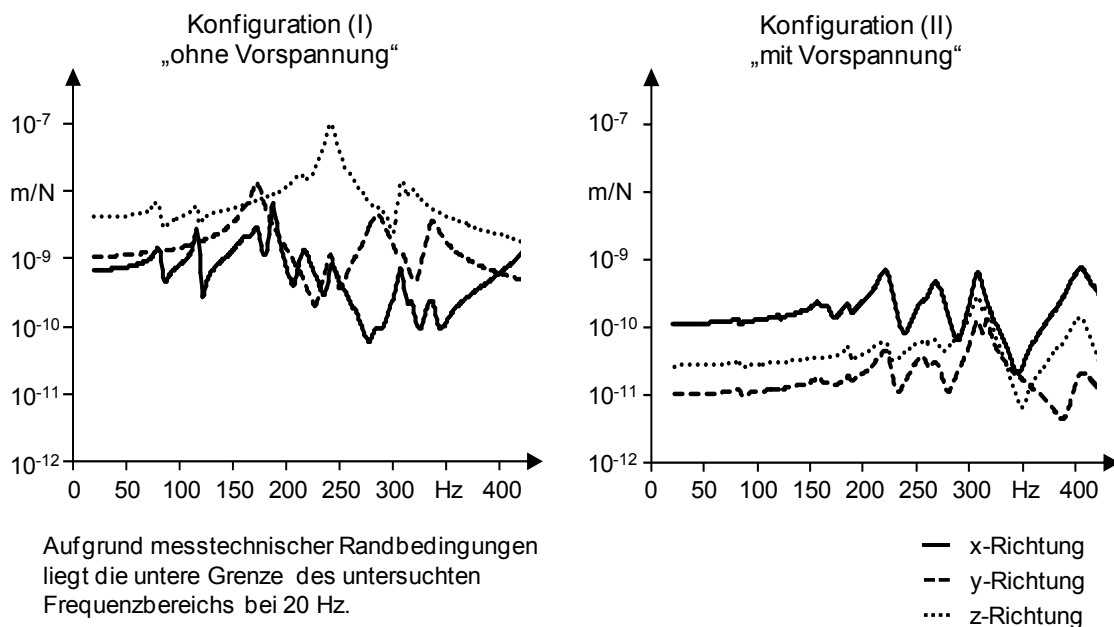


Abbildung 17: Relativnachgiebigkeit zwischen den Werkstückeinspannungen

Die Relativverlagerungen in y- und in z-Richtung wirken sich vor allem auf die Koaxialität sowie die Rund- und Planlaufgenauigkeit der verschweißten Bauteile aus. Die Nachgiebigkeit in x-Richtung hat direkten Einfluss auf die Stauchweggenauigkeit und ist deshalb bei dieser Betrachtung von besonderem Interesse. Bei einer maximal möglichen Anfangsdrehzahl von  $1200 \text{ min}^{-1}$  liegen die primären Anregungen des Spindel­systems, beispielsweise durch eine Unwucht, deutlich unter  $100 \text{ Hz}$  und nehmen während des Prozessverlaufs stetig ab. Anregungen durch die axiale Krafteinleitung sind aufgrund der Bandbreite des Regelventils, welches als Komponente der Stauchaktorik die Kraft bzw. das Bewegungsverhalten des Hydraulikzylinders steuert (siehe Abschnitt 4.3.1), auf ca.  $100 \text{ Hz}$  begrenzt. In diesem kritischen Frequenzbereich erreicht die Relativnachgiebigkeit einen Betrag von maximal  $1,3 \cdot 10^{-10} \text{ m/N}$ . Die hauptsächlichen Anregungen in axialer Richtung stammen aus der hydraulischen Staucheinrichtung. Bei der Durchführung der ersten Probeschweißungen wurde deutlich, dass die dynamischen Druckschwankungen im Zylinder maximal  $\pm 2 \%$  des statischen Soll-Drucks betragen. Für den in der Messung nachgestellten Betriebsfall mit  $400 \text{ kN}$  Stauchkraft liegt der maximale Störeinfluss auf die Stauchwegregelung somit bei ca.  $\pm 1 \mu\text{m}$  infolge dynamischer Kraftanregung. In der praktischen Anwendung

ist aufgrund der Dämpfungseigenschaft des plastifizierten Materials mit noch geringeren Auswirkungen zu rechnen. Daraus folgt, dass diese Maschinenstruktur Fertigungstoleranzen für den Stauchweg im  $\mu\text{m}$ -Bereich prinzipiell ermöglicht. Des Weiteren wird das Fazit gezogen, dass der Einfluss des dynamischen Strukturverhaltens bei der Modellierung der Regelstrecke und bei der Reglersynthese vernachlässigt werden kann. Die Gültigkeit der eben getroffenen Annahmen wird anhand der später folgenden Modell- und Reglervalidierungen, bei denen kein signifikanter Störeinfluss durch Schwingungen erkennbar ist, bestätigt werden.

## 4.3 Aktorische Komponenten

### 4.3.1 Aktorik zur Regelung von Axialkraft und Stauchweg

Als Aktorik zur Aufbringung der Axialkraft kommen in der Regel hydraulische Antriebe zum Einsatz. Die Gründe hierfür liegen, verglichen mit z. B. elektromechanischen Gewindetrieben, pneumatischen Pressvorrichtungen oder Kniehebel-einrichtungen, in der hohen Leistungsdichte, der Erzeugung extrem großer Druckkräfte, dem einfachen Aufbau, der sehr flexiblen Konfigurierbarkeit sowie den günstigen Anschaffungskosten. Die hydraulische Staucheinheit besteht im Wesentlichen aus den drei nachfolgend aufgeführten Subsystemen:

- *Hydraulikaggregat*: Die Hauptkomponenten des Hydraulikaggregats sind ein Öltank, eine Hydraulikpumpe, ein Druckventil sowie ein Druckspeicher.
- *Regelventil*: Das Regelventil stellt die zentrale Komponente des Hydrauliksystems dar. Bei dem Ventil handelt es sich um die Stelleinrichtung, durch die der Öldurchfluss und damit der Kolbenhub oder die -kraft des Hydraulikzylinders geregelt werden können.
- *Hydraulikzylinder*: Der Zylinder übersetzt entsprechend den ein- und ausgehenden Volumenströme den anstehenden Hydraulikdruck in eine Axialkraft, die zu einer translatorischen Stauchbewegung führt.

Das Zusammenspiel der drei Komponenten ist in Abbildung 18 schematisch dargestellt. Was das Aggregat betrifft, so ist bei der Auslegung darauf zu achten, dass die Druckquelle zum ersten einen ausreichend hohen und konstanten Betriebsdruck und zum zweiten das erforderliche Fördervolumen pro Zeiteinheit,

das sich aus der Zylinder-Kolbenfläche und der maximalen Verfahrgeschwindigkeit ergibt, zur Verfügung stellt. Aus Sicht der Fertigungsgenauigkeit gestaltet sich die Auswahl des Regelventils sowie des Arbeitszylinders als deutlich kritischer. Da deren Übertragungsverhalten direkten Einfluss auf die Regelgüte hat, wird darauf nachfolgend ausführlicher eingegangen.

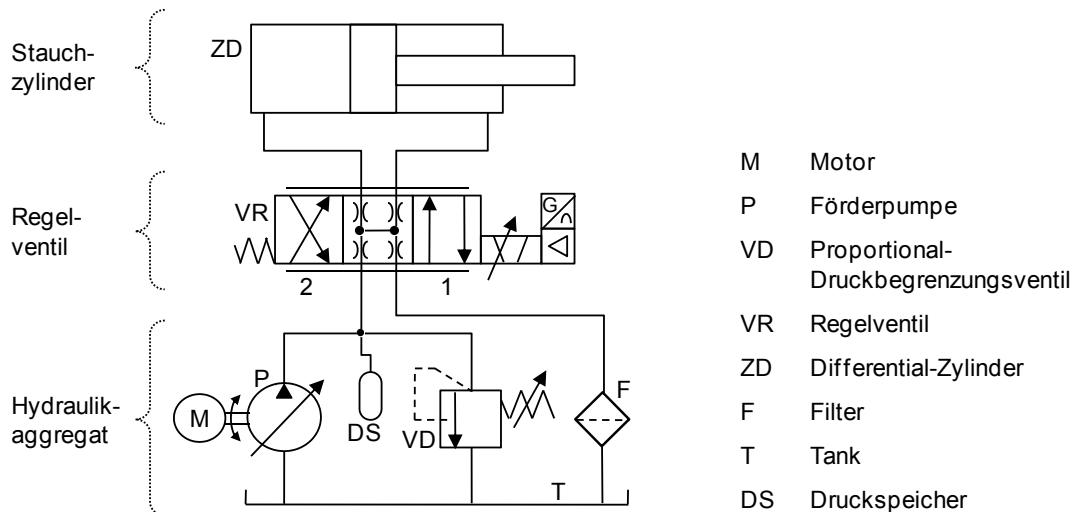


Abbildung 18: Schaltplan der hydraulischen Staueinrichtung

Der Zylinder wandelt die zur Verfügung gestellte hydraulische Leistung in eine mechanische um und leitet diese in die Maschinenstruktur ein. Die vom Zylinder aufbrachte Kraft führt während des Prozesses zu einer Translationsbewegung der drehstarr gelagerten Bauteilseite. Für eine möglichst präzise Regelung der Axialkraft und vor allem des Stauchweges ist ein kontinuierlicher und ruhiger Lauf des Kolbens unabdingbar. Außerdem sollte zwischen dem Hydraulikdruck im Zylinder und der Axialkraft ein möglichst direktes Übertragungsverhalten ohne Verluste oder Verzögerungen bestehen. Als Störgrößen hierauf wirken die Elastizitäten des Fluides und der mechanischen Bauteile, die volumetrischen Verluste und vor allem die Reibungsverluste. Während die Nachgiebigkeit des Hydrauliköles unumgänglich ist, sollten unnötige Störeinflüsse durch mechanische Elastizitäten verringert werden, indem starre Verrohrungen anstatt formflexibler Schläuche zum Einsatz kommen. Volumetrische Verluste durch Leckage können bei Verwendung geeigneter Dichtungen als vernachlässigbar gering angenommen werden. Den größten Störeinfluss stellt die mechanische Reibung dar, die sich infolge der Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinder an den Dichtstellen ergibt. Insbesondere für kritische Geschwindigkeiten, d. h. für sehr langsame oder sehr schnelle, kann es zu instabilen Bewegungen des Kolbens, zum sogenannten Stick-Slip-Effekt, kommen. Dies führt zu einem ungleichmäßi-



gen Übertragungsverhalten, was sich durch ruckartige Bewegungen äußert und für eine hochgenaue Wegregelung unbedingt zu vermeiden ist. Da beim Reibschweißen die Hubgeschwindigkeiten, die zwischen  $0 \text{ m/s}$  und  $0,02 \text{ m/s}$  liegen, deutlich unterhalb des Stick-Slip-freien Bereiches herkömmlicher Dichtelemente liegen, ist diesem Punkt bei der Zylinderauswahl besondere Beachtung zu schenken. Es ist erforderlich, dass der Arbeitszylinder mit speziellen Dichtelementen ausgestattet ist, die eine ausreichend gleichmäßige Laufeigenschaft für diesen Anwendungsfall gewährleisten (siehe GEBHARDT 2004).

Das Wegeventil hat die Aufgabe, durch eine geeignete Regelung von Richtung und Größe des Volumenstromes, den Druckzylinder mit der geforderten hydraulischen Leistung zu versorgen. Um die Bewegung und die Kraft von hydraulischen Antrieben fein abgestimmt regeln zu können, kommen elektrisch betätigte Stetigventile zum Einsatz. Diese sind in der Lage, die Position ihres Steuerkolbens entsprechend der regelbaren Eingangsspannung, wie die Bezeichnung schon sagt, stetig zu verändern, um so eine variable Drosselung des Durchflussstromes zu ermöglichen. Hier haben sich zwei Technologien etablieren können, nämlich die Servo- sowie die Proportional-Wegeventiltechnik. Servo-Wegeventile wurden in erster Linie für die hochpräzise und sehr schnelle Lageregelung von Antriebssystemen entwickelt. Demgegenüber stehen die Proportional-Wegeventile, die sich vor allem durch ihre robustere und kostengünstigere Bauweise auszeichnen, aber dafür nicht an die dynamischen Eigenschaften der Servoventile heranreichen. In Tabelle 4 sind in Anlehnung an STRÖHL & NOLLAU (2004) sowie LAUSCH (1990) die grundlegenden Unterschiede zwischen diesen beiden Typen zusammengefasst.

*Tabelle 4: Gegenüberstellung der Servo- und der Proportionaltechnik*

<b>Merkmal</b>	<b>Servo-Wegeventile</b>	<b>Proportional-Wegeventile</b>
Einsatzgebiete	Lage- und Kraftregelungen, z. T. Geschwindigkeits- und Drehzahlregelungen	Geschwindigkeits- und Drehzahlregelung, z. T. Kraftregelung, Volumenstromregelung, raue Industrieumgebung
Dynamische Eigenschaften	sehr gut, 3-dB-Grenze $> 100 \text{ Hz}$	deutlich schlechter, 3-dB-Grenze bei ca. $10 \text{ Hz}$ (z. T. bis $20 \text{ Hz}$ )
Leerlauf-Kennlinie	stetig durch negative Kantenüberdeckung	nicht stetig aufgrund positiver Kantenüberdeckung
Robustheit	sehr empfindlich, aufwendige Filtertechnik erforderlich	unempfindlich gegen Verunreinigungen
Herstellungskosten	sehr hoch (kleine Fertigungstoleranzen)	deutlich geringer

Die Anforderungen vieler industrieller Anwendungen an die Hydraulikhersteller, Wegeventile mit ähnlichen dynamischen Eigenschaften wie ein Servoventil, aber gleichzeitig ebenso kostengünstig wie Proportionalventile bereitzustellen, führte zur Entwicklung der sogenannten Regel-Wegeventile (kurz: Regelventile). Durch gesteigerte Fertigungsgenauigkeiten, neue Werkstoffe sowie verbesserte Leistungselektronik konnte sich diese auf der Proportionaltechnik basierende Ventilart, jedoch mit deutlich schnellerem Ansprechverhalten sowie stetiger Leerlaufkennlinie, am Markt etablieren. Aufgrund dieser Eigenschaften eignet sich das Regelventil auch für Kraft- und Lageregelungen, was herkömmlicherweise eine Domäne der Servoventile war. Abbildung 19 zeigt das Übertragungsverhalten eines Regel-, eines Proportional und eines Servo-Wegeventils im Vergleich (Grundlage: REXROTH 2005a, REXROTH 2005b, REXROTH 2010). Das schnelle Übertragungsverhalten sowie die im Vergleich zur Servotechnik günstigen Kosten empfehlen das Regelventil als Aktorkomponente in der Reibschweißmaschine.

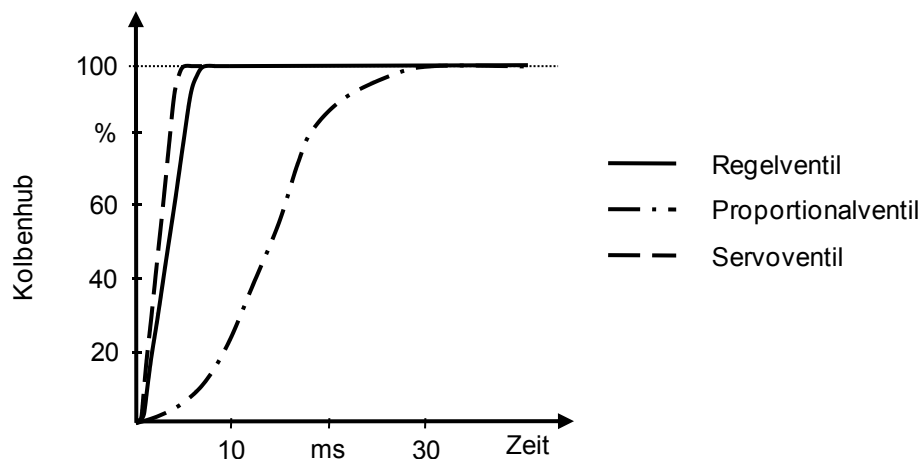


Abbildung 19: Übertragungsverhalten eines Regel-, eines Proportional- und eines Servo-Wegeventils im Vergleich

### 4.3.2 Aktorik zur Regelung von Drehzahl und Drehlage

Wie in Abschnitt 3.4 ausgeführt wurde, soll die Drehlagerregelung durch das Einbringen möglichst geringer Bremsmomente erfolgen. Zur Erzeugung des regelnd eingreifenden Bremsmomentes kommt eine elektromechanische Keilbremse zum Einsatz. Abbildung 20 zeigt das Prinzip dieser Aktorik in Anlehnung an HARTMANN et al. (2002).

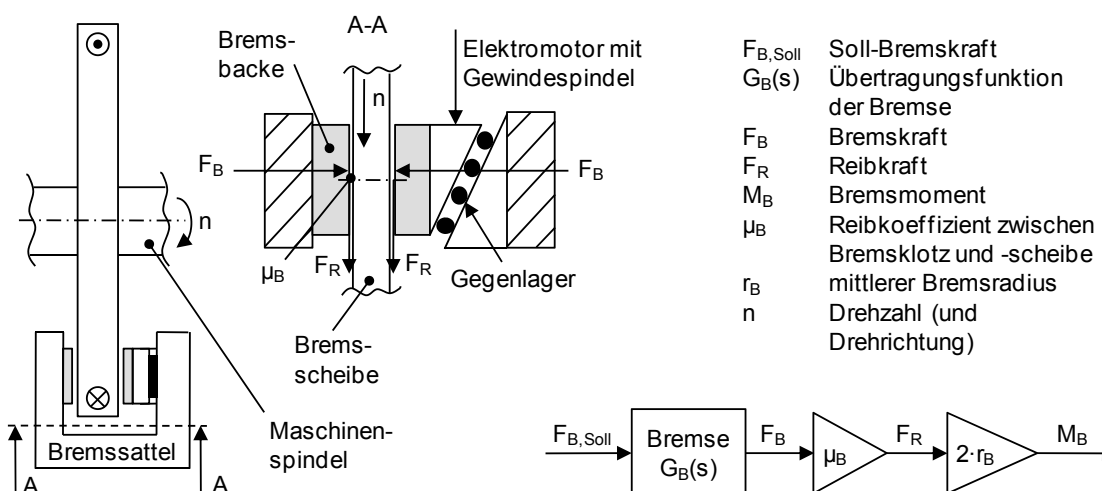


Abbildung 20: Prinzip der Bremsanordnung

Ein keilförmiger Bremsklotz wird durch einen Spindelmotor zwischen Gegenlager und Bremsscheibe bewegt. Durch die schwimmende Lagerung des Bremssattels üben beide Bremsklötze die betragsmäßig gleiche Kraft auf die Scheibe aus. Infolge der hierdurch entstehenden Reibkraft wird das Moment über die Bremsscheibe, die auf der Spindel montiert ist, in die Maschinenstruktur eingeleitet. Um Querkräfte auf die Spindel zu vermeiden, kommen zwei symmetrisch angeordnete Bremsanordnungen zum Einsatz. Eine Besonderheit an dieser Aktorik ist das Keilprinzip, durch das die von der Motorspindel aufgebraachte Antriebskraft übersetzt wird. Hinzu kommt, dass die Spindel durch die Reibkraft zwischen Bremsscheibe und -klotz unterstützt wird. Diese Zusatzkraft wird als Selbstverstärkung bezeichnet und stellt sich in Abhängigkeit von Reibkoeffizient und Keilwinkel ein. Durch diese beiden Effekte, die Keilwirkung und die Selbstverstärkung, wird es möglich, mit Hilfe eines elektromechanischen Antriebes Bremskräfte aufzubringen, für die in vergleichbaren technischen Systemen ansonsten nur hydraulische oder pneumatische Aktoren aufgrund ihrer Leistungsdichte eingesetzt werden. Ein weiterer Vorteil dieses Bremssystems gegenüber einem hydraulischen Prinzip besteht in dem schnelleren Übertragungsverhalten infolge der elektrischen Ansteuerung sowie der Selbstverstärkung. Des Weiteren steht mit dieser Lösung eine kompaktere und damit leichter einzubauende Bremsanordnung zur Verfügung. Die verwendete Aktorik ermöglicht Bremskräfte von  $F_{B,Soll} = 40 \text{ kN}$ , was bei einem Reibradius von  $r_B = 0,3 \text{ m}$  und einem angenommenen Reibkoeffizienten von  $\mu_B = 0,30 \dots 0,35$  und zwei Bremsanordnungen mit jeweils zwei -backen ein geregeltes Moment bis ca.  $15 \text{ kNm}$  ermöglicht. Bei Schweißproben aus Stahl, wie sie für die später beschriebene Validierung zum Einsatz kamen und die aufgrund ihrer erforderlichen Schweißparameter im mitt-

leren Leistungsbereich der Maschine liegen, beträgt das maximale Prozessmoment ca.  $10 \text{ kNm}$ . Anhand der später beschriebenen Versuchsergebnisse wird deutlich, dass zur Drehlagerregelung nur ein Teil der maximalen Bremskraft abgerufen wird. Aufgrund dieser Größenverhältnisse erscheint die Aktorik ausreichend dimensioniert, um den Prozess im geforderten Toleranzbereich zu führen. (siehe SCHUTZRECHT DE 19819564 C2 2000, HARTMANN et al. 2002)

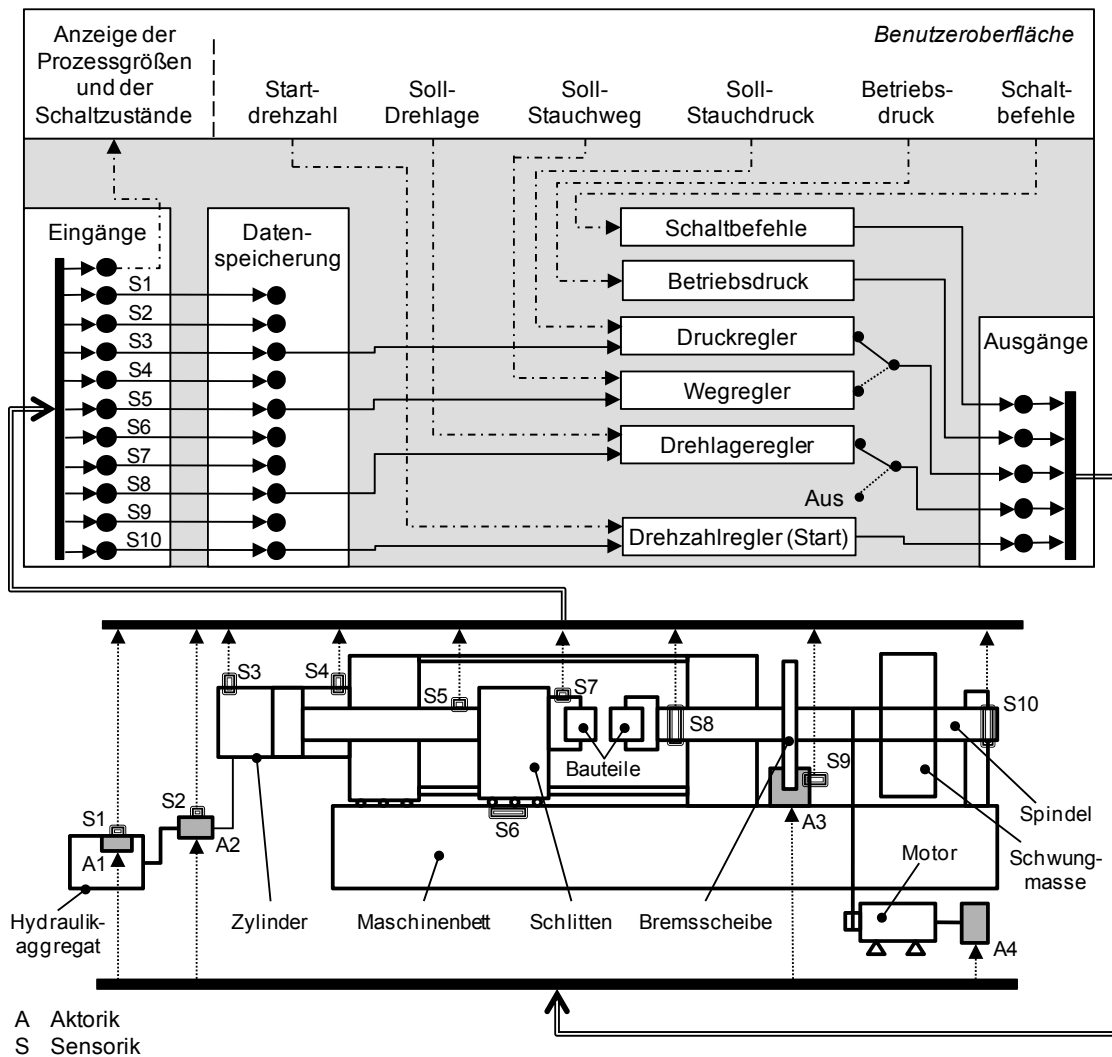
Bei der Reglerauslegung ist zwei Punkten besondere Beachtung zu schenken. Zum ersten unterliegt der Reibkoeffizient einer zufälligen Streuung und zum zweiten besitzt die Bremsmechanik eine nicht zu vernachlässigende Verzögerungszeit. Beide Störgrößen gilt es, durch eine geeignete Regelstrategie soweit wie möglich zu kompensieren. Es sei an dieser Stelle vorweggenommen, dass sich mit diesem Bremssystem in Kombination mit einer modellbasierten Regelung eine Verbesserung gegenüber der aktuell erreichbaren Fertigungsgenauigkeit erreichen lässt. Dennoch ist durchaus zu diskutieren, inwieweit andere Bremssysteme ohne variierenden Reibkoeffizienten und mit geringerer Totzeit eine noch genauere Drehlagerregelung ermöglichen könnten.

### 4.4 Steuerung und Regelung der Maschine

Die Steuerungseinheit der Maschine sorgt für den automatischen Ablauf der festgelegten Bearbeitungsschritte. Ihre grundlegende Aufgabe besteht in der Steuerung und Regelung von Bewegungsabläufen der Reibschweißmaschine. Abbildung 21 zeigt in schematischer Darstellung den grundsätzlichen Aufbau der *Steuerung*, die im Rahmen dieser Arbeit für den SRS-Prüfstand entwickelt wurde. Mit dargestellt sind ihre Verknüpfungen mit den Komponenten *Struktur*, *Aktorik* und *Sensorik*.

Die Steuerung steht indirekt mit der Maschinenstruktur über die Sensorik und die Aktorik in Verbindung. Die frei programmierbare Steuerung läuft auf einer Reglerkarte mit Mikroprozessor der Firma dSpace. Die Steuerung ist über Ein- und Ausgangsschnittstellen mit den Aktoren (A 1 bis A 4) sowie den Sensoren (S 1 bis S 10) verbunden. Über eine konfigurierbare Oberfläche erfolgt die Vorgabe von Schweißparametern, wozu der Betriebsdruck, der Zylinderdruck, die Anfangsdrehzahl und gegebenenfalls die Sollvorgaben für Stauchweg- und Drehlagerverlauf gehören. Des Weiteren besteht die Möglichkeit zur Eingabe von Schaltbefehlen, z. B. für das Betätigen der Hydraulik, des Schmieraggregates und des Motors. Über Anzeigeelemente werden Maschinenzustände und die Verläufe

der Prozessgrößen dargestellt. Im Folgenden sind die wesentlichen Steuerungsfunktionen zur Durchführung einer Schwungrad-Reibschweißung beschrieben. Der Betriebsdruck  $p_H$  sowie die Startdrehzahl sind je nach Schweißaufgabe individuell einstellbar. Der Betriebsdruck wird über ein Proportional-Druckbegrenzungsventil am Hydraulikaggregat eingestellt. Der Betriebsdruck ist durch den Benutzer so hoch zu wählen, dass der Zylinder mit ausreichend hydraulischer Leistung versorgt wird, um sowohl den erforderlichen Arbeitsdruck als auch den nötigen Hub gewährleisten zu können. Die Anfangsdrehzahl  $n_0$  der Spindel wird über einen Elektromotor, der von einem Frequenzumrichter angesteuert wird, eingestellt. Ein herkömmlicher SRS-Prozess erfolgt mit Hilfe der Druckregelung. Hierzu ist der im Zylinder herrschende Druck  $p_A$  mit dem Soll-Zylinderdruck  $p_{soll}$  zu vergleichen. In Abhängigkeit des Regelfehlers wird über die Stellgröße  $u_V$  die Kolbenstellung des Regelventils verstellt, um den Volumenstrom und damit den Zylinderdruck entweder zu erhöhen oder zu vermindern. Alternativ hierzu steht der Modus der Stauchwegregelung zur Verfügung, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt und im Steuerungssystem implementiert wurde. Bei dieser Regelungsart erfolgt ein Vergleich zwischen Ist- und einem vom Benutzer vorgegebenen Soll-Weg. Der Regelalgorithmus bestimmt hieraus die erforderliche Stellgröße. Auch für diesen Modus wird die Vorgabe der Ventilstellung genutzt. Dadurch wird es möglich, die Axialkraft so zu verändern, dass ein Nach- oder Vorlaufen des Schlittensystems gegenüber der vorgegebenen Trajektorie korrigiert wird. Als weiterer Regelkreis lässt sich die Drehlageregelung hinzu schalten. Bei Letzterer wird der Bremse direkt die Soll-Bremskraft als Stellgröße vorgegeben, d. h.  $u_B = F_{B,soll}$ . Die Aktorik stellt mit Hilfe eines eigenen Kraftreglers die Einhaltung der vorgegebenen Bremskraft sicher. Dem Regler wird die Abweichung der Ist-Drehlage  $\varphi$  gegenüber dem Soll-Wert zurückgeführt. Bei dem Stauchweg- und dem Drehlageregler handelt es sich um modellbasierte Regler, deren Herleitung und Implementierung ein Kernelement dieser Arbeit zur Erhöhung der Fertigungsgenauigkeiten ist und in den Kapiteln 6 und 7 vertieft wird. Eine wichtige Anforderung an die Steuerung ist eine ausreichend hohe Prozessorleistung und Abtastrate, um steuerungsbedingte Totzeiten und damit Einbußen hinsichtlich der Regelgüte so gering wie möglich zu halten. An die Sensorik besteht der Anspruch nach einer genauen und hohen Messgenauigkeit sowie einer störungsfreien Datenübertragung. Der hier vorgestellte Prüfstand dient zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen, die im Zuge der anschließend beschriebenen Prozessmodellierung sowie der Validierung der Regelstrategie notwendig sind.



S 1	Drucksensor	Betriebsdruck	$p_H$	S 6	Längenmessgerät	Stauchweg	$x$
S 2	Wegsensor	Ventilstellung	$u_{V, Ist}$	S 7	DMS	Prozessmoment	$M_P$
S 3	Drucksensor	Zylinderdruck A	$p_A$	S 8	Drehgeber	Drehzahl	$n$
S 4	Drucksensor	Zylinderdruck B	$p_B$	S 9	DMS	Bremskraft	$F_B$
S 5	DMS	Prozesskraft (Axialkraft)	$F_{St}$	S 10	Drehgeber	Drehlage / Winkelgeschwindigkeit	$\varphi / \omega$
A 1	Druckbegrenzungsventil	Betriebsdruck (Soll)	$p_{H, Soll}$	A 3	Bremse	Bremskraft (Soll)	$u_B$
A 2	Regelventil	Ventilstellung (Soll)	$u_V$	A 4	Frequenzumrichter (Motor)	Start-Drehzahl (Soll)	$n_0$

Abbildung 21: Anbindung der Steuerung und Regelung an die SRS-Maschine

## 5 Modellierung der Regelstrecke

### 5.1 Möglichkeiten der Systemidentifikation

Die Identifikation des Verhaltens der Regelstrecke und die Abbildung in einem mathematischen Modell sind integraler Bestandteil der Reglersynthese. Prinzipiell gibt es zwei verschiedene Grundarten von Modellen, die hierfür zum Einsatz kommen können. Die erste Möglichkeit besteht darin, die physikalischen Gesetzmäßigkeiten in Form von mathematischen Gleichungen darzustellen und miteinander zu verknüpfen. Diese Art der Beschreibung wird als analytisches, theoretisches oder auch *White-Box-Modell* bezeichnet. Der alternativ hierzu bestehende Typus wird Verhaltens- oder *Black-Box-Modell* genannt. Bei dieser Modellart wird in experimentellen Untersuchungen das Übertragungsverhalten zwischen den Systemein- und -ausgängen aufgezeichnet und mit Hilfe einer möglichst einfachen mathematischen Beziehung beschrieben. Die innerhalb des Systems verantwortlichen physikalischen Zusammenhänge bleiben dabei unbekannt. Werden beide Beschreibungsarten in einem Modell miteinander verknüpft, so spricht man von einem *Grey-Box-Modell*. (DITTMAR & PFEIFFER 2009, FÖLLINGER et al. 2008, RAU 2003)

Der besondere Nutzen eines analytischen Modells ist, dass es die Auswirkungen von Prozess- und Parameterveränderungen auf das Gesamt- sowie die Subsysteme erklärt. Die dadurch gewonnene Kenntnis über das Streckenverhalten ist die Grundvoraussetzung, um ein geeignetes Regelgesetz herzuleiten und um letzteres gezielt zu verbessern. Des Weiteren können anhand des Modells umfangreiche Parameteruntersuchungen im Rahmen des Regleraufbaus durchgeführt werden, bevor die Implementierung an der realen Maschine erfolgt. Dies trägt dazu bei, die Einfahrkosten durch eine Reduzierung der Zahl der erforderlichen Experimente zu senken. Gleichzeitig erhöht dies die Anlagensicherheit, da kritische Betriebszustände durch Beachtung des mit Hilfe des Modells simulierbaren Prozessverhaltens erkannt und vermieden werden können.

Der Vorteil eines Black-Box-Modells besteht darin, dass die Systemidentifikation sehr schnell und einfach mit Hilfe experimenteller Daten möglich ist. Außerdem erlauben Verhaltensmodelle häufig kurze Simulationszeiten (DITTMAR & PFEIFFER 2009). Insbesondere für Systeme, bei denen die analytische Modellbildung die numerische Lösung eines Differentialgleichungssystems oder die itera-

tive Berechnung nichtlinearer Zusammenhänge erfordert, können Black-Box-Modelle, wie z. B. KNN, aufgrund ihrer einfachen mathematischen Übertragungsfunktionen, die Prädiktionsgrößen deutlich schneller berechnen als White-Box-Modelle. Allerdings hat ein Verhaltensmodell den Nachteil, dass ein echtes Systemverständnis hierdurch nicht geliefert wird. Deshalb ist es im Rahmen dieser Arbeit nicht zur modellgestützten Reglerauslegung vorgesehen, wenngleich es hierzu genutzt werden könnte (siehe Abbildung 12). Aufgrund der genannten Vorteile eignet es sich jedoch für die Implementierung in einem modellbasierten Regelungsverfahren. Bei solchen Ansätzen ist ein Modell der Strecke integraler Bestandteil des Reglers oder wird bei der Entwicklung des Regelgesetzes implizit berücksichtigt. Wie in Abschnitt 3.4 bereits ausgeführt, weisen derartige Regelstrategien gegenüber konventionellen Algorithmen oftmals eine signifikant bessere Regelgüte auf und sollen deshalb hier eingesetzt werden. Da somit sowohl das analytische Modell als auch das Verhaltensmodell in dieser Arbeit zur Anwendung kommen, folgt eine Herleitung beider Modelltypen für das SRS.

## 5.2 Aufbau eines analytischen Modells

### 5.2.1 Systemüberblick

Bei der Auslegung von Reglern für komplexe Systeme gewinnt der Einsatz von Simulationen zunehmend an Bedeutung. Sie verhelfen in der Entwurfsphase des Reglers zu einem detaillierten Systemverständnis und ermöglichen zudem eine effiziente Regler-Vorauslegung. Grundlage einer Simulation ist ein Modell der Regelstrecke, welches die physikalische Realität zwar vereinfachend, aber den Anforderungen entsprechend noch immer genau genug abbilden kann. Da für diesen Anwendungszweck ein analytisches dem experimentellen Modell vorzuziehen ist, insbesondere wenn auch die inneren Systemzustände bekannt sein müssen, soll im Folgenden ein theoretisches Modell für das SRS entwickelt werden. (RAU 2003)

Mit Hilfe des Modells sollen die Systemausgänge Stauchweg und Drehlage sowie bestimmte interne Zustandsgrößen, wie z. B. Zylinderdruck, Temperatur und Reibmoment, in Abhängigkeit der Schweißparameter simuliert werden. Bei der Regelstrecke handelt es sich um ein mechatronisches System, das sich aus den Subsystemen *Aktorik*, *Maschinenstruktur* und *Prozess* zusammensetzt (Abbildung 22). In wissenschaftlichen Arbeiten zur Modellierung des Reib-





Während des geregelten Schweißprozesses werden vom Regler entsprechend den gemessenen Prozessgrößen Stauchdruck  $p_a$ , Stauchweg  $x$  sowie Drehlage  $\varphi$  die erforderlichen Stellgrößen  $u_V$  und  $u_B$  berechnet und an die Stellglieder weitergegeben. Zur Beeinflussung von Stauchweg und Drehlage steht jeweils ein geeigneter Aktor zur Verfügung, nämlich eine hydraulische Vorschubeinrichtung sowie eine elektromechanische Keilbremse. Die hydraulische Staucheinheit übt mittels eines Hydraulikzylinders eine Kraft  $F_Z$  auf das Schlittensystem aus. Zur Manipulation der Drehlage wird das Spindelsystem mit einem definierten Moment  $M_B$  durch die Bremse beaufschlagt. Beide Stellglieder wirken unmittelbar auf die Maschinenstruktur ein. Durch das Teilsystem *Struktur* werden die mechanischen Vorgänge in der Maschine beschrieben. Dies beinhaltet die Übertragung der Kräfte und Momente sowie der Relativbewegungen. Das Teilsystem *Struktur* steht in direkter Wechselwirkung mit dem Prozess. Mit dem Begriff *Prozess* sind die physikalischen Vorgänge innerhalb der Schweißzone gemeint. Durch das drehende Schwungrad wird dem Prozess eine Leistung zugeführt, die sich aus der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_p$  und des in der Kontaktzone entstehenden Reib- oder Prozessmoments  $M_p$  ergibt. Des Weiteren werden die Schweißflächen infolge der induzierten Axialkraft mit der Prozesskraft  $F_p$  gegeneinander gepresst. Neben diesen durch die Struktur eingeleiteten Größen wird das Prozessverhalten auch durch die Schweißaufgabe, d. h. durch den Werkstoff sowie die Schweißflächengeometrie, mitbestimmt. Der Prozess antwortet auf die Energieeinbringung sowie die Prozesskraft mit einer plastischen Materialverformung  $x_p$  in axiale Richtung. Außerdem verursacht die in der Kontaktzone auftretende Reibung ein Torsionsmoment  $M_p$  entgegen der Spindeldrehung. Die Überlagerungen der aktorischen Stellgrößen mit den prozessbestimmten Größen *Materialverkürzung* und *Reibmoment* führen zu einer translatorischen Schlittenbewegung  $x$  sowie einem abfallenden Verlauf der Spindelgeschwindigkeit, was mit einem degressiven Anstieg der Drehlage  $\varphi$  einhergeht. Diese Maschinenbewegungen werden durch die an der Struktur angebrachte Sensorik erfasst und der Regeleinrichtung zurückgeführt. Die nachfolgenden Abschnitte geben eine detaillierte Beschreibung der Vorgänge innerhalb der drei Teilsysteme. (vgl. ZÄH & LOTZ 2010)

## 5.2.2 Übertragungsverhalten der Aktorik

### 5.2.2.1 Hydraulische Staucheinheit

Die Aktorik zur Regelung von Stauchkraft oder -weg besteht im Wesentlichen aus den Komponenten Hydraulikaggregat, Regelventil und Zylinder. Abbildung 23 zeigt das prinzipielle Zusammenwirken der drei Elemente. Das Hydraulikaggregat hat die Aufgabe, einen konstanten Betriebsdruck sowie einen für die maximal erreichbare Stauchgeschwindigkeit ausreichenden Volumenstrom zu gewährleisten. Der konstante Betriebsdruck wird mit Hilfe eines Proportionaldruckventils eingestellt und überwacht. Die aus dem Prozess stammenden Druckschwankungen werden durch einen Speicher kompensiert. Das Aggregat wird somit als einfacher Block mit konstantem Arbeitsdruck  $p_H$  und Tankdruck  $p_T$  modelliert.

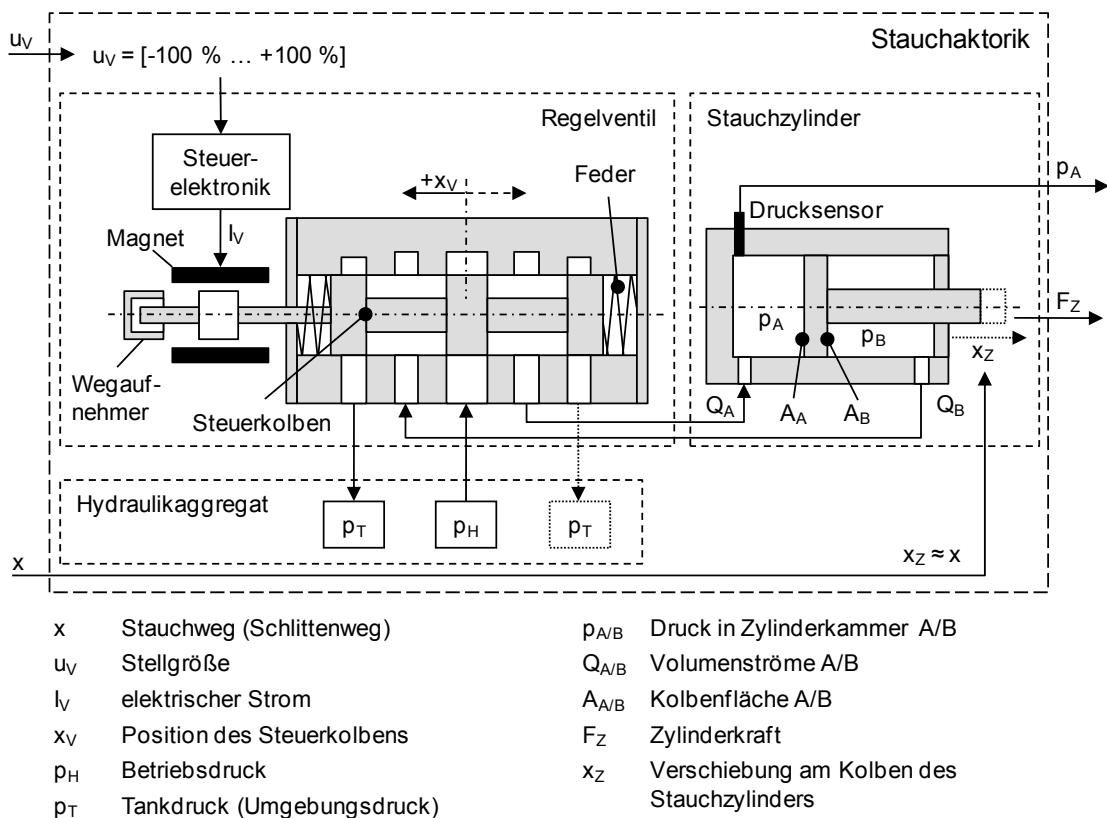


Abbildung 23: Schematische Darstellung der Stauchaktorik

Kernelement der Aktorik ist das Regelventil. Es dient dazu, den Öldurchfluss und damit den Hub oder die Kraft des Stauchzylinders zu regeln. Sein Übertragungsverhalten wird durch die Strömungscharakteristik an den Drosselstellen, das dy-

namische Schieberverhalten sowie die integrierte Steuerelektronik bestimmt. Gemäß den Ausführungen in WILL & NOLLAU (2004) sowie REXROTH (2005a) lassen sich die Volumenströme entsprechend den nachfolgenden Durchflussgleichungen berechnen:

$$Q_A = k_D \cdot x_V \cdot \sqrt{p_H - p_A} \quad \text{und} \quad Q_B = k_D \cdot x_V \cdot \sqrt{p_B - p_T} \quad (5-1)$$

Hierbei bezeichnet  $Q_A$  den Volumenstrom vom Aggregat mit dem Betriebsdruck  $p_H$  in die Zylinderkammer  $A$  mit dem Kammerdruck  $p_A$ ;  $Q_B$  ist der Rückfluss von Zylinderkammer  $B$  mit dem Druck  $p_B$  in den Tank mit dem Umgebungsdruck  $p_T$ . Außerdem ist  $k_D$  eine ventilabhängige Durchflusskonstante, die für den vorliegenden Ventiltyp mit  $k_D = \frac{24}{\sqrt{35}} \frac{1}{\text{min} \cdot \sqrt{\text{bar}}}$  angegeben ist (siehe REXROTH 2005a).

Die Größe  $x_V$  bezeichnet die Position des Steuerkolbens. Diese wird nicht absolut, sondern relativ zum Gesamthub angegeben. Die Werte von  $x_V$  liegen also im Bereich von +1 bis -1. Der Wert 1 bedeutet, dass der Kolben voll ausgefahren ist, wodurch die Durchflussöffnung ihr Maximum erreicht; bei  $x_V = 0$  ist der Durchfluss gesperrt. Werte zwischen 0 und 1 zeigen eine Zwischenstellung des Steuerkolbens an. Aufgrund der linearen Durchflusskennlinie des verwendeten Regelventils verhält sich der Volumenstrom direkt proportional zur Kolbenstellung  $x_V$ , was auch in Gleichung (5-1) zum Ausdruck kommt. Das Vorzeichen kennzeichnet die Richtung der Kolbenbewegung und damit die Flussrichtung der Volumenströme. Während des Schweißprozesses liegt die Kolbenstellung zwischen 0 und 1. Negative Ventilstellungen werden als Hilfsfunktion zur Rückfahrt des Schlittens für Rüstvorgänge benötigt und deshalb in diesem Modell nicht berücksichtigt.

Die Übertragungsfunktion, hier im Bildbereich dargestellt, zwischen der Kolbenposition  $x_V$  und der Stellgröße  $u_V$ , entsprechend der Form

$$G_{VK}(s) = \frac{x_V(s)}{u_V(s)} \quad (5-2)$$

wird durch die Ansteuerelektronik sowie das dynamische Verhalten des Kolbens bestimmt (siehe Abbildung 24). Mit dem Systemeingang  $u_V$  wird die Soll-Position des Steuerkolbens vorgegeben. Entsprechend der gemessenen Abweichung zwischen Ist- und Soll-Wert von  $x_V$  beaufschlagt die Ansteuerelektronik mit der Übertragungsfunktion  $G_{RV}(s)$  eine elektrische Spule mit dem Strom  $I_V$ . Das dadurch erzeugte magnetische Feld führt zu einer direkt proportional auf

den Steuerkolben wirkenden Kraft  $F_V$ , wobei das dynamische Verhalten des Kolbens als Feder-Masse-Dämpfer-System darstellbar ist.

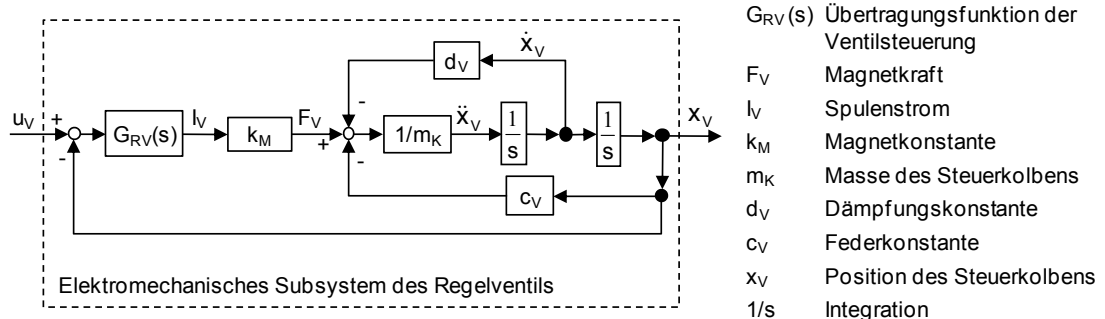


Abbildung 24: Blockschaltbild des Steuerkolbens

Die durch das Ventil geregelten Volumenströme  $Q_A$  und  $Q_B$  bestimmen den Hydraulikdruck  $p_A$  und  $p_B$  in den Kammern A und B des Stauchzylinders. Die Berechnungsformeln lauten nach WILL & NOLLAU (2004):

$$p_A = \int \left( \frac{1}{A_A \cdot x \cdot \beta} \cdot (Q_A - A_A \cdot \dot{x}) \right) \cdot dt \quad (5-3)$$

$$p_B = \int \left( \frac{1}{A_B \cdot (x_{max} - x) \cdot \beta} \cdot (A_B \cdot \dot{x} - Q_B) \right) \cdot dt \quad (5-4)$$

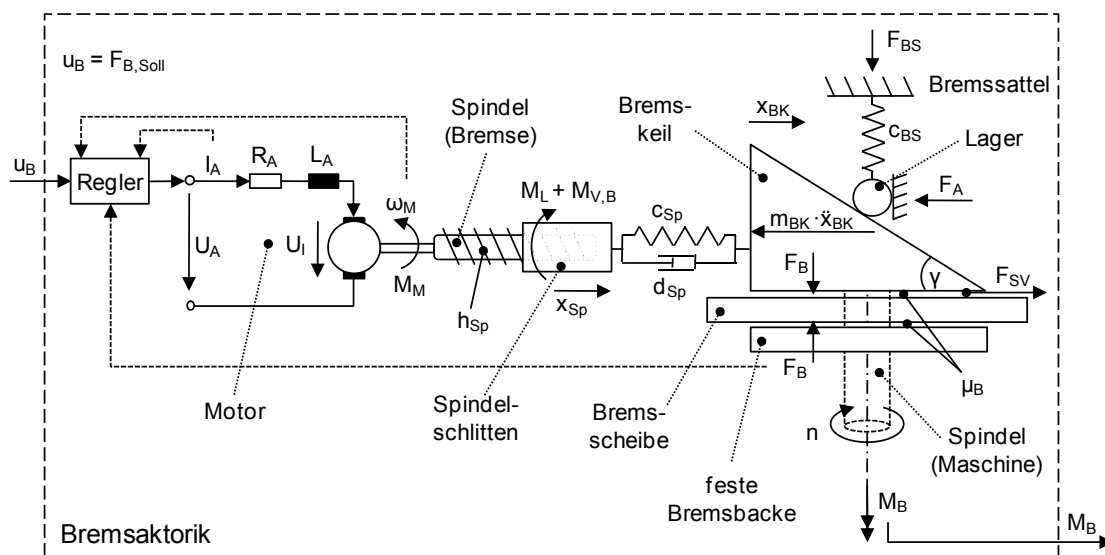
Hierin ist  $\beta$  der Kompressionsmodul; die Größen  $A_A$  sowie  $A_B$  bezeichnen die wirksamen Kolbenflächen des Zylinders. Der Kolben wird als ideal steif angenommen, sodass die Kolbenbewegung  $x_Z$  direkt mit dem Stauchweg des Schlittens  $x$  gleichgesetzt werden kann. Diese Vereinfachung wird vorgenommen, da der hieraus resultierende Fehler, d. h. das Verhältnis von elastischer Stauchung der Kolbenstange unter Prozesslast zum Stauchweg, im Bereich von nur 2 % liegt. Die im Zylinder wirkenden Drücke führen zu der Zylinderkraft

$$F_Z = (A_A \cdot p_A - A_B \cdot p_B) \cdot \eta_Z \quad (5-5)$$

Die bei der Kolbenbewegung entstehenden Reibungskräfte sind durch den Wirkungsgrad  $\eta_Z$  als Verluste berücksichtigt. Die mathematischen Zusammenhänge sind als Blockschaltbild in Abbildung 79 (Abschnitt 11.4 des Anhangs) noch einmal im Überblick gezeigt.

### 5.2.2.2 Elektromechanische Bremseinrichtung

Durch die Bremse ist es möglich, mit einem geregelten Moment auf die Spindel einzuwirken, um so den Verlauf der Drehlage zu beeinflussen. Zum Einsatz kommt eine elektronisch geregelte Keilbremse, die auf eine an der Maschinenspindel befestigte Bremscheibe wirkt. Eingang der Aktorik ist die Stellgröße  $u_B$ , bei der es sich um die direkte Angabe der Soll-Bremskraft  $F_{B,Soll}$  handelt. Über einen internen Regler sorgt die Bremseinrichtung selbständig für die Einhaltung der vorgegebenen Größe, was schließlich zum Bremsmoment  $M_B$  führt (ROBERTS et al. 2003, HARTMANN et al. 2002). Abbildung 25 zeigt den schematischen Aufbau der Aktorik.



$F_{B,Soll}$	Soll-Bremskraft	$c_{Sp}$	Ersatzsteifigkeit des Spindelsystems
$u_B$	Stellgröße	$d_{Sp}$	Ersatzdämpfung des Spindelsystems
$I_A$	Ankerstrom	$x_{BK}$	translatorischer Weg des Bremskeils
$U_A$	Ankerspannung	$m_{BK}$	Masse des Bremskeils
$U_i$	induzierte Ankerspannung	$c_{BS}$	Steifigkeit des Bremsstells
$R_A$	Ankerwiderstand	$\gamma$	Keilwinkel
$L_A$	Ankerinduktivität	$\mu_B$	Reibkoeffizient
$\omega_M$	Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle	$F_{BS}$	Gegenkraft des Bremsstells
$M_M$	Motormoment	$F_A$	Auflagerkraft
$M_L$	Lastmoment	$F_{SV}$	Kraft durch Selbstverstärkung
$M_{V,B}$	Verlustmoment der Bremsspindel	$F_B$	Bremskraft
$h_{Sp}$	Spindelsteigung	$M_B$	Bremsmoment
$x_{Sp}$	translatorischer Weg der Spindelmutter	$n$	Spindeldrehzahl

Abbildung 25: Schematische Darstellung der Bremsaktorik

Das Bremsmoment ergibt sich aus der normal zur Bremscheibe stehenden Bremskraft  $F_B$ , dem Reibkoeffizienten  $\mu_B$  sowie dem Abstand  $r_B$  zwischen dem Wirkungspunkt und der Spindelachse. Des Weiteren ist zu berücksichtigen, dass die

Scheibe an beiden Seitenflächen mit der Bremskraft beaufschlagt wird und zudem zwei Bremseinheiten verwendet werden. Daraus folgt für das Bremsmoment:

$$M_B = 4 \cdot \mu_B \cdot F_B \cdot r_B \quad (5-6)$$

Die Bremskraft wird durch ein Einfahren des Bremsklotzes mit dem Keilwinkel  $\gamma$  in Richtung  $x_{BK}$  erzeugt. Dabei wird der Keil zwischen das am Bremssattel befestigte Lager und die Bremsscheibe gedrückt. Dies führt zu einer Lagerkraft, die sich in eine vertikale Kraftkomponente  $F_{BS}$  und einen horizontalen Kraftanteil  $F_A$  aufteilt. Die auf das Lager wirkende Kraft verursacht eine elastische Verschiebung des Bremssattels, die sich in Abhängigkeit von  $x_{BK}$  und dem Keilwinkel  $\gamma$  einstellt. Unter Kenntnis der Steifigkeit  $c_{BS}$  lässt sich die auf den Bremssattel wirkende Kraft  $F_{BS}$  berechnen (siehe auch ROBERTS et al. 2003):

$$F_{BS} = F_B = c_{BS} \cdot x_{BK} \cdot \tan \gamma \quad (5-7)$$

Hierin ist berücksichtigt, dass aufgrund des Kräftegleichgewichtes  $F_B = F_{BS}$  gilt. Der horizontal wirkende Kraftanteil  $F_A$  lautet:

$$F_A = F_{BS} \cdot \tan \gamma = F_B \cdot \tan \gamma \quad (5-8)$$

Der Weg des Keils  $x_{BK}$  ergibt sich aus den am Bremskeil wirkenden Kräften sowie aus der Zustellbewegung des Spindelantriebes. Für das Kräftegleichgewicht am Bremskeil in horizontaler Richtung gilt:

$$0 = F_{SV} + c_{Sp} \cdot (x_{Sp} - x_{BK}) + d_{Sp} \cdot (\dot{x}_{SM} - \dot{x}_{BK}) - F_A - m_{BK} \cdot \ddot{x}_{BK} \quad (5-9)$$

Die Drehbewegung der Bremsscheibe und die Reibung zwischen Bremsscheibe und Bremskeil führen zu einer Selbstverstärkung, durch die der Keil eine zusätzliche Kraftkomponente  $F_{SV}$  in Richtung  $x_{BK}$  erfährt (vgl. ROBERTS et al. 2003). Die Höhe der Selbstverstärkung hängt vom Reibkoeffizienten und der Bremskraft ab:

$$F_{SV} = \mu_B \cdot F_B \quad (5-10)$$

Die translatorische Bewegung des Spindelschlittens  $x_{Sp}$  bestimmt sich aus der Drehlage  $\varphi_{Sp}$  der Spindel mit der Steigung  $h_{Sp}$  zu

$$x_{Sp} = \frac{h_{Sp}}{2 \cdot \pi} \cdot \varphi_{Sp} \quad (5-11)$$

Die Drehlage wird durch zweimalige Integration der Winkelbeschleunigung  $\dot{\omega}_M$  der Motorwelle berechnet, die aus dem Momentengleichgewicht der Spindel folgt:

$$M_M = J_M \cdot \dot{\omega}_M + M_L + M_{V,B} \quad (5-12)$$

Das Beschleunigungsmoment ergibt sich aus dem Produkt des auf die Motorwelle bezogenen Gesamtmassenträgheitsmoment  $J_M$  und der Winkelbeschleunigung  $\dot{\omega}_M$ . Das Lastmoment  $M_L$  ist der Anteil des Motormomentes  $M_M$ , das zur Verschiebung des Spindelschlittens  $x_{Sp}$  führt. Ein Freischneiden führt auf den Zusammenhang:

$$M_L = \left( c_{Sp} \cdot (x_{Sp} - x_{BK}) + d_{Sp} \cdot (\dot{x}_{Sp} - \dot{x}_{BK}) \right) \cdot \frac{h_{Sp}}{2 \cdot \pi} \quad (5-13)$$

Das Verlustmoment  $M_{V,B}$  beinhaltet alle Reibungsverluste des Gewindetriebes. Sie werden in Form des Wirkungsgrades  $\eta_G$  berücksichtigt:

$$M_{V,B} = (1 - \eta_G) \cdot M_M \quad (5-14)$$

Als Motor kommt ein permanenterregter Gleichstrommotor zum Einsatz. Das Motormoment  $M_M$  ergibt sich entsprechend dem fließenden Ankerstrom  $I_A$  und der Motorkonstante  $c_M$  zu

$$M_M = c_M \cdot I_A \quad (5-15)$$

Der Ankerstrom lässt sich mit Hilfe des Spannungsansatzes (Maschenregel) nach Kirchhoff bestimmen:

$$U_A - U_I = R_A \cdot I_A + L_A \cdot \frac{dI_A}{dt} \quad (5-16)$$

Hierin sind  $R_A$  der Ankerwiderstand und  $L_A$  die Induktivität. Die induzierte Ankerspannung  $U_I$  ergibt sich als Produkt aus Motorkonstante und Motordrehzahl:

$$U_I = c_M \cdot \omega_M \quad (5-17)$$

Die Ankerspannung  $U_A$  ist die Eingangsgröße des Motors und wird durch den Regler vorgegeben. Die Bremskraftregelung ist als kaskadierter Regelkreis aufgebaut. Der innerste Kreis regelt den Strom; die mittlere Kaskade fungiert als Drehzahlregler und bei der obersten Ebene handelt es sich um den Bremskraftregler (HO et al. 2006). Um den Gesamtzusammenhang zu verdeutlichen, sind die



genannten mathematischen Beziehungen in Abbildung 80 (Anhang, Abschnitt 11.4) als Blockschaltbild gezeigt.

### 5.2.3 Modellierung des Strukturverhaltens

#### 5.2.3.1 Abbildung der Translationsbewegung

Da die hohen Prozesskräfte zu Verformungserscheinungen an der Maschine führen und damit das Fertigungsergebnis mitbestimmen, ist auch das Strukturverhalten bei der Modellbildung zu berücksichtigen. Die durchgeführte Modalanalyse hat jedoch gezeigt, dass die zu erwartenden Schwingungserscheinungen nur geringen Störeinfluss auf die Fertigungsgenauigkeit haben. Deshalb soll an dieser Stelle ein vereinfachtes Modell hergeleitet werden, durch das nur die im Kraftfluss liegenden Bauteile abgebildet werden. Insbesondere das statische Verformungsverhalten soll hierbei korrekt abgebildet werden.

Die eingeleitete Zylinderkraft bewirkt eine translatorische Bewegung des Schlittens und führt damit zum Stauchweg. Die wirkenden Momente haben Einfluss auf die Spindeldrehung und damit auf den Verlauf der Drehzahl. Da beide Bewegungsvorgänge voneinander entkoppelt sind, wird das Strukturverhalten in zwei separaten Teilmodellen abgebildet. Die Herleitung erfolgt auf Grundlage des Kraft- und Momentenflusses in der Maschine (vgl. Abbildung 14). Abbildung 26 zeigt das Strukturteilmodell zur Abbildung der axialen Verschiebungen.

Die von der hydraulischen Staucheinheit erzeugte Zylinderkraft  $F_Z$  bewirkt eine Verspannung der Rahmenstruktur und damit ein Aufeinanderpressen der Bauteile. An der Werkstückkontaktstelle, die hier als Prozesszone bezeichnet ist, resultiert eine Gegenkraft, die Prozesskraft  $F_P$ . Die Zylinderkraft wirkt über den Kolben, den Schlitten und über die feste Bauteileinspannung auf die Kontaktfläche und steht so mit der resultierenden Prozesskraft im Gleichgewicht. Da der Zylinder bzw. dessen Träger ebenso wie der Schlitten auf der Linearführung befestigt und damit in axialer Richtung beweglich ist (vgl. Abschnitt 4.1 sowie Abbildung 14 auf Seite 48), kann die Zylinderkraft gleichzeitig über die Zuganker, die Axial-Pendelrollen-Lagerung und die rotierende Bauteilspannung auf die gegenüberliegende Seite der Prozesszone wirken. Damit stützen sich Zylinder- und Prozesskraft symmetrisch über die geschlossene Rahmenstruktur gegeneinander ab. Lediglich die Kraft infolge der Beschleunigung  $\ddot{x}$  des Schlittens mit der beweg-

ten Masse  $m_S$  muss über die Befestigung des Spindelstockes am Maschinenbett aufgenommen werden:

$$F_{Bett} = m_S \cdot \ddot{x} . \quad (5-18)$$

Diese Beschleunigungskraft entspricht der Differenz zwischen der Zylinder- und der Prozesskraft und ermöglicht damit die Vorschubbewegung.

$$F_P = F_Z - m_S \cdot \ddot{x} . \quad (5-19)$$

Jedoch sei angemerkt, dass der Term  $m_S \cdot \ddot{x}$ , verglichen mit der Stauchkraft, aufgrund der geringen Beschleunigungen vernachlässigbar ist. Der in dieser Arbeit definierte Standardversuch (siehe Abbildung 11) erfolgt mit einer Axialkraft von  $F_Z = 400 \text{ kN}$ . Die Schlittenmasse beträgt ca.  $250 \text{ kg}$ . Die im Rahmen der Validierung gemessenen Beschleunigungen liegen bei maximal  $\ddot{x} = 0,3 \text{ m/s}^2$ . Demnach betragen die Beschleunigungskräfte unter  $2 \cdot 10^{-4} \cdot F_Z$ . Deshalb gilt

$$F_P = F_Z . \quad (5-20)$$

Demnach beschreiben die Axialkraft, die Zylinderkraft und die Prozesskraft dieselbe physikalische Wirkgröße und die Begriffe werden deshalb gleichbedeutend verwendet.

Des Weiteren gelten folgende Kräftegleichgewichtsbedingungen:

$$F_Z = m_S \cdot \ddot{x} + c_F \cdot (x - x_P - x_R) + d_F \cdot (\dot{x} - \dot{x}_P - \dot{x}_R) \quad (5-21)$$

$$F_P = F_Z = c_R \cdot x_R + d_r \cdot \dot{x}_R \quad (5-22)$$

Die Verschiebung  $x_P$  ist Eingangsgröße des Systems und bezeichnet die plastische Materialverformung in der Fügezone. Sie wird durch das Prozessverhalten bestimmt. Diese Größe entspricht dem eigentlichen Stauchweg, der jedoch aus praktischen Gründen über die Schlittenverschiebung  $x$  messtechnisch erfasst wird. Der Messkopf befindet sich am Schlitten und der Maßstab am Maschinenbett, das hiermit als Bezugssystem gewählt wird. Der Zusammenhang zwischen dem durch die Sensorik gemessenen Schlittenweg  $x$  und dem „wahren“ Stauchweg  $x_P$  kann, wobei zur Vereinfachung lediglich die statischen Verformungsanteile berücksichtigt werden sollen, folgendermaßen abgeschätzt werden:

$$x_P = x - \frac{F_Z}{c_F} - \frac{F_Z}{c_R} \quad (5-23)$$



wird. Zusätzlich kann ein geregeltes Bremsmoment eingeleitet werden. Der Verlauf der Drehlage  $\varphi$  wird am Spindelende, d. h. nahe den Schwungmassen, erfasst. Für das drehende System lauten die beschreibenden Differentialgleichungen (DGL) folgendermaßen:

$$-J_S \cdot \ddot{\varphi} = k_S \cdot (\varphi - \varphi_B) + b_S \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_B) \quad (5-24)$$

$$\begin{aligned} -J_B \cdot \ddot{\varphi}_B &= M_B + M_V + k_R \cdot (\varphi_B - \varphi_P) + b_R \cdot (\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_P) \\ &\quad - k_S \cdot (\varphi - \varphi_B) - b_S \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_B) \end{aligned} \quad (5-25)$$

$$M_P = k_R \cdot (\varphi_B - \varphi_P) + b_R \cdot (\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_P) \quad (5-26)$$

Für die Seite der festen Einspannung gilt während des Prozesses folgende DGL:

$$0 = M_P - k_F \cdot \varphi_F - b_F \cdot \dot{\varphi}_F \quad (5-27)$$

Der Prozess endet abrupt mit einem stark ansteigenden Prozessmoment. Zu diesem Zeitpunkt ist die Restenergie des Schwungrades nicht mehr in der Lage, die Bauteile weiter relativ zueinander zu verdrehen. Die Bauteile sind hier vollständig miteinander verschweißt. Die infolge des hohen Prozessmomentes tordierte Welle schwingt ab diesem Zeitpunkt aus. Es wirkt nun kein äußeres Moment mehr:

$$M_P = 0 \quad \text{und} \quad M_B = 0 \quad (5-28)$$

Hierdurch verändern sich die Gleichungen (5-24) bis (5-27). Im Modell wird diese Änderung der Systemeigenschaften durch ein Umschalten zum Zeitpunkt  $t_{\omega=0}$ , an dem zum ersten Mal die Bedingung  $\omega \leq 0$  erfüllt ist, berücksichtigt. Das System lässt sich dann durch folgendes DGL-System beschreiben:

$$-J_S \cdot \ddot{\varphi} = k_S \cdot (\varphi - \varphi_B) + b_S \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_B) \quad (5-29)$$

$$\begin{aligned} -J_B \cdot \ddot{\varphi}_B &= M_V + k_R \cdot (\varphi_B - \varphi_P) + b_R \cdot (\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_P) \\ &\quad - k_S \cdot (\varphi - \varphi_B) - b_S \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_B) \end{aligned} \quad (5-30)$$

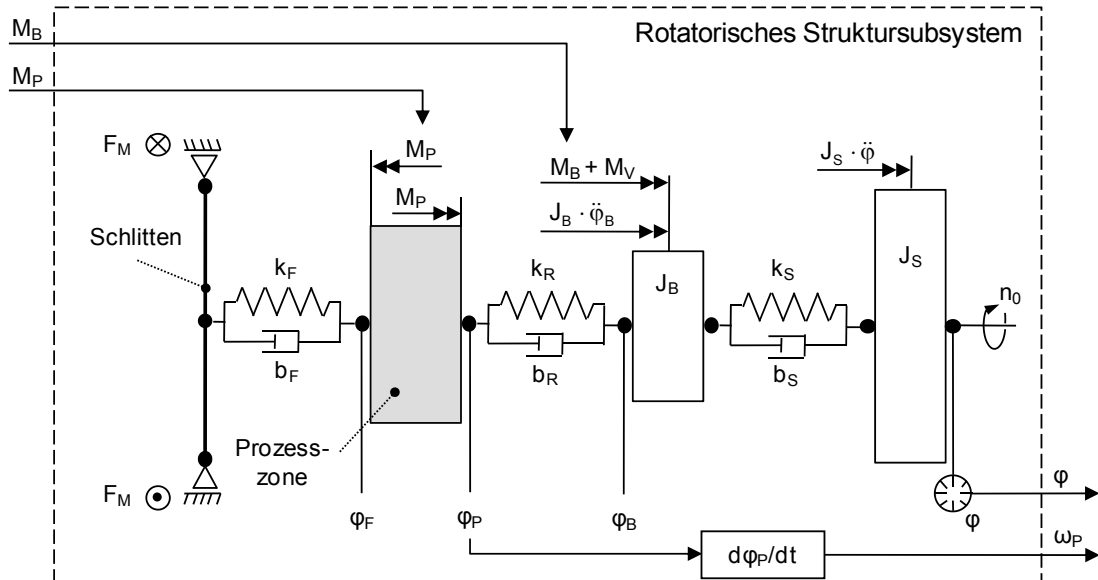
$$0 = k_F \cdot \varphi_F + b_F \cdot \dot{\varphi}_F + k_R \cdot (\varphi_B - \varphi_P) + b_R \cdot (\dot{\varphi}_B - \dot{\varphi}_P) \quad (5-31)$$

Hierbei ist folgende Randbedingung zu beachten:

$$\varphi_F = \varphi_P - (\varphi_P(t_{\omega=0}) - \varphi_F(t_{\omega=0})), \quad (5-32)$$

d. h. Drehlage  $\varphi_F$  ist ab diesem Zeitpunkt phasengleich mit  $\varphi_P$ , wobei die beiden Größen um die Differenz  $\varphi_P(t_{\omega=0}) - \varphi_F(t_{\omega=0})$ , also den Unterschied der beiden

Drehlagewerte zum Umschaltzeitpunkt, versetzt sind. In Abbildung 82 des Abschnitts 11.4 im Anhang ist das beschriebene Prinzip anhand eines Blockschaltbildes gezeigt.



$n_0$	Anfangsdrehzahl	$k_R$	Torsionssteifigkeit der rotierenden Seite (Ersatzsteifigkeit der Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Bremsscheibe)
$M_P$	Prozess- bzw. Reibmoment	$b_R$	Dämpfungskonstante der rotierenden Seite (Ersatzdämpfung der Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Bremsscheibe)
$M_B$	Bremsmoment	$k_S$	Torsionssteifigkeit des hinteren Spindelabschnitts (Ersatzsteifigkeit der Komponenten im Kraftfluss zwischen Bremsscheibe und Schwungmassen)
$M_V$	Verlustmoment durch Lagerreibung	$b_S$	Dämpfungskonstante des hinteren Spindelabschnitts (Ersatzdämpfung der Komponenten im Kraftfluss zwischen Bremsscheibe und Schwungmassen)
$F_M$	Auflagerkraft am Maschinenbett (Aufnahme des Prozessmomentes)	$\varphi_F$	Drehlage der festen Bauteilseite
$J_S$	Massenträgheitsmoment der Schwungräder sowie des hinteren Spindelabschnitts (Spindel und Schwungmassen)	$\varphi_P$	Drehlage der rotierenden Bauteilseite
$J_B$	Massenträgheitsmoment der Bremsscheibe und des vorderen Spindelabschnitts (rotierende Einspannung und Bremsscheibe)	$\varphi_B$	Drehlage der Bremse
$k_F$	Torsionssteifigkeit der festen Seite (Ersatzsteifigkeit der Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Schlitten)	$\varphi$	Drehlage am Spindelende (Messung durch Drehgeber)
$b_F$	Dämpfungskonstante der festen Seite (Ersatzdämpfung der Komponenten im Kraftfluss zwischen Prozessstelle und Schlitten)		

Abbildung 27: Strukturmodell für die Rotationsbewegung

Neben dem Prozess- und dem Bremsmoment wirken auch Verlustmomente auf die Spindelbewegung ein. Sie entstehen durch Reibung in den Lagern sowie den Dichtelementen und werden mit dem Ausdruck  $M_V$  zusammengefasst. Da die größten Verlustanteile im Spindelstock entstehen, wird das Moment  $M_V$  an der Bremsscheibe angetragen, die in unmittelbarer Nähe zur Spindellagerung an-

geordnet ist. Zur Bestimmung von  $M_V$  ist zunächst der Leerlaufverlust zu ermitteln. Hierzu wird der Abfall der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{Leer}(t)$  ohne Prozesslast aufgezeichnet (siehe Abbildung 28, linkes Diagramm). Daraus lässt sich das für den Drehzahlabfall verantwortliche Leerlaufmoment nach

$$M_{Leer} = J_S \cdot \frac{d\omega_{Leer}(t)}{dt} \quad (5-33)$$

berechnen. Hiernach kann das Leerlaufmoment als Funktion der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  dargestellt werden (siehe Abbildung 28, rechtes Diagramm). Es ist zu beachten, dass die Reibungsverluste unter Prozesslast zunehmen, da das Reibmoment der Wälzkörper von den wirkenden Lagerkräften abhängt. Nach *PEEKEN (1997)* gilt

$$M_{Last} = \mu_L \cdot F_L \cdot \frac{d_L}{2} \quad (5-34)$$

mit dem Reibkoeffizienten  $\mu_L$ , dem mittleren Lagerdurchmesser  $d_L$  und der Lagerkraft  $F_L$ . Letztere bestimmt sich aus einem Axial- und einem Radialkraftanteil  $F_{L,a}$  und  $F_{L,r}$  entsprechend  $F_L = \sqrt{F_{L,a}^2 + F_{L,r}^2}$ . Da jedoch die Radialkraft, die einer anteiligen Gewichtskraft der Spindel entspricht, mit ca. 3 kN klein gegenüber der axialen Druckkraft von 400 kN des hier definierten Standardversuchs ist, gilt  $F_L = F_Z$ .

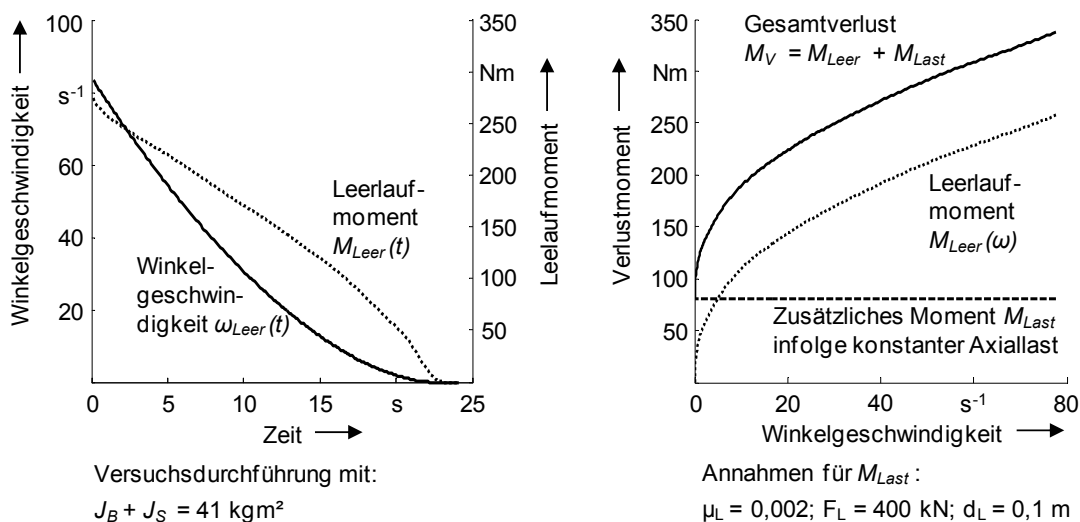


Abbildung 28: Verlustmomente der SRS-Maschinenspindel bestehend aus Leerlauf- und Prozesslastanteil

Wie in Abbildung 28 gezeigt, ergibt sich das Gesamt-Verlustmoment  $M_V$  als Summe des lastunabhängigen und des lastabhängigen Reibmomentes (siehe *PEEKEN 1997*).

## 5.2.4 Beschreibung des Prozessverhaltens

### 5.2.4.1 Prinzipieller Aufbau

Da die physikalischen Vorgänge in der Fügezone sehr komplex sind, wird in wissenschaftlichen Arbeiten zur Beschreibung des Prozessverhaltens häufig auf den Aufbau nichtlinearer FE-Modelle zurückgegriffen. Dadurch wird es möglich, das thermo-mechanische sowie das metallurgische Materialverhalten abzubilden. Derartige Berechnungen erlauben die Simulation der Verformungs- und Spannungszustände sowie der Gefügeveränderungen in der Schweißnaht. Sofern sehr genaue Material- und Versuchsdaten zur Kalibrierung des Modells vorliegen, lässt sich mit Hilfe solcher Simulationen eine Vorauslegung von Schweißprozessen hinsichtlich geeigneter Schweißparameter unter Berücksichtigung der eingesetzten Werkstoffe und Bauteilgeometrien vornehmen.

Hingegen bedarf es bei der Reglerauslegung keiner derart detaillierten Prozessabbildung. Für die Reglersynthese beim SRS ist es ausreichend, lediglich die Größen *Stauchweg* und *Drehlage* mit genügend hoher Genauigkeit zu präzisieren. Des Weiteren ist zu berücksichtigen, dass an diesem Simulationsmodell verschiedene Regler mit variierenden Einstellungen untersucht werden sollen, um so die Regelgüte sukzessiv zu verbessern. Um effiziente Parameterstudien zu erlauben, muss das Modell möglichst einfach gehalten sein und kurze Berechnungszeiten haben. Zur Erfüllung dieser Forderung kann in dem nachfolgend beschriebenen Prozessmodell keine vollständig analytische Beschreibung des komplexen Materialverhaltens erfolgen. Deshalb wird ein Berechnungsansatz vorgeschlagen, in dem zwar die grundlegenden physikalischen Beziehungen abgebildet sind, diese jedoch um empirisch gewonnene Erkenntnisse ergänzt werden. Außerdem wäre ein rein analytisches Modell auf die Bestimmung genauer Materialkennwerte angewiesen, was allerdings nicht Bestandteil dieser Arbeit sein soll. Die nachfolgende Beschreibung hat also den Charakter eines Grey-Box-Modells.

Eingänge dieses Teilsystems sind die von der Struktur aufgeprägte Prozesskraft  $F_p$  sowie die Spindeldrehung mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_p$ . Das Material antwortet auf diese Größen mit einer axialen Stauchung  $x_p$  und einem Reib- bzw.

Prozessmoment  $M_P$ , das sich zwischen den relativ bewegten Kontaktflächen einstellt. Zur Berechnung der beiden Ausgangsgrößen wird das Prozessmodell, wie in Abbildung 29 gezeigt, in weitere Bereiche unterteilt und in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben.

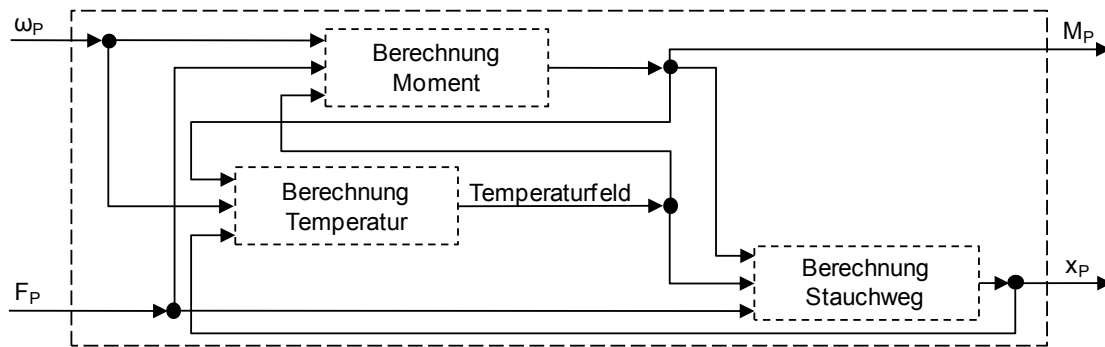


Abbildung 29: Prinzipdarstellung des Prozessmodells

#### 5.2.4.2 Temperaturverhalten

Zu Beginn der Schweißung wird dem Prozess ein definierter Energievorrat in Form des drehenden Schwungmassenwerkes bereitgestellt. Abgesehen von den in Abschnitt 5.2.3.2 beschriebenen Reibungsverlusten im Spindelsystem sowie möglichen Bremsvorgängen, steht dieses Potenzial für Reibungs- und Verformungsarbeit in der Fügezone bereit. Der erforderliche Energiebedarf je Zeiteinheit, hier mit Prozess- oder Reibleistung  $P_P$  bezeichnet, berechnet sich aus dem Prozessmoment  $M_P$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ :

$$P_P(t) = M_P(t) \cdot \omega(t) \quad (5-35)$$

Die Ausführungen in D'ALVISE (2002) und KES (1989) zeigen, dass die durch den Prozess dissipierte Schwungmassenenergie nahezu vollständig in Reibwärme umgesetzt wird und die geleistete Verformungsarbeit vernachlässigbar klein ist. Neben der zugeführten Reibleistung wird aus dem Prozess auch gleichzeitig Wärme abgeführt. Dabei können allerdings, aufgrund der sehr kurzen Prozesszeiten, die Wärmeübertragungsmechanismen Konvektion und Strahlung an die Umgebung vernachlässigt werden (siehe ADAM 1979 und DAVE et al. 2001). Beachtet werden muss jedoch die Konvektion infolge der Verdrängung von erhitztem Material in den Schweißwulst. Sie berechnet sich nach DAVE et al. (2001) zu

$$Q_W(t) = \frac{x_P(t)}{dt} \cdot A_P \cdot \rho \cdot c_{spez} \cdot \Delta T \quad (5-36)$$



mit der Schweißfläche  $A_P$ , der Materialdichte  $\rho$ , der spezifischen Wärmekapazität  $c_{spez}$  sowie dem Temperaturanstieg  $\Delta T$  des Materials im Wulst. Insgesamt resultiert damit eine in die Fügezone gerichtete Wärmeleistung  $Q_P$ :

$$Q_P(t) = P_P(t) - Q_W(t) \quad (5-37)$$

Die Wärmeleistung  $Q_P$  teilt sich entsprechend Abbildung 30 auf die beiden Bauteile (1) und (2) auf:

$$Q_P(t) = Q_1(t) + Q_2(t) \quad (5-38)$$

Unter der Voraussetzung, dass die am Schweißprozess beteiligten Kontaktflächen für beide Werkstücke gleich groß sind und es sich um einen halbunendlichen Körper handelt, gilt für das Verhältnis zwischen den beiden Wärmeströmen nach NA et al. (1984) und DAVE et al. (2001)

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{\lambda_1 \cdot \rho_1 \cdot c_{spez,1}}{\lambda_2 \cdot \rho_2 \cdot c_{spez,2}}}, \quad (5-39)$$

wobei  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit bezeichnet. Für den Fall identischer Werkstücke verteilt sich die Wärmeleistung symmetrisch auf beide Fügepartner:

$$Q_1(t) = Q_2(t) = 0,5 \cdot Q_P(t) \quad (5-40)$$

Diese, durch Reibung erzeugte, Wärme führt zu einem Temperaturanstieg in der Schweißzone. Zur Berechnung des Temperaturprofils geben DAVE et al. (2001) und ADAM (1979) eine analytische Lösung der allgemeinen Wärmeleitungsgleichung an, die sich mit Hilfe des Duhamel-Theorems (siehe NELLIS & KLEIN 2009) herleiten lässt. Die Randbedingungen gehen von einer eindimensionalen Wärmeleitung in einem halbunendlichen Festkörper mit zeitvarianter Wärmeinbringung aus, wobei vereinfachend angenommen werden muss, dass die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und die Temperaturleitfähigkeit  $\alpha$  konstant bleiben:

$$T_1(x_B, t) = T_0 + \frac{1}{\lambda_1 \cdot A_P} \cdot \sqrt{\frac{\alpha}{\pi}} \cdot \int_0^t Q_1(t - \zeta) \cdot e^{\frac{-x_B^2}{4 \cdot \alpha \cdot \zeta}} \cdot \frac{d\zeta}{\sqrt{\zeta}}. \quad (5-41)$$

Eingang dieser, für das Bauteil (1) dargestellten, Wärmegleichung ist die zeitveränderliche Wärmeleistung  $Q_1$ , die in das betrachtete Bauteil (1) eingebracht wird, und Ausgang ist ein Temperaturfeld  $T$ , das eine Funktion des Abstands  $x_B$  von der Kontaktfläche sowie der Prozesszeit  $t$  ist. Außerdem berücksichtigt die For-

mulierung die Integrationskonstante  $\zeta$  sowie die Ausgangstemperatur  $T_0$  zum Zeitpunkt  $t = 0$ , die für den gesamten Körper mit Raumtemperatur angenommen wird. Abbildung 30 zeigt das Ergebnis des mit diesem Ansatz berechneten Temperaturfeldes. Zwar konnte eine experimentelle Validierung im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt werden, jedoch lassen sich durch einen Vergleich mit den Arbeiten von D'ALVISE (2002), DAVE et al. (2001) und MEYER (1978) die Ergebnisse qualitativ bestätigen.

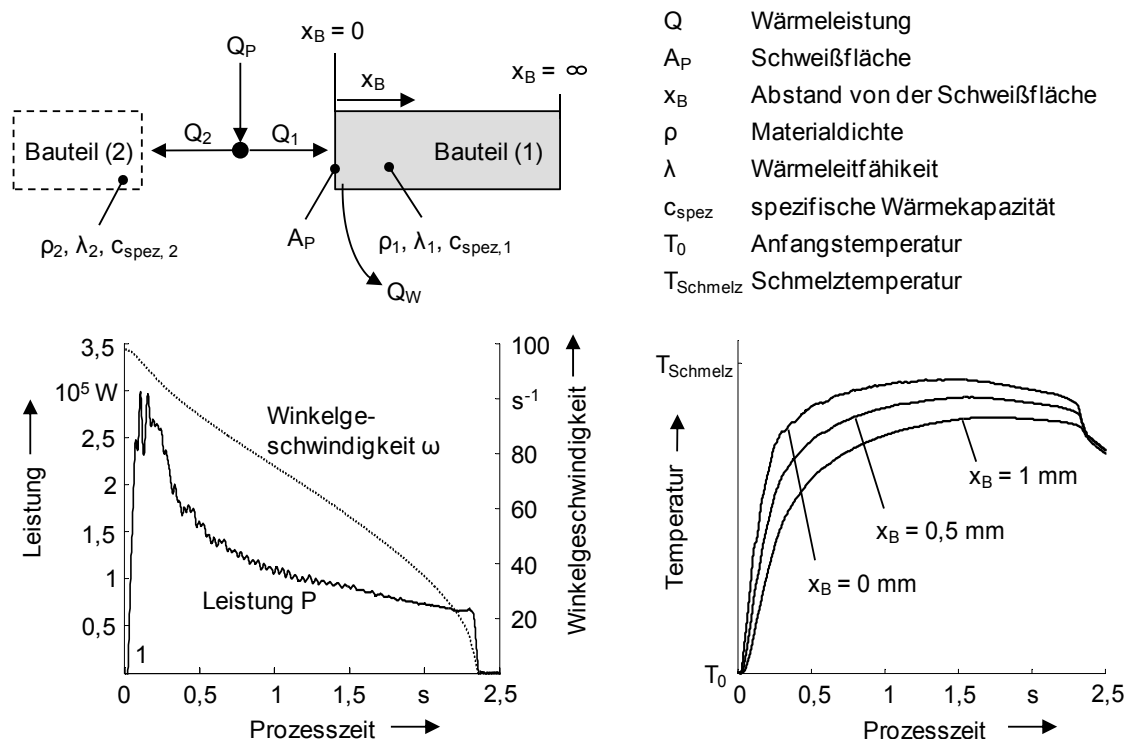


Abbildung 30: Leistungsbereitstellung und simulierte Temperaturentwicklung

Zur Simulation des Temperaturfeldes werden die Größen  $M_p(t)$  und  $x_p(t)$  benötigt. Da deren Herleitung erst nachfolgend geschieht, wurden experimentelle Daten zur Temperaturberechnung verwendet. Da die Prozessleistung nicht direkt als Messwert vorliegt, muss sie zunächst noch bestimmt werden. Die Reibleistung ergibt sich aus der Differenz der insgesamt aus dem Schwungrad stammenden Leistung  $P$  und der Verlustleistung  $P_V(t)$  aus Abschnitt 5.2.3.2:

$$P_p(t) = P(t) - P_V(t) \tag{5-42}$$

Die Gesamtleistung lässt sich unter Berücksichtigung der Anfangsenergie des Schwungrades  $E_{kin}$  aus dem aufgezeichneten Verlauf der Winkelgeschwindigkeit  $\omega(t)$  entsprechend

$$P(t) = \frac{E_{kin}}{dt} = \frac{d\left(\frac{1}{2} \cdot J_{ges} \cdot \omega^2(t)\right)}{dt} = J_{ges} \cdot \dot{\omega}(t) \cdot \omega(t) \quad (5-43)$$

berechnen. Mit  $P_V(t) = M_V(t) \cdot \omega(t)$  bestimmt sich die dem Modell zur Verfügung gestellte Reibleistung dann zu

$$P_P(t) = \left(J_{ges} \cdot \dot{\omega}(t) - M_V(t)\right) \cdot \omega(t) . \quad (5-44)$$

### 5.2.4.3 Prozessmoment

Verantwortlich für den Drehzahlabfall und damit für den Verlauf der Drehlage ist die in der Kontaktzone auftretende Reibung zwischen den beiden Bauteilen. Hieraus resultieren die Scherspannungen  $\tau_p$ , die in der Schweißflächenebene der Werkstücke liegen. Für rotationssymmetrische Werkstücke mit dem Innenradius  $r_i$  und dem Außenradius  $r_a$  berechnet sich das Reib- bzw. Prozessmoment  $M_P$  bei gleichmäßiger Spannungsverteilung aus den Scherspannungen nach KES (1989) wie folgt:

$$M_P(t) = \int_{r_i}^{r_a} 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \tau_p(t) \cdot dr = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot (r_a^3 - r_i^3) \cdot \tau_p(t) \quad (5-45)$$

Wie die Arbeiten von KES (1989), D'ALVISE (2002) und DAVE et al. (2001) verdeutlichen, sind die beim Reibschweißen verursachten Scherspannungen grundsätzlich eine Funktion der Schweißfläche  $A_p$ , der normal dazu wirkenden Prozesskraft  $F_p$  sowie eines Reibkoeffizienten  $\mu_p$ , der wiederum von der Temperatur  $T$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_p$  bestimmt wird (siehe auch ADAM 1979 und DENNIN 1979):

$$\tau_p = f(F_p, A_p, \mu_p, T, \omega_p) \quad (5-46)$$

In Anlehnung an die genannten Quellen hat das in dieser Arbeit verwendete Reibmodell die allgemeine Form

$$\tau_p(t) = \mu_p(T, \omega_p) \cdot \frac{F_p(t)}{A_p} . \quad (5-47)$$

Für das Prozessmoment folgt damit

$$M_P(t) = \mu_P(T, \omega_P) \cdot F_P(t) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot (r_a^3 - r_i^3)}{3 \cdot A_P} \quad (5-48)$$

Wird, wie beim SRS zumeist der Fall, von dünnwandigen Rohrgeometrien ausgegangen, so kann auch

$$M_P(t) = \mu_P(T, \omega_P(t)) \cdot F_P(t) \cdot r_P, \quad (5-49)$$

verwendet werden, wobei für den mittleren Reibradius  $r_P = 0,5 \cdot (r_a + r_i)$  gilt. Für den in dieser Arbeit verwendeten Standardversuch mit  $r_a = 0,055\text{mm}$  und  $r_i = 0,045\text{mm}$  ist der durch diese Vereinfachung entstehende Fehler  $< 1 \%$ .

Die Herausforderung bei der Modellierung des Prozessmomentes liegt in der korrekten Abbildung des Reibkoeffizienten  $\mu_P(T, \omega_P)$ . Abbildung 31 zeigt den Verlauf des Reibkoeffizienten  $\mu_P$  als Verhältnis aus dem experimentell bestimmten Prozessmoment  $M_P$  und der axial wirkenden Prozesskraft  $F_P$  sowie dem Reibradius  $r_P$ .

$$\mu_P(t) = \frac{M_P(t)}{F_P(t) \cdot r_P} \quad (5-50)$$

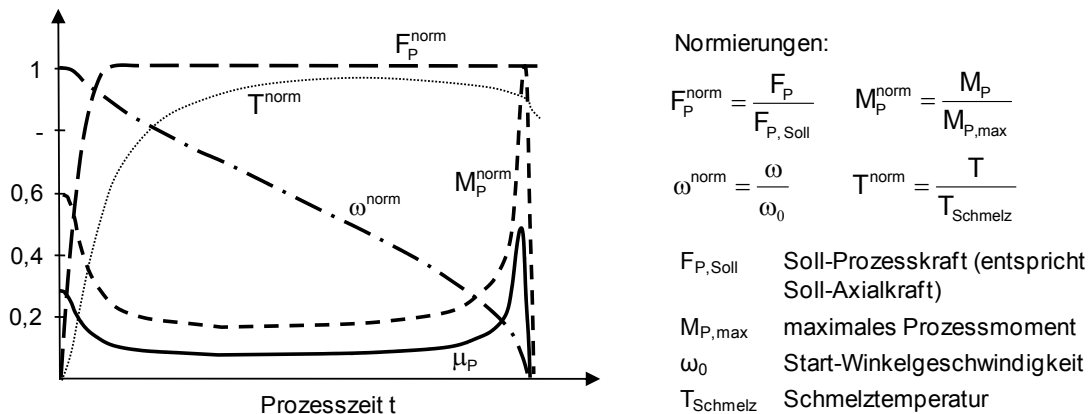


Abbildung 31: Zusammenhang zwischen dem Reibkoeffizienten und ihn beeinflussenden Prozessgrößen

Da die Axialkraft während des Prozesses auf einem möglichst konstanten Niveau gehalten wird, ist der Verlauf des Reibkoeffizienten nahezu direkt proportional zum dem des Prozessmomentes. Mit dargestellt sind die gemessenen Verläufe des Prozessmomentes  $M_P$ , der Prozesskraft  $F_P$  sowie der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_P$ . Die Darstellung der Temperaturkurve beruht auf den Untersuchungen des vorhergehenden Abschnitts 5.2.4.2 (vgl. MEYER 1978 und D'ALVISE 2002). Die

Normierungen wurden vorgenommen, da die qualitativen Zusammenhänge der einzelnen Prozessgrößen hervorgehoben werden sollen.

Zu Prozessbeginn liegen Reibungsverhältnisse vor, die näherungsweise mit der Modellvorstellung der Coulomb'schen Reibung beschrieben werden können. Der Reibkoeffizient entspricht in dieser Phase dem Wert für Trockenreibung. Mit andauernder Reibung und dem damit einhergehenden Temperaturanstieg wird das Material weicher, wodurch der Reibkoeffizient abfällt und zeitweise auf einem annähernd konstanten Wert bleibt. Der letzte Prozessabschnitt ist durch ein rasch ansteigendes Prozessmoment geprägt. Nach D'ALVISE (2002), ADAM (1979) und KES (1989) stellt sich dieser progressive Anstieg von  $M_P$  als eine Funktion der Reibgeschwindigkeit dar. Um beiden Phänomenen, der Temperatur- und der Geschwindigkeitsabhängigkeit, Rechnung zu tragen, ist der Reibkoeffizient in Gleichung (5-50) als Funktion der Temperatur und der Winkelgeschwindigkeit  $\mu_P = f(T, \omega_P)$  dargestellt. Die hier gewählte Modellvorstellung geht davon aus, dass sich die Effekte, wie in Abbildung 32 dargestellt, überlagern.

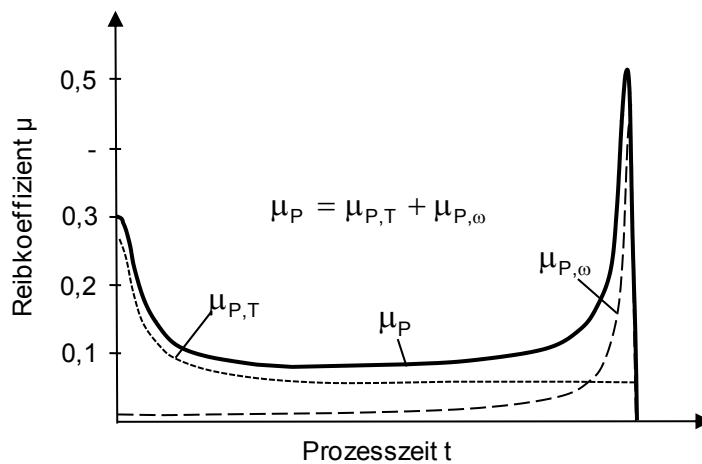


Abbildung 32: Verlauf des Reibkoeffizienten

Der Verlauf des temperaturabhängigen Reibkoeffizienten  $\mu_{P,T}(T)$  ist anwendungsspezifisch und muss durch experimentelle Untersuchungen bestimmt werden. Beispielhafte Angaben finden sich in D'ALVISE (2002) und ADAM (1979). Sofern keine experimentellen Daten vorliegen, kann unter Zuhilfenahme des in Abschnitt 5.2.4.2 beschriebenen Temperaturmodells  $\mu_{P,T}$  als Funktion der Temperatur ermittelt werden. Dazu wird angenommen, dass im vorderen Prozessabschnitt, bis zum Erreichen des Temperaturmaximums, der geschwindigkeitsabhängige Reibkoeffizientenanteil noch nicht in Erscheinung tritt. Damit gilt in

diesem Bereich  $\mu_{p,T} = \mu_p$  und der Wert kann entsprechend Gleichung (5-50) aus Versuchsdaten, wie für Abbildung 31 geschehen, bestimmt werden. Da in dem betrachteten Intervall der Verlauf von Reibkoeffizient und Temperatur jeweils streng monoton steigt oder fällt, kann der indirekt gemessene Reibkoeffizient  $\mu_{p,T}$  für jeden Abtastschritt einer simulierten Temperatur zugeordnet werden. Der Zusammenhang  $\mu_{p,T} = \mu_p(\hat{T})$  ist dem Modell als Interpolationsfunktion zur Verfügung zu stellen.

Zur Abbildung des geschwindigkeitsabhängigen Reibkoeffizienten wird auf die Ausführungen von DAVE et al. (2001), DENNIN (1979) und VILL' (1967) Bezug genommen. Dort wird gezeigt, dass der schnelle Drehzahlabfall durch eine Exponentialfunktion angenähert werden kann. Daraus ist die Schlussfolgerung zu ziehen, dass auch das Prozessmoment und damit auch der geschwindigkeitsabhängige Reibkoeffizient  $\mu_{p,\omega}(\omega_p)$  einer Exponentialfunktion entspricht. Aufbauend auf diesen Annahmen, wird folgender Berechnungsansatz vorgeschlagen:

$$\mu_{p,\omega}(\omega_p) = \mu_{p,max} \cdot e^{-a \cdot \omega_p} \quad (5-51)$$

Hierbei bezeichnet  $\mu_{p,max}$  den Maximalwert des drehzahlabhängigen Reibkoeffizientenanteils bei Prozessende und durch den Faktor  $a$  lässt sich die Steigung der Exponentialfunktion beeinflussen. Die beiden Größen sind mit Hilfe experimenteller Untersuchungen so auszulegen, dass der gemessene Kurvenverlauf möglichst gut approximiert wird.

Die Modellgüte soll durch einen visuellen Vergleich zwischen dem experimentell gemessenen und dem berechneten Verlauf des Prozessmomentes, wie in Abbildung 33 für zwei Schweißungen erfolgt, bewertet werden. Der simulierte Momentenverlauf wurde auf Grundlage der Messdaten von Prozesskraft und Drehzahl sowie des simulierten Temperaturverlaufs (hierzu siehe 5.2.4.2) berechnet. Es wurde gezielt ein Schweißversuch ausgewählt, bei dem die Prozesskraft  $F_p$  nicht über den gesamten Prozessverlauf konstant ist (linkes Diagramm). Hiermit soll nachgewiesen werden, dass auch der Einfluss der Axialkraft in diesem Ansatz ausreichend berücksichtigt ist. Die Validierung zeigt, dass der Verlauf des Prozessmomentes mit diesem Ansatz gut abgebildet werden kann.

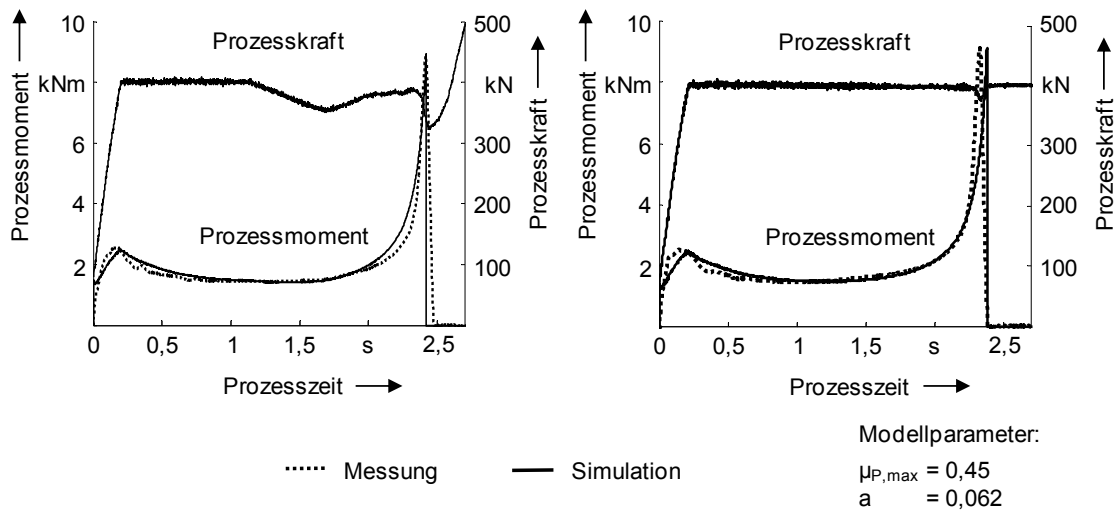


Abbildung 33: Validierung des Teilmodells zur Berechnung des Prozessmomentes

#### 5.2.4.4 Axiale Materialstauchung

Zur Abbildung des Materialverhaltens bietet sich die Theorie der Modellrheologie an. Sie beschreibt das Fließverhalten von Körpern sehr anschaulich durch die Verknüpfung von Feder-, Dämpfer- und Reibelementen. Reale Werkstoffe besitzen grundsätzlich elastische, plastische und viskose Eigenschaften zugleich, die aber je nach Randbedingung unterschiedlich ausgeprägt sind (GROSS et al. 2002). Beim Reibschweißen führt die hohe Wärmeeinbringung zu einer herabgesetzten Werkstofffestigkeit. Die infolge von Axialkraft und Reibmoment erzeugten Materialspannungen überschreiten die Fließgrenze des Werkstoffs und führen zu einer plastischen Deformation. Aufgrund der sehr hohen Temperaturen treten zudem auch viskose Materialeigenschaften deutlich in Erscheinung (siehe auch D'ALVISE 2002). Die elastischen Dehnungen werden in diesem Teilsystem vernachlässigt, da im Strukturmodell bereits die Gesamtelastizitäten aller im Kraftfluss liegenden Komponenten durch die Ersatzsteifigkeiten abgebildet sind. Demnach besteht das rheologische Modell, wie in Abbildung 34 gezeigt, aus einem Reibungs- und einem Dämpfungselement.

Nach dieser Modellvorstellung kommt es zu einer plastischen Verformung, wenn die durch den Prozess induzierten Materialspannungen  $\sigma_P$  die Fließgrenze  $\sigma_F$  überschreiten. Sobald das Fließen einsetzt, kommt eine geschwindigkeitsabhängige Komponente hinzu, die sich aus der temperaturabhängigen Viskosität  $\eta(T)$

und der Dehnrade  $\dot{\varepsilon}$  ergibt. Für den beschriebenen Fall, nämlich  $\sigma_P > \sigma_F$ , lautet der Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung:

$$\sigma_P = \eta(T) \cdot \dot{\varepsilon} + \sigma_F \quad (5-52)$$

Für den Fall der Stauchung, d. h.  $\sigma_P < -\sigma_F$  gilt hingegen:

$$\sigma_P = \eta(T) \cdot \dot{\varepsilon} - \sigma_F \quad (5-53)$$

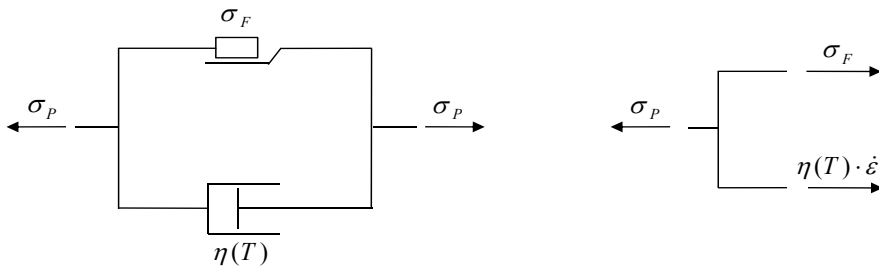


Abbildung 34: Rheologisches Modell des Materialverhaltens

Beim Reibschweißen ist aufgrund der kontinuierlich wirkenden Presskraft ausschließlich von einer Druckspannung auszugehen. Das Stoffgesetz lautet also (vgl. hierzu auch GROSS et al. 2002 und KACHANOV 1971) unter der Voraussetzung  $\sigma_P < 0$ :

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt} = \begin{cases} \frac{1}{\eta(T)} (\sigma_P + \sigma_F) & \text{für } \sigma_P < -\sigma_F \\ 0 & \text{für } -\sigma_F \leq \sigma_P < 0 \end{cases} \quad (5-54)$$

Zur Berechnung der Fließspannung  $\sigma_F$  wird in Anlehnung an das im Jahre 1909 von P. Ludwik vorgeschlagene Potenzgesetz (siehe GROSS et al. 2002) folgender Ansatz gewählt:

$$\sigma_F = C(T) \cdot \varepsilon^n \quad \text{mit } 0 \leq n < 1 \quad (5-55)$$

Da die Fließspannung mit steigender Temperatur sinkt, ist der Parameter  $C$  als Funktion der Temperatur darzustellen. Die Werte oder Funktionsverläufe der genannten Parameter  $\eta(T)$ ,  $C(T)$  und  $n$  sind je nach Werkstoffpaarung durch experimentelle Untersuchungen zu bestimmen (siehe GROSS et al. 2002, BACKOFEN 1972).

Der in der Kontaktfläche wirkende Spannungszustand wird durch die Axialkraft und das Reibmoment hervorgerufen. Die Axialkraft bzw. Prozesskraft  $F_P$  führt zu einer Druckspannung  $\sigma_N$  normal zur Schweißfläche  $A_P$ :



$$\sigma_N = \frac{F_P}{A_P} \quad (5-56)$$

Das Reib- oder Prozessmoment  $M_P$  führt zu Scherspannungen  $\tau_P$ , die in der Kontaktebene und tangential zum Geschwindigkeitsvektor liegen. Entsprechend den Ausführungen in Abschnitt 5.2.4.3 (vgl. Gleichungen (5-45) bis (5-49)) berechnen sich die Scherspannungen nach

$$\tau_P = \frac{M_P}{r_P \cdot A_P} \quad (5-57)$$

Die beiden Spannungen  $\sigma_N$  und  $\tau_P$  werden in einer äquivalenten einachsigen Vergleichsspannung  $\sigma_P$  zusammengefasst. Nach der Gestaltänderungs-Energie-Hypothese ist die Vergleichsspannung (LACKMANN & MERTENS 1997), auch von-Mises-Spannung genannt,

$$\sigma_P = \sqrt{\sigma_N^2 + 3 \cdot \tau_P^2} \quad (5-58)$$

Aufgrund der bekannten linearen Beziehung  $x_P = \varepsilon \cdot l_0$ , mit  $l_0$  als Bezugslänge, zwischen Dehnung und absoluter Verschiebung, wird angenommen, dass zwischen der aus Gleichung (5-54) berechneten Dehnrates  $\dot{\varepsilon}(t)$  und der Stauchgeschwindigkeit  $\dot{x}_P(t)$  ebenfalls ein linearer Zusammenhang der Form

$$\dot{x}_P(t) = f(\dot{\varepsilon}(t)) = -c_\varepsilon \cdot \dot{\varepsilon}(t) \quad (5-59)$$

vorliegt, wobei der Proportionalitätsfaktor  $c_\varepsilon$  aus einem Vergleich zwischen Simulation und Versuch, wie in Abbildung 35 erfolgt, zu bestimmen ist.

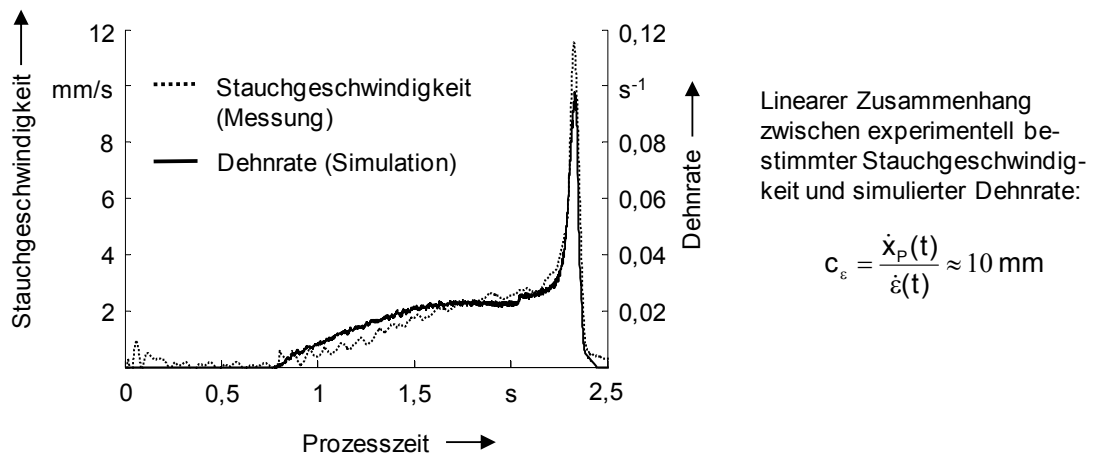


Abbildung 35: Vergleich zwischen gemessener Stauchgeschwindigkeit und simulierter Dehnrates

Das negative Vorzeichen aus Gleichung (5-59) resultiert aus der Richtung des Stauchweges, der für eine Materialstauchung positiv definiert ist. Der durch den Prozess vorgegebene plastische Anteil  $x_p$  des Stauchweges ergibt sich zu

$$x_p(t) = -c_\epsilon \cdot \int_0^t \dot{\epsilon}(t) \cdot dt . \quad (5-60)$$

### 5.2.5 Zusammenfassung des Gesamtmodells und Validierung

Die beschriebenen Teilmodelle *Aktorik*, *Struktur* und *Prozess* sind entsprechend den in Abbildung 22 gezeigten Zusammenhängen zu einem *Gesamtmodell* der Regelstrecke miteinander zu verbinden. Im Rahmen einer Validierung ist zu klären, inwieweit dieses gekoppelte Modell das reale Systemverhalten abbilden kann. Dabei wird anhand eines Vergleichs zwischen Simulation und Experiment beurteilt, ob die Verläufe von *Stauchweg* und *Drehlage* in Abhängigkeit gegebener Schweißparameter mit ausreichender Genauigkeit prädiziert werden. Zur Durchführung einer Simulation bedarf es noch eines Reglers, durch den die Eingangsgrößen für das Streckenmodell bereitgestellt werden. Hierfür soll der typischerweise zum Einsatz kommende Druckregler verwendet werden, da dieser einfach verständlich, durch die Erläuterungen zum Stand der Technik in Abschnitt 2.4.2 bereits bekannt und zudem für eine Überprüfung des Systemverhaltens ausreichend ist. Bei dieser Art der Prozessführung wird ein Soll-Zylinderdruck  $p_{Soll}$  vorgegeben und während des Prozesses auf einem konstanten Wert gehalten. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche erfolgten mit einem PI-Regler. Die Übertragungsfunktion des Druckreglers lautet

$$G_{DR}(s) = K_R \cdot \frac{1 + T_R \cdot s}{s} . \quad (5-61)$$

Die Konstanten  $K_R$  und  $T_R$  sind entweder durch Simulation oder durch Experiment so auszulegen, dass eine möglichst geringe Regelabweichung erzielt wird. Die Rotationsenergie ist in Form der Anfangsdrehzahl und des Massenträgheitsmomentes implizit im Modell beinhaltet. Genauso sind die durch die Schweißaufgabe vorgegebenen Größen, wie Kontaktflächengeometrie sowie Werkstoffparameter, enthalten. Abbildung 36 zeigt den Regelkreis sowie die gegebenen Schweißparameter im Überblick. Das Schaubild stellt das Ergebnis des Vergleichs zwischen Simulation und Experiment dar. Im oberen Diagramm ist die vom Regler berechnete Stellgröße  $u_v$ , die als Systemeingang vorgegeben wird,

und der Verlauf der Zylinderkraft  $F_Z$  abgebildet. Das untere Diagramm gibt die simulierten und tatsächlich gemessenen Verläufe von Stauchweg und Drehzahl wieder. Die Drehzahl wird anstatt der Drehlage dargestellt, da die Prozesscharakteristik hierdurch besser vermittelt werden kann und sie für den Betrachter zudem auch anschaulicher ist. Der Zusammenhang zwischen der Drehlage  $\varphi$  und der Drehzahl  $n$  lautet

$$n = 2\pi \cdot \frac{d\varphi}{dt} \quad (5-62)$$

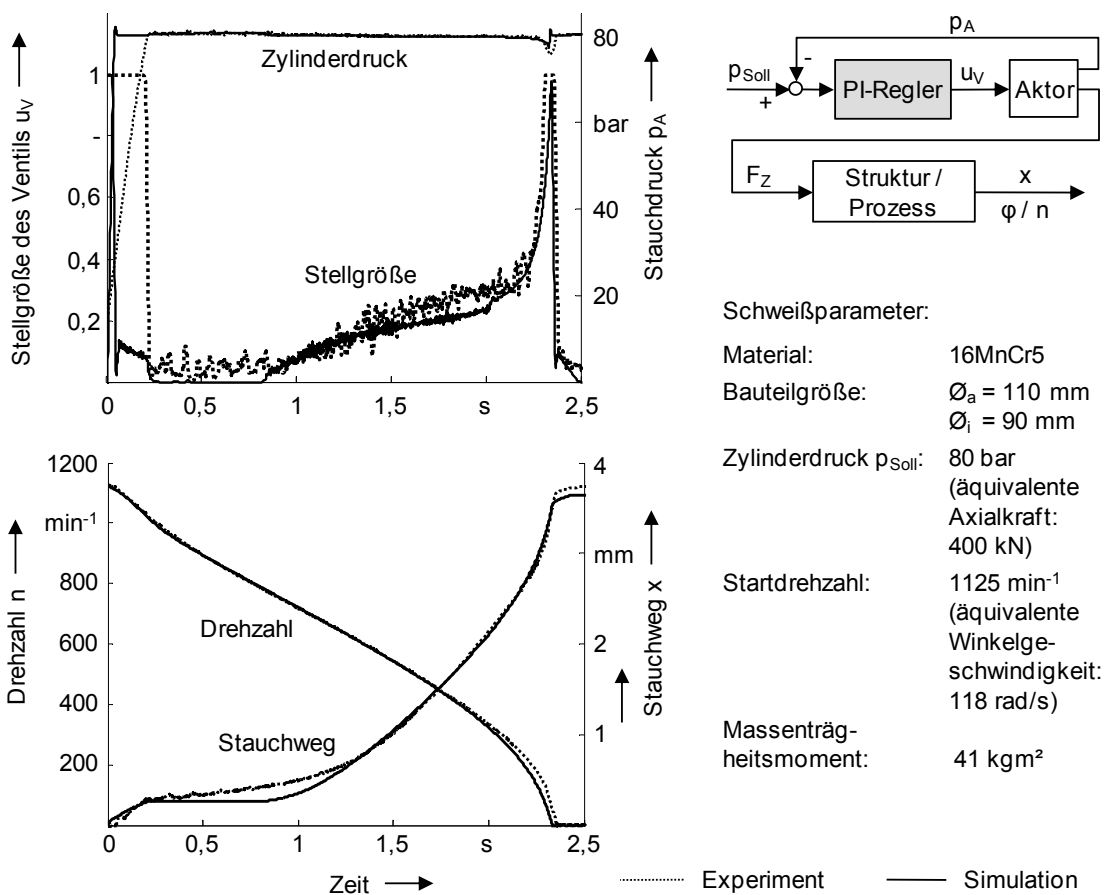


Abbildung 36: Vergleich des Stauchweg- und des Drehzahlverlaufs zwischen Simulation und Experiment

Insgesamt zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation. Lediglich zu Beginn des Prozesses ist eine auffällige Diskrepanz erkennbar. Der Zylinderdruck baut sich in der Berechnung deutlich schneller auf als in der Realität. Das liegt daran, dass die Simulation nicht darauf ausgelegt ist, die Einlauf- und Abschervorgänge, die sich der rein elastischen Verformung überlagern, abzubilden. Da jedoch, wie später bei der Beschreibung des Stauch-

wegreglers noch deutlich wird, der Bereich vor dem Beginn der temperaturbedingten plastischen Verformung von untergeordneter Bedeutung ist, soll diese Ungenauigkeit vernachlässigt werden. Der ansonsten qualitativ und quantitativ ähnliche Verlauf von Stauchweg und Drehlage lässt darauf schließen, dass die im Rahmen der Modellbildung getroffenen Annahmen für den hier gewählten Betrachtungsraum zulässig sind. Der Nutzen, den dieses Modell damit bietet, besteht darin, dass ein Verständnis der Wirkmechanismen geschaffen wird. Dadurch ist es möglich, die Auswirkungen von Modifikationen des Regelkreises zu bewerten sowie die Ursachen für Schwachstellen zu identifizieren. Das Simulationsmodell ist ein geeignetes Werkzeug während der Entwurfsphase des Reglers, mit dessen Hilfe die Reglerparametrierung verbessert und beschleunigt werden kann.

### **5.3 Abbildung der Regelstrecke durch Verhaltensmodelle**

#### **5.3.1 Verhaltensmodelle und deren Identifikation**

Bei Verhaltens- oder Black-Box-Modellen wird das Übertragungsverhalten zwischen dem Systemein- und -ausgang auf Grundlage von empirisch gewonnenen Daten mit Hilfe einer mathematischen Funktion beschrieben. Die vorhandenen Modellparameter haben keine explizite physikalische Bedeutung und auch ein genaues Kenntnis über das innere Systemverhalten ist nicht zwingend erforderlich. Im Vergleich zu analytischen Modellen sind diese für komplexe Systeme im Allgemeinen einfacher und schneller aufzubauen. Des Weiteren zeichnen sie sich zumeist, insbesondere bei nichtlinearen Systemen, durch eine geringere Simulationszeit aus (DITTMAR & PFEIFFER 2009). Black-Box-Modelle eignen sich besonders gut für Prädiktionszwecke, bei denen lediglich das Verhalten zwischen Ein- und Ausgang benötigt wird (RAU 2003). Solche Modelltypen sind deshalb prädestiniert, in modellbasierten Reglern zur online-Berechnung der optimalen Stellgrößen eingesetzt zu werden, insbesondere dann, wenn die analytische Modellbildung komplex und sehr aufwändig ist (NØRGAARD et al. 2003, BOLLIG 2004).

Typische Vertreter der Black-Box-Modelle sind die sogenannten Ein-/Ausgangsmodelle für lineare Systeme, deren Grundlagen ausführlich in LJUNG (2009) dargelegt sind und weiter unten noch angesprochen werden. Auch zur Identifikation nichtlinearer Systeme steht inzwischen eine Vielzahl von Verfah-

ren zur Verfügung (RAU 2003). Zur Approximation solcher Funktionen kommen z. B. algebraische Darstellungen, wie Polynomreihen, oder auch Interpolationsmethoden zur Anwendung. Eine weitere, an immer größerer Bedeutung gewinnende Möglichkeit besteht in dem Einsatz von KNN (BOLLIG 2004). Die Gründe hierfür sind, wie teilweise schon erwähnt, dass sie nahezu jede beliebige nichtlineare Funktion approximieren können, wodurch auch nicht explizit bekannte Prozessverläufe prädizierbar werden, und dass sie aufgrund ihres geringen Rechenbedarfs auch für zeitkritische Anwendungen geeignet sind (DRIESCHER 1998, NØRGAARD et al. 2003, BOLLIG 2004).

Der im Rahmen dieser Arbeit verfolgte Ansatz zur Erhöhung der Fertigungsgenauigkeit beim SRS sieht den Einsatz von modellbasierten Regelungsverfahren vor. Hierbei erfolgt die Berechnung der Stellgröße unter Zuhilfenahme eines Streckenmodells. Aufgrund der zuvor genannten Vorzüge soll diese Prädiktionsaufgabe u. a. von einem KNN gelöst werden. Deshalb wird nachfolgend beschrieben, wie eine Modellstruktur basierend auf einem KNN in geeigneter Weise für das SRS aufgebaut werden kann. Die Bestimmung einer mathematischen Funktion zur Approximation des Prozessverhaltens erfolgt im Rahmen der Systemidentifikation. Das Vorgehen stellt sich wie folgt dar (siehe NØRGAARD et al. 2003, RAU 2003):

- Auswahl einer geeigneten Modellstruktur
- Versuchsdurchführung zur Generierung eines Datensatzes, bestehend aus Ein- und Ausgangssignalen
- Bestimmung der Modellparameter
- Validierung

Die genaue Bedeutung dieser Schritte wird im Folgenden ausführlich erläutert.

### 5.3.2 Auswahl der Modellstruktur

Das Verhalten eines *linearen Systems* zwischen seinem Ein- und Ausgang lässt sich nach NØRGAARD et al. (2003) ganz allgemein in der Form

$$\hat{y}(t|\boldsymbol{\theta}) = \boldsymbol{\phi}^T(t) \cdot \boldsymbol{\theta} \quad (5-63)$$

darstellen (siehe auch LJUNG 2009). Hierin ist  $\boldsymbol{\theta}$  der Parametervektor und  $\boldsymbol{\phi}$  wird als Regressionsvektor bezeichnet. Es existieren verschiedene Modellstrukturen, die sich durch einen unterschiedlichen Aufbau der beiden Vektoren abgrenzen.

Tabelle 5 zeigt eine beispielhafte Auswahl gängiger Modellstrukturen (vgl. LJUNG 2009).

Tabelle 5: Beispiele für lineare Modellstrukturen

<p><b>Finite Impulse Response Model (FIR)</b></p> $\boldsymbol{\phi}(t) = [u(t-d), u(t-d-1), \dots, u(t-d-n)]^T$ $\boldsymbol{\theta} = [b_0, b_1, \dots, b_n]^T$ $\hat{y}(t) = b_0 \cdot u(t-d) + b_1 \cdot u(t-d-1) + \dots + b_n \cdot u(t-d-n)$
<p><b>Autoregressive Model with External Input (ARX)</b></p> $\boldsymbol{\phi}(t) = [y(t-1), \dots, y(t-m), u(t-d), u(t-d-1), \dots, u(t-d-n)]^T$ $\boldsymbol{\theta} = [-a_1, \dots, -a_m, b_0, b_1, \dots, b_n]^T$ $\hat{y}(t) + a_1 \cdot y(t-1) + \dots + a_m \cdot y(t-m)$ $= b_0 \cdot u(t-d) + b_1 \cdot u(t-d-1) + \dots + b_n \cdot u(t-d-n)$
<p><b>Output Error Model (OE)</b></p> $\boldsymbol{\phi}(t) = [\hat{y}(t-1), \dots, \hat{y}(t-m), u(t-d), u(t-d-1), \dots, u(t-d-n)]^T$ $\boldsymbol{\theta} = [-a_1, \dots, -a_m, b_0, b_1, \dots, b_n]^T$ $\hat{y}(t) + a_1 \cdot \hat{y}(t-1) + \dots + a_m \cdot \hat{y}(t-m)$ $= b_0 \cdot u(t-d) + b_1 \cdot u(t-d-1) + \dots + b_n \cdot u(t-d-n)$
<p><math>\boldsymbol{\phi}(t)</math> Regressor  <math>\boldsymbol{\theta}</math> Parametervektor  <math>\hat{y}(t)</math> prädizierter Systemausgang  <math>y</math> Systemausgang (gemessen)  <math>u</math> Systemeingang (gemessen)  <math>t</math> aktueller Zeitpunkt  <math>a_i, b_i</math> Modellparameter  <math>m</math> Anzahl der verzögerten Rückführungen vom Ausgang zum Eingang  <math>n</math> Anzahl der verzögerten Eingänge  <math>d</math> minimale Verzögerung der Eingänge / Totzeit des Systems  <math>(n, m, d</math> sind ein Vielfaches der Abtastzeit)</p>

Da die Modelle auf der Grundlage experimenteller Daten aufgebaut werden, die infolge der Signalabtastung mit definierter Frequenz zeitdiskret vorliegen, wird auch eine Modelldarstellung in zeitdiskreter Form genutzt. Anhand der Darstellung wird der Aufbau der beiden Vektoren  $\boldsymbol{\theta}$  und  $\boldsymbol{\phi}$  deutlich. Der Regressionsvektor enthält die vergangenen, zeitdiskreten Zustände der Ein- und Ausgangssignale. Durch die Koeffizienten des Parametervektors erfolgt eine Gewichtung der jeweiligen Regressorzustände. Die Modelle prädizieren den Systemausgang

$\hat{y}$  zum Zeitpunkt  $t$  in Abhängigkeit der zurückliegenden Werte von  $u$  und  $y$  sowie der jeweils zugehörigen Modellparameter  $a_i$  und  $b_i$ . Das FIR-Modell beschreibt den einfachsten Strukturtyp. Der Systemausgang  $\hat{y}(t)$  wird nur durch die vergangenen Zustände des Eingangs  $u(t-i)$  bestimmt. Hingegen bestimmen beim ARX-Modell zusätzlich auch die vergangenen Werte des Systemausgangs  $y(t-i)$  die Größe  $\hat{y}(t)$ . Bei dem ARX-Modell handelt es sich um einen Ein-schrittprädiktor, der zur Berechnung des aktuellen Zeitschritts die vergangenen realen Werte, d. h. Messdaten von  $u$  und  $y$ , benötigt. Das *OE-Modell* unterscheidet sich vom *ARX-Modell* dadurch, dass es vergangene Prädiktionswerte, also die selbst errechneten Werte, zur Bestimmung von  $\hat{y}(t)$  nutzt. Es wird deshalb Mehrschrittprädiktor genannt. Diese Modellstruktur ist also in der Lage, einen beliebig langen Prozessabschnitt zu simulieren. Die genannten Modelle beschreiben ein SISO-System (engl. Single Input, Single Output) mit einer Ein- und einer Ausgangsgröße. Die mathematischen Beziehungen sind aber auch auf Systeme mit mehreren Ein- und Ausgängen, sogenannte MIMO-Systeme (engl. Multiple Input, Multiple Output), anwendbar. In diesem Fall werden aus den skalaren Größen  $u$  und  $y$  Vektoren, deren Länge der Anzahl an Ein- und Ausgängen entspricht. Eine häufig angewendete Alternative zu den gezeigten Ein-/Ausgangsmodellen ist die Verwendung von Zustandsraummodellen (ZRM). Jedoch besteht nach LJUNG (2009) eine einfache Beziehung zwischen diesen beiden Modellarten, sodass sie ohne weiteres ineinander überführt werden können. (NØRGAARD et al. 2003, BOLLIG 2004, DITTMAR & PFEIFFER 2009)

Die genannten Modelle haben für lineares Systemverhalten Gültigkeit. Aufgrund der Nichtlinearitäten des Reibschweißprozesses sind die beschriebenen Modellstrukturen auf den Fall eines *nichtlinearen Systemverhaltens* zu erweitern. In Anlehnung an Gleichung (5-63) wird das Systemverhalten dann verallgemeinert durch

$$\hat{y}(t|\boldsymbol{\theta}) = g(\boldsymbol{\phi}(t), \boldsymbol{\theta}) \quad (5-64)$$

beschrieben (NØRGAARD et al. 2003). Auch hierin ist  $\boldsymbol{\phi}$  der Regressionsvektor und in  $\boldsymbol{\theta}$  sind weiterhin die Modellparameter enthalten. Allerdings werden in diesem Fall die beiden Vektoren durch die nichtlineare Funktion  $g$  miteinander verknüpft. Da die Approximation der nichtlinearen Funktion durch ein KNN erfolgen soll, fasst  $\boldsymbol{\phi}$  die Ein- und Ausgänge des KNN zusammen und in  $\boldsymbol{\theta}$  sind die Parameter des KNN, später auch Gewichtungen genannt, enthalten. Die in Tabelle 5 beschriebenen Modellstrukturen bzw. Formen des Regressionsvektors sind prinzipiell auch zur Abbildung nichtlinearer Systeme anwendbar. In Analo-

gie zu den linearen Modelltypen sind für den nichtlinearen Fall die Bezeichnungen *nichtlineare ARX-* oder *OE-Modelle* (NARX und NOE für „Nonlinear“ ARX und OE) üblich. Abbildung 37 zeigt, wie ein KNN sowohl in NARX- als auch in NOE-Modellstruktur angeordnet werden kann.

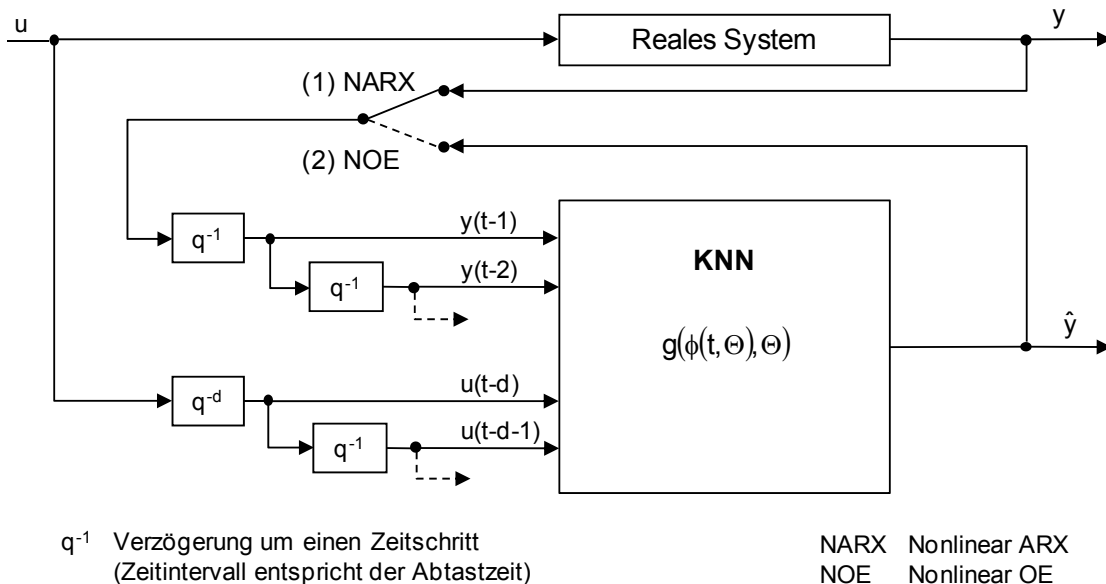


Abbildung 37: KNN in NARX- und NOE-Anordnung

Beide Modelltypen haben im Rahmen dieser modellgestützten Reglerauslegung Bedeutung. Der Einschrittprädiktor eignet sich zum Einsatz in einem Regler, um online, d. h. während des Prozesses, die optimale Stellgröße für den nächsten Zeitschritt im Voraus zu berechnen. Das NOE-Modell kann zur offline-Simulation des Prozesses verwendet werden, um so beispielsweise den Regler zu testen, so wie es auch für das analytische Modell vorgeschlagen wurde (vgl. Abbildung 12). Eine wichtige Rolle kommt der NOE-Struktur auch im Rahmen der Modellvalidierung zu. Da das KNN in *NARX-Anordnung* als *Einschritt-Prädiktor* arbeitet, d. h. zu jedem Zeitpunkt die realen Daten zugeführt bekommt und nur den nächsten Zeitschritt berechnet, liegen die Abweichungen zwischen Simulation und Messung sehr niedrig. Im Gegensatz dazu simuliert das *NOE-Modell* den *gesamten Prozessverlauf*, wobei es zur Prädiktion des jeweils nächsten Zeitschritts auf selbst berechnete Werte zurückgreift. Damit führen Modellungenauigkeiten zu Folgefehlern, die sich über einen längeren Simulationshorizont verstärken und möglicherweise sogar in ein instabiles Verhalten übergehen können. Die Validierung in NOE-Struktur kann deshalb als Überprüfung mit verschärften Anforderungen bezeichnet werden. Da sich also anhand der Vorhersagegenauigkeit des Mehrschrittprädiktors besser beurteilen lässt, wie gut das KNN



tatsächlich den Prozessverlauf approximieren kann, wird hieran die Modellvalidierung erfolgen.

Bevor auf die Architektur des Netzes eingegangen wird, ist zunächst eine Analyse und exakte Beschreibung des Übertragungsverhaltens des SRS-Prozesses vorzunehmen. Abbildung 38 zeigt die Systemgrenzen mit den zugehörigen Ein- und Ausgängen.

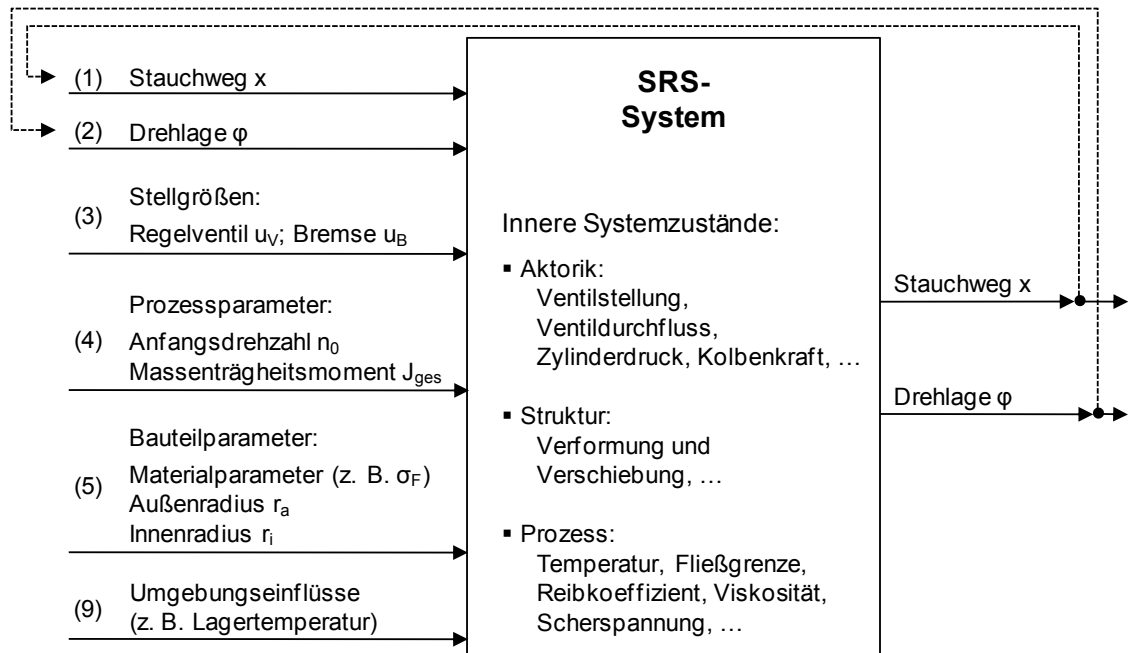


Abbildung 38: Ein- und Ausgangsgrößen des Reibschweißprozesses,

Die aus Sicht dieser Arbeit relevanten Prozessgrößen sind der Stauchweg  $x$  und der Drehwinkel  $\varphi$ . Sie werden deshalb als Systemausgang definiert. Da die zukünftigen Systemzustände sowohl von den aktuellen als auch den vergangenen Werten der beiden Ausgangsgrößen abhängen, wirken diese wiederum als Systemeingänge (1) und (2). Die einzigen Parameter, die aktiv den Schweißprozess beeinflussen, sind die Stellgrößen  $u_V$  und  $u_B$  (3), mittels derer die Stauch- und die Bremsaktorik gesteuert werden. Bei den Eingangsgrößen (4) und (5) handelt es sich um Randbedingungen, die durch die jeweilige Fertigungsaufgabe bestimmt sind. Da sie während des Prozesses unveränderliche Größen darstellen, werden sie implizit im Modell berücksichtigt und im Folgenden nicht mehr als Systemeingang behandelt. Allerdings ist zu beachten, dass das Modell damit nur für diese zugrundegelegten Randbedingungen (4) und (5) gültig ist. Auch die Umgebungseinflüsse (6) bleiben bei der Modellbildung unberücksichtigt. Indem, soweit möglich, ähnliche Versuchsbedingungen sicher gestellt sind, können die aus (6) resultierenden Modellfehler reduziert werden. (ZÄH et al. 2010b)

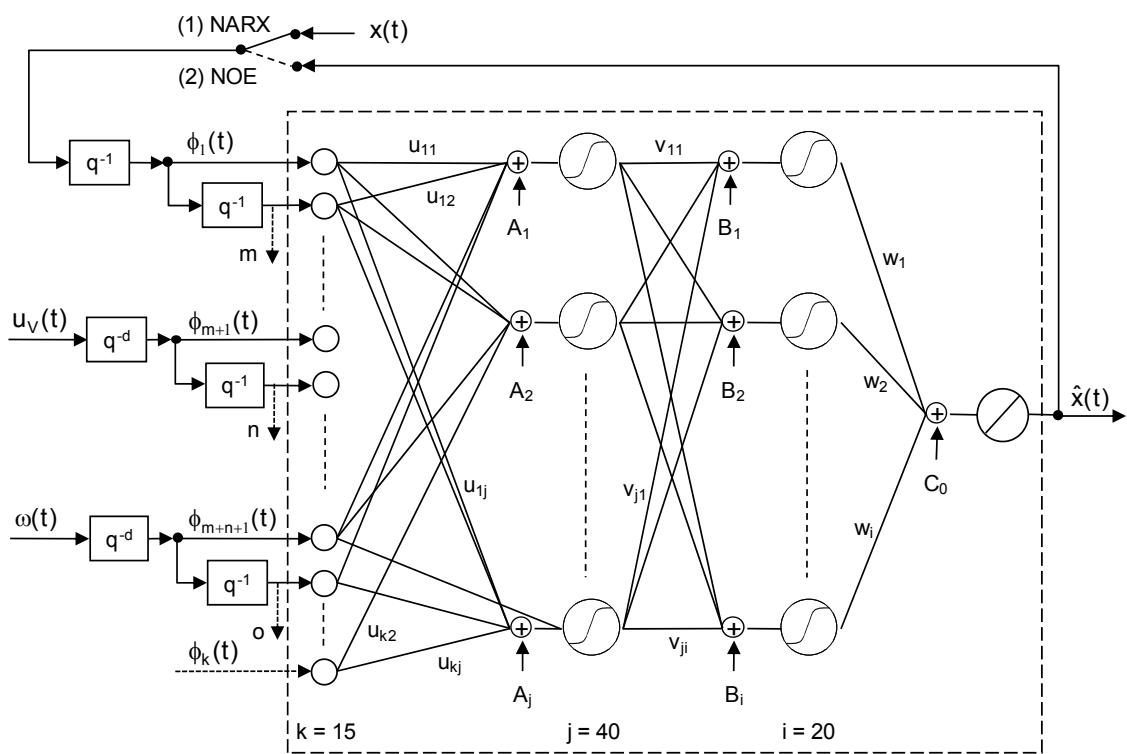
### 5.3.3 Aufbau eines Künstlichen Neuronalen Netzes

Das biologische Vorbild der KNN ist das menschliche Gehirn. Mit ihrer Hilfe sollen wichtige geistige Fähigkeiten des Menschen, wie das Lernen, das Verallgemeinern oder auch das Abstrahieren nachgebildet werden. Ähnlich wie in der Natur, zeichnet sich ein KNN durch eine große Anzahl elementarer Verarbeitungseinheiten mit einfachen Funktionen aus, die über zahlreiche Verbindungen zu einem Netzwerk verschaltet sind (LÄMMEL & CLEVE 2004). Die kleinste strukturelle Einheit eines KNN ist das sogenannte Neuron. Es führt eine festgelegte mathematische Operation mit den ankommenden Informationswerten durch. Die eingehenden Signale werden jeweils mit einem Gewichtungsfaktor multipliziert und summiert, wobei an jedem Knoten ein weiterer Summand, nämlich der Schwellwert, hinzukommt. Der Summenwert wird einer Übertragungsfunktion – auch Aktivierungsfunktion genannt – zugeführt. Gebräuchliche Aktivierungsfunktionen sind z. B. lineare Übertragungsglieder oder Schwellwert- sowie sigmoide Funktionen. Die zuletzt genannte Art, zu der auch die Tangens-Hyperbolicus-Funktion gehört, wäre eine geeignete Form zur Abbildung nichtlinearer Systeme (BOLLIG 2004).

Durch die Verknüpfung mehrerer Neuronen entsteht die Netzstruktur. Eine der am häufigsten eingesetzten Netzstrukturen ist das sogenannte Multi Layer Perceptron (MLP). In einem MLP werden die Neuronen in aufeinanderfolgenden Schichten angeordnet, wobei ein Neuron nur Signale aus der voranstehenden Schicht aufnimmt. Typischerweise besteht ein MLP aus einer Eingangsschicht, einem linearen Ausgangsneuron sowie den dazwischen liegenden verdeckten Schichten. An diesem KNN-Typ wurden bereits umfangreiche wissenschaftliche Untersuchungen und Erprobungen durchgeführt und veröffentlicht. Dies hat dazu geführt, dass inzwischen alle erforderlichen Rechner-Werkzeuge zur Erstellung und zum Training eines KNN allgemein zur Verfügung stehen (DRIESCHER 1998, NØRGAARD et al. 2003). Deshalb kommt auch im Rahmen dieser Arbeit ein MLP-Netz zur Berechnung der Reibschweißgrößen zur Anwendung.

Der prinzipielle Aufbau ist am Beispiel des Stauchwegmodells in Abbildung 39 gezeigt. Der Stauchweg- und der Drehlageverlauf werden jeweils durch ein separates KNN beschrieben. Da sich beide Netze in ihrer Architektur ähneln, wird im Folgenden lediglich die Modellstruktur zur Simulation des Stauchweges detailliert beschrieben. Das KNN besteht aus der Eingangsschicht, zwei verdeckten Schichten sowie der Ausgangsschicht. Die Eingänge des KNN sind die Stellgröße  $u_V$ , die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und der Stauchweg  $x$ , wobei die zuletzt ge-

nannte Größe im Falle der NOE-Struktur vom Modellausgang zurück geführt wird. Es sei angemerkt, dass hier nicht die Drehlage  $\varphi$ , sondern ihre Ableitung  $d\varphi/dt$ , d. h. die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , als Modelleingang gewählt wird. Der Grund liegt darin, dass in der visuellen Darstellung der Winkelgeschwindigkeit die Prozesscharakteristik deutlicher zum Ausdruck kommt als im Drehlageverlauf. Da das Verhalten eines dynamischen Systems nicht nur durch die zum aktuellen Zeitpunkt  $t$  vorliegenden Eingangswerte bestimmt wird, sondern außerdem von den vergangenen Zuständen abhängt, sind auch die zurückliegenden Werte als Eingangsgrößen zu berücksichtigen. (ZÄH et al. 2010b)



Um  $m$ ,  $n$  und  $o$  Zeitschritte verzögerte Eingangswerte, wobei  $k = m + n + o$ .

Zwei Schichten mit Tangens-Hyperbolicus-Übertragungsfunktion (1. Schicht:  $j = 40$  Neuronen; 2. Schicht:  $i = 20$  Neuronen) und einem linearen Ausgangsneuron.

$x(t)$	Stauchweg (real bzw. gemessen)	$A_j, B_i, C_0$	Schwellwerte
$\hat{x}(t)$	prädiszierter Stauchweg	$u_{kj}, v_{ji}, w_i$	Gewichtungen
$u_v(t)$	Stellgröße des Regelventils	$i, j$	Anzahl der Neuronen in der jeweiligen Schicht
$\omega(t)$	Winkelgeschwindigkeit	$m$	Anzahl der verzögerten Rückführungen vom Systemausgang
$\Phi_{1...k}$	Komponenten des Regressionsvektors (Systemeingang)	$n, o$	Anzahl der verzögerten Systemeingänge (Stellgröße und Winkelgeschwindigkeit)
$k$	Anzahl der Systemeingänge		

Abbildung 39: KNN zur Simulation des Stauchweges

Die Modellstruktur bzw. der Aufbau des Regressors entspricht also den oben beschriebenen Ein-/Ausgangsmodellen. Je nachdem, ob die simulierten Ausgänge

oder die realen Messwerte dem System zurückgeführt werden, entsteht ein NARX- oder NOE-Modell. Da das reale System mit einer Frequenz von 1000 Hz abgetastet und geregelt wird, wird der Systemeingang steuerungsbedingt um 1 ms, d. h. einen Zeitschritt, verzögert. Aufgrund des nahezu verzögerungsfreien Ansprechverhaltens der Stauchaktorik wird eine Totzeit von  $d = 1$  angenommen. Die Anzahl der berücksichtigten Vergangenheitswerte bestimmt die Ordnung des Systems.

Das abgebildete Modell besitzt eine Ausgangsgröße sowie zwei weitere Eingangsgrößen und wird deshalb als MISO-System (engl. für Multiple Input, Single Output) bezeichnet. In Anlehnung an die Bezeichnung in Tabelle 5 auf Seite 92 entspricht der simulierte Stauchweg  $\hat{x}$  der Prädiktionsgröße  $\hat{y}$ , d. h.  $\hat{y} = \hat{x}$  und der Systemeingang  $\mathbf{u}$  ist im Falle dieses MISO-Systems ein Vektor, bestehend aus der Stellgröße des Regelventils  $u_V$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , also  $\mathbf{u} = [u_V \ \omega]^T$ . Der Regressionsvektor hat damit folgende Form:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\phi}(t) &= [\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_k]^T \\ &= [x(t-1), \dots, x(t-m), u_V(t-d), \dots, u_V(t-d-n), \dots, \\ &\quad \omega(t-d), \dots, \omega(t-d-o)]^T \end{aligned} \quad (5-65)$$

Die Parameter des Netzes, d. h. die Gewichtungen  $u_{kj}$ ,  $v_{ij}$  und  $w_i$  sowie die Schwellwerte  $A_j$ ,  $B_i$  und  $C_0$ , sind in  $\boldsymbol{\theta}$  zusammengefasst:

$$\boldsymbol{\theta} = [u_{kj}, v_{ij}, w_i, A_j, B_i, C_0]^T \quad (5-66)$$

Der Systemausgang ergibt sich für die in Abbildung 39 dargestellte Netzarchitektur zu:

$$\begin{aligned} \hat{x}(t) &= \sum_{i=1}^{20} \left[ w_i \cdot \tanh \left( \sum_{j=1}^{40} \left[ v_{ij} \cdot \tanh \left( \sum_{k=1}^{15} u_{kj} \cdot \phi_K(t) + A_j \right) \right] + B_i \right) \right] \\ &\quad + C_0 \end{aligned} \quad (5-67)$$

Die wichtige und zugleich schwierige Aufgabe bei der Festlegung der Netzstruktur besteht in einer geeigneten Wahl des Regressors  $\boldsymbol{\phi}$  sowie der Anzahl an Neuronen und deren Aufteilung auf die einzelnen Schichten. Hierbei ist festzustellen, dass keine eindeutige Lösung existiert, um die Approximationsaufgabe zufriedenstellend zu erfüllen. In der Praxis gestaltet sich die Suche nach der günstigsten Lösung als sehr zeitaufwendig. Zur Bestimmung des Regressors existieren geeignete Methoden, die z. B. in DRIESCHER (1998), NØRGAARD et al. (2003) und

BOLLIG (2004) beschrieben werden. Die Anzahl der Neuronen ist hingegen nur unzureichend im Voraus zu bestimmen. Somit sind umfangreiche Testabläufe zur Bestimmung einer geeigneten Netzarchitektur erforderlich.

Nachdem die Netzstruktur festgelegt ist, sind die Netzparameter  $\Theta$  zu bestimmen. Hierzu ist eine Datenbasis erforderlich, die mittels experimenteller Untersuchungen gewonnen wird. Abbildung 40 zeigt die regelungstechnische Versuchsanordnung zur Generierung der experimentellen Daten.

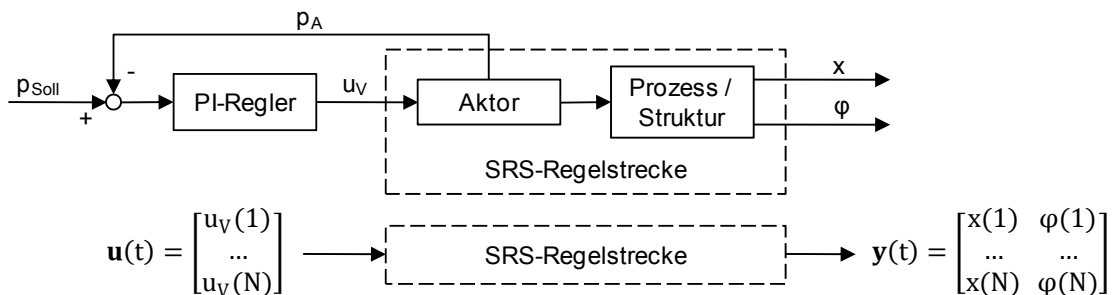


Abbildung 40: Prinzip zur Erstellung der experimentellen Datenbasis

Durch den Einsatz der Druckregelung kann der Zusammenhang zwischen Systemein- und -ausgang in offener Wirkkette, d. h. ohne unerwünschte Rückkopplung, aufgenommen werden. Der Datensatz besteht aus den Eingangswerten und den zu jedem Zeitschritt zugehörigen Werten des Systemausgangs:

$$\mathbf{Z}^N = \{\mathbf{u}(t), \mathbf{y}(t); t = 1, \dots, N\} \quad (5-68)$$

Unter Verwendung der Datenbasis  $\mathbf{Z}^N$  werden im Rahmen des sogenannten Netztrainings die Gewichtungsfaktoren und Schwellwerte des Parametervektors  $\Theta$  bestimmt. Hierfür werden Optimierungsverfahren verwendet, die durch eine systematische Veränderung der Netzparameter den Fehler zwischen realem und prädiertem Systemausgang über alle Datensätze  $N$  minimieren. Die meisten Methoden verwenden dazu ein quadratisches Gütefunktional der Form

$$J(\Theta, \mathbf{Z}^N) = \frac{1}{2N} \sum_{t=1}^N [y(t) - \hat{y}(t)]^2 . \quad (5-69)$$

Zur Lösung dieser Kostenfunktion existiert eine Reihe von Algorithmen (siehe auch DRIESCHER 1998 und NØRGAARD et al. 2003). Einer der bekanntesten und am häufigsten verwendeten Ansätze ist das Levenberg-Marquardt-Verfahren. Es wird beispielsweise u. a. durch das Programm Matlab zur Verfügung gestellt (DEMUTH & BEALE 2001).

Nachdem das KNN aufgebaut und mit vorhandenen Versuchsdaten trainiert wurde, ist im Rahmen einer Validierung nachzuweisen, inwieweit das KNN das Prozessverhalten korrekt abbildet. Ein wichtiges Kriterium ist dabei die Approximationsfähigkeit für Eingangswerte, die dem KNN unbekannt sind. Deshalb ist ein Validierungssatz zur Verfügung zu stellen, dessen Daten nicht zum Training des Netzes eingesetzt wurden. In der hier vorgenommenen praktischen Umsetzung wurde deshalb der aus Versuchen aufgebaute Gesamtdatensatz  $Z^N$  aufgeteilt, wobei ca. 80 % der Datensätze für das Training und die restlichen 20 % zur Validierung des generierten Netzes verwendet wurden. Wie bereits begründet, erfolgt die Beurteilung der Modellgüte des KNN in NOE-Anordnung. Abbildung 41 zeigt einen exemplarischen Vergleich zwischen Simulation und Messung.

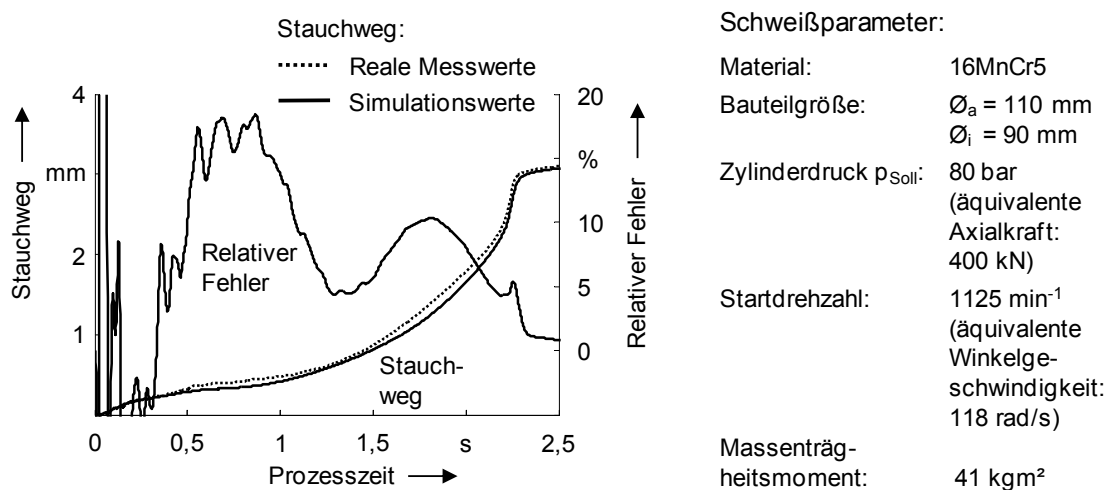


Abbildung 41: Simulation des Stauchwegverlaufs durch ein KNN

Die visuelle Überprüfung macht deutlich, dass der qualitative Verlauf des Experiments durch das KNN gut abgebildet wird. Wie bei der später beschriebenen Stauchwegregelung noch erläutert wird, ist eine Prädiktion erst ab Beginn der thermisch bedingten Plastifizierung erforderlich. In diesem hinteren, entscheidenden Prozessabschnitt verringert sich der relative Berechnungsfehler auf  $< 10 \%$ . Es ist zu berücksichtigen, dass bei einem online-Einsatz das KNN in ARX-Struktur betrieben wird. Der Fehler liegt dann im Bereich von  $\pm 0,05 \%$ . Inwieweit diese Modellgüte ausreicht, damit der Regler die geforderte Fertigungsgenauigkeit erfüllen kann, wird im Rahmen der, im nächsten Kapitel beschriebenen, Implementierung und Validierung des Reglers offensichtlich.

Wie bereits erwähnt, gestaltet sich der Aufbau des KNN zur Simulation der Drehlage analog zu dem beschriebenen Vorgehen der Stauchweg-Modellierung und wird deshalb nicht näher dargelegt. Dennoch soll kurz der Nachweis erbracht

werden, dass auch der Drehlageverlauf durch ein KNN mit ähnlichem Aufbau ausreichend genau prädiziert werden kann. Allerdings soll die Validierung indirekt erfolgen, nämlich anhand des Momentenverlaufs  $M$ , also der zweiten Ableitung der Drehlage  $\varphi$  nach der Zeit multipliziert mit dem Massenträgheitsmoment  $J_{ges}$ .

$$M(t) = -J_{ges} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (5-70)$$

Der Grund hierfür liegt in dem geplanten Ansatz zur Regelung der Drehlage. Wie bereits ausgeführt wurde, ist der Einsatz eines modellbasierten Reglers vorgesehen, der unter Verwendung eines Prädiktors die Stellgröße berechnet. Hierbei muss das von der Aktorik einzuleitende Bremsmoment auf den weiteren Verlauf des Prozessmomentes abgestimmt werden, da sich beide Größen zu einem Gesamtmoment superponieren. Deshalb verwendet der später beschriebene Drehlageregler ein Modell zur Vorhersage des Prozessmomentes, welches sich auf die hier dargestellten Grundlagen und Ergebnisse stützt.

Die Prädiktion des Prozessmomentes  $\hat{M}$  erfolgt mit einem vergleichbaren KNN, wie es zur Abbildung des Stauchweges verwendet wurde,

$$\hat{M}(t|\boldsymbol{\theta}) = g(\boldsymbol{\phi}(t), \boldsymbol{\theta}), \quad (5-71)$$

wobei der Regressor noch einfacher aufgebaut ist:

$$\boldsymbol{\phi}(t) = [\omega(t-1), \dots, \omega(t-m), u_V(t-d), \dots, u_V(t-d-n)]. \quad (5-72)$$

Die Berechnung des Momentes  $M(t)$  erfordert lediglich die Rückführung eines Systemausgangs. Allerdings wird hierfür nicht  $M(t)$  gewählt, sondern die Winkelgeschwindigkeit  $\omega(t)$ , da sie im Gegensatz zum Moment direkt mit Hilfe des Drehgebers messbar ist. Dieses Vorgehen ist zulässig, da zwischen beiden Größen der direkte Zusammenhang  $M(t) = -J_{ges} \cdot \dot{\omega}(t)$  besteht. Abbildung 42 zeigt die Modellgüte anhand des Vergleichs mit einem Experiment. Es sei angemerkt, dass das simulierte Moment bei Prozessende nicht auf den Wert Null zurückgeht. Allerdings ist dies für die regelungstechnische Anwendung nicht relevant. Da der Prozess zu diesem Zeitpunkt ohnehin zum Stillstand kommt, werden auch keine weiteren Prädiktionen mehr durchgeführt bzw. benötigt.

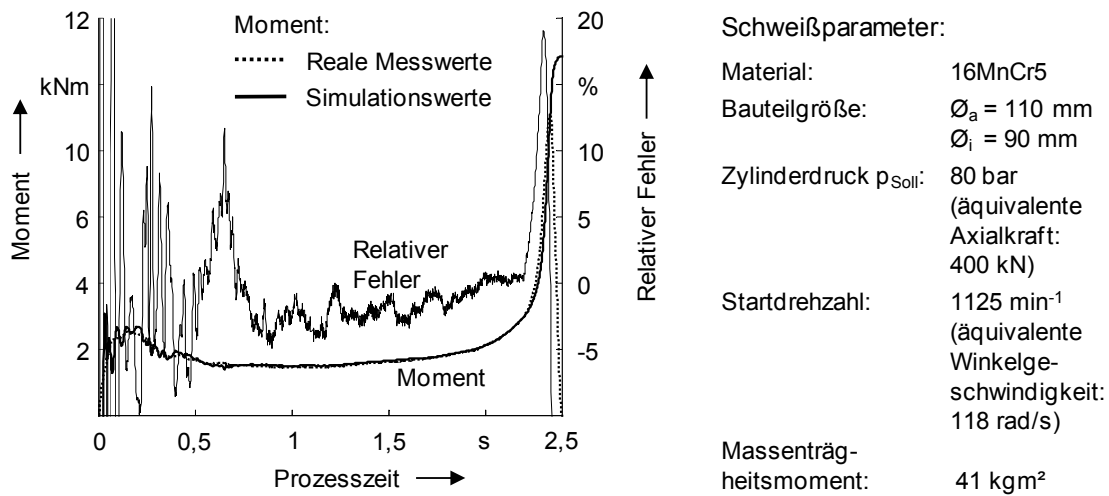


Abbildung 42: Simulation des Momentenverlaufs durch ein KNN

Es ist vorgesehen, die entwickelten Black-Box-Modelle in Form von KNN zur Prozessregelung einzusetzen. Die KNN werden Bestandteil des Reglers (siehe Abbildung 12), wo sie als Prädiktor genutzt werden. Hierauf gehen die nachfolgenden Ausführungen ein.



## 6 Regelung des Stauchweges

### 6.1 Lösungsansatz

Das SRS zeichnet sich in seiner herkömmlichen Form durch eine einfache Druckregelung aus. Durch sie wird gewährleistet, dass die beiden Fügeflächen mit einer konstanten Kraft gegeneinander gepresst werden. In der praktischen Umsetzung bedeutet dies, dass ein Regler mit Hilfe eines Hydraulikventils einen konstanten Druck im Stauchzylinder sicher stellt. Der Regelkreis ist in Abbildung 43 dargestellt. Der Solldruck  $p_{Soll}$  entspricht dem Verhältnis aus spezifizierter Axialkraft  $F_Z$  zur Kolbenfläche  $A_A$  des Zylinders (siehe Abschnitt 2.2.1 sowie Abbildung 8). Die Stellgröße  $u_V$  ergibt sich aus der Übertragungsfunktion des PID-Reglers und der Regelabweichung  $e = p_{Soll} - p_A$ :

$$u_V(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \cdot \int_0^t e(t) \cdot dt + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (6-1)$$

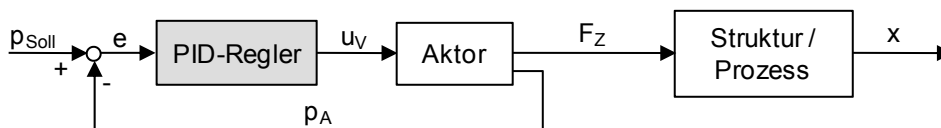


Abbildung 43: Regelkreis der konventionellen SRS-Druckregelung

Die bisher gesammelten Erfahrungen zeigen, dass die Einhaltung dieser definierten Schweißparameter zu einer hohen Prozesssicherheit mit gleichbleibend guter Schweißqualität führt. Dies hat zur Folge, dass sich diese Regelungsart als Standard, gerade in der Fertigung sicherheitskritischer Produkte, etabliert hat. Allerdings führt die konventionelle Druckregelung dazu, dass der Stauchweg  $x$  trotz gleichbleibender Schweißparameter einer hohen Streuung unterworfen ist. Abbildung 44 verdeutlicht den Streubereich, der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Grundlagenversuchen beobachtet wurde. Für viele Anwendungen sind die erforderlichen Maßtoleranzen deutlich kleiner, als sie mit der Druckregelung eingehalten werden können. Deshalb soll, bei gleichzeitiger Gewährleistung der gewohnten Schweißqualität, die Fertigungsgenauigkeit durch eine direkte Regelung des Stauchweges gesteigert werden.

Schweißparameter (über die Versuchsreihe gleichbleibend):

Material: 16MnCr5  
 Bauteilgröße:  $\varnothing_a = 110 \text{ mm}$   
 $\varnothing_i = 90 \text{ mm}$   
 Zylinderdruck: 80 bar  
 (äquivalente Zylinderkraft: 400 kN)  
 Startdrehzahl: 1125  $\text{min}^{-1}$   
 (äquivalente Winkelgeschwindigkeit: 118  $\text{rad/s}$ )  
 Massenträgheitsmoment: 41  $\text{kgm}^2$

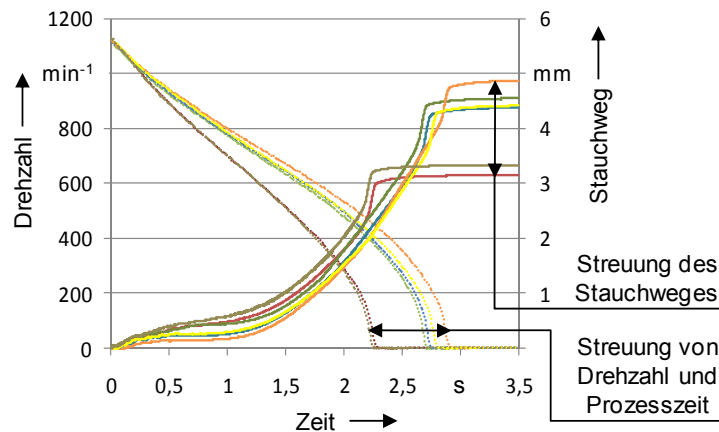


Abbildung 44: Streuung des Stauchweges, der Drehzahl und der Prozesszeit bei der Druckregelung

Zur Regelung des Stauchmaßes ist es erforderlich, dass der geschlossene Regelkreis die komplette Strecke, bestehend aus den Teilsystemen Aktorik, Struktur und Prozess, einschließt, nicht nur die hydraulische Stelleinrichtung, wie im Fall der Druckregelung. Die zurückgeführte Regelgröße muss demnach die Materialverkürzung sein. Die Regelabweichung ergibt sich dann als Differenz zwischen dem gemessenen Ist- und dem vorgegebenen Soll-Wert. Deshalb wird als Führungsgröße nicht mehr ein Soll-Druck vorgegeben, sondern ein Referenzweg. Wie bereits ausgeführt wurde, hat die Axialkraft einen großen Einfluss auf die Verbindungsqualität. Darum ist bei der Auslegung der Wegregelung zu beachten, dass der Zylinderdruck bzw. die Axialkraft, obwohl nicht mehr direkt geregelt, weiterhin in einem zulässigen Bereich liegt. Dieser bewegt sich in einem definierten Toleranzband um den Wert, der bei der herkömmlichen Druckregelung als konstante Soll-Größe vorgegeben werden würde. Daraus folgt, dass die Referenz dem Wegverlauf entsprechen sollte, der sich bei einer konventionellen Druckregelung über die Prozesszeit  $t$  einstellen würde. Aus diesem Grund ist im Rahmen eines Vorversuchs der Wegverlauf bei konstanter Zylinderkraft aufzuzeichnen. Da das Stauchmaß einer gewissen Streuung unterliegt, empfiehlt sich die Durchführung mehrerer Versuche. Für die anschließende Regelung sollte dann ein mittlerer Wegverlauf als Referenz dienen.

$$x^r = f(t) \quad (6-2)$$

Allerdings ist zu beachten, dass die Vorgabe einer zeitabhängigen Wegreferenz ohne zusätzliche Maßnahmen zu Problemen führen wird. Deutlich wird dieser Sachverhalt anhand von Abbildung 45. Da der Prozess einer ausgeprägten Streu-

ung unterliegt, variiert die Schweißdauer mit jedem Versuch trotz identischer Schweißparameter. Für den Fall, dass sich die Schweißung in kürzerer Zeit als im Referenzversuch vollzieht, käme die Spindel zum Stillstand, bevor das gewünschte Fertigmaß erreicht ist. Es stünde keine Energie zur weiteren Plastifizierung mehr zur Verfügung, um dem noch ausstehenden Referenzverlauf zu folgen. Im umgekehrten Fall, einer längeren Schweißzeit, wäre das Fertigmaß erreicht, bevor die Schwungradenergie aufgebraucht ist. Da die Axialkraft aus Gründen der Verbindungsfestigkeit nicht unter ein kritisches Niveau absinken darf, führt die weitere Energieeinbringung zwangsläufig zu einer zusätzlichen, ungewollten Materialverkürzung. Deshalb enthalten die in Abschnitt 2.5.1 vorgestellten Ansätze (siehe SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 1991) den Vorschlag, die Wegreferenz als Funktion der Spindeldrehzahl  $n$  vorzugeben.

$$x^r(t) = f(n(t)) \quad (6-3)$$

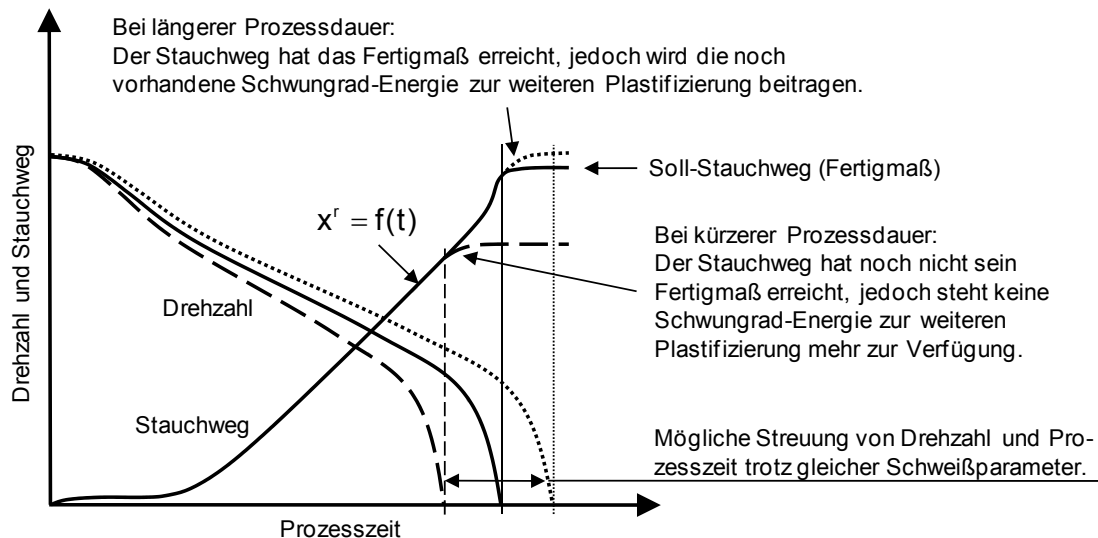


Abbildung 45: Auswirkungen einer zeitabhängigen Sollwert-Vorgabe

Der Umstand, dass der Stauchweg bei einer klassischen Druckregelung aufgrund veränderlicher Materialparameter und Umgebungseinflüsse einer Streuung unterliegt, bedeutet umgekehrt, dass die Einhaltung einer immer gleichen Wegreferenz die Variierung des Zylinderdrucks erfordert. In Abbildung 46 wird dies verdeutlicht. Sofern sich die Schweißung, infolge von z. B. höherer Materialfestigkeit, in kürzerer Zeit vollzieht, muss auch das Fertigmaß innerhalb kürzerer Zeit erreicht werden. Da die hierzu benötigte höhere Stauchgeschwindigkeit bzw. Dehnrates zu erhöhten Materialspannungen führt (siehe Gleichung (5-54)), ist für diesen Fall eine höhere Axialkraft zur Einhaltung des Soll-Weges erforderlich. Umgekehrt

würden längere Schweißzeiten ein reduziertes Druck- bzw. Kraftniveau erfordern.

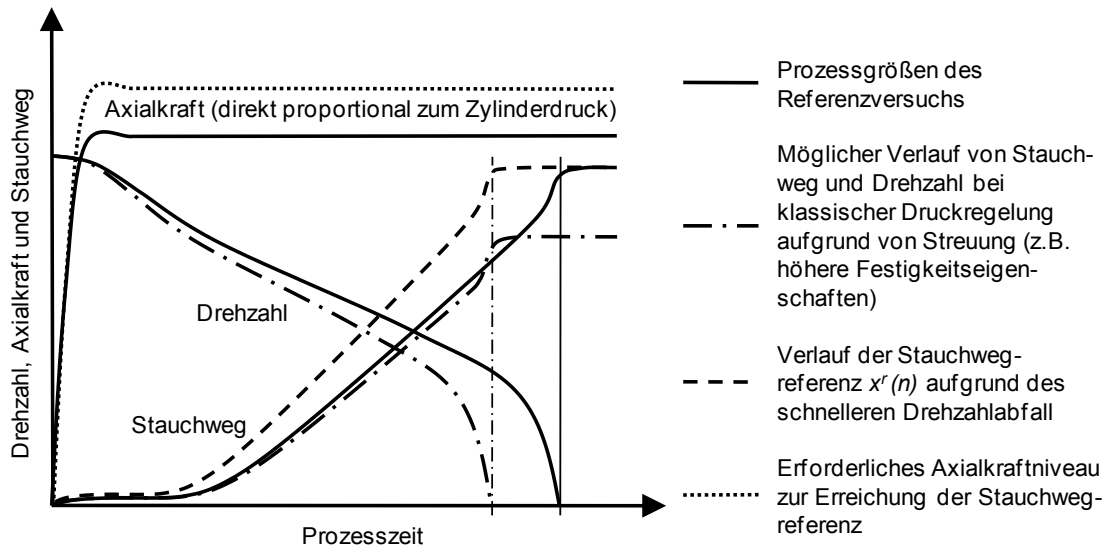


Abbildung 46: Mögliche Auswirkung der drehzahlabhängigen Sollwert-Vorgabe auf das tendenzielle Axialkraftniveau

Aus Gründen der Schweißqualität sollte die Abweichung von der optimalen Axialkraft möglichst gering sein. Laut SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 (1991) wird eine maximale Abweichung von der spezifizierten Nennkraft von  $\pm 10\%$  als zulässig angesehen. Um die Abweichung von der Soll-Kraft soweit wie möglich einzuschränken, wird im Rahmen dieser Arbeit die Stauchwegregelung mit einer Drehzahlregelung kombiniert. Letztere hat das Ziel, den Drehzahlverlauf und damit die Prozesszeit mit jeder Schweißung hochgenau zu reproduzieren. Da die Wegreferenz hierdurch immer gleich verläuft, bietet dies den Vorteil, dass die Variation des Zylinderdrucks tendenziell geringer wird. Außerdem kann aufgrund des definierten Drehzahlverlaufs die Referenz  $x^r$  damit auch zeitgesteuert zugeführt werden (siehe Gleichung (6-2)). Da die Drehzahlregelung Bestandteil der später zu beschreibenden Drehlageregelung ist, wird auf die Funktionsweise in Kapitel 7 näher eingegangen. Es sei jedoch vorweggenommen, dass ein reproduzierbarer Drehzahlverlauf derart genau möglich wird, dass die hier beschriebene Vorgabe des Soll-Verlaufs problemfrei durchgeführt werden kann. Da der Fokus dieses Kapitels auf der Wegregelung liegt, wird der parallel arbeitende Drehzahl-Regelkreis als gegeben vorausgesetzt und in den folgenden Ausführungen nicht explizit erwähnt.

Als weitere Randbedingung ist zu berücksichtigen, dass die Stauchwegregelung nicht während des ganzen Prozesses zum Einsatz kommt. Solange das Material in der Schweißzone noch nicht plastifiziert ist, empfiehlt sich der Einsatz der herkömmlichen Druckregelung (vgl. Abschnitt 2.5.1.3), was nachfolgend kurz erklärt wird. Zu Beginn des Prozesses ist der messbare Stauchweg zum einen auf das elastische Einfedern der Struktur sowie der Werkstücke zurückzuführen und zum anderen auf Abscherungen von Materialverunreinigungen und Rauigkeitspitzen auf den Kontaktflächen. Da diese Effekte nicht für jede Schweißprobe identisch sind, kommt es zwangsläufig zu gewissen Abweichungen von der Referenz  $x^r$ . Eine Stauchwegregelung würde diese Regeldifferenz durch ein Erhöhen oder Vermindern der Axialkraft zu kompensieren versuchen. Allerdings wird in dieser Prozessphase nur die elastische Strukturnachgiebigkeit überwunden und es wird nicht auf die tatsächlich bleibende Längenverkürzung Einfluss genommen. Aufgrund der hohen Struktursteifigkeit wären die erforderlichen Änderungen der Zylinderkraft zum Ausgleich der geringen Abweichungen unerwünscht hoch. Deshalb startet der Prozess mit der klassischen Druckregelung (I) und schaltet zum Zeitpunkt  $t_w$ , d. h. wenn aufgrund ausreichender Materialerweichung die Möglichkeit zur Beeinflussung des plastischen Stauchweges gegeben ist, auf die Wegregelung (II) um (siehe Abbildung 47). Die Umschaltung kann drehzahlabhängig erfolgen oder bei reproduzierbarem Drehzahlverlauf auch zeitgesteuert.

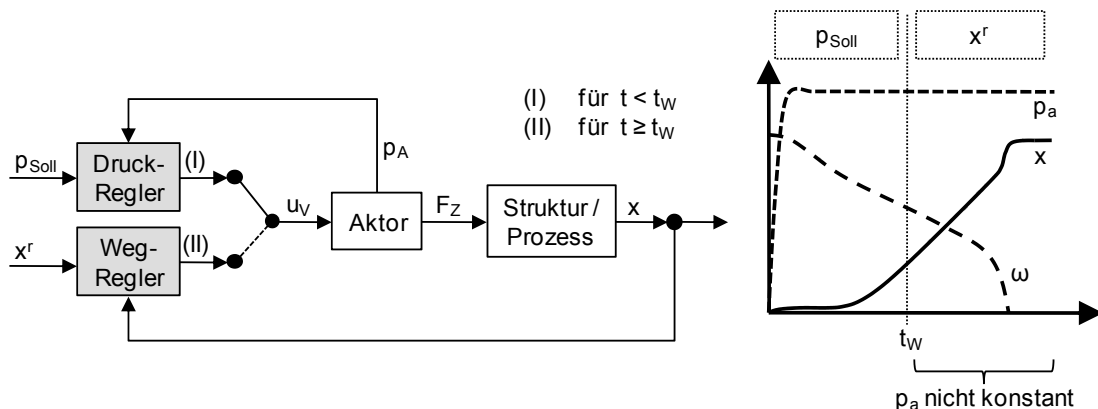


Abbildung 47: Umschaltung von Druck- auf Wegregelung zum Zeitpunkt  $t_w$

Da der geeignete Umschaltzeitpunkt von den Schweißparametern und den Materialkennwerten abhängt, ist  $t_w$  für die konkret bestehende Schweißaufgabe durch Vorversuch zu ermitteln. Zwar kann kein Berechnungsansatz zur Bestimmung des optimalen Zeitpunktes gegeben werden, da  $t_w$  in gewissen Grenzen variieren kann, ohne dass die Regelgüte erkennbar beeinflusst wird. Dennoch sind bei der Festlegung von  $t_w$  zwei Randbedingungen zu beachten. Zum einen

muss das Material ausreichend plastifiziert sein. Dies ist erfüllt, sobald der Stauchwegverlauf in den annähernd linear ansteigenden Kurvenabschnitt übergeht. Zum anderen sollte der Wechsel auf die Wegregelung so früh wie möglich erfolgen, damit der Zeitraum zur Korrektur von Regelabweichungen ausreichend lang ist. Deshalb erfolgt im Rahmen dieser Arbeit die Umschaltung kurz nachdem die Stauchgeschwindigkeit einen nahezu konstanten Wert angenommen hat. In den nachfolgenden Abschnitten zu den untersuchten Reglerkonzepten ist der jeweils als geeignet gefundene Umschaltzeitpunkt von *Druckregelung* auf *Wegregelung* in den Ergebnisschaubildern (siehe Abbildungen 49, 52 und 56) kenntlich gemacht. Im Rahmen dieser Untersuchungen werden verschiedene Reglertypen hinsichtlich ihrer Regelgüte bewertet. Neben einem konventionellen *PI-Regler* kommen ein *KNN-basierter Regler mit Vorsteuerung* sowie eine *Optimale Zustandsregelung* zum Einsatz. Zunächst wird die Regelung mit Hilfe eines konventionellen PID- bzw. PI-Reglers beschrieben.

## 6.2 Einsatz eines konventionellen Reglers

In der industriellen Anwendung sind PID- und vor allem PI-Regler, die hier als konventionelle Reglertypen bezeichnet werden, die am häufigsten anzutreffenden Regler (FÖLLINGER et al. 2008, DITTMAR & PFEIFFER 2009). Die Gründe für die weite Verbreitung sind der leicht verständliche Aufbau, das Vorhandensein von einfachen Einstellkriterien sowie die Eignung für die meisten praktischen Problemstellungen, und zwar sowohl für lineare als auch für nichtlineare Systeme. Auch die bekannten, in Abschnitt 2.5.1 beschriebenen Ansätze zur Regelung des Stauchweges beim SRS verwenden diesen konventionellen Ansatz zur Berechnung der Stellgröße. Deshalb wird im Folgenden zunächst dieses Regelprinzip aufgegriffen und hinsichtlich der erreichbaren Regelgüte untersucht.

Ein PID-Regler setzt sich aus der Parallelschaltung eines Proportional-, Integral- und Differential-Gliedes zusammen. Die Übertragungsfunktion eines idealen PID-Reglers lautet als Darstellung im Frequenzbereich:

$$G_{PID}(s) = K_P + \frac{K_I}{s} + K_D \cdot s \quad (6-4)$$

In der Entwurfsphase sind die Reglerparameter  $K_P$ ,  $K_I$  und  $K_D$  festzulegen. Da die Regelstrecke nichtlineares Verhalten aufweist, können die klassischen Einstellkriterien hierfür nicht ohne weiteres verwendet werden. Deshalb empfiehlt sich die Auslegung anhand des in Abschnitt 5.2 hergeleiteten analytischen Simu-

lationsmodells. In einer rechnergestützten Parameterstudie werden die Koeffizienten systematisch verändert, um so eine Einstellung mit möglichst gutem Führungsverhalten zu finden. Durch anschließende Experimente lassen sich diese Faktoren validieren und gegebenenfalls noch weiter verbessern. Bei der hier durchgeführten Untersuchung zeigte sich, dass der Differentialanteil keinen signifikanten Einfluss auf die Regelgüte nimmt, weshalb der Regler als PI-Glied ausgeführt wurde. Ein PI-Regler hat die günstige Eigenschaft, dass er den stabilisierenden Einfluss des Proportionalanteils mit dem besonderen Vorteil eines Integralgliedes, nämlich das Vermeiden einer bleibenden Regeldifferenz, verbindet. Die entsprechende Übertragungsfunktion lautet:

$$G_{PI}(s) = K_R \frac{1 + T_R \cdot s}{s}, \quad \text{mit } K_I = K_R \quad \text{und} \quad K_P = K_R \cdot T_R. \quad (6-5)$$

Abbildung 48 zeigt die Struktur des verwendeten Regelkreises. Wie in Abschnitt 6.1 beschrieben, ist in der anfänglichen Prozessphase bis zum Umschaltzeitpunkt  $t_W$  der Druckregler  $G_{DR}(s)$  und danach der Wegregler  $G_{WR}(s)$  aktiv.

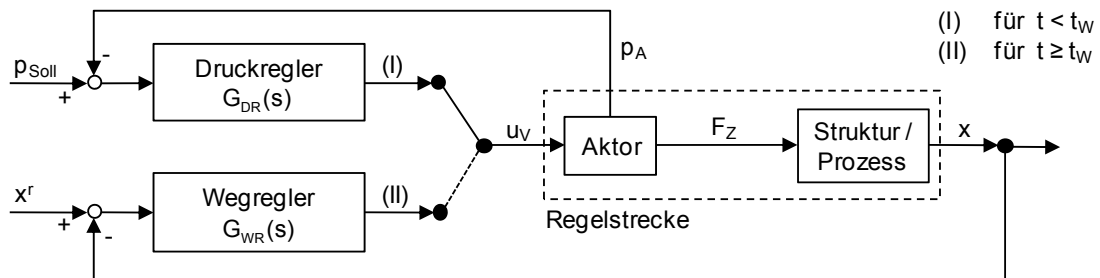
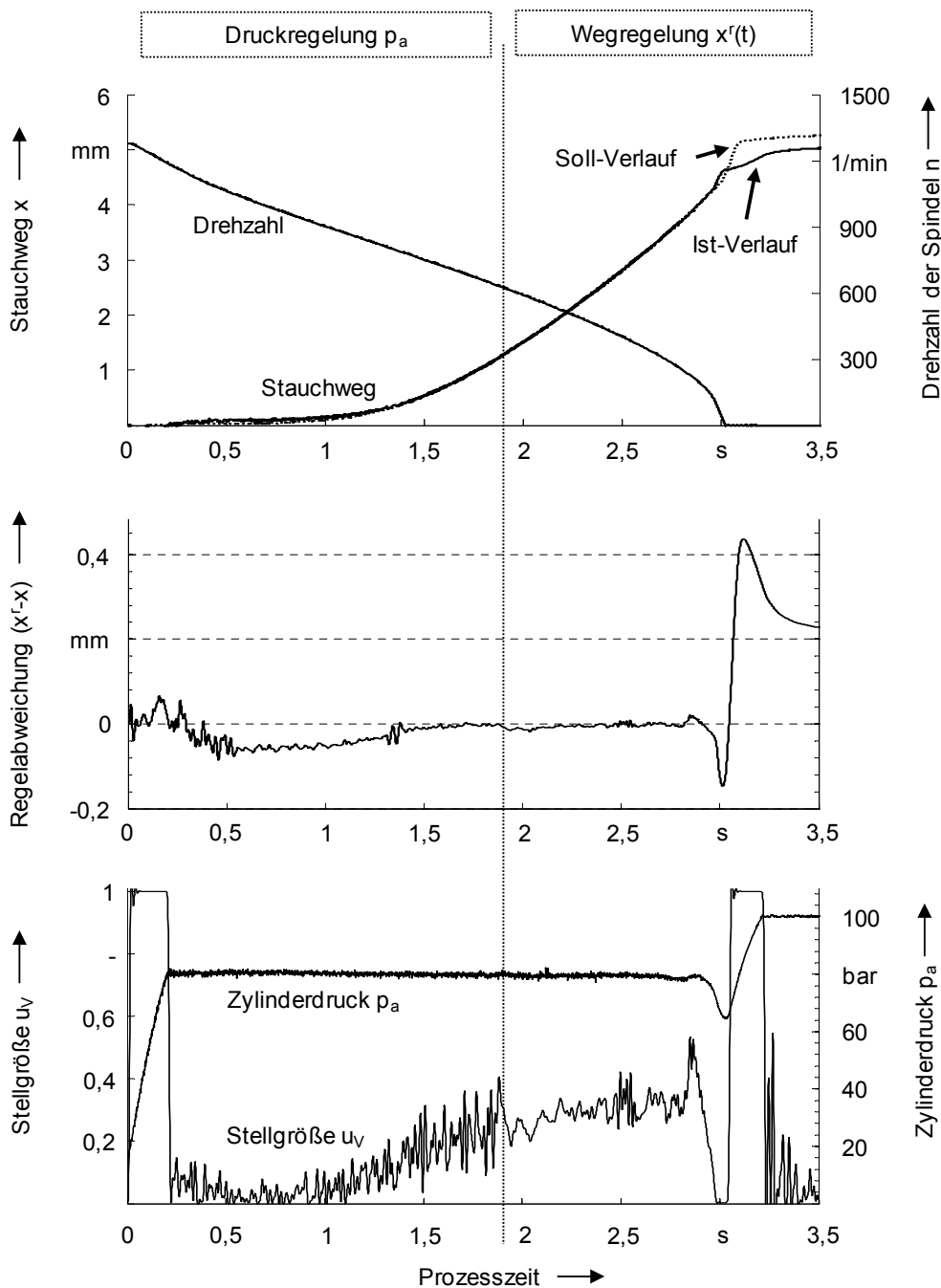


Abbildung 48: Blockschaltbild der PI-Regelung des Stauchweges

Anhand der Versuchsergebnisse (siehe Abbildung 49) wird offensichtlich, dass diese Regelstrategie mit gewissen Nachteilen behaftet ist. Für nichtlineare Systeme, wie es auch beim SRS der Fall ist, kann die Parameterwahl nicht für alle Arbeitspunkte optimal ausgelegt werden, sondern es muss ein Kompromiss gefunden werden, um für alle Bereiche mit unterschiedlichem Übertragungsverhalten eine akzeptable Regelgüte zu erreichen. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, dass dieser Regler kein optimales Führungsverhalten bei schnell wechselnden Referenzwerten oder bei starken Änderungen des Materialverhaltens bietet. Gerade das Prozessende ist durch eine markante Änderung sowohl des Übertragungsverhaltens als auch des Referenzverlaufs geprägt. Regelfehler, die zu diesem Zeitpunkt auftreten, lassen sich aufgrund der zügig ablaufenden Materialverfestigung nicht mehr ausreichend kompensieren. Insbesondere die dadurch aus-

gesteuerten hohen Drucksprünge sind aus Sicht der Verbindungsqualität als kritisch zu betrachten.



Vgl. Abbildung 11 hinsichtlich der Versuchsbedingungen bzw. der Schweißparameter.

Abbildung 49: Beispielhaftes Ergebnis der PI-Regelung des Stauchweges

Die experimentellen Ergebnisse bestätigen die Angaben, die im Stand der Technik (siehe Abschnitt 2.5.1.2 und SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 1991) bezüglich der erreichbaren Genauigkeiten gemacht wurden, wonach sich die Stauchwegre-



gelung mit einem konventionellen Regler im Zehntel-Millimeter-Bereich bewegt. Um die Unzulänglichkeiten des PI-Reglers zu umgehen, sind im Folgenden geeignete Verfahren zum Einsatz gebracht worden. Mit diesen soll es möglich werden, die Genauigkeiten der aktuell eingesetzten Algorithmen signifikant zu steigern.

## 6.3 Verwendung einer Vorsteuerung

### 6.3.1 Prinzip einer Regelung mit Vorsteuerung

Die Gründe für den breiten Einsatz der PID- bzw. PI-Regler wurden im vorhergehenden Abschnitt bereits genannt. Die umfangreichen Erfahrungen mit diesen Reglern führen dazu, dass in der praktischen Anwendung auch für komplexe Systeme eher PI- bzw. PID-Regler verwendet werden, so auch für das Reibschweißen. Deshalb erscheint es hinsichtlich der industriellen Akzeptanz als sinnvoll, die bekannte konventionelle Reglerstruktur beizubehalten und lediglich so zu ergänzen, dass die Vorteile dieses Reglers bestehen bleiben, jedoch die Nachteile durch eine geeignete Erweiterung umgangen werden. Hierfür bietet es sich an, den bestehenden Regelkreis um eine Vorsteuerung zu ergänzen. Durch die Vorsteuerung lässt sich die Verfolgung des Referenzverlaufs verbessern, während durch die Rückkopplung über den PI-Regler Störgrößen und Modellgenauigkeiten der Vorsteuerung kompensiert werden (vgl. NØRGAARD et al. 2003). Ein derartiger Regleraufbau ist in Abbildung 50 gezeigt (vgl. ZÄH et al. 2010b).

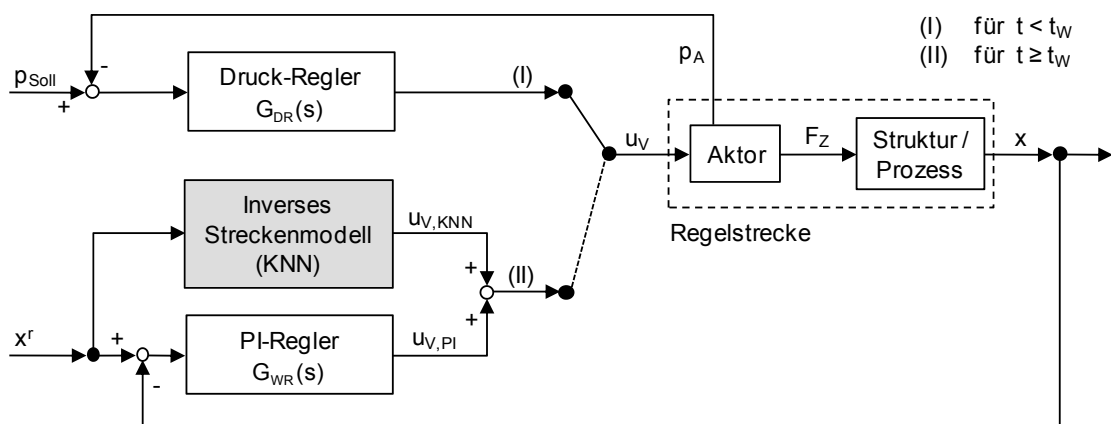


Abbildung 50: Blockschaltbild der Wegregelung mit Vorsteuerung

Auch hier ist das Prinzip der zwei Regelungsmodi (I) und (II) beibehalten. Die Stellgröße  $u_V$ , die in Schaltstellung (II) vom Stauchwegregler an das Regelventil ausgegeben wird, setzt sich aus dem Anteil der Vorsteuerung  $u_{V,KNN}$  und dem rückgekoppelten Anteil des PI-Reglers  $u_{V,PI}$  zusammen.

Die Berechnung der Vorsteuergröße  $u_{V,KNN}$  erfolgt durch ein invertiertes Modell der Regelstrecke, wobei das Systemverhalten durch folgende Übertragungsfunktion beschrieben wird:

$$G_S(s) = \frac{x(s)}{u_V(s)}. \quad (6-6)$$

Im Falle einer exakten Abbildung des invertierten Systemverhaltens durch das Vorsteuermodell folgt der Stauchweg genau der Referenz:

$$x(s) = G_S(s) \cdot G_S^{-1}(s) \cdot x^r(s) \quad (6-7)$$

Da sich jedoch aufgrund von Modellungenauigkeiten und Störgrößen kein ideales Führungsverhalten einstellen kann, wird der bereits bekannte PI-Regler parallel zur Vorsteuerung angeordnet, um auftretende Regelabweichungen zu kompensieren. Da die erreichbare Regelgüte maßgeblich durch die Vorsteuerung bestimmt wird, ist dem Aufbau des inversen Streckenmodells besondere Sorgfalt zu schenken. Zur Abbildung des Streckenverhaltens wird der Einsatz eines KNN vorgeschlagen. Als Gründe hierfür sind die in Abschnitt 5.3 bereits angesprochenen Vorteile dieses Modelltyps zu nennen. Insbesondere die Fähigkeit, auch nichtlineares Systemverhalten gut abzubilden, sowie die Möglichkeit, aufgrund der kurzen Berechnungszeiten online eingesetzt zu werden, seien an dieser Stelle noch einmal hervorgehoben.

### 6.3.2 Entwurf der Vorsteuerung

Zur Herleitung des KNN wird auf die Grundlagen und Ergebnisse aus Abschnitt 5.3 zurückgegriffen. In Anlehnung an Tabelle 5 und Gleichung (5-64) wird das Systemverhalten durch folgende allgemeine Form beschrieben:

$$y(t) = g[y(t-1), \dots, y(t-m), u(t-d), \dots, u(t-d-n)] \quad (6-8)$$

Der Systemausgang  $y(t)$  entspricht im vorliegenden Fall dem Stauchweg  $x(t)$  und der Eingang  $u(t)$  beinhaltet die Stellgröße  $u_V(t)$  und die Winkelgeschwindigkeit  $\omega(t)$ . Wie in Abschnitt 5.3.3 bereits ausgeführt, wird für das Übertra-

ungsverhalten zwischen Ein- und Ausgang des Systems eine Totzeit von  $d = 1$  angenommen. Gleichung (6-8) lässt sich damit folgendermaßen umstellen:

$$x(t+1) = g[x(t), \dots, x(t+1-m), u_V(t), \dots, u_V(t-n), \omega(t), \dots, \omega(t-n)] \quad (6-9)$$

Es ist zu beachten, dass die Übertragungsfunktion um einen Zeitschritt verschoben wurde. Der Wert des Systemausgangs zum nächsten Zeitschritt  $x(t+1)$  bestimmt sich aus den aktuell vorliegenden Werten des Ausgangs  $x(t)$  und des Eingangs  $u_V(t)$  sowie den jeweils zurückliegenden Zuständen. Durch Invertieren der Gleichung (6-9) lässt sich nach NØRGAARD et al. (2003) die gesuchte Stellgröße  $\hat{u}_V(t)$  berechnen:

$$\hat{u}_V(t) = g^{-1}[x(t+1), x(t), \dots, x(t+1-m), u_V(t-1), \dots, u_V(t-n), \omega(t), \dots, \omega(t-n)] \quad (6-10)$$

Die Auslegung des KNN erfolgt analog zu dem in den Abschnitten 5.3.2 und 5.3.3 beschriebenen Vorgehen. Die hier gewählte Netzarchitektur lehnt sich an das Modell zur Berechnung des Stauchweges aus Abbildung 39 an, wobei sich der Regressionsvektor aufgrund der Invertierung, wie in Abbildung 51 dargestellt, verändert. Das Training des KNN zur Bestimmung der Netzparameter  $\boldsymbol{\theta}$  erfolgt durch Minimierung des Gütefunktional unter Verwendung der bereits vorhandenen Datenbasis  $\mathbf{Z}^N = [u(t), y(t), t = 1, \dots, N]$  (siehe Abschnitt 5.3.3):

$$J(\boldsymbol{\theta}, \mathbf{Z}^N) = \frac{1}{2N} \sum_{t=1}^N [u(t) - \hat{u}_V(t, \boldsymbol{\theta})]^2 \quad (6-11)$$

In Abbildung 51 ist außerdem veranschaulicht, wie das KNN online funktioniert. Als Teil des Reglers erhält das Netz den Soll- bzw. Referenz-Verlauf  $x^r$  sowie die vergangenen Stellgrößen und Winkelgeschwindigkeiten als Eingang. Der prädizierte Wert  $\hat{u}_V(t)$  entspricht der Vorsteuerung  $\hat{u}_{V,KNN}(t)$ .

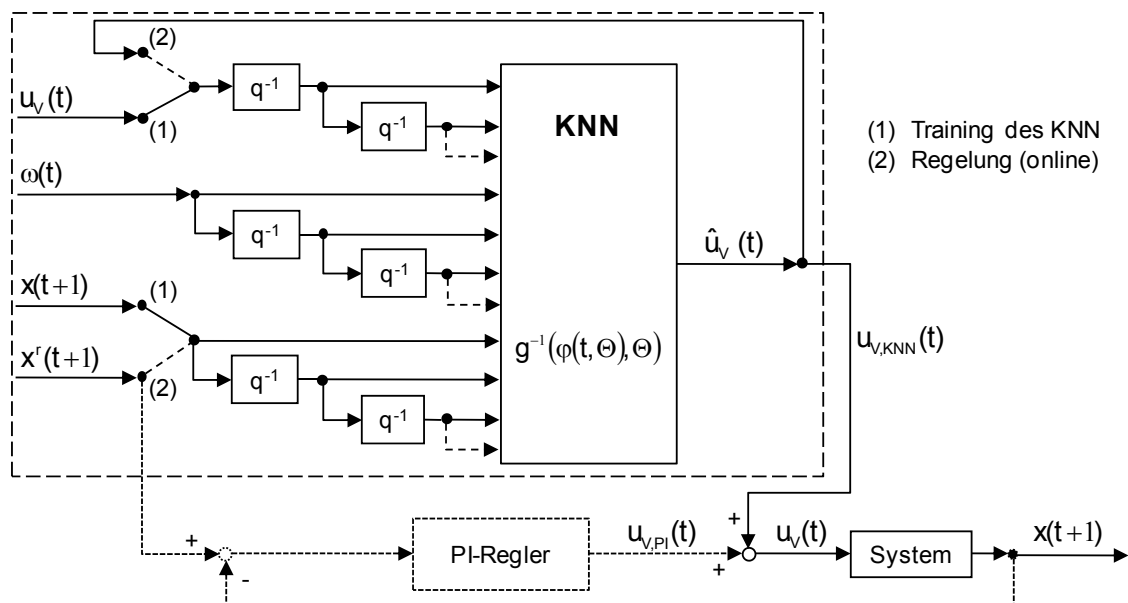


Abbildung 51: Struktur des inversen Streckenmodells

Ein exemplarisches Ergebnis dieser Regelstrategie ist in Abbildung 52 gezeigt. Die durchgeführten Untersuchungen verdeutlichen, dass mit dieser Methode die Fertigungsgenauigkeit im Vergleich zum konventionellen PI-Regelalgorithmus deutlich gesteigert werden kann. Die beobachtete Abweichung des Fertigmaßes liegt in einem Bereich von  $0,05 \text{ mm}$ . Im Gegensatz zur Verwendung des PI-Reglers lässt sich feststellen, dass die Schwankungen des Zylinderdrucks innerhalb der zulässigen Toleranzen von  $\pm 10 \%$  bleiben. Trotz allem ist zu beobachten, dass auch bei diesem Regler die rasche Änderung des Materialverhaltens sowie der Wegreferenz kurz vor Prozessende noch immer zu einem auffälligen Ausschlag des Regelfehlers führen, wenn auch nicht mehr so ausgeprägt wie mit der PI-Regelung. Um die Auswirkungen des nichtlinearen Materialverhaltens noch besser zu beherrschen, wird im Folgenden eine *Optimale Zustandsregelung* für diesen Prozess entwickelt und ihre Implementierung beschrieben.

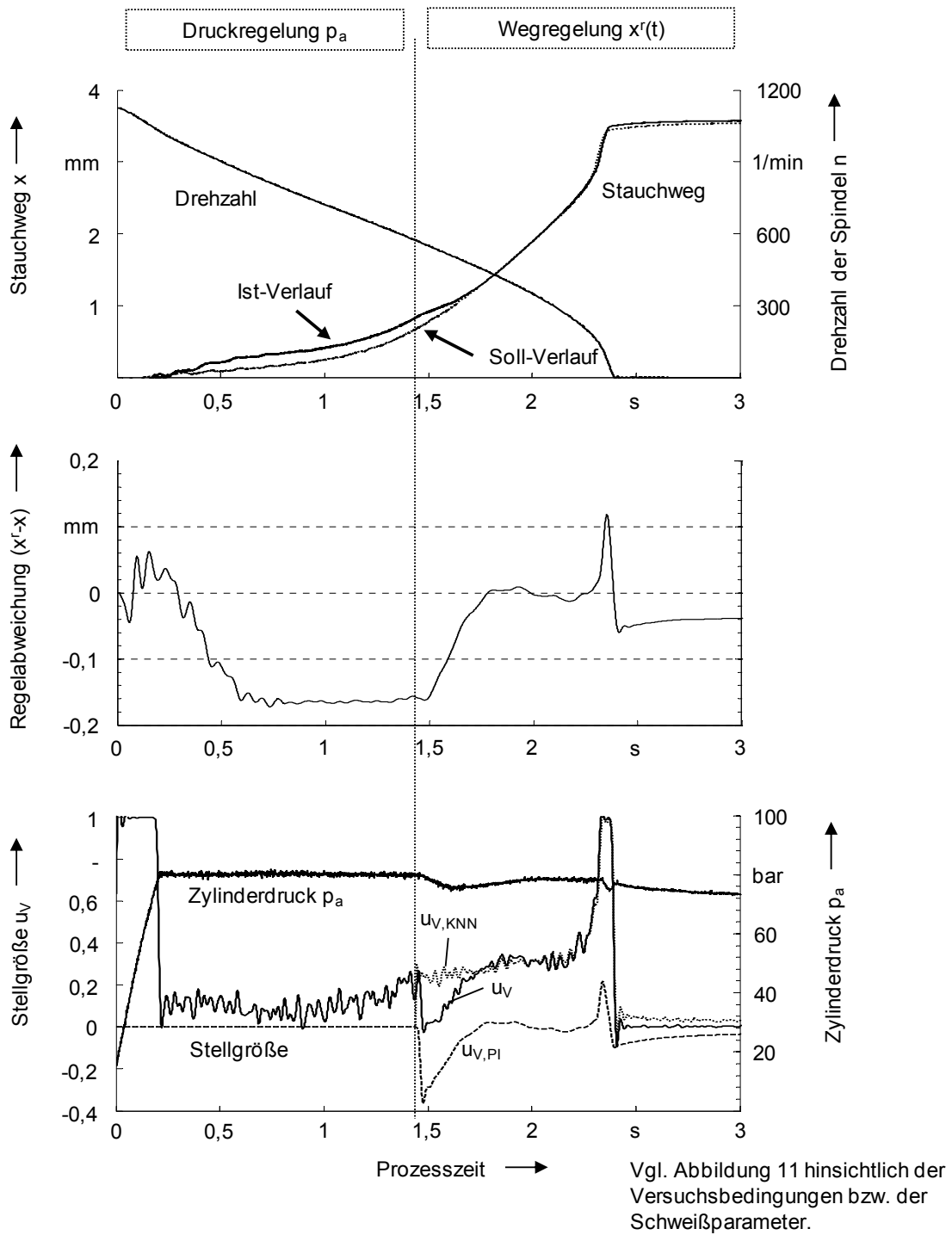


Abbildung 52: Beispielhaftes Ergebnis der Stauchwegregelung unter Verwendung eines KNN zur Vorsteuerung

## 6.4 Implementierung einer Optimalen Zustandsregelung

### 6.4.1 Herleitung des Regelgesetzes

Die Entwurfsverfahren der konventionellen Regelungsmethoden haben das Ziel, den Regelkreis hinsichtlich bestimmter Kenngrößen, wie z. B. der Regeldifferenz, der Ausregelzeit oder der Überschwingweite, auszulegen. Beim SRS-Prozess besteht hingegen die Forderung, die Regel- und Steuergröße über den gesamten Prozessverlauf optimal zu führen, d. h. die Regelabweichung und gleichzeitig die Stellgröße minimal zu halten. Es erscheint deshalb als ein geeigneter Ansatz, die Anforderungen an den Verlauf der beiden Größen in Form eines Gütefunktional auszudrücken. Das Regelgesetz ergibt sich dann durch Lösung eines Optimierungsproblems. Ein besonders einfach zu implementierendes Verfahren ist die von Kalman in den 1960er Jahren beschriebene sogenannte *Optimale Zustandsregelung*, die mit der Einführung der Zustandsraumdarstellung in Zusammenhang steht (siehe DITTMAR & PFEIFFER 2009). Der entsprechende Regler ist auch als Linear Quadratic Regulator (LQR) bekannt, da ein lineares Regelgesetz durch Lösung eines quadratischen Gütekriteriums hergeleitet wird. Ein Merkmal des LQR besteht darin, dass die Reglerparameter bereits in der Entwurfsphase berechnet werden. Dies hat den Vorteil, dass das Optimierungsproblem nicht online gelöst werden muss. Vor dem Hintergrund des sehr schnellen Prozessablaufs und des damit einhergehenden kurzen Regelzyklus von 1 ms wird so sichergestellt, dass die Grenzen der verfügbaren Rechenleistung des eingesetzten Mikroprozessors nicht überschritten werden. Da ein reproduzierbarer Verlauf der Zustandsgrößen durch die bereits erwähnte Drehzahlregelung sichergestellt werden kann, ist auch die Strategie der offline-Berechnung des Regelgesetzes als geeignet anzusehen.

Grundvoraussetzung für diese Methode ist ein lineares Modell der Regelstrecke, das in Form einer Zustandsraumdarstellung gegeben ist. Diese Forderung stellt beim SRS-Prozess die größte Problemstellung dar. Wie bereits ausgeführt, ist der Prozess stark nichtlinear. Um dieses Verfahren dennoch zur Anwendung bringen zu können, wird der Prozess in linearisierbare Bereiche oder in lineare und nicht-lineare Anteile gegliedert. Durch die Zerlegung des Prozessablaufs in Abschnitte mit unterschiedlichen Übertragungsfunktionen entsteht ein linear-zeitvariantes Modell (LTV, engl. für linear timevariant). Ein dynamisches reales Systemverhalten wird durch das zeitdiskrete ZRM der Form

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{k+1} &= \mathbf{A}_k \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{B}_k \cdot \mathbf{u}_k \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{C}_k \cdot \mathbf{x}_k \end{aligned} \quad (6-12)$$

beschrieben. Hierin sind  $\mathbf{u}_k$ ,  $\mathbf{x}_k$  und  $\mathbf{y}_k$  die Vektoren der Eingangs-, Zustands- und Ausgangsgrößen. Des Weiteren ist  $\mathbf{B}_k$  die Eingangs-,  $\mathbf{C}_k$  die Ausgangs- und  $\mathbf{A}_k$  die Systemmatrix. Der Index  $k$  steht für den diskreten Zeitschritt. Die Zeitvarianz des Modells wird dadurch erzeugt, dass auch die Modellmatrizen in Abhängigkeit vom jeweiligen Zeitschritt  $k$  definiert werden. Die Herleitung wird für den allgemeinen Fall eines MIMO-Systems beschrieben. Bei der anschließenden Anwendung für den Stauchweg handelt es sich um ein SISO-System, d. h. dann liegen skalare Größen  $u_k$  und  $y_k$  vor.

Der Grundgedanke der Optimalen Zustandsregelung besteht darin, dass erstens der Regelfehler möglichst schnell, jedoch ohne starkes Oszillieren, beseitigt wird und zweitens der erforderliche Stellaufwand möglichst klein bleibt. Aus diesen beiden gleichzeitig bestehenden Forderungen leitet sich entsprechend FÖLLINGER et al. (2008) das folgende Gütefunktional ab:

$$J_k = \sum_{i=0}^N [(\mathbf{y}_{k+i} - \mathbf{y}_{k+i}^r)^2 + R \cdot \mathbf{u}_{k+i}^2] . \quad (6-13)$$

Nach Matrizenmultiplikation ergibt sich folgende Form:

$$J_k = \sum_{i=0}^N [(\mathbf{y}_{k+i} - \mathbf{y}_{k+i}^r)^T \cdot (\mathbf{y}_{k+i} - \mathbf{y}_{k+i}^r) + \mathbf{u}_{k+i}^T \cdot R \cdot \mathbf{u}_{k+i}] \quad (6-14)$$

Die Kosten  $J_k$  dieser Funktion, ausgehend vom Zeitschritt  $k$ , ergeben sich aus der Differenz zwischen der Regelgröße  $\mathbf{y}_{k+i}$  und dem vorgegebenen Referenzwert  $\mathbf{y}_{k+i}^r$  sowie der Stellgröße  $\mathbf{u}_{k+i}$ , summiert über den Zeithorizont  $i = 0 \dots N$ . Der Faktor  $R$  erzeugt eine relative Gewichtung des Stellgrößenaufwandes zu den Kosten der Regelabweichung. Es wird ein quadratisches Gütekriterium gewählt, um Vorzeicheneinflüsse auszuschalten. Die Kostenfunktion wird über einen endlichen Zeithorizont  $N$  definiert, da der Prozess durch die Beendigung der plastischen Verformung terminiert ist.

Die Berechnung des optimalen Stellgrößenverlaufs  $\mathbf{u}_{k+i \dots N}$  erfolgt durch Minimierung von  $J_k$ , indem die Funktion nach der Stellgröße abgeleitet wird. Aufgrund des linearen Prozessmodells führt die Minimierung der quadratischen Kostenfunktion auf die lineare Form

$$\mathbf{u}_k = \mathbf{K}_k \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{l}_k . \quad (6-15)$$

Der konstante Term  $\mathbf{l}_k$  ergibt sich durch die Vorgabe eines Referenzverlaufs. Bei  $\mathbf{K}_k$  handelt es sich um eine Matrix, bestehend aus mehreren Verstärkungsfaktoren. Die Gleichung lässt sich, wie nachfolgend in Anlehnung an CANNON (2009) beschrieben, durch ein rekursives Vorgehen lösen, wobei das Ergebnis der Lösung der nichtlinearen algebraischen Riccati-Gleichung entspricht (vgl. FÖLLINGER et al. 2008).

Zunächst wird die Gleichung (6-14) umgeschrieben, indem die aus Gleichung (6-12) hervorgehende Beziehung  $\mathbf{y}_{k+1} = \mathbf{C}_{k+1} \cdot \mathbf{x}_{k+1}$  eingesetzt wird:

$$J_k = \sum_{i=0}^N [(\mathbf{C}_{k+i} \cdot \mathbf{x}_{k+i} - \mathbf{y}_{k+i}^r)^T \cdot (\mathbf{C}_{k+i} \cdot \mathbf{x}_{k+i} - \mathbf{y}_{k+i}^r) + \mathbf{u}_{k+i}^T \cdot R \cdot \mathbf{u}_{k+i}] \quad (6-16)$$

Durch Ausmultiplizieren und Auflisten der anteiligen Kosten jedes einzelnen Zeitschrittes folgt:

$$\begin{aligned} J_k = & \mathbf{x}_k^T \cdot \mathbf{C}_k^T \cdot \mathbf{C}_k \cdot \mathbf{x}_k - 2 \cdot \mathbf{y}_k^{rT} \cdot \mathbf{C}_k \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{y}_k^{rT} \cdot \mathbf{y}_k^r + \mathbf{u}_k^T \cdot R \cdot \mathbf{u}_k \\ & + \mathbf{x}_{k+1}^T \cdot \mathbf{C}_{k+1}^T \cdot \mathbf{C}_{k+1} \cdot \mathbf{x}_{k+1} - 2 \cdot \mathbf{y}_{k+1}^{rT} \cdot \mathbf{C}_{k+1} \cdot \mathbf{x}_{k+1} + \mathbf{y}_{k+1}^{rT} \cdot \mathbf{y}_{k+1}^r \\ & \quad + \mathbf{u}_{k+1}^T \cdot R \cdot \mathbf{u}_{k+1} \\ & + \dots \\ & + \mathbf{x}_{k+N}^T \cdot \mathbf{C}_{k+N}^T \cdot \mathbf{C}_{k+N} \cdot \mathbf{x}_{k+N} - 2 \cdot \mathbf{y}_{k+N}^{rT} \cdot \mathbf{C}_{k+N} \cdot \mathbf{x}_{k+N} + \mathbf{y}_{k+N}^{rT} \cdot \mathbf{y}_{k+N}^r \\ & \quad + \mathbf{u}_{k+N}^T \cdot R \cdot \mathbf{u}_{k+N} \end{aligned} \quad (6-17)$$

Aus Gleichung (6-12) geht hervor, dass sich der Zustand des nächsten Zeitschrittes  $\mathbf{x}_{k+1}$  aus dem aktuellen  $\mathbf{x}_k$  entsprechend

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A}_K \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{B}_K \cdot \mathbf{u}_K \quad (6-18)$$

bestimmen lässt. Unter Berücksichtigung der Bedingung  $\mathbf{u}_k = \mathbf{K}_k \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{l}_k$  aus Gleichung (6-15) lässt sich auch

$$\mathbf{x}_{k+1} = (\mathbf{A}_K + \mathbf{B}_K \cdot \mathbf{K}_K) \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{l}_k = \mathbf{\Phi}_K \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{l}_k \text{ mit} \quad (6-19)$$

$$\mathbf{\Phi}_K = (\mathbf{A}_K + \mathbf{B}_K \cdot \mathbf{K}_K) \quad (6-20)$$

schreiben. Daraus lässt sich ableiten, dass die in Gleichung (6-17) angegebene Kostenfunktion in die allgemeine Form



$$J_k = \mathbf{x}_k^T \cdot \mathbf{P}_k \cdot \mathbf{x}_k + 2 \cdot \mathbf{p}_k^T \cdot \mathbf{x}_k + \gamma_k \quad (6-21)$$

überführt werden kann (CANNON 2009). Werden die anteiligen Kosten des ersten Zeitschrittes  $i = 0$  separat ausgeschrieben, so wie in Gleichung (6-17) bereits geschehen, und anschließend die nachfolgenden Einzelkostenanteile entsprechend der allgemeinen Form aus Gleichung (6-21) wiederum zusammengefasst, so folgt:

$$J_k = \mathbf{x}_k^T \cdot \mathbf{C}_k^T \cdot \mathbf{C}_k \cdot \mathbf{x}_k - 2 \cdot \mathbf{y}_k^{rT} \cdot \mathbf{C}_k \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{y}_k^{rT} \cdot \mathbf{y}_k^r + \mathbf{u}_k^T \cdot R \cdot \mathbf{u}_k + \mathbf{x}_{k+1}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{x}_{k+1} + 2 \cdot \mathbf{p}_{k+1}^T \cdot \mathbf{x}_{k+1} + \gamma_{k+1} \quad (6-22)$$

Nach Einsetzen für  $\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A}_k \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{B}_k \cdot \mathbf{u}_k$  entsprechend Gleichung (6-12) und Differenzierung der Kostenfunktion nach  $\mathbf{u}_k$  ergibt sich

$$\frac{\partial J}{\partial \mathbf{u}_k} = R \cdot \mathbf{u}_k + \mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{A}_k \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{B}_k \cdot \mathbf{u}_k + \mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{p}_{k+1} \cdot \quad (6-23)$$

Aus dem Minimum der Kostenfunktion, d. h. aus der Beziehung  $dJ/d\mathbf{u}_k = 0$ , bestimmt sich die optimale Stellgröße zu:

$$\mathbf{u}_k = [-(\mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{B}_k + R)^{-1} \cdot (\mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{A}_k)] \cdot \mathbf{x}_k + [-(\mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{B}_k + R)^{-1} \cdot (\mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{p}_{k+1})] \quad (6-24)$$

Damit lauten die Reglermatrizen

$$\mathbf{K}_k = -(\mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{B}_k + R)^{-1} \cdot (\mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{A}_k) \text{ und} \quad (6-25)$$

$$\mathbf{l}_k = -(\mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{B}_k + R)^{-1} \cdot (\mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{p}_{k+1}) \cdot \quad (6-26)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (6-15), (6-19), (6-25) und (6-26) in (6-22) und einen Koeffizientenvergleich mit Gleichung (6-21) ergeben sich die Parameter  $\mathbf{P}_k$ ,  $\mathbf{p}_k$  und  $\gamma_k$ :

$$\mathbf{P}_k = \mathbf{C}_k^T \cdot \mathbf{C}_k + \mathbf{K}_k^T \cdot R \cdot \mathbf{K}_k + \mathbf{\Phi}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{\Phi}_k \quad (6-27)$$

$$\mathbf{p}_k^T = -\mathbf{y}_k^{rT} \cdot \mathbf{C}_k + \mathbf{l}_k^T \cdot R \cdot \mathbf{K}_k + (\mathbf{l}_k^T \cdot \mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} + \mathbf{p}_{k+1}^T) \cdot \mathbf{\Phi}_k \quad (6-28)$$

$$\gamma_k = \mathbf{y}_k^{rT} \cdot \mathbf{y}_k^r + \mathbf{l}_k^T \cdot R \cdot \mathbf{l}_k + (\mathbf{l}_k^T \cdot \mathbf{B}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} + 2 \cdot \mathbf{p}_{k+1}^T) \cdot \mathbf{B}_k \cdot \mathbf{l}_k + \gamma_{k+1} \quad (6-29)$$

Die Parameter  $\mathbf{P}_k$ ,  $\mathbf{p}_k$  und  $\gamma_k$  der Gleichungen (6-27) bis (6-29) sind vom jeweils nächsten Zeitschritt  $k + 1$  abhängig. Diese rekursive Abhängigkeit endet mit

dem  $N$ -ten Zeitschritt. Für die Kostenfunktion folgt zu diesem Zeitpunkt mit  $\mathbf{u}_N = \mathbf{0}$

$$J_N = (\mathbf{C}_N \cdot \mathbf{x}_N - \mathbf{y}_N^r)^T \cdot (\mathbf{C}_N \cdot \mathbf{x}_N - \mathbf{y}_N^r). \quad (6-30)$$

Damit ergibt sich für den letzten Zeitschritt  $i = N$  keine Abhängigkeit der Parameter  $\mathbf{P}_N$ ,  $\mathbf{p}_n$  und  $\gamma_N$  vom nächsten Zeitschritt. Es gilt:

$$\mathbf{P}_N = \mathbf{C}_N^T \cdot \mathbf{C}_N \quad (6-31)$$

$$\mathbf{p}_N^T = -\mathbf{y}_N^{rT} \cdot \mathbf{C}_N \quad (6-32)$$

$$\gamma_N = \mathbf{y}_N^{rT} \cdot \mathbf{y}_N^r \quad (6-33)$$

Damit können alle Größen, nämlich  $\mathbf{P}_k$ ,  $\mathbf{p}_k$  und  $\gamma_k$  sowie  $\mathbf{K}_k$  und  $\mathbf{l}_k$ , durch rekursives Vorgehen, beginnend mit dem Zeitschritt  $N$  bis zurück zum aktuellen Zeitschritt  $k$ , berechnet werden. Dies erfolgt offline, wobei  $\mathbf{l}_k$  bei einer Änderung der Referenz neu berechnet werden müsste. Grundvoraussetzung zur Bestimmung von  $\mathbf{K}_k$  und  $\mathbf{l}_k$  ist das Vorhandensein eines ausreichend genauen linearen Prozessmodells. Die Herleitung eines geeigneten Modells sowie die Anwendung auf das SRS werden im nächsten Abschnitt erläutert.

#### 6.4.2 Applikation auf das Schwungrad-Reibschweißen

Um die LQ-Regelung so, wie zuvor erläutert, einsetzen zu können, bedarf es einer linearen Modellbeschreibung der Regelstrecke, was beim SRS aufgrund des nichtlinearen Materialverhaltens eine der größten Herausforderungen darstellt. Um dennoch den LQR-Algorithmus einsetzen zu können, wurde der Prozess in Abschnitte unterteilt, in denen ein annähernd lineares Stauchwegverhalten vorzufinden ist. Die hierfür erneut durchzuführende Systemidentifikation erfolgt in Anlehnung an die in Abschnitt 5.3.2 erläuterten Grundlagen. Aufgrund der veränderten Zielsetzung ergeben sich, im Vergleich zum KNN aus Abschnitt 5.3.3, gewisse Modifikationen im Modellaufbau, die nachfolgend erläutert werden. Inwieweit diese neu getroffenen Annahmen zulässig sind, beantwortet die später beschriebene Validierung.

In Abbildung 53 ist die regelungstechnische Anordnung zur Generierung der experimentellen Daten dargestellt. Systemeingang ist die Stellgröße des Ventils  $u_V$  und -ausgang der Stauchweg  $x$ . Im Gegensatz zum KNN aus Abschnitt 5.3.3 wird die Drehzahl hier nicht als Systemeingang verwendet. Sie dient lediglich als

Indikator zur Änderung der Modellparameter. Das Übertragungsverhalten zwischen Systemein- und -ausgang muss auch an dieser Stelle mit Hilfe experimenteller Daten bestimmt werden. Es kam die selbe Datenbasis  $\mathbf{Z}^N$  zum Einsatz, die bereits in Abschnitt 5.3.3 verwendet wurde.

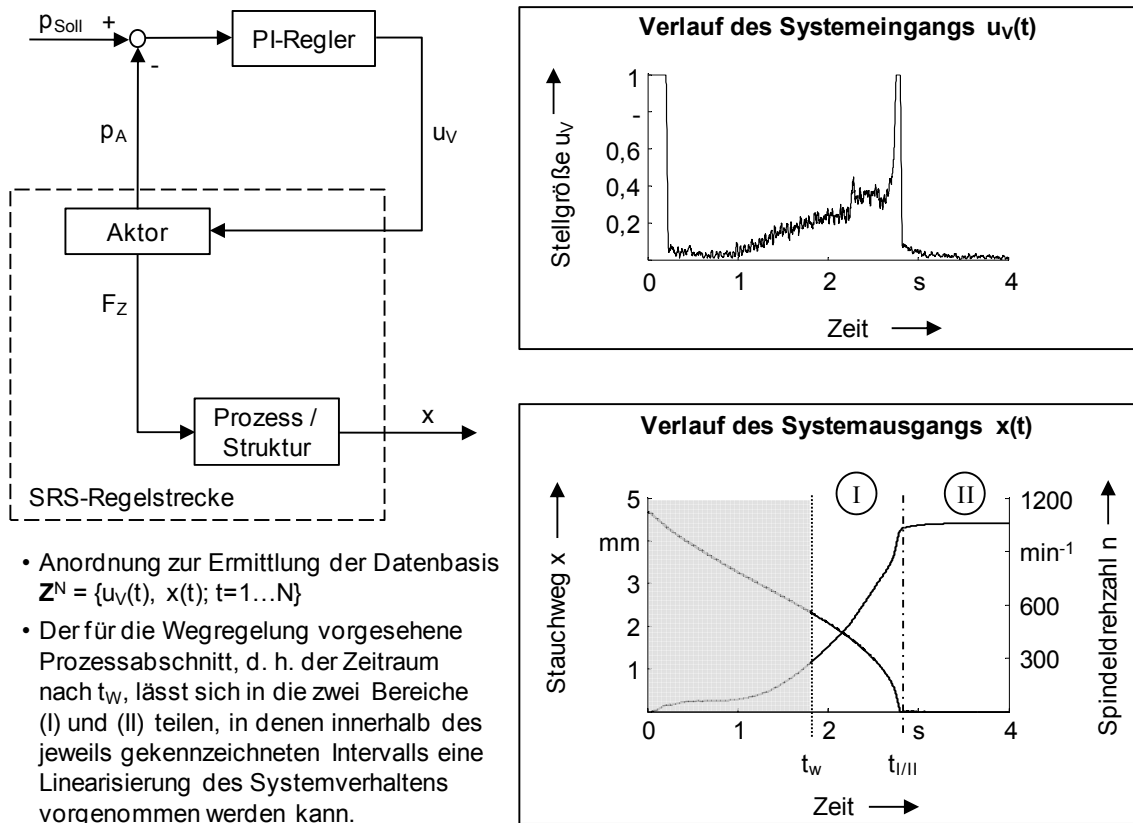


Abbildung 53: Verlauf des Systemein- und des -ausgangs sowie Unterteilung in zwei linearisierbare Prozessabschnitte

Da bis zum definierten Umschaltzeitpunkt  $t_w$  die konventionelle Druckregelung und kein LQ-Regler verwendet wird, bedarf es für diesen Abschnitt keiner linearen Modellbeschreibung. Von höherem Interesse ist der Prozessverlauf von  $t_w$  bis zum Ende der Schweißung. Hier konnten zwei Bereiche (I) und (II) identifiziert werden, in denen jeweils annähernd lineares Systemverhalten vorliegt. Bereich (I) beginnt mit der Umschaltung von der Druckregelung auf die LQ-Wegregelung und endet mit dem Zeitpunkt  $t_{I/II}$ , bei dem die Drehzahl Null wird. In dieser Phase wird der plastifizierte Werkstoff nach außen in den Wulst gedrängt, sodass eine ausschließlich plastische Verkürzung der Bauteile erfolgt. Eine Analyse der empirisch gewonnen Prozessdaten zeigt, dass im Intervall  $t_w$  bis  $t_{I/II}$  ein direkt proportionaler Zusammenhang zwischen der Ventilstellgröße  $u_V$  und der ersten Ableitung des Systemausgangs  $x$ , d. h. der Stauchgeschwin-

digkeit, besteht. Aufgrund dieser Beobachtung soll das Verhältnis zwischen dem Stauchweg  $x$  und der Ventilstellgröße  $u_V$  in diesem Bereich durch eine lineare Übertragungsfunktion angenähert werden. Der Bereich (II) beginnt mit dem Ende der Drehbewegung. Da dem Prozess keine weitere Energie zugeführt wird, sinkt die Temperatur in der Fügezone und die Werkstofffestigkeit nimmt wieder zu. Der Widerstand, den das Material der Stauchkraft entgegensetzt, steigt hierdurch stetig, bis schließlich keine weitere plastische Verformung mehr stattfindet. Um das Modell möglichst einfach zu halten, ist zu untersuchen, inwieweit eine Zusammenfassung dieses letzten Abschnittes durch ein lineares Modell noch zulässig ist. Durch eine Validierung ist zu überprüfen, ob für den vorgesehenen Anwendungsfall die Prädiktionsgüte noch ausreichend hoch ist.

Es bietet sich an, die linearen Zusammenhänge zwischen dem Systemeingang  $u$  und dem -ausgang  $y$  in den beiden Bereichen (I) und (II) mit Hilfe von Ein-/Ausgangsmodellen, wie sie in Tabelle 5 aufgeführt wurden, abzubilden. Zur Darstellung des Übertragungsverhaltens empfiehlt sich die Struktur eines ARX-Modells (siehe Tabelle 5 in Abschnitt 5.3.2). Die Gründe hierfür sind die geringe Modellkomplexität, die einfache Art der Parameteridentifizierung sowie der Umstand, dass der Prädiktor in jedem Fall stabil bleibt (NØRGAARD et al. 2003, RAU 2003). Das verwendete Black-Box-Modell hat folgende Form:

$$y_k + a_1 \cdot y_{k-1} + \dots + a_n \cdot y_{k-n} = b_0 \cdot u_k + b_1 \cdot u_{k-1} + \dots + b_m \cdot u_{k-m} \quad (6-34)$$

Die Ermittlung der Koeffizienten für die Bereiche (I) und (II) erfolgt automatisiert mit Hilfe bereits bestehender Algorithmen, wie z. B. der Methode des kleinsten quadratischen Fehlers, die u. a. von dem Berechnungsprogramm Matlab zur Verfügung gestellt wird. Die Bestimmung der Modellordnung erfordert ein iteratives Vorgehen, bei dem die Parameter systematisch variiert werden und ihr Einfluss auf die Prädiktionsgenauigkeit bewertet wird.

Die Modellvalidierung geschieht auf Grundlage einer grafischen Visualisierung, wobei ein Vergleich zwischen Simulationsergebnissen und Messwerten gezogen wird. So wie für das KNN in Abschnitt 5.3.2 bereits empfohlen, wird ebenso hier zur besseren Beurteilung der Modellgüte das ARX-Modell in eine OE-Struktur überführt. Die Validierung vollzieht sich auch hier anhand von Datensätzen, die nicht zur Parameterbestimmung verwendet wurden. Abbildung 54 (oben) belegt anhand eines Beispiels die Prädiktionsfähigkeit des aufgebauten Streckenmodells.

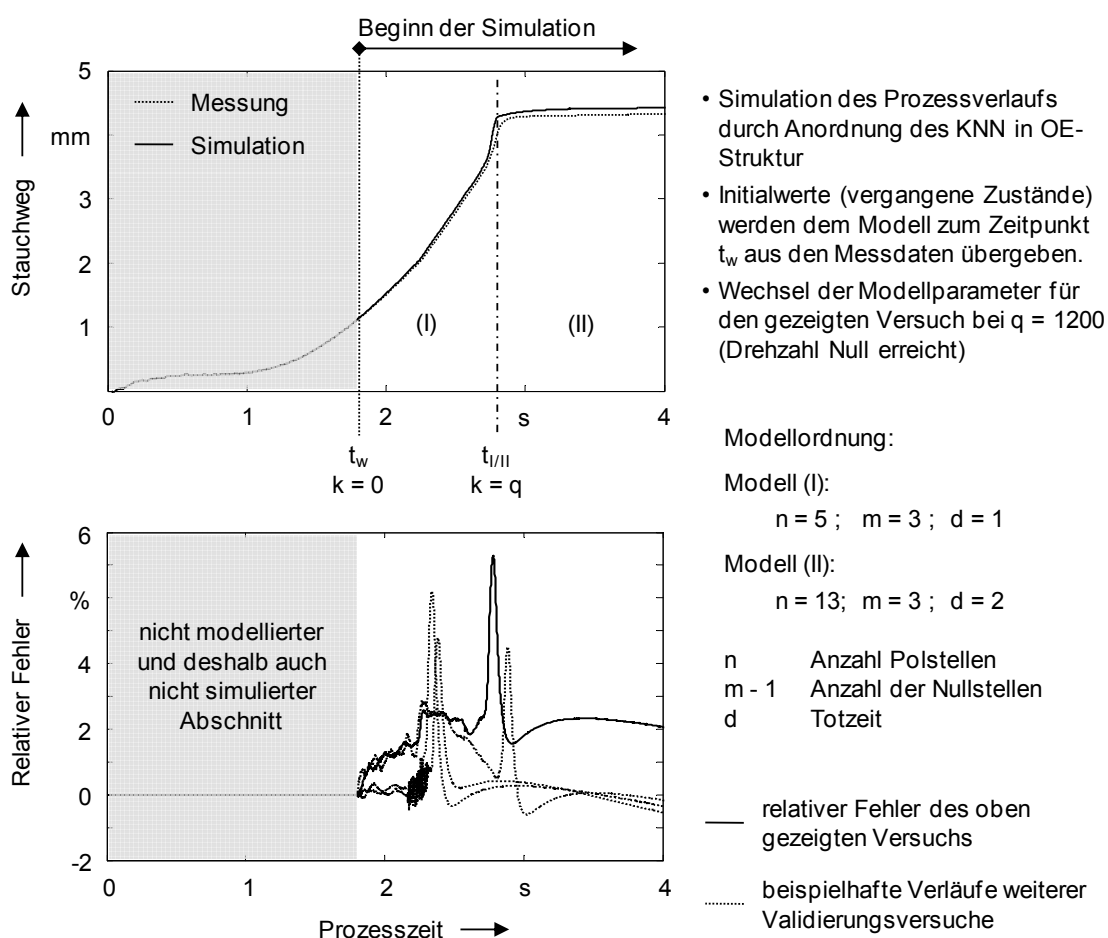


Abbildung 54: Validierung des Stauchwegmodells

Zum Zeitpunkt  $t_w$  werden dem Modell die vergangenen Messwerte zur Verfügung gestellt. Der Prädiktor berechnet ausgehend von dieser Initialisierung den weiteren Prozessverlauf. Zum Zeitpunkt  $t_{I/II}$ , der nach  $q$  Zeitschritten mit dem Erreichen der Drehzahl Null erreicht ist, wechseln die Parameter des zeitvarianten Modells. In Abbildung 54 (unten) ist außerdem der relative Fehler der Simulation angegeben. Des Weiteren sind die Abweichungen weiterer Validierungsversuche dargestellt. Es ist erkennbar, dass das Stauchwegmodell in der Lage ist, den Prozessverlauf mit einem Fehler von  $< 10\%$  zu simulieren. Da das Modell im online-Betrieb reale Messwerte erhält und damit in ARX-Struktur zum Einsatz kommt, erhöht sich die Prädiktionsgenauigkeit deutlich. Der maximale relative Fehler reduziert sich auf  $< 0,05\%$ . Aufgrund dieser Genauigkeit erscheint das beschriebene Modell dafür geeignet, in einem LQ-Regler implementiert zu werden.

Um entsprechend den Erläuterungen aus Abschnitt 6.4.1 vorgehen zu können, muss das Ein-/Ausgangs-Modell aus Gleichung (6-34) in ein ZRM, wie in Gleichung (6-35) dargestellt, überführt werden.

chung (6-12) beschrieben, überführt werden. Es handelt sich um ein zeitvariantes Modell, d. h. die Systemmatrizen der linearisierten Bereiche (I) und (II) unterscheiden sich in ihren Parametern.

Für  $0 \leq k < q$  gilt

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{k+1} &= \mathbf{A}_1 \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{B}_1 \cdot u_k \\ y_k &= \mathbf{C}_1 \cdot \mathbf{x}_k \end{aligned} \quad (6-35)$$

und für  $q \leq k < N$

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{k+1} &= \mathbf{A}_2 \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{B}_2 \cdot u_k \\ y_k &= \mathbf{C}_2 \cdot \mathbf{x}_k \end{aligned} \quad (6-36)$$

Der Modellwechsel zum Zeitschritt  $k = q$  erfolgt zu dem Zeitpunkt, an dem die Spindeldrehzahl auf Null abgeklungen ist und damit keine weitere Schweißenergie zugeführt wird. Der Zusammenhang zwischen den Modellparametern in Gleichung (6-34) und den Matrizen des Zustandsraummodells ist in Gleichung (6-37) dargestellt. Bei den festgelegten Zustandsgrößen des Vektors  $\mathbf{x}_k$  handelt es sich um die Systemaus- und -eingänge sowie deren vergangene Zustandswerte. Der Systemausgang  $y_k$  entspricht dem gemessenen Stauchweg  $x$  und der Referenzverlauf  $y_k^r$  dem Sollweg  $x^r$ . Der Systemeingang  $u_k$  steht für die Stellgröße des Ventils  $u_V$ .

$$\mathbf{x}_k = \begin{bmatrix} y_{k-1} \\ y_{k-2} \\ y_{k-3} \\ \vdots \\ y_{k-m} \\ u_{k-1} \\ u_{k-2} \\ u_{k-3} \\ \vdots \\ u_{k-n} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A} = \left[ \begin{array}{ccccc|ccccc} -a_1 & -a_2 & \cdots & -a_{m-1} & -a_m & b_1 & b_2 & \cdots & b_{n-1} & b_n \\ 1 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 & 1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 1 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 1 & 0 \end{array} \right], \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_0 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6-37)$$

$$\mathbf{C} = [-a_1 \quad -a_2 \quad \cdots \quad -a_{m-1} \quad -a_m \mid b_1 \quad b_2 \quad \cdots \quad b_{n-1} \quad b_n]$$

Hiermit lassen sich nun  $\mathbf{K}_k$  und  $l_k$  für jeden Zeitschritt  $k$  durch rekursives Vorgehen entsprechend den Gleichungen (6-31) bis (6-33) ermitteln. Da die beiden Größen für jeden Zeitschritt offline berechnet werden, ist bei der geregelten Schweißung sicher zu stellen, dass der Prozessverlauf mit jedem Versuch wiederholgenau verläuft. Insbesondere der Zeitschritt  $k = q$ , bei dem die Änderung der Modellparameter stattfindet, muss reproduzierbar sein. Der immer gleiche

Prozessverlauf ist bereits in Abschnitt 6.1 als Grundvoraussetzung für die Wegregelung genannt und wird durch die parallele Drehlage- und Drehzahlregelung gewährleistet, wie sie im anschließenden Kapitel beschrieben wird. Die Struktur des verwendeten LQ-Reglers ist in Abbildung 55 dargestellt.

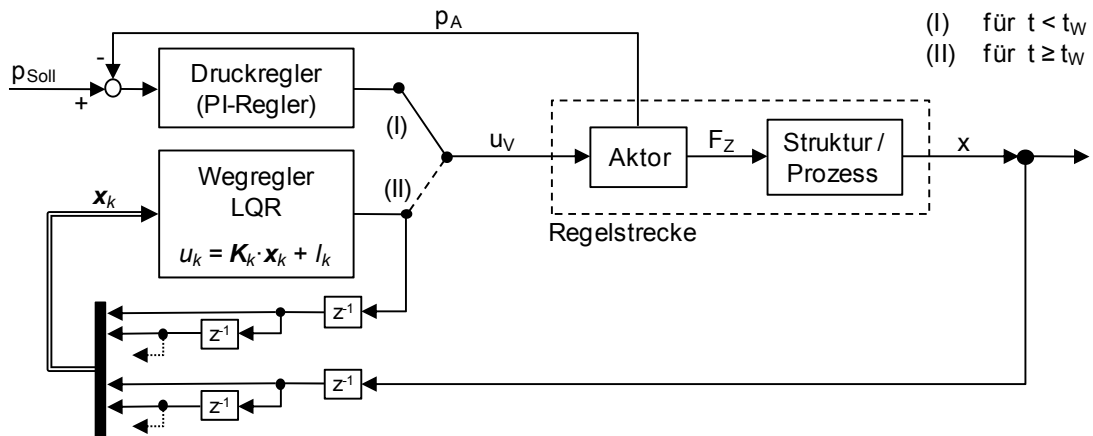
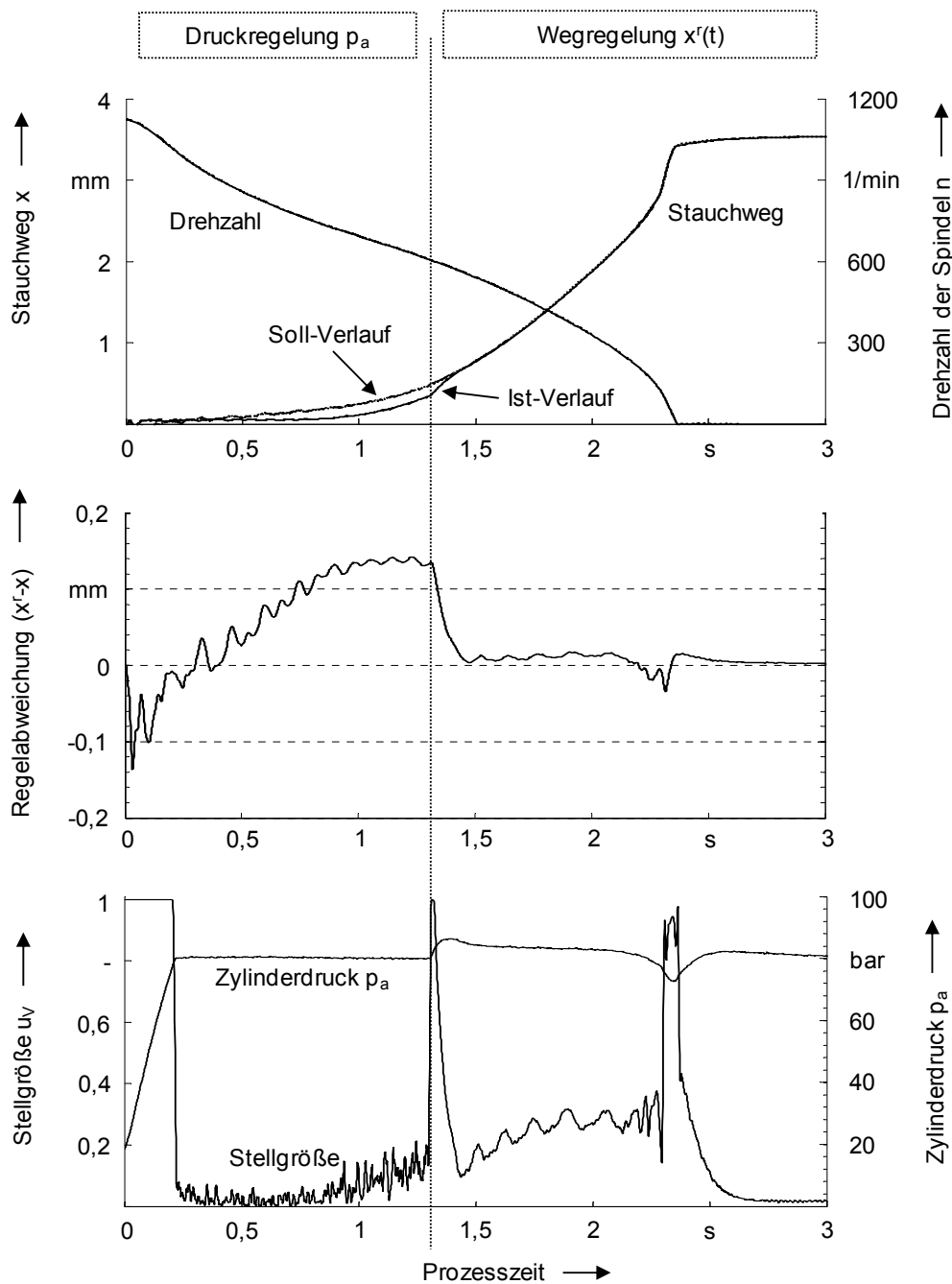


Abbildung 55: Blockschaltbild der LQ-Regelung für den Stauchweg

Auch hier wird zu Prozessbeginn die herkömmliche Druckregelung verwendet und zum Umschaltzeitpunkt  $t_w$  auf die Wegregelung gewechselt. Die Ergebnisse der experimentellen Validierung machen deutlich, dass mit dieser Regelstrategie ein deutlich besseres Führungsverhalten als mit einem konventionellen Verfahren erzielt wird. Abbildung 56 zeigt beispielhaft das Ergebnis eines Schweißversuchs. Sobald die Wegregelung aktiv ist, kann der Stauchweg in einem sehr engen Toleranzbereich um die Soll-Kurve geführt werden. Zwar verursachen auch hier die ausgeprägte Nichtlinearität sowie die scharfe Änderung der Referenz einen erkennbaren Ausschlag der Regelabweichung um den Umschaltzeitpunkt  $t_{I/II}$  herum, jedoch deutlich geringer ausgeprägt als bei den beiden zuvor beschriebenen Regelungsverfahren. Die Abweichung des Fertigmaßes liegt deutlich unter  $0,01\text{ mm}$ . Auch die Abweichung des Zylinderdrucks vom Optimalwert liegt innerhalb der festgelegten Toleranz von  $\pm 10\%$  und lässt damit auf eine ausreichende Verbindungsqualität schließen. Eine Synthese von allen durchgeführten Experimente lässt erkennen, dass mit der *Optimalen Zustandsregelung* die erreichbaren Stauchweggenauigkeiten um den Faktor Zehn gegenüber einem konventionellen Algorithmus erhöht werden können. Nachdem in diesem Kapitel ein geeigneter Ansatz zur Regelung des Stauchweges beschrieben wurde, widmen sich die nachfolgenden Ausführungen der zweiten Prozessgröße, für die im Rahmen dieser Arbeit eine hochgenaue Regelstrategie entworfen werden soll, nämlich der Drehlage.



Vgl. Abbildung 11 hinsichtlich der Versuchsbedingungen bzw. der Schweißparameter.

Abbildung 56: Beispielhaftes Ergebnis der LQ-Regelung des Stauchweges



## 7 Regelung des Drehwinkels

### 7.1 Lösungsansatz

Da bei der herkömmlichen Druckregelung nur indirekt Einfluss auf den Verlauf von Drehlage- und Drehzahl genommen wird, kommt es, wie bereits erklärt, zu einer zufälligen Streuung des insgesamt zurückgelegten Drehwinkels, der im Bereich mehrerer Umdrehungen liegen kann. Abbildung 57 macht dieses Ausmaß anhand des Vergleichs mehrerer Versuche mit gleicher Parametrierung deutlich. Deshalb bedarf es eines wirkungsvollen Verfahrens, um die Drehlage präzise um einen Soll-Verlauf zu führen, wobei vor allem zum Prozessende der Winkelfehler möglichst klein sein sollte.

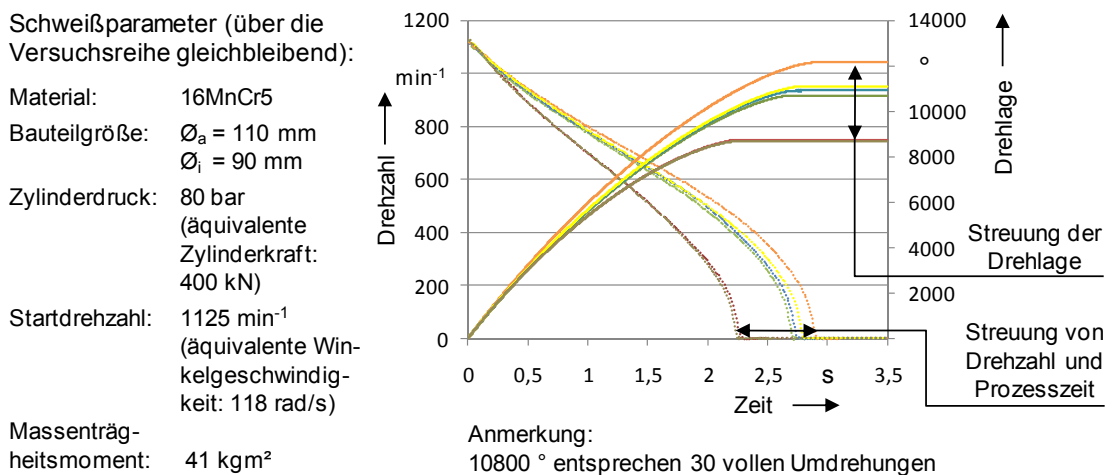


Abbildung 57: Streuung der Drehlage, der Drehzahl und der Prozesszeit bei der Druckregelung

Von den in Abschnitt 2.5.2 beschriebenen Lösungsvorschlägen zur Regelung der Drehlage sehen die am praktikabelsten erscheinenden Ansätze eine Aktorik vor, die durch beschleunigende und verzögernde Momente auf das Spindelsystem einwirkt, um so den Drehlageverlauf entsprechend einer Referenzkurve zu führen. Hierfür wird ein Motor vorgeschlagen, der direkt mit dem Spindelsystem verbunden ist und auf dieses ständig einwirkt. Dieses Prinzip wurde bereits in den 80er Jahren für das kontinuierliche Reibschweißen vorgestellt. Die Idee war naheliegend, da bei dieser Verfahrensvariante ohnehin ein Motor vorgesehen ist, der mit einem kontinuierlichen Drehmoment den Prozess antreibt und so die erforderliche Schweißenergie zur Verfügung stellt. Laut SCHUTZRECHT DE

3226362 C2 (1984) lässt sich so eine Genauigkeiten von  $< 0,5^\circ$  erreichen. In jüngerer Zeit wurde dieser Ansatz auch für das SRS vorgeschlagen (SCHUTZRECHT US 5858142 A 1999, SCHUTZRECHT US RE39019 E 2006, vgl. auch SCHUTZRECHT US 2005/0218192). Über mögliche Genauigkeiten finden sich jedoch keine Angaben. Da der SRS-Prozess aufgrund der höheren Kräfte und Momente sowie des nahezu schlagartigen Prozessendes schwieriger zu beherrschen ist, sind hierbei tendenziell geringere Fertigungsgenauigkeiten als beim kontinuierlichen Verfahren zu erwarten. An dieser Methode der Drehlagermanipulation ist kritisch anzumerken, dass beim SRS verfahrensbedingt kein Motor in den Prozessablauf eingreift. Außerdem wird in MEYER (1978) darauf hingewiesen, dass ein beschleunigendes Moment durch einen externen Motor ungünstige Einflüsse auf die Verbindungsbildung haben könnte. Gerade zum Ende des Prozesses besteht die Gefahr, dass ein weiteres Aufbrechen der Verbindung durch ein zusätzliches Antriebsmoment Qualitätseinbußen zur Folge hat. Des Weiteren wird das SRS für Schweißungen mit hohem Energiebedarf, wie z. B. für Bauteile mit großem Reibdurchmesser oder Werkstoffe mit hoher Warmfestigkeit, eingesetzt. Der Grund liegt in den großen Reibmomenten, die hierbei auftreten und so den Einsatz eines stetig antreibenden Motors wie beim kontinuierlichen Reibschweißen unmöglich machen. Um für diese Anwendungsfälle trotzdem einen Motor einzusetzen, wäre eine unverhältnismäßig große Dimensionierung des Antriebes erforderlich.

Deshalb wurde im Rahmen dieser Arbeit eine andere Vorgehensweise entwickelt. Es soll lediglich durch das Einbringen moderater Bremsmomente eine Drehlagerregelung erfolgen. Der Einsatz einer Bremse ist beim SRS durchaus bekannt. Sie wird teilweise mit dem Ziel eingesetzt, die Abbremsung zu verstärken und so das Torsionsmoment zum Ende des Prozesses in gewissen Grenzen abzuschwächen (MEYER 1978). Da laut SCHMIDT (1982) selbst bei einem um 25 % reduzierten Reibmomentverlauf durch den Einsatz einer Bremse kein negativer Einfluss auf das Schweißgefüge nachweisbar ist, erscheint diese Art der Manipulation aus Sicht der Verbindungsqualität als besonders geeignet.

Das Prinzip des hier vorgeschlagenen Ansatzes zur Drehlagerregelung ist anhand von Abbildung 58 verdeutlicht. In einem vorab durchzuführenden Referenzversuch mit Standard-Schweißparametern werden die Verläufe der Drehlage  $\varphi^r$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega^r$  erfasst. Diese dienen in der nachfolgenden Prozessregelung als Soll-Verläufe. Der geregelte Prozess erfolgt mit einer zusätzlichen Schwungmasse  $J_S^Z$ . Ohne den Eingriff einer regelnden Stellgröße sähen beide Prozessverläufe qualitativ ähnlich aus, jedoch würde der Ablauf mit Zusatz-

Schwungmasse länger dauern, was zu einem höheren Fertigwinkel, d. h. einem insgesamt weiter überstrichenen Winkelweg, führen würde. Es ist zu beachten, dass der Verlauf der Drehlage, wie oben beschrieben, einer Streuung unterworfen ist. Mit erhöhter Schwungmasse und ohne regelnd eingreifendes Bremsmoment  $M_B$  würde sich die Drehlage innerhalb der dargestellten Streugrenzen  $\varphi_o^z$  und  $\varphi_u^z$  bewegen. Die zusätzliche Schwungmasse ist also so zu wählen, dass sich ohne bremsenden Regeleingriff kein Drehlageverlauf unterhalb der Referenzkurve einstellen kann. Die im Rahmen dieser Arbeit vorgeschlagene Idee sieht vor, dass durch ein geregeltes Einleiten eines Bremsmomentes  $M_B$  der vorhandene Energieüberschuss so kompensiert wird, dass der Ist-Verlauf im geregelten Fall der Referenz-Trajektorie  $\varphi^r$  folgt. Sollte es während des Regelvorgangs zu einem Unterschreiten der Referenzkurve kommen, dann führt ein gezieltes Lösen der Bremse dazu, dass die erhöhte Massenträgheit den Gradienten des Drehzahlabfalls wieder reduziert und damit auch den Drehlageverlauf wieder anhebt.

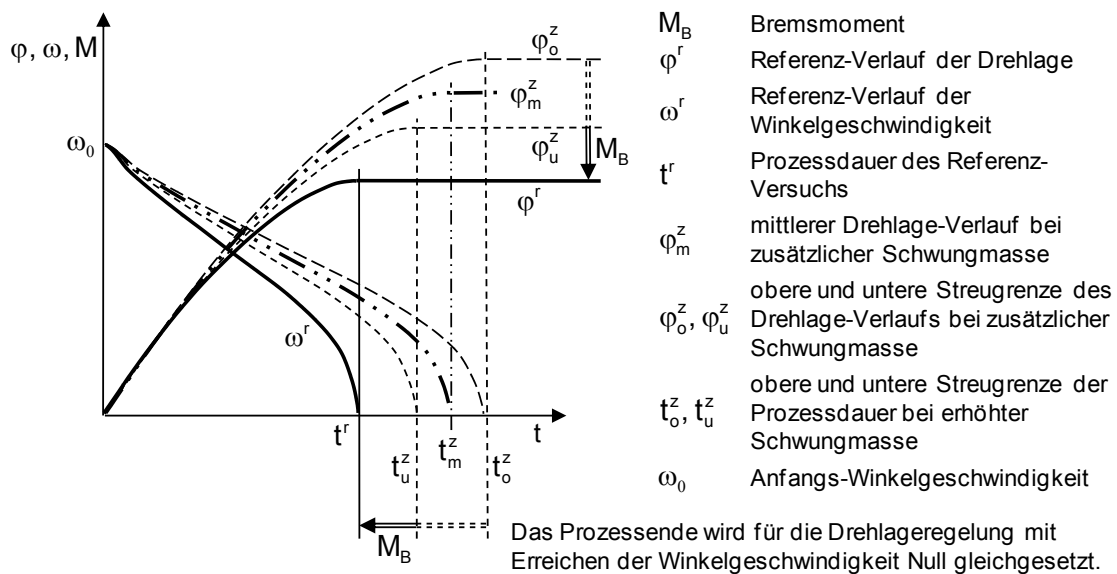


Abbildung 58: Grundprinzip der Drehlageregelung

Bei der Aktorik, die zur Erzeugung des regelnden Bremsmomentes eingesetzt wird, handelt es sich um die in den Abschnitten 4.3.2 und 5.2.2.2 beschriebene elektromechanische Keilbremse. Aufgabe des Reglers ist es, die erforderliche Stellgröße zu berechnen und der Aktorik zuzuführen. Die Forderung an das Regelgesetz lautet, den Ist-Verlauf während des gesamten Prozesses präzise an die Referenz anzupassen und insbesondere zum Zeitpunkt des Spindelstopps den Regelfehler so gering wie möglich zu halten.

Wie bereits für den Stauchweg erfolgt, sollen auch hier verschiedene Strategien zum Einsatz kommen und miteinander verglichen werden. Zunächst soll die erreichbare Regelgüte eines *konventionellen Reglers* analysiert werden. Anschließend wird, ebenso wie bei der Stauchwegregelung, ein *Regler mit KNN-basierter Vorsteuerung* sowie eine *Optimale Zustandsregelung* implementiert.

## 7.2 Regelung mit einem konventionellen Regler

Die Verwendung eines PID-Reglers stellt eine der einfachsten Möglichkeiten zur Prozessregelung dar. Der entsprechende Regelkreis ist in Abbildung 59 gezeigt. Der Regler berechnet aus der gemessenen Regelabweichung  $e$  die Stellgröße  $u_B$ , bei der es sich um die Soll-Bremskraft handelt. Dieser Stellbefehl wird von der Aktorik in ein Bremsmoment  $M_B$  umgesetzt, das sich mit dem Reibmoment überlagert und so den Drehlageverlauf  $\varphi$  bestimmt.

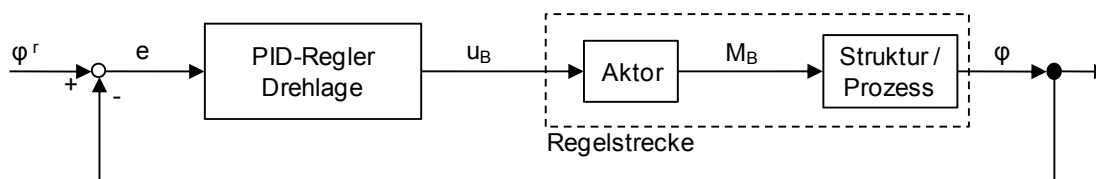


Abbildung 59: Blockschaltbild des PID-Regelkreises

Bereits bei der simulationsgestützten Auslegung der Reglerparameter stellte sich heraus, dass ein konventioneller Regler nicht in der Lage ist, den Drehlageverlauf zu beherrschen. Abbildung 60 zeigt einen Ausschnitt der durchgeführten Parameterstudie, um die bestehende Problematik zu verdeutlichen. Das PID-Regelgesetz lautet

$$u_B(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \cdot \int e(t) \cdot dt + K_D \cdot \frac{e}{dt} . \quad (7-1)$$

Da die Regelstrecke bereits integrierendes Verhalten besitzt, wird für diese Grundsatzbetrachtung der Parameter  $K_I = 0$  gewählt, um so zwei in Reihe befindliche I-Glieder, was zu einer doppelten Phasendrehung von  $-90^\circ$  und damit zu einem stärkeren Überschwingen bzw. instabileren Führungsverhalten führen würde, zu vermeiden (vgl. FÖLLINGER et al. 2008). In einer ersten Untersuchung wurde der Einfluss des Proportionalitätsfaktors  $K_P$  untersucht (Abbildung 60, linke Diagramme).

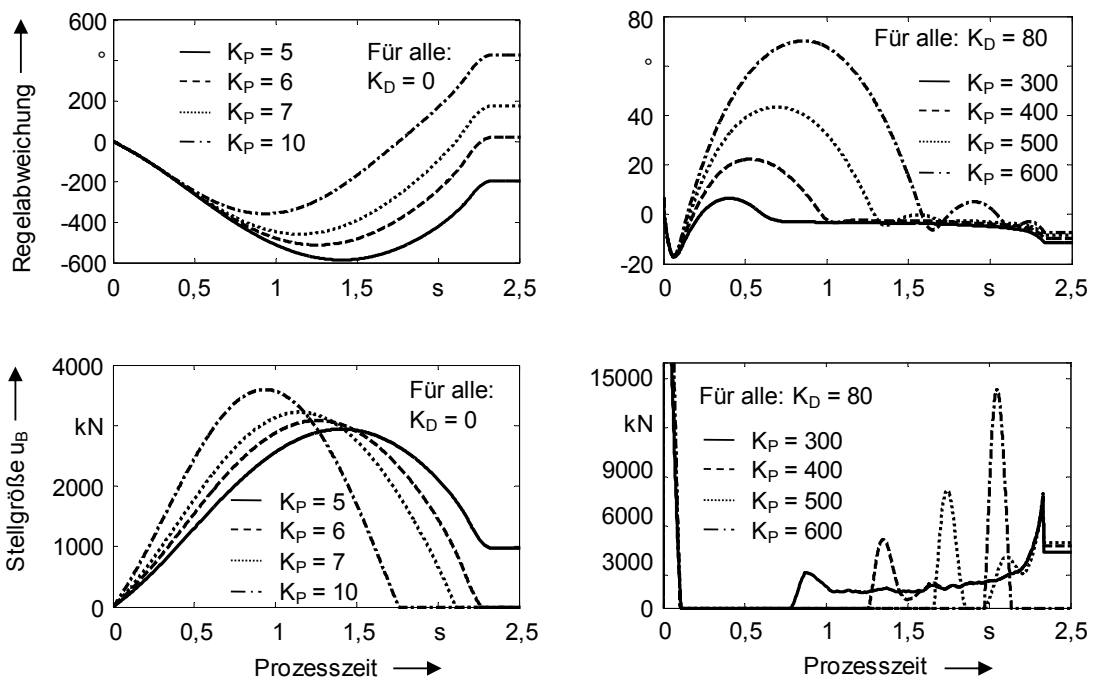


Abbildung 60: Simulationsergebnisse zur Auslegung eines PD-Reglers für die Drehlageregelung

Kleine Werte für  $K_P$  führen zu einem langsamen Aufbau der Bremskraft, sodass der Drehlageverlauf weit über den Referenzverlauf hinaus schwingt (negative Regelabweichung) und sich dann langsam wieder dem Soll-Wert annähert. Ein größeres  $K_P$  verringert zunächst das Überschwingen, jedoch führt das stärkere Einbremsen dazu, dass der Ist-Verlauf unter die Referenz fällt und sich dies innerhalb der verbleibenden Prozesszeit nicht mehr kompensieren lässt. Die grundsätzlich hohe Amplitude des Regelfehlers zeigt, dass die Regelabweichung nicht beherrscht werden kann. Das bedeutet, dass der Prozess eine erhöhte Anforderung an die Dynamik des Reglers stellt, weshalb im nächsten Schritt ein Differentialanteil hinzugefügt wurde. Zusammen mit dem vorhandenen I-Anteil der Regelstrecke wirkt der Regler, was das Führungsverhalten betrifft, so wie ein PI-Glied (FÖLLINGER et al. 2008). Das Regelverhalten lässt sich dadurch grundsätzlich verbessern. Es ist erkennbar, dass ein hoher Proportionalitätsfaktor weiterhin große Stellgrößensprünge und damit hohe Regelabweichungen verursacht. Ein Verringern von  $K_P$  glättet zwar den Stellgrößeneingriff (siehe den Verlauf für  $K_P = 300$ ), jedoch ist der Regler nicht in der Lage, den schnell anwachsenden Regelfehler zum Ende des Prozesses zu vermeiden.

Auch die Überprüfung dieser Simulationsergebnisse durch Schweißversuche belegte, dass der PD-Regler nicht in der Lage ist, die geforderte Toleranz zu erreichen. Die Abweichungen waren auch im Experiment  $> 10^\circ$ . Bei diesen Unter-

suchungen konnte allerdings noch eine andere Erkenntnis gewonnen werden. Zwar wird die Regelgüte den gegebenen Anforderungen nicht gerecht, aber dennoch ist die relative Fehlerabweichung aufgrund des langen Winkelweges von ca.  $10.000^\circ$  sehr niedrig. Sie beträgt ungefähr 0,001 %. Daraus resultiert, dass die Drehzahlabweichung gegenüber dem Referenzversuch ebenfalls sehr niedrig liegt und damit auch die Prozessdauer bis zum Erreichen der Drehzahl Null nur um wenige Millisekunden streut. Als Voraussetzung für eine funktionierende Stauchwegregelung wurde die Forderung formuliert, dass ein reproduzierbarer Verlauf der Winkelgeschwindigkeit bzw. ein immer gleicher Zeitpunkt  $t_{I/II}$  (siehe Abbildung 54 in 6.4.2), bei dem die Drehzahl Null erreicht ist, gewährleistet werden muss. Es ist das Fazit zu ziehen, dass die genannte Bedingung bereits mit diesem einfachen Regelalgorithmus erfüllt ist (vgl. 6.1 und Abbildung 46 auf Seite 106).

In der zuvor beschriebenen Problematik, dass der PD-Regler nicht fähig ist, den progressiv anwachsenden Regelfehler zu kompensieren, liegt das eigentliche Dilemma eines konventionellen Reglers zur Führung der Drehlage beim SRS. Ein Hauptgrund dafür, dass er nicht in der Lage ist, eine genaue Drehlageregelung sicherzustellen, wird anhand der nachfolgenden Grundsatzbetrachtung deutlich. Die Referenzverläufe von Drehwinkel  $\varphi^r$  und Winkelgeschwindigkeit  $\omega^r$  werden durch das rotatorische Gesamt-Massenträgheitsmoment  $J_{ges}^r$  sowie das wirkende Prozessmoment  $M_p^r$  bestimmt:

$$\ddot{\varphi}^r(t) = \dot{\omega}^r(t) = \frac{M_p^r(t)}{J_{ges}^r} \quad (7-2)$$

Um die Beschreibung zu vereinfachen, wird die Verlustreibung als Teil des Reib- bzw. Prozessmomentes definiert. Der Drehwinkelverlauf  $\varphi^g$  im geregelten Fall wird durch das Prozessmoment  $M_p$ , das zusätzlich wirkende Bremsmoment  $M_B$  sowie das insgesamt vorhandene Massenträgheitsmoment  $J_{ges}^r + J_S^z$  beeinflusst:

$$\ddot{\varphi}^g(t) = \dot{\omega}^g(t) = \frac{M_p(t) + M_B(t)}{J_{ges}^r + J_S^z} \quad (7-3)$$

Unter der Bedingung, dass im geregelten Fall  $\varphi^g(t) = \varphi^r(t)$  erfüllt sein muss, beträgt das theoretisch erforderliche Bremsmoment

$$M_B(t) = \frac{J_{ges}^r + J_S^z}{J_{ges}^r} \cdot M_p^r(t) - M_p(t) . \quad (7-4)$$

Mit der Annahme, dass das Prozessmoment  $M_P$  idealerweise dem Referenzmoment  $M_P^r$  entspricht, jedoch im realen Fall mit einer Störung  $M_e$  behaftet ist, also  $M_P = M_P^r + M_e$ , so ergibt sich

$$M_B(t) = \left( \frac{J_{ges}^r + J_S^z}{J_{ges}^r} - 1 \right) \cdot M_P^r(t) - M_e(t) \quad (7-5)$$

bzw.

$$M_B(t) = \frac{J_S^z}{J_{ges}^r} \cdot M_P^r(t) - M_e(t) . \quad (7-6)$$

In Abbildung 61 ist dieser formale Zusammenhang grafisch dargestellt. Die Ausführungen verdeutlichen, dass der Regler im Idealfall den qualitativen Verlauf des Prozessmomentes, lediglich um den Faktor  $J_S^z/J_{ges}^r$  skaliert, als Steuergröße an die Aktorik ausgeben müsste. Jedoch ist der konventionelle PID-Regler nicht in der Lage, dem exponentiellen Anstieg zum Ende des Prozesses hin zu folgen bzw. entsprechend schnell ansteigend auszuregeln.

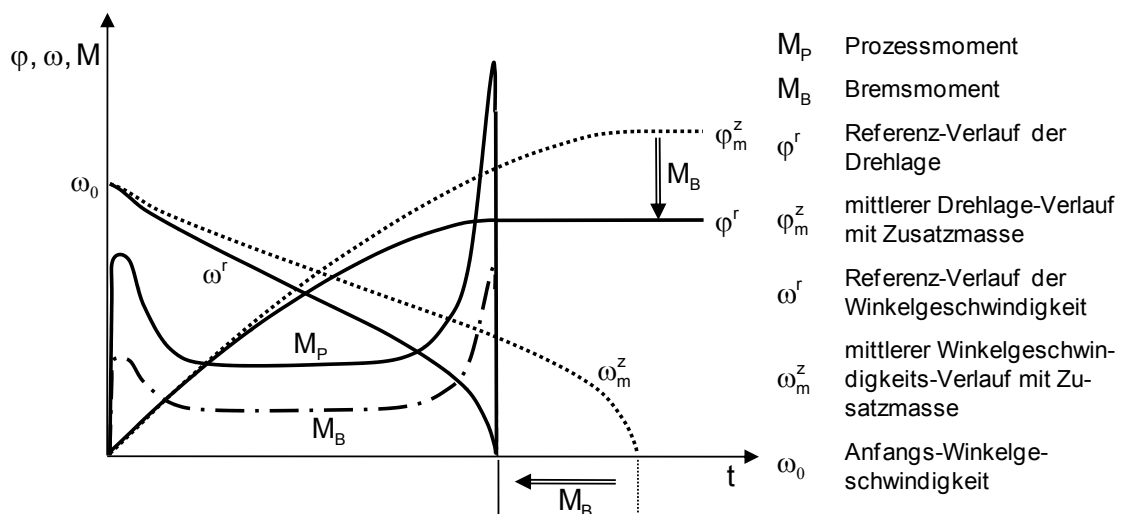


Abbildung 61: Idealer Verlauf des Bremsmomentes

Erschwerend kommen die in der Strecke auftretenden Totzeiten und Zeitkonstanten von mehreren Millisekunden hinzu. Demgegenüber steht die Prozessdynamik, die beispielsweise daran deutlich wird, dass die Spindel eine Umdrehung vor Prozessende noch einen Winkelweg von ca.  $2^\circ$  (Winkelgrad) pro Regelzyklus zurücklegt. Selbst durch den Einsatz schnellerer Aktorik, wie z. B. kontinuierlich antreibender Motoren, wird es bei Verwendung eines konventionellen Reglers kaum möglich sein, Drehlagetoleranzen von  $< 0,5^\circ$  prozesssicher ein-

zuhalten. Deshalb wird in dieser Arbeit der Einsatz eines Reglers vorgeschlagen, der die schnelle Änderung des Reibmoments „kennt“ und sie dadurch bei der Berechnung der Stellgröße in geeigneter Weise berücksichtigen kann sowie außerdem die systembedingten Totzeiten kompensiert. Hierauf gehen die nachfolgenden Abschnitte ein.

### 7.3 Implementierung einer Vorsteuerung

Durch die Integration einer Vorsteuerung soll es möglich werden, mit Hilfe der so zur Verfügung gestellten Prozesskenntnis bereits im Voraus die erforderlichen Stellgrößen auszugeben. Damit können die Unzulänglichkeiten eines lediglich „reagierenden“ PID-Reglers bzw. des hier verwendeten PD-Reglers vermieden werden. Durch diese Ergänzung kann das nach Gleichung (7-6) theoretisch erforderliche ideale Bremsmoment vorgesteuert werden, um so das Führungsverhalten zu verbessern. Der parallel angeordnete PD-Regelzweig hat dann nur noch die Aufgabe, die Modellungenauigkeiten, die Störeinflüsse sowie die material- und prozessbedingten Streuungen zu kompensieren. Auch hier wird entsprechend der Begründung des vorherigen Abschnitts aus Stabilitätsgründen auf ein I-Glied im Regler verzichtet. Des Weiteren soll durch die Vorsteuerung das ausgeprägte Totzeitverhalten der Bremsaktorik berücksichtigt werden. Die Struktur des Regelkreises ist in Abbildung 62 veranschaulicht.

Die Vorsteuerung hat die Aufgabe, die Stellgröße  $u_{B,KNN}$  so vorzugeben, dass die Regelstrecke möglichst genau der Führungsgröße folgt. Hierzu muss das Vorsteuerglied ein Modell des Systemverhaltens besitzen, um die erforderliche Stellgröße berechnen zu können. Die benötigte Stellgröße  $u_B$  wird durch das notwendige Bremsmoment  $M_B$  bestimmt. Wie aus Gleichung (7-6) hervorgeht, ist das zum Zeitpunkt  $t$  erforderliche Bremsmoment im störungsfreien Fall eine Funktion des Prozessmomentes  $M_P$ :

$$M_B(t) = \frac{J_S^z}{J_{ges}^r} \cdot M_P(t) \quad (7-7)$$

Die Störung  $M_e$ , die sich aufgrund einer Streuung des Materialverhaltens sowie variierender Umgebungseinflüsse ergibt, ist im Voraus nicht bekannt und kann deshalb durch die Vorsteuerung nicht erfasst werden. Diese Störgrößen sowie die Ungenauigkeiten des Modells im Vorsteuerglied werden durch den PD-Regler kompensiert.



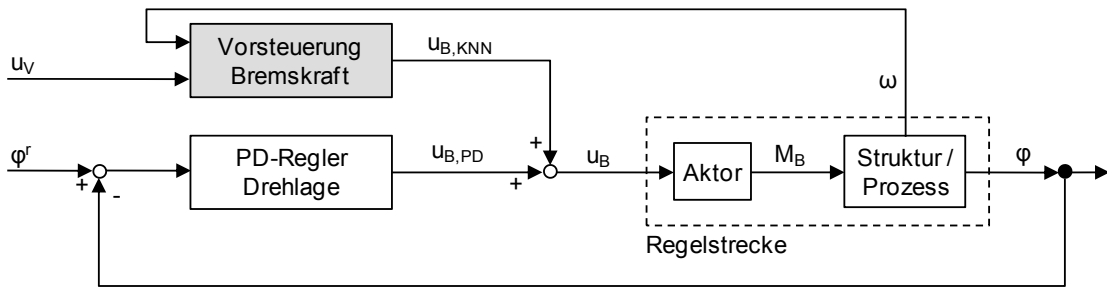


Abbildung 62: Blockschaltbild der Drehlageregelung mit Vorsteuerung

Zur Prädiktion des Prozessmomentes  $M_P$  wird auf die Erkenntnisse aus Abschnitt 5.2.4.3 zurückgegriffen, wo ein Modell zur Berechnung von  $M_P$  hergeleitet wurde. Das Prozessmoment stellt sich als eine Funktion der Axial- bzw. Prozesskraft  $F_P$  sowie der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  dar. Da die Prozesskraft wiederum von der Stellgröße  $u_V$  des Regelventils abhängt, gilt

$$\hat{M}_P(t+1) = g[\omega(t), \omega(t-1), \dots, \omega(t-m), \\ u_V(t), u_V(t-1), \dots, u_V(t-m)] . \quad (7-8)$$

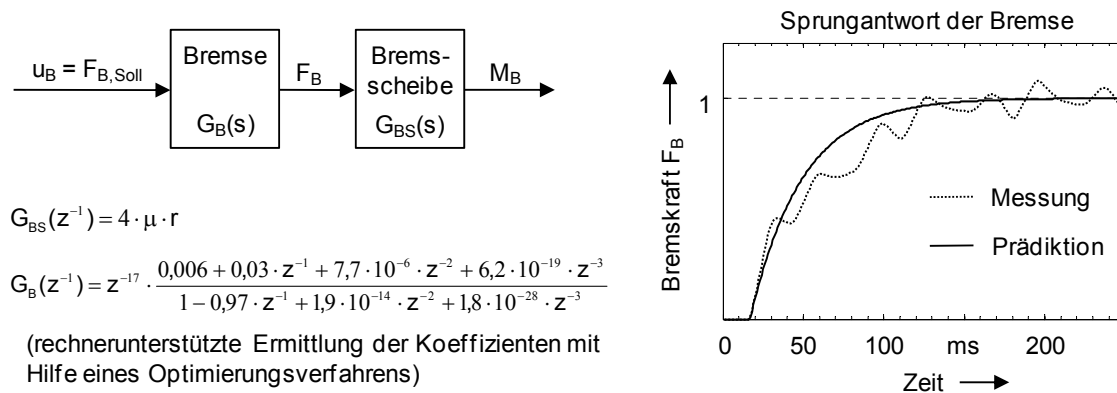
Zur Approximation der nichtlinearen Funktion  $g$  wird, aufgrund der bereits mehrfach beschriebenen Vorteile, auf ein KNN zurückgegriffen. Der Aufbau dieses KNN erfolgt analog zu dem in Abschnitt 5.3 erläuterten Vorgehen.

Mit dem so prädizierbaren Prozessmoment lässt sich entsprechend Gleichung (7-7)  $M_B$  berechnen. Das Bremsmoment wird durch das Übertragungsverhalten der Aktorik sowie die Stellgröße  $u_B$  bestimmt:

$$M_B(z^{-1}) = G_B(z^{-1}) \cdot G_{BS}(z^{-1}) \cdot u_B(z^{-1}) \quad (7-9)$$

In Abbildung 63 wird das Systemverhalten der Bremse verdeutlicht. Die Stellgröße, bei der es sich um die Soll-Bremskraft  $F_{B,Soll}$  handelt, wird durch die Bremse mit dem Streckenverhalten  $G_B(z^{-1})$  in eine Ist-Bremskraft  $F_B$  übertragen und mittels der Brems Scheibe entsprechend der Funktion  $G_{BS}(z^{-1})$  in das Moment  $M_B$  überführt. Die hier verwendeten Übertragungsfunktionen sind im  $z$ -Bereich dargestellt. Dies ist äquivalent zur Differenzschreibweise des Zeitbereiches, wie sie z. B. in Tabelle 5 oder auch Gleichung (6-34) verwendet wird. Die Variable  $z^{-1}$  im Bildbereich entspricht dem Verschiebungsvektor  $q^{-1}$  des Zeitbereiches, d. h. einer Verzögerung des Signals um einen Zeitschritt. Bei der  $z$ -Transformation wird ein zeitdiskretes Signal aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich überführt. Die Darstellung im  $z$ -Bereich ist das Analogon zur Laplace-Transformation zeitkontinuierlicher Signale. Die  $z$ -Transformation findet

ihre Anwendung häufig in der digitalen Regelungstechnik, da hier periodisch abgetastete Signale verarbeitet werden müssen.



$$G_{BS}(z^{-1}) = 4 \cdot \mu \cdot r$$

$$G_B(z^{-1}) = z^{-17} \cdot \frac{0,006 + 0,03 \cdot z^{-1} + 7,7 \cdot 10^{-6} \cdot z^{-2} + 6,2 \cdot 10^{-19} \cdot z^{-3}}{1 - 0,97 \cdot z^{-1} + 1,9 \cdot 10^{-14} \cdot z^{-2} + 1,8 \cdot 10^{-28} \cdot z^{-3}}$$

(rechnerunterstützte Ermittlung der Koeffizienten mit Hilfe eines Optimierungsverfahrens)

Abbildung 63: Übertragungsverhalten der Bremsaktorik

Besondere Beachtung ist der ausgeprägten Totzeit  $d$  der Bremse zu schenken. Diese beträgt  $17 \text{ ms}$ , was entsprechend der verwendeten Abtastfrequenz von  $1000 \text{ Hz}$  einer Totzeit von  $d = 17$  entspricht. Da diese durch die Vorsteuerung kompensiert werden soll, wird sie für die weitere Betrachtung separat ausgeschrieben:

$$G_B(z^{-1}) = G_B^*(z^{-1}) \cdot z^{-17} \quad (7-10)$$

Das Übertragungsverhalten zwischen aufgebrachtener Bremskraft und dem erzeugten Bremsmoment entspricht einer konstanten Verstärkung (siehe Gleichung (5-6):

$$M_B(z^{-1}) = 4 \cdot \mu \cdot r \cdot F_B(z^{-1}) \quad (7-11)$$

Das Moment resultiert aus der normal auf die Bremscheibe wirkenden Bremskraft  $F_B$ , dem Reibkoeffizienten  $\mu_B$  und dem Bremsradius  $r_B$ . Der Faktor 4 ergibt sich aus den zwei Bremseinheiten mit jeweils zwei im Eingriff befindlichen Bremsbacken. Es ist anzumerken, dass der Reibkoeffizient hier zwar als konstanter Wert angenommen wird, er jedoch in der Realität u. a. eine Funktion der Reibgeschwindigkeit und der Temperatur ist, wobei letztere Größe wiederum von der Bremskraft und der Bremszeit abhängt. Außerdem kommen weitere äußere Störeinflüsse, wie z. B. der Verschleiß, hinzu, sodass der Reibkoeffizient einer deutlichen Streuung unterliegen kann. Diese Modellungenauigkeit wird in Kauf genommen, da, wie bereits beschrieben, die hierdurch verursachten Prädiktionsfehler durch den parallel arbeitenden PD-Regler kompensiert werden. Um die Vorsteuergröße  $u_{B,KNN}$  als Ausgang dieses Berechnungsgliedes zu erhalten,

sind die Übertragungsfunktionen zu invertieren und entsprechend Abbildung 64 zu verknüpfen.

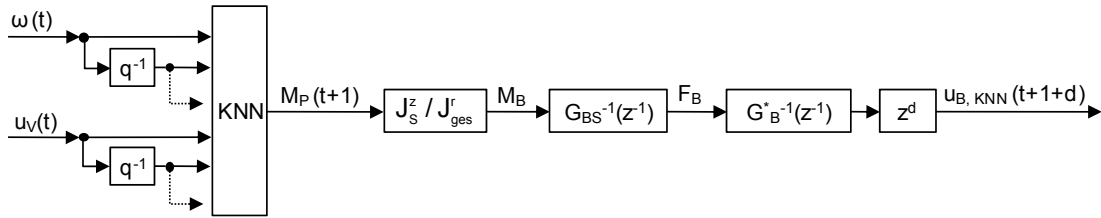


Abbildung 64: Invertierung des Streckenverhaltens zur Bestimmung der Vorsteuergröße bei der Drehlageregelung

Aus der Darstellung in Abbildung 64 wird deutlich, dass aufgrund der Totzeit die Stellgröße  $u_{B, KNN}$  um  $d$  Zeitschritte im Voraus angesteuert werden müsste. Dies wird durch das Übertragungsglied  $z^d$  ausgedrückt, das aus der Invertierung des Streckenverhaltens hervorgeht. Jedoch ist ein derartiges Übertragungsglied lediglich theoretischer Natur und nicht realisierbar. Es wurde nur zum besseren Verständnis so eingeführt. Um dennoch diese hohe Totzeit durch die Vorsteuerung zu kompensieren, bietet es sich an, das KNN dementsprechend anzupassen. Durch eine Veränderung des Regressors lässt sich das Netz so trainieren, dass ein um  $d + 1$  Zeitschritte im Voraus liegendes Prozessmoment berechnet wird. Abbildung 65 zeigt die dadurch entstehende Struktur des Vorsteuergliedes.

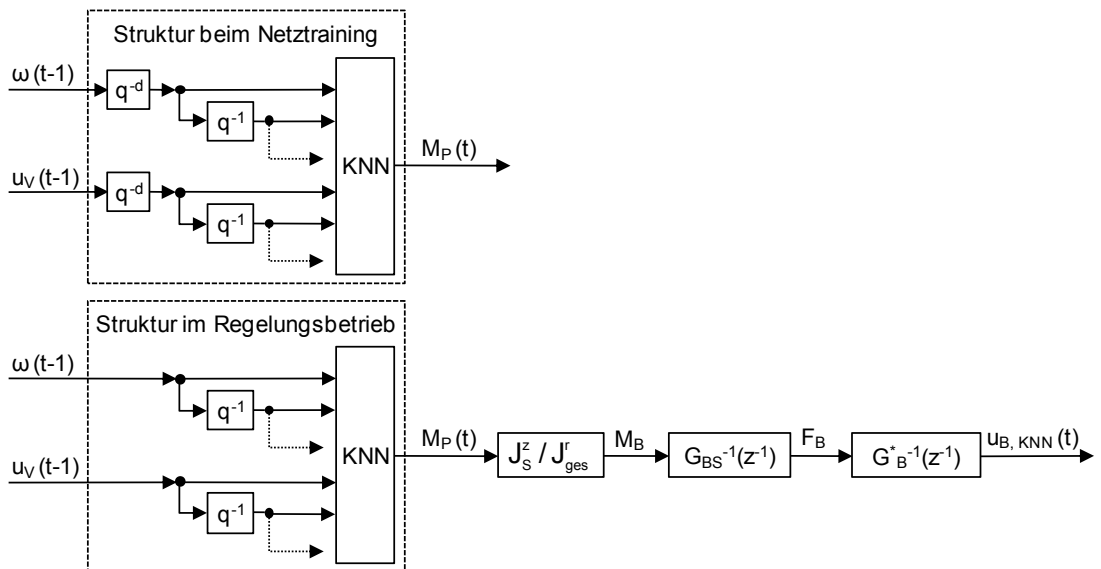


Abbildung 65: Struktur des Vorsteuergliedes bei der KNN-basierten Drehlageregelung

Dieser Ansatz ist unter der Voraussetzung zulässig, dass die Zustandsgrößen des Prozesses mit jeder Schweißung nahezu identisch verlaufen. Insbesondere der Drehzahlverlauf muss bei diesem Prädiktionsansatz reproduzierbar sein. Da diese Bedingung, die im Übrigen auch für die Regelung des Stauchweges gilt, bereits durch den regelnden Eingriff des PD-Reglers aus Abschnitt 7.2 ausreichend gut erfüllt ist, kann diese Voraussetzung als gegeben betrachtet werden. In Abbildung 66 ist der geregelte Verlauf einer Schweißung mit der beschriebenen Vorsteuerung dargestellt.

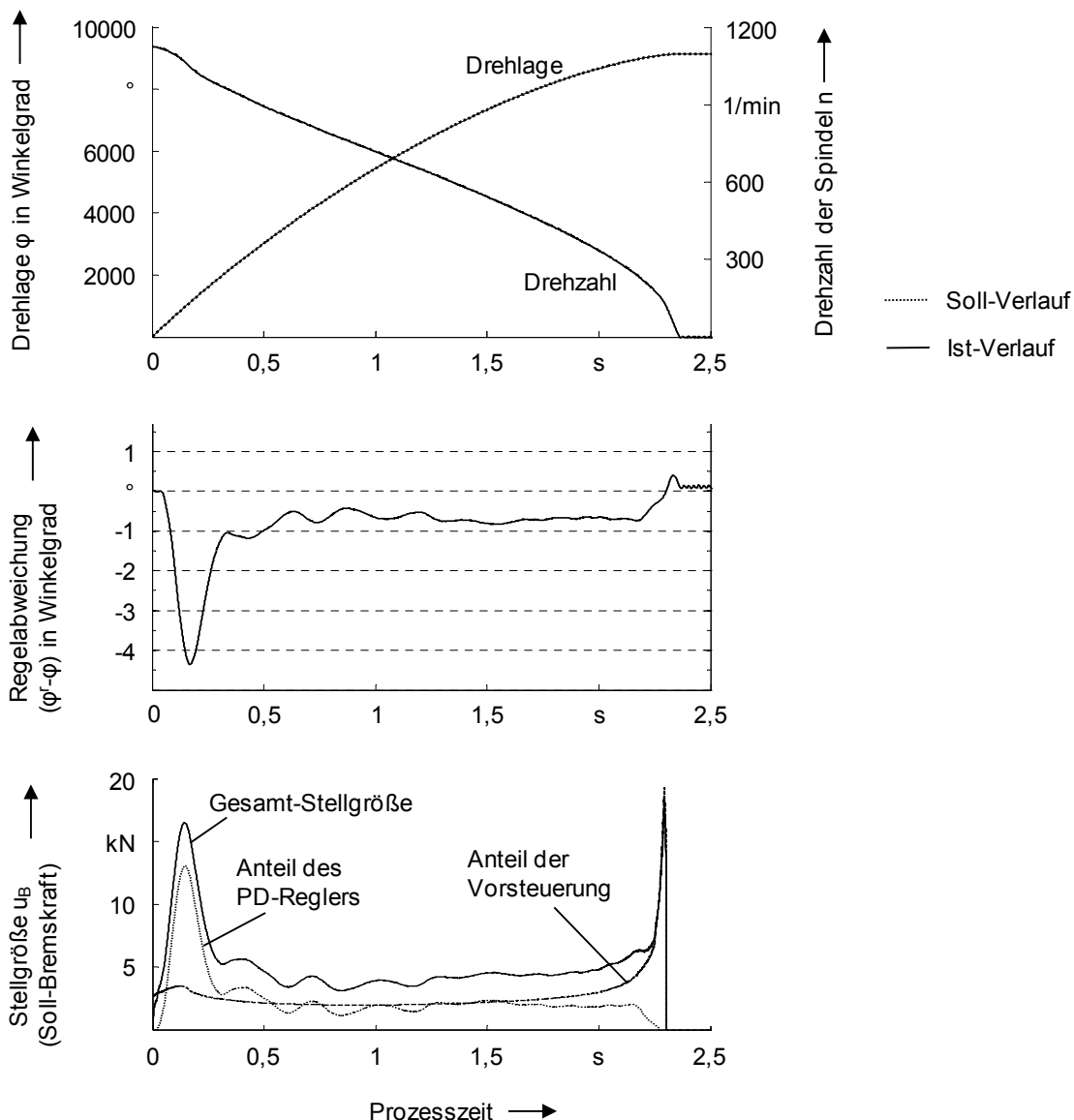


Abbildung 66: Beispielhaftes Ergebnis der Drehlageregelung mit der Vorsteuerung durch ein KNN

Der Regler ist in der Lage, den Prozess in sehr enger Toleranz um den Referenzverlauf zu führen. Lediglich zum Ende des Prozesses ist ein Sprung der Regelabweichung erkennbar, was auf die Ungenauigkeiten des Vorsteuermodells zurückzuführen ist. Das macht deutlich, dass die erreichbare Genauigkeit entscheidend durch die Prädiktionsfähigkeit des KNN bestimmt wird und damit der präzisen Abbildung des Prozessmomentes besondere Bedeutung zukommt. Der hier erkennbare Ausschlag des Regelfehlers ist allerdings so eingeschränkt, dass die zum Prozessende auftretende Abweichung im Bereich von deutlich  $< 0,5^\circ$  liegt. Mit dieser Regelstrategie wird also das Potenzial erschlossen, beim SRS winkelorientierte bzw. winkelgenaue Fertigteilverschweißungen herzustellen.

### 7.4 Optimale Zustandsregelung der Drehlage

Auch bei der Drehlage soll, ähnlich wie bei der Stauchwegregelung, das Potenzial einer Optimalen Zustandsregelung untersucht werden. Ein wichtiger Vorteil dieses Verfahrens besteht darin, dass durch die Berücksichtigung eines Gütekriteriums, welches auch den Stellaufwand mit bewertet, ein sehr „ruhiger“, d. h. gleichmäßiger, Stellgrößenverlauf erreicht werden kann. Dies beugt gerade zum Ende des Prozesses einem abrupten Bremsen vor. LQR bietet sich hier auch deshalb an, da ein definierter, gleichbleibender Referenzverlauf vorgegeben wird, an den eine spezielle Anpassung des Reglers möglich ist.

Die Herleitung des Regelgesetzes erfolgt analog zu Abschnitt 6.4, wo die LQ-Regelung des Stauchweges erläutert wurde. Allerdings hat das Modell der Drehlage einige Unterschiede im Vergleich zur Stauchwegdarstellung, sodass nachfolgend erläuterte Modifikationen erforderlich sind. Das Verhalten des Drehlageverlaufs kann aufgrund des gerade zum Prozessende hin progressiv anwachsenden Reibmomentes nicht linearisiert werden, weder insgesamt noch abschnittsweise. Deshalb wird das Systemverhalten in lineare und nichtlineare Elemente unterteilt. Die beiden Teilsysteme *Struktur* und *Aktorik* weisen lineares Übertragungsverhalten auf und werden mit Hilfe physikalischer Zusammenhänge, also in Form eines White-Box-Modells, abgebildet. Die zugehörigen mathematischen Beschreibungen wurden bereits in den Abschnitten 5.2.2.2 und 5.2.3 erläutert. Diese beiden Teilmodelle werden in ein gemeinsames ZRM überführt und zur Bestimmung des Regelgesetzes verwendet. Als Systemausgänge werden die Drehlage sowie die Winkelgeschwindigkeit gewählt. Die Stellgröße der Aktorik ist Eingang des Modells. Ein weiterer Systemeingang ist der Verlauf des Pro-

zessmomentes. Aufgrund des nicht linearisierbaren Verhaltens wird es vom restlichen Modell entkoppelt und als zusätzlicher Eingang behandelt. Der Verlauf des Prozessmomentes wird im Rahmen eines Referenzversuchs bestimmt und im geregelten Fall in Form einer Trajektorie vorgegeben. Voraussetzung für dieses Vorgehen ist, wie bereits mehrmals an anderer Stelle als Voraussetzung genannt, ein mit jeder Schweißung nahezu identischer Momentenverlauf, was aber bereits als gegeben angenommen werden kann (siehe Abschnitt 7.2). Bei dem Modell handelt es sich also um ein MIMO-System. Abbildung 67 zeigt die gewählte Modellstruktur.

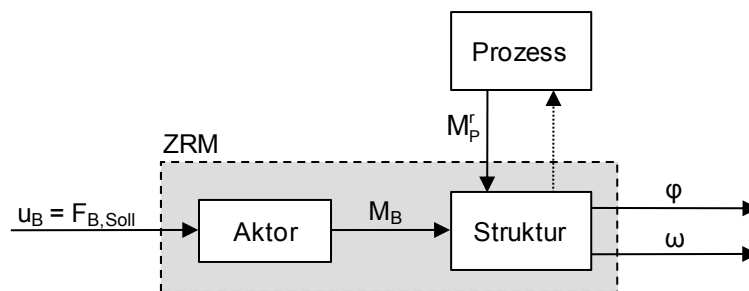


Abbildung 67: Struktur des Drehlagemodells

Die Subsysteme werden in zwei separaten Modellen beschrieben, die dann zu einem Gesamtmodell verknüpft werden. Die Zustandsraumdarstellung für die Struktur lautet:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{k+1}^{Str} &= \mathbf{A}^{Str} \cdot \mathbf{x}_k^{Str} + \mathbf{B}^{Str} \cdot \begin{bmatrix} M_B \\ M_p^r \end{bmatrix} \\ \mathbf{y}_k^{Str} &= \begin{bmatrix} \varphi \\ \omega \end{bmatrix} = \mathbf{C}^{Str} \cdot \mathbf{x}_k^{Str} \end{aligned} \quad (7-12)$$

Als Eingang der Struktur wirken das Bremsmoment  $M_B$  sowie das Prozess- bzw. Reibmoment  $M_p^r$ . Beide Momente überlagern sich und bestimmen so den Verlauf der Drehlage  $\varphi$  und der Drehzahl  $\omega$ . Das ZRM der Aktorik hat nachfolgende Form:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{k+1}^{Akt} &= \mathbf{A}^{Akt} \cdot \mathbf{x}_k^{Akt} + \mathbf{B}^{Akt} \cdot u_B \\ y_k^{Akt} &= M_B = \mathbf{C}^{Akt} \cdot \mathbf{x}_k^{Akt} \end{aligned} \quad (7-13)$$

Eingang dieses Teilsystems ist die Stellgröße  $u_B$  und der Ausgang ist das erzeugte Bremsmoment  $M_B$ . Die Verknüpfung der beiden Teilmodelle erfolgt über die Substitution von  $M_B$  in Gleichung (7-12) durch  $M_B = \mathbf{C}^{Akt} \cdot \mathbf{x}_k^{Akt}$ . Das Gesamtmodell ergibt sich damit zu:

$$\begin{aligned}
 \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k+1}^{Akt} \\ \mathbf{x}_{k+1}^{Str} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_{k+1}} &= \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{A}^{Akt} & 0 \\ \mathbf{B}_1^{Str} \cdot \mathbf{C}^{Akt} & \mathbf{A}^{Str} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}_k} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{x}_k^{Akt} \\ \mathbf{x}_k^{Str} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_k} + \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{B}^{Akt} & 0 \\ 0 & \mathbf{B}_2^{Str} \end{bmatrix}}_{\mathbf{B}_k} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} u_B \\ M_P^r \end{bmatrix}}_{\mathbf{u}_k} \\
 \underbrace{\begin{bmatrix} \hat{\varphi} \\ \hat{\omega} \end{bmatrix}}_{\mathbf{y}_k} &= \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & \mathbf{C}^{Str} \end{bmatrix}}_{\mathbf{C}_k} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{x}_k^{Akt} \\ \mathbf{x}_k^{Str} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}_k}
 \end{aligned} \tag{7-14}$$

Die analytischen Modelle der beiden Teilsysteme *Aktorik* und *Struktur* wurden in Abschnitt 5.2 hergeleitet. Sie wurden ausschließlich mit Hilfe linearer Übertragungsfunktionen abgebildet. Deshalb lassen sich die hier benötigten ZRM aus den dort beschriebenen Teilmodellen ableiten. Für das Übertragungsverhalten der Bremse kann zur Vereinfachung auch auf die empirisch ermittelte Übertragungsfunktion aus Abschnitt 7.3 (siehe Abbildung 63) zurückgegriffen werden. Es ist zu beachten, dass die Eingangsmatrix der Struktur  $\mathbf{B}^{Str}$  aus zwei Spalten besteht und die Ausgangsmatrix  $\mathbf{C}^{Str}$  aus zwei Zeilen. In Gleichung (7-14) werden die beiden Spalten mit den Indizes 1 und 2 unterschieden. Im weiteren Verlauf dieser Ausführungen werden auch die Zeilen des Ausgangsvektors separat verwendet. Hier sind die beiden Zeilen mit den Indizes 1 und 2 spezifiziert.

Mit dem Erreichen der Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 0$  hat der Regler keinen weiteren Einfluss auf die Drehlage. Deshalb werden zu diesem Zeitpunkt veränderte Modellparameter eingeführt, d. h. auch hier kommt ein zeitvariantes Modell zum Einsatz. Die Modellmatrizen lauten für diesen Prozessabschnitt:

$$\mathbf{A} = \underbrace{\mathbf{I}}_{18 \times 18}, \quad \mathbf{B} = \underbrace{\mathbf{0}}_{18 \times 2}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{7-15}$$

Abbildung 68 zeigt die Regelkreisstruktur. Die Zustände  $\mathbf{x}_k$  berechnen sich zu jedem Zeitschritt auf der Grundlage des hergeleiteten ZRM aus Gleichung (7-14). Da die realen Werte der Drehlage  $\varphi$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  über den angebrachten Drehgeber ermittelt werden, ist es möglich, die beiden prädierten Größen  $\hat{\varphi}$  und  $\hat{\omega}$  des Zustandsvektors durch reale Messwerte zu ersetzen.

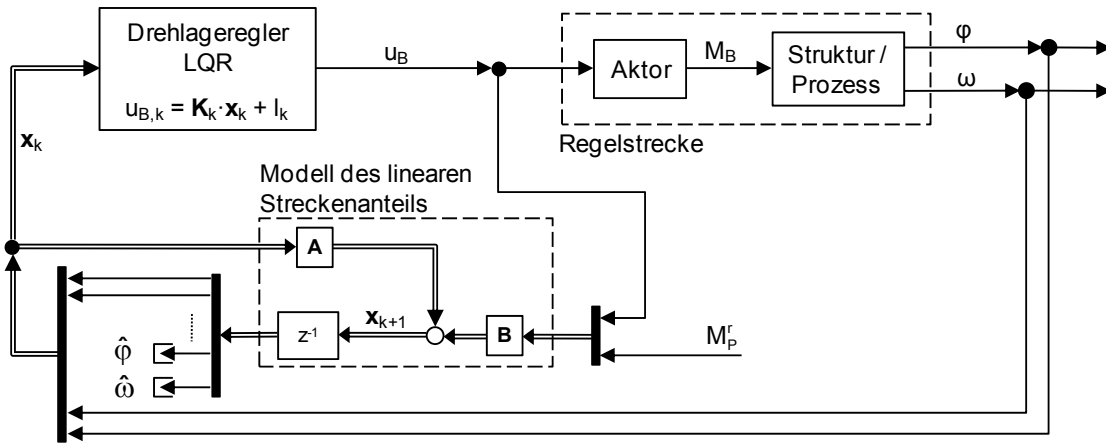


Abbildung 68: Struktur des LQ-Regelkreises für die Drehlage

Entsprechend des Vorgehens aus Abschnitt 6.4.1 können nun die Parameter  $\mathbf{K}_k$  und  $l_k$  des Regelgesetzes  $u_B = \mathbf{K}_k \cdot \mathbf{x}_k + l_k$  berechnet werden. Es ist zu berücksichtigen, dass sich aufgrund des MIMO-Systems einige Modifikationen ergeben, die in den nachfolgenden Absätzen beschrieben werden. Das System besitzt nun zwei Ausgangsgrößen, nämlich die Drehlage  $\varphi$  sowie die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , die im Gütefunktional nach Gleichung (6-13) berücksichtigt werden müssen:

$$J_k = \sum_{i=0}^N (\varphi_{k+i} - \varphi_{k+i}^r)^T \cdot (\varphi_{k+i} - \varphi_{k+i}^r) + (\omega_{k+i} - \omega_{k+i}^r)^T \cdot (\omega_{k+i} - \omega_{k+i}^r) + u_B^T \cdot R \cdot u_B \quad (7-16)$$

Als weitere Besonderheit ist zu beachten, dass nicht alle Systemeingänge als Stellgröße verwendet werden, sondern einzig  $u_B$ . Aus diesem Grund wird nur die erste Spalte der  $B$ -Matrix verwendet, was hier mit dem tiefgestellten Index 1 gekennzeichnet ist. Außerdem erhält der Vektor  $l_k$  einen zusätzlichen Term, der aus der vorgegebenen Trajektorie des Prozessmomentes  $M_p^r$  resultiert. Unter Berücksichtigung dieser Zusatzbedingungen ergeben sich die Reglermatrizen zu:

$$\mathbf{K}_k = -(\mathbf{B}_{k,1}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{B}_{k,1} + R)^{-1} \cdot (\mathbf{B}_{k,1}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{A}_k) \text{ und} \quad (7-17)$$

$$l_k = -(\mathbf{B}_{k,1}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{B}_{1,k} + R)^{-1} \cdot (\mathbf{B}_{k,1}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \mathbf{B}_{2,k} \cdot M_{p,k}^r + \mathbf{B}_{k,1}^T \cdot \mathbf{p}_{k+1}) \cdot \quad (7-18)$$

Die Variablen  $\mathbf{P}_k$ ,  $\mathbf{p}_k$  und  $\gamma_k$  berechnen sich damit wie folgt:



$$\mathbf{P}_k = \mathbf{C}_{k,1}^T \cdot \mathbf{C}_{k,1} + \mathbf{C}_{k,2}^T \cdot \mathbf{C}_{k,2} + \mathbf{K}_k^T \cdot R \cdot \mathbf{K}_k + \boldsymbol{\Phi}_k^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} \cdot \boldsymbol{\Phi}_k, \quad (7-19)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{p}_k^T = & -\varphi_k^{rT} \cdot \mathbf{C}_{k,1} - \omega_k^{rT} \cdot \mathbf{C}_{k,2} + l_k^T \cdot R \cdot \mathbf{K}_k \\ & + (l_k^T \cdot \mathbf{B}_{k,1}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} + M_{P,k}^{rT} \cdot \mathbf{B}_{k,2}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1}) \cdot \boldsymbol{\Phi}_k + \mathbf{p}_{k+1}^T \cdot \boldsymbol{\Phi}_k \text{ und} \end{aligned} \quad (7-20)$$

$$\begin{aligned} \gamma_k = & \varphi_k^{rT} \cdot \varphi_k^r + \omega_k^{rT} \cdot \omega_k^r + l_k^T \cdot R \cdot l_k \\ & + (l_k^T \cdot \mathbf{B}_{k,1}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} + M_{P,k}^{rT} \cdot \mathbf{B}_{k,2}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} + 2 \cdot \mathbf{p}_{k+1}^T) \cdot \mathbf{B}_{k,1} \cdot l_k \\ & + (l_k^T \cdot \mathbf{B}_{k,1}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} + M_{P,k}^{rT} \cdot \mathbf{B}_{k,2}^T \cdot \mathbf{P}_{k+1} + 2 \cdot \mathbf{p}_{k+1}^T) \cdot \mathbf{B}_{k,2} \cdot M_{P,k}^r \\ & + \gamma_{k+1}. \end{aligned} \quad (7-21)$$

Die Ermittlung dieser Variablen erfolgt entsprechend dem in Abschnitt 6.4.1 beschriebenen rekursiven Vorgehen. Beginnend mit dem letzten Zeitschritt  $N$ , bei dem

$$\mathbf{P}_N = \mathbf{C}_{N,1}^T \cdot \mathbf{C}_{N,1} + \mathbf{C}_{N,2}^T \cdot \mathbf{C}_{N,2}, \quad (7-22)$$

$$\mathbf{p}_N^T = -\varphi_N^{rT} \cdot \mathbf{C}_{N,1} - \omega_N^{rT} \cdot \mathbf{C}_{N,2} \text{ und} \quad (7-23)$$

$$\gamma_N = \varphi_N^{rT} \cdot \varphi_N^r + \omega_N^{rT} \cdot \omega_N^r \quad (7-24)$$

gilt, kann sukzessive der jeweils vorhergehende Zeitschritt berechnet werden.

Das Ergebnis dieser LQ-Regelung ist exemplarisch in Abbildung 69 gezeigt. Es wird deutlich, dass diese Regelungsart das Potenzial besitzt, Drehlagegenauigkeiten von  $< 0,4^\circ$  zu produzieren. Besonders günstig an der Regelstrategie ist die Berücksichtigung des Aufwandes zur Stellgrößenänderung in der Kostenfunktion, sodass die Abweichung bis zum Prozessende „sanft“ ausgeregelt wird und starke Sprünge der Bremskraft infolge „harter“, d. h. schneller, Stellgrößenänderungen vermieden werden. Insbesondere vor dem Hintergrund, dass gerade der Eingriff auf den Prozess durch äußere Momente als kritischer Einfluss auf die Verbindungsqualität zu betrachten ist (siehe Abschnitt 3.4), erweist sich daher dieser Ansatz als vorteilhaft. Außerdem wird so die starke Beanspruchung der Bremse kurz vor Prozessende vermieden. Diese Regelungsart bringt allerdings auch gewisse Schwierigkeiten mit sich. Das Modell ist aufgrund der stark streuenden Werte der Reibkoeffizienten, sowohl in der Schweißfläche als auch in der Bremse, einer starken Unsicherheit unterworfen. Deshalb ist die Prozessfähigkeit dieses Verfahrens als kritisch zu beurteilen und sie bedarf weiterführender Untersuchungen. Günstig könnte hier eine Aktorik sein, die keine mechanische Reibung zur Einleitung von Bremsmomenten als Wirkprinzip nutzt, wie

z. B. eine Wirbelstrombremse oder ein Elektromotor, der ausschließlich verzögernd in den Prozess eingreift.

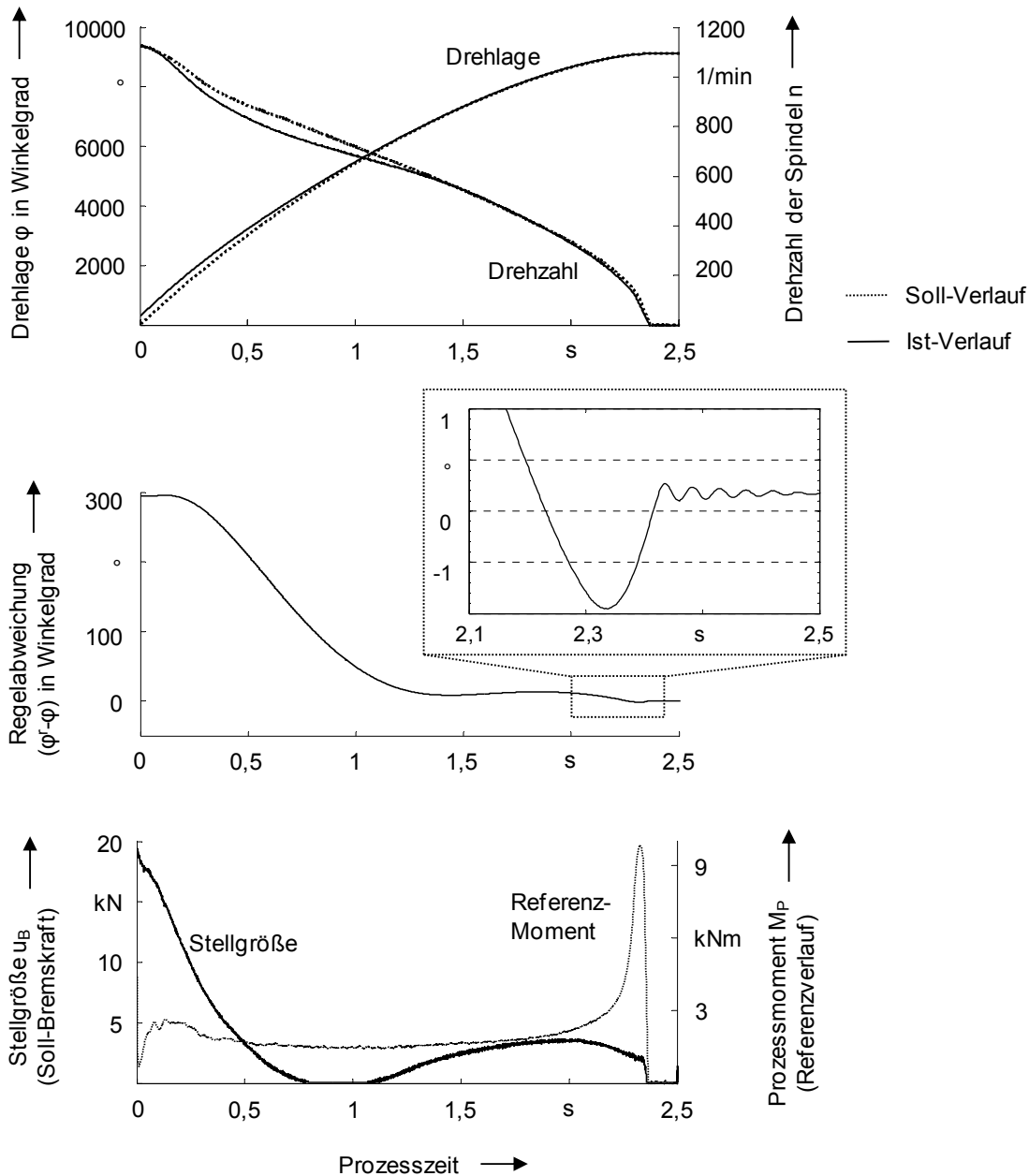


Abbildung 69: Beispielhaftes Ergebnis der Drehlageregelung mit einem LQR

## 7.5 Steuerung der Bauteilorientierung

Neben der regelungstechnischen Herausforderung ist bei der Drehlageregelung zudem auch einem steuerungstechnischen Aspekt besondere Beachtung zu schenken. Der Regler sorgt lediglich für das Abfahren einer Referenztrajektorie.

Damit ist jedoch noch nicht sichergestellt, dass die Bauteile in einem spezifizierten Winkel (vgl. Abbildung 2) zueinander zum Stillstand kommen. Anhand der Abbildung 70 wird dieser Sachverhalt nachfolgend erklärt.

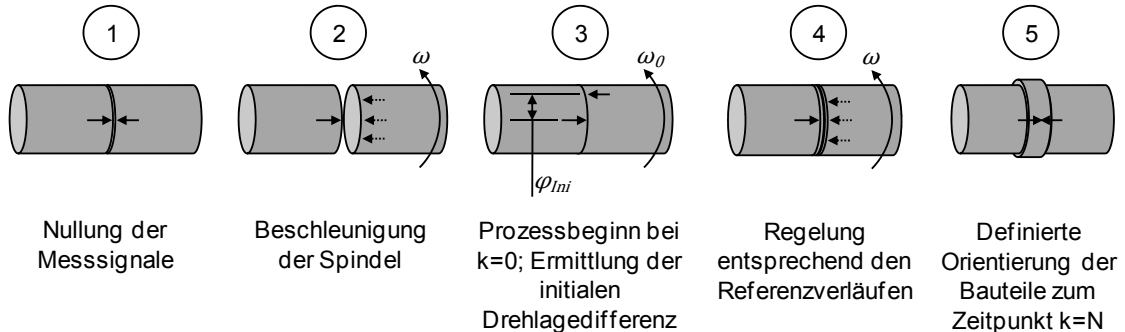


Abbildung 70: Ablauf der Prozessregelung

Vor Prozessstart werden die beiden eingespannten Bauteile ohne Rotation gegeneinander gefahren. Dabei sollen sich die Bauteile gerade berühren, sodass keine Druckkraft zwischen ihnen herrscht. In diesem Zustand werden die Messsysteme, d. h. das Längenmessgerät und das Winkelmessgerät, zu Null gesetzt (Stufe 1). Danach wird der Schlitten um einen festgelegten Sicherheitsabstand zurückgefahren. Es folgt ein Beschleunigen der Spindel auf Anfangsdrehzahl (Stufe 2) und anschließend das Zustellen des nicht rotierenden Bauteils mit einem vorgegebenen Vorschub. Mit Erreichen des Weg-Nullpunktes in axialer Richtung, also dem ersten Bauteilkontakt, beginnt der Prozessablauf (Stufe 3). Dies entspricht dem Zeitpunkt  $k = 0$ , bei dem die Prozessregelung aktiv wird und die Referenzverläufe für den Stauchweg  $x^r(k)$  und die Drehlage  $\varphi^r(k)$  als Führungsgröße ausgegeben werden (Stufe 4). Zur Wiederholung (siehe Abschnitt 6.1 sowie Abbildung 47 auf Seite 107) sei angemerkt, dass die vom Wegregler berechneten Stellgrößen erst ab dem Umschaltzeitpunkt  $t_w$  aktiv werden. Damit die Bauteile in definierter Winkellage zum Stillstand kommen (Stufe 5), ist zu beachten, dass sich nach der Beschleunigungsphase eine zufällige Winkelorientierung bei Bauteilkontakt einstellt. Der Winkelversatz  $\varphi_{ini}$  bei Bauteilkontakt berechnet sich aus dem bis dahin überwundenen Drehwinkel  $\varphi_S(k = 0)$  unter Verwendung der Modulo-Funktion wie folgt:

$$\varphi_{ini} = (\varphi_S(k = 0) \bmod 2\pi) \quad (7-25)$$

Die Bezeichnung  $\varphi_S$  steht für den tatsächlich von der Spindel zurückgelegten Drehwinkel, der von der Sensorik ab dem Vorgang der Nullung kontinuierlich erfasst wird.

Der Winkelversatz  $\varphi_{ini}$  ist dem Regler als anfängliche Regelabweichung vorzugeben. Des Weiteren ist zu beachten, dass der durch die Referenz vorgegebene Gesamtwinkel, d. h. der Drehlage-Sollwert für  $k = N$ , ein durch Vorversuche ermittelter Wert ist, der kein ganzzahliges Vielfaches von  $2\pi$  bzw.  $360^\circ$  sein muss. Dies würde dazu führen, dass trotz Regelung und bei Berücksichtigung des initialen Bauteilversatzes  $\varphi_{ini}$  der Drehwinkel um den Wert

$$\varphi_{diff} = (\varphi_S(k = N) \bmod 2\pi) \quad (7-26)$$

in Bezug zur anfänglichen Ausrichtung versetzt wäre. Auch  $\varphi_{diff}$  muss bei Bestimmung der Regelabweichung berücksichtigt werden. Um diesen beiden Punkten Rechnung zu tragen, wird die an den Regler zurückgeführte Größe für die Drehlage  $\varphi$  folgendermaßen ausgeführt:

$$\varphi(k) = \varphi_S(k) - \varphi_S(k = 0) + \varphi_{ini} + \varphi_{diff} \quad (7-27)$$

In Abbildung 71 ist das beschriebene Vorgehen noch einmal grafisch dargestellt. Der anfängliche Regelfehler ist durch die beschriebene Berechnungsvorschrift stets positiv, sodass die Aktorik gleich zu Prozessbeginn die Abweichung durch Einbremsen kompensieren kann (vgl. auch Abbildung 69).

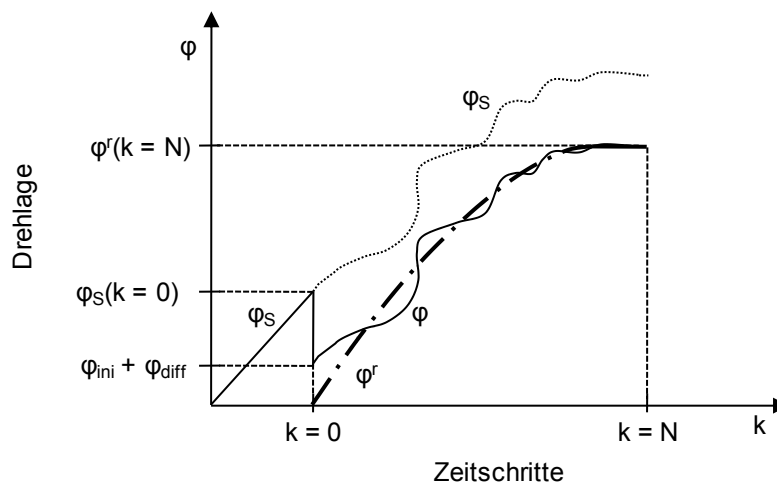


Abbildung 71: Erfassung der initialen Regelabweichung

Durch diese steuerungstechnische Ergänzung des Regelungsverfahrens wird es möglich, dass die Bauteile in spezifiziertem Winkel zueinander zum Stillstand kommen. Abbildung 72 verdeutlicht die reale Anwendung. Die Darstellung enthält vier Momentaufnahmen eines geregelten SRS-Prozesses (siehe komplette Filmaufnahme unter LOTZ & LÖHE 2010). Als Elemente, die in definiertem Win-

kel zueinander zum Stillstand kommen sollen, sind zwei Strichmarkierungen angebracht. Vor Prozessbeginn wurden diese in Flucht zueinander angeordnet und das Winkelmesssystem wurde in dieser Winkelstellung initialisiert bzw. genullt. Während des anschließenden Hochfahrens der Spindel erfasst der Drehgeber ständig die Position. Zu Prozessbeginn, d. h. im Moment der Bauteilberührung, erfolgt die Bestimmung des anfänglichen Regelfehlers nach Gleichung (7-27). Der Drehlageregler, hier der LQ-Regler, beeinflusst dann anhand des in Abschnitt 7.4 beschriebenen Regelgesetzes den Winkelverlauf. Als Ergebnis kommen die Bauteile so zum Stillstand, dass die zuvor angebrachten Markierungen wieder in Flucht stehen.

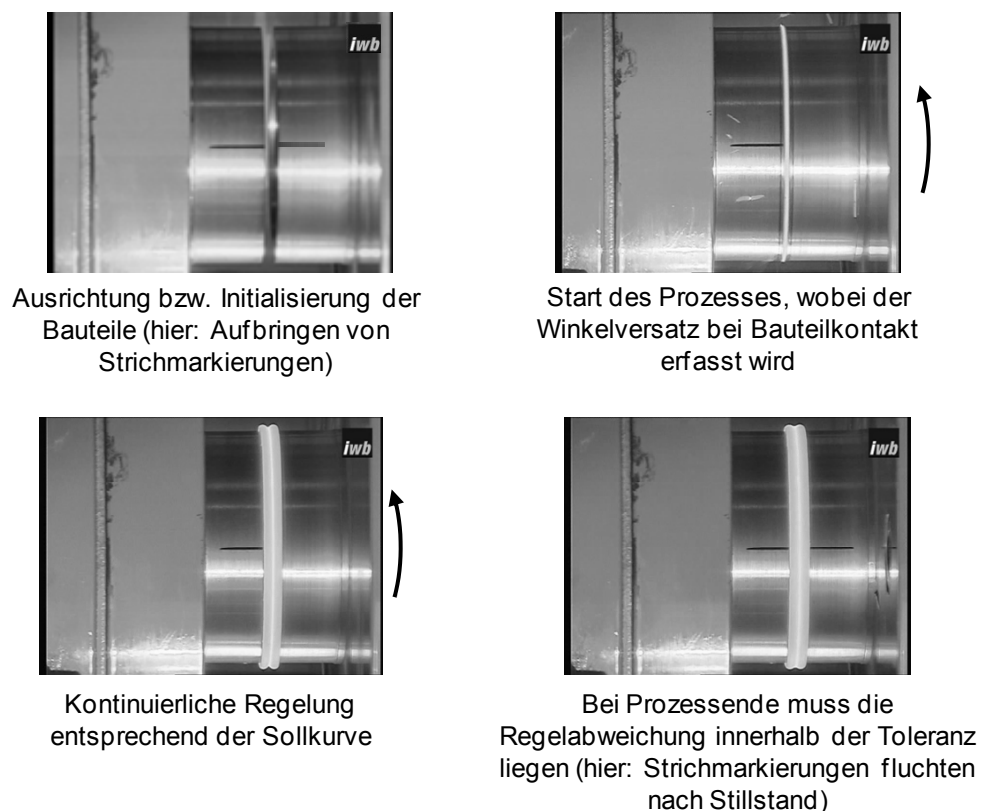


Abbildung 72: Momentaufnahmen eines Filmmitschnitts der Drehlageregelung beim SRS (LOTZ & LÖHE 2010)

## 7.6 Resümee zur Drehlageregelung

Die in dieser Arbeit entwickelte Lösung zur Beherrschung des Drehlageverlaufs beruht auf dem gezielten Einleiten von Bremsmomenten zur Beeinflussung der Spindeldrehung. Bei einer Betrachtung der bereits bestehenden Ansätze lässt sich feststellen, dass dieses Prinzip bislang nicht verfolgt wurde. Wie bereits ange-

führt (siehe Abschnitt 3.4), ist die Verwendung einer Bremse beim SRS zwar bekannt, jedoch wurde sie lediglich zur Reduzierung des zweiten Torsionsmaximums und nicht zur Drehlageregelung vorgeschlagen (vgl. MEYER 1978). Eine mögliche Erklärung dafür liefern die Ergebnisse aus Abschnitt 7.1. Dort wurde festgestellt, dass der Drehlageverlauf beim SRS-Prozess mit einer Bremsaktorik nicht beherrschbar ist, wenn zur Berechnung der Stellgröße ein PD- bzw. PID-Regler eingesetzt wird. Da in der Produktionstechnik Regelungsaufgaben fast ausschließlich mit Hilfe konventioneller Verfahren gelöst werden, könnte hierin ein Grund dafür liegen, dass sich eine Drehlageregelung mit Hilfe einer Bremse nicht durchsetzen konnte. Um dieses Problem zu beheben, wurden im Rahmen dieser Arbeit modellbasierte Regelungsverfahren, nämlich erstens eine Vorsteuerung unter Verwendung eines KNN zur Prädiktion des Prozessmomentes (Abschnitt 7.3) und zweitens eine LQ-Regelung (Abschnitt 7.4), für das SRS entwickelt und angewendet. Die durchgeführten Versuche zur Validierung der Regler lassen erkennen, dass beide Verfahren das Potenzial besitzen, das zu Anfangs vorgegebene Ziel von  $< 0,5^\circ$  Abweichung vom Nennmaß (in Abschnitt 1.3) zu erreichen. Die Drehlageregelung ist so konzipiert, dass sie sowohl parallel zur Stauchwegregelung als auch einzeln betrieben werden kann. Die im Rahmen dieser Arbeit erzielten Ergebnisse, sowohl die der Stauchweg- als auch die der Drehlageregelung, werden im folgenden Kapitel noch einmal zusammengefasst und hinsichtlich ihres technologischen und wirtschaftlichen Nutzens bewertet.

## 8 Nutzen der Ergebnisse

### 8.1 Zusammenfassung der Ergebnisse und Fazit

Bei einer Betrachtung der industriellen Anwendungen wird deutlich, dass für den überwiegenden Anteil regelungstechnischer Aufgaben PI- oder PID-Algorithmen zum Einsatz kommen (DITTMAR & PFEIFFER 2009). Zu den Gründen ihrer Beliebtheit gehören die weit erforschten und gut aufbereiteten theoretischen Grundlagen, der einfache Aufbau sowie deren Eignung für die meisten Einsatzgebiete. Laut DRIESCHER (1998) lassen sich mit ihrer Hilfe auch etwa 75 % bis 90 % der bestehenden Problemstellungen zufriedenstellend lösen. Hierauf dürfte es auch zurückzuführen sein, dass für die Prozessregelung des SRS bislang ebenfalls konventionelle Verfahren verwendet werden. Allerdings gehört das SRS, wie diese Arbeit erkennen lässt, zu den Anwendungen, bei denen der PID-Regler an seine Grenzen stößt. Deshalb war es das Ziel dieser Arbeit, gehobene Regelungsverfahren auf das SRS anzupassen und zu applizieren, um so das Potenzial zu erschließen, die erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten weiter zu steigern. Untersucht wurden eine Regelung mit Vorsteuerung und die Optimale Zustandsregelung. Tabelle 6 stellt einen Vergleich der damit erreichten Genauigkeiten an.

*Tabelle 6: Vergleich der erreichten Fertigungsgenauigkeiten*

	Abweichung Stauchweg	Abweichung Drehlage
Konventionelle (PI- / PD-)Regelung	> 0,20 mm	> 10 °
Regelung mit Vorsteuerung	< 0,05 mm	< 0,5 °
Optimale Zustandsregelung (LQR)	< 0,01 mm	< 0,4 °

Aus den Ergebnissen wird ersichtlich, dass sich mit den beiden modellbasierten Reglern eine deutlich bessere Regelgüte als mit dem konventionellen Verfahren erzielen lässt. Beim Stauchweg empfiehlt sich der Einsatz eines LQ-Reglers. Zum einen war mit diesem Verfahren die mit Abstand geringste Fertigmaßabweichung festzustellen und zum anderen blieben auch die Schwankungen der Axialkraft innerhalb der als zulässig definierten Grenzen. Da die Genauigkeit des in dieser Arbeit exemplarisch dargestellten Experiments in einer Versuchsreihe

mit über 10 Schweißproben bestätigt wurde, kann von einer Eignung dieses Verfahrens ausgegangen werden.

Auch bei der Regelung der Drehlage konnte unter Einsatz der Optimalen Zustandsregelung die beste Fertigungsgenauigkeit erreicht werden. Besonders vorteilhaft war der im Vergleich zu den beiden anderen Verfahren „sanftere“ bzw. „gleichmäßigere“, d. h. weniger abrupte, Bremsenriff. Allerdings muss kritisch angemerkt werden, dass die Regelgüte sehr sensibel auf Modellungenauigkeiten reagiert. Da gerade durch die Streuung der Reibkoeffizienten  $\mu_P$  und  $\mu_B$  eine große Unsicherheit besteht, erscheint ein fähiger Prozess als schwer realisierbar. Demgegenüber hat die Regelung mit Vorsteuerung, die ebenfalls die Zielanforderung von  $< 0,5^\circ$  erfüllt, den Vorteil, dass Prädiktionsfehler durch den parallel arbeitenden PD-Regler kompensiert werden können. Da die zuletzt genannte Variante hierdurch unempfindlicher auf Störgrößen reagiert, ist sie für die Drehlage-  
regelung zu bevorzugen. Jedoch empfiehlt sich für eine stabile Fertigungsgenauigkeit bzw. eine weitere Toleranzverbesserung der Einsatz einer Aktorik mit schnellerem Übertragungsverhalten sowie einem Wirkmechanismus ohne mechanische Reibung.

## 8.2 Wirtschaftliches Potenzial

Die erzielten Ergebnisse lassen erkennen, dass die entwickelte Lösung das Potenzial besitzt, komplexe Teile zu einem Endprodukt zu fügen. Nachträgliche Arbeitsgänge zur Erreichung eng tolerierter Gesamtlängen oder zum Herstellen von Elementen, die in einem spezifizierten Winkel zueinander stehen müssen, können durch das vorgestellte Regelungskonzept zukünftig weitgehend entfallen. Dieser Vorteil gilt auch für Werkstücke, die gleichzeitig hinsichtlich ihrer Gesamtlänge und ihrer Winkelorientierung spezifiziert sind, da die entwickelten Stauchweg- und Drehlagereger sowohl getrennt und als auch simultan arbeitend eingesetzt werden können. Das trägt dazu bei, die Fertigungsprozesskette, wie in Abbildung 73 gezeigt, zu verkürzen, wobei mehrere Effekte hierbei eine Rolle spielen. Die Darstellung macht deutlich, dass sich durch den Wegfall des Schrittes der Fertigbearbeitung Transport-, Liege- und Rüstzeiten einsparen lassen. Da sich je nach Komplexität des Produktes die Bearbeitung an zwei noch unverschweißten Bauteilen einfacher gestaltet als im gefügten Zustand, ist zudem von einer Verkürzung der insgesamt erforderlichen Hauptzeit auszugehen. Ein weiterer Vorteil könnte sich durch eine günstigere Auslegung der Produktionsmittel



ergeben. Da Bearbeitungsvorgänge, wie z. B. die Herstellung von Lagerstellen, Verzahnungen, Flanschen, Härteprozesse etc., dem Schweißen vorgelagert werden können, bedarf es für die genannten Arbeiten auch keiner Maschine oder Anlage, die entsprechend der Größe des gefügten Bauteils dimensioniert sein muss.

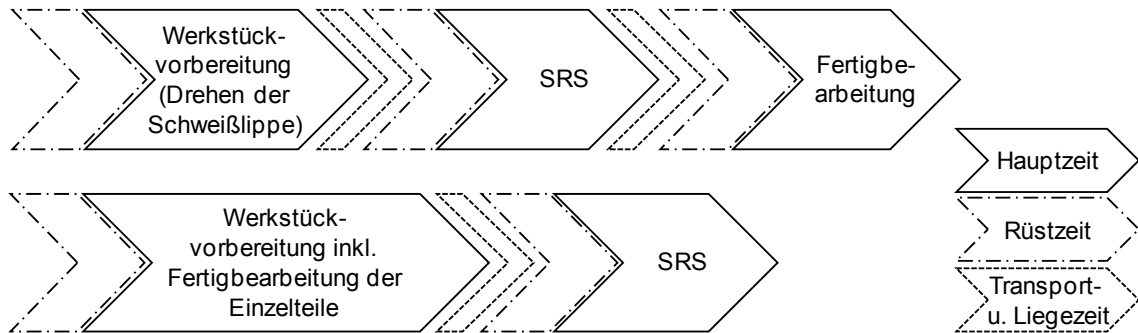


Abbildung 73: Verkürzung der Prozesskette

Wie in der Einleitung ausgeführt wurde, erschließt sich für bestimmte Werkstückgeometrien, insbesondere für komplexe Integralbauteile, durch die Möglichkeit des Fertigteilverschweißens überhaupt erst das Potenzial, SRS zu verwenden. Hierdurch können sich Kostenvorteile ergeben, die das Reibschweißen gegenüber konkurrierenden Fertigungsverfahren besitzt. Um diesen Sachverhalt zu verdeutlichen, gibt Abbildung 74 ein aus GRÜNAUER (1987) entnommenes Beispiel wieder. Zwar wurde die beschriebene Analyse für das kontinuierliche Verfahren durchgeführt, jedoch gilt der hier angestellte qualitative Vergleich auch für das SRS.

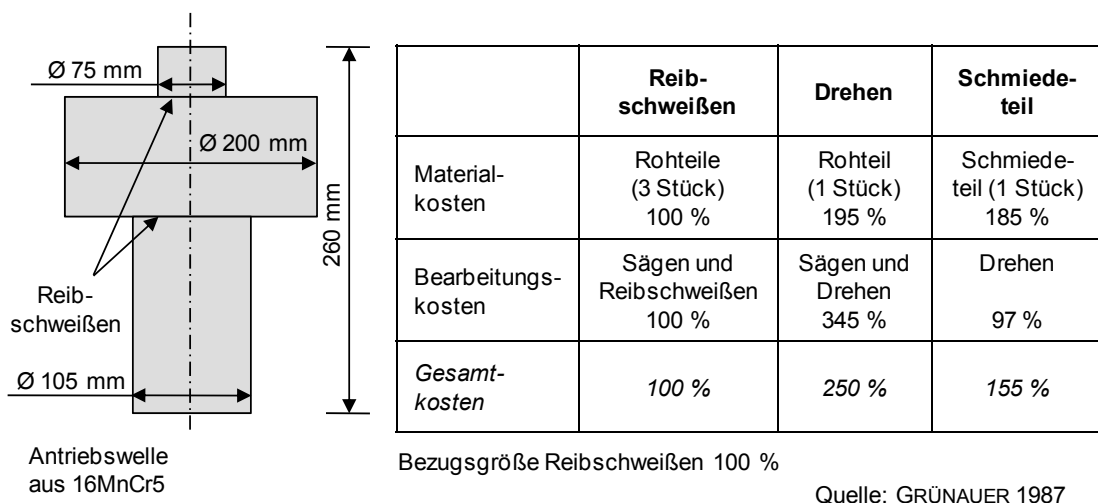


Abbildung 74: Kostenvorteile durch das Reibschweißen am Beispiel nach GRÜNAUER (1987)

Das Reibschweißen hat gegenüber den beiden anderen Fertigungsverfahren den Vorteil der günstigeren Materialkosten. Dieser Effekt wird bei der Verwendung hochwertigerer Werkstoffe noch verstärkt. Deshalb ist das Reibschweißen gerade für beanspruchungsgerechte Konstruktionen mit teuren, gegebenenfalls auch verschiedenartigen Werkstoffen und stark differierenden Durchmessern unbedingt als Alternative in Erwägung zu ziehen. Inwieweit sich allerdings durch den Einsatz des SRS tatsächlich Kostenvorteile erzielen lassen, muss, da es von einer Reihe von Faktoren, wie z. B. Werkstoff, Bauteilgeometrie, Stückzahl, Losgröße, Vorkenntnisse, Aufwand für Vorversuche usw. abhängt, am Einzelfall bewertet werden und die Frage danach kann an dieser Stelle nicht pauschal beantwortet werden. Deutlich wurde jedoch, dass der Einsatz des SRS sowohl technologische als auch ökonomische Vorteile mit sich bringen kann.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

Das SRS hat sich aufgrund seiner vielfältigen Vorteile zu einem in der Industrie, vor allem in der Turbinenfertigung, etablierten Fertigungsverfahren entwickelt. Allerdings ist festzustellen, dass die herkömmlicherweise zur Anwendung kommende Art der Prozessführung unerwünschte Folgeerscheinungen mit sich bringt, die es zu beheben gilt. Die typische SRS-Regelung, bei der lediglich die Axialkraft bzw. der Zylinderdruck auf konstantem Niveau gehalten wird, führt dazu, dass zum einen die axiale Materialverkürzung einer starken Streuung unterworfen ist und zum anderen die Winkelorientierung der Bauteile zueinander nach dem Spindelstillstand zufallsbestimmt ist. Dadurch werden für viele Anwendungsfälle zusätzliche Arbeitsgänge erforderlich, bei denen das geforderte Längenmaß durch spanabhebende Verfahren hergestellt wird oder bei denen Elemente, die in bestimmter Orientierung zueinander stehen müssen, nachträglich angebracht werden. Da dies Mehraufwand und damit höhere Herstellkosten bedeutet, besteht aus der Sicht der Industrie die Forderung, die Regelung beim SRS so zu verbessern, dass der *Stauchweg* und die *Drehlage* mit einer Genauigkeit reproduzierbar sind, welche ein Verschweißen von Fertigteilen erlaubt. Deshalb gibt es bereits eine Reihe von Lösungsvorschlägen in Form von Patentschriften. Es ist jedoch auffällig, dass keine dieser Ideen den Weg in die Praxis gefunden hat. Ein hierfür identifizierter Hauptgrund liegt in den vorgeschlagenen Regelungsansätzen. Sie lassen unberücksichtigt, dass konventionelle Algorithmen nicht in der Lage sind, das schwer beherrschbare Prozessverhalten entsprechend den erforderlichen Toleranzansprüchen zu regeln. Des Weiteren gehen manche Lösungen mit einem hohen konstruktiven Aufwand einher.

Auf diese Ausgangssituation gründet sich die Motivation dieser Arbeit, eine Lösung zu entwickeln, die den Ansprüchen nach einer stauchweg- und drehwinkelgenauen Verschweißung gerecht wird. In der durchgeführten Analyse des SRS-Verfahrens wurde deutlich, dass sich das Material während des Schweißprozesses stark nichtlinear verhält. Des Weiteren stellen die Prozessdynamik sowie die während der Schweißung auftretenden Kräfte und Momente hohe Ansprüche an den Regler, die Aktorik und die Maschinenstruktur. Um den genannten Herausforderungen erfolgreich zu begegnen, wurden auf den Prozess abgestimmte, modellbasierte Regelungsverfahren entwickelt. Es kamen Vorsteuerungen mit integriertem Prozessmodell und Optimale Zustandsregler zum Einsatz. Hierzu war es erforderlich, das Streckenverhalten in Form von Black-Box-Modellen abzubilden. Zu diesem Zweck wurden nichtlineare KNN und LTV-Modelle hergeleitet,

die den Reglern als Prädiktoren dienen. Weiterer Bestandteil der hier erarbeiteten Lösung war die Reglerauslegung anhand eines Simulationsmodells, bevor der Regler an der realen Anlage implementiert wurde. Bei diesem Modell handelt es sich um eine vorwiegend analytische Abbildung des Prozessverhaltens. Es ist in der Lage, das qualitative Systemverhalten korrekt abzubilden und bietet zugleich kurze Berechnungszeiten. Durch dieses Vorgehen wird es möglich, die Bestimmung geeigneter Reglerparameter zu beschleunigen sowie die Anlagensicherheit bei Inbetriebnahme des Reglers zu erhöhen.

Die hier angewendeten Regelungsmethoden wurden im Rahmen der Validierung mit konventionellen Reglern verglichen. Es stellte sich heraus, dass bei der Stauchwegregelung die erreichbaren Genauigkeiten durch den Einsatz des LQ-Reglers um ein Vielfaches gesteigert werden können. Auf der eingesetzten Maschine lagen die Abweichungen vom Sollmaß im  $\mu\text{m}$ -Bereich, wodurch eine drehende Nachbearbeitung zur Erreichung enger Toleranzanforderungen vermeidbar wird. Die Untersuchungen zur Drehlageregelung offenbarten, dass mit einem konventionellen Regler keine brauchbare Genauigkeit erzielt werden kann. Hingegen besitzen die implementierten modellbasierten Algorithmen das Potenzial, Toleranzen von  $< 0,5^\circ$  zu erreichen. Dies liegt innerhalb des aus der Praxis geforderten Genauigkeitsbereiches. Als Vorteil dieser Lösung ist hervorzuheben, dass die untersuchten Regler aufgrund ihrer Struktur leicht verständlich und auch an industriellen Fertigungsanlagen einfach implementierbar sind.

Damit wurden in dieser Arbeit die theoretischen Grundlagen geschaffen, die zu einer signifikanten Steigerung der aktuell erreichbaren Fertigungsgenauigkeiten beim SRS beitragen können. Bevor die entwickelte Lösung jedoch zur praktischen Anwendung kommen kann, bedarf es, insbesondere bei der Fertigung sicherheitskritischer Bauteile, einer Qualifizierung. Hierbei muss nachgewiesen werden, dass die entwickelten Regler auch unter Industriebedingungen die vorgegebenen Toleranzen für Stauchweg und Drehlage prozesssicher einhalten. Außerdem wurde die Regelung auf eine spezielle Schweißaufgabe hin ausgelegt. Deshalb braucht es einer Ausweitung der Methode auf verschiedene Werkstückgrößen und Werkstoffe, was eine Verallgemeinerung der im Regler implementierten Prädiktionsmodelle erfordert. Zukünftig könnte sich ein weiteres Verbesserungspotenzial durch die Applikation modernerer modellbasierter Regler, wie beispielsweise der auf dem MPC-Verfahren (Model Predictive Control) beruhenden Regler, insbesondere der nichtlinearen Variante hiervon, erschließen. Da sich mit diesem Ansatz Randbedingungen, wie z. B. die Toleranzgrenzen der Axialkraft, explizit im Regelgesetz berücksichtigen lassen, könnte dies auch zu einer

Steigerung der Schweißqualität beitragen. Allerdings ist bei solchen Regelungsverfahren, wie auch dem soeben beispielhaft erwähnten, zu berücksichtigen, dass ein nichtlineares Optimierungsproblem unter den gegebenen Echtzeitbedingungen des SRS-Prozesses zu lösen wäre. Da die aktuelle Prozessortechnik bei der Bearbeitung derartiger Aufgaben an ihre Grenzen stößt, kann dieses Vorgehen nur unter Beachtung der fortschreitenden Rechnerleistungen erfolgen.

Nach Einschätzung einer Studie des *Deutschen Verbandes für Schweißen und verwandte Verfahren*, in der die Zukunftsaussichten der Fügeverfahren aus der Sicht von Industrievertretern und Forschungseinrichtungen beurteilt wurden, wird die Bedeutung des Fügens in der Produktionstechnik weiter wachsen (MATTHES & SELIGA 2003). Ursächlich für diese Entwicklung sind u. a. die Trends hin zu

- Kosteneinsparungen durch eine Reduzierung der Zerspananteile bei der Herstellung von Strukturbauteilen und damit einhergehend
- einem ressourcenschonenderen Materialeinsatz,
- einer verstärkt angewandten Integralbauweise zur Erweiterung der Produktfunktionalität,
- leistungsgesteigerten Bauteilen, d. h. verbesserte Festigkeitseigenschaften bei gleichzeitiger Verringerung der Masse, sowie
- einer beanspruchungsgerechteren Konstruktionsweise.

Die zunehmende Wichtigkeit der Fügechnik wird sich beim SRS, das die Rolle eines Sonderverfahrens einnimmt, auf spezielle Anwendungen konzentrieren (siehe SCHOBER et al. 2002, WEH 2009), nämlich solche, bei denen

- eine hohe Schweißenergie aufgrund des Einsatzes großer Werkstücke oder warmfester Werkstoffe erforderlich ist,
- verschiedenartigste Materialien miteinander kombiniert werden sollen, auch solche, die mit herkömmlichen Verfahren nicht verschweißt werden können sowie
- eine hohe Qualität des Schweißgefüges und Prozesssicherheit verlangt wird.

Damit wird ein besonderer Schwerpunkt des SRS weiterhin in der Luftfahrttechnik liegen (KNOTT 2009). Aufgrund der Bedeutung der Fügeverfahren für die Produktionstechnik im Allgemeinen und der Vorzüge des SRS im Speziellen muss es das Bestreben der Industrie und der Forschung sein, das SRS kontinuierlich weiterzuentwickeln. Die vorliegende Arbeit leistet ihren Beitrag hierzu, in-

dem die entwickelte Lösung zur hochgenauen Reproduzierung von Stauchweg und Drehlage dazu führen soll, den Anwendungsbereich für das SRS zu erweitern, die Prozesskosten zu senken und die Wettbewerbsfähigkeit gegenüber dessen Konkurrenzverfahren zu verbessern.

## 10 Literaturverzeichnis

ADAM 1979

Adam, P.: *Ablauf der Verbindungsbildung beim Schwungradreibschweißen von hochwarmfesten Legierungen – Temperaturverlauf und Wulstbildung. Schweißen und Schneiden* 31 (1979) 7, S. 279-283.

AKBARI & RAHBAR 2008

Akbari Mousavi, S. A.A.; Rahbar Kelishami, A.: *Experimental and Numerical Analysis of the Friction Welding Process for the 4340 Steel and Mild Steel Combinations. Welding Journal, Welding Research Supplement* 87 (2008) 7, S. 178–s - 186–s.

BACKOFEN 1972

Backofen, W. A.: *Deformation Processing. Reading/Massachusetts: Addison-Wesley Company* 1972.

BAYERISCHE FORSCHUNGSSTIFTUNG 2009

Bayerische Forschungsstiftung: *Geregeltes Schwungrad-Reibschweißen. In: Bayerische Forschungsstiftung (Hrsg.): Jahresbericht 2009. München, S. 77.*

BOLLIG 2004

Bollig, A.: *Prädiktive Prozessregelung beim Schweißen mit Laserstrahlung. Diss. RWTH Aachen (2003). Düsseldorf: VDI-Verlag* 2004. ISBN: 3-18-502008-1. (Reihe 8, Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik 1020).

CANNON 2009

Cannon, M.: *Model Predictive Control (Lecture Notes). Department of Engineering Sciences, The University of Oxford. Oxford: 2009.*  
<<http://www.eng.ox.ac.uk/~conmrc/mpc>> – 21.09.2010

CONRAD 1999

Conrad, K.-J.: *CNC-Technik. In: Beuke, D.; Conrad, K.-J. (Hrsg.): CNC-Technik und Qualitätsprüfung. München: Carl Hanser* 1999, S. 11-228. ISBN: 3-446-21243-4.

CHENG 1962

Cheng, C. J.: *Transient Temperature Distribution During Friction Welding of Two Similar Materials in Tubular Form. Welding Journal, Welding Research Supplement* 41 (1962) 12, S. 542–s - 550–s.

*DAVE et al. 2001*

*Dave, V. R.; Cola, M. J.; Hussen, G. N. A.: Heat Generation in the Inertia Welding of Dissimilar Tubes. Welding Journal, Welding Research Supplement 80 (2001) 10, S. 246–s - 252–s.*

*D'ALVISE 2002*

*D'Alvise, L.: Development of a Finite Element Model for the Simulation of the Inertia Friction Welding Process between Dissimilar Materials. Diss. L'Ecole Nationale Supérieure Des Mines De Paris (2002).*

*DEMUTH & BEALE 2001*

*Demuth, H.; Beale, M.: Neural Networks Toolbox. Natick (MA) / USA: The MathWorks Inc. (2001).*

*DENNIN 1979*

*Dennin, G.: Optimierung von Einstellwerten für das Reibschweißen mit kontinuierlichem Antrieb. Schweißen und Schneiden 31 (1979) 7, S. 283-289.*

*DILTHEY 2006*

*Dilthey, U.: Schweißtechnische Fertigungsverfahren 1. 3. Aufl. Berlin: Springer 2006. ISBN: 978-3-540-21673-5.*

*DIN 1910-100*

*DIN 1910-100: Schweißen und verwandte Prozesse – Begriffe – Teil 100: Metallschweißprozesse mit Ergänzungen zu DIN EN 14610:2005. Berlin: Beuth 2008.*

*DIN 19226*

*DIN 19226, Teil 1: Regelungstechnik und Steuerungstechnik. Berlin: Beuth 1994-02.*

*DIN EN 14610*

*DIN EN 14610: Schweißen und verwandte Prozesse – Begriffe für Metallschweißprozesse. Berlin: Beuth 2005.*

*DIN EN ISO 15620*

*DIN EN ISO 15620: Reibschweißen von metallischen Werkstoffen. Berlin: Beuth 2000.*

*DITTMAR & PFEIFFER 2009*

*Dittmar, R.; Pfeiffer, B.-M.: Modellbasierte prädiktive Regelung. München: Oldenbourg 2009. ISBN: 3-486-27523-2.*



**DRIESCHER 1998**

Driescher, H.-A. B.: *Prädiktive Regelung für Multimodellansätze mit neuronalen Netzwerken. Diss. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg (1998).*

**EIBELSHÄUSER 1992**

Eibelshäuser, P.: *Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen. In: J. Milberg (Hrsg.): Werkzeugmaschinen – Grundlagen. Berlin: Springer 1992, S. 79-116. ISBN: 3-540-54538-7.*

**FÖLLINGER et al. 2008**

Föllinger, O.; Dörrscheidt, F.; Klittich, M.: *Regelungstechnik. 10. Aufl. Heidelberg: Hüthig 2008. ISBN: 978-3-7785-2970-6.*

**FU et al. 2003**

Fu, L.; Duan, L. Y.; Du, S. G.: *Numerical Simulation of Inertia Friction Welding Process by Finite Element Method. Welding Journal, Welding Research Supplement 82 (2003) 3, S. 65–s - 70–s.*

**GEBHARDT 2004**

Gebhardt, N.: *Arbeitszylinder. In: Will, D. et al. (Hrsg.): Hydraulik – Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. 2. Aufl. Berlin: Springer 2004, S. 135-150. ISBN: 3-540-20116-5.*

**GOLDAU & BEHREND 2006**

Goldau, H.; Behrend, C.: *Präzisionsreibschweißen erschließt neue Anwendungsfelder. In: Sheikhi, S. et al. (Hrsg.): Geesthachter Schweißstage 06 – Festphase-Fügeverfahren 2006, S. 55-62.*

**GRANT et al. 2009**

Grant, B.; Preuss, M.; Withers, P. J.; Baxter, G.; Rowlson, M.: *Finite element process modelling of inertia friction welding advanced nickel-based superalloy. Materials Science and Engineering, Part A 513-514 (2009) C, S. 366-375.*

**GROSS et al. 2002**

Gross, D.; Hauger, W.; Schnell, W.; Wriggers, P.: *Technische Mechanik 4. 4. Aufl. Berlin: Springer 2002. ISBN: 3-540-41595-5. (Technische Mechanik 4).*

**GRÜNAUER 1987**

Grünauer, H.: *Reibschweißen von Metallen. Ehningen bei Böblingen: expert 1987. ISBN: 3-8169-0117-4. (Kontakt & Studium 198).*

*HARTMANN et al. 2002*

Hartmann, H.; Schautt, M.; Pascucci, A.; Gombert, B.: *eBrake – The Mechatronic Wedge Brake. Society of Automotive Engineers (SAE) (Hrsg.): 20<sup>th</sup> Annual Brake Colloquium And Exhibition. Phoenix (AZ) / USA, Oktober 2002.*

*HO et al. 2006*

Ho, L. M.; Roberts, R.; Hartmann, H.; Gombert, B.: *The Electronic Wedge Brake – EWB. Society of Automotive Engineers(SAE) (Hrsg.): 24<sup>th</sup> Annual Brake Colloquium And Exhibition. Grapevine (TX) / USA, Oktober 2006.*

*HORN 2002*

Horn, H.: *Neue Entwicklungen bei den Reibschweißverfahren. In: DVS Media GmbH (Hrsg.): Jahrbuch Schweißtechnik 2002. Düsseldorf: DVS 2002, S. 102-110.*

*JOBB 2004*

Jobb, D.: *Unconventional Welding. Nickel Magazine 19 (2004) 3, S. 10-11.*

*KACHANOV 1971*

Kachanov, L.: *Foundations of the Theory of Plasticity. Amsterdam: North-Holland Publishing Company 1971.*

*KES 1989*

Kes, P. H.: *Beitrag zum Reibschweißen duktiler Eisengusswerkstoffe. Diss. RWTH Aachen (1989). Düsseldorf: DVS-Verlag 1989. ISBN: 3-87155-888-5. (Schweißtechnische Forschungsberichte 29).*

*KNOTT 2009*

Knott, U. C.: *Reibschweißen im Triebwerksbau - eine Schlüsseltechnologie. In: Zäh, M. F. (Hrsg.): iwv Seminarreihe 2009 – Reibschweißen eine Alternative. München: Utz 2009. ISBN: 978-3-896-75094-5.*

*KREYE & WITTKAMP 1977*

Kreye, H.; Wittkamp, I.: *Gefügeänderungen und Bindemechanismus beim Reibschweißen. Zeitschrift für Metallkunde 68 (1977) 4, S. 253-259.*

*LACKMANN & MERTENS 1997*

Lackmann, J.; Mertens, H.: *Festigkeitslehre. In: Beitz, W. et al. (Hrsg.): Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin: Springer 1997, S. C1-C6. ISBN: 3-540-62467-8.*

*LÄMMEL & CLEVE 2004*

Lämmel, U.; Cleve, J.: *Lehr- und Übungsbuch Künstliche Intelligenz. 2. Aufl. München: Carl-Hanser 2004. ISBN: 3-446-22574-9.*

*LJUNG 1999*

*Ljung, L.: System Identification. 2. Aufl. Upper Saddle River (NJ) /USA: Prentice Hall 1999. ISBN: 0-13-656695-2. (Prentice Hall Information and System Sciences Series).*

*LOTZ 2009*

*Lotz, M.: Modellbasierte und prädiktive Regelung. In: Zäh, M. F. et al. (Hrsg.): iwB Seminarreihe 2009 – Reibschweißen – eine Alternative. München: Utz 2009. ISBN: 978-3-896-75094-5.*

*LOTZ & LÖHE 2010*

*Lotz, M.; Löhe, J.: Regelung der Winkelorientierung beim Schwungrad-Reibschweißen. <<http://www.youtube.com/watch?v=biJwHtDztRo>> – 28.02.2011.*

*LOTZ & PÖHLER 2008*

*Lotz, M.; Pöhler, A.: Schwungradreibschweißen – Erhöhung der Fertigungsqualität. iwB Newsletter 16 (2008) 2, S. 3-5.*

*LAUSCH 1990*

*Lausch, H.: Digitale Regelung hydraulischer Antriebe mittels pulsbreitenmoduliert angesteuerter Proportionalventile. Diss. Universität-Gesamthochschule-Duisburg. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990. ISBN: 3-18-141308-9. (Fortschritts-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 213).*

*MATTHES et al. 2009*

*Matthes, K. J.; Schneider, W.; Kleinert, H.: Fügen. In: Awiszus, B. et al. (Hrsg.): Grundlagen der Fertigungstechnik. München: Carl Hanser 2009, S. 211-284. ISBN: 978-3-446-41757-1.*

*MATTHES & SELIGA 2003*

*Matthes, K. J.; Seliga, E.: Gerätetechnischer Forschungsbedarf in der Fügetechnik aus Sicht mittelständischer Anlagenhersteller oder Systemanbieter. Chemnitz: Studie im Auftrag der Forschungsvereinigung des Deutschen Verbandes für Schweißen und verwandte Verfahren e. V. 2003.*

*MEYER 1978*

*Meyer, B.: Untersuchungen zum Reibschweißprozess unter Einbeziehung des Schwungradverfahrens. Diss. RWTH Aachen (1978).*

*MOAL et al. 1992*

*Moal, A.; Massoni, E.; Chenot, J. L.: A finite element modeling for the inertia welding process. In: Owen, D. R. J. et al. (Hrsg.): Proceedings of International Conference on Computational Plasticity. Barcelona 1992, S. 289-300.*

NA et al. 1984

Na, S.-j.; Ruge, J.; Thomas, K.: *Temperaturermittlung beim Reibschweißen ungleichartiger Werkstoffe in zylindrischer Form – Messung und Berechnung. Schweißen und Schneiden* 36 (1984) 3, S. 121-126.

NATKE 1988

Natke, H. G.: *Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse. 2 Aufl. Braunschweig: Vieweg 1988. ISBN: 3-528-18145-1. (Grundlagen der Ingenieurwissenschaften).*

NELLIS & KLEIN 2009

Nellis, G.; Klein, S. A.: *Heat Transfer. Cambridge: Cambridge University Press 2009. ISBN: 978-0-5218-8107-4.*

NEUMANN & SCHOBER 1991

Neumann, A.; Schober, D.: *Reibschweißen von Metallen. Düsseldorf: DVS 1991. ISBN: 3-87155-124-4. (Fachbuchreihe Schweißtechnik 107).*

NØRGAARD et al. 2003

Nørgaard, M.; Ravn, O.; Poulsen, N. K.; Hansen, L. K.: *Neural Networks for Modelling and Control of Dynamic Systems. 3. Aufl. London: Springer 2003. ISBN: 1-85233-227-1. (Advanced textbooks in control and signal processing).*

PEEKEN 1997

Peeken, H.: *Wälzlagerungen. In: Beitz, W. et al. (Hrsg.): Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin: Springer 1997, S. G75-G89. ISBN: 3-540-62467-8.*

POPOV 2009

Popov, V. L.: *Kontaktmechanik und Reibung. Berlin: Springer 2009. ISBN: 978-3-540-88837-6.*

PREUSS et al. 2006

Preuss, M.; Withers, P. J.; Baxter, G.: *A comparison of inertia friction welds in three nickel base superalloys. Materials Science and Engineering A* 437 (2006) 38-45.

RAU 2003

Rau, M.: *Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung auf Basis lernfähiger Zustandsraummodelle. Diss. Technische Universität München (1998).*

*REXROTH 2005a*

*Bosch Rexroth AG: Regelventile mit eingebauter Elektronik (OBE) - Typ 4WRREH6. Lohr am Main: 2005. <<http://www.boschrexroth.de>> – 01.06.2011*

*REXROTH 2005b*

*Bosch Rexroth AG: 4/2- und 4/3-Proportional-Wegeventile, direktgesteuert, mit elektrischer Wegrückführung ohne/mit integrierter Elektronik (OBE). Lohr am Main: 2005. <<http://www.boschrexroth.de>> – 01.06.2011*

*REXROTH 2010*

*Bosch Rexroth AG: Servo-Wegeventile in 4-Wege-Ausführung. Lohr am Main: 2010. <<http://www.boschrexroth.de>> – 01.06.2011*

*RICHTER 2008*

*Richter, E.: Grundlagen. In: Matthes, K.-J.; Richter, E. (Hrsg.): Schweißtechnik. München: Carl Hanser 2008, S. 21-25. ISBN: 978-3-446-41422-8.*

*ROBERTS et al. 2003*

*Roberts, R.; Schautt, M.; Hartmann, H.; Gombert, B.: Modelling and Validation of the Mechatronic Wedge Brake. Society of Automotive Engineers(SAE) (Hrsg.): 21<sup>th</sup> Annual Brake Colloquium And Exhibition. Hollywood (FL) / USA, Oktober 2003.*

*RODER et al. 2005*

*Roder, O.; Helm, D.; Neft, S.; Albrecht, J.; Luetjering, G.: Mixed Inconel Alloy 718 Inertia Welds for Rotating Applications – Microstructures and Mechanical Properties. In: TMS (Hrsg.): 6<sup>th</sup> International Conference on Superalloys 718, 625, 706 and Derivatives. Warrendale, USA 2005, S. 649-659.*

*RUGE 1993*

*Ruge, J.: Handbuch der Schweißtechnik – Verfahren und Fertigung. 3. Aufl. Berlin: Springer 1993. ISBN: 3-540-55407-6. (Handbuch der Schweißtechnik 2).*

*RUGE 1980*

*Ruge, J.: Schweißen im festen Zustand – Kaltpreßschweißen, Diffusions-schweißen, Reibschweißen. In: DVS Berichte 65. Düsseldorf: DVS 1980, S. 41-46.*

*RUGE & WOHLFAHRT 2007*

*Ruge, J.; Wohlfahrt, H.: Technologie der Werkstoffe. 8. Aufl. Braunschweig: Vieweg 2007. ISBN: 978-3-8348-0286-6.*

*SATHIJA et al. 2006*

*Sathija, P.; Aravindan, S.; Noorul Haq, A.; Panneerselvam, K.: Optimization of friction welding parameters using simulated annealing. Indian Journal of Engineering & Materials Sciences 13 (2006) 2, S. 37-44.*

*SATHIJA et al. 2007*

*Sathija, P.; Aravindan, S.; Noorul Haq, A.: Effect of Friction Welding Parameters on Mechanical and Metallurgical Properties of Ferritic Stainless Steel. International Journal of Advanced Manufacturing Technology 31 (2007) 11-12, S. 1076-1082.*

*SCHAEFER 1971*

*Schaefer, R.: Beitrag zum Reibschweißen von Metallen unter besonderer Berücksichtigung der Energieumwandlung während des Schweißprozesses. Diss. RWTH Aachen (1971).*

*SCHMIDT 1982*

*Schmidt, J.: Beitrag zur Prozesssteuerung beim Reibschweißen. Diss. RWTH Aachen (1982).*

*SCHOBER 2008*

*Schober, D.: Schweißen durch Bewegungsenergie. In: Matthes, K.-J.; Richter, E. (Hrsg.): Schweißtechnik. München: Carl Hanser 2008, S. 403-415. ISBN: 978-3-446-41422-8.*

*SCHOBER et al. 2002*

*Schober, D.; Appel, L.; Horn, H.; Santos d., J.; Wiesner, P.; Winkel, H. J.: Stand und Zukunftsaussichten der Sonderschweißverfahren – Teil 1: Reibschweißen. Schweißen und Schneiden 54 (2002) 9, S. 502-509.*

*SCHUTZRECHT DE 10330188 A1 2005*

*Schutzrecht DE 10330188 A1 (03.02.2005). Kuka Schweißanlagen GmbH. Pr.: DE10330188.7. 2003-07-03. Goldstein, C.; Menzinger, M.: Verfahren und Vorrichtung zum Pressschweißen.*

*SCHUTZRECHT DE 19819564 C2 2000*

*Schutzrecht 19819564 C2 (08.06.2000). Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. Pr.: DE19819564.8-12 1998-04-30. Dietrich, J.; Gombert, B.; Grebenstein, M.: Elektromechanische Bremse mit Selbstverstärkung.*

*SCHUTZRECHT DE 2436128 A1 1975*

*Schutzrecht DE 2436128 A1 (13.02.1975). Kabushiki Kaisha Toyoda Jidoshokki Sakusho. Pr.: JP48-85182 1973-07-27. Takaoka, H. K.; Kubo, T.; Hayashi, T.: Vorrichtung und Verfahren zum Reibungsschweißen.*

*SCHUTZRECHT DE 3226362 C2 1984*

*Schutzrecht DE 3226362 C2 (16.08.1984). Kuka Schweißanlagen u. Roboter GmbH. Pr.: DE3226362.7-45 1982-09-14. Steinhart, W.; Mitschele, R.: Verfahren zum Abbremsen von Reibschweißmaschinen beim Reibschweißen von Teilen mit genauer Winkelposition nach dem Schweißen.*

*SCHUTZRECHT DE 3413023 C2 1991*

*Schutzrecht DE 3413023 C2 (28.11.1998). Rolls-Royce Limited. Pr.: GB09414-83 1983-04-07. Benn, B. L.; Towler, B.: Verfahren zur Regelung eines Schwungkraft- oder Reibungsschweißvorgangs.*

*SCHUTZRECHT EP 0995534 B1 2007*

*Schutzrecht 0995534 B1 (09.05.2007). General Electric Co. Pr.: US166239 1998-10-05. Ablett, A. M.; Carrier, C. W.; Humke, B. J.; Strang, S. A.: Superspeed Inertia Welding.*

*SCHUTZRECHT RU 106270 1956*

*Schutzrecht RU 106270 (16.02.1956). Chudikov, A. I.: Reibschweißen.*

*SCHUTZRECHT US 2005/0218192 A1 2005*

*Schutzrecht US 2005/0218192 A1 (06.10.2005). US10/814467 2004-03-31. Lovin, J.; Adams, R.; Kuruzar, D.; Spindler, D. E.: Method and System of Inertia Friction Welding.*

*SCHUTZRECHT US 3273233 1966*

*Schutzrecht US 3273233 Patent (20.09.1966). Caterpillar Tractor Co. Pr.: US407955 1964-10-27. Oberle, T. L.; Calton, M. R.; Loyd, C. D.; White, C. F.: Method of Bonding Metal Workpieces.*

*SCHUTZRECHT US 3541669 1970*

*Schutzrecht US 3541669 Patent (24.11.1970). Caterpillar Tractor. Pr.: US777290 1968-11-20. Yocum, R. W.: Orienting Inertia Welded Parts.*

*SCHUTZRECHT US 3564703 1971*

*Schutzrecht US 3564703 Patent (23.02.1971). Caterpillar Tractor. Pr.: US777289 1968-11-20. Kiwalle, J.: Method of Aligning Friction Welded Parts.*

*SCHUTZRECHT US 3750927 1973*

*Schutzrecht US 3750927 Patent (07.08.1973). Poduction Technology Inc. Pr.: US198256 1971-11-12. Miller, R. G.; Crayton, J. W.; Farmer, C. G.; Satzler, R. L.: Apparatus and Control for Angular Alignment of Inertia or Friction Welded Parts.*

*SCHUTZRECHT US 444721 1891*

*Schutzrecht US 444721 Patent (13.01.1891). Peoria Metal Spinning Company. Pr.: US347067 1890-04-08. Bevington, J. H.: Spinning Tube.*

*SCHUTZRECHT US 463134 1891*

*Schutzrecht US 463134 (17.11.1891). New Process Welding and Spinning Company. Pr.: US380770 1891-02-09. Bevington, J. H.: Mode of Welding the End of Wire, Rods and Others.*

*SCHUTZRECHT US 5858142 1999*

*Schutzrecht US 5858142 (12.01.1999). Inertia Friction Welding, Inc. Pr.: US987493 1997-12-09. Tully, L. R.; Johnson, S. A.; Konieczny, D.; Estes, S. R.: Angular Orientation Control Systems for Friction Welding.*

*SCHUTZRECHT US 7080770 B2 2006*

*Schutzrecht US 7080770 B2 (25.07.2006). Manufacturing Technology, Inc. Pr.: US 2006/0049235 2006-03-09. Lovin, J.; Adams, R.; Spindler, D. E.; Kuruzar, D.: Method and System of Inertia Friction Welding.*

*SCHUTZRECHT US 7651019 B2 2010*

*Schutzrecht US 7651019 B2 (26.01.2010). Rolls-Royce plc. Pr.: GB0418524.5 2004-08-19. Kyriakoglou, I.: Process and Apparatus for Friction Welding.*

*SCHUTZRECHT US RE39019 E 2006*

*Schutzrecht US RE39019 E (21.03.2006). S.S.D. Control Technology, Inc. Pr.: US09/759823 2001-01-12. Tully, L. R.; Johnson, S. A.; Konieczny, D.; Estes, S. R.: Angular Orientation Control Systems for Friction Welding.*

*SCHUTZRECHT WO 2006/022819 A1 2006*

*Schutzrecht WO 2006/022819 A1 (02.03.2006). Manufacturing Technology, Inc. Pr.: US10/924633 2004-08-24. Lovin, J.; Adams, R.; Kuruzar, D.; Spindler, D. E.: Method and System of Inertia Friction Welding.*

*SHINODA et al. 2006*

*Shinoda, T.; Ishikawa, K.; Takegami, H.: Applied Positioning-controlled Friction Welding Process of Aluminum Alloy. International Journal of Off-shore and Polar Engineering 16 (2006) 2, S. 132-137.*

*SLV MÜNCHEN 2006*

*SLV München: Bericht 5134/06 – Reibschweißverbindungen aus Titanlegierungen artgleich und mit Stahl. München: 30.06.2006.*



*SPINDLER 1994*

*Spindler, D. E.: What Industry Needs to Know about Friction Welding. Welding Journal 73 (1994) 3, S. 36-42.*

*STRÖHL & NOLLAU 2004*

*Ströhl, H.; Nollau, R.: Ventile. In: Will, D. et al. (Hrsg.): Hydraulik – Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. Berlin: Springer 2004, S. 151-220. ISBN: 3-540-20116-5.*

*VDI-RICHTLINIE 2221*

*VDI-Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. Düsseldorf: Beuth 1993.*

*VILL' 1967*

*Vill', V. I.: Reibschweißen von Metallen (Übersetzung aus dem Englischen). Düsseldorf: DVS 1967. (DVS Berichte 2).*

*WANG & LIN 1974*

*Wang, K. K.; Lin, W.: Flywheel Friction Welding Research. Welding Journal, Welding Research Supplement 53 (1974) 6, S. 233–s - 241–s.*

*WECK & BRECHER 2006*

*Weck, M.; Brecher, C.: Werkzeugmaschinen 5 – Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität. 7. Aufl. Berlin: Springer 2006. ISBN: 978-3-540-22505-8. (Werkzeugmaschinen 5).*

*WEH 2009*

*Weh, W.: Industrietypische Anwendungen und Potentiale des Reibschweißens. In: Zäh, M. F. et al. (Hrsg.): iwb Seminarreihe 2009 – Reibschweißen – eine Alternative. München: Utz 2009. ISBN: 978-3-896-75094-5.*

*WILL & NOLLAU 2004*

*Will, D.; Nollau, R.: Berechnungsgrundlagen. In: Will, D. et al. (Hrsg.): Hydraulik – Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. Berlin: Springer 2004, S. 31-86. ISBN: 3-540-20116-5.*

*ZÄH et al. 2008*

*Zäh, M. F.; Bonin, T.; Langhorst, M.; Lotz, M.; Rösch, O.; Löhe, J.: Umweltschutz – Ein Thema für die Werkzeugmaschine. In: Hoffmann, H. et al. (Hrsg.): Münchener Kolloquium – Innovationen für die Produktion. München: Utz 2008. ISBN: 978-3-831-60844-7.*

*ZAEH et al. 2009a*

*Zaeh, M. F.; Lotz, M.; Langhorst, M.; Poehler, A.: The Structural Behaviour of an Inertia Friction Welding Machine. In: NAFEMS (Hrsg.): NAFEMS World Congress 2009 – The Analysis Advantage: Perspectives on Engineering Simulation for Today and Beyond. Kreta / Griechenland, 16.-19. Juni 2009. Glasgow: NAFEMS 2009, S. 77. ISBN: 978-1-874-37642-2.*

*ZÄH et al. 2009b*

*Zäh, M. F.; Pöhler, A.; Lotz, M.; Reinhart, G.: Entwicklung und Aufbau einer Anlage zur Untersuchung des Schwungradreibschweißens. ZWF 104 (2009) 4, S. 222-223.*

*ZÄH et al. 2010a*

*Zäh, M. F.; Ruhstorfer, M.; Pöhler, A.: Reibschweißen – Schweißen ohne Schmelze. In: Hoffmann, H. et al. (Hrsg.): Münchener Kolloquium – Innovationen für die Produktion. München: Utz 2010, S. 229-240. ISBN: 978-3-831-64009-6.*

*ZÄH et al. 2010b*

*Zäh, M. F.; Lotz, M.; Löhe, J.: Modellierung des Schwungradreibschweißens durch Künstliche Neuronale Netze. ASIM-Workshop, Fachgruppe Simulation technischer Systeme und Fachgruppe Grundlagen und Methoden in Modellbildung und Simulation. Hochschule Ulm, 04./05.03.2010.*

*ZÄH & LOTZ 2010*

*Zäh, M. F.; Lotz, M.: Modellgestützte Regelung für das Schwungradreibschweißen. In: Gausemeier, J. et al. (Hrsg.): Entwurf mechatronischer Systeme. Paderborn: Heinz-Nixdorf-Institut 2010, S. 173-188. ISBN: 978-3-939-35091-0. (HNI-Verlagsschriftenreihe 272).*

# 11 Anhang

## 11.1 Reibschweißbarkeit von Werkstoffkombinationen

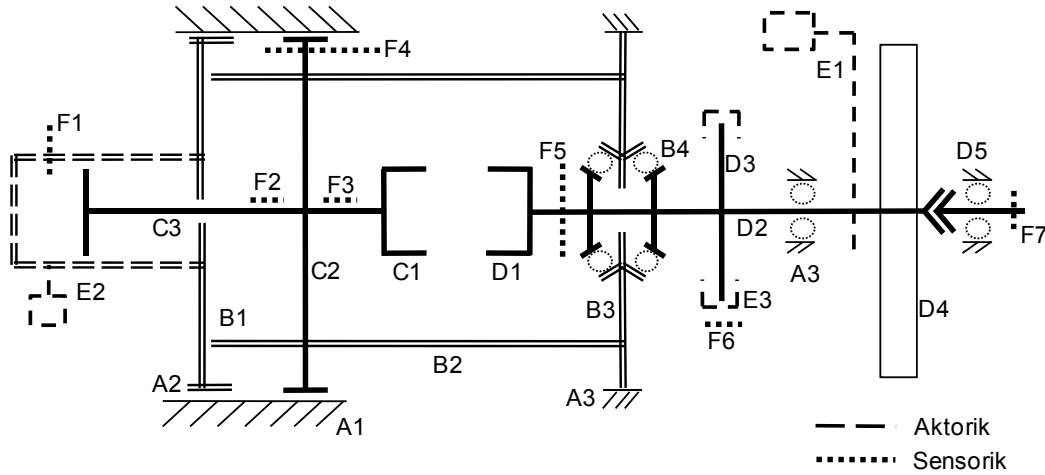
In Tabelle 7 ist eine Übersicht über die Eignung verschiedener Werkstoffe und ihrer Kombinationen für das Reibschweißen gegeben. Die Angaben basieren auf der DIN EN ISO 15620.

Tabelle 7: Geeignete Werkstoffkombinationen für das Reibschweißen

<u>Legende:</u> ● schweißgeeignet PM Pulvermetallurgie	Titan u. Titanlegierungen	Stahl PM	Stahlguss	Stahl, hochlegiert	Stahl, niedriglegiert	Stahl, unlegiert	Nickellegierungen PM	Nickel u. Nickellegierungen	Kupfer u. Kupferlegierungen	Gusseisen	Aluminium PM	Al- u. Al-Legierungen
Aluminium u. Aluminiumlegierungen	●	●	●	●	●	●		●	●	●	●	●
Aluminium PM				●	●	●					●	
Gusseisen		●	●	●	●	●				●		
Kupfer u. Kupferlegierungen	●	●	●	●	●	●			●			
Nickel u. Nickellegierungen	●			●	●	●	●	●				
Nickellegierungen PM	●				●	●	●					
Stahl, unlegiert	●	●	●	●	●	●						
Stahl, niedriglegiert	●	●	●	●	●							
Stahl, hochlegiert	●	●	●	●								
Stahlguss		●	●									
Stahl PM		●										
Titan u. Titanlegierungen	●											

## 11.2 Anforderungen an die Fertigungsmaschine

Ausgehend von der in Abschnitt 4.1 auszugsweise gezeigten Anforderungsliste (Tabelle 3) wurde entsprechend der Vorgehensweise nach VDI-RICHTLINIE 2221 eine Prinziplösung der SRS-Maschine entwickelt (siehe Abbildung 75).



<b>A Bezugssystem</b>	A1 Maschinenbett	A2 Linearführung	A3 Befestigung Spindelstock
	A4 Radiallagerung		
<b>B Rahmenstruktur</b>	B1 Zylinderaufhängung	B2 Zuganker (4 Stk., symmetrisch)	B3 Spindelstock
	B4 Axial-Pendelrollen-Lagerung		
<b>C Schlittensystem</b>	C1 Drehfeste Bauteilaufnahme	C2 Schlitten	C3 Kolbenstange
<b>D Spindelsystem</b>	D1 Rotierende Bauteilaufnahme	D2 Spindel	D3 Bremsscheibe
	D4 Schwungmassen	D5 Reitstock (demonitierbar)	
<b>E Aktorik</b>	E1 Asynchronmotor (Anfangsdrehzahl)	E2 Hydraulische Stauch-einheit (Zylinder, Wege-ventil und Druckquelle)	E3 Elektromechanische Keilbremse
<b>F Sensorik</b>	F1 Zylinderdruck	F2 Stauchkraft	F3 Prozessmoment
	F4 Längenmessgerät	F5 Winkelmessgerät	F6 Bremskraft
	F7 Drehgeber		

Abbildung 75: Prinziplösung der Gesamtmaschine

### 11.3 Experimentelle Modalanalyse

Bei der experimentellen Modalanalyse wird das innere Verhalten einer Struktur durch die Messung des frequenzabhängigen Übertragungsverhaltens zwischen zwei Strukturpunkten ermittelt. Die Übertragungsfunktion beschreibt das Verhältnis der Strukturantwort  $X_A(\omega)$  zur Erregerkraft  $F_B(\omega)$  – also die Nachgiebigkeit  $N_{AB}(\omega)$  zwischen den zwei Freiheitsgraden  $A$  und  $B$ .

$$N_{AB}(\omega) = \frac{X_A(\omega)}{F_B(\omega)} \quad (11-1)$$

Bei  $N(\omega)$  handelt es sich um eine komplexe frequenzabhängige Größe, bestehend aus Betrag und Phasenwinkel. Die Übertragungsfunktion wird durch das Eigenschwingungsverhalten der Struktur bestimmt. Unter der Voraussetzung eines linearen Systemverhalten – so wie es auch für die gegebene Maschinenstruktur zulässig ist – ergibt sich der Frequenzgang aus der additiven Überlagerung von Einmassenschwingern, durch die jeder einzelne Freiheitsgrad der Struktur beschrieben werden kann. Bei realen Strukturen handelt es sich um ein mechanisches Kontinuum, was aufgrund der theoretisch unendlich vielen Freiheitsgrade zu unendlich vielen Eigenfrequenzen bzw. Eigenmoden der Maschine führt. Da die für die Prozessgenauigkeit kritischen Eigenschwingungen im tiefen Frequenzbereich auftreten, genügt es jedoch, das dynamische Verhalten durch eine endliche Anzahl von Eigenschwingungen im niederen Frequenzbereich zu charakterisieren. Für ein System mit proportionaler viskoser Dämpfung lautet die mathematische Formulierung der Übertragungsfunktion zwischen zwei Freiheitsgraden  $A$  und  $B$ :

$$N_{AB}(\omega) = \frac{X_A(\omega)}{F_B(\omega)} = \sum_{e=1}^m \frac{N_{eAB}}{1 + 2j D_e \omega/\omega_e - (\omega/\omega_e)^2} \quad (11-2)$$

Der Nachgiebigkeitsfrequenzgang stellt sich als eine Abfolge von Resonanzüberhöhungen dar, wobei jede dieser Spitzen der Eigenfrequenz einer äquivalenten Einfreiheitsgrad-Struktur zugeordnet werden kann. Folglich beschreibt Gleichung (11-2) die Übertragungsfunktion als Summe von Frequenzgängen entsprechender Einmassenschwinger. Hierbei steht  $e$  für die Nummer der Eigenfrequenzen. Die modalen Parameter – Eigenfrequenz  $\omega_e$ , Lehrsche Dämpfung  $D_e$  und Kenn-Nachgiebigkeit bzw. Eigenvektorkomponente  $N_{eAB}$  – werden experimentell anhand der zu messenden Frequenzgänge bestimmt. Während die Eigenfrequenz sowie die Lehrsche Dämpfung ortsunabhängig sind, hängt die Kenn-

Nachgiebigkeit von der Stellenkombination zwischen  $A$  und  $B$  ab. Sie ergibt sich aus den Eigenvektoren  $\{\Psi_{eA}\}$  und  $\{\Psi_{eB}\}$  und der statischen Steifigkeit des äquivalenten Einmassenschwingers  $k_e$  zu:

$$N_{eAB} = \frac{\{\Psi_{eA}\} \cdot \{\Psi_{eB}\}^T}{k_e} \quad (11-3)$$

Die Eigenvektoren geben Aufschluss über das frequenzabhängige Verformungsmuster der Maschinenstruktur. Durch Auftragen der Vektorkomponenten in einem Verformungsdiagramm lassen sich die Eigenschwingungsformen visuell darstellen, um so ein genaues Verständnis des dynamischen Strukturverhaltens zu erhalten (WECK & BRECHER 2006).

Abbildung 76 zeigt den messtechnischen Aufbau, wie er zur Durchführung der experimentellen Modalanalyse verwendet wurde, deren Ergebnisse in Abschnitt 4.2 vorgestellt wurden.

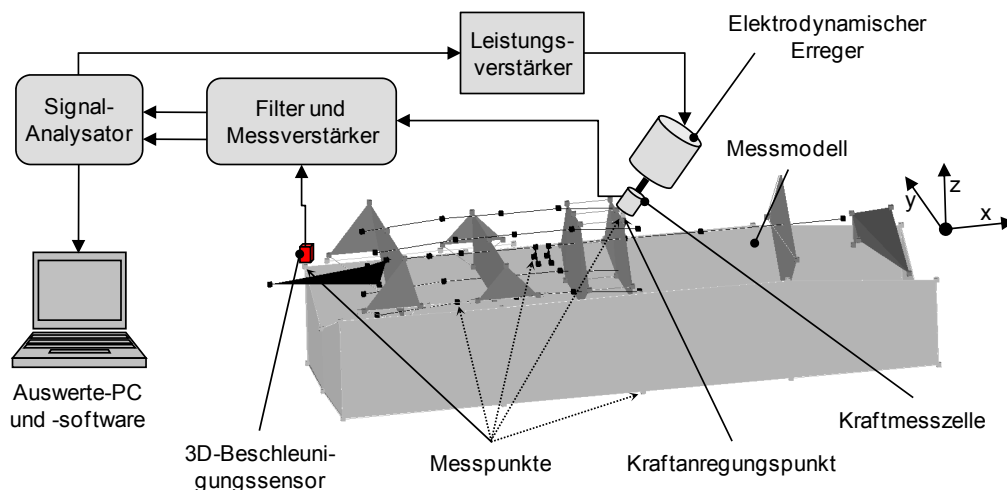


Abbildung 76: Messaufbau zur Durchführung der Modalanalyse

Die Anregung erfolgte durch einen elektrodynamischen Erreger, mit dem ein sinusförmiges Kraftsignal in die Struktur eingeleitet wurde. Der relevante Frequenzbereich zwischen  $20\text{ Hz}$  und  $450\text{ Hz}$  wurde stufenweise in Schritten von  $1\text{ Hz}$  durchlaufen, wobei im jeweils eingeschwungenen Zustand die Kraft- und Bewegungssignale aufgenommen wurden. Die Strukturantworten werden an geeigneten Stellen der Maschine aufgenommen. Hierfür bieten sich Beschleunigungssensoren an, da diese am besten zur Signalumwandlung geeignet sind. Der Zusammenhang zwischen der gemessenen Beschleunigung  $A$  pro Kräfteinheit in  $m/(N \cdot s^2)$  und der gesuchten Nachgiebigkeit  $N$  pro Kräfteinheit in  $m/N$  lautet:

$$N(\omega) = \frac{A(\omega)}{(j\omega)^2} \quad (11-4)$$

Durch die Verwendung von Drei-Achs-Sensoren lässt sich das räumliche Bewegungsverhalten der Strukturpunkte erfassen.

Zur Beurteilung des Genauigkeitsverhaltens wurde bei der Analyse gemäß Abschnitt 4.2 die relative Nachgiebigkeit als Kenngröße herangezogen. Die relative Verlagerung  $u_{rel}$  ergibt sich aus der Differenz der Absolutverlagerungen der beiden Werkstücke  $u_{W1}$  und  $u_{W2}$ , wobei

$$\begin{bmatrix} u_{W1} \\ u_{W2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_{W1-W1} & N_{W1-W2} \\ N_{W2-W1} & N_{W2-W2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{rel} \\ -F_{rel} \end{bmatrix} \quad (11-5)$$

Unter Berücksichtigung, dass bei gerechtfertigter Annahme eines linearen Systemverhaltens  $N_{W1-W2} = N_{W2-W1}$  entsprechend des Maxwellsches Reziprozitätsprinzips gilt, folgt für die Relativnachgiebigkeit  $N_{rel}$  zwischen den beiden Werkstücken:

$$N_{rel} = \frac{u_{rel}}{F_{rel}} = \frac{u_{W2} - u_{W1}}{F_{rel}} = N_{W1-W1} + N_{W2-W2} - 2 \cdot N_{W1-W2} \quad (11-6)$$

Es ist zu beachten, dass bei der Modalanalyse lediglich die Frequenzgänge zwischen dem Erregungspunkt  $E$  und den verschiedenen Messpunkten aufgenommen wurden, wozu auch die Punkte der beiden Werkstückeinspannungen  $W1$  und  $W2$  gehörten. Die vier erforderlichen Übertragungsfunktionen, d. h. sowohl die direkten Nachgiebigkeiten  $N_{W1-W1}$  und  $N_{W2-W2}$  als auch die Kreuznachgiebigkeiten  $N_{W1-W2}$  sowie  $N_{W2-W1}$ , wurden nicht explizit gemessen. Abbildung 77 verdeutlicht diesen Sachverhalt.

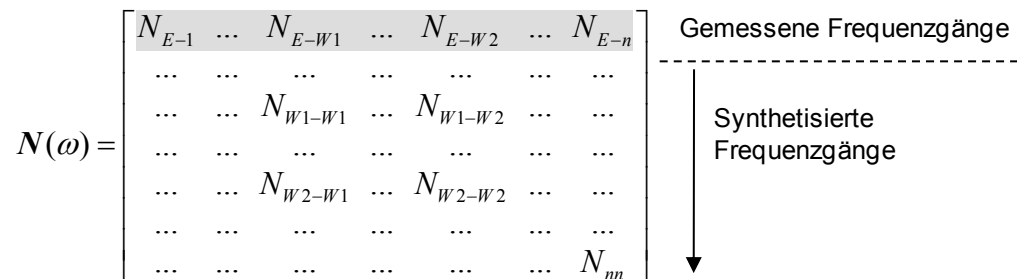
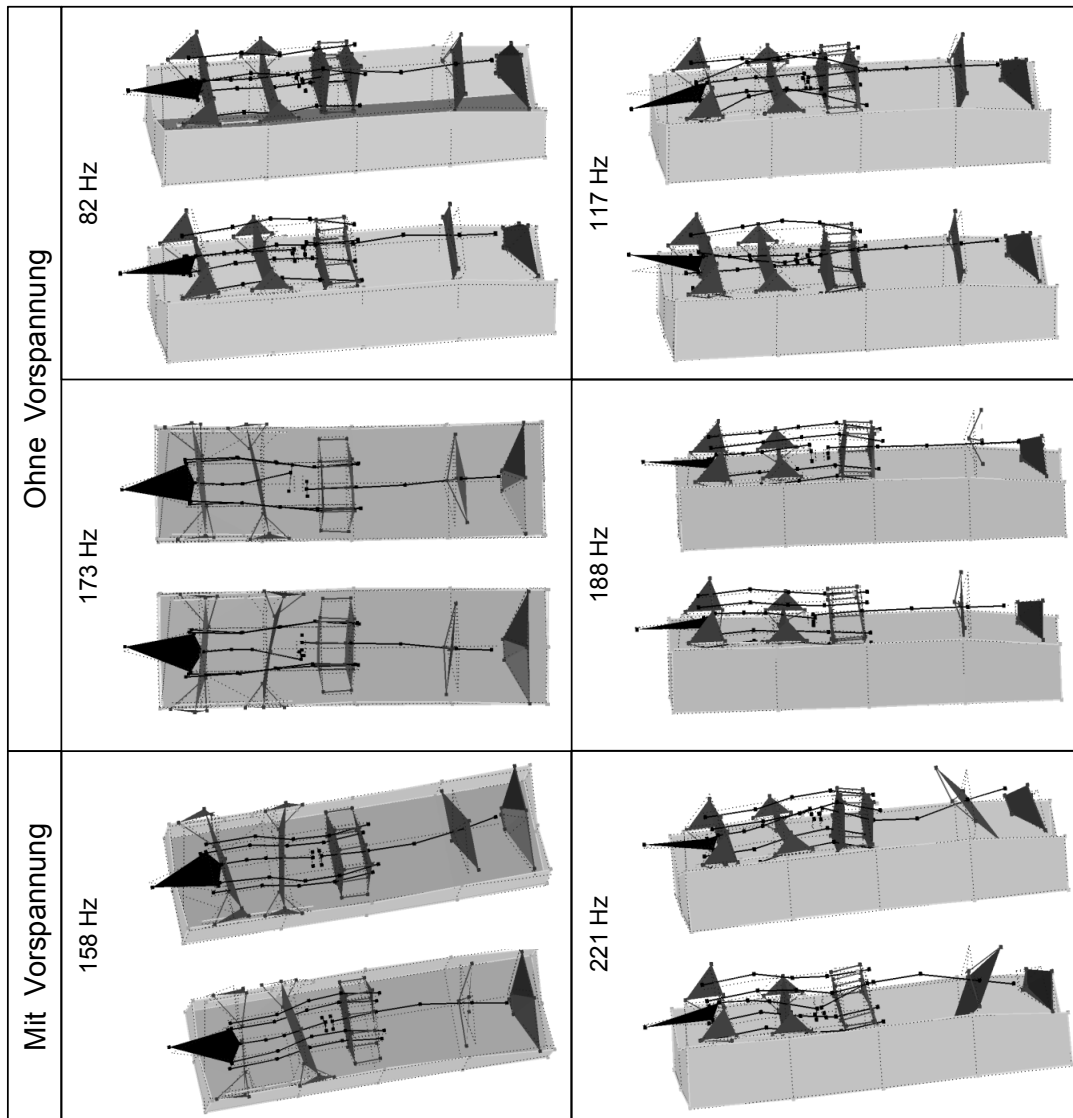


Abbildung 77: Synthetisierung von Frequenzgängen

Die vollständige Nachgiebigkeitsmatrix besteht mit  $n$  festgelegten Freiheitsgraden aus  $n \times n$  Nachgiebigkeitsfrequenzgängen, wobei jedoch nur eine Zeile oder eine Spalte dieser Matrix bei der Modalanalyse experimentell bestimmt wird.

Dennoch lassen sich aus diesen  $n$  gemessenen Übertragungsfunktionen die übrigen Nachgiebigkeitsfrequenzgänge synthetisieren. Mit Hilfe der aus der Modalanalyse für jeden Freiheitsgrad bestimmten Eigenvektoren lassen sich nach Gleichung (11-2) die oben benötigten Frequenzgänge rechnerisch ermitteln (vgl. EIBELSHÄUSER 1992).



- Qualitatives Verformungsverhalten der Struktur bei ausgewählten Eigenmoden
- Darstellung der maximalen Auslenkungen bei  $0^\circ$  (jeweils oberes Bild) und  $180^\circ$  (jeweils unteres Bild) Phasenlage
- Der Verformungsmaßstab bzw. die Kenn-Nachgiebigkeits-Wurzel beträgt für alle Schaubilder  $10^{-6} \text{ (m/N)}^{-1/2}$

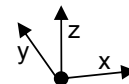


Abbildung 78: Darstellung der Schwingungsformen ausgewählter Eigenmoden

Die entsprechend des zuvor beschriebenen Vorgehens ermittelten Relativnachgiebigkeiten wurden im Hauptteil dieser Arbeit (Abschnitt 4.2, Abbildung 17) gezeigt. Um eine umfassendere Charakterisierung des dynamischen Maschinen-



verhaltens zu liefern, sind in Abbildung 78 die Schwingungsformen ausgewählter Eigenmoden dargestellt. Die Grafik zeigt die Eigenformen, bei denen der Frequenzgang in x-Richtung die ersten, besonders ausgeprägten Resonanzüberhöhungen aufweist.

## 11.4 Analytische Systemmodellierung

Dieser Abschnitt dient als Ergänzung zu den Ausführungen in Abschnitt 5.2, in dem ein analytisches Modell für das SRS hergeleitet wurde. Um die mathematischen Zusammenhänge im Überblick darzustellen, bietet sich die Verwendung von Blockschaltbildern an. Dies erhöht das Modellverständnis und unterstützt bei der Implementierung der Formeln in einem Berechnungsprogramm. Deshalb sollen die Beschreibungen der Teilmodelle *Aktorik* und *Struktur* noch durch diese Darstellungsform unterstützt werden. Das Modell der Stauchaktorik ist in Abbildung 79 wiedergegeben, das der Bremse in Abbildung 80.

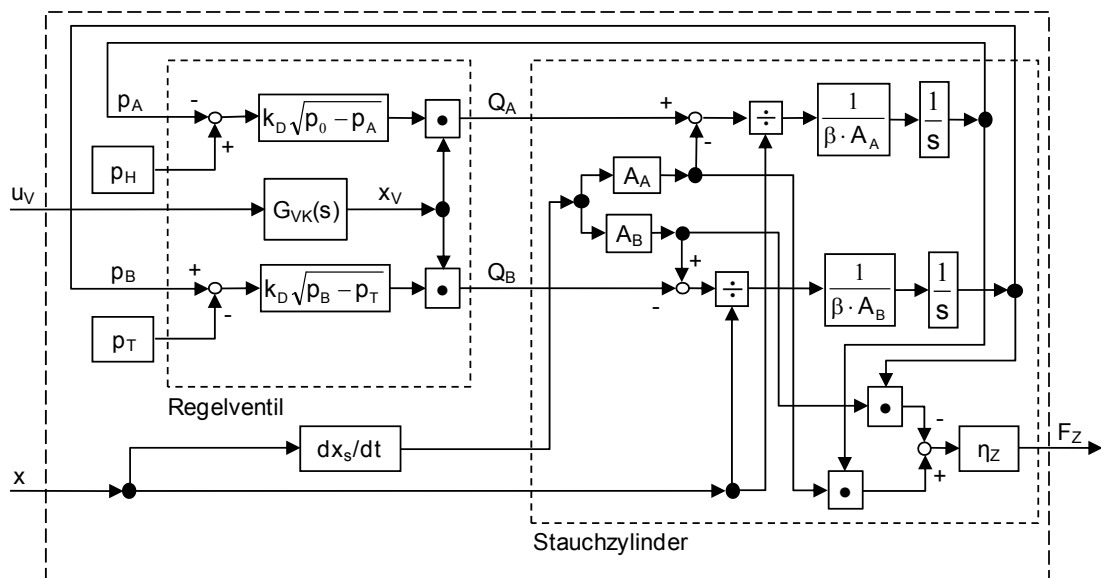


Abbildung 79: Blockschaltbild der Stauchaktorik

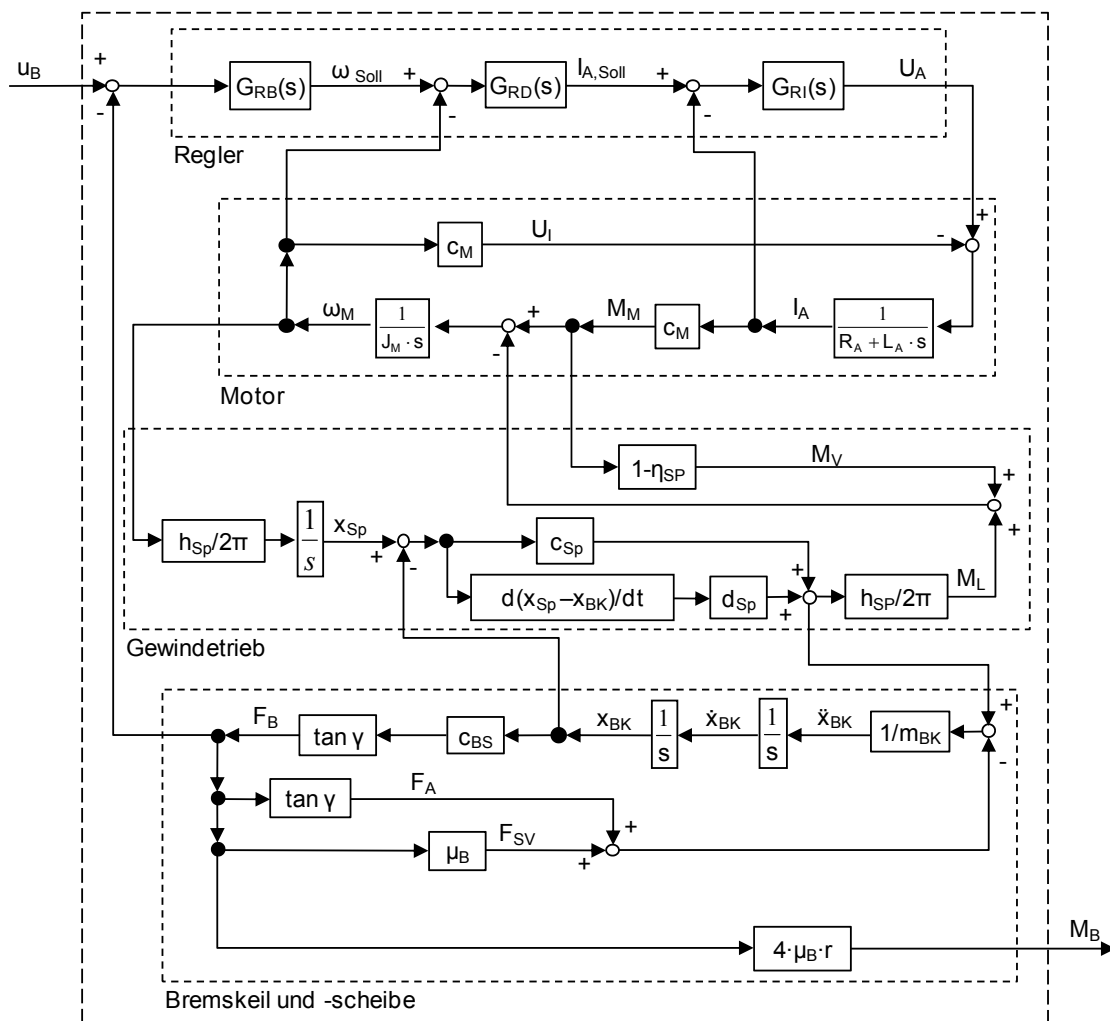


Abbildung 80: Blockschaltbild der Bremsaktorik

Die Blockschaltbilder zur Beschreibung des translatorischen und rotatorischen Strukturverhaltens folgen in Abbildung 81 und Abbildung 82. Bezüglich des Bewegungsverhaltens der Spindel sei an dieser Stelle noch einmal die Besonderheit des Spindelstillstands bei Prozessende erwähnt. Wie im Hauptteil dieser Arbeit erklärt, ist dadurch folgende Randbedingung für den Zeitpunkt  $t_{\omega=0}$ , d. h. das Erreichen der Drehzahl Null, zu beachten:

$$\varphi_F = \varphi_P - (\varphi_P(t_{\omega=0}) - \varphi_F(t_{\omega=0})) \quad (11-7)$$

Die Drehlage  $\varphi_F$  ist ab diesem Zeitpunkt phasengleich mit  $\varphi_P$ , wobei die beiden Größen um die Differenz  $\varphi_P(t_{\omega=0}) - \varphi_F(t_{\omega=0})$ , also den Unterschied der beiden Drehlagen zum Umschaltzeitpunkt, versetzt sind. Anhand des Blockschaltbildes wird deutlich, wie sich diese Änderung im Modell berücksichtigen lässt.

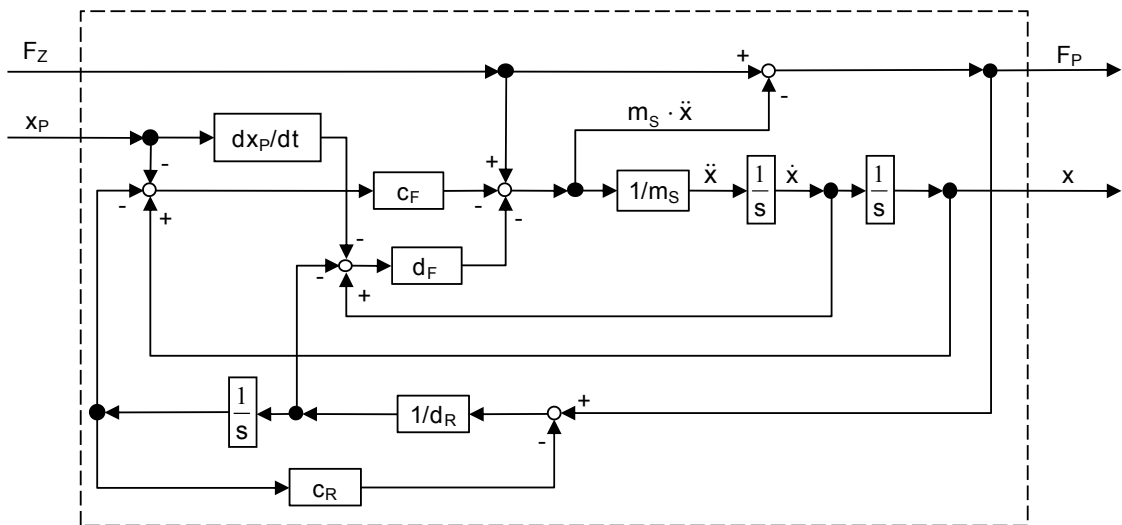
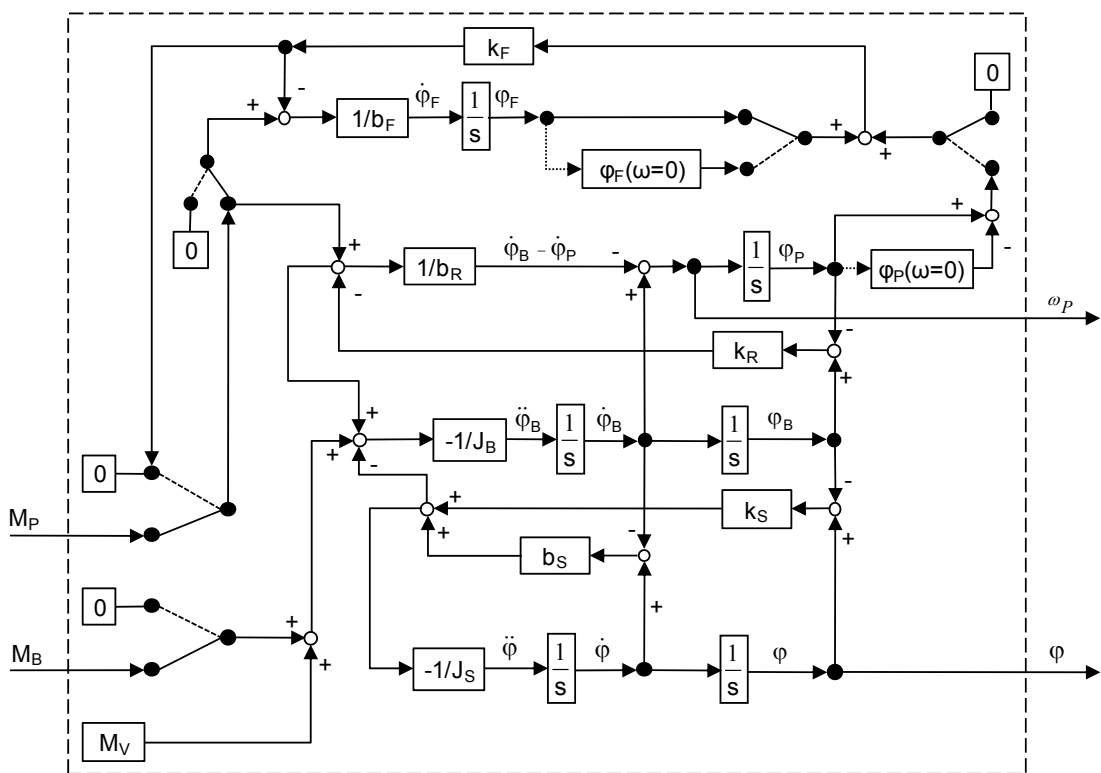


Abbildung 81: Blockschaltbild des Modells der Translationsbewegung



●-----● Zustand ab  $t_\omega$ , bei dem  $\omega = 0$

Abbildung 82: Blockschaltbild des Modells der Rotationsbewegung

## 11.5 Verzeichnis betreuter Studienarbeiten

Im Rahmen dieser Dissertation entstanden am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München in den Jahren 2006 bis 2011 unter wissenschaftlicher Anleitung des Autors die im Folgenden aufgeführten studentischen Arbeiten, in welchen verschiedene Fragestellungen zur Erhöhung der Fertigungsgenauigkeit beim SRS untersucht wurden und deren Ergebnisse in Teilen in das vorliegende Dokument eingeflossen sind. Der Autor dankt allen Studierenden für ihr Engagement bei der Unterstützung dieser wissenschaftlichen Arbeit.

Name	Titel
Fichtl, Thomas	Aufbau eines empirischen Modells für den Reibschweißprozess (2011)
Grabmaier, Stefan	Entwicklung und Konstruktion eines Reibschweißprüfstandes (2008); eingeflossen in Kapitel 4
Löhe, Johannes	Modellbasierte Prädiktive Regelung beim Schwungrad-Reibschweißen (2010); eingeflossen in die Abschnitte 5.3.3, 6.3, 6.4 und 7.4
Lohr, Alois	Entwicklung und Konstruktion eines Reibschweißprüfstandes (2008); eingeflossen in Kapitel 4 und Abschnitt 11.2
Lohr, Alois	Inbetriebnahme eines Reibschweißprüfstandes (2009); eingeflossen in Kapitel 4
Meyer, Lorenz	Aufbau des Strukturmodells einer Reibschweißanlage (2009); eingeflossen in Abschnitt 5.2.3.2
Odenthal, Thomas	Untersuchung verschiedener Regelstrategien für das Schwungrad-Reibschweißen (2012)
Petrov, Petar	Aufbau einer modellbasierten prädiktiven Regelung des Stauchweges beim Schwungradreibschweißen (2009)
Putzer, Andreas	Modellierung und Simulation der Aktorik einer drehlagengeregelten Reibschweißanlage (2008); eingeflossen in Abschnitt 5.2.2
Seidel, Christian	Experimentelle und theoretische Untersuchung des Gültigkeitsbereichs eines Strukturmodells (2010); eingeflossen in die Abschnitte 4.2 und 11.3
Seidel, Fabian	Aufbau eines Gesamtsimulationsmodells für das Schwungradreibschweißen (2008)
Teufelhart, Stefan	Modellierung eines Reibschweißprozesses durch künstliche neuronale Netze für den Einsatz in einer prädiktiven Regelung (2008); eingeflossen in Abschnitt 5.3
Wagner, Matthias	Aufbau einer modellbasierten prädiktiven Regelung der Drehlage in einer Reibschweißanlage (2009)
Wortner, Christian	Ermittlung und Bewertung von Prozessregelstrategien im Bereich des Schwungradreibschweißens (2009)