

Echtzeitprognose des Schmiedemaßes an hydraulischen Freiformpressen

vom Fachbereich Elektrotechnik und Informatik
der Universität Siegen
zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR - INGENIEUR (Dr.-Ing.)

Genehmigte Dissertation

von
Diplom - Ingenieur

Ralf Frank Nötzel

geboren am 10.03.1961 in Marienberg / Erzg. , Deutschland

I. Gutachter : Professor Dr.-Ing. Dr. h.c. K.W. Bonfig
II. Gutachter: Professor Dr.-Ing. H. Murrenhoff, IFAS der RWTH Aachen

Vorsitzender der Prüfungskommission: Professor Dr.-Ing. G. Schröder

Tag der mündlichen Prüfung: 29. November 2005

urn:nbn:de:hbz:467-1972

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Meßtechnik im Fachbereich Elektrotechnik und Informatik der Universität Siegen.

Herrn Universitätsprofessor Dr.-Ing. Dr. h.c. K.W. Bonfig danke ich für die zahlreichen Anregungen und die großzügige Förderung, die diese Arbeit ermöglichte.

Herrn Universitätsprofessor Dr.-Ing. H. Murrenhoff vom Institut für fluidtechnische Antriebe und Steuerungen der RWTH Aachen danke ich für die Übernahme des Korreferates und die schnelle und sorgfältige Durchsicht meiner Arbeit.

Ebenfalls möchte ich mich bei Herrn Professor Dr.-Ing. J. Himmel für die geleistete Unterstützung bedanken.

Mein Dank gilt weiterhin Herrn Dipl.-Ing. K. Steingießer, Konstruktionsleiter Hydraulische Pressen bei der Firma SMS Meer GmbH, in Mönchengladbach für die praxisbezogenen Hinweise und die Realisierung einer Versuchsanlage zur Verifikation der theoretisch gefundenen Ergebnisse.

Dank an meinen Vater K. Nötzel für die Empfehlungen und Ratschläge, welche zum Gelingen dieser Arbeit beitrugen.

Ferner danke ich Herrn Dipl.-Ing. C. Dietrich vom Institut für Meßtechnik für die Unterstützung bei der Erstellung des Layouts meiner Arbeit.

Besonderer Dank gebührt meiner Frau für ihr Verständnis und ihre Unterstützung.

Ralf Nötzel

Siegen im Oktober 2005

Kurzfassung

Hydraulische Freiformschmiedepressen sind bei der Umformung von großen Stahlwerkstücken im industriellen Produktionsprozeß weit verbreitet. Die verfahrenstechnisch auftretende Forderung, ein bestimmtes vorgegebenes Umformmaß (Schmiedemaß) einzuhalten, wird dabei mit einfachen iterativ korrigierenden Schätzalgorithmen realisiert. Systembedingt führt dies zu größeren Abweichungen bei den ersten Pressenhüben.

Im Rahmen der vorliegenden Dissertation wird ein Verfahren vorgestellt, welches diesen Nachteil vermeidet.

Durch Messung der Verläufe des Umformweges und des Pressendruckes, während des aktuellen Umformvorganges, ist es möglich, mit einem in Echtzeit arbeitenden Parameterschätzverfahren, die zeitlichen Verläufe dieser Größen zu prognostizieren. Ein Prädiktionsmodell berechnet zyklisch das zum aktuellen Zeitpunkt erreichbare Schmiedemaß. Hat die Presse die vom Modell ermittelte Position erreicht, wird mit der Entlastung des Arbeitszylinders begonnen. Der benötigte optimale Verlauf der Ansteuerfunktion für das Schmiedeventil wird dabei während des aktuellen Pressenhubes berechnet.

Die theoretisch gefundenen Ergebnisse konnten in einer Modellrechnung und mit Untersuchungen an einer Versuchsanlage bestätigt werden.

Abstract

Hydraulic open-die forging presses are widely used in industrial production processes for the forming of large steel workpieces. The process demand of achieving a given forming dimension (forging dimension) is satisfied here using simple iterative correcting approximation algorithms. This system, however, results in relatively large deviations in the initial press strokes.

The present dissertation describes a process that enables this disadvantage to be eliminated.

By measuring the curves of the forming stroke and press pressure during the momentary forming process, it is possible to predict the curves of these parameters over time using a real-time parameter approximation process. A prediction model calculates cyclically the forging dimension that can be achieved at the present time. When the press reaches the position calculated by the model, relief of the working cylinder starts. The optimum curve of the control function for the forging valve required is thereby calculated during the momentary press stroke.

The theoretically calculated results have already been validated by means of a model calculation and in tests on a trial press plant.

I. Inhaltsverzeichnis

I.	Inhaltsverzeichnis.....	I
II.	Formelzeichen.....	V
1	Einleitung	1
1.1	Wissenschaftliche Problemstellung	1
1.2	Aufgabenstellung	2
1.3	Anwendungsbereich	2
2	Stand der praxisrelevanten Forschung und Technik	5
2.1	Freiformschmiedepressen	5
2.1.1	Grundlagen	5
2.1.2	Aufbau	6
2.1.3	Wirkungsweise.....	13
2.2	Umformkräfte beim Freiformschmieden	16
2.2.1	Grundlagen	16
2.2.2	Berechnung.....	18
3	Modellbildung des Freiformschmiedeprozesses	21
3.1	Begründung für die Modellbildung.....	21
3.1.1	Das Simulationswerkzeug DSH ^{plus}	23
3.1.2	Nutzung des Programms DSH ^{plus} zur Simulation technologischer Prozesse.....	24
3.2	Struktur der Freiformschmiedeanlage in DSH ^{plus}	25
3.2.1	Teilmodell der hydraulischen Presse	26
3.2.1.1	Druckölerzeugung	26
3.2.1.2	Maschinenkonstruktion	28
3.2.1.3	Ablaufsteuerung	33
3.2.1.4	Parameterinterface der Schmiedepresse.....	34
3.2.2	Teilmodell der Umformkraft.....	34
3.2.2.1	Kraftberechnung.....	34
3.2.2.2	Parameterinterface der Umformkraft.....	39
3.3	Simulationsergebnisse.....	40

4 Steuerungs- und Adaptionmöglichkeiten	47
4.1 Konventionelles Verfahren.....	47
4.2 Neue Lösungswege.....	49
5 Echtzeitschmiedemaßprognose (EZSP).....	51
5.1 Grundlagen der EZSP	51
5.2 Struktur der EZSP	53
5.2.1 Echtzeitdatenerfassung	55
5.2.2 Ausgleichspolynome der Druck-Zeit- und Weg-Zeit- Abhängigkeit	58
5.2.2.1 Verfahren der Polynomrechnung	58
5.2.2.2 Programmstruktur.....	59
5.2.2.3 Prognosefehler der Polynome.....	60
5.2.3 Volumenstrombilanz	62
5.2.4 Berechnung der Öffnungsfunktion des Schmiede- ventils	65
5.2.4.1 Optimaler zeitlicher Volumenstromverlauf	67
5.2.4.2 Optimierter zeitlicher Öffnungsverlauf.....	71
5.2.4.3 Einfluß der Dynamik des Schmiedeventils.....	74
5.2.4.4 Prinzip des Kompensationsverfahrens.....	76
5.2.4.5 Korrigierter, optimierter zeitlicher Öffnungsverlauf.....	79
5.2.4.6 Programmstruktur Kompensation	80
5.2.4.7 Verbleibende Abweichung	81
5.2.4.8 Wahrer zeitlicher Öffnungsverlauf.....	85
5.2.5 Prognosemodell für das Schmiedemaß.....	87
5.2.5.1 Wirkprinzip der Prognose.....	87
5.2.5.2 Prognosefehler der EZSP	91
6 Experimentelle Untersuchungen und Ergebnisse	93
6.1 Notwendigkeit und Anforderungsprofil.....	93
6.1.1 Notwendigkeit.....	93
6.1.2 Anforderungsprofil.....	94
6.2 Versuchsanlage	94
6.2.1 Übersicht.....	94
6.2.2 Mechanik und Hydraulik.....	96

6.2.3	Maschinensteuerung.....	97
6.3	Steuerungsprogramm	99
6.3.1	Struktur.....	99
6.3.2	Aufbau Modell Presse	101
6.3.3	Aufbau Modell Schmiedeteil	105
6.3.4	Aufbau EZSP	110
7	Zusammenfassung.....	115
8	Literaturverzeichnis.....	119

II. Formelzeichen

A	m ²	Fläche
A	l/s	Koeffizient
A _d	mm ²	gedrückte Fläche des Werkstückes
A ₁	mm ²	Querschnittsfläche
A ₂	mm ²	Querschnittsfläche
A ₃	mm ²	Querschnittsfläche
A ₁	(-)	Koeffizient
A ₂	(-)	Koeffizient
A ₃	(-)	Koeffizient
A _a	l	Äquivalentfläche
A _b	l	Äquivalentfläche
A _c	l	Äquivalentfläche
A _V	mm ²	Öffnungsquerschnitt des Ventils
A _{Vopt}	mm ²	optimaler Öffnungsquerschnitt des Ventils
A _{Vwahr}	mm ²	wahrer Öffnungsquerschnitt des Ventils
A _A	cm ²	Fläche des Arbeitszylinders
A _R	cm ²	Fläche des Rückzugszylinders
A _{VKK}	cm ²	Fläche Kolbensseite des Kraftzylinders der Versuchsanlage
A	(-)	Exponent Gleichung (3.10)
a	(-)	Koeffizient
α	(-)	Durchflußbeiwert
B	l bar /s	Koeffizient
b ₀	mm	Ausgangsbreite des Werkstückes
b ₁	mm	Endbreite des Werkstückes
b _d	mm	gedrückte Breite des Werkstückes
β	(bar ⁻¹)	Kompressionsmodul
c	(-)	Schaltschwelle
C	l bar ² /s	Koeffizient
D	mm	Zylinderdurchmesser
D	l bar ³ /s	Koeffizient
D _V	(-)	Dämpfung
D ₁	mm	Zylinderdurchmesser, Kolbenseite
D ₂	mm	Zylinderdurchmesser, Stangenseite
E	(-)	Koeffizient
E _{Öl}	(Bar)	Elastizitätsmodul Hydrauliköl
Δ _a	mm	Längenänderung in Schmiederichtung
Δ _b	mm	Längenänderung gegen Schmiederichtung
F	N	Kraft
Fe	(-)	Fehler
Fe _{komp}	(-)	kompensierter Fehler

II Formelzeichen

F_A	N	Kraft des Arbeitszylinders
F_G	N	Gewichtskraft
F_R	N	Kraft des Rückzugszylinders
F_{Rei}	N	Reibkraft
F_n	N	Normalkraft
F_t	N	Tangentialkraft
F_Z	MN	Zylinderpreßkraft
F_W	MN	Umformkraft
f_0	Hz	Frequenz
g	9,81 m/s ²	Erdbeschleunigung
H	mm	Höhe bei Beginn der Umformung
h	mm	Höhe des Werkstückes
h	(-)	Schrittweite
h_0	mm	Ausgangshöhe des Werkstückes
h_1	mm	Endhöhe des Werkstückes
h_m	mm	mittlere Höhe des Werkstückes
h_x	mm	aktuelle Höhe des Werkstückes
h_{VA}	mm	Hub Arbeitszylinder Versuchsanlage
h_{VK}	mm	Hub Kraftzylinder Versuchsanlage
$h(t)$	(-)	Übertragungsfunktion
i	(-)	Zählvariable
j	(-)	Zählvariable
φ	(-)	Umformgrad
$\dot{\varphi}$	mm/s	Umformgeschwindigkeit
φ_h	(-)	Umformgrad (Höhe)
φ_l	(-)	Umformgrad (Breite)
φ_b	(-)	Umformgrad (Länge)
μ	(-)	Reibwert
K	(-)	Konstante
K_p	(-)	Konstante
K_W	Pa	Umformwiderstand
k_f	Pa	Umformfestigkeit
k_R	V/Bar	Verstärkungsfaktor Druckregler
k_P	V/Bar	proportionaler Faktor Druckregler
k_p	(-)	Korrekturfaktor Druck
k_Z	(-)	Korrekturfaktor Zylinderposition
k	(-)	Verhältnis Längung Werkstück
L_H	kg/m ⁴	hydraulische Induktivität
l	m	Länge
l_0	mm	Ausgangslänge des Werkstückes
l_1	mm	Endlänge des Werkstückes
λ	(-)	Adaptionskoeffizient
m	kg	Masse
m_1	(-)	Koeffizient
m_2	(-)	Koeffizient
m_3	(-)	Koeffizient
m_4	(-)	Koeffizient

N	(-)	Zähler
n	U/min	Drehzahl
n	(-)	Zähler
NW	mm	Nennweite
ω	s^{-1}	Kreisfrequenz
ω_0	s^{-1}	Eigenkreisfrequenz
p	Bar	hydraulischer Druck
p_A	Bar	hydraulischer Druck im Arbeitszylinder
p_R	Bar	hydraulischer Druck im Rückzugszylinder
p_V	Bar	Systemdruck Versuchsanlage
p_{VSt}	Bar	hydraulischer Druck im Arbeitszylinder Stangenseite Versuchsanlage
p_{VKK}	Bar	hydraulischer Druck im Kraftzylinder Kolbenseite Versuchsanlage
p_x	Bar	hydraulischer Druck an der Position des Schmiedemaßes
p_T	Bar	hydraulischer Druck im Tank
p_{Ent}	Bar	Pressendruck mit Entlastung
P	kW	elektrische Leistung
Q	l/min	Volumenstrom, allgemein
Q_{ab}	l/min	abfließender Volumenstrom
Q_{zu}	l/min	zufließender Volumenstrom
Q_{Zyl}	l/min	Volumenstrom zur Positionsänderung
Q_{Kom}	l/min	Volumenstroms zur Kompression
Q_{Vol}	l/min	Volumenstrom zur Geometrieänderung
Q_{Leck}	l/min	Volumenstrom der Leckagen
Q_{res}	l/min	resultierender Volumenstrom
$Q_{Rück}$	l/min	Volumenstrom der Rückzugszylinder
ρ	kg/l	Dichte
σ_1	Pa	Hauptnormalspannung 1
σ_2	Pa	Hauptnormalspannung 2
σ_3	Pa	Hauptnormalspannung 3
σ_F	Pa	Fließspannung
σ_{F0}	MPa	Fließspannung
σ_n	Pa	Normalspannung
σ_x	Pa	Normalspannung in x-Richtung
σ_y	Pa	Normalspannung in y-Richtung
σ_z	Pa	Normalspannung in z-Richtung
s	mm	Sattelpressebreite der Presse
s_A	mm	Weg des Arbeitszylinders
s_l	mm	Sattellänge der Presse
s_x	mm	Schmiedemaß der Presse
s_N	mm	aktuelle Position der Umformung
s_{VA}	mm	Position Arbeitszylinder Versuchsanlage
s_{VK}	mm	Position Kraftzylinder Versuchsanlage
s_{VK_max}	mm	max. Position Kraftzylinder Versuchsanlage

II Formelzeichen

s_W	mm	wirksame Sattelbreite der Presse
s_{W0}	mm	wirksame Sattelbreite der Presse bei Beginn Umformung
s_{W1}	mm	wirksame Sattelbreite der Presse bei Ende Umformung
s_{VH}	mm	Vorhaltemaß der Presse
s_{Ent}	mm	Pressenweg mit Entlastung
t_v	ms	Schaltzeit
t_E	ms	Entlastungszeit der Presse
t_R	ms	Rampenzeit
$t_{Rück}$	s	Abhebezeitpunkt der Presse
T_0	s	Periodendauer
T_1	s	Zeitkonstante
T_{St}	ms	Zykluszeit der Industriesteuerung
τ	ms	Zeitkonstante
τ_V	Pa	Zeitkonstante Ventil
τ_t	Pa	Tangentialspannung
τ_{xy}	Pa	Tangentialspannung in xy-Richtung
τ_{yx}	Pa	Tangentialspannung in yx-Richtung
τ_{zx}	Pa	Tangentialspannung in zx-Richtung
τ_{yz}	Pa	Tangentialspannung in yz-Richtung
τ_{zy}	Pa	Tangentialspannung in zy-Richtung
τ_{xz}	Pa	Tangentialspannung in xz-Richtung
U_e	V	Eingangsspannung für Servoventil
V	l	Volumen
V_0	l	eingeschlossenes Volumen
V_{ab}	l	abgefloneses Volumen
V_{komp}	l	Kompressionsvolumen
V_R	l	Volumen der Zuleitungsrohre
v	mm/s	Geschwindigkeit
U	°C	Temperatur
v_R	mm/s	Rückzugsgeschwindigkeit
v_P	mm/s	Pressgeschwindigkeit
x	(-)	Richtung im Koordinatensystem
x	(-)	Variable Gleichung (5.33)
x_e	(mm ²)	Eingangsfunktion
x_{e_opt}	(mm ²)	korrigierte Eingangsfunktion
x_{a_Ziel}	(mm ²)	optimale Ausgangsfunktion
x_a	(mm ²)	Ausgangsfunktion
y	(-)	Richtung im Koordinatensystem
y	(-)	Variable Gleichung (5.33)
z	(-)	Richtung im Koordinatensystem

1 Einleitung

1.1 Wissenschaftliche Problemstellung

Für die Industrie sind hydraulische Antriebe, neben der Vielzahl der zur Verfügung stehenden elektromotorischen Systeme, von fundamentaler Bedeutung. Besonders bei der Forderung nach kompakter Baugröße, verbunden mit hoher Energiedichte, sind Hydraulikantriebe vorteilhaft einsetzbar. Ihre hohe Dynamik ermöglicht auch den Einsatz für anspruchsvolle Positionieraufgaben [B1].

Im Bereich der Umformtechnik sind hydraulische Systeme sogar dominierend, da nur durch diese die erforderlichen hohen Umformkräfte erzeugt werden können.

Leider stehen den benannten Vorteilen auch einige Nachteile gegenüber. Zu nennen sind hier Veränderungen des Hydrauliksystems, bedingt z.B. durch Viskositätsänderungen des Fluids, Änderungen der Reibwerte der Zylinder und der Einfluß eines sich verändernden Trägheitsmomentes als Folge wechselnder Kinematiken. Diese Veränderungen des Systems gestatten häufig keine optimale Anpassung eines Reglers oder einer Steuerungsstrategie und ermöglichen die Auslegung nur für einen genau definierten Arbeitspunkt.

In den letzten Jahren wurde eine Vielzahl von Untersuchungen durchgeführt, welche diese Thematik ausführlich behandeln [B2, C1, K1]. Trotz der Ergebnisse, welche dabei erzielt wurden, ist festzustellen, daß sich nur wenige dieser Verfahren in die Praxis Eingang gefunden haben. Systembedingt sind gesteuerte Bewegungen für Veränderungen des Hydrauliksystems besonders anfällig und es dominieren pragmatische Lösungen in der Praxis.

Ein sehr spezieller Fall der gesteuerten Positionierung tritt an Freiformschmiedepressen auf. In der vorliegenden Arbeit wird diese Problematik aufgegriffen und näher untersucht. Im Ergebnis wird ein Steuerungsverfahren vorgestellt, welches die systembedingten Schwächen der bisherigen Vorgehensweisen nicht aufweist.

1.2 Aufgabenstellung

Freiformschmiedepressen führen eine Warmverformung von Werkstücken, meist Stahl, durch. Die Werkstückrohlinge sollen dabei nach dem Abschluß des Umformprozesses vorgegebene Abmessungen möglichst exakt einhalten. Um dies zu gewährleisten, muß die Schmiedepresse genau positionierbar sein. Da es sich dabei überwiegend um einen gesteuerten Vorgang handelt, wird vor dem Erreichen der gewünschten Position die Presse abgebremst. In der Praxis wird dies durch ein Entlasten des unter Druck stehenden Systems, bestehend aus Pressenzylinder, Rohren, Pressenkonstruktion und umzuformendem Werkstück, erreicht. Die Problematik besteht in der Bestimmung des Startzeitpunktes der Entlastung der Schmiedepresse. Bisherige Verfahren schätzen den sogenannten "Vorhalt" ab und korrigieren bei den nächsten Umformvorgängen den "Schätzfehler". Die Umformungen zu Beginn eines Schmiedevorganges sind somit immer stark fehlerbehaftet.

Die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit besteht darin, eine Theorie und ein auf sie aufbauendes Steuerungskonzept zu entwickeln, das diesen konzeptionell bedingten Fehler zu Beginn jeder Schmiedung vermeidet. In einem weiteren Schritt ist das Verfahren praktisch zu erproben.

1.3 Anwendungsbereich

Nahezu alle heute im Einsatz befindlichen Schmiedepressen für den Freiformbereich werden gesteuert betrieben mit einer Schätzung des Entlastungszeitpunktes und Adaption des Restfehlers. Dies führt zu Abweichungen der Maßhaltigkeit der Schmiedestücke am Werkstückanfang, mitunter auch über die Länge des Werkstückes bei spontanen Prozessänderungen. Die Anforderungen der Kunden an solche Schmiedehalbzeuge gehen immer mehr in Richtung geringerer Toleranzen. Dies ist mit den herkömmlichen Verfahren nur ungenügend realisierbar. Die hier vorgestellte Theorie und ihre beispielhafte Umsetzung ist geeignet, dieses Problem weitgehend zu lösen und ein

Einsatz in neuen oder die Nachrüstung bestehender Freiformschmiedeanlagen zu ermöglichen.

2 Stand der praxisrelevanten Forschung und Technik

2.1 Freiformschmiedepressen

2.1.1 Grundlagen

Schmieden ist ein sehr altes, formgebendes Verfahren, welches in der Hauptsache für Stahl, aber auch für einige Nichteisenmetalle, wie zum Beispiel für spezielle Leichtmetalllegierungen, angewandt wird.

Die zur Umformung notwendige Arbeit wird dabei entweder in Form kinetischer Energie eingebracht, oder aber mittels eines Fluides über einen Hydraulikzylinder übertragen. Im ersten Fall handelt es sich um Schmiedehämmer, im zuletzt benannten um Schmiedepressen. Wird dabei die formgebende Bewegung nicht durch ein festes Widerlager oder anderweitig mechanisch begrenzt, spricht man von Freiformschmiedeverfahren. Kennzeichnend für dieses Umformverfahren ist, daß der gewünschte Verformungsweg durch geeignete Steuer- und Regelverfahren eingehalten wird.

Freiformschmiedeanlagen sind seit Beginn der industriellen Revolution im Einsatz. Bereits im Jahre 1883 wurde in den USA eine 140 MN - Freiformschmiedepresse gebaut. Bis 1920 wurden weltweit 17 Freiformschmiedepressen mit 45 MN bis 140 MN Preßkraft aufgestellt. Zwischen 1930 und 1950 entstanden noch einmal weitere 25 Pressen mit Preßkräften zwischen 50 MN und 150 MN. Auf den 150 MN - Pressen konnten damit Blockgewichte bis zu 300 t ausgeschmiedet werden [F1, M1].

Über mehrere historisch und technisch bedingte Stufen wurden die Freiformpressen vom Dampfantrieb über die Nutzung von Wasser als Fluid bis zu dem heute vorherrschenden System mit Hydrauliköl als energieübertragendem Medium entwickelt.

Die Realisierung einer Freiformschmiedeanlage ist mit enormen Kosten verbunden und nur bei sehr langen Amortisierungszeiten wirtschaftlich betreibbar. Dies ist eine der Ursachen dafür, daß man selbst heute noch

Schmiedeanlagen finden kann, welche in den 60er Jahren konstruiert und gebaut wurden, aber nahezu unverändert in Betrieb sind.

Neben allen anderen Problemen, welche die technische Umsetzung einer Freiformschmiedepresse beinhaltet, reicht die Suche nach einem optimalen Verfahren zur Positionierung des Presszylinders bis ins frühe 20. Jahrhundert zurück. Verschiedene Steuerungsstrategien für die Kontrolle des Ölstromes wurden in der Praxis erprobt und meist auch über einen längeren Zeitraum angewandt. Eine praxisrelevante optimale Lösung konnte bis heute nicht gefunden werden. Die Ursachen dafür liegen im Fehlen eines geeigneten Modells und dessen Umsetzung unter besonderer Berücksichtigung der speziellen Gegebenheiten einer Schmiedepresse.

2.1.2 Aufbau

Eine Freiformschmiedeanlage läßt sich in mehrere funktionelle Baugruppen unterteilen:

- 1) Schmiedepresse
- 2) Druckölerzeugung
- 3) Schaltanlage und Steuerung
- 4) Nebenaggregate

Bei der eigentlichen Schmiedepresse 1) sind zwei unterschiedliche Konstruktionen dominierend, sogenannte Oberflur- und Unterflurpressen. Bei einer Oberflurpresse, wie in Bild 2-1 dargestellt, befindet sich der Hauptzylinder oberhalb der Ebene, welche der eigentliche Arbeitsbereich der Schmiede ist. Im Gegensatz dazu wird bei Unterflurpressen nahezu die komplette Konstruktion unter diese Ebene angeordnet. Dies ist besonders bei sehr großen Pressen von Vorteil, da die Bauhöhe von Unterflurpressen geringer ist. Auch hinsichtlich der benötigten Rohrleitungslängen weisen Unterflurpressen deutliche Vorteile auf.

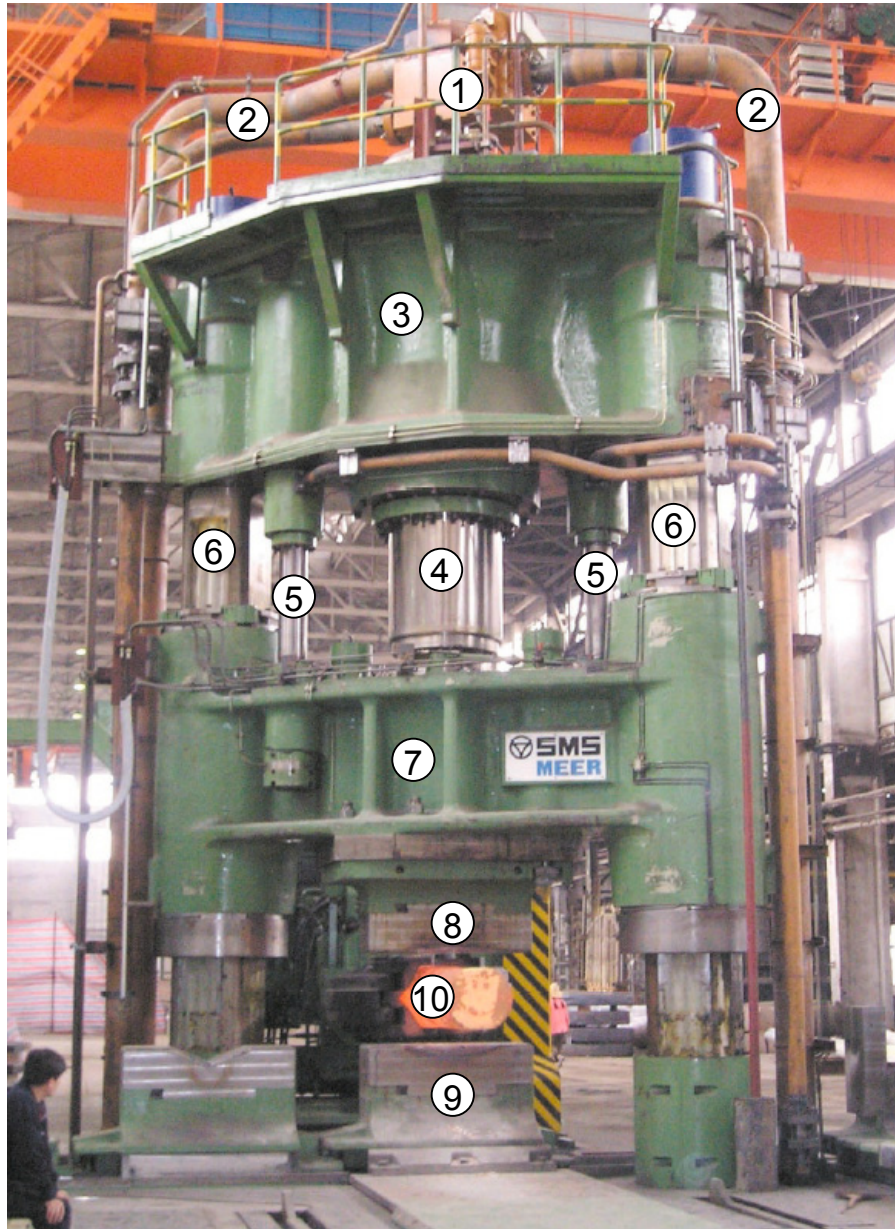


Bild 2-1: 25/31 MN - Oberflurpresse der Firma SMS Meer GmbH [S1]

- | | |
|--|-------------------|
| (1) Schmiedeventil | (6) Pressensäulen |
| (2) Zu- und Rückleitung der
Druckölversorgung | (7) Laufholm |
| (3) oberes Querhaupt | (8) Obersattel |
| (4) Hauptzylinder | (9) Untersattel |
| (5) Rückzugszylinder | (10) Werkstück |

2.1 Freiformschmiedepressen

Aus Bild 2-1 sind die Hauptbestandteile einer Freiformpresse ersichtlich. Die tragenden Bestandteile sind die Pressensäulen (6) und das obere Querhaupt (3). Nicht sichtbar in Bild 2-1 ist der Unterholm, der als Widerlager den Kraftfluß zwischen oberem Querhaupt (3) und Pressensäulen (6) schließt.

Der Hauptzylinder (4) erzeugt die benötigte Umformkraft, welche über den Ober- und Untersattel (8), (9) auf das zu bearbeitende Werkstück (10) übertragen wird. Die Rückzugszylinder (5) sind im Vergleich zum Hauptzylinder (4) wesentlich kleiner ausgeführt. Sie haben die Aufgabe, im Zusammenspiel mit dem Hauptzylinder, den Laufholm (7) wieder in seine Ausgangslage zu bringen, nachdem die aktuelle Umformung des Werkstückes (10) abgeschlossen ist. Ermöglicht wird die Bewegung des Laufholmes (7) durch ein den Zylindern zugeführtes Fluid, meist Hydrauliköl, welches über die Zu- und Rückleitung (2) dosiert wird. Die Steuerung des Ölstromes im Hauptzylinder wird durch das Schmiedeventil (1) realisiert. Die Rückzugszylinder (5) verfügen über separate Ventilsteuereinheiten.

Die Pressenkonstruktion ist während des Betriebes hohen Belastungen ausgesetzt. Die Pressensäulen (6) bestehen aus geschmiedeten Stäben und sind mechanisch vorgespannt. Mit dieser Maßnahme vermindert man die mechanische Spannung in den kritischen Bereichen der Pressensäulen (6) während der Schmiedung [F1]. Weiterhin wird durch diese Vorspannung ein Vorzeichenwechsel der resultierenden Kräfte auf die Pressenkonstruktion sicher vermieden. Das obere Querhaupt (3) und der Laufholm (7) werden meist als Gußteile ausgeführt. Die Auslegung und Berechnung einer kompletten Pressenkonstruktion erfordert viel Erfahrung und Prozesskenntnis.

Neben der Freiformpresse ist die Druckerzeugung 2) des Fluids eine wichtige Komponente der Schmiedeanlage. Die zu leistende Arbeit während des Umformvorganges setzt hohe installierte Leistungen zur Erzeugung des hochgespannten Fluids voraus. Die installierten elektrischen Leistungen bewegen sich dabei im Bereich zwischen 300 kW und 5000 kW, je nach Baugröße und projektierte Leistung der Presse. Diese Leistung ist meist auf mehrere baugleiche Einheiten verteilt, bestehend jeweils aus Asynchronmotor und ein oder zwei

Pumpen. Bei den Hochdruckpumpen handelt es sich dabei immer um Systeme, die nach dem Verdrängerprinzip arbeiten [B3].



Bild 2-2: Speicherstation einer Wasserhydraulik [S1]



Bild 2-3: Pumpeneinheiten einer Druckwassererzeugung für eine 60 MN - Presse [S1]

2.1 Freiformschmiedepressen

Dabei ist anzumerken, daß der Wirkungsgrad von Freiformschmieden gering ist. Die entstehenden thermischen Verluste müssen mit geeigneten Kühlsystemen abgeführt werden. [K2].

Nach der Art des verwendeten Fluids sind zwei Systeme klassifizierbar. Wird Wasser als Arbeitsmedium genutzt, arbeiten alle Pumpen auf eine sehr große Speicherstation. Diese ist teilweise mit Luft befüllt und gleicht dadurch kurzzeitige Spitzen des Volumenstromes aus. Bild 2-2 und Bild 2-3 geben einen Einblick in die Dimensionen solcher Anlagen.

Wird Öl im hydraulischen Kreislauf verwendet, werden i.d.R. die Pumpen als Axialkolbenpumpen mit verstellbaren Fördervolumen ausgeführt. Durch die Möglichkeit, den Volumenstrom solcher Pumpen zu verändern, ist eine günstigere Anpassung der benötigten Leistung an den Schmiedeprozess möglich und auf große Speichersysteme, wie in der Wasserhydraulik üblich, kann verzichtet werden.



Bild 2-4: Maschinenhalle einer ölhydraulischen Hochdruckerzeugung für eine 70/100 MN - Presse [S1]

Normalerweise sind zwischen dem Tank und der Saugseite der Hochdruckpumpen geeignete Niederdruckpumpen vorgeschaltet, um den Ansaugdruck auf 5 bis 15 bar anzuheben. Erst durch diese Maßnahme ist der Betrieb der Hochdruckeinheiten gewährleistet, und mögliche Kavitation bei Laständerungen der Hochdruckpumpen kann weitgehend vermieden werden.

Zur Kontrolle der Freiformschmiedeanlage ist eine elektrische Schaltanlage 3) mit einer Steuerung vorhanden. Die Schaltanlage 3) wird bei größeren Pressen teilweise als Mittelspannungsanlage ausgeführt. Als Steuerung dominieren bei heutigen Anlagen speicherprogrammierbare Systeme, die gewöhnlich mit übergeordneten Netzwerken und Servern gekoppelt sind. Durch diese Kopplung ist eine automatische Protokollierung des Schmiedevorganges und eine Produktionsoptimierung möglich. Durch Rechenprogramme kann für jedes Werkstück ein verfahrensoptimaler Schmiedeablauf in Form sogenannter Stichpläne erstellt werden [R1].



Bild 2-5: Steuerhaus einer modernen Freiformschmiede [S1]

2.1 Freiformschmiedepressen

Für den Bediener der Freiformschmiede ist in unmittelbarer Nähe der Presse ein Steuerhaus in die Anlage integriert. Von hier aus kann der Anlagenbediener die Presse, den Schienenmanipulator und weitere Hilfseinrichtungen 4), wie Öfen, Drehtische und das Sattelwechselmagazin, optimal bedienen. Moderne Freiformschmiede-anlagen sind so konzipiert, daß eine Person zur Bedienung der Anlage ausreicht, wie im Beispiel von Bild 2-5.

Auf eine Maschinenkonstruktion, welche unverzichtbar für den Schmiedeprozess ist, soll an dieser Stelle hingewiesen werden, obwohl diese nicht untrennbarer Bestandteil der Presse ist - der Schienenmanipulator. Erst die Entwicklung dieser robusten, feinfühlig steuerbaren Handlingsgeräte, welche auch hydraulisch betrieben werden, ermöglichte das automatisierte Schmieden nach vorgegeben Abläufen. Bis etwa Mitte des 20. Jahrhunderts waren schwere Kettenzüge an den Pressen zum Bewegen der Schmiedeteile im Einsatz.



Bild 2-6: 20 MN - Freiformschmiedeanlage Edelstahlwerke Buderus AG in Wetzlar [S1]

Der Schmiedemanipulator, im Bild 2-6 links, arbeitet während des Umformprozesses synchron zum Bewegungsablauf der Presse. Durch Kopplung der Steuerungen von Presse und Manipulator wird sichergestellt, daß der Manipulator das Schmiedeteil nur bewegt, wenn der Preßvorgang abgeschlossen ist und das Werkstück durch den Obersattel der Presse freigegeben wurde. Für weiterführende Informationen sei an dieser Stelle auf [M1] verwiesen.

2.1.3 Wirkungsweise

In Bild 2-7 ist sehr vereinfacht der Aufbau einer hydraulischen Freiformschmiedepresse dargestellt. Ein Hydraulikzylinder, welcher über einen Zufluß mit dem Volumenstrom Q_{zu} abwärts bewegt wird, drückt dabei auf das Werkstück und das Umformen beginnt. Um diesen Umformprozess zu stoppen, gibt es prinzipiell zwei Möglichkeiten:

Möglichkeit 1: Den Zufluß des Volumenstroms Q_{zu} beenden.

Möglichkeit 2: Mit einem proportionalen (Volumen-)stromventil das Fluid in Richtung Tank abzuleiten.

In Analogie zu elektrischen Induktivität tritt bei hydraulischen Prozessen eine hydraulische Induktivität L_H nach Gleichung (2.1) auf, welche zu hohen Druckänderungen gemäß Gleichung (2.2) bei Volumenstromänderungen führen würde [M2]. Möglichkeit 1 ist somit technisch nicht durchführbar.

$$L_H = \frac{l \cdot \rho}{A} \quad (2.1)$$

$$\Delta p = L_H \cdot \dot{Q} \quad (2.2)$$

In Möglichkeit 2 wird der zufließende Fluidstrom in den Tank umgeleitet. Dieses Verfahren kommt praktisch zum Einsatz. Um diesen Vorgang zu realisieren, benutzt man meist proportional verstellbare Ventile. Durch die Querschnittsfläche A_v des Schmiedeventils strömt das Fluid vom höheren

Um eine gewünschte Position s_x , das Schmiedemaß, zu erreichen, ist es notwendig, vor Erreichen der Position s_x den Entlastungsvorgang der Freiformpresse zu beginnen. Die Berechnung dieses "Vorhaltes" wird in der Steuerung durchgeführt. Für diese Berechnung stehen Werkstückdaten wie Werkstoff, Abmessungen, Eindringtiefe usw. zur Verfügung. Der erste, meist vom Ziel abweichende Wert, wird anschließend bei jedem weiteren Pressenhub iterativ korrigiert.

Mit den Rückzugszylindern werden nach Abschluß der Entlastung der Obersattel und der Laufholm wieder angehoben und an den oberen Umkehrpunkt der Schmiedepresse gefahren. Je nachdem, ob es sich um eine wasser- oder ölhydraulisch betriebene Presse handelt, werden für die Steuerung der Rückzüge unterschiedliche Verfahren genutzt. Auch das aktuelle Schmiedeverfahren, wie z.B. Recken oder Schlichten, ist für die Steuerungsstrategie der beiden Rückzugszylinder von Bedeutung.

Das Ziel ist stets, die beweglichen Pressenteile möglichst schnell wieder in die Ausgangslage zurückzubringen, um mit dem nächsten Presszyklus beginnen zu können. Ist der obere Umkehrpunkt der Schmiedepresse erreicht, wird die Aufwärtsbewegung gestoppt, indem man das Schmiedeventil schließt und den Druck in den Rückzugszylindern abbaut. Der sich jetzt im Hauptzylinder aufbauende Druck führt zum Stillstand und nachfolgend zur erneuten Abwärtsbewegung der Freiformpresse. Während der Abwärtsbewegung wird bei den meisten Freiformpressen Fluid aus einem Niederdruckbehälter in den Hauptzylinder gepreßt. Man nutzt diese Möglichkeit, um die Abwärtsgeschwindigkeit zu erhöhen und Energie zu sparen.

Es existieren bei den in Betrieb befindlichen Freiformpressen eine Vielzahl von Varianten der Steuerung dieses Bewegungsablaufes.

Alle diese Verfahren dienen der Ermittlung des Vorhaltemaßes bzw. des Entlastungszeitpunktes und weisen den in den Abschnitten 1.1 bis 1.3 beschriebenen Nachteil auf. Die technischen Daten der Freiformpresse sind meist hinreichend genau bekannt. Anders verhält es sich mit den Werkstücken. Die aus der Umformung resultierende Kraft-Weg-Kennlinie, welche das Vorhaltemaß mit bestimmt, ist stark vom aktuellen Zustand des Schmiedeteils abhängig und verändert sich ständig.

Im folgenden Kapitel wird auf die Möglichkeiten der Berechnung der Umformkräfte eingegangen.

2.2 Umformkräfte beim Freiformschmieden

2.2.1 Grundlagen

Wenn äußere Kräfte auf ein Werkstück einwirken, verursachen diese im Innern unterschiedliche mechanische Spannungen.

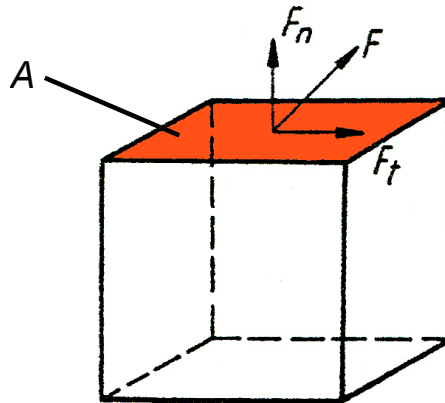


Bild 2-8: Zerlegung einer wirksamen Kraft in Normal- und Tangentialkomponente [H1]

Eine Kraft F , die auf die Fläche A wirkt, wie in Bild 2-8 dargestellt, lässt sich in die Normalkraft F_n und die Tangentialkraft F_t zerlegen. Die daraus ableitbare Normalspannung σ ergibt sich zu

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A} \quad (2.3)$$

und die aus F_t resultierende Tangentialspannung ist

$$\tau_t = \frac{F_t}{A} \quad (2.4)$$

Führt man jetzt ein kartesisches Koordinatensystem ein und trägt die nach Gleichung (2.3) und (2.4) ermittelten Normal- und Tangentialspannungen für die Richtungen x , y und z ein, ergibt sich Bild 2-9 mit den Normalspannungen σ_x , σ_y und σ_z , sowie die dazugehörigen Schubspannungen τ_{xy} , τ_{yx} , τ_{zx} , τ_{yz} , τ_{zy} und τ_{xz} .

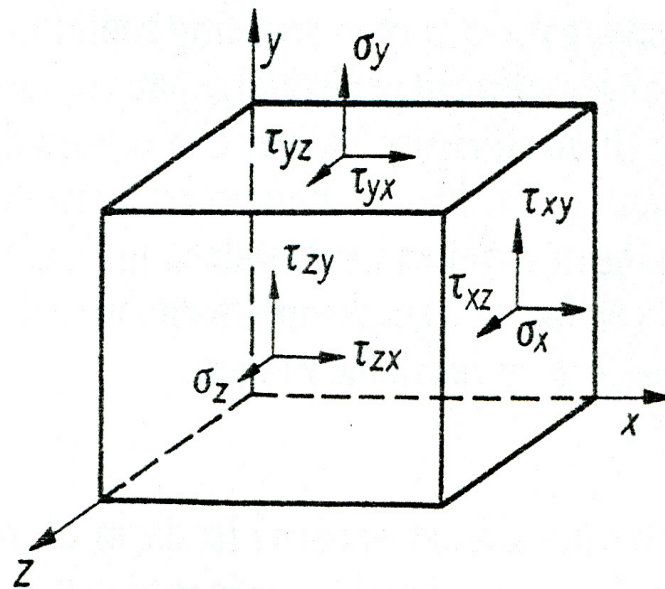


Bild 2-9: Auftretende Normal- und Schubspannungen im kartesischen Koordinatensystem [H1]

Übersteigt die Fließspannung σ_F den mit Gleichung (2.5) bestimmaren Betrag, beginnt das Material des Werkstücks zu fließen und sich plastisch zu verformen.

$$\sigma_F = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]} \quad (2.5)$$

Mit der Festlegung, daß alle Schubspannungen senkrecht zu den Korordinatenachsen gleich Null sind, wirken nur noch die Normalspannungen σ_1 , σ_2 und σ_3 , auch Hauptnormalspannungen genannt.

Bei Umformvorgängen an Freifomschmieden treten nahezu immer dreiachsige Spannungszustände auf und es gilt

$$\sigma_1 \neq \sigma_2 \neq \sigma_3 > 0 \quad (2.6)$$

Aus Gleichung (2.5) entsteht dann

$$\sigma_F = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]} \quad (2.7)$$

Mit Kenntnis von Gleichung (2.7) ist es theoretisch möglich, bei gegebener Geometrie die notwendige Umformkraft F_W zu berechnen. Für praktische Anwendungen eignet sich Gleichung (2.7) leider wenig, da die Normalspannungen σ_1 , σ_2 und σ_3 über den Bereich der Umformung φ nicht genau meßbar und auch veränderlich sind.

Der tatsächliche Wert für die Fließspannung σ_F bzw. eine mittlere Fließspannung σ_{Fm} , bezogen auf einen bestimmten Umformgrad φ des Schmiedestückes, ist von werkstoff- und verfahrensbedingten Einflußgrößen abhängig.

Werkstoffbedingte Einflußgrößen sind z.B. die chemische Zusammensetzung, der Reinheitsgrad, die Kristallstruktur, der Phasenaufbau, das Ausgangsgefüge, die Korngröße, der Wärmebehandlungszustand, die Probenlage und die Vormaterialherstellung. Bei den verfahrensbedingten Einflußgrößen sind besonders die Umformtemperatur υ , der Umformgrad φ und die Umformgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ zu nennen [H1].

In der Literatur existieren für viele Materialien auf Versuchen basierende Daten [H1, P1, A1], welche es ermöglichen, die Fließspannung σ_F zu berechnen. Mit diesen Daten ist es unter Einbeziehung der verfahrensspezifischen Parameter möglich, wie im Abschnitt 2.2.2 erläutert, den Verlauf der Umformkraft F_W zu berechnen.

2.2.2 Berechnung

Die Technologie des Umformens umfaßt nach DIN 8583 Blatt 3 die Verfahren Recken, Rundkneten, Breiten, Stauchen, Treiben, Schweifen und Dengeln. Abhängig vom Verfahren setzen die Werkstücke der Umformung unterschiedlich große Umformwiderstände K_W entgegen.

Für das Stauchen und Recken existieren mehrere numerische Näherungen zur Berechnung der Umformwiderstände [H1, K3].

Für den Umformwiderstand des Reckens mit Flachsattel werden in [K3] Berechnungsvorschriften nach *Siebel* [S5], *Storoschew* [S4] und *Geleji* [G1] nach Gleichung (2.9) bis Gleichung (2.11) angegeben. Eine genauere Näherung schlägt *Hensel* in [H1] mittels Gleichung (2.12) vor.

$$\text{Nach Siebel:} \quad K_W = k_f \cdot \left(1 + \frac{\mu \cdot s_W}{2 \cdot h} + \frac{h}{4 \cdot s_W} \right) \quad (2.9)$$

$$\text{Nach Storoschew:} \quad K_W = k_f \cdot \left(1 + \frac{\mu \cdot s_W}{3 \cdot h} \right) \quad (2.10)$$

$$\text{Nach Geleji:} \quad K_W = k_f \cdot \left(\frac{1}{1 - \mu \cdot \frac{s_W}{2 \cdot h}} \right) \quad (2.11)$$

$$\text{Nach Hensel:} \quad K_W = k_f \cdot \left(1 + \frac{\mu}{2} \cdot \left(\frac{s_W}{h_m} \right)^3 + \frac{h_m}{3,4 \cdot s_W} \right) \quad (2.12)$$

Die Größe der Umformfestigkeit k_f berücksichtigt in Gleichung (2.9) bis Gleichung (2.12) den speziellen Fall des Reckens und ist nach [H1] mit $k_f = 1,115$ anzusetzen. Die tatsächlich auftretende Schmiedekraft ist

$$F_W = A_d \cdot \sigma_F \cdot K_W \quad (2.13)$$

A_d ist dabei die gedrückte Fläche, K_W der Umformwiderstand und σ_F die Fließspannung.

Die Fließspannung σ_F ist nach Gleichung (2.14) berechenbar. In Gleichung (2.14) werden die Haupteinflußgrößen Umformtemperatur, Umformgrad und Umformgeschwindigkeit berücksichtigt.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot A_1 \cdot e^{-m_1 v} \cdot A_2 \cdot \varphi^{m_2} \cdot e^{m_4 / \varphi} \cdot A_3 \cdot \dot{\varphi}^{m_3} \quad (2.14)$$

Die Koeffizienten A_1 , A_2 , A_3 , m_1 , m_2 , m_3 , m_4 und σ_{F0} sind für viele Stähle und NE-Metalle tabellarisch u.a. in [A1, H1, P1, Z1] verfügbar.

2.2 Umformkräfte beim Freiformschmieden

Die Ergebnisse der Kraftberechnung weichen aber z.T. erheblich voneinander ab. Eine Anpassung durch Messungen am betrachteten Fall ist erforderlich. Die Ursache liegt darin, daß der Reibwert μ nicht für alle Gleichungen derselbe sein kann, da jeder Gleichung andere Vereinfachungen zugrunde liegen. Durch Messung der Umformkraft F_w und Einsetzen dieses Wertes in die nach dem Reibwert μ aufgelöste Gleichung (2.9) bis Gleichung (2.12) ist iterativ eine Optimierung möglich [K3].

3 Modellbildung des Freiformschmiedeprozesses

3.1 Begründung für die Modellbildung

Will man das physikalische Verhalten einer technischen Konstruktion untersuchen, existieren prinzipiell drei Möglichkeiten:

- Möglichkeit 1: Messungen und Tests an der fertigen Konstruktion
- Möglichkeit 2: Bau eines mechanisch verkleinerten Modells der zu untersuchenden Konstruktion und Durchführung der benötigten Messungen und Tests an diesem Modell
- Möglichkeit 3: Generierung eines virtuellen Modells auf der Basis mathematisch-physikalischer Gesetzmäßigkeiten und Berechnung der gewünschten physikalischen Größen

Die Möglichkeit 1 ist nur sehr bedingt nutzbar. Zum einen können Tests im Grenzbereich der Stabilität einer Konstruktion zur Zerstörung der Anlage und Gefährdung von Menschen führen, zum anderen sind derartige Untersuchungen oft sehr zeitaufwendig. Die Risiken und Kosten stehen meist nicht in einem sinnvollen Verhältnis zu den gewonnenen Erkenntnissen. Letztendlich ist anzumerken, daß die gewünschten Messungen nur bei reversiblen Prozessen möglich sind.

Vor der Entwicklung von leistungsfähigen Rechenanlagen war die Möglichkeit 2 das einzige Verfahren, um vorab Informationen zu gewinnen, ob die Anlage das gewünschte Verhalten besaß und die Berechnung der Konstruktion korrekt war. Viele Anlagen, wie z.B. Dampfmaschinen, Staudämme oder Flugzeuge, wurden vorab als verkleinertes Modell untersucht und konnten auf diesem Wege technisch optimiert werden zu einem Bruchteil der Kosten, welche bei vergleichbaren Untersuchungen an der fertigen Anlage entstanden wären.

Manche Erkenntnisse, beispielsweise Flügel- und Rumpfgeometrie von Überschallflugzeugen, wurden zunächst experimentell an Modellen gefunden [B4, D2]. Bei diesem Beispiel ist noch eine grundlegende Eigenschaft von Modellen erkennbar. Modelle sind immer vereinfachte

3.1 Begründung für die Modellbildung

Konstruktionen der Realität und bilden nur die wichtigsten oder speziell die zu untersuchenden Eigenschaften der Konstruktion gut ab. Im Falle des Flugzeugmodells ist dies die Geometrie und es besteht deshalb z.B. komplett aus Holz oder anderen massiven Werkstoff und wäre somit nicht flugfähig.

Die 3. Möglichkeit wurde erst mit der Entwicklung von leistungsfähigen Rechenanlagen Realität.

Als 1944 einer der ersten Großrechner, der ENIAC (Electronic Numerical Integrator and Computer), in den USA zur Verfügung stand, wurde dieser im Testlauf dazu genutzt, das Modell einer Implosionsbombe zu berechnen [R2]. Die Aufgabenstellung war, den zeitlichen Verlauf der Änderung der Geometrie einer Hohlkugel aus Plutonium bei Explosion einer Sprengstoffumhüllung zu ermitteln. Derartige realistische Problemstellungen können durch nichtlineare, partielle Differentialgleichungen beschrieben werden, für die keine analytischen Lösungen existieren. Mit numerischen Verfahren sind Lösungen erhältlich und auch genau, wenn die Integrationsschrittweiten klein genug sind, um eventuell auftretende Sprünge im Prozeß hinreichend genau aufzulösen [H2].

In den folgenden Jahrzehnten entwickelten sich aus den Großrechnern, in mehreren Entwicklungsstufen, die Personalcomputer. Mit den heutigen Rechnersystemen, welche zehntausendmal leistungsfähiger sind als die ersten Großrechner, trat der Computer seinen Siegeszug durch alle Bereiche der Technik an. Mit der Verfügbarkeit dieser kostengünstigen Systeme entstand eine Vielzahl von Softwareprogrammen, welche für die unterschiedlichsten Bereiche der Technik Modellbildungen ermöglichen und nahezu beliebige Simulationen gestatten.

Die Bedienbarkeit solcher Programme ist dabei einfach. Es ist nicht erforderlich, das benötigte Differentialgleichungssystem selbst aufzustellen und zu programmieren. Ein meist objektorientierter Aufbau der Programme gestattet es, daß der Anwender in der Lage ist, reale Systeme in kurzer Zeit korrekt umzusetzen. Durch Variation der Eingangs- und Prozessgrößen des Systems sind fast alle variablen Größen numerisch und graphisch darstellbar und einfach zu interpretieren.

Viele Bereiche der Technik, wie z.B. die Raumfahrt, die chemische Industrie oder der Kraftfahrzeugbau, nutzen derartige Werkzeuge seit

Jahrzehnten. In anderen Bereichen, wie z.B. Umformtechnik, Architektur oder der Produktionsplanung, hat sich die kommerzielle Nutzung erst in den letzten Jahren etabliert.

3.1.1 Das Simulationswerkzeug DSH^{plus}

Natürlich bestand bei Entwicklern von Bauteilen der Hydraulik und Anlagenkonstruktoren hydraulisch betriebener Maschinen auch schon frühzeitig der Wunsch nach einem Werkzeug, welches man umfassend und anwenderfreundlich zur Projektierung nutzen konnte.

Für die Fluidtechnik existieren seit Mitte der achtziger Jahre derartige Programme.

Die Komplexität und Nichtlinearität von realen hydraulischen Systemen führte allerdings dazu, daß diese Programme schwer bedienbar blieben und die kostengünstig verfügbaren Personalcomputer noch nicht die notwendige Rechenleistung besaßen.

Im Ergebnis war die Akzeptanz im industriellen Bereich wenig ausgeprägt und die Nutzung weitgehend auf Forschungs- und Bildungseinrichtungen beschränkt. Inwieweit auch konservative Denkweisen in der Industrie eine schnellere Verbreitung verzögert haben, ist nicht untersucht worden. Rückblickend ist erkennbar, daß zwischen den Jahren 1995 und 2000 das Interesse und die kommerzielle Nutzung stark anstieg.

Heute ist der Markt der Anbieter von Simulationsprogrammen für die Hydraulik sehr differenziert und für jedes Leistungssegment sind Lösungen erhältlich [F2]. Eines der leistungsfähigsten Softwaretools zur dynamische Berechnung komplexer fluidtechnischer Systeme ist das Programm DSH^{plus}, welches von der Aachener Firma FLUIDON GmbH vertrieben und betreut wird [N1].

Da in der vorliegender Arbeit alle Berechnungen mit diesem Programm ausgeführt wurden, wird nachfolgend speziell nur auf DSH^{plus} eingegangen. Das Programm DSH^{plus} verfügt über eine graphische Benutzeroberfläche und ist bauteilorientiert aufgebaut. Dem Anwender stehen umfangreiche Bibliotheken sowohl für hydraulische, pneumatische als auch elektrische, regelungstechnische und mechanische Bauelemente zur Verfügung. Mit der Möglichkeit, diese Elemente ähnlich

dem Hydraulikschaltplan zu plazieren und miteinander zu verknüpfen, ist eine übersichtliche Gestaltung des Modells möglich. Jedes Element ist durch einen Satz spezifischer Daten auf die gewünschten technischen Eigenschaften und Größen des Bauteiles parametrierbar.

Für den Nutzer nicht offensichtlich, sind jedem Element eine oder mehrere lineare Differentialgleichungen hinterlegt, die über die graphischen Knoten miteinander verbunden sind.

Das somit entstehende Differentialgleichungssystem kann nach mehreren, vom Anwender auswählbaren, numerischen Integrationsverfahren gelöst werden. Dabei sind die Schrittweiten, die Simulationszeit, Anfangswerte des Prozesses und weitere Parameter wählbar.

Die berechneten zeitlichen Verläufe der Zustandsgrößen sind graphisch und auch numerisch darstellbar. Weiterhin besteht die Möglichkeit, diese Daten zu exportieren, zu speichern und in weiteren Applikationen auszuwerten. Auch eine automatische Optimierung des Systems nach unterschiedlichen Strategien kann berechnet werden. Weiterführende Informationen siehe [N1].

3.1.2 Nutzung des Programms DSH^{plus} zur Simulation technologischer Prozesse

In Kapitel 2 wurde auf die Konstruktion und den Aufbau einer Freiformschmiedeanlage eingegangen. Aus diesen Ausführungen ist ersichtlich, daß es nicht oder nur in sehr begrenztem Umfang möglich ist, an existierenden Anlagen Messungen und weitergehende Untersuchungen durchzuführen. Umfassende Möglichkeiten, realitätsnahe Ergebnisse zu erhalten, sind nur durch virtuelle Modellbildungen gegeben. Aufgrund der Komplexität einer Freiformschmiedeanlage ist eine abschnittsweise Verifikation mit existierenden Anlagen bzw. existierenden Prozeßdaten notwendig und wurde im vorliegenden Fall auch durchgeführt.

Als Basis für die Erstellung des Projektes im Programm DSH^{plus} dienten die Konstruktionsunterlagen einer modernen 25 MN - Presse der Firma SMS Meer GmbH aus Mönchengladbach.

3.2 Struktur der Freiformschmiedeanlage in DSH^{plus}

Um die Übersichtlichkeit zu gewährleisten, wurde für das Modell der Freiformschmiedeanlage die Struktur nach Bild 3-1 gewählt.

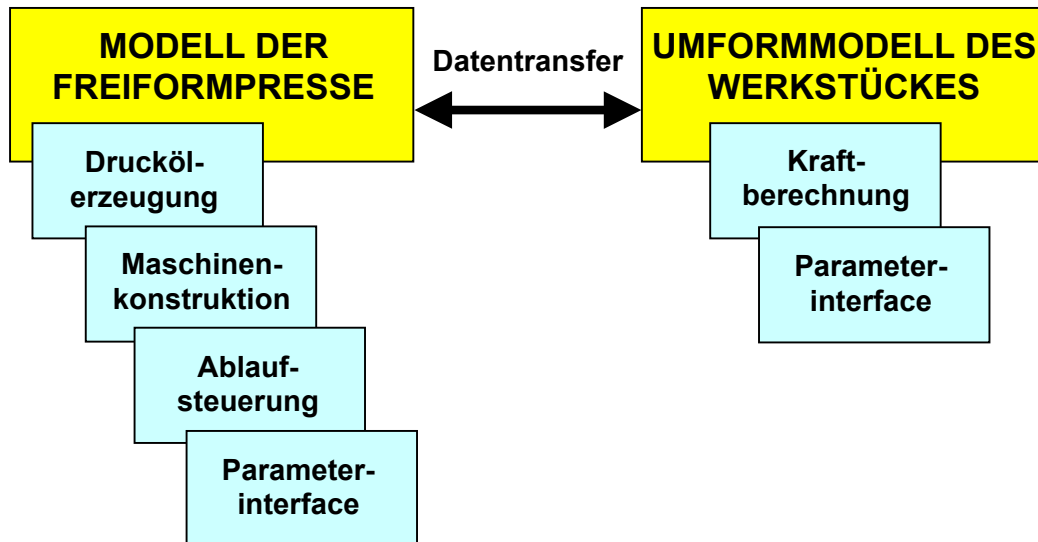


Bild 3-1: Struktur des Modells einer Freiformschmiedeanlage in DSH^{plus}

Der Modellteil "Freiformpresse" und das Modell "Werkstück" entstanden als separate Programme in DSH^{plus}. Diese Vorgehensweise ermöglichte es, die Programmteile einzeln zu testen und zu optimieren. Anschließend wurden beide Modelle in ein neues Projekt importiert und vereinigt. Der im Bild 3-1 symbolisch dargestellte Datenaustausch vollzieht sich ausschließlich innerhalb des Programmes DSH^{plus}.

Es ist nicht oder nur mit großem Aufwand möglich, eine Anlage in allen Funktionen mit maximal möglicher Detailtreue abzubilden. Vielmehr ist es erforderlich, sich auf die zu untersuchenden Teilprozesse bei der Modellbildung zu konzentrieren. Im erstellten Modell wurde besonders Wert darauf gelegt, die Abwärtsbewegung, den Umformvorgang und die Entlastung der Presse möglichst realitätsnah umzusetzen.

3.2.1 Teilmodell der hydraulischen Presse

Nach Bild 3-1 ist das Modell der Freiformpresse in vier Baugruppen zerlegbar, die Druckölerzeugung, die Maschinenkonstruktion, die Ablaufsteuerung und das Parameterinterface. Bei der Erstellung der Teilmodelle ist zu prüfen, welche Eigenschaften für die Untersuchung möglichst optimal nachzubilden sind, und welche Effekte keinen oder nur geringen Einfluß besitzen. Versucht man, alle Komponenten gleich gut im Modellsystem aufzubauen, sind lange Rechenzeiten der Simulation und unübersichtliche Modellstrukturen die Folge. Beide Effekte gemeinsam bedingen eine geringe Effizienz der Arbeit.

3.2.1.1 Druckölerzeugung

Für den Betrieb der 25 MN - Presse sind 10 Pumpeneinheiten mit einem konstanten Fördervolumen von je $500 \text{ cm}^3/\text{U}$ installiert. Alle 10 Pumpen sind über Logikventile einzeln zuschaltbar. Der Gesamtvolumenstrom ist somit über die Steuerung in 10 Stufen veränderbar. Zwei Pumpen werden gemeinsam von je einem Asynchronmotor mit einer Leistung von $P = 630 \text{ kW}$ angetrieben. Bei einer Drehzahl von etwa $n = 1500 \text{ U}/\text{min}$ kann pro Antriebseinheit beim zulässigen Maximaldruck von $p = 320 \text{ bar}$ ein Volumenstrom von $Q = 1360 \text{ l}/\text{min}$ erzeugt werden. Eine Nachrechnung zeigt, daß theoretisch ein Volumenstrom von $Q = 1500 \text{ l}/\text{min}$ entstehen müßte. Ursache für diese Differenz ist ein Abfall der Drehzahl des Motors unter dem Einfluß des Lastmomentes, mechanisch bedingte Leckagen im Innern der Pumpe und der Anteil des komprimierten Fluids bei höheren Drücken.

Eine Modellstruktur nach Bild 3-2 würde entstehen. Betrachtet man Bild 3-2 genauer, ist erkennbar, daß es aus mindestens 25 Bauteilen besteht. Für jedes Bauteil ist es notwendig, einen Satz Maschinenparameter zu hinterlegen. Zusätzlich sind weitere 17 Signalknoten mit Startwerten zu belegen.

Für die Untersuchung des Umform- und Entlastungsvorganges der Presse sind die dynamischen Kennwerte der Motoren und Pumpen von untergeordneter Bedeutung.

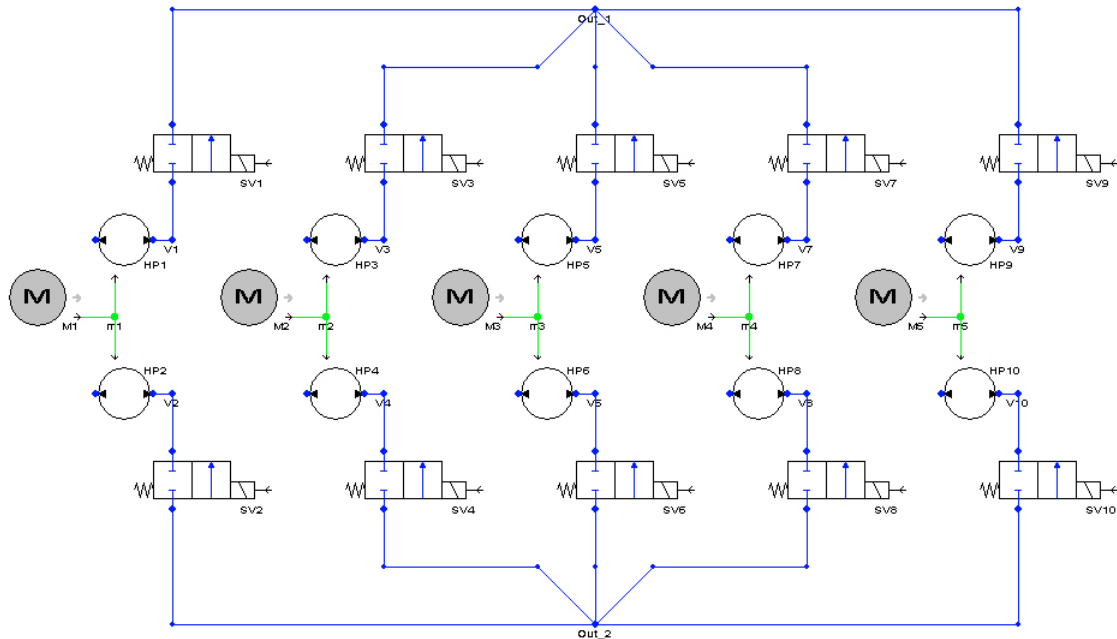


Bild 3-2: Vollständiges Modell der Druckölerzeugung der Freiformschmiedeanlage in DSH^{plus}

Wichtig ist, einen Gesamtvolumenstrom von $Q = [10 \times 680] \text{ l/min}$ zu generieren und stufenweise dosieren zu können. Diese Vereinfachung führt zu einer zulässigen Gestaltung der Druckölerzeugung nach Bild 3-3, welche den gestellten Anforderungen genügt. Mit einem Funktionsgenerator, welcher zeit- oder ereignisgetriggerte Funktionen erzeugen kann, wird ein Kennlinienfeld angesteuert. Über das Kennlinienfeld ist es möglich, die gewünschte 10-stufige Quantifizierung des Ölstromes zu erzeugen. Am Knoten "Q_Out" kann der maximale Volumenstrom von $Q = 6800 \text{ l/min}$ entnommen werden. Über das Druckbegrenzungsventil DBV ist der zulässige Maximaldruck von $p = 320 \text{ bar}$ parametrierbar.

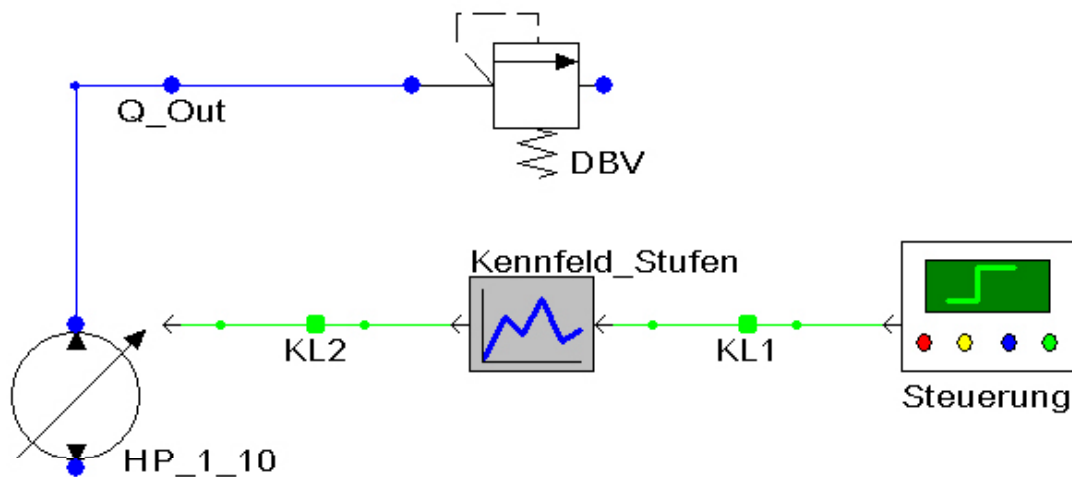


Bild 3-3: Vereinfachtes Modell der Druckölerzeugung Freiformschmiedeanlage in DSH^{plus}

Bei allen als Modell zu erstellenden Baugruppen sind Vereinfachungen, wie beispielhaft an der Druckölerzeugung erläutert, sinnvoll, wie schon dargelegt.

3.2.1.2 Maschinenkonstruktion

Die 25 MN - Presse besitzt drei Hydraulikzylinder, d. h. einen Arbeitszylinder $D = 1000$ mm bei einem Hub von 1500 mm und zwei, wesentlich kleinere, Rückzugszylinder mit $D_1 / D_2 = 390 / 250$ mm. Gemeinsam wirken diese Zylinder auf den Laufholm mit einer bewegten Masse von etwa $m = 90\,000$ kg. In der Masse m sind die Anteile der beweglichen Zylinderteile und des Obersattels mit enthalten.

Diese Bewegung wird gesteuert über zwei große Stromventile der Baureihe WRC der Firma Rexroth Bosch Group. Bei diesen Ventilen handelt es sich um vorgesteuerte Servoventile mit einer Nennweite von $NW = 125$ mm. Der Ventilkegel wird dabei mit Hilfe eines im Ventil integrierten hydraulischen Steuerzylinders bewegt. Die Ventilöffnung kann mit einem Meßsystem indirekt über die induktiv gemessene Position des Ventilstößels erfaßt werden. Das Servoventil und der Steuerzylinder mit Meßsystem, welcher den Ventilhub beeinflusst, bilden gemeinsam mit einer integrierten Ansteuerlektronik einen Positionsregelkreis für den Stellweg des Ventiles.

Durch diesen Aufbau sind hohe Stellgeschwindigkeiten des Stromventils, verbunden mit guten Dämpfungseigenschaften des Systems, erreichbar.

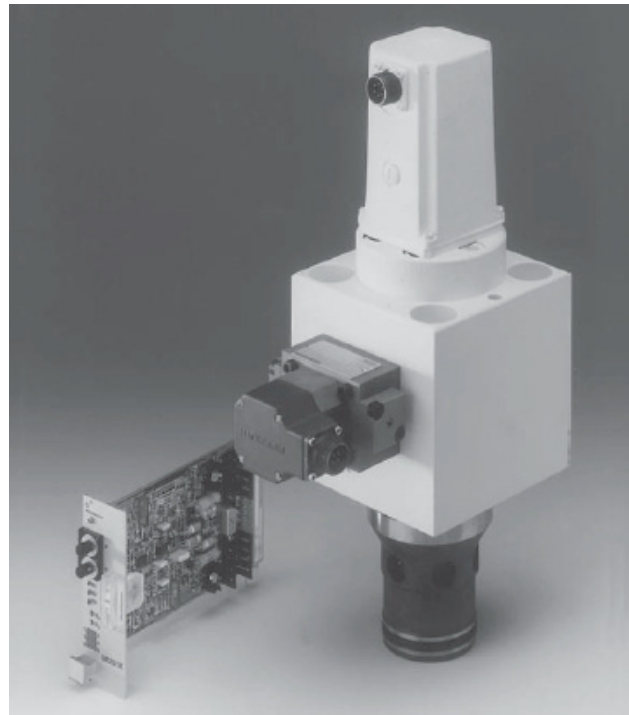


Bild 3-4: Ölstromventil der Baureihe WRC, Baugröße NG63 [R3]

Für die eingesetzten Ventile der Baureihe WRC mit einer Nennweite von $NW = 125 \text{ mm}$ sind damit Schaltzeiten von 0 % auf 90 % Öffnung zwischen $t_v = [70 \dots 90] \text{ ms}$ erreichbar [R3]. Der Zeitbereich für t_v ist abhängig vom zu schaltenden Druck und der Höhe des zur Verfügung stehenden Steuerdruckes. Bei realisierten Dämpfungen von etwa $D_v = 0,9$ ist dies ohne Überschwingen des Steuerkolbens möglich.

Der prinzipielle Aufbau ist aus Bild 3-5 ersichtlich. Mit Stromventilen dieser Bauweise kann man sehr dynamisch und kontrolliert den Ölfluß steuern.

Ein elektrisches Steuersignal von $U_e = [0 \dots +10] \text{ V}$ verändert den Öffnungsquerschnitt zwischen $A_v = [0 \dots 100] \%$. Dieser Zusammenhang ist dabei, je nach Ausführung des Stromventils, linear oder folgt einer gewünschten Kennlinie. Bei nichtlinearen Verläufen stellt der Hersteller Diagramme zur Verfügung, welche die physikalischen Abhängigkeiten beschreiben.

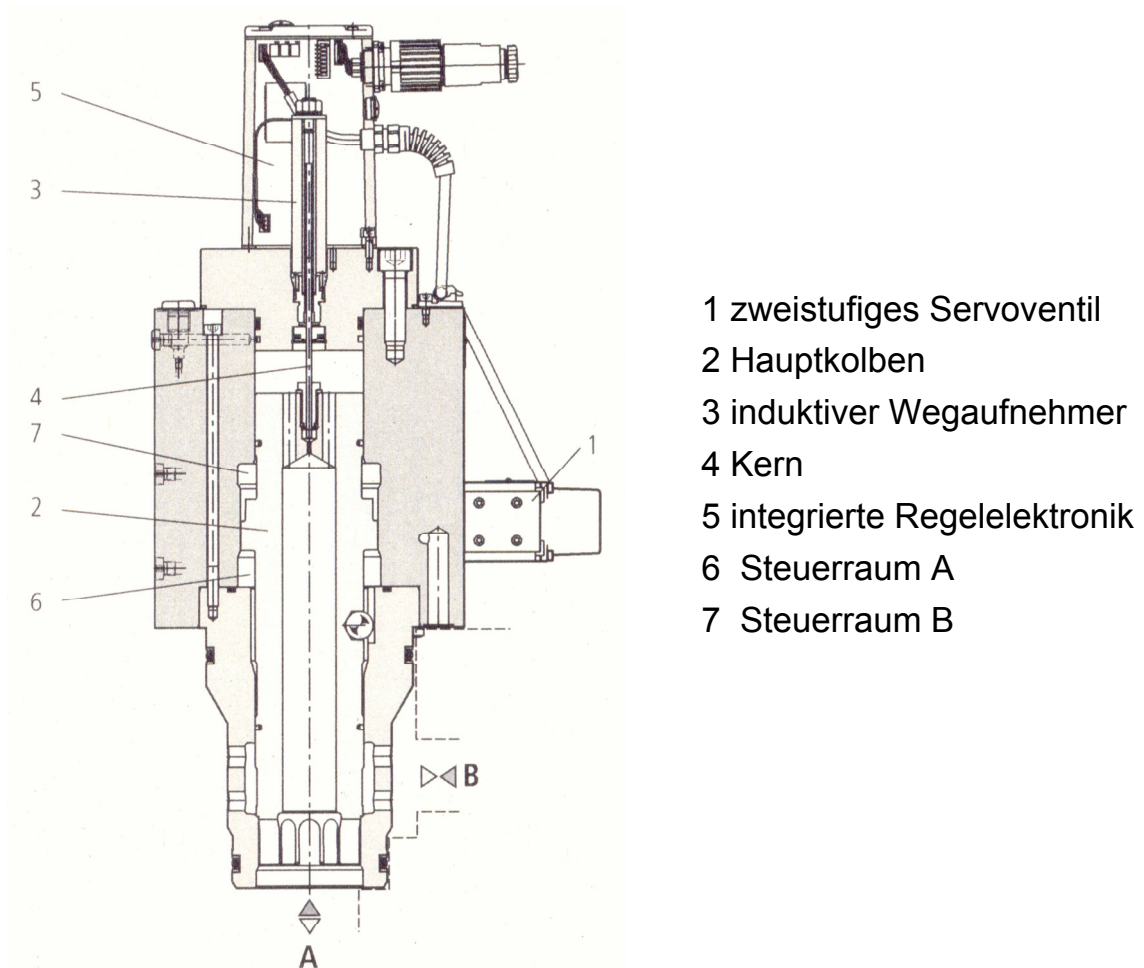


Bild 3-5: Schnittbild eines Ölstromventils der Baureihe WRCE [R3]

Bei der Modellbildung des Stromventils in DSH^{plus} ist es notwendig, diesen Zusammenhang zu berücksichtigen. In der Modellbildung wurde die Nichtlinearität in einem eindimensionalen Kennlinienfeld "KL1" in Bild 3-6 berücksichtigt.

Der Volumenstrom durch das Ventil wird von zwei Größen entscheidend beeinflusst. Dies ist zum einen der wirksame Öffnungsquerschnitt A_v des Ventils und zum anderen die über diesem Querschnitt entstehende Druckdifferenz als Folge des Ölflusses. In der Praxis nutzt man häufig Gleichung (3.1), welche aber die realen Verhältnisse, besonders bei kleinen Reynolds-Zahlen, nur sehr grob abbildet [M2].

$$Q = A_v \cdot \alpha \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.1)$$

Für größere Volumenströme, bei denen turbulente Strömungsverhältnisse im Ventil überwiegen, kann der benötigte Durchflußbeiwert α den Datenblättern der Ventilhersteller entnommen werden.

Für Proportionalventile mit geringen maximalen Ölströmen ist es möglich, auf einem Prüfstand die Durchflußkennlinie aufzunehmen und als Volumenstrom-Druckdifferenz-Diagramm darzustellen. Diese auf Meßergebnissen beruhende Kennlinie kann mathematisch approximiert werden. Sie berücksichtigt dann die Veränderung des Durchflußbeiwertes α bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten, Änderungen der Viskosität und das mögliche Auftreten von Kavitation. Weiterhin sollten für genauere Untersuchungen die Abhängigkeit der Dichte von der Betriebstemperatur des Fluids berücksichtigt werden.

Für Ventile mit sehr großen Volumenströmen sind geeignete Prüfstände nicht verfügbar. Bei den betrachteten Ventilen der Baureihe WRC beruhen die Herstellerangaben auf einer Berechnung nach Gleichung (3.2), die im Vergleich zur Gleichung (3.1) die Anschlußgeometrien des Ventiles mit berücksichtigt. Der genutzte Durchflußbeiwert α ist ein Mittelwert und wird bei kleinen Volumenströmen gemessen.

$$Q = \alpha \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\left(\frac{1}{A_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{A_2}\right)^2 + \left(\frac{1}{A_3}\right)^2}} \quad (3.2)$$

Dabei ist A_2 der veränderliche Öffnungsquerschnitt, und A_1 und A_3 repräsentieren die Zulauf- und Ablaufquerschnitte des Ventils [R4].

Im Modell nach Bild 3-6 wird Gleichung (3.2) in einem Kennlinienfeld den beiden Schmiedeventilen "SV1" und "SV2" zugeordnet. Jedem Zylinder sind die geometrischen Abmessungen, die bewegten Massen, Federsteifigkeiten, räumliche Orientierung und hydraulische Leckagen zugeordnet. Über die Festlegung der Parameter LosbrechKraft, MischreibKraft, GeschwindigkeitMischreibung und ViskoseDämpfung in der Stribeck-Kurve nach Bild 3-7 sind diese Bauteile gut im Modell abzubilden [N1]. Eine Steuerung ist durch Einspeisen eines Signals an "E1" möglich und der Anteil des an "Q_IN_AZ" zufließenden Ölstroms in Richtung Tank veränderbar.

3.2 Struktur der Freiformschmiedeanlage in DSHplus

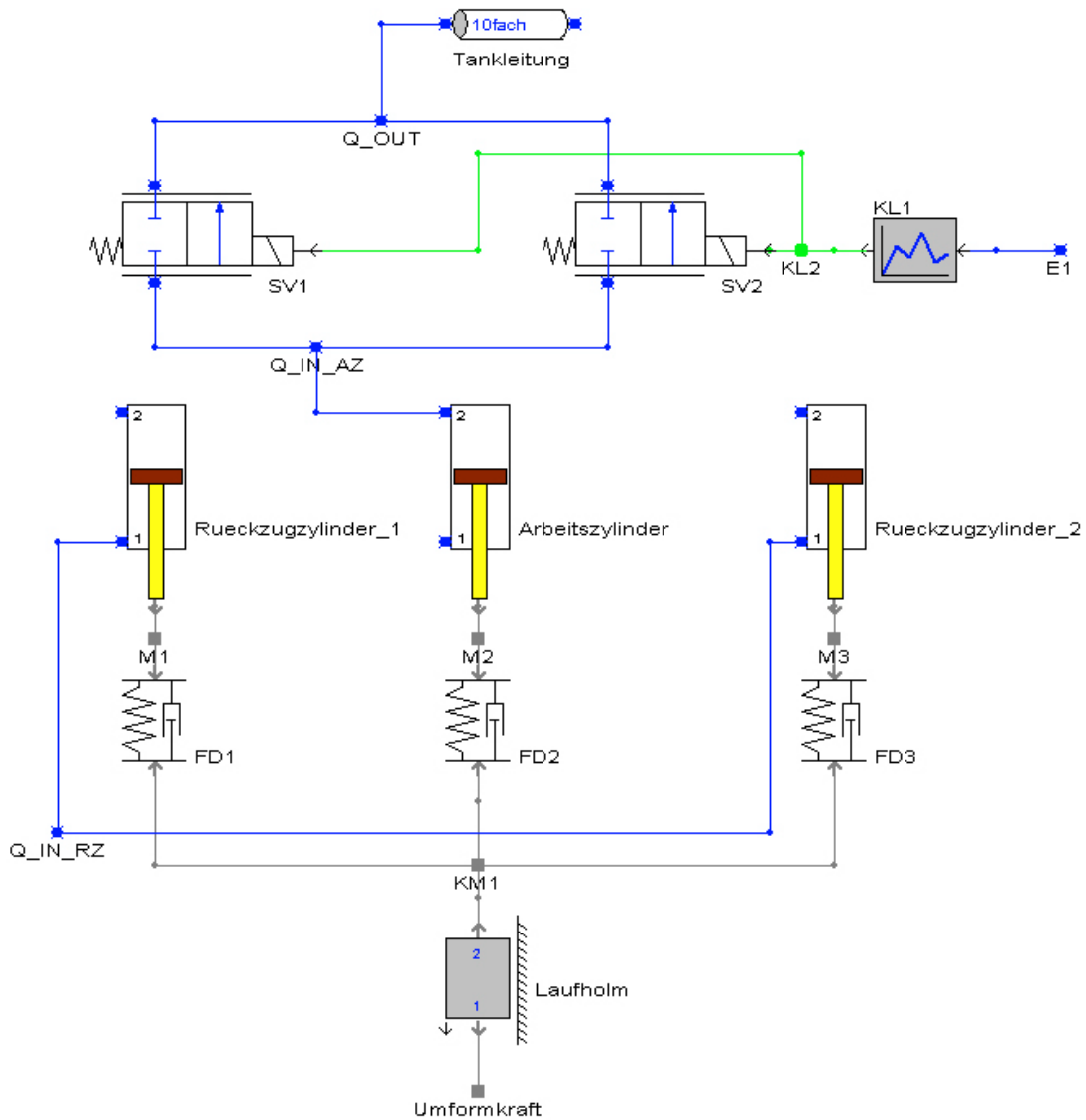


Bild 3-6: Modell der Maschinenkonstruktion der Freiformschmiedeanlage in DSH^{plus}

Die Ansteuerung der beiden Rückzugszylinder wird durch Steuerung des Ölflusses am Knoten "Q_IN_RZ" erreicht. Mit den Bauteilen "FD1" bis "FD3" kann die Elastizität der gesamten Maschinenkonstruktion nachgebildet werden.

Am Knoten "Umformkraft" wird die Größe des material-, geschwindigkeits- und wegabhängigen Signals der Schmiedekraft eingespeist.

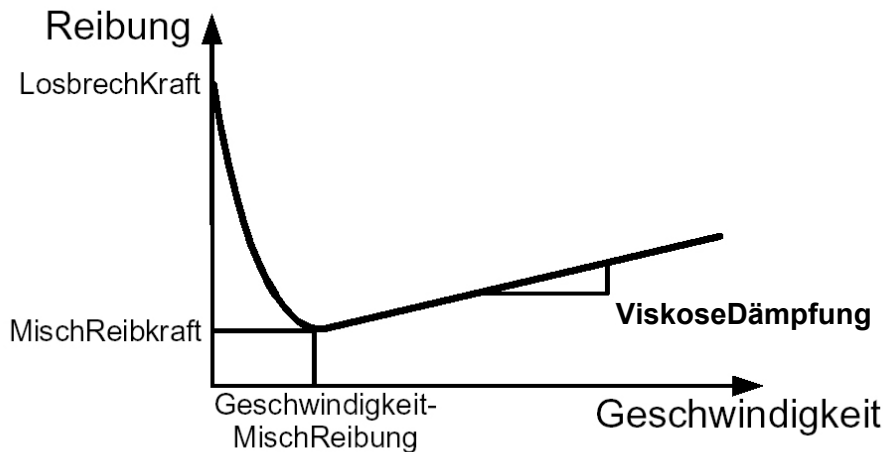


Bild 3-7: Stribeck-Kurve zur Modellierung der Reibkraft zwischen Kolben und Zylinder [N1]

3.2.1.3 Ablaufsteuerung

Die Funktionalität der Ablaufsteuerung des Modells wurde auf die für die Untersuchung des Umformvorganges und der Entlastung der Presse benötigten Komponenten begrenzt.

Bei einer wählbaren Pressenposition wird über einen Vergleich des Signales "Position" nach Bild 3-8 eine rampenförmige Funktion im Funktionsgenerator "Stellsignal" erzeugt. Dieses Signal ist die Eingangsgröße für das Kennlinienfeld "KF". Über das Kennlinienfeld sind beliebige Verläufe der Ansteuerfunktion für die beiden Servoventile "SV1" und "SV2" nach Bild 3-6 definierbar.

Für die Berechnung der Umformkraft, welche ab dem "Aufsetzen" des Obersattels der Presse der Bewegung des Arbeitszylinders entgegenwirkt, werden die Zustandsgrößen "Geschwindigkeit" und "Umformweg" benötigt. Eine Verarbeitung dieser Ausgänge wird im Modell der Schmiedekraftberechnung durchgeführt. Durch das Kennlinienfeld "KF_D" in Bild 3-8 ist es möglich, den Pressenweg erst mit Beginn des Materialkontaktes und somit bei beginnender Umformung wirksam werden zu lassen.

gemäß Gleichung (2.9) für das Modell gewählt. Da die Berechnung dynamisch über den gesamten Umformweg ausgeführt wird, ist die wirksame Sattelbreite s_W und die Eindringtiefe h in Gleichung (2.9) variabel. Die Eindringtiefe h wird zu Δh mit

$$\Delta h = h_0 - h_1 \quad (3.3)$$

und die Sattelbreite s_W ist funktionell abhängig von der Eindringtiefe. Aus Gleichung (2.9) entsteht

$$K_W(\Delta h, s_W) = k_f \cdot \left(1 + \frac{\mu \cdot s_W(\Delta h)}{2 \cdot \Delta h} + \frac{\Delta h}{4 \cdot s_W(\Delta h)} \right) \quad (3.4)$$

Die Fließspannung σ_F ist mit Gleichung (2.14) nach [A1, H1, P1, Z1] ermittelbar.

Der Umformgrad φ ist mit Hilfe des Gesetzes der Volumenkonstanz bei Umformprozessen ableitbar [H1]. Es gilt

$$V = h_0 \cdot l_0 \cdot b_0 = h_1 \cdot l_1 \cdot b_1 \quad (3.5)$$

und somit auch

$$1 = \frac{h_1}{h_0} \cdot \frac{l_1}{l_0} \cdot \frac{b_1}{b_0} \quad (3.6)$$

und

$$0 = \ln\left(\frac{h_1}{h_0}\right) + \ln\left(\frac{l_1}{l_0}\right) + \ln\left(\frac{b_1}{b_0}\right) = \varphi_h + \varphi_l + \varphi_b \quad (3.7)$$

Zur Berechnung der Fließspannung σ_F ist stets die Richtung des größten Umformgrades zu benutzen [H1]. Für unseren Fall ist dies die Höhe h des Werkstückes. Unter Berücksichtigung der in Gleichung (3.4) durchgeführten Substitution ist der Umformgrad φ aus Gleichung (3.7).

$$\varphi_h = \varphi = \ln\left(\frac{h_1}{h_0}\right) \quad (3.8)$$

Die Geschwindigkeit der Umformgradänderung $\dot{\varphi}$ für die Höhe ist dann

$$\dot{\varphi} = \frac{v}{h_0 - h_1} \quad (3.9)$$

In Bild 3-9 sind symbolisiert die geometrischen Verhältnisse des Schmiedens mit einem Flachsattel dargestellt.

Für die Berechnung der Umformkraft F_W ist es notwendig, die Größe der gedrückten Fläche A_d zu ermitteln. Zu Beginn der Umformung, d.h. Höhe H nach Bild 3-9, ist die Fläche A_d gleich dem Produkt aus wirksamer Sattelbreite s_W und gedrückter Breite b_d des Schmiedeteils. Es gilt

$$A_d = s_W \cdot b_d \quad (3.10)$$

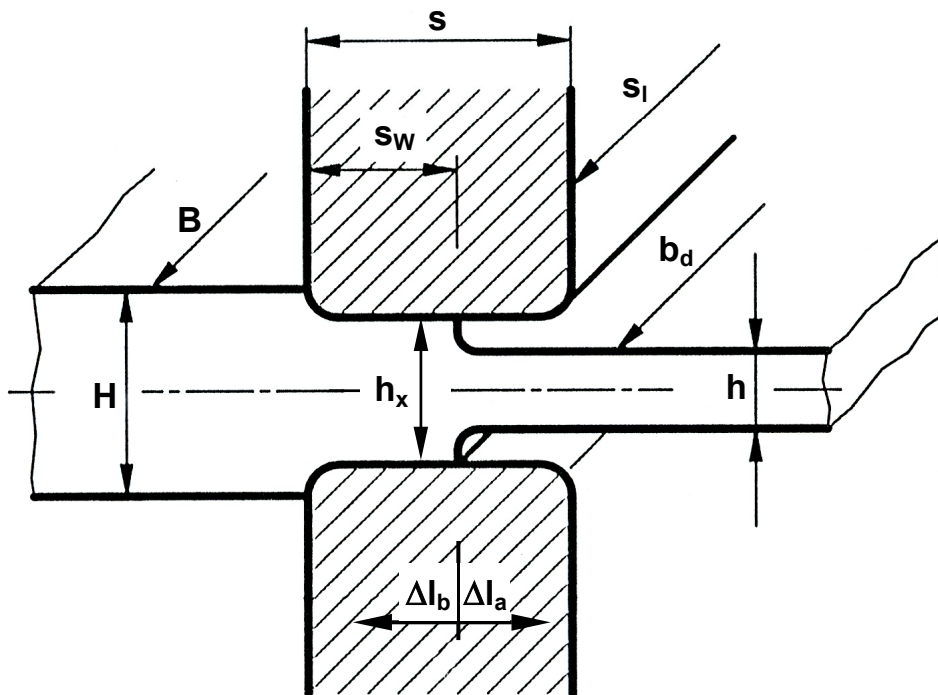


Bild 3-9: Geometrieverhältnisse am Flachsattel

Mit einer Abnahme der Anfangshöhe H des Werkstückes wird es zu einer Breitung und Längung des Werkstückes kommen und somit zu einer Vergrößerung der bei der Kraftberechnung zu berücksichtigenden Fläche

A_d. Die Breitung ist abschätzbar nach der von *Tomlinson / Stringer* in [T1] angegebenen Berechnungsformel und lautet

$$b_1 = b_0 \cdot \left(\frac{h_0}{h_1} \right)^a \quad (3.11)$$

mit $a(\Delta h, s_w) = 0,14 + 0,36 \cdot \left(\frac{s_w(\Delta h)}{b_0} \right) - 0,054 \cdot \left(\frac{s_w(\Delta h)}{b_0} \right)^2$

Die Konstanten im Exponenten a wurden in [T1], wie in Gleichung (3.11) angegeben, ermittelt. Nach [S2] sind diese Konstanten aber werkstoffabhängig. Die mit Gleichung (3.11) ermittelten Werte sind somit, je nach umgeformtem Werkstoff, nur genäherte Konstanten [S2].

Die außerdem zu berücksichtigende Längenänderung wird nach Bild 3-9 zu

$$\Delta l = |l_a| + |l_b| \quad (3.12)$$

definiert. Unter Berücksichtigung der Vereinbarungen nach Bild 3-9 ergibt sich aus dem Gesetz der Volumenkonstanz bei Umformungen nach Gleichung (3.5) und Gleichung (3.12)

$$h_0 \cdot b_0 \cdot s_w = h_1 \cdot b_1 \cdot (s_w + \Delta l) \quad (3.13)$$

daraus folgt

$$\Delta l = \frac{h_0 \cdot b_0 \cdot s_w}{h_1 \cdot b_1} - s_w \quad (3.14)$$

In Abhängigkeit vom Schmiedewerkstoff, dem Bißverhältnis $\frac{s_w}{H}$, der Werkstückbreite B und der Sattelgeometrie wird sich die Werkstücklänge Δl unterschiedlich auf die Anteile l_a und l_b verteilen. Untersuchungen zu dieser Problematik liegen bisher nicht vor. Als Abschätzung kann das Verhältnis von l_a zu l_b angenommen werden mit

$$k = \frac{|l_a|}{|l_b|} \quad \text{mit } k = (1 \dots 3) \quad (3.15)$$

Für die weitere Berechnung der Umformkraft wird $k = 2$ angesetzt. Mit Gleichung (3.12) entsteht aus Gleichung (3.14)

$$|\Delta l_a| + |\Delta l_b| = \frac{h_0 \cdot b_0 \cdot s_w}{h_1 \cdot b_1} - s_w \quad (3.16)$$

und mit Gleichung (3.15) ist die wirksame Längung des Werkstückes unter dem Sattel berechenbar.

$$l_a = \left| \frac{\frac{h_0 \cdot b_0 \cdot s_w}{h_1 \cdot b_1} - s_w}{1 + \frac{1}{k}} \right| \quad (3.17)$$

Die wirksame, in Abhängigkeit der Höhe veränderliche Sattelbreite s_w ist somit

$$s_{w1} = s_{w0} + \left| \frac{\frac{h_0 \cdot b_0 \cdot s_{w0}}{h_1 \cdot b_1} - s_{w0}}{1 + \frac{1}{k}} \right| \quad (3.18)$$

Die veränderliche Fläche berechnet sich aus Gleichung (3.10) mit Gleichung (3.11) und Gleichung (3.18) zu

$$A_d(h) = \left(s_{w0} + \left| \frac{\frac{h_0 \cdot b_0 \cdot s_{w0}}{h_1 \cdot b_1} - s_{w0}}{1 + \frac{1}{k}} \right| \right) \cdot b_0 \cdot \left(\frac{h_0}{h_1} \right)^a \quad (3.19)$$

mit $a = 0,14 + 0,36 \cdot \left(\frac{s_{w1}}{b_0} \right) - 0,054 \cdot \left(\frac{s_{w1}}{b_0} \right)^2$ und für $h_0 = H$ gilt $s_{w1} = s_{w0}$.

Mit Kenntnis der sich gemäß Gleichung (3.19) vergrößernden Fläche, der Fließspannung σ_F und dem Umformwiderstand K_W ist die benötigte Umformkraft F_W berechenbar. Die Gleichung (3.20) wurde funktionell in einem Modell mit DSH^{plus} umgesetzt.

$$F_W(h) = \left[\begin{aligned} & \left(s_{W0} + \frac{h_0 \cdot b_0 \cdot s_{W0} - s_{W0}}{h_1 \cdot b_1 + \frac{1}{k}} \right) \cdot b_0 \cdot \left(\frac{h_0}{h_1} \right)^a \cdot \\ & \cdot \sigma_{F0} \cdot A_1 \cdot e^{-m_1 v} \cdot A_2 \cdot \ln \left(\frac{h_1}{h_0} \right)^{m_2} \cdot e^{\frac{m_4}{\ln \left(\frac{h_1}{h_0} \right)}} \cdot A_3 \cdot \left(\frac{v}{h_0 - h_1} \right)^{m_3} \cdot \\ & \cdot k_f \cdot \left(1 + \frac{\mu \cdot s_{W1}}{2 \cdot (h_0 - h_1)} + \frac{(h_0 - h_1)}{4 \cdot s_{W1}} \right) \end{aligned} \right] \quad (3.20)$$

3.2.2.2 Parameterinterface der Umformkraft

Als Eingangsgrößen wirken die sich dynamisch verändernden Ausgangsgrößen "Geschwindigkeit" und "Umformweg" der Ablaufsteuerung der Freiformpresse nach Bild 3-8. Die berechnete Kraft nach Gleichung (3.20) ist die Eingangsgröße "Umformkraft" für das Pressenmodell.

Die materialabhängigen Konstanten σ_{F0} , A_1 , A_2 , A_3 , m_1 , m_2 , m_3 , m_4 , k sowie die technologischen Parameter $h_0|_{t=0} = H$, $b_0|_{t=0} = B$, $s_{W0}|_{t=0} = s_W$ und h werden als feste Werte mit Funktionsgeneratoren vorgegeben.

3.3 Simulationsergebnisse

Zur Kontrolle und Verifikation des Modells wurden folgende Untersuchungen durchgeführt:

1. Messung der Absenk-, Rückzugs- und Preßgeschwindigkeiten
2. Überprüfung der Druckverläufe im Arbeits- und den beiden Rückzugszylindern
3. Variation und numerische Kontrolle des Kraftverlaufes bei unterschiedlichen Abmessungen und Materialien des Werkstückes

Nach den Projektierungsunterlagen beträgt die maximale Rückzugsgeschwindigkeit 350 mm/s, die Absenkgeschwindigkeit 300 mm/s und die Preßgeschwindigkeit 143 mm/s.

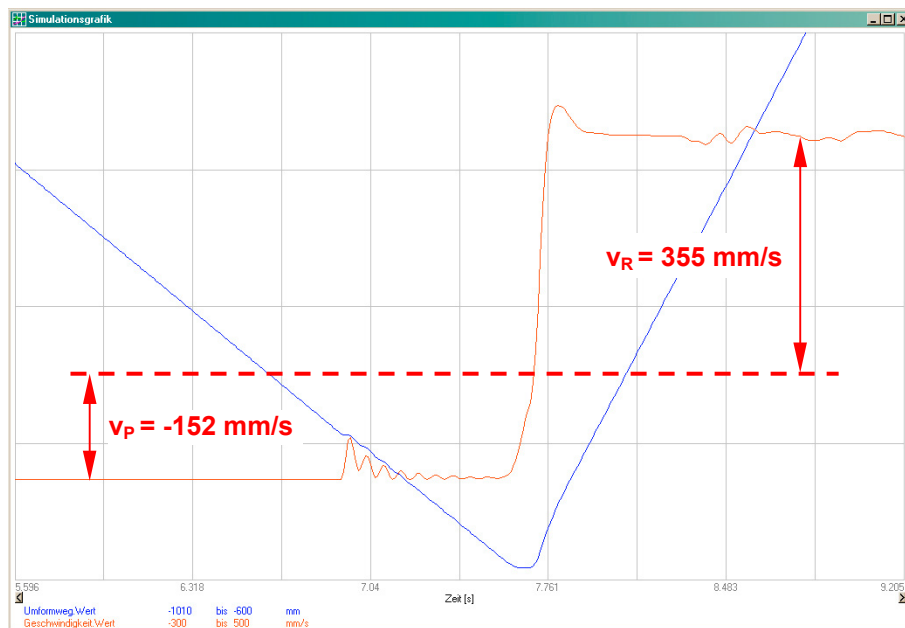


Bild 3-10: Simulation der zeitlichen Verläufe von Pressenweg und Preß- und Rückzugsgeschwindigkeit

Da im Modell zwischen Absenk- und Preßgeschwindigkeit nicht unterschieden wird, ist die Preßgeschwindigkeit gleich der Absenkgeschwindigkeit. Wie im Bild 3-10 ersichtlich, liegen nur geringe Abweichungen im Vergleich zu den projektierten Anlagenwerten vor. Deutlich ist der Abfall der Preßgeschwindigkeit beim Aufsetzen des

Obersattels der Presse auf das Schmiedeteil, als Folge des benötigten Kompressionsvolumens für Arbeitszylinder und Zuleitungen bis zum Beginn der Umformung, zu erkennen.

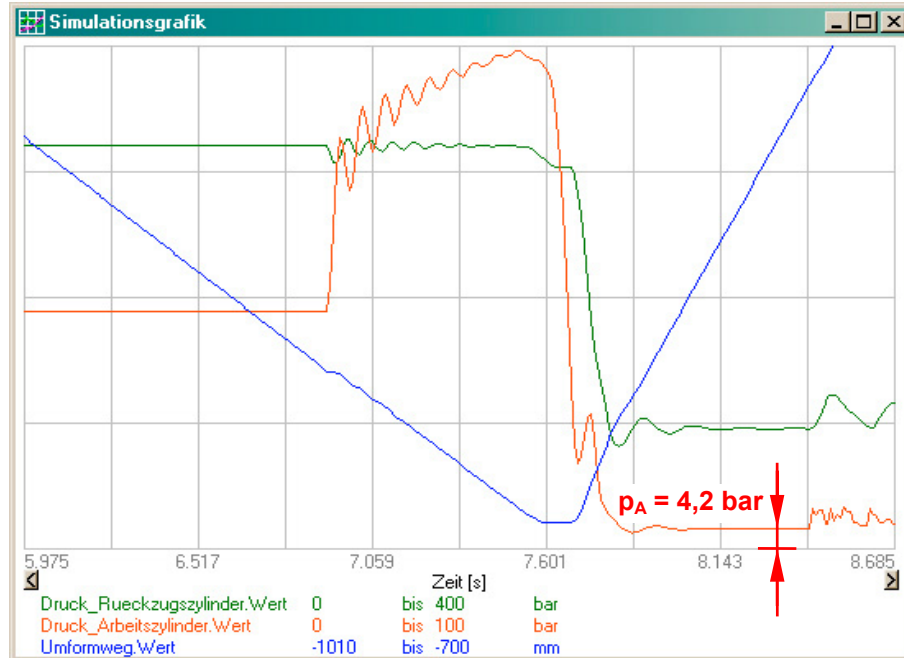


Bild 3-11: Simulation der zeitlichen Verläufe von Pressenweg und Druck im Arbeits- und Rückzugszylinders

Die Simulation ermittelt im Arbeitszylinder während des Rückzuges der Presse einen Druck von etwa $p_A = 4,2 \text{ bar}$. Dieser Druckabfall entsteht hauptsächlich an den zwei Schmiedeventilen, welche zu diesem Zeitpunkt voll geöffnet sind. Der aus dem Arbeitszylinder abfließende Volumenstrom ist berechenbar. Mit

$$Q_{ab} = \frac{V}{t} \quad (3.21)$$

und

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot D_A^2 \cdot s_A \quad (3.22)$$

sowie

3.3 Simulationsergebnisse

$$v_R = \frac{S_A}{t} \quad (3.23)$$

ist der Volumenstrom mit $D_A = 1000 \text{ mm}$ und der Rückzugsgeschwindigkeit von $v_R = 355 \text{ mm/s}$, nach Bild 3-10

$$Q_{ab} = \frac{\pi}{4} \cdot D_A^2 \cdot v_R = \frac{\pi}{4} \cdot (1000 \text{ mm})^2 \cdot 355 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (3.24)$$

$$Q_{ab} = 278,8 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 16729 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Da zwei Schmiedeventile vorhanden sind, beträgt der Volumenstrom pro Ventil $Q_{ab} = 8364,3 \frac{\text{l}}{\text{min}}$.

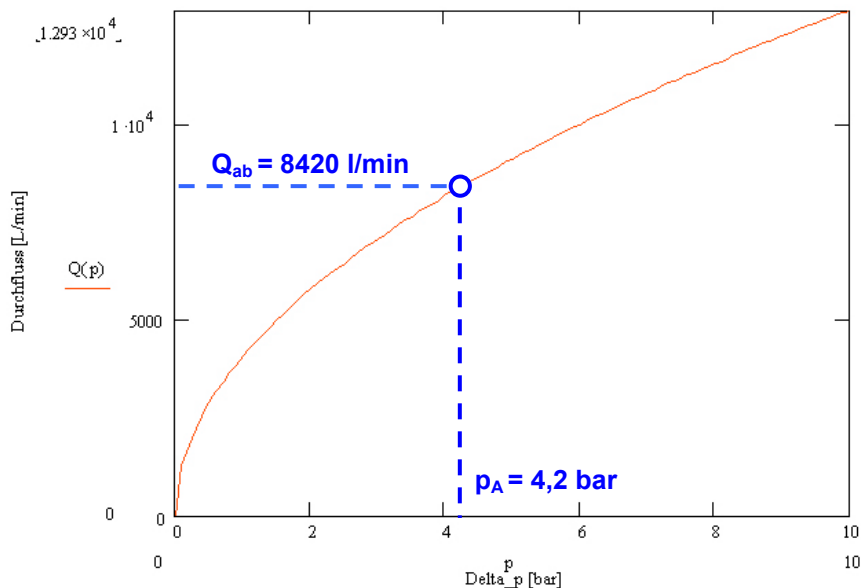


Bild 3-12: Durchflußkennlinie eines Proportionalwegeventiles vom Typ 2WRC(E)125D001 [R4]

Ein Vergleich mit der Durchflußkennlinie nach [R4] in Bild 3-12 zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Herstellerangaben und Simulation.

Eine weitere signifikante Größe ist der Druck im Arbeitszylinder, bei welchem die Aufwärtsbewegung d.h. der Rückzug der Presse beginnt. Bild 3-13 zeigt als Ergebnis der Simulation einen Arbeitszylinderdruck von etwa $p_R = 48 \text{ bar}$.

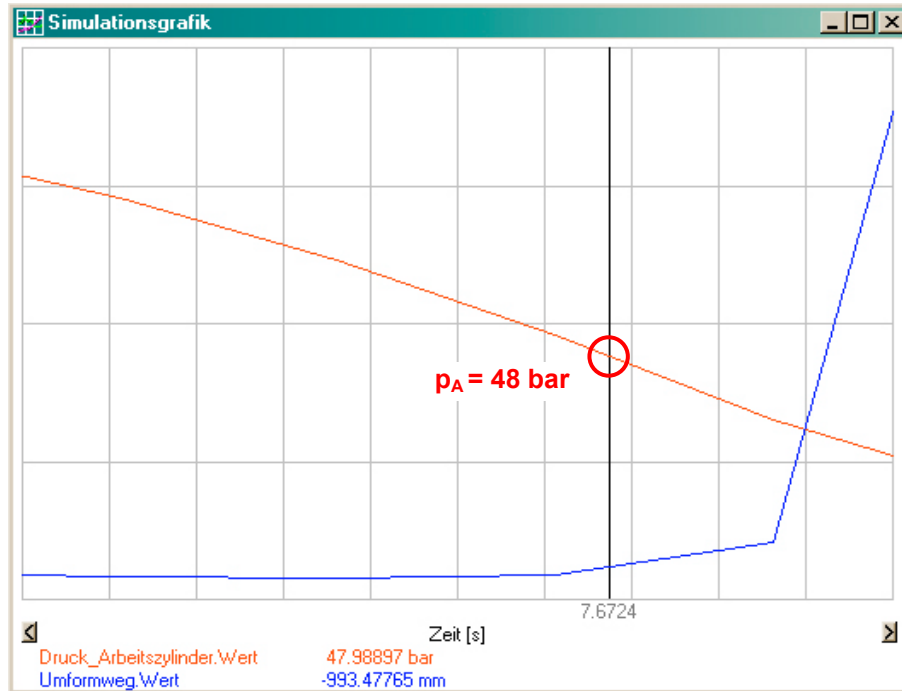


Bild 3-13: Ausschnitt aus der Simulation der zeitlichen Verläufe von Pressenweg und Druck im Arbeitszylinder

Durch das Öffnen der beiden Schmiedeventile findet nach Abschluß des Umformvorganges die Entlastung der Presse statt. Es entsteht ein Kräftegleichgewicht zwischen der Rückzugskraft F_R , der Kraft des Arbeitszylinders F_A , der Gewichtskraft F_G und der Reibung F_{Rei} .

$$F_R = F_A + F_G + F_{Rei} \quad (3.25)$$

Durch Auflösen von Gleichung (3.25) in die physikalischen Größen entsteht daraus

$$2 \cdot A_R \cdot p_R = A_A \cdot p_A + m \cdot g + F_{Rei} \quad (3.26)$$

Für den Druck im Arbeitszylinder p_A folgt daraus

$$p_A = \frac{2 \cdot A_R \cdot p_R - m \cdot g - F_{Rei}}{A_A} \quad (3.27)$$

3.3 Simulationsergebnisse

Mit Kenntnis der technischen Daten der Presse für $D_A = 1000$ mm, zwei Stück $D_R = [390/250]$ mm, $m = 90000$ kg, $p_R = 320$ bar und $F_{Rei} = 20000$ kp ist der gewünschte Druck p_R berechenbar zu

$$p_A = \frac{2 \cdot (D_{R1}^2 - D_{R2}^2) \cdot p_R - m \cdot g - F_{Rei}}{D_A^2}$$
$$p_A = \left(\frac{2 \cdot (39^2 - 25^2) \cdot 320 - 90000 - 20000}{100^2} \right) \cdot \left(\frac{\text{cm}^2 \cdot \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} - \frac{\text{kp}}{1} - \frac{\text{kp}}{1}}{\text{cm}^2} \right)$$
$$p_A = 46,34 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} = 45,5 \text{ bar}$$

(3.28)

Auch hier zeigt sich im Vergleich mit dem durch die Simulation ermittelten Wert von $p_A = 48,9$ bar für den Abhebedruck eine sehr gute Übereinstimmung. Um die Berechnung der Umformkraft zu überprüfen, wurde für einen Arbeitspunkt die benötigte Kraft nach Gleichung (3.20) berechnet. Als Datensatz werden nachfolgende Parameter gewählt:

GeometrieKennwerte: $k_f = 1,115$
 $k = 2$
 $\mu = 0,3$

Umformgrößen: $h_0 = 500$ mm
 $h_1 = 400$ mm
 $b_0 = 200$ mm
 $s_{W0} = 100$ mm
 $v = 150$ mm/s

Materialkenngrößen: $\sigma_{F0} = 119$ MPa
für Werkstoff C45 [H1] $A_1 = 12,231$
 $A_2 = 1,0747$
 $A_3 = 0,7647$
 $m_1 = 0,0025$

$$m_2 = -0,5877$$

$$m_3 = 0,1165$$

$$m_4 = -0,0207$$

$$v = 1000 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Mit diesem Parametersatz ergibt sich nach Gleichung (3.20) eine erforderliche Umformkraft von $F_w = 0,528 \text{ MN}$.

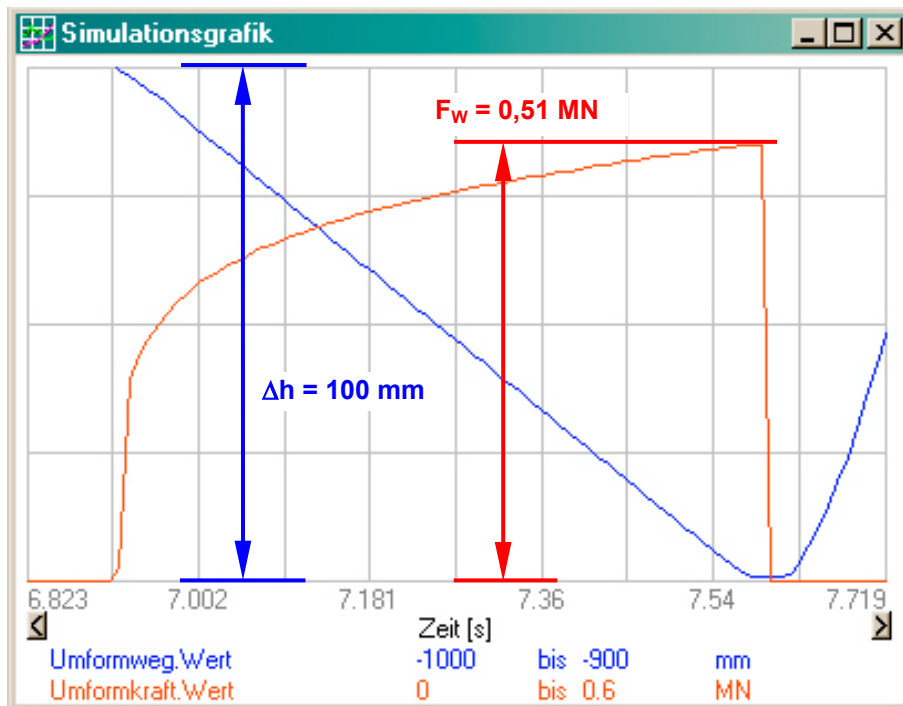


Bild 3-14: Simulation der zeitlichen Verläufe von Pressenweg und Umformkraft

Der gleiche Datensatz wurde zur Berechnung der Abhängigkeit der Schmiedkraft von der Zeit und der Eindringhöhe im Modell genutzt. Das Ergebnis zeigt Bild 3-14. Das Maximum der zur Umformung benötigten Kraft liegt bei $F_w = 0,51 \text{ MN}$. Die geringfügigen Abweichungen resultieren aus der in Gleichung (3.11) getroffenen Festlegung und der diskontinuierlichen Nachrechnung mit Gleichung (3.20).

Die ausgewählten Größen, bei denen ein Vergleich zwischen Modell und numerischer Nachrechnung möglich ist, zeigen, daß das vorliegende Modell den Projektierungsdaten einer realen 25 - MN Freiformschmiedepresse weitgehend entspricht.

3.3 Simulationsergebnisse

Leider bestand zum Zeitpunkt dieser Niederschrift nicht die Möglichkeit, eine Überprüfung der Simulationsergebnisse mit Messungen an der ausgeführten Anlage durchzuführen, da sich die Freiformschmiedepresse noch im Aufbau befindet.

4 Steuerungs- und Adaptionmöglichkeiten

4.1 Konventionelles Verfahren

Beim Schmiedeprozess besteht die Aufgabe, das Werkstück von einer Ausgangsgeometrie in eine gewünschte, vorab festgelegte Endgeometrie umzuformen. Dies geschieht, meist in mehreren Schritten, nach einem technologischen Verfahrensprozess.

Um dies zu ermöglichen, ist es notwendig, die Eindringtiefe des Obersattels in das Werkstück exakt steuern zu können. Diese Aufgabe gestaltet sich bei Freiformschmieden problematisch. Das Problem wird leicht erkennbar, wenn man sich zum Ziel setzt, das Werkstück bis zu einer vorher definierten Dicke umzuformen. Beginnt man erst an der gewünschten Zielposition das Schmiedeventil zu öffnen, wird sich der Arbeitszylinder noch um einen bestimmten Betrag weiterbewegen und somit das Ziel überfahren. Um mit der Presse an einer vorher definierten Position zum Stillstand zu kommen, ist es notwendig, den Arbeitszylinder zeitlich und somit wegmäßig vor der angestrebten Stopposition zu entlasten.

Dazu muß die Position, bei welcher die Freiformpresse entlastet wird, vorab bekannt sein. Leider widersetzt sich bisher die Berechnung dieser (Vor-)position hartnäckig allen Versuchen einer praxismgerechten Lösung. Für den praktischen Betrieb hat sich folgender Weg bewährt. Bei der ersten Umformbewegung wird sehr viel früher als eigentlich erforderlich mit der Entlastung des Zylinders begonnen. Im Ergebnis erreicht man die gewünschte Position meist nicht und das Werkstück ist als Folge davon zu dick. Bei der nächsten Umformbewegung wird der Öffnungszeitpunkt des Ventils zeitlich weiter in Richtung Zielposition verlagert. Dies wiederholt man so lange, bis die Endposition innerhalb eines gewünschten Toleranzfensters um, oder besser über dem Zielpunkt liegt. Nach zwei bis drei Bewegungszyklen des Pressenzylinders wird meist eine nutzbare Einstellung gefunden.

Im Bild 4-1 ist dieser Prozess graphisch dargestellt und es ist gut erkennbar, wie das Schmiedemaß innerhalb eines vorgegebenen Toleranzfensters "einschwingt" .

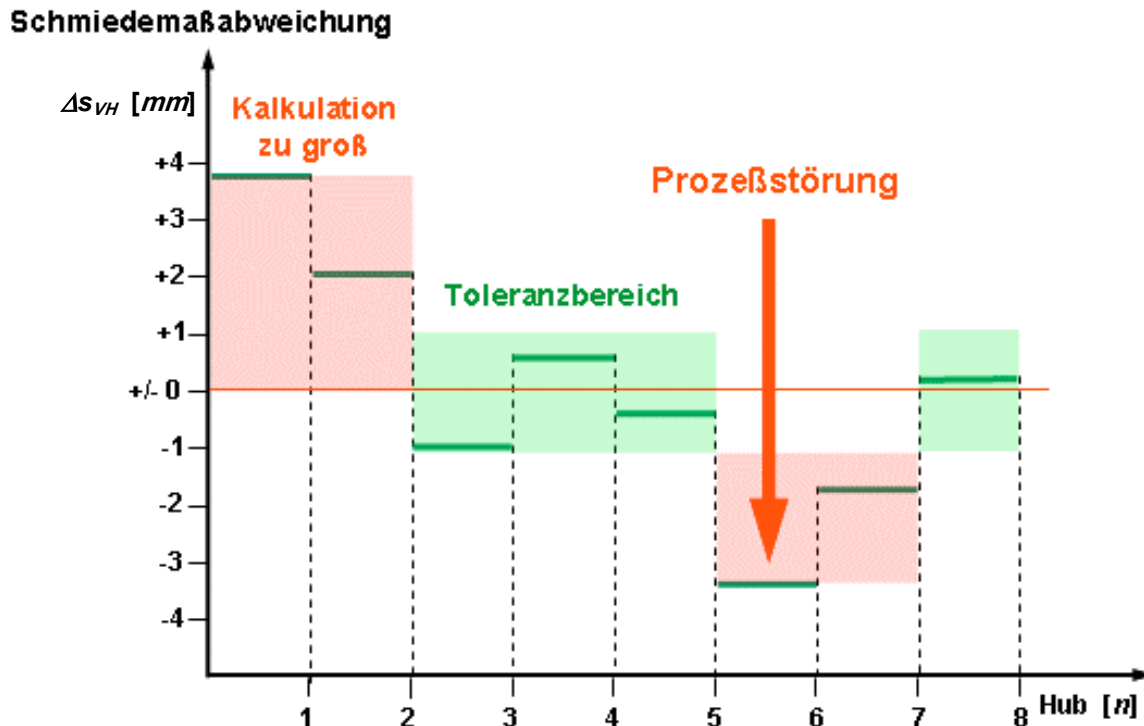


Bild 4-1: Verlauf der Adaption des Schmiedemaßes bei konventionellen Verfahren

Die Anpassung ist nach Gleichung (4.1) formulierbar. Mit dem "Anpaßkoeffizient" λ ist die Geschwindigkeit der Adaption veränderbar.

$$s_{VH}(n+1) = s_{VH}(n) + \lambda \cdot \Delta s_{VH}(n) \quad \text{mit } \lambda = [0,3 \dots 0,8] \quad (4.1)$$

Dieses Verfahren ist heute die übliche Praxis. Für die grobe Kalkulation der ersten Entlastungsposition werden bekannte Parameter, wie z.B. Werkstoff, geometrische Abmessungen, Eindringtiefe (Umformweg) und die Pressenkenngößen genutzt. Trotz der Robustheit gegenüber sich ändernden äußeren Einflüssen sind zwei Schwachpunkte dieser Vorgehensweise nicht übersehbar.

Erstens führt das Verfahren erst nach zwei bis drei Versuchen zu einer korrekten Einstellung. Zweitens - bei plötzlichen Änderungen der Umformkraft F_W des Werkstückes werden die Toleranzen sofort wieder überschritten. Die Hauptursache für derartige Änderungen der benötigten Umformkraft F_W besteht darin, daß sich die geometrischen Abmessungen der umzuformenden Bereiche ändern.

4.2 Neue Lösungswege

Mit der Verfügbarkeit von leistungsfähigen Prozessrechnern bzw. Industriesteuerungen, etwa ab Mitte der 90er Jahre, waren die Voraussetzungen vorhanden, komplexe moderne Steuer- und Regelalgorithmen zu implementieren.

Zwei Wege sind prinzipiell möglich. Den Prozess der Positionierung mit einer Regelung auszustatten, oder intelligente gesteuerte Systeme zum Einsatz zu bringen.

Bei Untersuchungen in [L1] zeigte sich, daß das System einer Freiformschmiedepresse zu komplex ist, um einfache Regelalgorithmen anzuwenden. Die Möglichkeit, eine klassische universelle Regelung zu nutzen, erwies sich als sehr aufwendig. Ungünstige Systemeigenschaften wie Nichtlinearität, Instationarität und mehrfach rückgekoppelte Teilprozesse führten zu Schwierigkeiten bei der Modellbildung [L1]. Diese Problematik konnte durch Einsatz eines Fuzzy-Reglers vermindert werden. An einer 160 kN - Modellschmiedeanlage kam diese Konfiguration zum Einsatz. Abschließende Ergebnisse nach [L2] belegen, daß ausreichende Schmiedegenauigkeiten bei unterschiedlichen Schmiedewerkstücken erreichbar sind. Über eine zu erwartende Verschlechterung der Schmiedezeiten beim Übergang von gesteuerten in geregelten Betrieb werden in [L1, L2] keine Angaben gemacht. Nach heutigem Kenntnisstand kam dieses Verfahren noch nicht an einer industriellen Schmiedeanlage zum Einsatz.

Beim gesteuerten Beenden der Bewegung der Schmiedepresse sind die Möglichkeiten, im Vergleich zur Regelung, noch eingeschränkter. Der Verlauf und die maximale Größe der Umformkraft F_w kann sich bei jedem Pressenhub ändern. Dies führt zu ständigen Abweichungen des Sollmaßes, welches nur nach Beendigung der aktuellen Pressenbewegung für den nächsten Pressenhub korrigiert werden kann. Im Ergebnis entstehen mitunter wellenförmige Oberflächen auf den Schmiedeteilen, da die Anpassung nach Gleichung (4.1) diskret und zeitverzögert wirkt.

Abhilfe für dieses Dilemma könnte sein, den Prozess Online zu analysieren, und die ermittelten Parameter für eine in Echtzeit ablaufende Modellrechnung zu nutzen. Mit den während der aktuellen

4.2 Neue Lösungswege

Umformbewegung gewonnenen Prozessgrößen wäre es dann möglich, den korrekten Wert des "Vorhaltemaßes" s_{VH} zu ermitteln.

5 Echtzeitschmiedemaßprognose (EZSP)

5.1 Grundlagen von EZSP

Bevor man beginnt, aus der Vielzahl der zur Verfügung stehenden Prozessgrößen willkürlich Größen auszuwählen, sollte man sich darüber Klarheit verschaffen, welche Einflußgrößen sich während jedes Pressenzyklus ändern können und für die Aufgabenstellung relevant sind.

Die technischen Daten der Presse sind meist hinreichend genau bekannt, und stehen somit zur weiteren Nutzung zur Verfügung. Dagegen ist nicht oder sehr ungenau bekannt:

1. Die Pressenposition beim Kontakt zwischen Werkstück und Obersattel der Presse
2. Der zeitliche Verlauf des Kraft- bzw. Druckanstieges im Pressenzylinder
3. Der zeitliche Verlauf der Pressenposition während des Umformvorganges

Alle drei aufgeführten Prozessgrößen können variabel mit jedem Preßvorgang sein. Besonders der Kraft-Zeit-Verlauf und der Weg-Zeit-Verlauf des Arbeitszylinders der Freiformpresse beeinflussen die korrekte Wahl des Vorhaltemaßes s_{VH} der Presse entscheidend.

Nach Gleichung (3.20) ist es theoretisch möglich, die gewünschten Verläufe vor oder während der aktuellen Umformbewegung zu berechnen. Praktisch ist diese Möglichkeit aber nicht gegeben, da sich die Geometrieverhältnisse unter dem Pressensattel bei jedem Pressenhub merklich verändern. Diese Abweichungen sind verfahrensbedingt nicht vermeidbar, und lassen eine hinreichend genaue Kalkulation des Weg-Kraft-Verlaufes mit Hilfe von Gleichung (3.20) nicht zu.

Als korrelierende Prozessgrößen zum gesuchten Kraft-Weg-Verlauf stehen dagegen die zeitlich variablen Werte des Pressenweges $s(t)$ und des Druckes vom Arbeitszylinder $p(t)$ zur Verfügung. Beide Größen sind

5.1 Grundlagen von EZSP

in der Steuerung der Freiformpresse als Meßwerte, welche zyklisch aktualisiert werden, verfügbar. Im Normalfall wird die Freiformpresse mit einer Industriesteuerung kontrolliert, deren Programmbearbeitungszeiten im Bereich von $T_{St} = [0,5 \dots 4]$ ms liegen.

Wenn man mit Beginn der Umformung den Weg s_A und den Innendruck des Arbeitszylinders p_A zyklisch, im zeitlichen Abstand von T_{St} , in ein Datenarray abspeichert, ist es möglich, eine Approximation dieser Werte durchzuführen und Ausgleichspolynome zu berechnen. Diese, den aktuellen Umformprozess beschreibenden Funktionen sind geeignet, eine Prognose über den weiteren Verlauf vom Weg s_A und dem Druck p_A zu berechnen. Mit Kenntnis der Maschinenkonstanten der Freiformpresse und des gewünschten Schmiedemaßes s_x ist es möglich, in einer Modellrechnung das notwendige Vorhaltemaß s_{VH} für die Presse zu ermitteln.

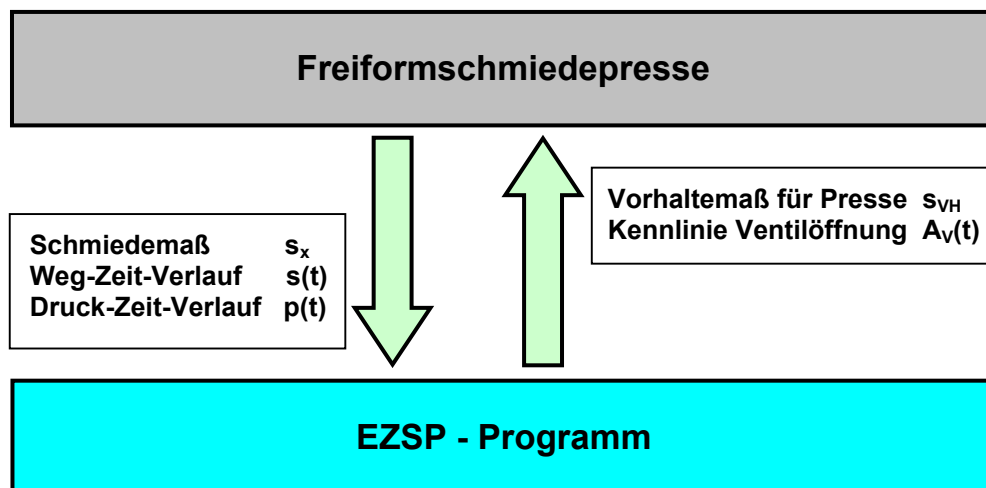


Bild 5-1: Prinzip der Kopplung und des Datenaustausches zwischen Prozess und EZSP (Prognoseprogramm)

Hat der Arbeitszylinder der Freiformpresse die Position des Vorhaltemaßes s_{VH} erreicht, wird die Entlastung des Arbeitszylinders durch das Schmiedeventil ausgeführt. Bild 5-1 zeigt den prinzipiell notwendigen Datenaustausch zwischen der Freiformschmiedeanlage und dem Prozessrechner. In Abhängigkeit vom Druck p_A und der Position s_A des Arbeitszylinders, zu Beginn der Entlastung der Presse, existiert eine optimale Funktion zur Ansteuerung des Schmiedeventils, welche in der EZSP mit berechnet wird.

Als Softwareplattform für die EZSP diente der C++ Builder 6 der Firma Borland® und die erforderlichen Daten der Freiformschmiedepresse wurden durch eine Modellbildung in DSH^{plus} der Firma Fluidon generiert.

5.2 Struktur der EZSP

Der strukturelle Aufbau des Prognoseprogramms EZSP ist aus Bild 5-2 ersichtlich. Durch einen Vergleich des Druckverlaufes $p(t)$ mit vorgegebenen Funktionsgrößen wird der Aufsetzpunkt des Obersattels auf das Schmiedeteil erkannt.

Von diesem Zeitpunkt an werden zyklisch alle $T_{St} = 2 \text{ ms}$ die aktuellen Werte des Druckes und der Pressenposition in zwei Datenarrays geschrieben. Liegt eine ausreichende Anzahl n von Daten vor, was nach etwa 20% des Umformweges der Fall ist, beginnt die Berechnung der ersten zeitlichen Prognosen in Form von Ausgleichspolynomen für $s(t)$ und $p(t)$. Mit zunehmendem Umformweg werden die Abweichungen zwischen dem realen Verlauf und der Kalkulation immer geringer und eine Aussage über den künftigen Verlauf dieser Prozessgrößen ist möglich.

Mit Kenntnis der funktionalen Zusammenhänge $s(t)$ und $p(t)$ ist die Abschätzung des zu erwartenden Druckes p_x beim gewünschten Schmiedemaß s_x und somit die Bestimmung der Größe des Kompressionsvolumens V_{komp} an der Position s_x der Freiformpresse möglich. Mit Hilfe des Kompressionsvolumens V_{komp} und des zu erwartenden Druckes p_x kann eine optimale Öffnungsfunktion $A_V(t)$ für das Schmiedeventil ermittelt werden.

Die Berechnung der Öffnungsfunktion $A_V(t)$ wird dabei nur einmalig ausgeführt. Dieser Öffnungsverlauf $A_V(t)$ ist gemeinsam mit den sich ständig aktualisierenden Ausgleichspolynomen $s(t)$ und $p(t)$ der Datensatz, mit welchem das Prognosemodell bei jedem Zyklus die aktuell erreichbare Endposition s_x vorausberechnet.

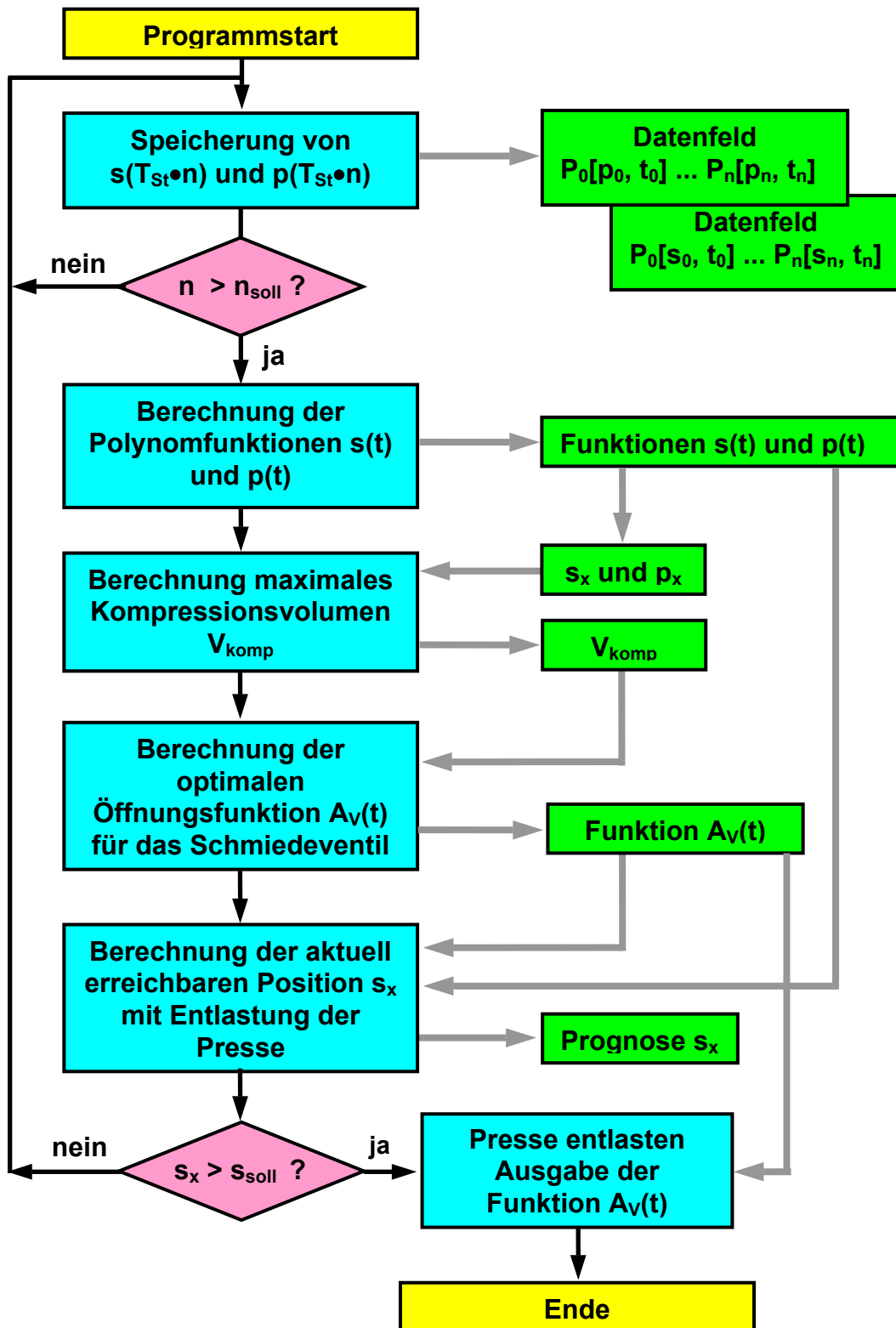


Bild 5-2 : Aufbau und Ablaufstruktur des Programmes zur Prognose des Schmiedemaßes (EZSP)

5.2.1 Echtzeitdatenerfassung

Der zyklische Bewegungsweg der Freiformpresse ist in drei zeitliche Abschnitte unterteilbar.

1. Absenken bis zum Materialkontakt mit dem Schmiedeteil
2. Umformbewegung bis zum unteren Umkehrpunkt
3. Rückzugsbewegung bis zum oberen Umkehrpunkt

Im Bild 5-3 sind diese Bereiche dargestellt. Für die Berechnung der gewünschten Ausgleichspolynome $s(t)$ und $p(t)$ ist nur der Abschnitt 2 der aktiven Umformung von Bedeutung.

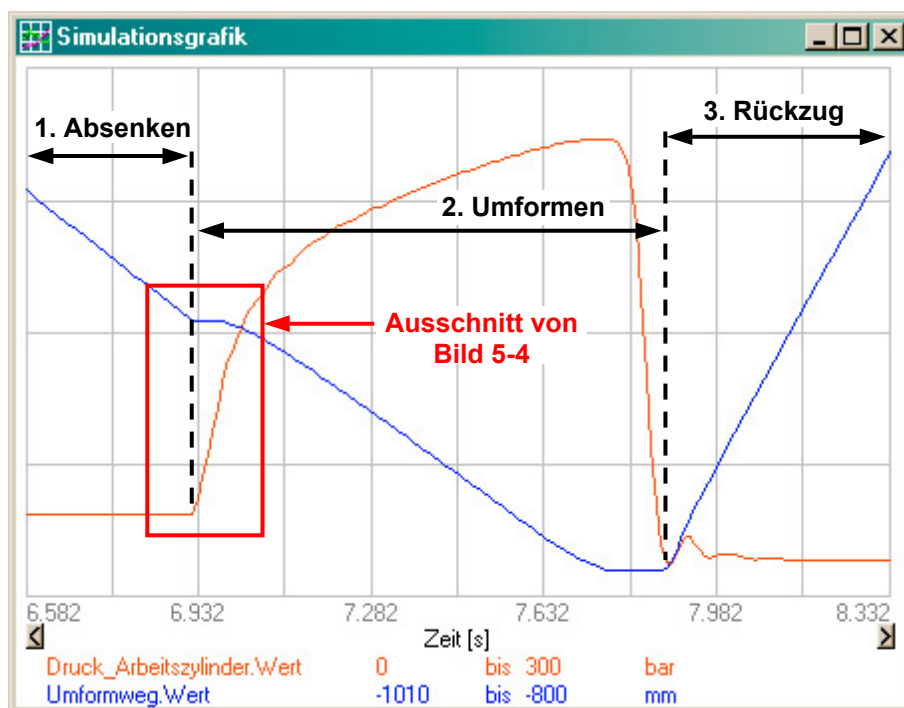


Bild 5-3 : Simulation von Pressenweg und Arbeitsdruck der Freiformpresse

Deutlich ist erkennbar, daß der Druck im Arbeitszylinder während der Absenkphase 1 einen konstanten Wert aufweist und bei Werkstückkontakt mit Beginn der Umformphase 2 stark ansteigt. Ein vergrößerter Ausschnitt in Bild 5-4 zeigt den Bereich des Aufsetzens vom Obersattel auf das Schmiedeteil im Detail.

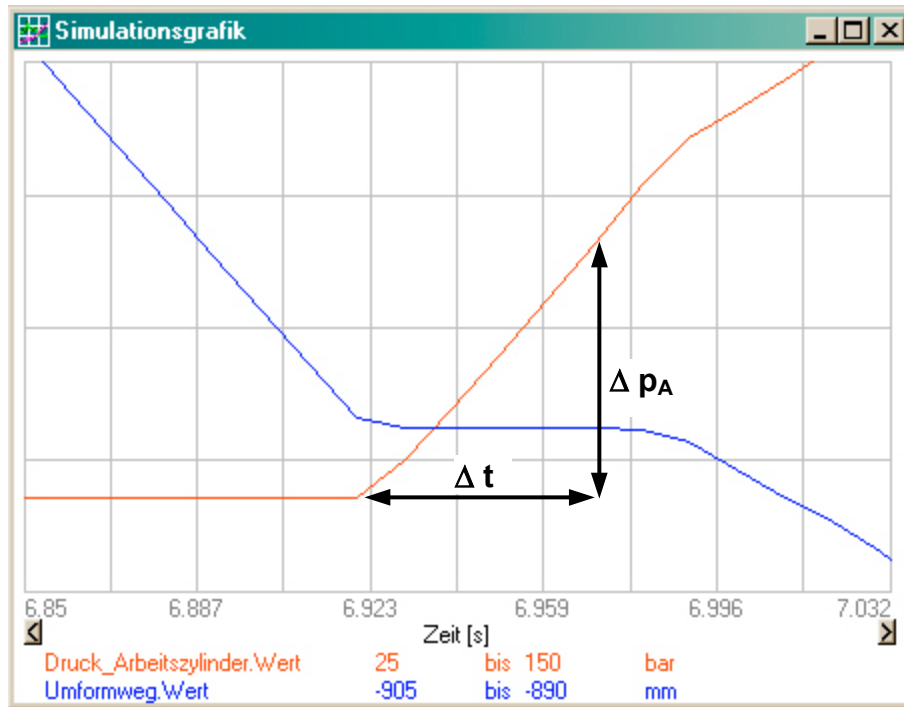


Bild 5-4 : Ausschnitt der Simulation von Pressenweg und Arbeitsdruck der Freiformpresse

Dieser Gradient kann ausgenutzt werden, um die Position des Arbeitszylinders s_A zu diesem Zeitpunkt hinreichend genau zu bestimmen. Übersteigt die Druckanstiegsgeschwindigkeit eine festlegbare Schranke c , beginnt die Datenspeicherung. Es gilt allgemein

$\frac{d}{dt}p_A \geq c$ bzw. für abgetastete Systeme $\frac{\Delta p_A}{\Delta t} \geq c$. Da das Drucksignal mit Störungen überlagert ist, muß vor der Auswertung eine Mittelwertbildung erfolgen.

$$\bar{p}_A = \frac{1}{i} \sum_{j=0}^i p_A(j) \quad (5.1)$$

Die Bedingung für den Beginn der Speicherung der Datensätze $s(t)$ und $p(t)$ lautet dann

$$\frac{\bar{p}_A(j+1) - \bar{p}_A(j)}{\Delta T_{St}} \geq c \quad (5.2)$$

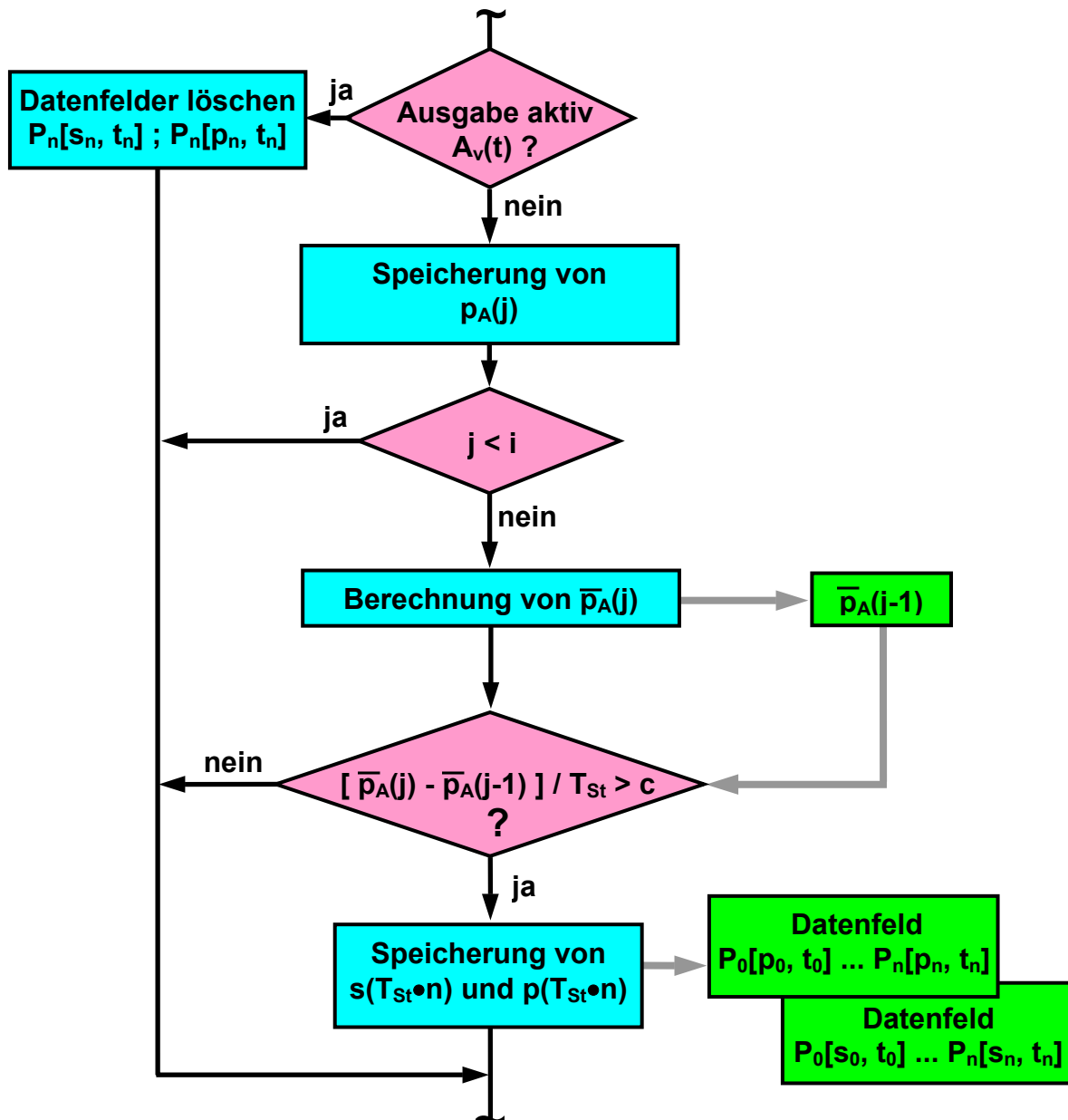


Bild 5-5 : Aufbau und Ablaufstruktur des Programmes zur Erkennung des Kontaktes zwischen Obersattel und Werkstück in der EZSP

Werte von $c = 0,5$ bar/ms für die Druckanstiegsgeschwindigkeit und $j = [5 \dots 20]$ als Speichergröße für die gleitende Mittelwertbildung haben sich praktisch bewährt. Diese Angaben sind bei $T_{St} = 2$ ms gültig. Ist Gleichung (5.2) erfüllt, werden zyklisch im Abstand von T_{St} die aktuellen Werte der Zylinderposition s_A und des Druckes p_A des Arbeitszylinders von der Sensorik der Freiformpresse ausgelesen und gespeichert.

Dieser Prozess endet erst, wenn durch das Programm der EZSP die Prognoserechnung endet und das Schmiedeventil mit $A_V(t)$ angesteuert wird. In Bild 5-5 ist die Ablaufstruktur dieses Programmes angegeben.

5.2.2 Ausgleichspolynome der Druck-Zeit- und Weg-Zeit-Abhängigkeit

5.2.2.1 Verfahren der Polynomrechnung

Mit Beginn der Datenspeicherung entstehen zwei sich ständig vergrößernde Datensätze, bestehend aus diskreten Wertepaaren von Zeit und Druck bzw. Zeit und Position. Diese Verläufe sind prozessbedingt stetig und monoton steigend. Sie weisen keine Extrema auf [N2]. Mit dem Prinzip der kleinsten Fehlerquadrate ist es möglich, dafür Ausgleichspolynome zu berechnen. Im vorliegenden Fall werden maximal Polynome 2. Grades genutzt. Nach [S3] sind derartige Funktionen in der Form

$$y(x) = A + B \cdot x + C \cdot x^2 \quad (5.3)$$

darstellbar. Zur Berechnung der Ausgleichspolynome sind für die Verläufe $p(t)$ und $s(t)$ Gleichungssysteme des Aufbaues

$$\begin{aligned} A \cdot N + B \cdot \sum x_n + C \cdot \sum x_n^2 &= \sum y_n \\ A \cdot \sum x_n + B \cdot \sum x_n^2 + C \cdot \sum x_n^3 &= \sum x_n \cdot y_n \\ A \cdot \sum x_n^2 + B \cdot \sum x_n^3 + C \cdot \sum x_n^4 &= \sum x_n^2 \cdot y_n \end{aligned} \quad (5.4)$$

zu lösen [S3]. Wichtig dabei ist, daß sich der Lösungsalgorithmus einfach programmtechnisch umsetzen läßt. Das Cramersche Verfahren wird diesen Anforderungen gerecht. Die Koeffizienten A, B und C sind dabei nach [R5] bestimmbar zu

$$A = \frac{\begin{vmatrix} \sum y_n & + \sum x_n & + \sum x_n^2 \\ \sum y_n \cdot x_n & + \sum x_n^2 & + \sum x_n^3 \\ \sum y_n \cdot x_n^2 & + \sum x_n^3 & + \sum x_n^4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} N & + \sum x_n & + \sum x_n^2 \\ \sum x_n & + \sum x_n^2 & + \sum x_n^3 \\ \sum x_n^2 & + \sum x_n^3 & + \sum x_n^4 \end{vmatrix}} \quad (5.5)$$

$$B = \frac{\begin{vmatrix} N & + \sum y_n & + \sum x_n^2 \\ \sum x_n & + \sum y_n \cdot x_n & + \sum x_n^3 \\ \sum x_n^2 & + \sum y_n \cdot x_n^2 & + \sum x_n^4 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} N & + \sum x_n & + \sum x_n^2 \\ \sum x_n & + \sum x_n^2 & + \sum x_n^3 \\ \sum x_n^2 & + \sum x_n^3 & + \sum x_n^4 \end{vmatrix}} \quad (5.6)$$

$$C = \frac{\begin{vmatrix} N & + \sum x_n & + \sum y_n \\ \sum x_n & + \sum x_n^2 & + \sum y_n \cdot x_n \\ \sum x_n^2 & + \sum x_n^3 & + \sum y_n \cdot x_n^2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} N & + \sum x_n & + \sum x_n^2 \\ \sum x_n & + \sum x_n^2 & + \sum x_n^3 \\ \sum x_n^2 & + \sum x_n^3 & + \sum x_n^4 \end{vmatrix}} \quad (5.7)$$

Die Summation erfolgt dabei immer von $N = 1$ bis n , wobei n die Anzahl der zum aktuellen Zeitpunkt der Berechnung vorhandenen diskreten Werte ist. Nach Gleichung (5.3) entspricht $y(x)$ den gesuchten Verläufen $s(t)$ bzw. $p(t)$ sowie x der Zeit.

5.2.2.2 Programmstruktur

Hat die Datenspeicherung der Softwarestruktur nach Bild 5-5 begonnen, ist es möglich, unter Kenntnis des Schmiedemaßes s_x , welches eine verfügbare Prozessgröße ist, den aktuellen prozentualen Wert der

Umformung zu ermitteln. Wird eine definierbare Schranke c überschritten, beginnt die zyklische Berechnung der gesuchten Koeffizienten für die Ausgleichspolynome von $s(t)$ und $p(t)$. Die realisierte Programmstruktur ist im nachfolgenden Bild 5-6 ersichtlich.

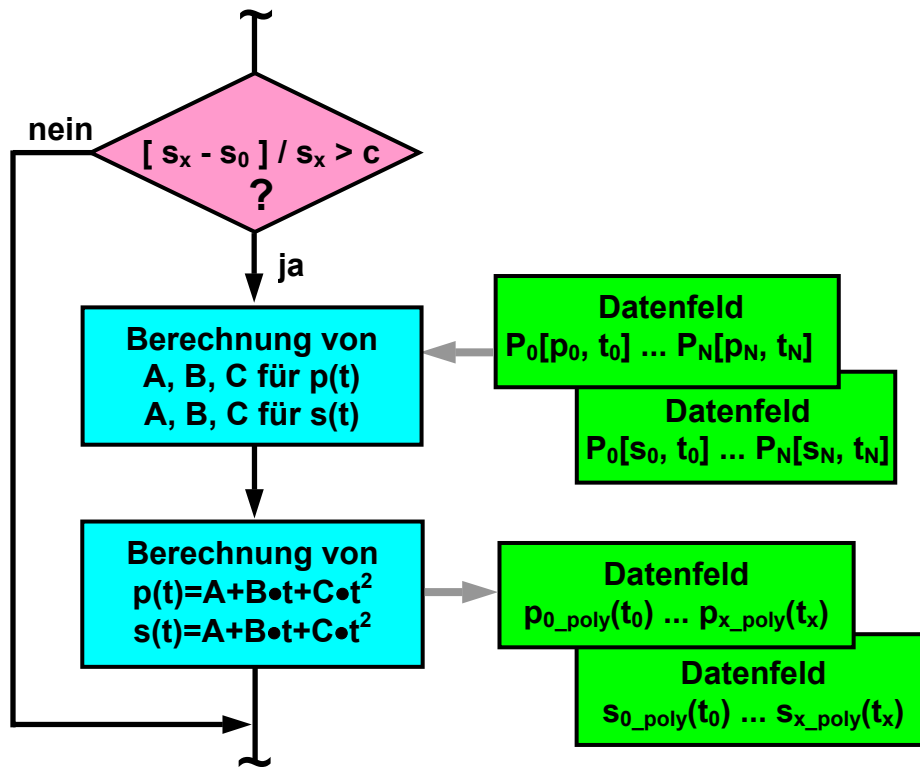


Bild 5-6: Aufbau und Ablaufstruktur des Programmes zur Berechnung der Ausgleichspolynome für $s(t)$ und $p(t)$ in der EZSP

5.2.2.3 Prognosefehler der Polynome

Untersuchungen haben ergeben, daß die Berechnung der Ausgleichspolynome erst sinnvoll ist, wenn $c \geq 0,20$ ist, d.h. mindestens 20% des Umformweges als Daten vorliegen. Wird diese Bedingung nicht eingehalten, sind die Abweichungen zwischen Prozessgrößen und Prognosen so groß, daß eine Nutzung zur Prädikation nicht möglich ist. Während der Umformung vergrößert sich das Verhältnis s_N / s_x ständig und erreicht beim Schmiedemaß s_x den Wert 1. Um ein gewünschtes Schmiedemaß s_x zu erreichen, muß die Entlastung der Schmiedepresse bei $c = [0,75 \dots 0,90]$ stattfinden. Der genaue Wert wird in der EZSP

ermittelt. Die Variation von c ist abhängig von den Parametern der Schmiedepresse, den Prozessgrößen, des Umformgrades und des verwendeten Werkstoffs. Zwischen $s_N / s_x = 0,20$ und $s_N / s_x = [0,75 \dots 0,90]$ wird der Fehler zwischen den realen zeitlichen Verläufen für Pressenweg und Zylinderdruck und den mit Hilfe der Ausgleichspolynome berechneten Datensätzen immer geringer.

Diese Abhängigkeiten wurden für Umformwege von $s_x = [25 \dots 100]$ mm im Druckbereich $p = [50 \dots 230]$ bar untersucht und ausgewertet. Die Ergebnisse dieser Fehlerverläufe sind für den Weg in Bild 5-7 und für den Druck in Bild 5-8 dargestellt.

Der Umformgrad φ der Höhe des Werkstückes variierte dabei zwischen $\varphi = [0,027 \dots 0,10]$. Eine Variation der Umformkraft F_W beim selben Umformgrad φ wurde durch Veränderung der wirksamen Sattelbreite s_W erreicht.

Der maximale Fehler bei der Prognose des Wegverlaufes liegt immer innerhalb von 0,15 % v. E. und beträgt für die Ausgleichspolynome des Druckes maximal 0,75 % v. E [N3].

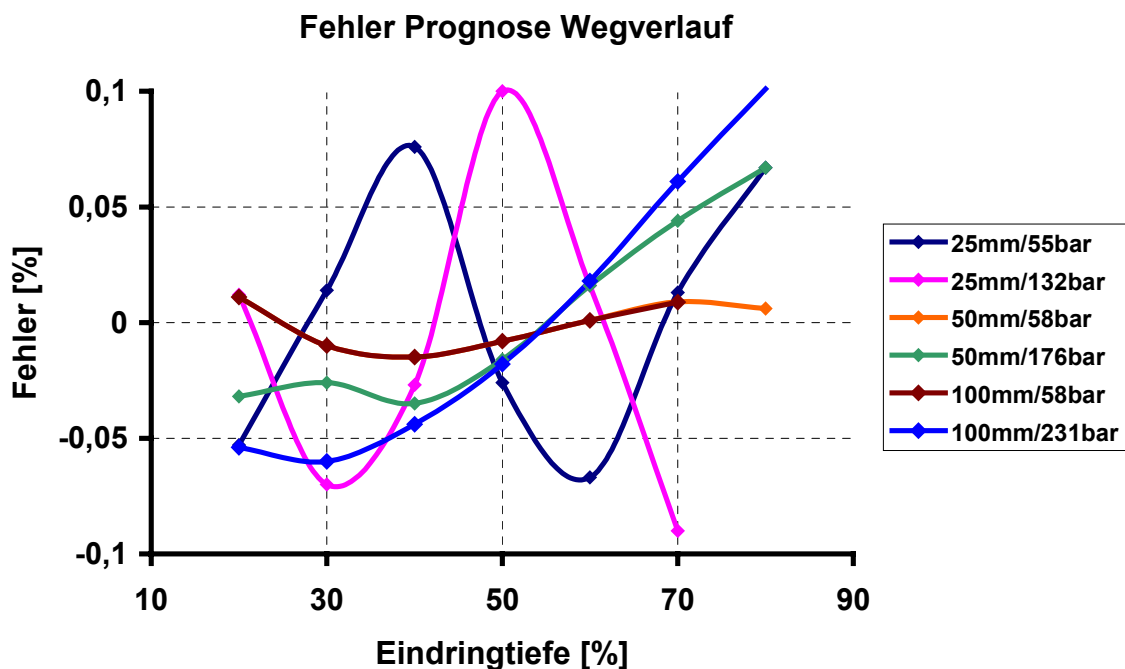


Bild 5-7: Entwicklung des Prognosefehlers Weg in Abhängigkeit zur prozentualen Eindringtiefe

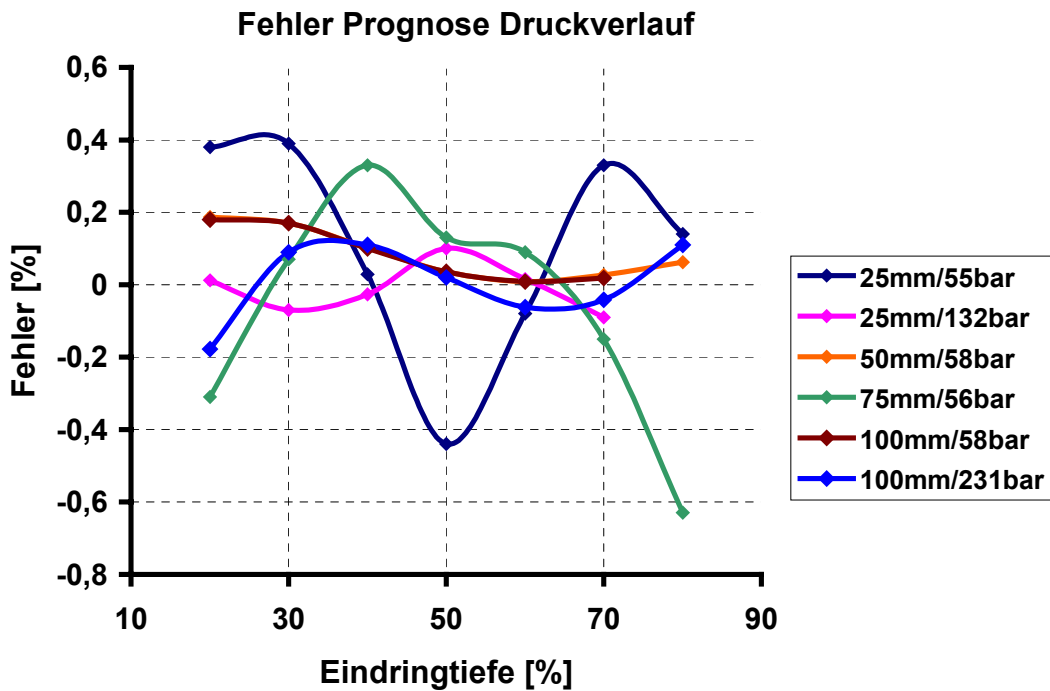


Bild 5-8: Entwicklung des Prognosefehlers Druck in Abhängigkeit zur prozentualen Eindringtiefe

5.2.3 Volumenstrombilanz

Der während der Umformphase kontinuierlich zufließende Ölstrom Q_{zu} führt zu einer ständigen Volumenvergrößerung des sich im Arbeitszylinder der Freiformpresse befindlichen Fluids. Für den Fall, daß der abfließende Ölstrom $Q_{ab}=0$ ist, läßt sich der zufließende Ölstrom Q_{zu} in folgende Anteile zerlegen

$$Q_{zu} = Q_{Zyl} + Q_{Kom} + Q_{Vol} + Q_{Leck} \quad (5.8)$$

Nachfolgend wird auf die einzelnen Anteile näher eingegangen. Der zufließende Volumenstrom Q_{zu} wird nahezu immer von mehreren verstellbaren Axial- oder Radialkolbenpumpen erzeugt. Bei der Auslegung ist zu berücksichtigen, daß der theoretische volumetrische Ölstrom der Pumpen größer ist, als der letztendlich erzeugte zufließende Ölstrom Q_{zu} . Ursache dieser Differenz sind die Leckagen an den

Spaltdichtungen der Kolben im Innern der Pumpen. Im betrachteten Fall wird der Volumenstrom aus den zeitlichen Verläufen der Meßwerte für den Druck und die Position des Arbeitszylinders der Freiformpresse ermittelt, wobei der Volumenstrom Q_{Leck} nicht mit berücksichtigt wird.

Der größte Anteil des zufließenden Ölstromes bewirkt eine Veränderung der Kolbenposition des Arbeitszylinders und somit die gewünschte Umformung des Werkstückes. Der mittlere Volumensstrom Q_{Zyl} zwischen zwei zeitlich versetzten Messungen der Position ergibt sich zu

$$Q_{\text{Zyl}} \Big|_{(t_{n+1}-t_n)} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot (s_{n+1} - s_n)}{t_{n+1} - t_n} \quad (5.9)$$

Mit steigendem Innendruck des Arbeitszylinders der Schmiedepresse wird der Anteil des komprimierten Fluid immer größer. In der Technik ist als Maß dafür das Kompressionsmodul β gebräuchlich. Für übliche Druck- und Temperaturverhältnisse kann hier mit einem mittleren Wert von $\beta = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ bar}^{-1}$ gerechnet werden [B3].

In der Realität ist das Kompressionsmodul β aber abhängig vom Druck, der Temperatur und dem Anteil der im Öl gelösten Gase [B3, M2]. Besonders gelöste Gase, meist Luft oder Stickstoff, beeinflussen die reale Größe des Kompressionsmodules β stärker und sind ggf. zu berücksichtigen. Hierbei ist anzumerken, daß sich der Anteil der in Lösung befindlichen Gase auch während eines technologischen Ablaufes ändern kann.

Für die Berechnung ist außer dem aktuellen Volumen des Arbeitszylinders auch das Volumen der korrespondierenden Rohrleitungen zwischen Pumpen und Arbeitszylinder zu berücksichtigen. Innerhalb eines Zeitintervalls gilt somit für den mittleren Volumenstrom Q_{Kom}

$$Q_{\text{Kom}} \Big|_{(t_{n+1}-t_n)} = \frac{\left(\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \left(\frac{s_{n+1} + s_n}{2} \right) + V_R \right) \cdot (p_{n+1} - p_n) \cdot \beta}{t_{n+1} - t_n} \quad (5.10)$$

Als weiterer Anteil des zufließenden Volumenstromes Q_{zu} ist zu beachten, daß sich der Arbeitszylinder und die unter Arbeitsdruck stehenden Rohrleitungen elastisch vergrößern. Der wirksame Beitrag am gesamten Kompressionsvolumen gemäß Gleichung (5.10) beträgt für Drücke unter 300 bar nach [M2, B3] aber weniger als 10% und wird für die weiteren Betrachtungen vernachlässigt.

Die Abdichtung zwischen Kolben und Zylinder wird bei Freiformpressen meist als Weichdichtung mit Lippenpackungen ausgeführt [M1]. Der Volumenstrom Q_{Leck} berücksichtigt diesen Anteil. Bei intakter Dichtung liegt die Größe dieser Leckage bei nahezu Null, da sich nur ein notwendiger Schmierfilm ausbildet.

Unter Berücksichtigung dieser Ausführungen ist der mittlere zufließende Volumenstrom Q_{zu} somit

$$Q_{zu}|_{(t_{n+1}-t_n)} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot (s_{n+1} - s_n) + \left(\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \left(\frac{s_{n+1} + s_n}{2} \right) + V_R \right) \cdot (p_{n+1} - p_n) \cdot \beta}{t_{n+1} - t_n} \quad (5.11)$$

Fügt man der Gleichung (5.8) einen abfließenden Volumenstrom Q_{ab} zu und berücksichtigt für die zufließenden Anteile nur noch den volumetrischen Anteil Q_{Zyl} und den kompressiblen Volumenstrom Q_{Kom} , kann ein resultierender Volumenstrom Q_{res} berechnet werden

$$Q_{res} = Q_{Zyl} + Q_{Kom} - Q_{ab} \quad (5.12)$$

Der abfließende Volumenstrom ist vereinfacht nach Gleichung (3.1) oder mit besserer Näherung nach Gleichung (3.2) aus Kapitel 2 ermittelbar. Für diskrete Meßwerte mit zeitlichem Abstand wird aus Gleichung (3.2) der mittlere abfließende Volumensstrom zu

$$Q_{ab}|_{(t_{n+1}-t_n)} = \alpha \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{p_{n+1} - p_n}{2} \right) - p_T}{\left(\frac{1}{A_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_2} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_3} \right)^2}} \quad (5.13)$$

und Gleichung (5.12) zu

$$Q_{\text{res}}|_{(t_{n+1}-t_n)} = Q_{\text{Zyl}}|_{(t_{n+1}-t_n)} + Q_{\text{Kom}}|_{(t_{n+1}-t_n)} - Q_{\text{ab}}|_{(t_{n+1}-t_n)} \quad (5.14)$$

Mit Kenntnis der Gleichungen (5.10), (5.11) und (5.13) kann der resultierende aktuelle Volumenstrom berechnet werden mit

$$Q_{\text{res}}|_{(t_{n+1}-t_n)} = \left[\begin{aligned} & \frac{\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot (s_{n+1} - s_n)}{t_{n+1} - t_n} + \\ & + \frac{\left(\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \left(\frac{s_{n+1} + s_n}{2} \right) + V_R \right) \cdot (p_{n+1} - p_n) \cdot \beta}{t_{n+1} - t_n} - \\ & - \alpha \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{p_{n+1} - p_n}{2} \right) - p_T}{\left(\frac{1}{A_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_2} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_3} \right)^2}} \end{aligned} \right] \quad (5.15)$$

Die mit Gleichung (5.15) gegebene Möglichkeit, zu beliebigen Zeitpunkten eine Volumenstrombilanz durchzuführen, kann genutzt werden, um den zeitlichen Verlauf der Position des Arbeitszylinders zu ermitteln.

5.2.4 Berechnung der Öffnungsfunktion des Schmiedeventils

Durch den kontinuierlichen Zufluß des von den Hochdruckpumpen geförderten Fluids steigt der Druck während des Umformprozesses im Arbeitszylinder der Freiformpresse ständig an. Abhängig vom Gegenkraftverlauf des Werkstücks kann dieser bis zum maximal zulässigen Arbeitsdruck ansteigen.

Im Arbeitszylinder und den mit den Hochdruckpumpen korrespondierenden Rohren ist ein Ölvolumen eingeschlossen, welches je nach

Größe der Freiformpresse mehrere Tausend Liter beinhalten kann. Aufgrund der Kompressibilität des Hydrauliköls ist dies, in Analogie zum elektrischen Kondensator, eine speichernde Kapazität für Hydrauliköl.

Öffnet man das Schmiedeventil und stellt somit eine Verbindung zu dem unter einem sehr geringen Druck stehenden Füllbehälter der Freiformpresse her, können über den Öffnungsquerschnitt des Schmiedeventils sehr große Volumenströme entstehen. Der mit hoher Geschwindigkeit abfließende Ölstrom trifft dabei auf die in Ruhe befindliche Ölsäule der Tankleitung. Die Trägheit dieser Ölmasse, verbunden mit der Kompressibilität, führt zu starken Schwingungen in der Tankleitung. Parallel dazu treten in dem Rohr wandernde Druckmaxima und -minima auf, welche zu Kavitation und Ausgasung von gelöstem Stickstoff führen. Wahrscheinlich entstehende Interferenzen verstärken die beschriebenen Effekte.

Eine umfassende wissenschaftliche Untersuchung dieser Problematik steht noch aus.

Theoretisch kann man natürlich das Schmiedeventil extrem langsam öffnen, um die beschriebenen Prozesse zu minimieren. Dies ist aber praktisch nicht akzeptabel, da somit der Pressenzyklus stark verlängert würde und die Produktivität der Anlage fällt.

Völlig vermeiden kann man die bei der Entlastung des Arbeitszylinders auftretenden Schwingungen also nicht. In der Praxis werden empirisch gefundene Öffnungskurven für das Schmiedeventil genutzt, welche bei Inbetriebnahme optimiert werden. Diese Öffnungsfunktionen berücksichtigen die starke Nichtlinearität des Volumenstromes durch Proportionalventile nach Gleichung (3.2).

Ist der Druck im Arbeitszylinder soweit abgebaut, daß ein Kräftegleichgewicht zwischen der von den Rückzugszylindern erzeugten Kraft und der Kraft im Arbeitszylinder entsteht, beginnt die Aufwärtsbewegung des Oberholms der Freiformpresse. Günstig ist, wenn zu diesem Zeitpunkt $t_{\text{Rück}}$ gilt

$$Q_{\text{ab}}|_{(t_{\text{Rück}})} = Q_{\text{zu}}|_{(t_{\text{Rück}})} + \left(\frac{A_{\text{R}}}{A_{\text{A}}} \right) \cdot Q_{\text{Rück}}|_{(t_{\text{Rück}})} \quad (5.16)$$

Wird die Bedingung gemäß Gleichung (5.16) eingehalten, kommt es zu nahezu keiner Geschwindigkeitsänderung der bewegten Ölsäule in der Tankleitung und die auftretenden Schwingungen sind minimal.

5.2.4.1 Optimaler zeitlicher Volumenstromverlauf

Eine optimale Ansteuerung für das Schmiedeventil muß zwei Bedingungen erfüllen.

1. Gleichmäßige, dabei aber möglichst schnelle Beschleunigung der Ölsäule in der Tankleitung während der Entlastung der Presse
2. Der zum Abhebezeitpunkt $t_{\text{Rück}}$ abfließende Ölstrom Q_{ab} sollte gleich der Summe aus Zufluß Q_{zu} und dem Äquivalent des Volumenstromes $Q_{\text{Rück}}$ der Rückzugszylinder sein.

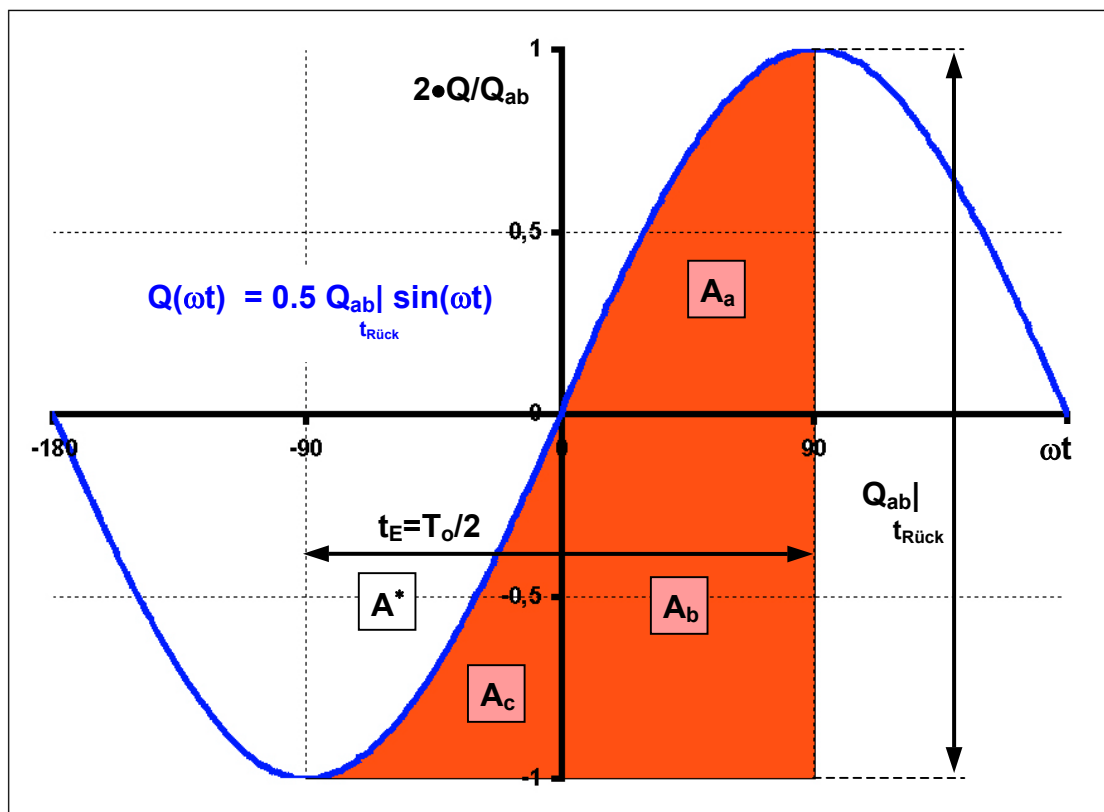


Bild 5-9: Optimaler theoretischer Verlauf des Volumenstromes Q_{ab} bei Entlastung der Freiformpresse

Der in Bild 5-9 dargestellte Verlauf des Volumenstromes Q_{ab} erfüllt dieses Anforderungsprofil.

Physikalisch betrachtet stellt die in Ruhe befindliche Ölsäule der Tankleitung ein zu beschleunigendes Feder-Masse-System dar. Mit sinusförmigen Verläufen für die Geschwindigkeit bzw. der Beschleunigung ist dies sanft und zeitoptimal möglich. Durch eine geeignete Wahl der Länge der Periodendauer T_0 ist es möglich, am Ende des Entlastungsvorganges genau den gewünschten Wert des Volumenstroms gemäß Gleichung (5.16) zu erreichen.

Die in Bild 5-9 rot markierte Fläche ist ein Äquivalent für das im System zu Beginn der Entlastung vorhandene Kompressionsvolumen V_{komp} . Die Größe des Kompressionsvolumens V_{komp} kann mit dem Vorliegen der ersten Prognosen der Verläufe von $s(t)$ und $p(t)$ für das Schmiedemaß s_x ermittelt werden. Somit gilt

$$V_{komp} \hat{=} A = A_a + A_b + A_c \quad (5.17)$$

Substituiert man in der Gleichung für den zeitlichen Verlauf des Volumenstromes

$$Q_{ab}(t) = \frac{1}{2} Q|_{t_{Rück}} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (5.18)$$

die Kreisfrequenz ω mit

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0 = \frac{2 \cdot \pi}{T_0} \quad (5.19)$$

ergibt sich

$$Q_{ab}(t) = \frac{1}{2} Q|_{t_{Rück}} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T_0} \cdot t\right) \quad (5.20)$$

Um die gesuchte Gesamtfläche A zu erhalten, ist abschnittsweise zu integrieren. Die Fläche A_a ist nur indirekt erhältlich zu

$$A_a = \frac{1}{2} Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot \frac{T_0}{4} - A^* \quad (5.21)$$

mit

$$A^* = \frac{1}{2} \cdot Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot \int_{-\frac{T_0}{4}}^0 \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T_0} \cdot t\right) dx = \left[-\frac{1}{2} \cdot Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot \frac{Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0}{2 \cdot \pi} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{T_0} \cdot t\right) \right]_{-\frac{T_0}{4}}^0$$

$$A^* = -\frac{Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0}{4 \cdot \pi} \quad (5.22)$$

A_a ist somit

$$A_a = \frac{1}{2} Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot \frac{T_0}{4} - \frac{Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0}{4 \cdot \pi} = Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0 \cdot \left(\frac{1}{8} - \frac{1}{4 \cdot \pi} \right) \quad (5.23)$$

Die Teilflächen A_b und A_c ergeben sich dann zu

$$A_b = \frac{1}{2} Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot \frac{T_0}{4} = \frac{Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0}{8}$$

$$A_c = \frac{1}{2} Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot \int_0^{\frac{T_0}{4}} \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T_0} \cdot t\right) dx = \left[-\frac{1}{2} \cdot Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot \frac{Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0}{2 \cdot \pi} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{T_0} \cdot t\right) \right]_0^{\frac{T_0}{4}}$$

$$A_c = \frac{Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0}{4 \cdot \pi} \quad (5.24)$$

Die Fläche A berechnet sich

$$A = A_a + A_b + A_c = Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0 \cdot \left(\frac{1}{8} - \frac{1}{4 \cdot \pi} \right) + \frac{Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0}{8} + \frac{Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0}{4 \cdot \pi}$$

$$A = \frac{1}{4} \cdot Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0 \quad (5.25)$$

5.2 Struktur der EZSP

Nach Gleichung (5.17) entspricht das Kompressionsvolumen V_{komp} der Fläche von Gleichung (5.25). Die Umstellung nach T_0 und Substitution der Fläche A durch V_{komp} führt zur benötigten Entlastungszeit in Abhängigkeit des Kompressionsvolumens V_{komp} .

$$V_{\text{komp}} = \frac{1}{4} \cdot Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot T_0 \quad \Rightarrow \quad T_0 = \frac{4 \cdot V_{\text{komp}}}{Q|_{t_{\text{Rück}}}} \quad (5.26)$$

Eine Nullpunktverschiebung von Gleichung (5.20) um $\frac{1}{2}Q|_{t_{\text{Rück}}}$ und die Substitution von T_0 ergibt

$$Q_{\text{ab}}(t) = Q|_{t_{\text{Rück}}} \cdot \left(\sin \left(\frac{\pi \cdot Q|_{t_{\text{Rück}}}}{4 \cdot V_{\text{komp}}} \cdot t \right) + \frac{1}{2} \right) \quad (5.27)$$

Für das Intervall von $t = (0 \dots T_0/2)$ kann mit Gleichung (5.27) der gewünschte Verlauf von $Q_{\text{ab}}(t)$ berechnet werden. In Bild 5-10 ist ein mit diesem Verfahren berechneter Verlauf dargestellt.

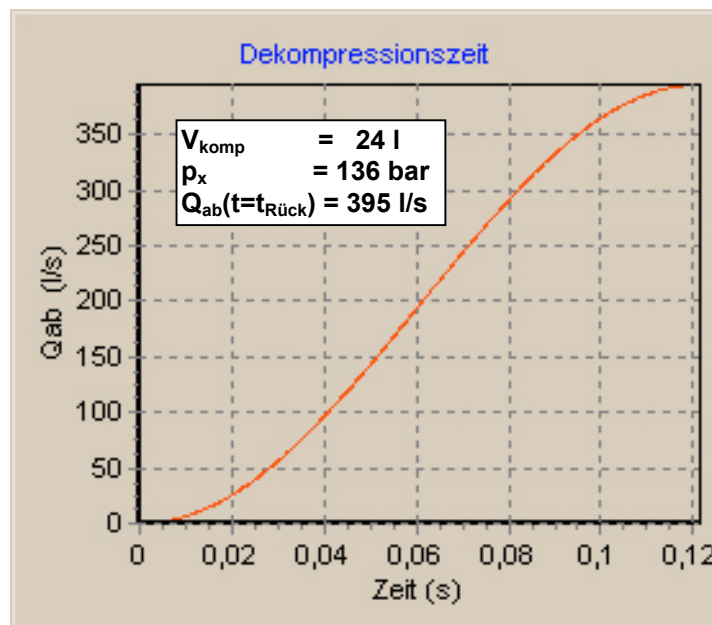


Bild 5-10: Optimaler Verlauf des Volumenstroms berechnet von der EZSP

5.2.4.2 Optimierter zeitlicher Öffnungsverlauf

Mit Kenntnis des notwendigen zeitlichen Verlaufes des Volumenstromes von $Q_{ab}(t)$ kann im nächsten Schritt die dazugehörige Ventilöffnungsfunktion $A_v(t)$ ermittelt werden.

Der abfließende Ölstrom durch das Schmiedeventil wird mit Gleichung (3.1) oder besser, weil genauer, mit Gleichung (3.2) berechnet. Dabei ist zu beachten, daß die Höhe des Druckes einen wesentlichen Einfluß auf die Ventilöffnungsfunktion $A_v(t)$ hat.

Durch einen rekursiven Lösungsansatz kann, mit für praktische Anwendungen relevanten Aufwand, eine numerische Lösung des Verlaufes der Ventilöffnungsfunktion $A_v(t)$ gefunden werden.

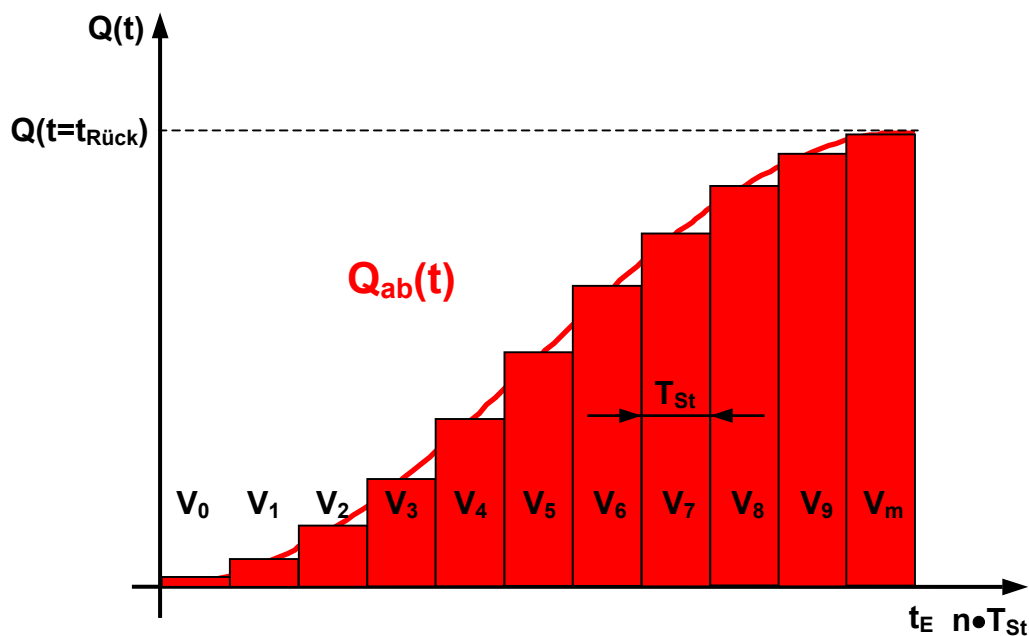


Bild 5-11: Diskretisierung des Kompressionsvolumens V_{komp}

Industriesteuerungen, welche zur Steuerung von Freiformschmiedepressen genutzt werden, rufen das Anwenderprogramm mit einer festen Zykluszeit T_{St} auf. Am Ende des Programmzyklus werden die neu berechneten Prozessgrößen ausgegeben bzw. die aktuellen Eingangsgrößen erneut eingelesen. Das Kompressionsvolumen V_{komp} ist

somit teilbar in m Volumenanteile nach $m = \frac{t_E}{T_{St}}$ wie in Bild 5-11

schematisch dargestellt.

Die innerhalb einer Zykluszeit T_{St} abfließende Ölmenge ist dann

$$V_{ab}(n) = \int_0^{T_{St}} Q_{ab}(n) dt \approx Q_{ab}(n) \cdot T_{St} \quad \text{mit } n = (0 \dots m) \quad (5.28)$$

Da das im System enthaltene Ölvolumen und auch das Kompressionsvolumen zu Beginn der Entlastung des Arbeitszylinders bekannt ist, kann für jeden Berechnungszyklus das noch vorhandene Kompressionsvolumen mit Gleichung (5.29) und der dazu korrespondierende Druck nach Gleichung (5.30) ermittelt werden.

$$V_{komp}(n+1) = V_{komp}(n) - V_{ab}(n) \quad \text{mit } n = (0 \dots m) \quad (5.29)$$

$$p(n+1) = \frac{V_{komp}(n) - V_{ab}(n)}{V_0 \cdot \beta} \quad \text{mit } n = (0 \dots m) \quad (5.30)$$

Der neu berechnete Druck ist Eingangsgröße für Gleichung (3.1) oder (3.2) im nächsten Bearbeitungszyklus. Die beschriebene Softwarestruktur ist in Bild 5-12 dargestellt.

In der EZSP können mit diesem Verfahren optimale zeitliche Öffnungsverläufe $A_V(t)$ berechnet werden.

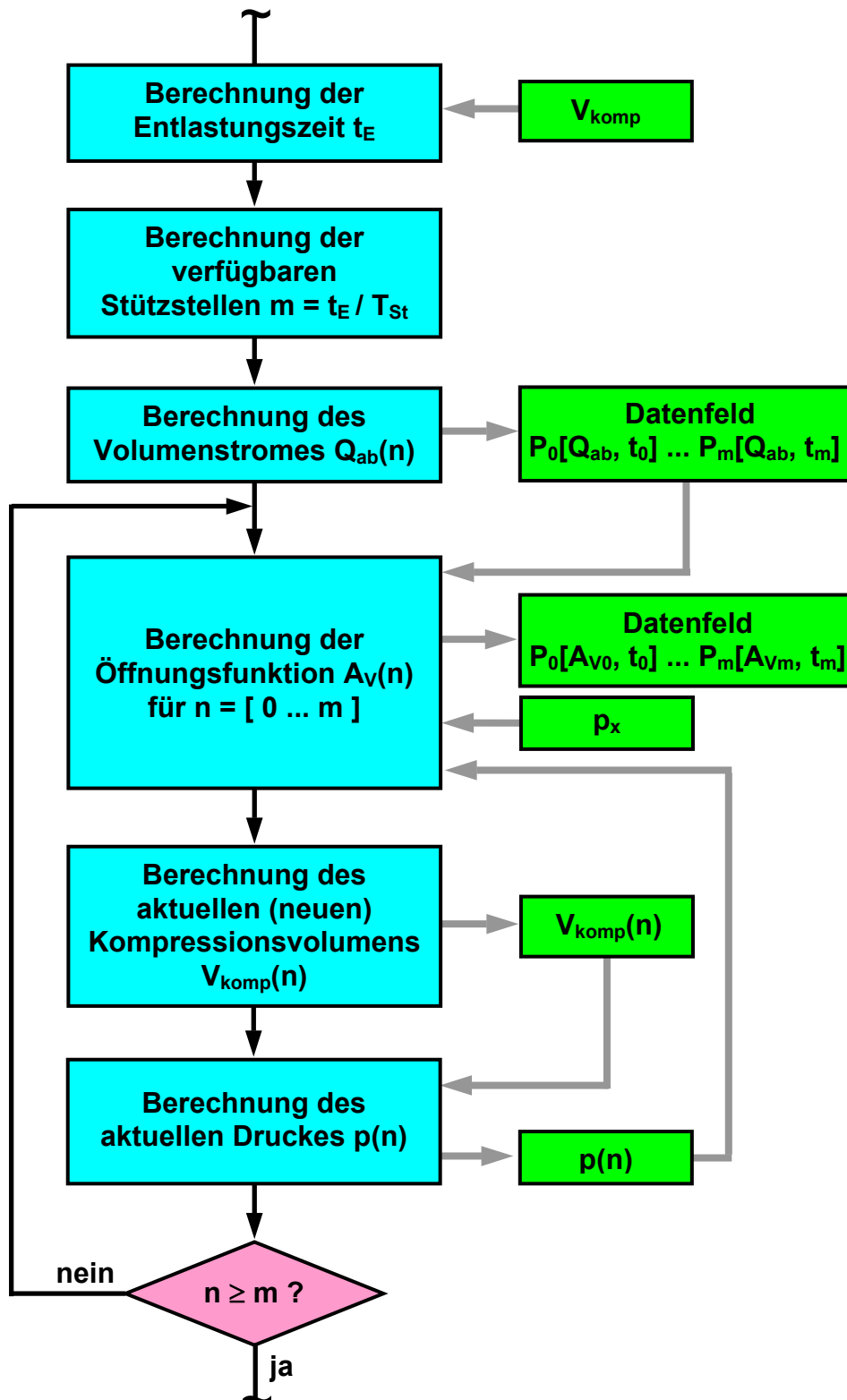


Bild 5-12: Aufbau und Ablaufstruktur des Programmes zur Berechnung des optimalen zeitlichen Verlaufes der Ventilöffnung $A_V(t)$

Als Beispiel ist in Bild 5-13 der benötigte Verlauf der Ventilöffnung $A_V(t)$ für ein Anfangskompensationsvolumen von $V_{\text{komp}} = 24 \text{ l}$ und einem äquivalenten Volumenstrom $Q_{\text{ab}}(t=t_{\text{Rück}}) = 395 \text{ l/s}$ zu Beginn der Rückzugsbewegung zu sehen. Der mechanisch maximal mögliche Gesamtöffnungsquerschnitt der beiden Schmiedeventile liegt bei der untersuchten Freiformschmiedepresse bei etwa 16500 mm^2 . Erreicht die Berechnung der EZSP diesen Wert, wird dieser automatisch numerisch begrenzt.

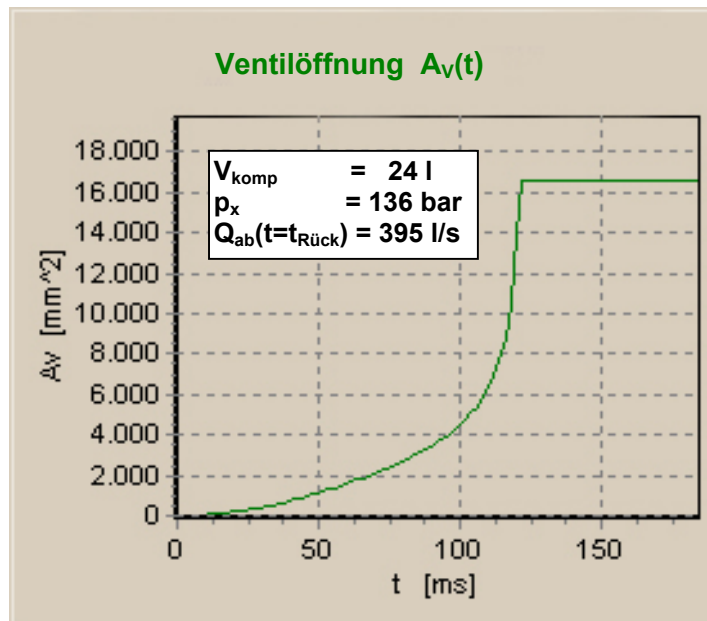


Bild 5-13: Optimaler Verlauf der Ventilöffnung $A_V(t)$ berechnet von der EZSP

5.2.4.3 Einfluß der Dynamik des Schmiedeventils

Die heutigen Stromventile, welche als Schmiedeventile eingesetzt werden, reagieren, physikalisch bedingt, zeitverzögert auf das Ansteuersignal. In Kapitel 3.2.1.2 wurde schon kurz auf diese Problematik eingegangen.

Im Bild 5-14 sind die Ergebnisse einer Simulation dargestellt, welche beide Verläufe, also das Ansteuersignal $A_V(t)$ und den tatsächlichen Verlauf der Ventilöffnung $A_{V\text{out}}(t)$, gemeinsam darstellen. Die zwischen den beiden Kurven entstehende Fläche repräsentiert den dabei

entstehenden Fehler am Schmiedeventil. Der entstehende Fehler ist um so größer, je steiler der Anstiegsgradient des Eingangssignals ausgeprägt ist. Liegen die zu erzielenden Öffnungszeiten für das Schmiedeventil mit $t_E = [50 \dots 300]$ ms in der selben Größenordnung der Summenzeitkonstante des Schmiedeventils von etwa $\tau_V = [40 \dots 70]$ ms, ist der auftretende Fehler nicht mehr vernachlässigbar.

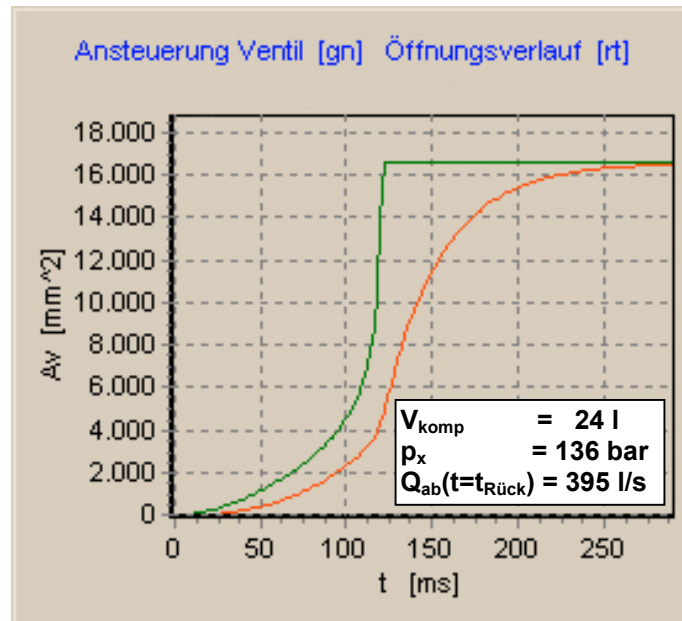


Bild 5-14: Vergleich von berechneter Ventilansteuerung $A_V(t)$ mit realem Folgeverhalten des Schmiedeventils $A_{V_{\text{out}}}(t)$, berechnet von der EZSP

Untersuchungen während der Entwicklungsphase der EZSP zeigten, daß es notwendig ist, diesen systembedingten Fehler im Modell möglichst weitgehend zu beseitigen. Dazu wurde der Verlauf der Ansteuerfunktion in der Form verändert, daß der tatsächliche zeitliche Bewegungsverlauf $A_{V_{\text{out}}}(t)$ dem angestrebten Verlauf $A_V(t)$ möglichst gut entspricht.

Eine empirische ermittelte Anpassung der gewünschten Öffnungsverläufe ist zur Zeit die einzige praxisrelevante Möglichkeit, um dieses Problem zu minimieren. Dieses Verfahren ist sehr zeitaufwendig und somit kostenintensiv, da derartige Optimierungen erst an der Anlage beim Endkunden ausgeführt werden können.

5.2.4.4 Prinzip des Kompensationsverfahrens

Für die EZSP, welche zeitlich und numerisch genau determinierte Volumenströme nutzt, ist dieser Weg nicht geeignet.

Notwendig ist eine analytische oder numerische Lösung dieser Problematik. Für einfache Eingangsfunktionen, wie einem Sprung oder einer rampenförmigen Änderung, sind die entstehenden Übergangsfunktionen der Ausgangsgröße auch in algebraischer Darstellung zu beschreiben. Hier ist es möglich, analytische Lösungen zu finden. Weit komplexer wird das Problem, wenn der zeitliche Verlauf der Eingangsgröße nur numerisch, bzw. in Form einer Polynomfunktion höherer Ordnung vorliegt, wie es bei der EZSP der Fall ist.

Dazu wird das Schmieventil als Strecke betrachtet mit einer Eingangsgröße $x_e(t)$, der Übertragungsfunktion $h(t)$ und der daraus resultierenden Ausgangsfunktion $x_a(t)$. Das Schema ist in Bild 5-15 dargestellt.

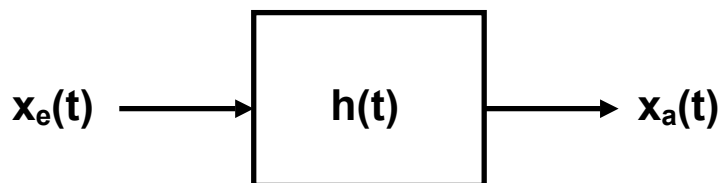


Bild 5-15: Schema des Signalflusses am Schmieventil

Reale Servoventile und somit auch Schmieventile sind aus Sicht der Systemtheorie sehr komplexe Systeme. In der weiteren Betrachtung wird dieses System durch ein PT_1 -Verhalten approximiert. Einerseits ist der dadurch entstehende Approximationsfehler hinreichend gering, andererseits wird die numerische Behandlung erheblich vereinfacht, wie im Folgenden dargestellt wird.

Mathematisch kann das PT_1 -Verhalten nach [L3] charakterisiert werden in allgemeiner Form durch die spezielle Differentialgleichung

$$T_1 \cdot \frac{d}{dt} x_a(t) + x_a(t) = K_p \cdot x_e(t) \quad (5.31)$$

Substituiert man T_1 durch τ und normiert $\frac{K_p}{\tau} = 1$ entsteht aus Gleichung (5.31) die Form

$$\frac{d}{dt}x_a(t) + \frac{1}{\tau} \cdot x_a(t) = x_e(t) \quad (5.32)$$

Will man den Verlauf der Ausgangsgröße $x_a(t)$ für beliebige zeitliche Verläufe der Eingangsgröße $x_e(t)$ berechnen, ist es notwendig, diese Differentialgleichung zu lösen.

Mit einfachen Verfahren, zum Beispiel dem Verfahren von Euler-Cauchy, ist die Lösung der Differentialgleichung (5.32) mit geringem numerischen Aufwand möglich, wie es für Echtzeitanwendungen erforderlich ist.

Nach Euler-Cauchy [D1]: $y_{i+1} = y_i + y'_i \cdot h$ mit $x_{i+1} = x_i + h$ (5.33)

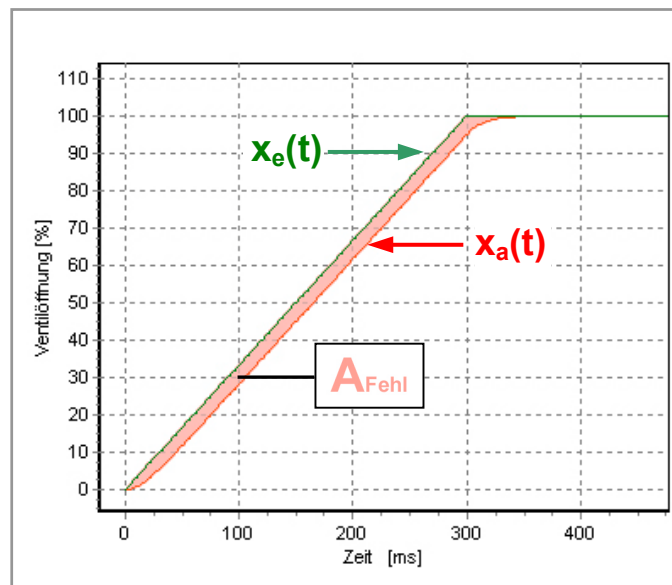


Bild 5-16: Simulation der Übergangsfunktion eines Servoventiles mit $\tau_v=15$ ms für eine rampenförmige Ansteuerung mit $t_R=300$ ms.

In Bild 5-16 ist der mit Gleichung (5.33) berechnete Ausgangsverlauf $x_a(t)$ bei Vorgabe einer rampenförmigen Eingangsfunktion $x_e(t)$ dargestellt, wenn für die Übertragungsfunktion $h(t)$ der funktionale Zusammenhang gemäß Gleichung (5.32) gilt.

5.2 Struktur der EZSP

Die umschlossene Fläche zwischen der Eingangsfunktion $x_e(t)$ und dem entstehenden Ausgangsverlauf $x_a(t)$ repräsentiert die zeitliche Verzögerung, welche durch das Schmieventil hervorgerufen wird, und stellt somit den Übertragungsfehler dar.

In Umkehrung des Verfahrens kann man der Gleichung (5.32) auch einen gewünschten Ausgangsverlauf $x_{a_Ziel}(t)$ vorgeben und die hierfür benötigte Eingangsfunktion $x_e(t)$ berechnen. Das Ergebnis ist für diesen Fall eine optimale Ansteuerfunktion $x_e(t) = x_{e_opt}(t)$, welche zu einer Minimierung des durch das Schmieventil hervorgerufenen Übertragungsfehlers führt. Die damit erzielbare Kompensationswirkung ist, für das Beispiel nach Bild 5-16, in Bild 5-17 dargestellt.

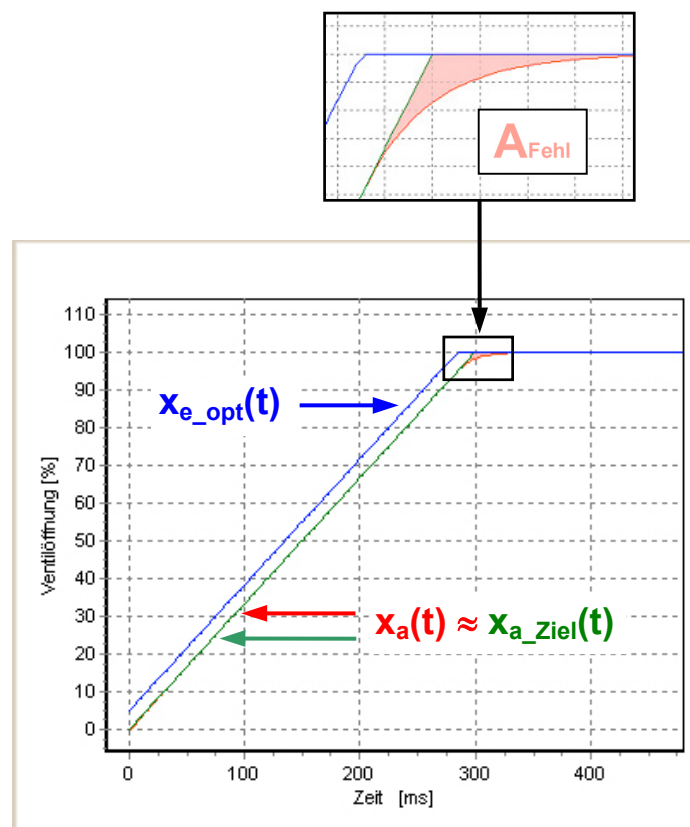


Bild 5-17: Simulation der Kompensationswirkung des beschriebenen Verfahrens

Der reale zeitliche Verlauf der Ventilöffnung $A_V(t) \hat{=} x_a(t)$ entspricht nahezu dem gewünschten Verlauf $x_{a_Ziel}(t)$, wenn man das Schmieventil mit der berechneten Funktion $x_{e_opt}(t)$ ansteuert. Die verbleibende Fehlerfläche entsteht nicht durch numerische

Ungenauigkeiten des Verfahrens, ihre Ursache liegt vielmehr in der durch die Geometrie des Schmiedeventils begrenzten Maximalöffnung.

5.2.4.5 Korrigierter, optimierter zeitlicher Öffnungsverlauf

Wendet man dieses Verfahren auf die von der EZSP berechneten Öffnungskurven $A_V(t)$ an, erhält man Verläufe und Differenzflächen nach Bild 5-18 und Bild 5-19. Zum besseren Vergleich sind in Bild 5-19 die den Fehlern äquivalenten Flächen mit und ohne Kompensation dargestellt und farbig hinterlegt.

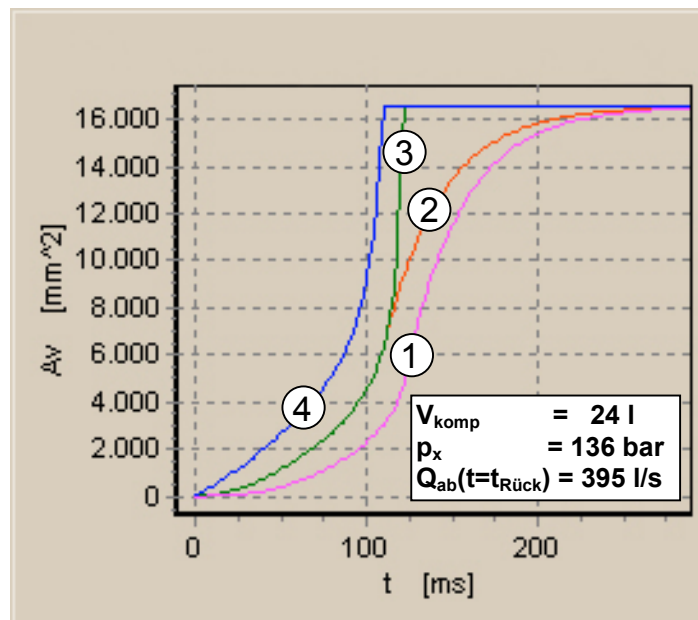


Bild 5-18: Vergleich der Ventilöffnungsfunktionen $A_V(t)$ bei Ansteuerung ohne (1) und mit Kompensation des Ventileinflusses (2)

- 1 realer Öffnungsverlauf $A_{V_{\text{out}}}(t)$ ohne Kompensation
- 2 realer Öffnungsverlauf $A_{V_{\text{out}}}(t)$ mit Kompensation = $A_{V_{\text{wahr}}}(t)$
- 3 angestrebter Öffnungsverlauf $A(t)$
- 4 berechnete Ansteuerfunktion $A_{V_{\text{opt}}}(t)$ zur Kompensation

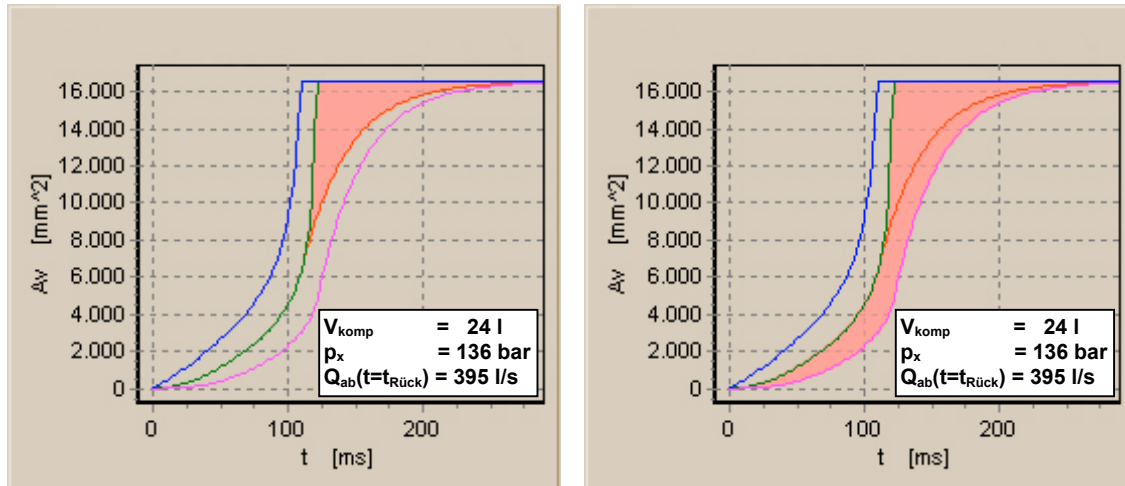


Bild 5-19: Vergleich der entstehenden Fehlerflächen bei Ansteuerung des Schmiedeventils ohne (rechts) und mit Kompensation des Ventileinflusses (links)

5.2.4.6 Programmstruktur Kompensation

Das beschriebene Verfahren zur Kompensation des Ventileinflusses auf die ermittelte Öffnungsfunktion $A_V(t)$ ist in der EZSP integriert und kann in Echtzeit bearbeitet werden.

Wurde durch die Programmstruktur nach Bild 5-12 das Datenfeld $P_0[A_{V0}, t_0] \dots P_m[A_{Vm}, t_m]$ für den benötigten Verlauf der Ventilöffnung $A_V(t)$ erstmalig ermittelt, kann die dazu erforderliche Ansteuerung mit Kompensation des Ventileinflusses berechnet werden. Der Programmabschnitt nach Bild 5-20 wird dazu einmalig durchlaufen und erzeugt den für die Entlastung der Freiformpresse benötigten optimierten Ansteuerungsverlauf $A_{Vopt}(t)$ des Schmiedeventils.

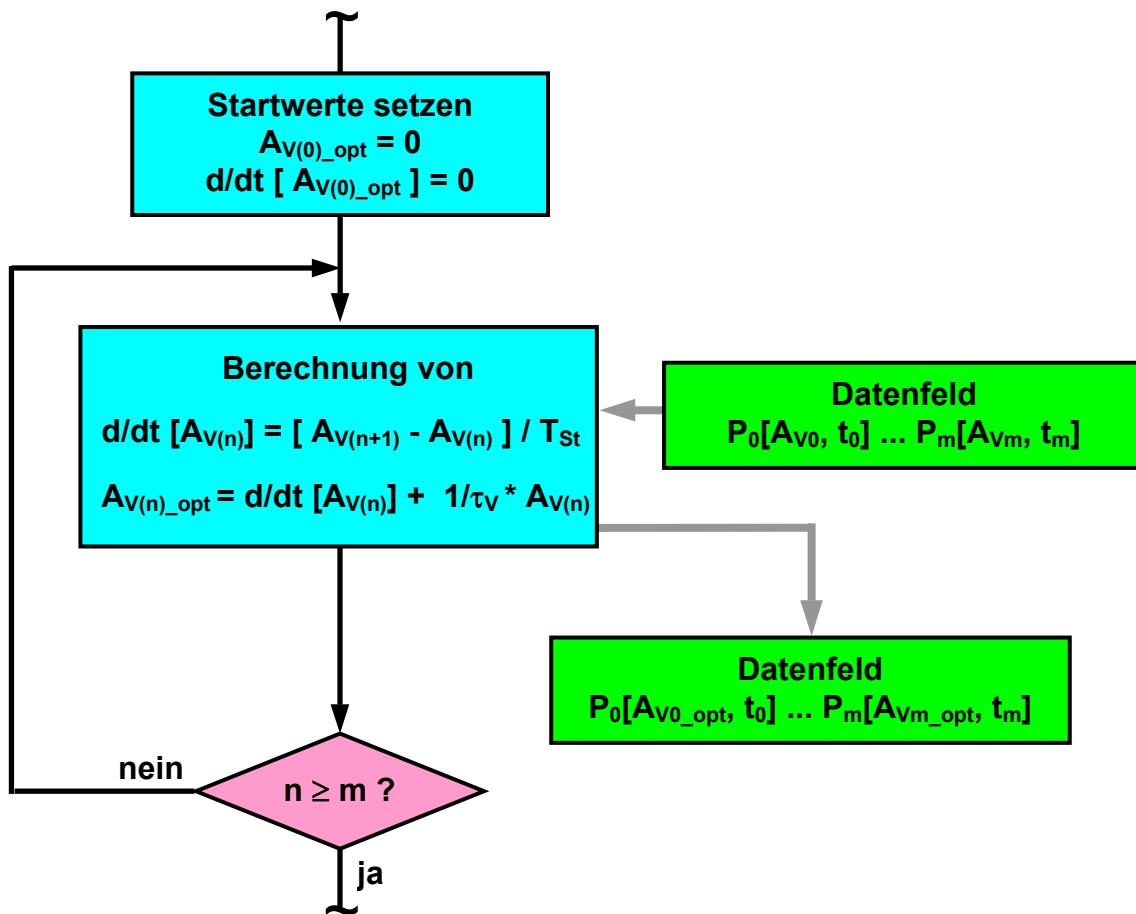


Bild 5-20: Aufbau und Ablaufstruktur des Programmes zur Berechnung des optimalen zeitlichen Verlaufes der Ventilöffnung $A_{V\text{opt}}(t)$

5.2.4.7 Verbleibende Abweichung

Aus der verbleibenden Fehlerfläche resultiert eine Differenz zwischen dem gewünschten sinusförmigen Anstieg des Volumenstromes $Q_{ab}(t)$ und dem tatsächlichen Verlauf. Dabei ist anzumerken, daß die absolute Größe der verbleibenden Fehlerfläche nur ein Kriterium für die Güte der Kompensationswirkung ist. Der zum aktuellen Zeitpunkt auftretende Druckabfall über das Schmiedeventil beeinflusst die abfließende Ölmenge gemäß Gleichung (3.1) erheblich.

Die in der EZSP berechnete Ansteuerfunktion für das Schmiedeventil ist aber von mehreren Einflußgrößen, wie z.B. dem Kompressionsvolumen

V_{komp} , dem Anfangsdruck p_x , dem gewünschten Volumenstrom $Q_{\text{ab}}(t=t_{\text{Rück}})$ und vom dynamischen Verhalten des Schmiedeventils abhängig. Ein Ergebnis kann nur durch eine numerische Interpolation berechnet werden, welche als analytische Funktion nicht mehr darstellbar ist.

Um trotzdem die Abhängigkeiten zwischen Ventildynamik, Gradient der Öffnungsfunktion und Größe der generierten Fehlerflächen mit und ohne Kompensationrechnung zu vergleichen, ist es notwendig, Vereinfachungen zu treffen, um eine Interpretierbarkeit der Ergebnisse zu ermöglichen.

Für den Bereich von $\tau_V = [5 \dots 100]$ ms, welcher typisch als Reaktionszeit für proportionale Stromventile ist, zeigen die Diagramme von Bild 5-21 und Bild 5-22 die Abhängigkeit des entstehenden Fehlers von der Höhe des Anstiegsgradienten bei rampenförmiger Ansteuerung.

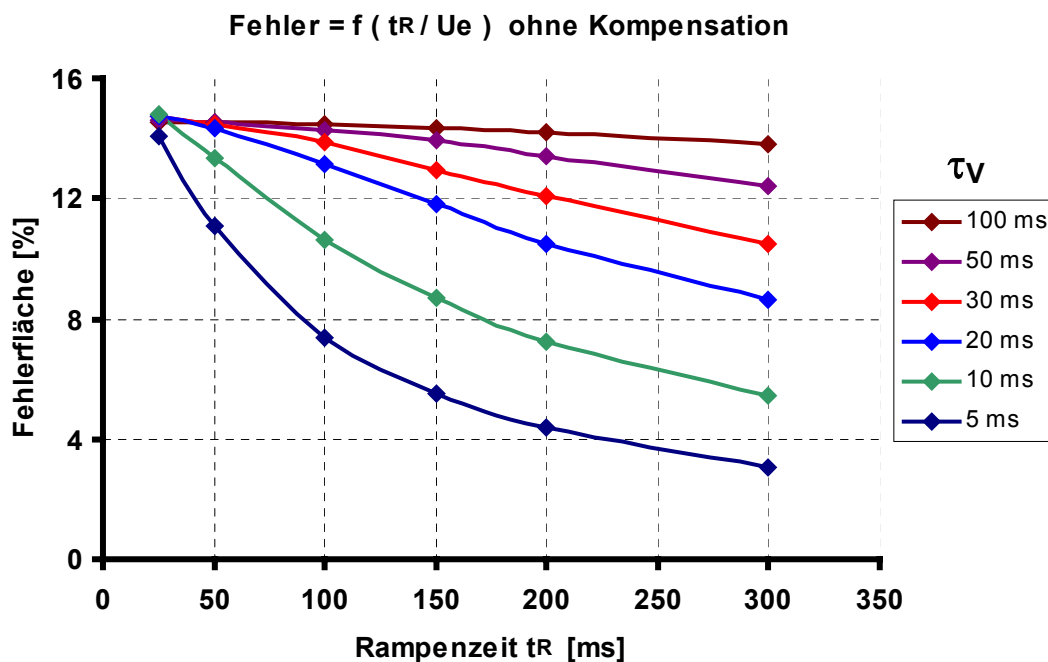


Bild 5-21: Abhängigkeit der Fehlerfläche von der Ventilzeitkonstante τ_V und der Rampenzeit t_R - ohne Kompensationsrechnung

Die an der untersuchten Freiformschmiedeanlage zum Einsatz gebrachten Schmiedeventile der Baureihe 2 WRCE NG125 besitzen nach [R3] eine Summenzeitkonstante von etwa $\tau_V = 50$ ms. Für dieses Ventil zeigt Bild 5-23 die zeitlichen Verläufe des prozentualen Fehlers bei einer Ansteuerung mit einer rampenförmigen Funktion mit $t_R = 200$ ms.

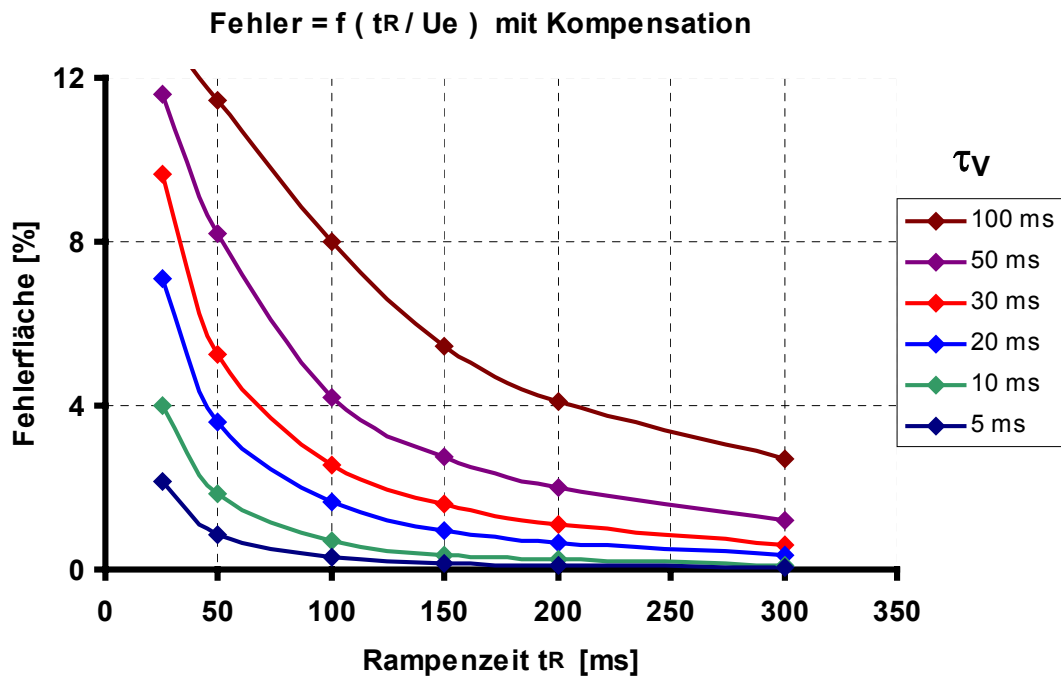


Bild 5-22: Abhängigkeit der Fehlerfläche von der Ventilzeitkonstante τ_v und der Rampenzeit t_R - mit Kompensationsrechnung

Die Zeit t_R liegt somit im typischen Bereich der Entlastungszeiten für den Arbeitszylinder von Freiformschmiedepressen.

Das Verhältnis der dabei auftretenden prozentualen Summenfehler der Ansteuerung liegt für eine Rampenzeit von $t_R = 200$ ms und eine Summenzeitkonstante von etwa $\tau_v = 50$ ms des Schmiedeventils bei 6,75. Dies bedeutet, daß der Fehler, im ausgewählten Beispiel, mit Kompensation des Ventileinflusses auf 14 % des Wertes im Vergleich zur Ansteuerung ohne Kompensation gesunken ist.

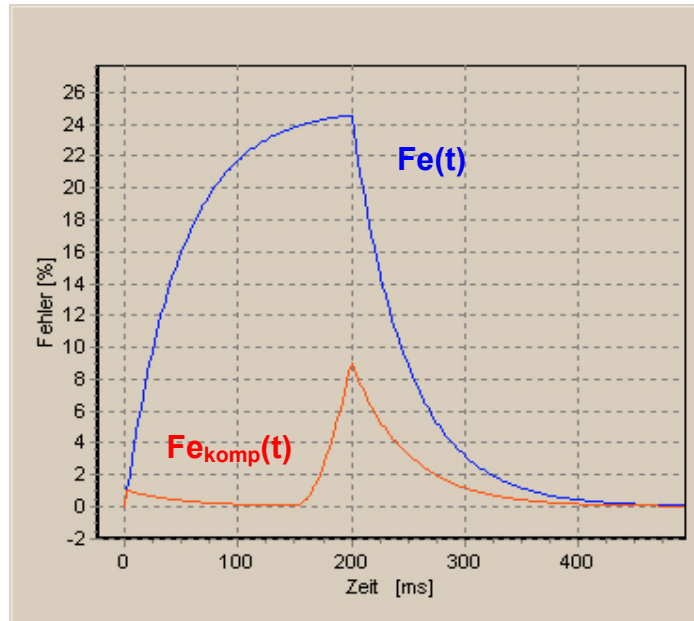


Bild 5-23: Prozentualer Verlauf der Fehler bei Ansteuerung des Schiedeventils mit und ohne Kompensationsrechnung für eine Ventilzeitkonstante $\tau_V = 50$ ms und eine Rampenzeit $t_R = 200$ ms

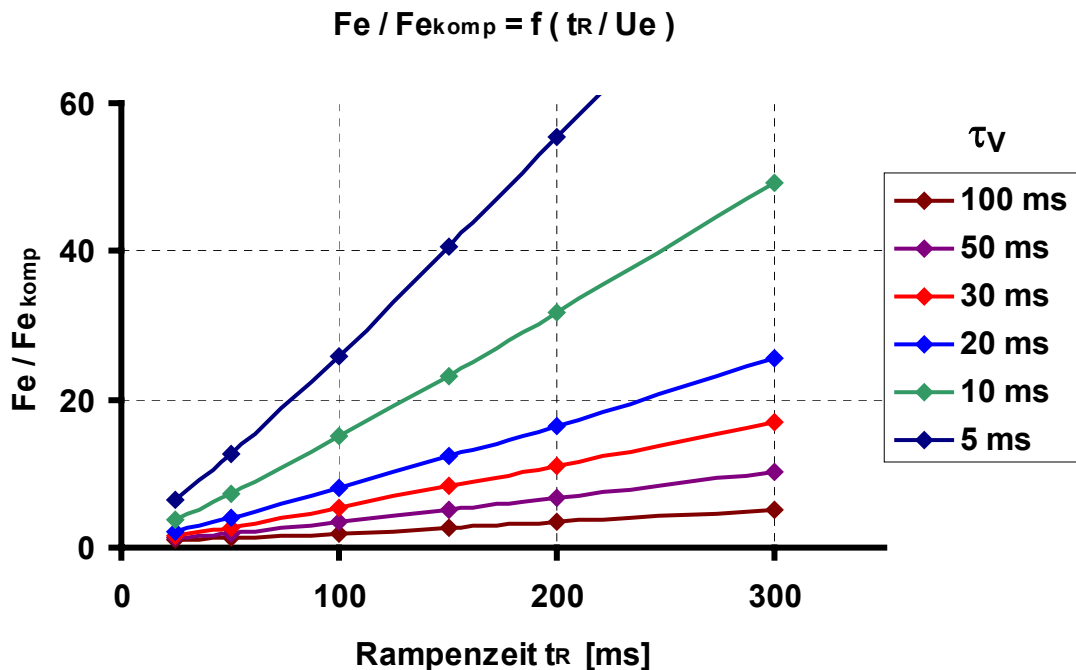


Bild 5-24: Wirksamkeit der Kompensation bei Variation der Ventilzeitkonstante τ_V und der Rampenzeit t_R

5.2.4.8 Wahrer zeitlicher Öffnungsverlauf

Für die Prognoseberechnung der Volumenströme nach Gleichung (5.15) wird der wahre Verlauf der Öffnungsfunktion $A_{V_wahr}(t)$ benötigt. Dieser Verlauf, welcher der Ventilöffnungsfunktion mit Kompensation $A_{V_out}(t)$ des Ventileinflusses in Bild 5-18 (2) entspricht, kann durch numerische Lösung der Differentialgleichung (5.32) erhalten werden. Eingangsgröße ist dabei das Datenfeld $A_{V_opt}(t)$. Die eingesetzte Programmstruktur zeigt Bild 5-25.

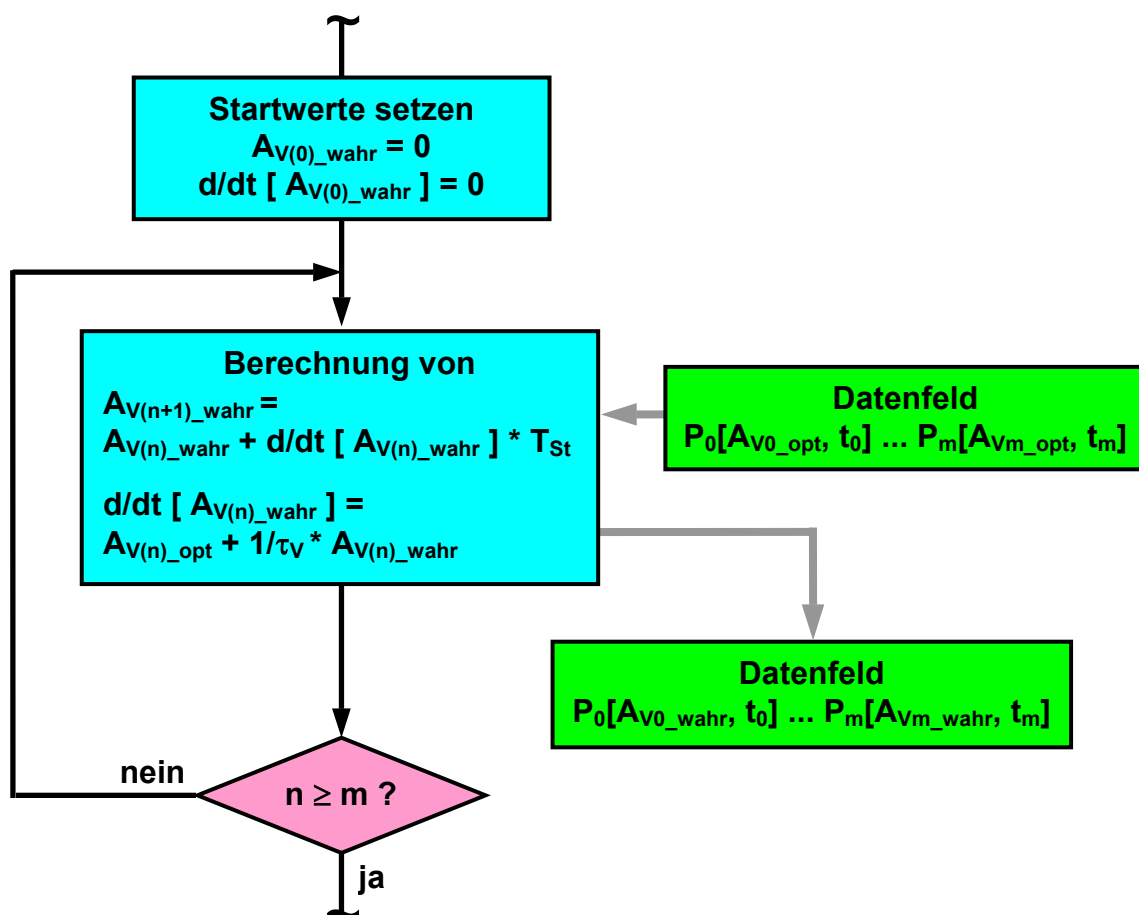


Bild 5-25: Aufbau und Ablaufstruktur des Programmes zur Berechnung des wahren zeitlichen Verlaufes der Ventilöffnung $A_{V_wahr}(t)$

Der mit der Programmstruktur von Bild 5-25 berechnete optimale Verlauf der Ventilöffnung $A_{V_opt}(t)$ erzeugt in der virtuellen Realität, d.h. der Simulation einer Freiformschmiedepresse mit DSH^{plus}, zeitliche Verläufe des Volumenstromes $Q_{ab}(t)$ wie in Bild 5-26 dargestellt.

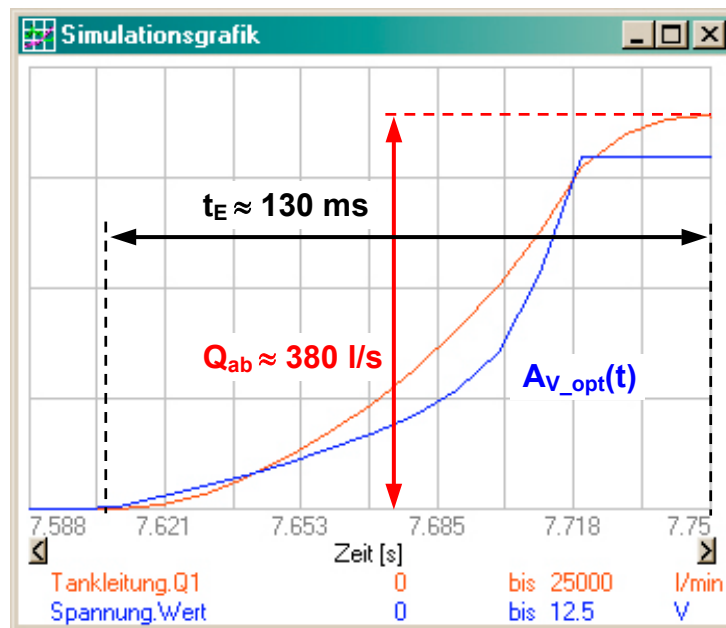


Bild 5-26: Simulation des Volumenstromverlaufes $Q_{ab}(t)$ in DSH^{plus} bei Steuerung mit der EZSP

Der zeitliche Verlauf der Ventilöffnung $A_{v_opt}(t)$ wurde zur besseren Übersicht mit dargestellt. Eine Eingangsspannung von $U_e = 10 \text{ V}$ entspricht dabei der maximalen Ventilöffnung von $A_v = 16500 \text{ mm}^2$.

Vergleicht man die Ergebnisse der Simulation durch DSH^{plus} nach Bild 5-26 mit dem durch die EZSP vorgegebenen zeitlichen Verlauf des Volumenstromes $Q_{ab}(t)$ nach Bild 5-27, ist eine weitgehende Übereinstimmung erkennbar.

Die noch verbleibenden Abweichungen sind das Ergebnis der nicht völlig kompensierbaren begrenzenden Wirkung der möglichen Maximalöffnung des Schmiedeventils.

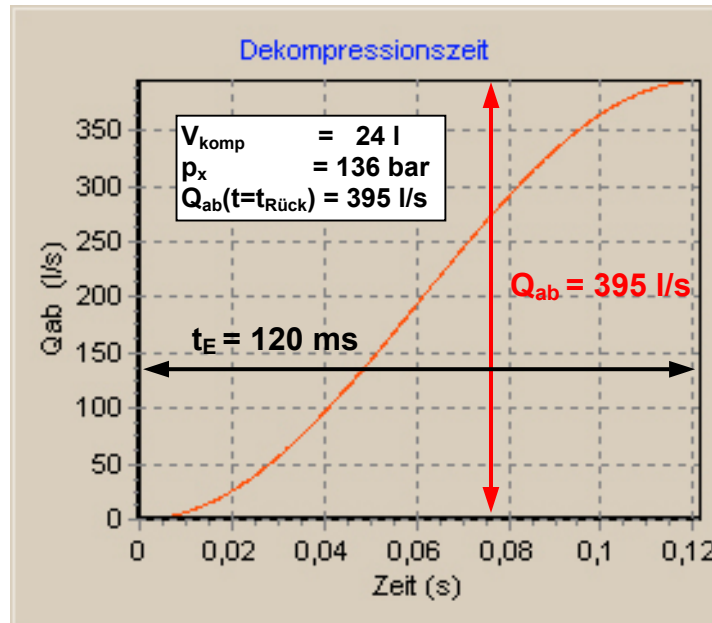


Bild 5-27: Optimaler Verlauf des Volumenstroms, berechnet von der EZSP

5.2.5 Prognosemodell für das Schmiedemaß

5.2.5.1 Wirkprinzip der Prognose

Mit der Kenntnis des optimalen zeitlichen Verlaufes $A_{V_opt}(t)$ und dem daraus resultierenden wahren Verlauf $A_{V_wahr}(t)$ der zeitlichen Öffnung des Schmiedeventils ist eine wichtige Voraussetzung für die weiteren Schritte zur Prognose des Schmiedemaßes erfüllt.

In der Gleichung (5.15) zur Volumenstrombilanz sind die drei Querschnittsflächen A_1 , A_2 und A_3 für das Schmiedeventil enthalten. Die Flächen A_1 und A_3 besitzen eine konstante Größe und repräsentieren die Querschnitte der Rohranschlüsse für Zu- und Ablauf vom Schmiedeventil [R4]. Der variable Öffnungsquerschnitt des Schmiedeventils A_2 in Gleichung (5.15) kann durch den wahren Verlauf der Ansteuerung $A_{V_wahr}(t)$ für das Schmiedeventil ersetzt werden.

Substituiert man den Querschnitt A_2 in Gleichung (5.15) durch den zeitlichen Verlauf der Ventilöffnung $A_{V_wahr}(t)$ und formt nach s_{n+1} um, ergibt sich

$$s_{n+1} = \left[\begin{aligned} & s_n - \beta \cdot (p_{n+1} - p_n) \cdot \left(\frac{s_n}{2} + \frac{4 \cdot V_R}{\pi \cdot D^2} \right) + \\ & + \left[Q_{\text{res}}|_{(t_{n+1}-t_n)} - \alpha \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{\left(\frac{p_{n+1} - p_n}{2} \right) - p_T}{\left(\frac{1}{A_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_{V_wahr(n)}} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_3} \right)^2}} \right] \cdot \frac{4 \cdot (t_{n+1} - t_n)}{\pi \cdot D^2} \\ & \cdot \left[\frac{1}{\left(1 + \frac{1}{2} \cdot \beta \cdot (p_{n+1} - p_n) \right)} \right] \end{aligned} \right]$$

(5.34)

Um mit Hilfe der Gleichung (5.34) den gesuchten zeitlichen Verlauf des Pressenweges mit Entlastung $s_{\text{Ent}}(t)$, d.h. bei Ansteuerung des Schmiedeventils zu erhalten, muß ein rekursives Lösungsverfahren angewandt werden.

Da im ersten Berechnungsschritt die veränderliche Größe p_{n+1} nicht bekannt ist, gilt für $t_n = t_0$ die Startbedingung $p_{n+1} = p_n$. Als Wert für die Startposition s_n wird zum Beginn jeder Rekursionsrechnung die aktuelle Pressenposition s_A genutzt.

Für den Berechnungszyklus $n = 1$ ist die Position s_{n+1} als Ergebnis von Gleichung (5.34) mit $n = 0$ bekannt, und aus dem Datenfeld $[p_0(t_0) \dots p_x(t_x)]$ des Ausgleichspolynomes nach Bild 5-6 kann der zu dieser Position korrespondierende Druckwert p_{n+1} gefunden werden.

Die berechneten Werte für die zeitlichen Verläufe des Pressenweges mit Entlastung $s_{\text{Ent}}(t)$ und des Druckabbaus $p_{\text{Ent}}(t)$ werden in Datenfeldern gespeichert.

Die Rekursionsrechnung wird abgebrochen, wenn während der Berechnung von Gleichung (5.34) die Bedingung $s_{n+2} \leq s_{n+1}$ erfüllt wird. Physikalisch betrachtet bedeutet dies, daß durch die Prognoserechnung der untere Umkehrpunkt der Presse erreicht wurde und eine weitere Verformung nicht mehr stattfinden kann.

Wird dagegen im Verlaufe der aktuellen Rekursion numerische Gleichheit oder ein Überschreiten des Schmiedemaßes s_x ermittelt, ist der korrekte Zeitpunkt für den Beginn der realen Entlastung der Freiformpresse erreicht.

In Bild 5-28 sind die Ergebnisse einer solchen Prognose graphisch dargestellt. Aus Übersichtsgründen konnten nur einige der berechneten Verläufe für den Pressenweg $s_{Ent}(t)$ dargestellt werden. Erst die 246. Rekursionsrechnung führte zum gewünschten Schmiedemaß von $s_x = 1000$ mm und zum Beginn der Entlastung des Arbeitszylinders der Freiformpresse.

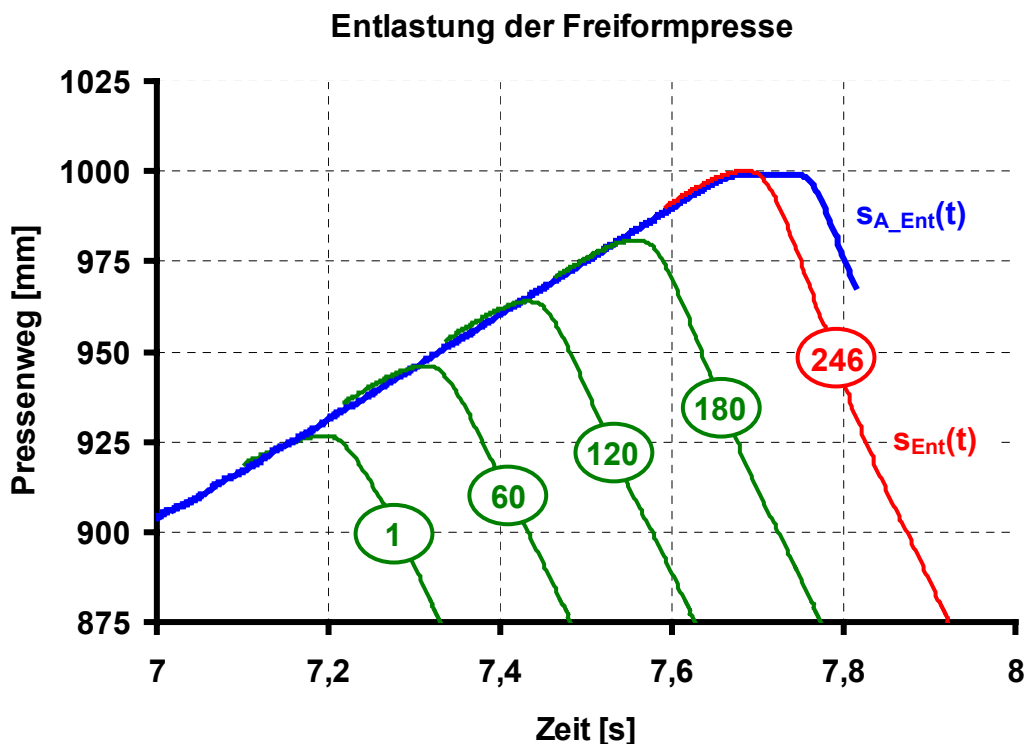


Bild 5-28: Ergebnisse der Prognosen für das Schmiedemaß $s_x = 1000$ mm der EZSP für einen Umformweg von 100 mm bei $p_x = 133$ bar

Die innerhalb einer Zykluszeit zu durchlaufende Programmstruktur für die Prognoserechnung ist in Bild 5-29 dargestellt.

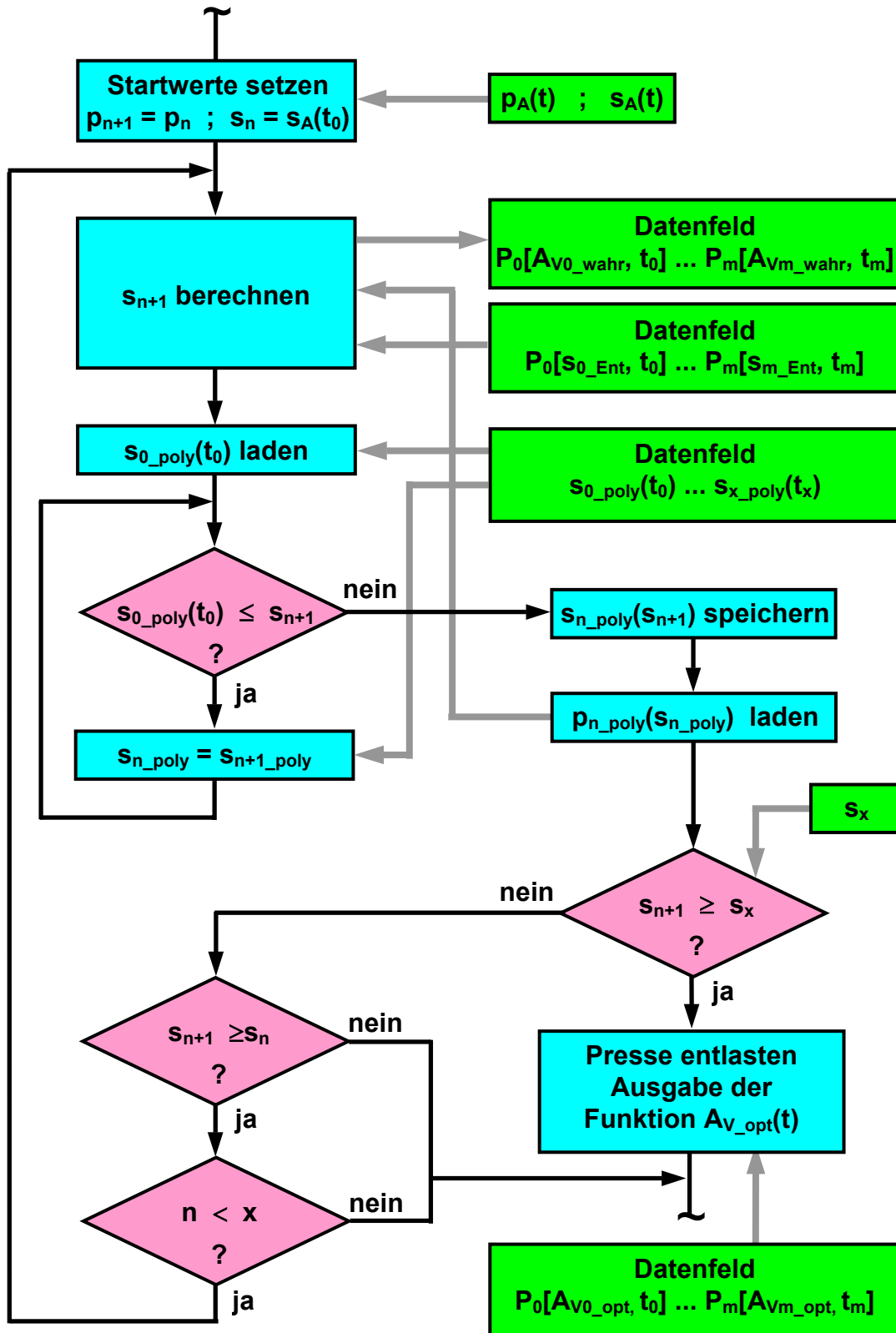


Bild 5-29: Ablaufstruktur des Programmes zur Prognoserechnung des Pressenweges $s_{Ent}(t)$ bei Entlastung

5.2.5.2 Prognosefehler der EZSP

Von entscheidender Bedeutung für einen kommerziellen Einsatz des Verfahrens der EZSP ist die erreichbare Genauigkeit der Schmiedemaßprognose. Für die im Modell untersuchte 25 MN Freiformpresse wurden dazu die Parameter Eindringtiefe und benötigte Umformkraft F_w variiert.

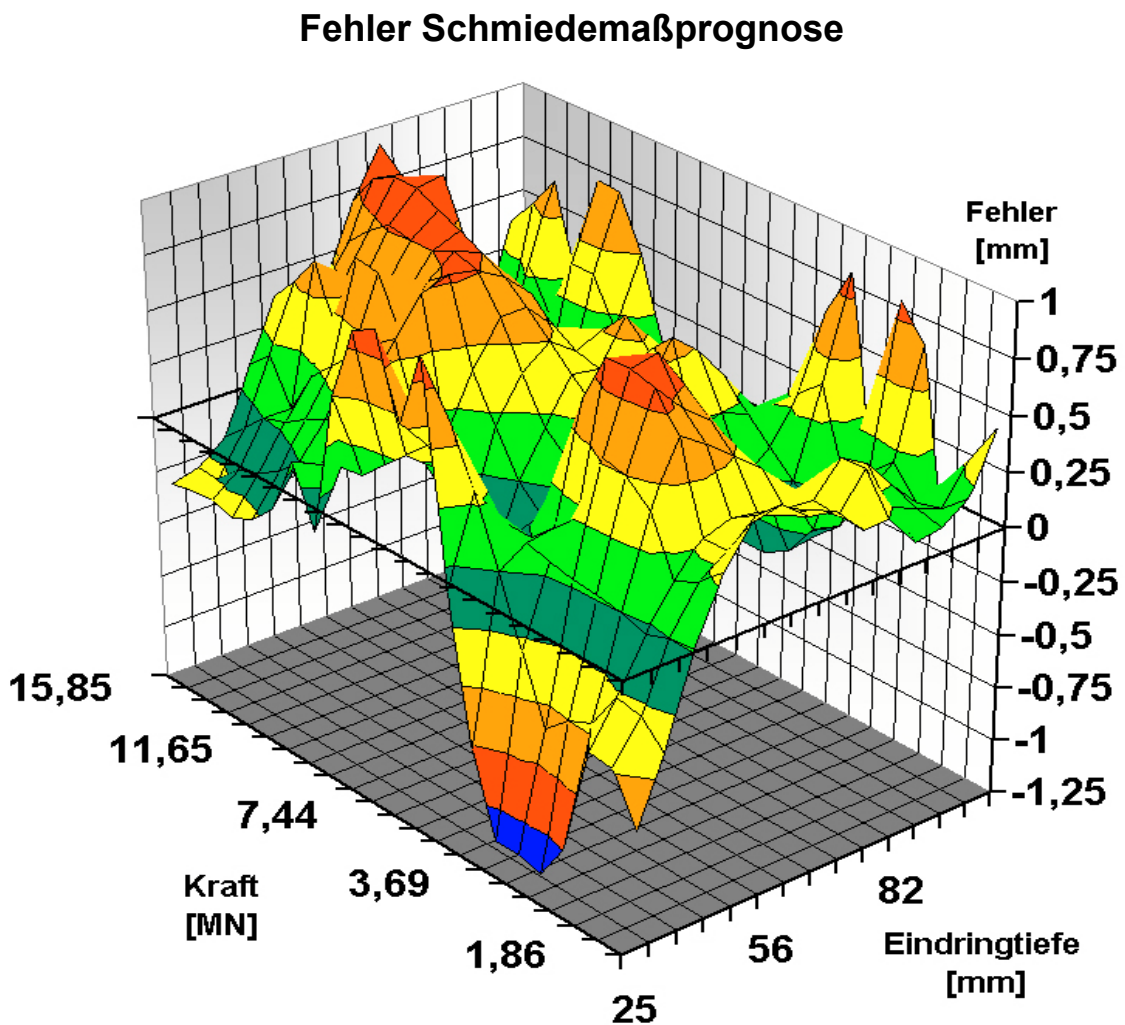


Bild 5-30: Verlauf des absoluten Prognosefehlers der EZSP als Funktion der Eindringtiefe und der Umformkraft

Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Bild 5-30 in Form eines Kennlinienfeldes dargestellt. Es ist ersichtlich, daß der absolute Fehler der Schmiedemaßprognose im gesamten, betrachteten Arbeitsbereich

der Freiformpresse, innerhalb eines Fensters von ± 1 mm liegt, was in der Praxis problemlos tolerierbar ist.

6 Experimentelle Untersuchungen und Ergebnisse

6.1 Notwendigkeit und Anforderungsprofil

6.1.1 Notwendigkeit

Zuerst existiert meist ein technisches Problem, für das keine oder nur eine unvollkommene Lösung existiert. Greift man dieses Problem auf, entstehen Ideen von denen nur wenige zu einer theoretisch geschlossenen Lösung führen.

Ist letztendlich diese Lösung gefunden, und der Nachweis der Funktionalität der Theorie durch Softwaresimulation erbracht, steht der meist wesentlich schwierigere, aber entscheidende Schritt noch aus - die praktische Realisierung. In vielen Fällen schließt sich hier die Umsetzung in die Praxis in Form eines Pilotprojektes oder der Bau eines Prototypen an.

Bei Freiformschmiedeanlagen ist die Sachlage deutlich komplexer. Neue Freiformschmiedeanlagen werden selten errichtet, Modernisierungen bestehender Anlagen stehen meist unter enormem Zeitdruck während der Umbau- und Inbetriebnahmephase. Langwierige Versuche oder die Notwendigkeit gewählte Konzeptionen zu ändern, sind aus Kostengründen nicht realisierbar.

Um die Voraussetzungen des Einsatzes der EZSP in der Praxis zu schaffen, entstand die Idee, dieses Verfahren an einer Versuchsanlage zu erproben und dabei gleichzeitig Softwaremodule zu generieren, welche mit geringem Aufwand in die Industriesteuerungen von realen Freiformschmiedeanlagen exportierbar sind.

6.1.2 Anforderungsprofil

Eine verkleinerte Ausführung einer Freiformpresse, mit der Möglichkeit echte, kleine Werkstücke zu schmieden, wäre sicherlich die der Realität am besten entsprechende Lösung für eine Versuchsanlage.

Heiße Werkstücke benötigen Zusatzeinrichtungen und sind problematisch zu bewegen. Eine Versuchsanlage zur ausschließlichen Nutzung als miniaturisierte Freiformpresse ist aus ökonomischen Gründen deshalb kaum vertretbar.

Beim Entwurf der Versuchsanlage war folgendes Anforderungsprofil zu berücksichtigen:

1. Hydraulische Linearantriebe
2. Betriebsdruck $p = [100 \dots 300]$ bar
3. kommerzielle Industriesteuerung

Somit entstand eine Konzeption, auf welche im kommenden Abschnitt eingegangen wird.

6.2 Versuchsanlage

6.2.1 Übersicht

Die Versuchsanlage besteht aus zwei horizontal angeordneten Differentialzylindern (1),(2), welche gegeneinander arbeiten können.

Der links angeordnete Zylinder KZ (1) dient dabei der Generierung eines wegabhängigen Kraftprofils. Die Kolbenstange des zweiten Zylinders (2) ist mit einer auf Gleitschienen gelagerten Masse m (3) starr verbunden und wird als verkleinertes Modell des Arbeitszylinders einer Freiformschmiedepresse genutzt.

Die Steuerung des Zylinders KZ (1) wird durch die Proportionalstromventile SV_1 bis SV_4 (4) ermöglicht, und dem Arbeitszylinder (2) sind die Proportionalstromventile SV_5 bis SV_8 (5) zugeordnet. Beide

Differentialzylinder sind mit hochauflösenden Linearwegmeßsystemen (6), (7) ausgerüstet.

Ein Kompaktaggregat versorgt die Versuchsanlage mit dem benötigten Drucköl bis maximal $p = 160$ bar. Der vereinfachte Hydraulikplan ist aus Bild 6-1 ersichtlich. Die Druckölerzeugung wurde aus Übersichtsgründen nicht mit dargestellt.

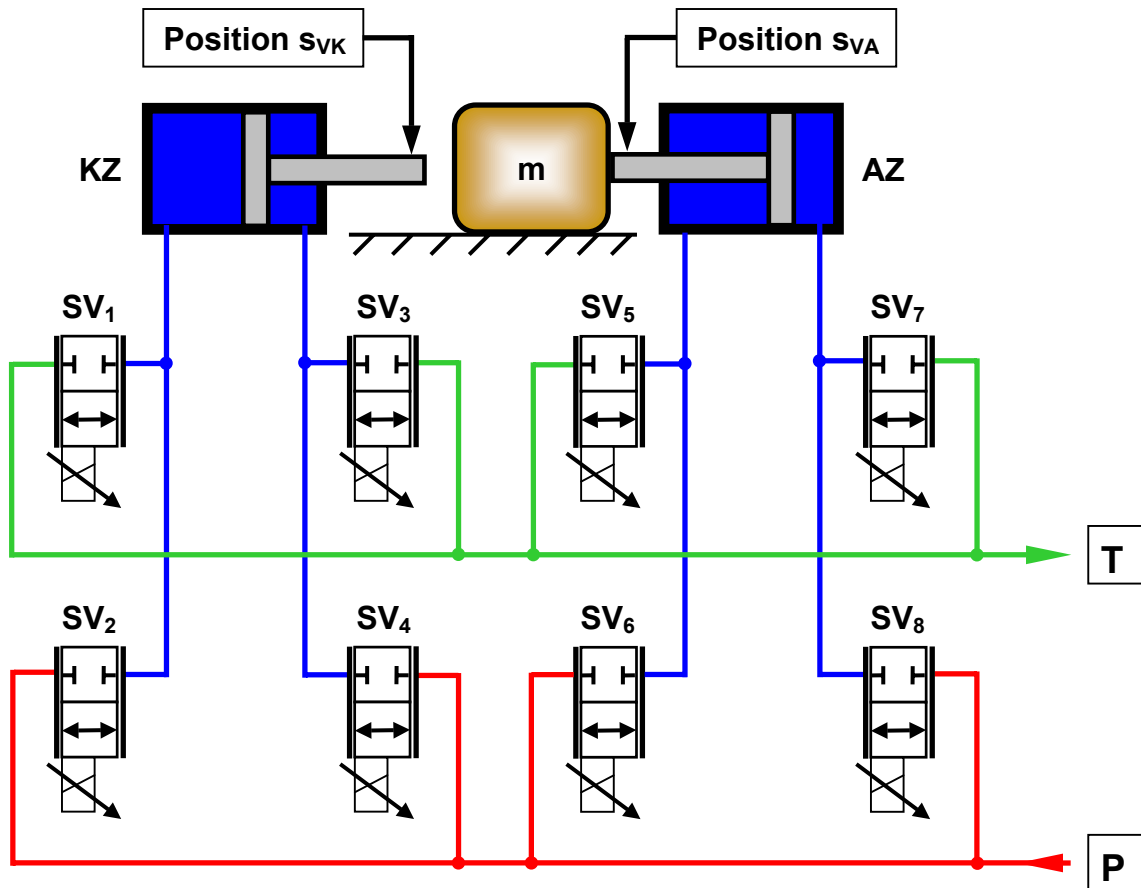


Bild 6-1: Vereinfachter Hydraulikschaltplan der Versuchsanlage

Der konstruktive Aufbau der Versuchsanlage ist aus Bild 6-2 ersichtlich. Die teilweise am linken und rechten Bildrand erkennbaren Blasen-speicheranlagen dienen der Stabilisierung des Arbeitsdruckes der Anlage, da zwischen dem Standort der Druckölerzeugung und der eigentlichen Versuchsmaschine eine Rohrleitungsdistanz von etwa 20 Metern zu überbrücken war.

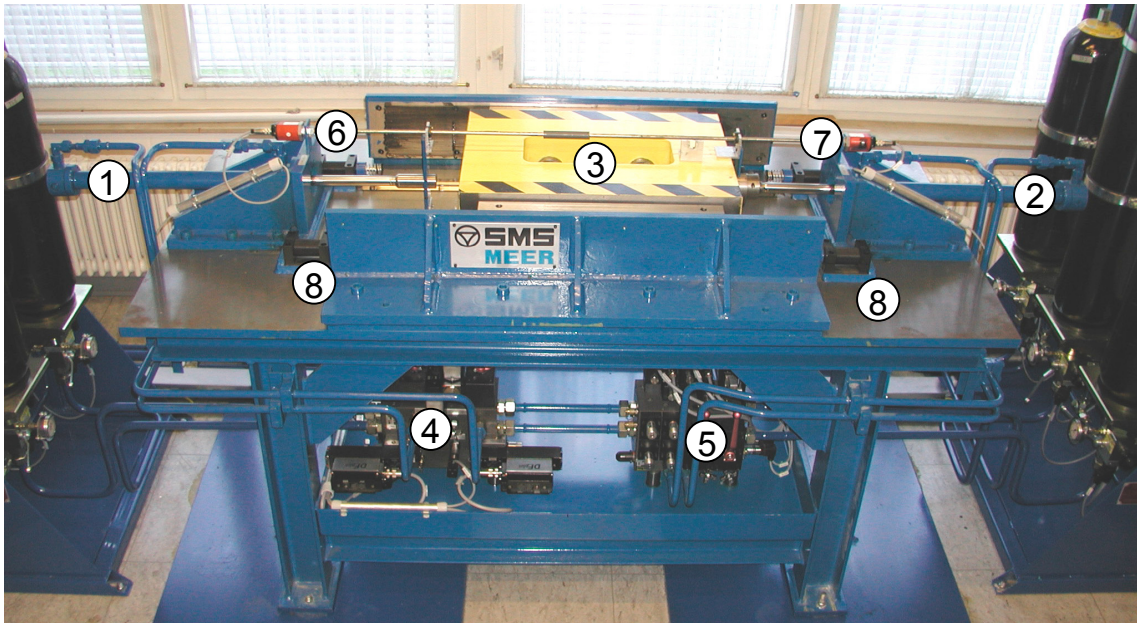


Bild 6-2: Ansicht der Versuchsanlage zum Test der EZSP

- 1 Differentialzylinder KZ
- 2 Differentialzylinder AZ
- 3 Masse m
- 4 Ventilblock für die Proportionalstromventile SV_1 bis SV_4
- 5 Ventilblock für die Proportionalstromventile SV_5 bis SV_8
- 6 Linearmesssystem für Differentialzylinder KZ
- 7 Linearmesssystem für Differentialzylinder AZ
- 8 Stoßdämpfer

6.2.2 Mechanik und Hydraulik

Die beiden Differentialzylinder (1),(2) weisen einen Maximalhub von $h_{VA} = h_{VK} = 500$ mm auf. Das Verhältnis der Abmessungen Durchmesser Kolbenseite zu Durchmesser Stangenseite liegt bei $D_1 / D_2 = [40 / 28]$ mm. Mittels Druckumformer können die Arbeitsdrücke auf Kolben - und der Stangenseite mit einer Genauigkeit von 0,5 %, bezogen auf 250 bar, bei einer zeitlichen Verzögerung kleiner als 1 ms gemessen werden [P2].

Die Größe der am Differentialzylinder AZ (2) gekoppelten Masse (3) beträgt $m = 500$ kg und dient zur Verringerung der Kreisfrequenz ω_0 des

Systems. Die bewegliche Masse (3) gleitet auf zwei Messingschienen, welche gleichzeitig die mechanische Führung gewährleisten.

Um den Differentialzylinder AZ (2) vor Beschädigungen zu schützen, wird die bewegliche Masse (3) in den Endlagen durch zwei hydraulische Stoßdämpfer (8) abgefangen.

Die Verrohrung zwischen dem Ventilblock (4) und dem Differentialzylinder KZ (1) wurde dagegen möglichst kurz gestaltet und mit nahtlosen Stahlrohren ausgeführt, um die Eigenfrequenz ω_0 dieses Antriebssystems möglichst hoch zu gestalten.

Die Steuerung der Differentialzylinder (1),(2) wird durch je 4 proportional verstellbare 2/2-Wegeventile ermöglicht. Es handelt sich dabei eigentlich um 4/3-Wege Proportionalventile der Serie D1FP der Firma Parker Hannifin GmbH. Im Betrieb an der Versuchsmaschine werden diese Ventile nur einseitig durchströmt. Aufgrund der hohen Dynamik und der sehr geringen Schaltzeit von $t_v = 3,5$ ms bei 100% Ansteuersignal fiel die Wahl auf diesen Ventiltyp mit 12 l/min bei $\Delta p = 35$ bar pro Steuerkante [P2].

Die separate Möglichkeit der Drosselung von zu- und abfließendem Hydrauliköl auf Kolben- und Stangenseite ermöglicht eine optimale Anpassung zwischen Proportionalventilen und Differentialzylinder im Regelkreis, sowie auch den Betrieb als Plungerzylinder.

Beide Differentialzylinder sind mechanisch mit Linearmeßsystemen verbunden, welche nach dem Wirkprinzip der Magnetostriktion arbeiten. Die Meßsysteme verfügen über eine Auflösung von 2 μm bei ca. 3000 Meßzyklen pro Sekunde [M3].

Die Druckölerzeugung verfügt über eine Leistung von maximal 20 l / min bei 160 bar. Durch einen Blasenspeicher mit der Größe von 32 l werden auftretende Volumenstromspitzen wirksam gepuffert.

Der Arbeitsdruck und der Förderstrom der Axialkolbenpumpe zur Druckölerzeugung kann elektronisch eingestellt und geregelt werden.

6.2.3 Maschinensteuerung

An die Steuerung für die Versuchsanlage werden hohe Anforderungen gestellt. Industrietauglichkeit, hoher Marktanteil, sehr kurze Zykluszeiten

zwischen zwei aufeinanderfolgenden Peripheriezugriffen und moderate Kosten waren schwierig gemeinsam erfüllbar.

Nach eingehenden Untersuchungen wurde eine PC-basierte Steuerungslösung der Firma Siemens AG gewählt.

Dieses System besteht aus einer Kopplung zwischen einem herkömmlichen, leistungsfähigen Bürocomputer und einer industriellen, dezentralen Peripherie, bestehend aus digitalen und analogen Ein- und Ausgabebaugruppen. Die Kopplung zwischen dem PC und der Industriesteuerung wird dabei über eine serielle Verbindung mit 12 MBit/s mit dem Protokoll Profibus - DP realisiert.

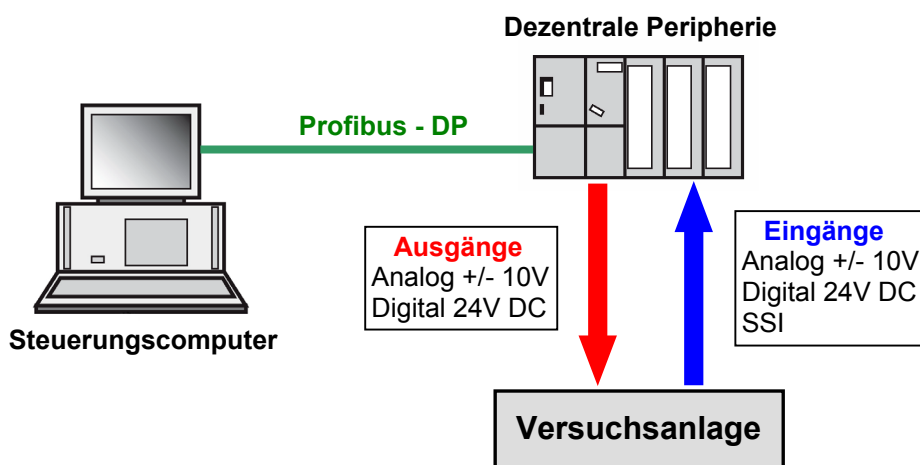


Bild 6-3: Prinzipaufbau der Industriesteuerung Siemens WinAC RTX

Der Steuerungscomputer ist mit dem Windows®-Betriebssystem XP-Professional® der Firma Microsoft® ausgestattet und stellt die Plattform für die Entwicklungsumgebung der siemensspezifischen Programmiersprache Step 7 für die Steuerung WinAC RTX dar. Außerdem werden parallel dazu das eigentliche Steuerungsprogramm bearbeitet und die Prozeßdaten aktualisiert.

Einen Eindruck der kompletten Industriesteuerung vermittelt Bild 6-4. Natürlich besteht die Industriesteuerung nicht nur aus dem PC und der dezentralen Peripherie der Steuerung, sondern enthält auch die Schalteinrichtung für die elektrische Einspeisung, die Schütze für die Elektromotoren, Spannungsversorgungen, diverse Schutzeinrichtungen und Bedienelemente.

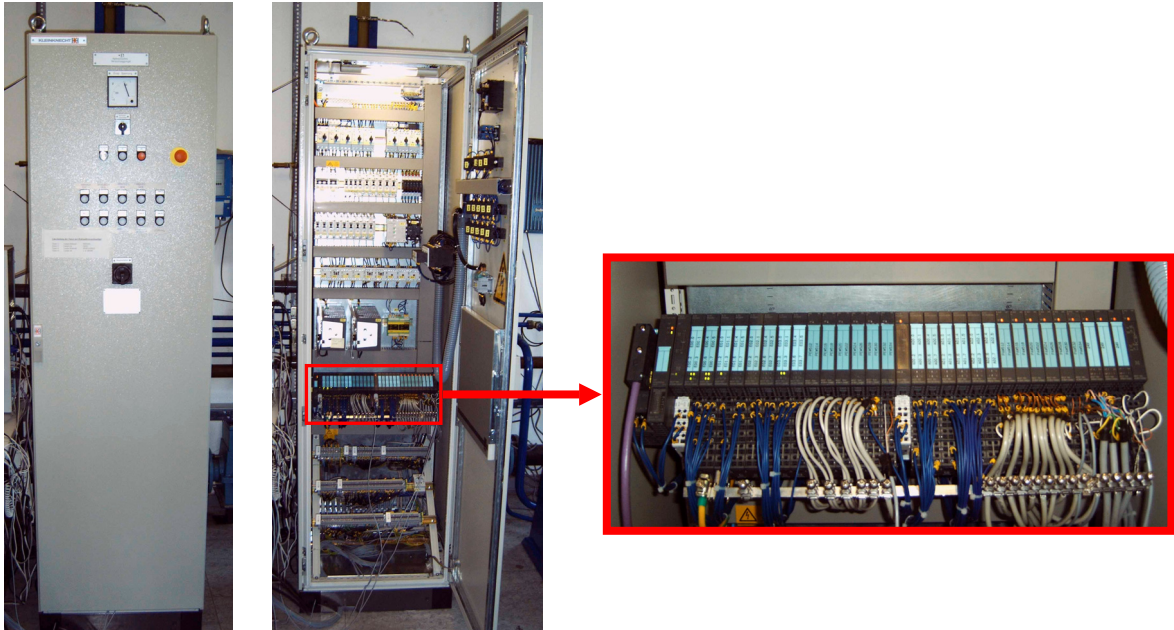


Bild 6-4: Industriesteuerung mit Siemens WinAC RTX

Die numerische Leistungsfähigkeit dieses Systems ist dabei stark abhängig von der Hardwarekonfiguration des Steuerungscomputers. Typische Bearbeitungszeiten für Gleitkommaoperationen liegen bei $0,05 \mu\text{s}$ [W1].

6.3 Steuerungsprogramm

6.3.1 Struktur

Das Steuerungsprogramm der Siemens WinAC RTX ist in 4 Teilprogramme strukturiert. Die Aufteilung erfolgte nach Funktionalitäten, wie in Bild 6-5 als Übersicht dargestellt. Um die Ablauffähigkeit der Programmteile *Modell Presse*, *Modell Schmiedeteil* und der *EZSP* zu ermöglichen, wird ein Programm zur Maschinensteuerung benötigt. Dieses hat nachfolgende Funktionen:

1. Motoren der Pumpen für Druckölversorgung, Ölkühlung und Filterung der Fluids zu schalten
2. Realisierung eines Steuerungsinterfaces zum Bediener

6.3 Steuerungsprogramm

3. Überwachung der Sensoren auf Störungen
4. Bereitstellung eines Dateninterfaces für die Proportionalventile, die Wegmeßsysteme und die Drucksensoren.

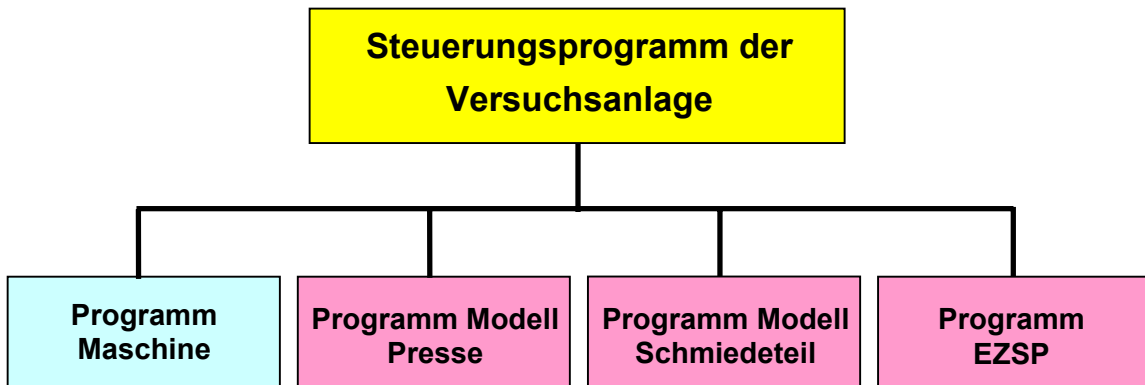


Bild 6-5: Unterprogramme der Siemens WinAC RTX zum Betrieb der Versuchsanlage

Nach Inbetriebnahme der Versuchsanlage zeigte sich, daß die Zykluszeit T_{St} , d. h. die Länge der Bearbeitungszeit des vollständigen Programmes zu groß war und außerdem variierte, wie aus der Messung von Bild 6-6 ersichtlich.

Als Ursache dafür wurden die unterschiedlichen Rechenzeiten der einzelnen Unterprogramme ermittelt, die sich während des Prozeßablaufes ständig ändern.

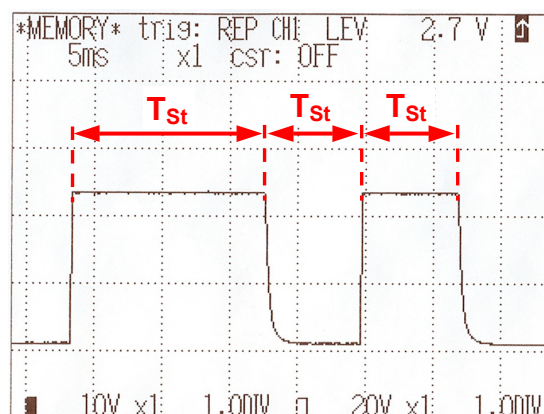


Bild 6-6: Messung der Variation der Programmlaufzeit im Bereich zwischen $T_{St} = [7 \dots 15]$ ms

Für die Programmteile *Modell Presse*, *Modell Schmiedeteil* und der *EZSP* ist eine Abtastung des Prozesses zu diskreten Zeitpunkten und mit gleichen zeitlichen Abständen unumgänglich.

Um das zu gewährleisten, werden diese Unterprogramme in konstanten Zeitintervallen von 4 ms zyklisch aufgerufen, und das Maschinensteuerungsprogramm dazu unterbrochen. Bild 6-7 stellt diese Zusammenhänge graphisch dar.

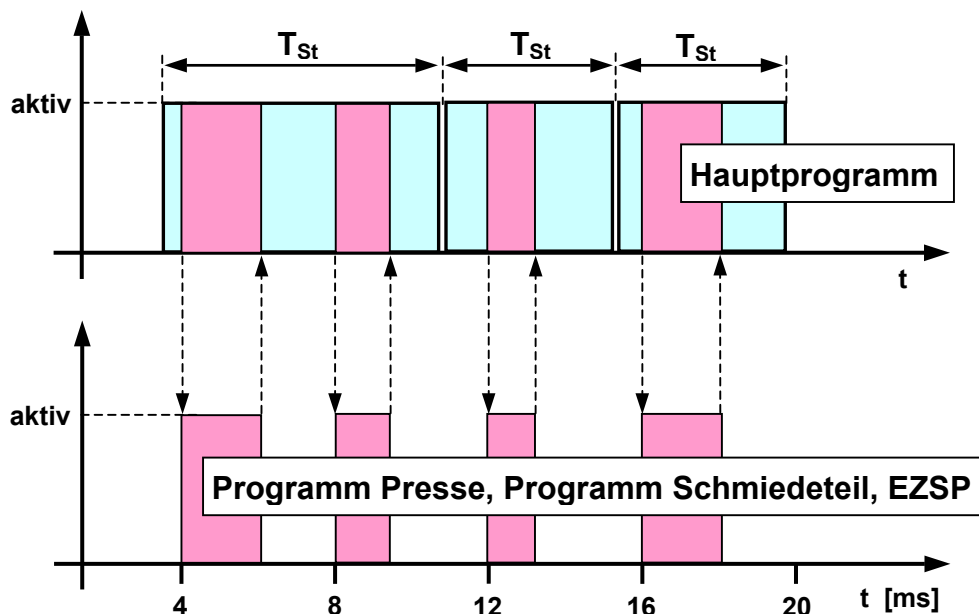


Bild 6-7: Interruptsteuerung für die Unterprogramme *Modell Presse*, *Modell Schmiedeteil* und der *EZSP*

Durch den interruptgesteuerten Aufruf der Unterprogramme *Modell Presse*, *Modell Schmiedeteil* und der *EZSP* ist ein zyklischer Datentransfer von der Sensorik (Wegmeßsysteme, Drucksensoren) zu den Aktoren (Proportionalventile) gewährleistet.

6.3.2 Aufbau Modell Presse

In vereinfachter Betrachtungsweise verfügt eine Freiformpresse nur über zwei mögliche Betriebszustände. Den Vorschub und den Rückzug des Arbeitszylinders. Eine Beschreibung ist mit einem Petri-Netz [T2] nach Bild 6-8 möglich und sinnvoll. Der Übergang von Zustand Rückzug in

Zustand Vorschub ist dabei nur bei Erfüllung der Transition T1 möglich bzw. Betriebszustand Rückzug bei Wahrheit von Transition T2. Das System kann somit nur zwischen diesen beiden Betriebszuständen "pendeln".

Dabei bedeutet der Betriebszustand Vorschub noch nicht automatisch, daß sich der Arbeitszylinder in diesem Zustand abwärts bewegt. Vielmehr löst die Anwahl des Betriebszustandes Vorschub die dazu notwendigen Aktionen aus. Für den Rückzug gilt sinngemäß das gleiche.

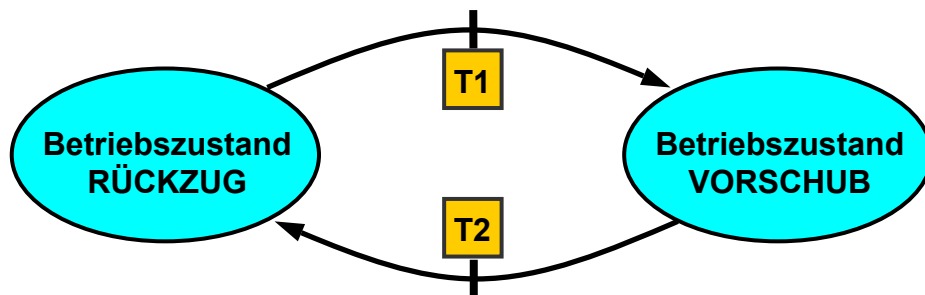


Bild 6-8: Petri-Netz des Pressenmodells der Versuchsmaschine

Die Transition T1 ist wahr, wenn der Rückzugszylinder im Betriebszustand Rückzug eine vorgegebene Position OB (oberer Bremspunkt) erreicht bzw. überschreitet und somit gilt

$$T1 = 1 \text{ bei } s_{VA} \geq OB \quad (6.1)$$

Die Transition T2 wird durch die *EZSP* gesteuert und greift extern in das Petri-Netz nach Bild 6-8 ein. Der vollständige Steuerungsablauf ist in Bild 6-9 dargestellt. Die Steuerung des Bewegungsablaufes des Arbeitszylinders AZ der Versuchsmaschine erfolgt ausschließlich durch Umschalten der Transitionen T1 und T2.

Eine reale Freiformpresse verfügt über getrennte Zylinder für die Arbeitsbewegung und den Rückzug. An der Versuchsmaschine steht dafür nur der Differentialzylinder AZ zur Verfügung.

Zur Nachbildung der gewünschten Funktionalität wird dazu die Kolbenseite des Differentialzylinders AZ als Arbeitszylinder betrachtet, und mit den Proportionalventilen SV_7 und SV_8 als gesteuerter Plungerzylinder betrieben.

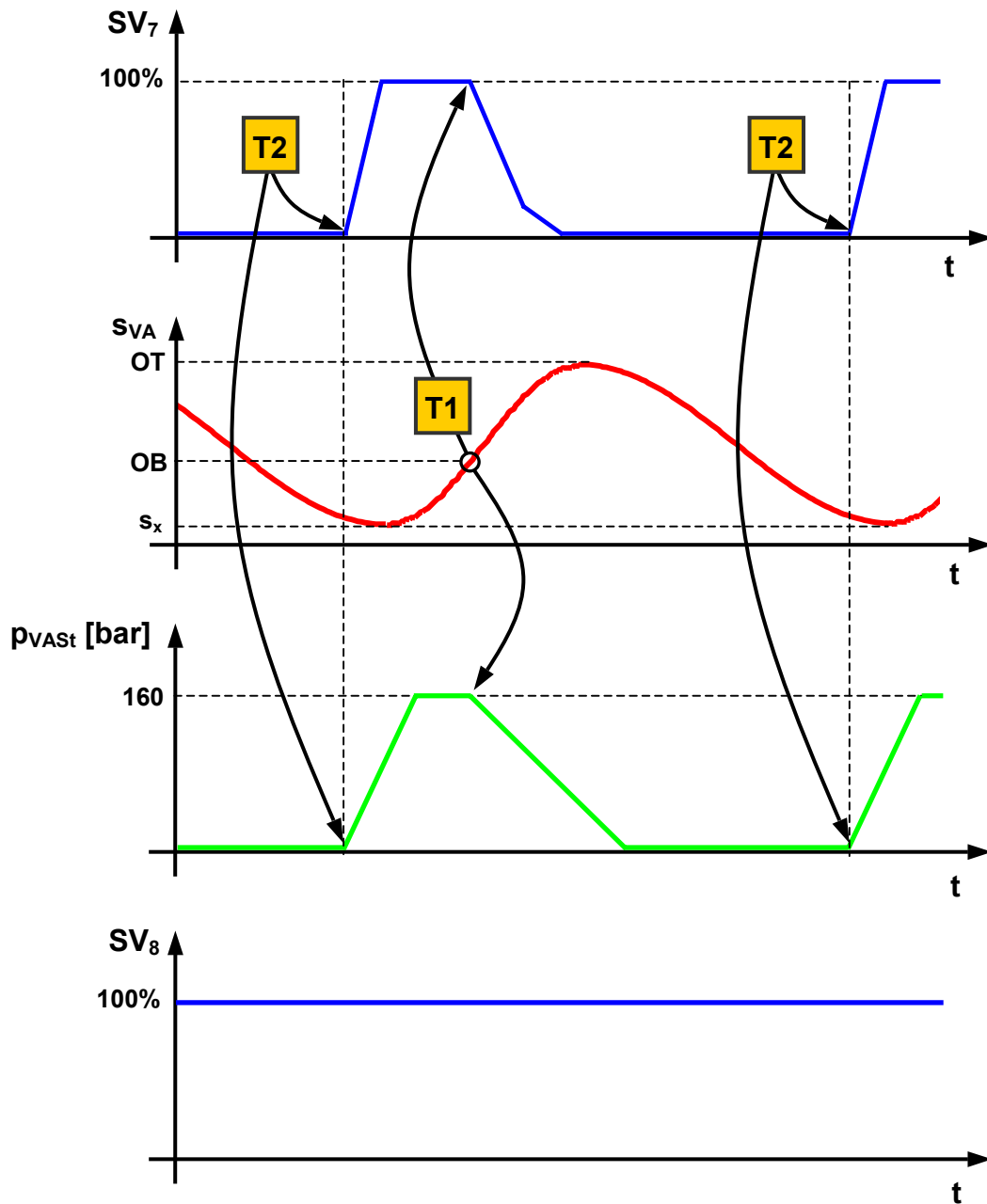


Bild 6-9: Ablauf der Steuerung des Pressenmodells der Versuchsmaschine

Im Bild 6-10 ist die Messung des zeitlichen Verlaufes der Ansteuerung der Kolbenseite vom Differentialzylinder AZ durch das Proportionalventil SV_7 dargestellt. Das Proportionalventil SV_8 ist dabei ständig geöffnet und ermöglicht einen permanenten Zufluß von Hydrauliköl aus dem Hochdrucksystem.

Die Entlastungsphase ist eine rampenförmige Funktion mit $t_R = 100$ ms. Daran anschließend folgt der Bereich der konstanten

6.3 Steuerungsprogramm

Rückzugsgeschwindigkeit und die Schließfunktion von SV_7 , um einen Richtungswechsel des Differentialzylinders vor Erreichen der mechanischen hinteren Endposition zu gewährleisten.

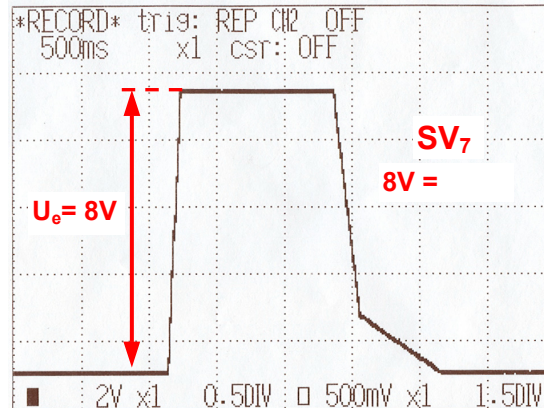


Bild 6-10: Messung des Ansteuerungsverlaufes für das Proportionalventil SV_7

Eine Detaildarstellung einer Messung der Entlastungsphase des Differentialzylinders AZ ist in Bild 6-11 dargestellt. Deutlich ist der Aufsetzpunkt auf das "Werkstück" mit sich anschließender Kompressions- und Umformphase erkennbar. Ein Vergleich zwischen realen Weg-Zeit-Verläufen von Freiformpressen und den Messungen an der Versuchsmaschine zeigt eine weitgehende Übereinstimmung des Ablaufes.

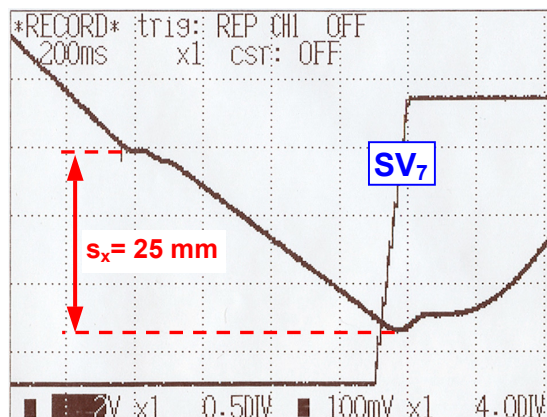


Bild 6-11: Messung des zeitlichen Wegverlaufes einer nachgebildeten Umformphase eines "Werkstückes"

Einen Überblick über einen vollständigen Bewegungsablauf des Differentialzylinders AZ vermittelt Bild 6-12.

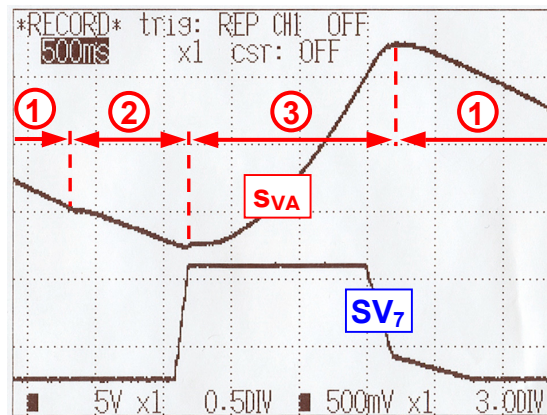


Bild 6-12: Messung eines vollständigen Bewegungsablaufes des Arbeitszylinders der Versuchsmaschine

Bereich 1: Absenkbewegung

Bereich 2: Umformbewegung

Bereich 3: Rückzugsbewegung

Die Stangenseite des Differentialzylinders AZ arbeitet in Verbindung mit den beiden Proportionalventilen SV_5 und SV_6 als Rückzugszylinder. Dieses System wird als Druckregler gesteuert und ermöglicht die Generierung einer veränderlichen Kraft für die Rückzugsbewegung. Programmtechnisch ist der eingesetzte Druckregler als nichtlinearer P-Regler konzipiert. Er ist funktionell identisch mit dem System zur Gegenkraftherzeugung für das Modell Schmiedeteil und wird in diesem Abschnitt genauer erläutert.

6.3.3 Aufbau Modell Schmiedeteil

Da ein reales Werkstück nicht verfügbar ist, muß die benötigte Umformkraft F_w durch den zweiten Differentialzylinder KZ generiert werden. Dabei ist zu berücksichtigen, daß an der Freiformpresse das Werkstück plastisch verformt wird. Beim Rückzug des Arbeitszylinders

der Freifomprese sinkt somit die Gegenkraft innerhalb eines sehr kleinen Weges auf Null ab. Weiterhin wird beim echten Schmiedevorgang das Werkstück zwischen jedem Hub der Schmiedepresse weiterbewegt und hat bei Beginn des folgenden Umformvorganges wieder die Ausgangshöhe h_0 .

Um diesen Bewegungsablauf nachzubilden, wurde ein Petri-Netz gemäß Bild 6-13 entworfen.

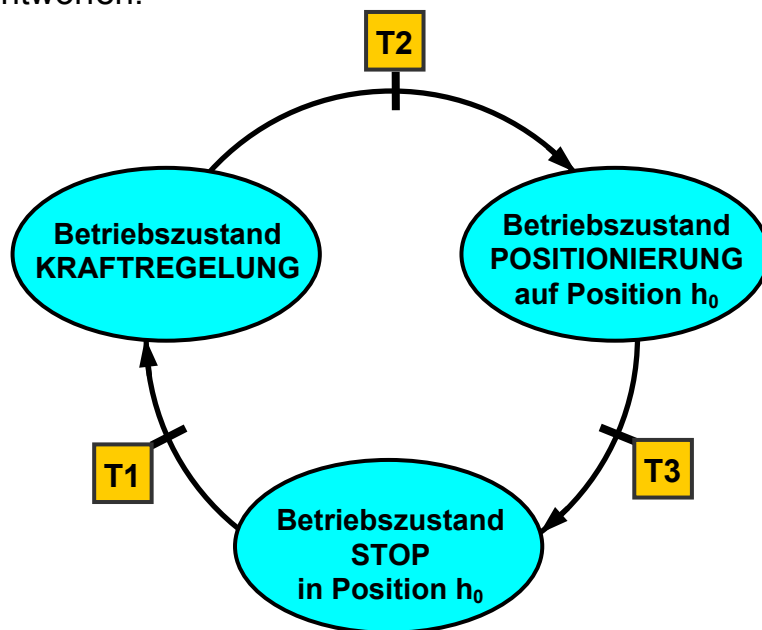


Bild 6-13: Petri-Netz vom Modell Schmiedeteil

Die am Differentialzylinder AZ montierte Masse m kommt bei der Vorwärtsbewegung des Differentialzylinders AZ in Kontakt mit der sich im Bewegungsbereich befindlichen Kolbenstange des Differentialzylinders KZ. Dieser ist auf die Position h_0 positioniert und im Betriebszustand Stop.

Beim Kontakt wird sich die Position des Differentialzylinders KZ geringfügig verringern. Diese Positionsänderung wird in der Steuerung erkannt und daraus die Schaltbedingung für Transition T1 generiert. Das System wechselt vom Betriebszustand Stop in den Betriebszustand Kraftregelung.

Das Proportionalventil SV_1 arbeitet zusammen mit der Kolbenseite des Differentialzylinders KZ als proportionaler Druckregler. Die Stangenseite des Differentialzylinders KZ ist durch vollständige Öffnung vom Proportionalventil SV_3 drucklos geschaltet.

Dieses System erzeugt die dem Druck proportionale positionsabhängige Umformkraft F_W . Die Größe der Umformkraft F_W wird in der Steuerung nach Gleichung (3.20) in Echtzeit berechnet und dem Druckregler ständig als aktualisierte Sollgröße vorgegeben. Die benötigte aktuelle Position s_{VK} ist durch das Wegmeßsystem verfügbar und die zur Berechnung der Umformkraft F_W benötigten Materialkennwerte sind als Konstanten in der Steuerung hinterlegt. Als Istwert steht der aktuelle Meßwert des Druckaufnehmers der Kolbenseite vom Differentialzylinder KZ zur Verfügung. Ein linear proportional wirkender Regler erwies sich bei der Erprobung des Druckregelkreises als ungeeignet. Sowohl die Strecke - der Differentialzylinder KZ als auch das Stellglied - das Proportionalventil SV_1 weisen Nichtlinearitäten auf, welche kompensiert werden mußten. Für das Proportionalventil SV_1 konnte eine ausreichende Linearisierung durch die Kompensation der Durchflußlastfunktion nach [B2] erreicht werden. Dieser druckabhängige Faktor läßt sich mit guter Näherung nach Gleichung (6.1) angeben.

$$k_p = \sqrt{\frac{p_v}{p_{VKK}}} \quad (6.1)$$

ausdrücken. Hydraulikzylinder besitzen eine von der Kolbenposition abhängige Kreisfrequenz ω_0 . Für Plungerzylinder errechnet sich diese nach [R6, R7] zu

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{A_{VKK}^2 \cdot E_{Öl}}{\left(\frac{s_{VK_max}}{2} - s_{VK}\right) \cdot A_{VKK} + V_R} \cdot m} \quad (6.2)$$

Mit $A_{VKK} = 12,56 \text{ cm}^2$, $E_{Öl} = 15000 \text{ bar}$, $V_R = 300 \text{ cm}^3$, $m = 5 \text{ kg}$ und $s_{VK_max} = 500 \text{ mm}$ ergibt sich ein Verlauf der Eigenfrequenz ω_0 des Zylinders KZ nach Bild 6-14.

6.3 Steuerungsprogramm

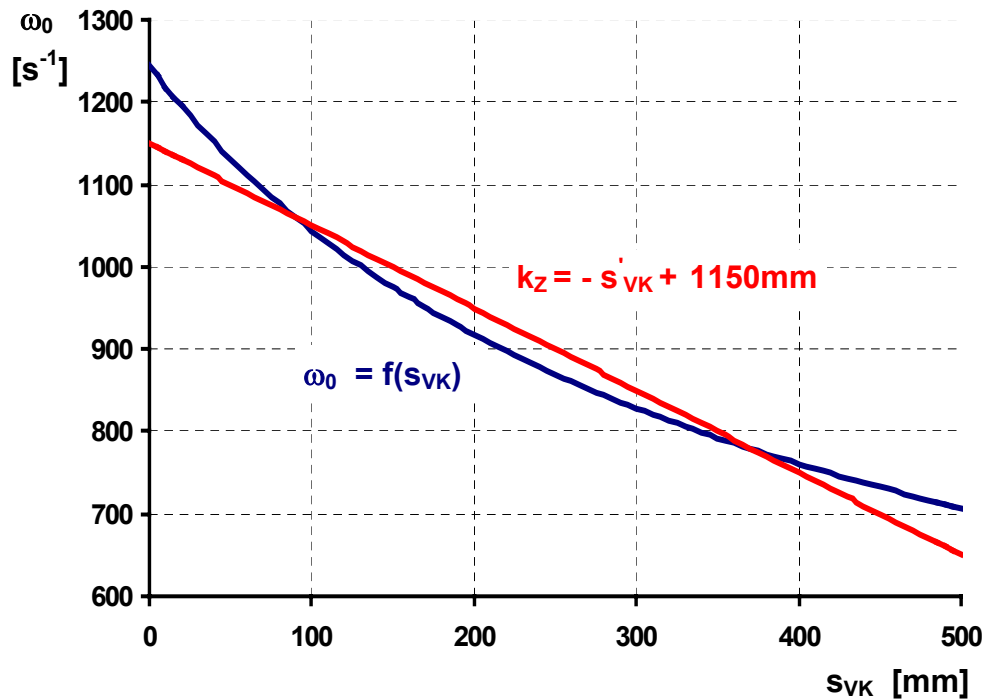


Bild 6-14: Verlauf der Kreisfrequenz ω_0 des Zylinders KZ und Linearisierungsfunktion für den positionsabhängigen Faktor k_Z .

Aus der graphisch ermittelten Linearisierung kann k_Z mit $s'_{VK} = s_{VK_max} - s_{VK}$ ermittelt werden zu

$$k_Z = 1150\text{mm} - (s_{VK_max} - s_{VK}) = 650\text{mm} + s_{VK} \quad (6.3)$$

Der gesuchte, positions- und druckabhängige Verstärkungsfaktor k_R ist mit Berücksichtigung von Gleichung (6.2) und Gleichung (6.3) somit

$$k_R = k_P \cdot k_p(p) \cdot k_Z(s_{VK}) \quad (6.4)$$

$$k_R = k_P \cdot \left(\sqrt{\frac{p_V}{p_{VKK}}} \right) \cdot (s_{VK} + 650\text{mm})$$

Der konstante proportionale Wert des Verstärkungsfaktors des Druckreglers beträgt $k_P = 7,7 \cdot 10^{-6}$ V/bar. Für die Bereiche von $s_{VK} = [0 \dots 500]$ mm und $p_{VKK} = [1 \dots 160]$ bar ergibt ein Kennlinienfeld des Verstärkungsfaktors k_R nach Bild 6-15.

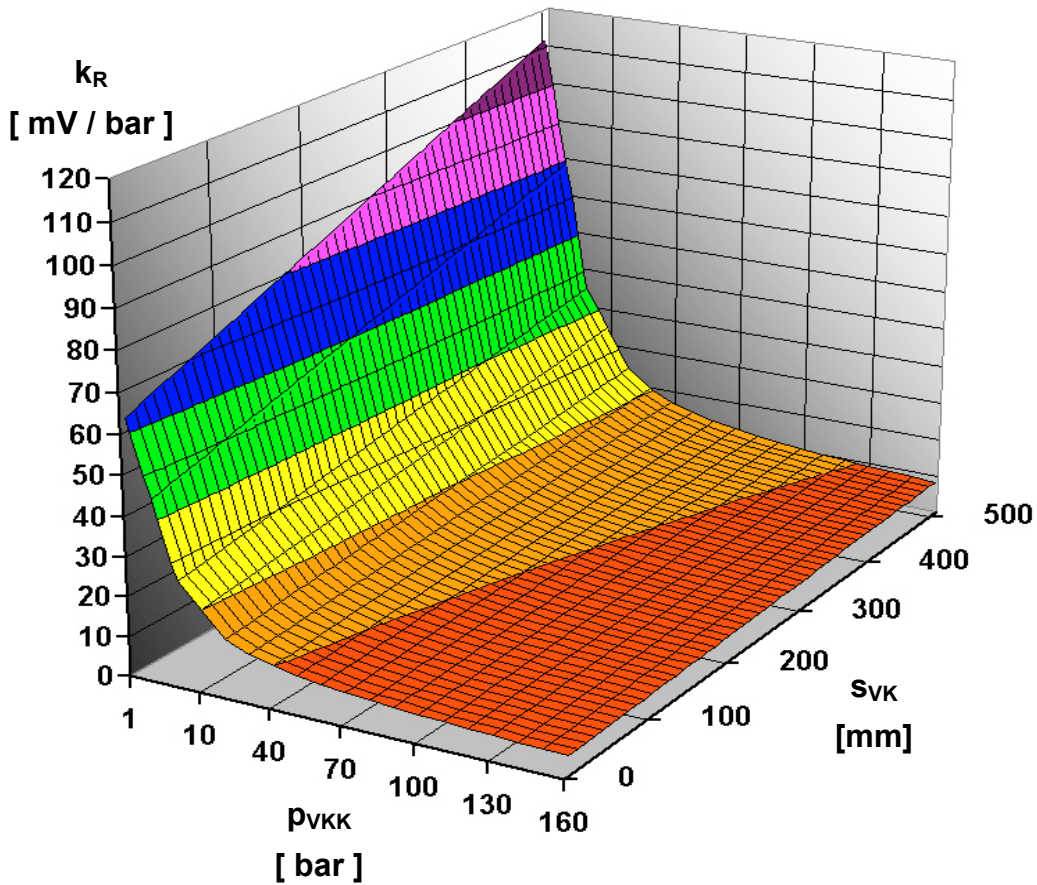


Bild 6-15: Änderung des proportionalen Verstärkungsfaktors k_R in Abhängigkeit von Zylinderposition s_{VK} und Druck p_{VKK}

Die mit diesem Druckregler erreichbaren zeitlichen Verläufe der Gegenkraft entsprechen mit guter Näherung realen Verläufen der Umformkraft F_W .

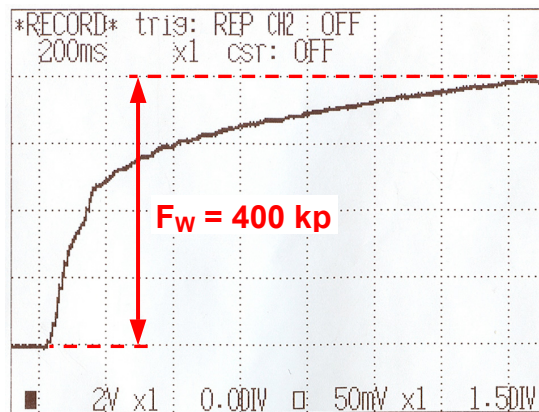


Bild 6-16: Beispiel einer Messung des zeitlichen Kraftverlaufes der Umformkraft F_W an der Versuchsmaschine

Die im Bild 3-14 dargestellten Ergebnisse der Simulation der Freiformpresse in DSH^{plus} zeigen weitgehende Übereinstimmung mit der Messung des Kraftverlaufes in Bild 6-16.

6.3.4 Aufbau EZSP

Der Aufbau des Programms EZSP für die Versuchsanlage entspricht weitgehend der Struktur nach Bild 5.2.

Abweichend davon wurden zwei Programmkomponenten nicht umgesetzt. Diese sind

1. Berechnung der optimalen Entlastungsfunktion
2. Kompensation des Zeitverhaltens vom Proportionalventil

An der Versuchsanlage ist das Verhältnis zwischen dem in der Tankleitung enthaltenen Ölvolumen und dem zu betrachtenden maximalen Kompressionsvolumen wesentlich größer als an einer realen Freiformschmiedepresse. Versuche zeigten, daß Änderungen der zeitlichen Verläufe der Entlastungsfunktion an der Versuchsmaschine nahezu keinen Einfluß auf die Schwingungen in der Tankleitung haben. Für die Untersuchungen wurden aus diesem Grunde rampenförmige Entlastungsfunktionen gewählt und fest vorgegeben.

Die Proportionalventile an der Versuchsmaschine verfügen über eine sehr geringe Schaltzeit von $t_v = 3,5$ ms bei 100% Ansteuersignal [P2]. Die für die Versuche gewählten Rampenzeiten liegen im Bereich von $t_R = [100 \dots 300]$ ms. Die Simulation in Bild 6-17 zeigt, daß der Fehler zwischen einem rampenförmigen Eingangssignal $x_e(t)$ mit $t_R = 200$ ms und dem wahren Verlauf $x_a(t)$ sehr klein ist und somit kaum Einfluß auf die Meßergebnisse hat.

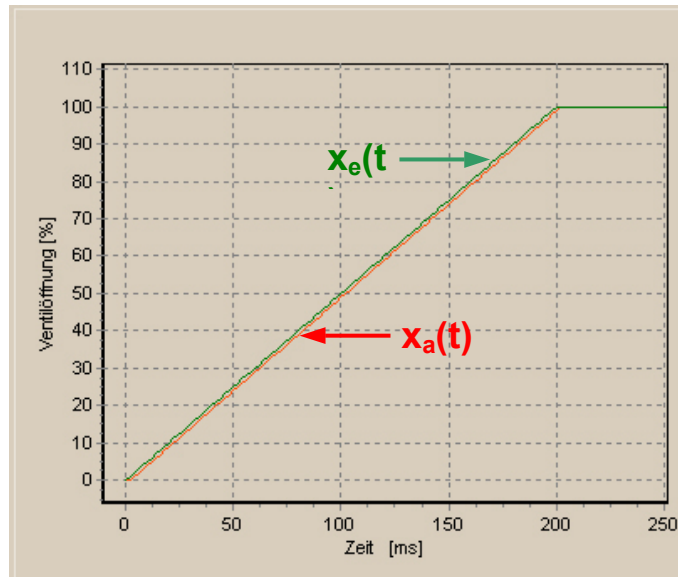


Bild 6-17: Simulation der Übergangsfunktion des Proportionalventiles D1FP der Firma Parker Hannifin GmbH mit $\tau_v = 2,2 \text{ ms}$ für eine rampenförmige Ansteuerung mit $t_R = 200 \text{ ms}$

Notwendig dagegen war, die Abweichungen zwischen den meßtechnisch ermittelten Verläufen nach Bild 6-18 [P2] und der idealen Druck-Volumenstrom-Kennlinie gemäß Gleichung (3.1) für die eingesetzten Proportionalventile mit Kolbentyp E50F abzugleichen.

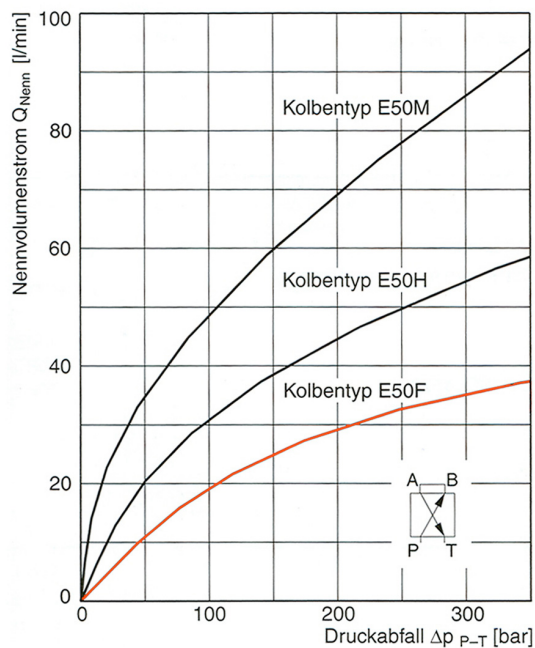


Bild 6-18: Meßtechnisch ermittelte Druck-Volumenstrom-Kennlinien des Proportionalventiles D1FP der Firma Parker Hannifin GmbH [P2]

6.3 Steuerungsprogramm

Mit den vom Hersteller bekannten Kennwerten des Proportionalventils D1FP wie maximaler Öffnungsquerschnitt $A_V = 4 \text{ mm}^2$, und aus dem Diagramm nach Bild 6-18 ermittelten Wertepaaren für Volumenstrom und Druckabfall, ist der Durchflußbeiwert α an verschiedenen Arbeitspunkten mit Gleichung (3.1) berechenbar. Bild 6-19 zeigt diese, besonders bei geringen Druckdifferenzen stark ausgeprägte Abhängigkeit des Durchflußbeiwertes α vom Druck

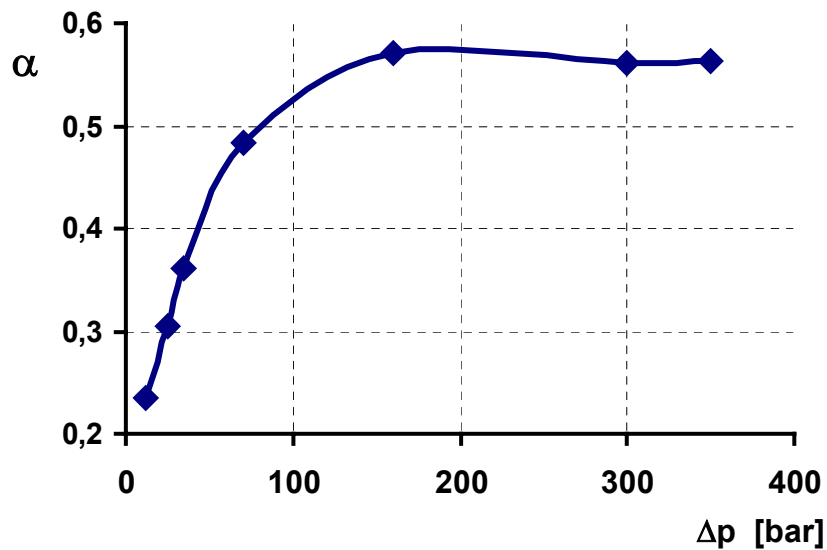


Bild 6-19: Veränderung des Durchflußbeiwertes α für das Proportionalventil D1FP

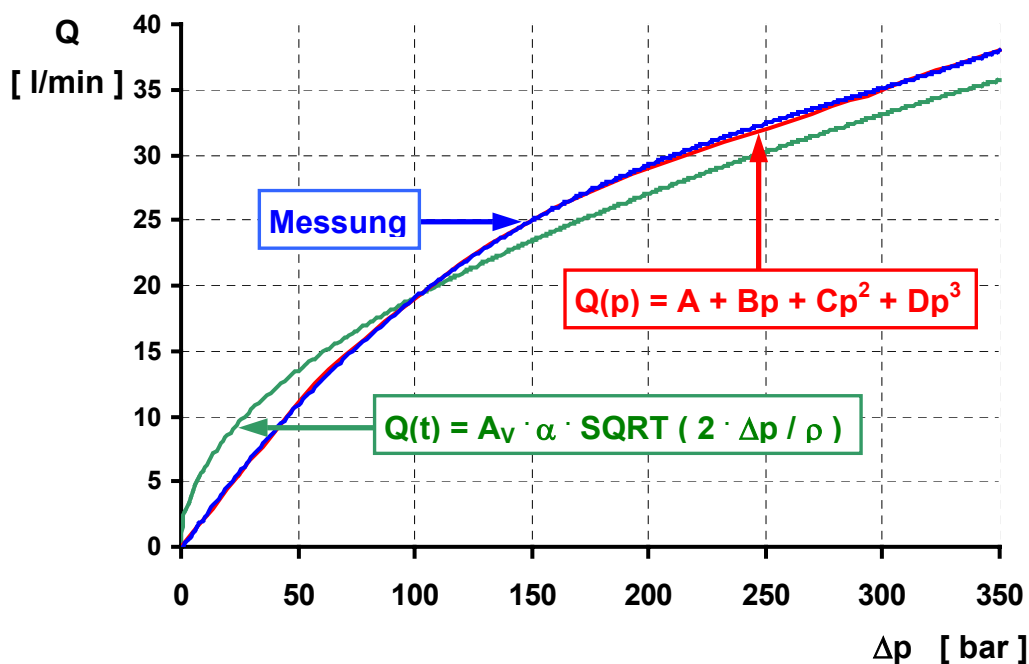


Bild 6-20: Druck-Volumenstrom-Kennlinien für das Proportionalventil D1FP der Firma Parker Hannifin GmbH

Zur Lösung des Problems wurde der wahre Verlauf von $Q(t)$ von Bild 6-18 durch eine Ausgleichsfunktion abgebildet. Mit einem Polynom 3. Grades konnte ein mittlerer Fehler von unter 0,7 % vom wahren Verlauf des Volumenstromes erreicht werden. Die Verläufe sind in Bild 6-20 dargestellt. Die Berechnung des Ausgleichspolynomes wurde ausgeführt nach Gleichung (6.5) mit den folgenden Koeffizienten.

$$Q(p) = A + B \cdot p + C \cdot p^2 + D \cdot p^3 \quad (6.5)$$

$$A = -2,108 \cdot 10^{-1} \quad [l/s]$$

$$B = +2,542 \cdot 10^{-1} \quad [l \cdot \text{bar} / s]$$

$$C = -6,963 \cdot 10^{-4} \quad [l \cdot \text{bar}^2 / s]$$

$$D = +8,038 \cdot 10^{-7} \quad [l \cdot \text{bar}^3 / s]$$

Der Verlauf des Fehlers in Abhängigkeit von der Druckdifferenz über beide Ventilkanten zeigt noch ein Maximum von etwa 4% bei 25 bar, welches im Vergleich zur Lösung des Problems mit Gleichung (3.1) aber etwa um den Faktor 10 kleiner ist.

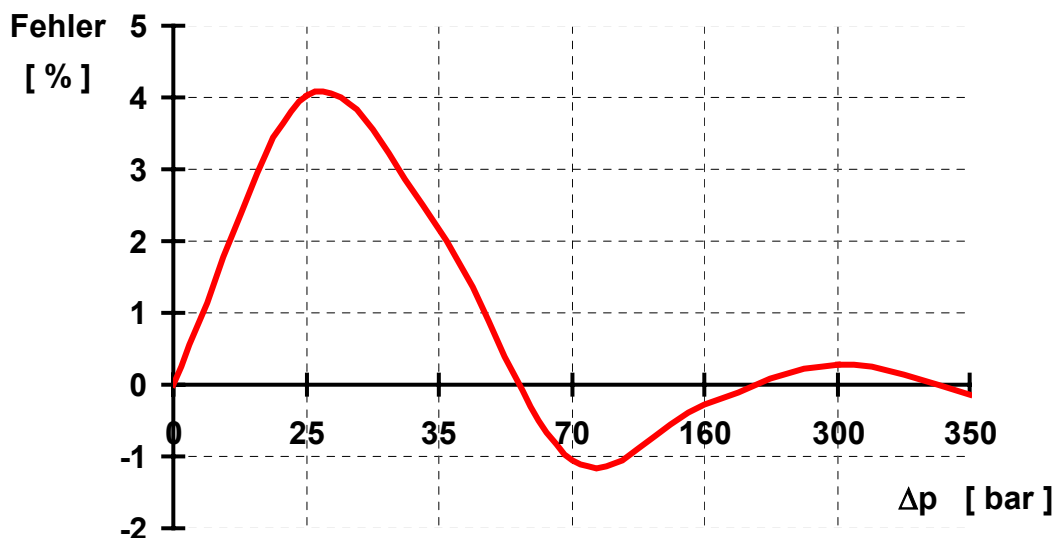


Bild 6-21: Verlauf des prozentualen Fehlers des Ausgleichspolynoms 3. Grades für die Druck-Volumenstrom-Kennlinie des Proportionalventiles D1FP

6.3 Steuerungsprogramm

Die Messungen zur erreichbaren Genauigkeit der EZSP an der Versuchsanlage konnten die Simulationsergebnisse bestätigen.

In Bild 6-22 ist die Auswertung von Messungen an der Versuchsanlage als auftretender absoluter Fehler in Abhängigkeit von der erforderlichen Umformkraft F_w ersichtlich.

Die Messungen wurden bei einem Umformweg von 25 mm durchgeführt. Untersuchungen mit größeren Eindringtiefen waren nicht möglich, da die Programmlaufzeiten der EZSP in der Steuerung dann den maximal zulässigen Wert der Zykluszeit von $T_{st} = 4$ ms überschritten.

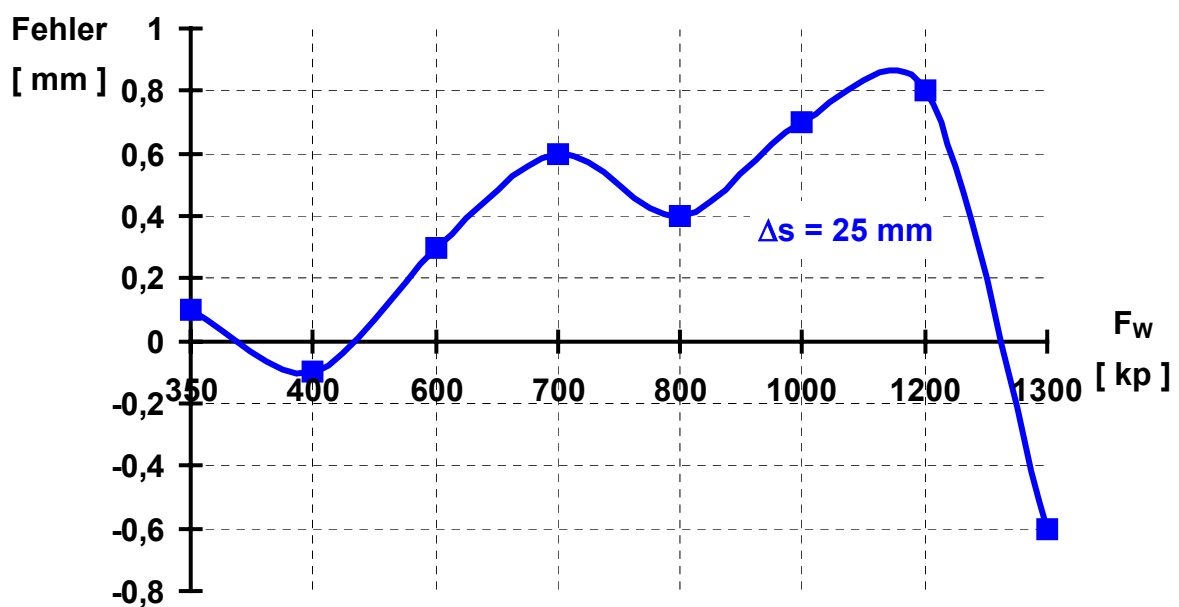


Bild 6-22: Verlauf des absoluten Prognosefehlers der EZSP an der Versuchsanlage

7 Zusammenfassung

In der Schwerindustrie sind motorische Antriebe unverzichtbarer Bestandteil heutiger Produktionsanlagen. Dominierend dabei sind elektromotorische Systeme.

Im Bereich der Umformtechnik überwiegen dagegen hydraulische Antriebssysteme. Hydraulikantriebe in Form von Zylindern als Linearantriebe oder auch rotatorische Systeme verfügen über große Robustheit, kompakte Baugröße und enorme Kräfte bzw. Drehmomente. Diese Eigenschaften prädestinieren deren Einsatz an Umformmaschinen, zu denen auch die in dieser Arbeit behandelten Freiformschmiedepressen gehören.

Beim Freiformschmieden erzeugt ein hydraulisch angetriebener Zylinder eine Vorschubbewegung, welche auf das umzuformende Werkstück wirkt. Unter der Wirkung dieser Kraft verformt sich das Werkstück plastisch. Diese Umformbewegung bleibt bestehen, solange Fluid in den Zylinder gefördert wird. Wird der Zufluß unterbrochen oder vom Zylinder abgeleitet, kommt diese Bewegung zeitverzögert zum Stillstand. Letzteres Verfahren ist praktisch von Bedeutung.

Zielstellung beim Freiformschmieden ist es natürlich, vorgegebene Werkstückgeometrien möglichst genau zu erreichen. Eine exakte Berechnung dieses "Nachlaufes" der Presse ist allerdings kaum durchführbar. Zum einen sind die aktuell wirksamen Prozeßgrößen nur ungenau bekannt, andererseits ist die Physik des umzuformenden Werkstückes in Verbindung mit dem hydraulischen System der Presse relativ komplex. In der Praxis dominieren daher pragmatische Lösungen, welche als iterativ korrigierende Schätzverfahren bezeichnet werden können. Gravierender Nachteil dieser Vorgehensweise ist, daß die Maßhaltigkeit erst nach 2 bis 3 Umformbewegungen der Presse gefunden werden kann und auftretende Prozeßstörungen zu erneuten Abweichungen vom gewünschten Sollmaß führen.

In der vorliegenden Arbeit wurde untersucht, ob es möglich ist, während des aktuellen Umformprozesses eine Prognoserechnung für das Vorhaltemaß der Freiformpresse durchzuführen.

Dazu werden die, den Umformprozess charakterisierenden, zeitlichen Verläufe der Position des Pressenzylinders und des hydraulischen

Druckes während der aktuellen Umformung aufgezeichnet und gespeichert. Mit diesen Datensätzen können Ausgleichspolynome gefunden werden, welche geeignet sind, den weiteren Verlauf der Umformung zu beschreiben. Gemeinsam mit den zur Verfügung stehenden technischen Daten der Presse sind diese Funktionen Eingangsgrößen für eine Modellrechnung, die in Echtzeit eine Prognose des benötigten Vorhaltemaßes ausführt. Da das Verfahren der Echtzeitschmiedemaßprognose (EZSP) die aktuellen Meßdaten mit berücksichtigt, treten Abweichungen, wie bei den herkömmlichen Verfahren, nicht auf. Die EZSP ermittelt für die aktuelle zur Zeit ablaufende Umformung das benötigte Vorhaltemaß. Prozessveränderungen, wie z.B. veränderte Umformgeometrien, werden somit automatisch erfaßt und berücksichtigt.

Der zeitliche Verlauf des abfließenden Ölstromes bei Entlastung der Presse wird in der EZSP, abhängig vom Kompressionsvolumen und vom Hydraulikdruck im Zylinder, optimal berechnet. Das stark nichtlineare Durchflußverhalten und die auftretenden zeitlichen Verzögerungen der zur Entlastung der Presse genutzten Schmiedeventile werden durch ein neues Kompensationsverfahren weitgehend minimiert.

Durch Nutzung des kommerziellen Simulationswerkzeuges DSH^{plus}, welches speziell für hydraulische Systeme entwickelt wurde, war es möglich, das Verfahren der EZSP zu verifizieren und die Theorie praxisnah zu bestätigen. Bei diesen Untersuchungen konnte eine Prognosegenauigkeit von besser als 1 mm im gesamten Arbeitsbereich einer 25 MN - Presse nachgewiesen werden.

Als weiteren Schritt auf dem Weg der Umsetzung der EZSP in die Praxis wurde das Steuerungskonzept in eine Industriesteuerung implementiert. Diese Industriesteuerung ist Kernstück einer hydraulischen Versuchsanlage, welche speziell für diese Untersuchungen konzipiert und aufgebaut wurde. Mit dieser Anlage ist es möglich, die Abläufe einer Freiformschmiedeanlage nachzubilden. Die Auswertung der durchgeführten Messungen bestätigte die Funktionalität der EZSP.

Das Verfahren der EZSP und der Kompensation des Ventileinflusses ist Basis für zwei Patentanmeldungen.

In der weiteren Vorgehensweise ist geplant, gemeinsam mit der Firma SMS Meer die Ergebnisse dieser Arbeit in einem Pilotprojekt umzusetzen.

8 Literaturverzeichnis

- [A1] NN Atlas der Warmverformungseigenschaften von Nichteisenmetallen, Band 1 und 2, Deutsche Gesellschaft für Materialkunde, Oberursel, 1978
- [B1] Backé, W. Servohydraulik, Umdruck zur Vorlesung RWTH Aachen, 1992
- [B2] Boes, Ch. Hydraulische Achsantriebe im digitalen Regelkreis, Dissertation RWTH Aachen, 1995
- [B3] Bauer, G. Ölhydraulik, Teubner Verlag, Stuttgart, 1998, ISBN 3-519-10144-0
- [B4] Stüwe, B. Peenemünde West, Bechtermünz Verlag, München, 1999, ISBN 3-8289-0294-4, pp.156-157, 757
- [C1] Chen, M. Zustandgenerierung und ihre Rückführung bei fluidtechnischen Positionierantrieben, Dissertation RWTH Aachen, 1995
- [D1] Dankert, J. http://www.haw-hamburg.de/rzbt/dankert/~~/numet_5.pdf, Numerische Methoden, Vorlesung und Praktikum
- [D2] Dressel J., Griehl M. Die deutschen Raketenflugzeuge 1935-1945 Weltbild Verlag, Augsburg, 1995, ISBN 3-89350-692-6, pp.136-138

- [F1] Fister, W. Entwicklungsrichtung für Freiformschmieden mit Manipulatoren und Hilfseinrichtungen, In: Freiformschmieden, Grundlagen und betriebliche Verfahren, Verlag Stahleisen M.b.H., Düsseldorf, 1980, pp.26-40
- [F2] NN <http://fluid.power.net/fpn/docs/default.php3>,
<http://fluid.power.net/fpn/docs/software.php3>,
Fluid Power Net -- Software
- [G1] Geleji, A. Bildsame Formung der Metalle in Rechnung und Versuch, Akademie Verlag, Berlin, 1960
- [H1] Hensel, A., Spittel, T. Kraft- und Arbeitsbedarf bildsamer Formgebungsverfahren, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, 1978
- [H2] Hagen, W. URL: <http://www.whagen.de/publication/~~/LOSALA/LOSALA.HTM>
Das "Los Alamos Problem". Zur Entstehung des Computers aus der Kalkulation der Bombe, Henschel Verlag, Berlin, 2000
- [K1] Klein, A. Einsatz der Fuzzy-Logik zur Adaption der Positionsregelung fluidtechnischer Zylinderantriebe, Dissertation RWTH Aachen, 1993
- [K2] Kohmäscher, T., Deeken, M. Die Wärmebilanz einer Hydraulikanlage
In: O+P, Vereinigte Fachverlage,
Konstruktionsjahrbuch 2004/2005, Mainz, 2004,
ISBN 3-7830-0348-2, pp. 40-47

- [K3] Kopp, R. Theoretische Grundlagen des Freiformschmiedens , In: Freiformschmieden, Grundlagen und betriebliche Verfahren, Verlag Stahleisen M.b.H., Düsseldorf, 1980, pp.1-13
- [L1] Lee, H. Y., Lieb, A., Wiegels, H., Kopp, R.
Anwendung der Fuzzy-Logik bei der Regelung einer Schmiedepresse, In: Stahl und Eisen 114, Verlag Stahleisen GmbH, Nr.11, Düsseldorf, 1994, ISSN 0340-4803, pp. 93-97
- [L2] Lieb, A. Einsatz eines Fuzzy-Reglers an einer hydraulischen Schmiedepresse, Bericht vor dem Schmiedeausschuß des VDEh, Düsseldorf, 05.04.1995
- [L3] Lutz, H., Wendt, W.
Taschenbuch der Regelungstechnik, Verlag Harry Deutsch, Frankfurt am Main, 2002, ISBN 3-8171-1668-3
- [M1] Müller, E. Hydraulische Pressen und Druckflüssigkeitsanlagen, Bd.1, 3 Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1962
- [M2] Murrenhoff, H. Grundlagen der Fluidtechnik, Teil1: Hydraulik, Shaker Verlag, Aachen, 2005, ISBN 3-8265-9446-0
- [M3] NN Datenblatt Temposonics[®], R-Serie SSI, MTS Sensor Technologie GmbH & Co.KG, Lüdenscheid
- [N1] NN FLUIDON Gesellschaft für Fluidtechnik mbH, Handbücher DSH^{plus}, Aachen, 1995 - 2001

- [N2] Nötzel, R., Drahanaky, M., Bonfig K.W.
Ein einfaches Verfahren zur Parameter-
identifikation am Beispiel einer Freiform-
schmiedepresse; In: Sensoren, Signale,
Systeme; MPA - Messen Prüfen
Automatisieren, b-Quadrat Verlag, Kreuztal,
2004,
ISBN 3-933609-19-4, pp. 71 - 82
- [N3] Nötzel, R., Bonfig, K. W.
Benefit from using the software simulation tool
DSH^{plus} to analysis a forging press real time
model; In: 39th Spring International Conference
on Modelling and Simulation of Systems
MOSIS'05, Brno University of Technology,
Faculty of Information Technology;
Hradec nad Moravici, Czech Republic,
19. bis 21. April 2005
- [P1] Poluchin, P. J., Gun, G. J., Galkin, A. M.
Soprotivlenije plasticeskoj deformacii metallov i
spalov, Verlag Metallurgija, Moskva, 1983
- [P2] NN
Neuheiten in der Elektrohydraulik,
Katalog HY11-3290/DE, Parker Hannifin GmbH,
Kaarst, November 2003
- [P3] NN
Senso Control[®] - Sensoren, Datenblatt 4083,
Parker Hannifin GmbH, Kaarst, Juli 1997
- [R1] Rech,R., Schmidt, R., Schmitz, W.
Konzept zur Optimierung des Schmiede-
prozesses durch integriertes Datenmanagment,
In: Stahl undEisen 118, Verlag Stahleisen
GmbH, Nr.3, 1998, ISSN 0340-4803, pp. 47-51

- [R2] Rhodes, R. Die Atombombe oder die Geschichte des 8. Schöpfungsaktes, Grenoverlag, Nördlingen, 1988, ISBN 3-89190-522-X, pp.553, pp.775
- [R3] NN RD29135/05.03 Rexroth Bosch Group, Lohr am Main, 2003
- [R4] Reith, W. Informationsblatt Reith BRI-IC/ENW3, Rexroth Bosch Group, Lohr am Main, 15.09.2003
- [R5] Rühls, F., Neumann, A. Höhere Mathematik Determinanten, Bergakademie Freiberg, VEB Deutscher Verlag der Grundstoffindustrie, Leipzig, 1963
- [R6] Roosen, K. Hydraulische Stellantriebe mit Nebenstromregelung, Shaker Verlag, Aachen, Dissertation RWTH Aachen, 2002, ISBN 3-8322-0295-1
- [R7] NN Regelungskonzepte für elektrohydraulische Antriebssysteme, HTSR, Arbeitsunterlage, Rexroth Bosch Group, Lohr am Main, April 1994
- [S1] NN SMS Meer GmbH, Mönchengladbach, Produktinformation Open-die forging plants, HS/3.1335E 1000/05/04 Kb
- [S2] Stenzhorn, F. Beitrag zur empirisch - theoretischen Vorausplanung des Freiformschmiedens großer Blöcke mit Hohlräumen, Dissertation RWTH Aachen, 1992

- [S3] Schrüfer, E. Numerische Verarbeitung digitaler Signale,
 Hanserverlag, München, 1992,
 ISBN 3-446-16565-0
- [S4] Storoschew, M.W., Popow E.A.
 Grundlagen der Umformtechnik,
 Akademieverlag, Berlin, 1968
- [S5] Siebel, E. Die Formgebung im bildsamen Zustand, Verlag
 Stahleisen M.b.H., Düsseldorf, 1932
- [T1] Tomlinson, A., Stringer, J.D.
 Spread and elongation in flat tool forging,
 Journal of the iron and steel institute, 10/1959,
 pp.157-162
- [T2] Petri, C.A. Kommunikation mit Automaten, Dissertation,
 Institut für Instrumentelle Mathematik der
 Universität Bonn, 1962
- [W1] NN WinAC RTX 4.0, Benutzerhandbuch,
 Windows Automation Center RTX,
 Zeichnungsnummer ASE00299241-01,
 Dezember 2002
- [Z1] Zjuzin, V.I., Brovman, M. J., Melnikov, A. F.
 Soprotivlenije deformacie stalej pri gorjacz
 prokatke, Verlag Metallurgija, Moskva, 1964