

Modellbasierte nichtlineare Reglerentwicklung für eine servohydraulische Presse

Daniel Haslinger¹ und Reinhard Gahleitner¹

¹ Fachhochschule Oberösterreich, Campus Wels, Fakultät für Technik und angewandte Naturwissenschaften,
Stelzhamerstrasse 23, 4600 Wels.
Reinhard.Gahleitner@fh-wels.at

Abstract. Die Ökologisierung spielt in immer mehr Bereichen des Lebens eine zentrale Rolle, so ist es auch im Maschinenbau zunehmend wichtig Maschinen energieeffizient zu betreiben. Dieser Beitrag widmet sich dem ökologischen Design und Betrieb von hydraulischen Pressen. Dabei erfolgt zum einen ein Vergleich von zwei verschiedenen hydraulischen Grundschaltungen für eine servohydraulische Presse, die sich im Wesentlichen in Energieeffizienz und Regelgüte unterscheiden. Zum anderen liegt der Fokus auf dem Entwurf von nichtlinearen Regelungsstrategien für beide Grundschaltungen, wobei eine ausgewählte nichtlineare Regelungsstrategie genauer vorgestellt wird. Die Evaluierung am realen System bei Presskräften bis 1000 kN stellt ebenso einen weiteren zentralen Bestandteil dieser Arbeit dar. Im Ergebnis werden auf Basis qualitativ aufbereiteter Messdaten dieser Presse, die Unterschiede hinsichtlich Energieeffizienz und Regelgüte skizziert. Dieser Beitrag beruht auf der Masterarbeit des Erstautors, vgl. [1].

Keywords: Modellbasierte Entwicklung, Hydraulischer Linearantrieb, Nichtlineare Regelung.

1 Betrachtetes System

Das CAD-Modell des verwendeten Versuchsstands für die experimentellen Untersuchungen zeigt Abb. 1. Dabei handelt es sich um eine servohydraulische Presse, mit einer max. Presskraft von 1500 kN.

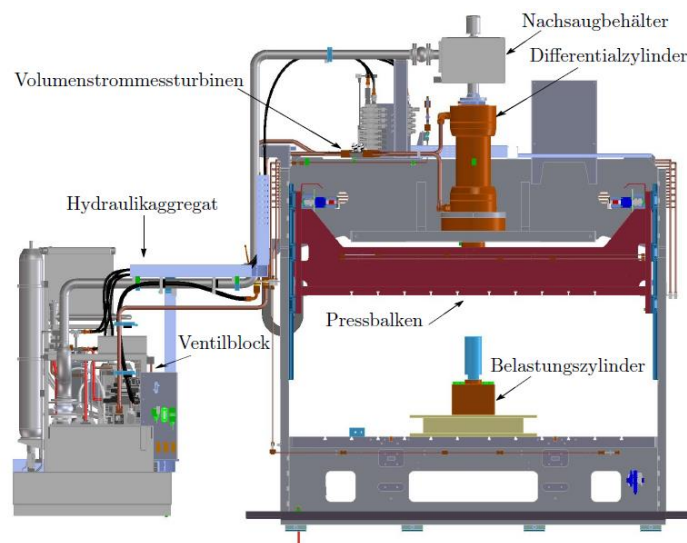


Abbildung 1: CAD Modell des realen Systems.

2 Grundschaltungen geregelter hydraulischer Antriebe

Hydraulische Antriebe lassen sich im Wesentlichen auf zwei Arten betreiben. Im ersten Fall wird über eine Pumpe ein konstanter Druck erzeugt und die Regelung der Position bzw. hydraulischen Kraft des Differentialzylinders erfolgt über ein hydraulisches Stetigventil, man spricht hier von einem ventilbasierten Antrieb. Im zweiten Fall wird über eine Drehzahlverstellung der Pumpe geregelt, dies wird als Servopumpenantrieb bezeichnet. Beim Betrieb mit einer 1-Quadranten-Pumpe wird zur Richtungsumschaltung ein 4/3-Wegeventil benötigt, vgl. Abb. 2. Mit Ersteren ist eine dynamische Prozessregelung möglich. Jedoch stellt die für die Regelung erforderliche „Verlustleistung“ einen erheblichen Nachteil dar. Um die Verluste über das Regelventil auf ein Minimum zu reduzieren, wird mit

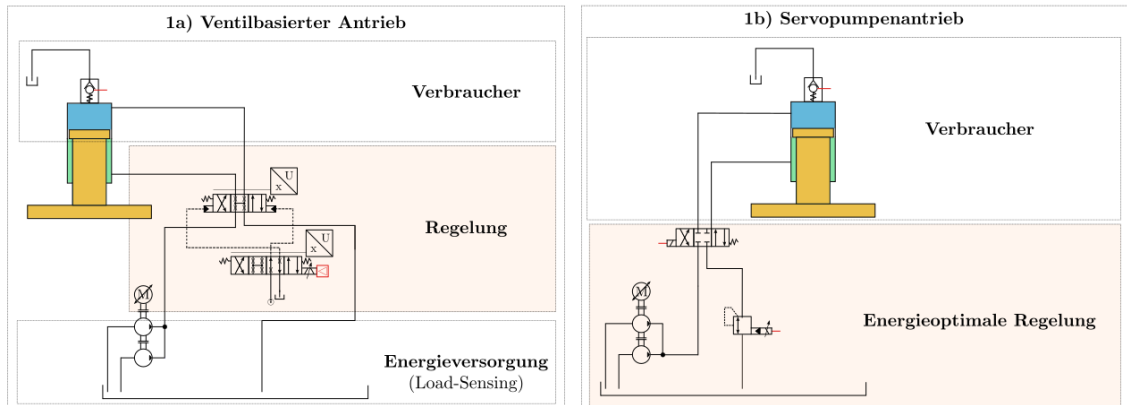


Abbildung 2: Vergleich zweier hydraulischer Grundschaltungen.

dem Servopumpenantrieb ein Load-Sensing betrieben. Als Servopumpenantrieb wird hier eine von einem drehzahlgeregelten Elektromotor angetriebene Innenzahnradpumpe mit konstantem Verdrängungsvolumen eingesetzt. Bei deren Verwendung in Regelkreisen, mit der Motordrehzahl als Stellgröße, ergibt sich schaltungstechnisch ein energieeffizientes hydrostatisches Getriebe. Allerdings liegen die Schwachstellen darin, dass sich der Verschleiß der Pumpe im Betrieb mit geringen Pumpendrehzahlen bei mittleren bis hohen Drücken deutlich erhöht. Außerdem ergibt sich wegen der verhältnismäßig hohen Trägheit nur eine geringere Dynamik gegenüber Regelkreisen mit Stetigventilen und der Position des Ventilschiebers als Stellgröße. Die Komplexität liegt nun in der Kombination von ventilbasiertem Antrieb und Servopumpenantrieb mit dem Ziel, eine energieeffiziente und dynamische Regelung zu erreichen, vgl. [3], [4], [5], [6] und [7].

3 Regelungsstrategien

Für die betrachteten Grundschaltungen erfolgt ein nichtlinearer Reglerentwurf, um eine dynamische Trajektorienfolgeregelung zu realisieren. Den Eingang $u = A_v$ des Systems stellt die Durchtrittsfläche A_v des Regelventils an den jeweiligen Steuerkanten dar. Die Systemgleichungen für eine Abwärts-Pressbewegung bzw. $u \geq 0$ ergeben sich aus der mechanischen Bewegungsgleichung des Pressenbalkens¹

$$\dot{x}_{PB} = v_{PB} \quad (1)$$

$$\dot{v}_{PB} = \frac{1}{m} (F_H + F_G - F_{ext} - F_R) \quad (2)$$

und der Druckaufbaudynamik in den beiden Zylinderkammern

$$\dot{p}_A = \frac{E}{V_{A,0} + A_K x_{PB}} (-A_K v_{PB} + c_{v,12} \sqrt{p_P - p_A} u) \quad (3)$$

$$\dot{p}_B = \frac{E}{V_{B,0} - \alpha A_K x_{PB}} (\alpha A_K v_{PB} - c_{v,12} \sqrt{p_B - p_T} u). \quad (4)$$

Die Implementierung nichtlinearer Regelungsstrategien erfordert i.A. die Kenntnis der Ist-Geschwindigkeit sowie Ist-Beschleunigung im Regelgesetz. Diese berechnen sich mit der vorhandenen Sensorik durch numerische Ableitungsbildung, deswegen sind die Signale mit einem erheblichen Quantisierungsrauschen überlagert. Um in der Praxis eine Möglichkeit zu schaffen, mit kostengünstigeren Wegmesssystemen, nichtlineare Regelungsstrategien einzusetzen wird versucht die Geschwindigkeit bei der Berechnung des Verdrängungsvolumenstroms zu eliminieren. Dies gelingt durch eine in [8] bzw. [9] entwickelte nichtlineare Zustandstransformation

$$z_A = p_A + E \ln(V_{A,0} + A_K x_{PB}) \quad (5)$$

$$z_B = p_B + E \ln(V_{B,0} - \alpha A_K x_{PB}). \quad (6)$$

¹ Die Bedeutung der Formelzeichen findet sich im Abkürzungsverzeichnis am Ende des Beitrags.

Die neuen Zustandsgrößen sind als aktuelle Drücke in den jeweiligen Zylinderkammern plus deren Abweichungen, welche aus der Veränderung der Kammervolumina resultieren, interpretierbar. In transformierten Koordinaten ergibt sich das Zustandsraummodell der Druckaufbaudynamik als

$$\dot{z}_A = \frac{E}{V_{A,0} + A_K x_{PB}} (c_{v,12} \sqrt{p_P - p_A} u) \quad (7)$$

$$\dot{z}_B = \frac{-E}{V_{B,0} - \alpha A_K x_{PB}} (c_{v,34} \sqrt{p_B - p_T} u). \quad (8)$$

Für den inneren Kreis wird eine Eingangs-Ausgangslinearisierung mit der Ausgangsfunktion

$$F_z = c(\mathbf{x}) = A_K z_A - \alpha A_K z_B \quad (9)$$

und dem Zustandsvektor $\mathbf{x} = [x_{PB}, v_{PB}, z_A, z_B]$ entworfen, vgl. [8], [9], [10] und [11]. Der innere Kreis mit dem Regelgesetz

$$u = \frac{k_i(F_{z,d} - F_z)(V_{A,0} + A_K x_{PB})(V_{B,0} - \alpha A_K x_{PB})}{A_K E (c_{v,12} \sqrt{p_P - p_A})(V_{A,0} + A_K x_{PB}) + (c_{v,34} \sqrt{p_B - p_T})(V_{B,0} - \alpha A_K x_{PB})} \quad (10)$$

ist als eine Art Kraftgenerator zu betrachten. Der äußere Regelkreis dient zur Stabilisierung der mechanischen Bewegung des Pressenbalkens. Abbildung 3 zeigt das Blockschaltbild dieser Regelungsstrategie. Der Reglerparameter k_i im inneren Kreis ist in Analogiebetrachtung als gewünschte Eigenfrequenz des Kraftgenerators in rad/s interpretierbar. Die Referenzkraft aus dem äußeren Kreis berechnet sich zu

$$F_{z,d} = m \ddot{x}_{PB,d} - k_{a,v}(\dot{x}_{PB} - \dot{x}_{PB,d}) - k_{a,x}(x_{PB} - x_{PB,d}) + F_R - F_G + F_{ext} + A_K E \ln(V_{A,0} + A_K x_{PB,d}) - \alpha A_K E \ln(V_{B,0} - \alpha A_K x_{PB,d}). \quad (11)$$

Für die Dynamik des Trajektorienfolgefehlers ergibt sich ein Verzögerungsglied zweiter Ordnung. Legt man nun eine gewünschte Eigenfrequenz ω_a in rad/s und eine Dämpfung $D = 1$

für die Dynamik des Trajektorienfolgefehlers fest, so ergeben sich die Reglerparameter zu

$$k_{a,x} = m \omega_a^2, \quad (12)$$

$$k_{a,v} = 2 m \omega_a, \quad (13)$$

vgl. [4], [12] und [13]. Mit dieser Strategie zeigen sich vor allem im dynamischeren Betrieb deutliche Vorteile gegenüber klassischen linearen Regelungen mit Vorsteuerungen.

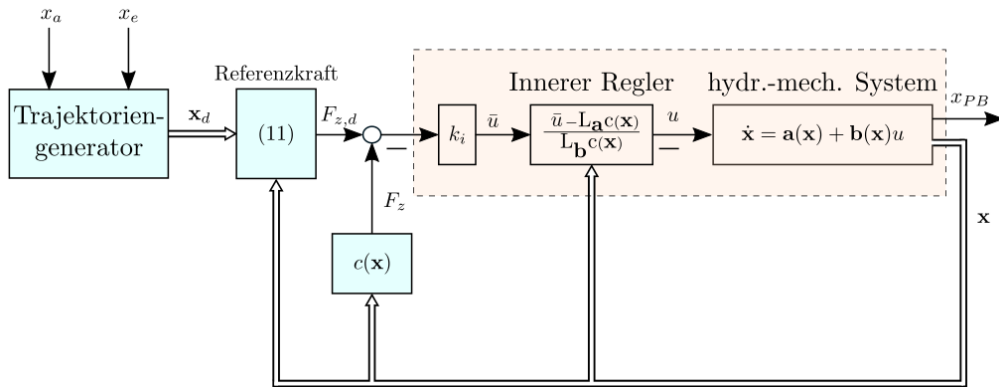


Abbildung 3: Blockschaltbild der nichtlinearen Regelungsstrategie mit Eliminierung der Geschwindigkeit und Beschleunigung im Regelgesetz.

4 Ergebnisse

Im Ergebnis wurden alle in [1] entwickelten nichtlinearen Regelstrategien hinsichtlich Regelgüte und Energieverbrauch untersucht und mit einfachen linearen Regelstrategien verglichen.

4.1 Evaluierung der Regelgüte

Ein wesentliches Ergebnis dieser Arbeit ist, dass sich optimal eingestellte lineare Regelstrategien mit Vorsteuerung für alle hydraulischen Grundschaltungen bei quasistationären Prozessen sehr gut eignen. Deutliche Vorteile der nichtlinearen Strategien ergeben sich bei dynamischeren Prozessen, die gleichzeitig eine optimale Positioniergenauigkeit und einen geringen Trajektorienfolgefehler erfordern. Zusammengefasst ergeben sich folgende Vorteile der nichtlinearen gegenüber den linearen Regelstrategien bei einem Servopumpenantrieb als Grundschaltung:

- deutliche Steigerung der Positioniergenauigkeit,
- max. Trajektorienfolgefehler deutlich geringer,
- 6-fache Beschleunigung möglich,
- Verringerung der Ausregelzeit (Taktzeit) um 30 %.

Die Vorteile der nichtlinearen gegenüber den linearen Regelstrategien mit einem ventilbasierten Antrieb sind:

- 2,5-fache Beschleunigung möglich
- Erhöhung der Maximalgeschwindigkeit um 43 %,
- deutliche Steigerung der Positioniergenauigkeit,
- sowie einer Verringerung der Ausregelzeit (Taktzeit) um 62 %.

Diese am realen System bei einer Presskraft von 1000 kN gezeigten, deutlichen Vorteile sind durch die Auswertung der regelungstechnischen Gütekriterien Positioniergenauigkeit Δx_{pB} und Ausregelzeit t_{ausr} in Tab. 1 ersichtlich. Um den Energieverbrauch für den ventilbasierten Antrieb so gering wie möglich zu halten wird versucht, die Regelventilstellung solange wie möglich in der maximalen Endlage zu halten, vgl. Abb. 4. Dabei verhält sich das Gesamtsystem im ersten Teil der Positionierung wie ein Servopumpenantrieb. Erst kurz vor der Zielposition wirkt die Regelventilstellung als Stellgröße, um den Pressenbalken kontrolliert auf seine Zielposition zu verzögern. Durch das im Frequenzumrichter implementierte Load-Sensing bleibt dabei die hydraulische Verlustleistung über das Regelventil möglichst gering.

	Servopumpenantrieb		Ventilbasierter Antrieb (mit Load-Sensing)	
	nichtlineare Strategie	lineare Strategie mit Vorsteuerung	nichtlineare Strategie	lineare Strategie mit Vorsteuerung
v_{max}	40 mm/s	35 mm/s	50 mm/s	35 mm/s
a_{max}	200 mm/s ²	30 mm/s ²	500 mm/s ²	200 mm/s ²
Δx_{pB}	0,14 mm	0,14 mm	0,05 mm	0,11 mm
t_{ausr}	2,16 s	3 s	1,22 s	1,92 s

Tabelle 1: Auswertung regelungstechnischer Gütekriterien am realen System bei Presskraft von 1000 kN.

4.2 Evaluierung des Energieverbrauchs

Auf Basis der am realen System bei einer Presskraft von 1000 kN aufgenommenen Messdaten erfolgt die Berechnung von Leistungen, Energien und Wirkungsgraden. Tab. 2 zeigt die Berechnungsergebnisse bei identischer Positionierung von 55 mm in 3 Sekunden mit einem ventilbasierten Antrieb sowie einem Servopumpenantrieb. Dabei stellt

$$W_{el} = \int_0^{te} P_{el}(t) dt \quad (14)$$

die elektrisch aufgenommene Energie des Elektromotors der Servopumpe,

$$W_{hydr} = V_P \int_0^{te} n(t) p_p(t) dt \quad (15)$$

die hydraulisch verrichtete Arbeit der Servopumpe und

$$W_{mech} = A_K \int_0^{te} (p_A(t) - \alpha p_B(t)) v_{pB}(t) dt \quad (16)$$

die mechanisch verrichtete Arbeit am Pressenbalken dar. Daraus berechnen sich die Wirkungsgrade

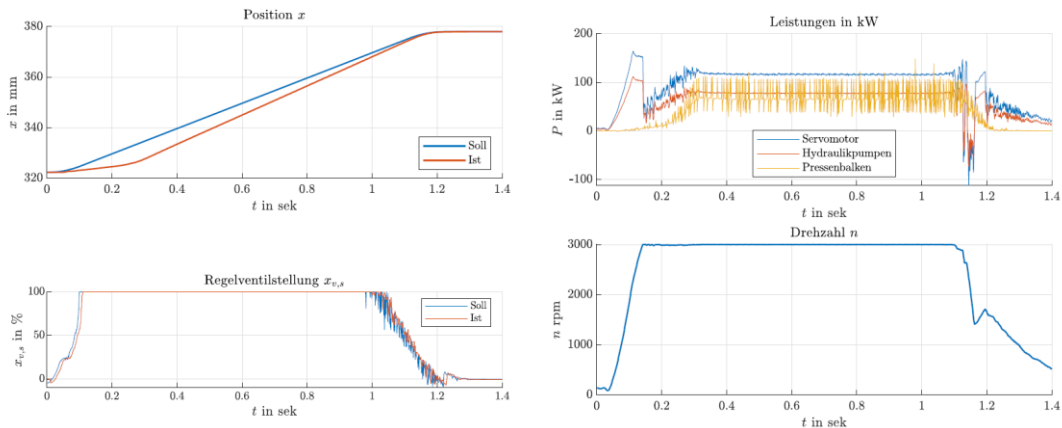


Abbildung 4: Optimale Abwärts-Pressbewegung am realen System bei 1000 kN.

$$\eta_{ges} = \frac{W_{mech}}{W_{el}}, \quad \eta_{hydr} = \frac{W_{mech}}{W_{hydr}}, \quad \eta_{el} = \frac{W_{hydr}}{W_{el}}.$$

Durch die Auslegung einer Presse als Servopumpenantrieb, ergibt sich ein deutlich geringerer Energieverbrauch als mit einem ventilbasierten Antrieb. Sind die Anforderungen an die Positionierung jedoch höher, beispielsweise sind hohe und ggf. zeitlich veränderliche Gegenkräfte am Pressenbalken vorhanden oder kurze Taktzeiten gefordert, so sind durch die geschickte Kombination von Servopumpenantrieb und ventilbasiertem Antrieb mit Load-Sensing auch energieeffiziente Lösungen möglich. Da die eingesparte Energie der hydraulischen Verlustleistung und somit der ins Öl eingebrachten Wärmeenergie entspricht, reduziert sich gleichzeitig auch die erforderliche Kühlleistung des Hydrauliköls. Dies wirkt sich wiederum positiv auf die Auslegung des Hydraulikaggregats aus.

	Servopumpenantrieb		Ventilbasierter Antrieb (mit Load-Sensing)	
	nichtlineare Strategie	lineare Strategie mit Vorsteuerung	nichtlineare Strategie	lineare Strategie mit Vorsteuerung
W_{el}	0,0294 kWh	0,0286 kWh	0,0454 kWh	0,0451 kWh
W_{hydr}	0,0203 kWh	0,0191 kWh	0,0304 kWh	0,0302 kWh
W_{mech}	0,0151 kWh	0,0158 kWh	0,0155 kWh	0,0155 kWh
η_{ges}	51,4 %	55,2 %	34,1 %	34,4 %
η_{hydr}	74,4 %	82,8 %	51 %	51,3 %
η_{el}	69,1 %	66,8 %	67 %	67 %

Tabelle 2: Evaluierung des Energieverbrauchs bei identischer Positionierbewegung von 55 mm in 3 s.

5 Zusammenfassung

In diesem Beitrag werden zunächst zwei hydraulische Grundschaltungen vorgestellt, die mittlerweile Stand der Technik sind. Der weitere Fokus liegt auf den zwei Kerninhalten, nämlich zum einen der Vorstellung einer nichtlinearen Regelstrategie bei ventilbasierten Linearantrieben mit kostengünstigeren Wegmesssystemen. Zum anderen die Evaluierung der Regelstrategien am realen System bei Presskräften von 1000 kN hinsichtlich Regelgüte und Energieverbrauch. Dabei ist an einer industrietypischen realen Presse aufgezeigt, dass sich mit nichtlinearen ventilbasierten Regelstrategien und Load-Sensing die Taktzeit erheblich verkürzen lässt, während sich die Positioniergenauigkeit erhöht. Die aus Messdaten berechneten Leistungen, Energien und Wirkungsgrade sind sehr aussagekräftige Ergebnisse zu möglichen Energieeinsparungspotentialen, welche sich bei der Wahl einer geeigneten hydraulischen Grundschaltung ergeben.

Danksagung: Die Autoren bedanken sich bei der Firma Fill Maschinenbau GmbH in Gurten sowie bei der Firma B&R Industrial Automation GmbH in Eggelsberg für die Möglichkeit und die finanzielle sowie die materielle Unterstützung beim Durchführen dieser Arbeit. Insbesondere zur uneingeschränkten Bereitstellung der benötigten Hardware im gesamten Zeitraum der Masterarbeit.

Literaturverzeichnis

- [1] D. Haslinger, Modellbasierte Reglerentwicklung für eine servohydraulische Presse, Masterarbeit, Fachhochschule Wels, Österreich, 2019.
- [2] D. Lovrec, M. Kastrevc und S. Ulaga, „Electro-hydraulic load sensing with a speed-controlled hydraulic supply system on forming machines,“ *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, 2009.
- [3] S. Helduser und D. Findeisen, Ölhydraulik, Bd. 6, Berlin und Krefeld, Deutschland: Springer Vieweg, 2014.
- [4] A. Jelali und M. Kroll, Hydraulic Servo-systems, Bd. 2, Düsseldorf und Ladenburg, Deutschland: Springer, 2003.
- [5] H. Murrenhoff, Servohydraulik, Bd. 4, Aachen, Deutschland: Shaker, 2012.
- [6] T. Neumann, „Untersuchungen von drehzahlveränderbaren Pumpen,“ TU Dresden, Dresden, Deutschland, 2001.
- [7] I. Rühlicke und S. Helduser, „Elektro-hydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbaren Pumpen,“ TU-Dresden, Dresden, Deutschland, 1997.
- [8] A. Kugi, K. Schlacher und G. Keintzel, „Position Control and Active Eccentricity Compensation in Rolling Mills,“ *at-Automatisierungstechnik*, 1999.
- [9] A. Kugi, Non-linear Control Based on Physical Models, Linz, Österreich: Springer-London, 2001.
- [10] W. Li und J. E. Slotine, Applied Nonlinear Control, Bd. 1, Ney Jersey, USA: Prentice Hall, 1991.
- [11] J. Adamy, Nichtlineare Systeme und Regelungen, Bd. 3, Darmstadt, Deutschland: Springer Vieweg, 2018.
- [12] B. Kulakowski und B. Ayalew, „Cascade tuning for nonlinear position control of an electrohydraulic actuator,“ *American Control Conference*, 2006.
- [13] J. Komsta, Nonlinear Robust Control of Electro-Hydraulic Systems, Bd. 1, Dresden, Deutschland: VDI Verlag, 2012.

Abkürzungsverzeichnis

x_{PB}	Ist-Position des Pressenbalkens in m	E	Ersatzkompressionsmodul Öl in Pa
v_{PB}	Ist-Geschwindigkeit des Pressenbalkens in m/s	F_H	Hydraulische Kraft in N
$x_{PB,d}$	Soll-Position des Pressenbalkens in m	F_G	Gewichtskraft in N
Δx_{PB}	Positioniergenauigkeit in mm	F_{ext}	externe Gegenkraft in N
v_{max}	maximal mögliche Geschwindigkeit in mm/s	F_R	Reibkraft in N
a_{max}	maximal mögliche Beschleunigung in mm/s ²	F_Z	transformierte hydraulische Kraft in N
t_{ausr}	Ausregelzeit (Taktzeit) in s	$F_{Z,d}$	transformierte hydraulische Soll-Kraft in N
m	Masse Zylinderkolben + Pressenbalken in kg	A_K	Zylinderkolbenfläche in m ²
p_A	Druck in Zylinderkammer A in Pa	α	Verhältnis Ring- zu Kolbenfläche
p_B	Druck in Zylinderkammer B in Pa	$V_{A,0}$	Totvolumen Zylinderkammer A in m ³
p_p	Druck auf Druckseite der Pumpe in Pa	$V_{B,0}$	Totvolumen Zylinderkammer B in m ³
p_T	Druck im Tank in Pa	P_{el}	Elektr. Leistung Servomotor in W
$c_{v,12}$	mittl. Ventilkoeff. Steuerrkante 1 und 2	n	Drehzahl des Servomotors in rpm
$c_{v,34}$	mittl. Ventilkoeff. Steuerrkante 3 und 4		