

Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist an der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt (<http://www.ub.tuwien.ac.at>).

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology (<http://www.ub.tuwien.ac.at/english/>).



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology



Modellbildung, Analyse und Regelung der Hauptanstellung einer Warmrichtmaschine hinsichtlich der Vermeidung unerwünschter Torsionsverformungen

DIPLOMARBEIT

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing.)

unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dr. techn. A. Kugi
Dipl.-Ing M. Baumgart

eingereicht an der

Technischen Universität Wien
Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik

von

Emir Sakovic
Fockygasse 51
1120 Wien
Österreich

Wien, im Februar 2013

Gruppe für komplexe dynamische Systeme

A-1040 Wien, Gusshausstr. 27, Internet: <http://www.acin.tuwien.ac.at>

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Zeitraum von Januar 2011 bis Februar 2013 am Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik der Technischen Universität Wien. Das Thema der Arbeit befasst sich mit der Regelung der Warmrichtmaschine der Firma *Dillinger Hütte GTS*.

Mein erster Dank geht an Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Kugi, Herrn Dr.-Ing. Wolfgang Kemmettmüller und Herrn Dipl.-Ing. Michael Baumgart für die fachliche Betreuung.

Ich danke meinen Kollegen, die mir die Studienzeit angenehmer gemacht haben.

Da Deutsch nicht meine Muttersprache ist, gehört ein großer Dank meinen Freunden MSc. Sabina Begluk, BSc. Sanja Ikinic und Mag. rer. nat. Milan Sprecakovic, die mich beim Übersetzen und Lektorieren unterstützt haben.

Besonderer Dank gilt meinen Eltern, meiner Schwester, meinem Bruder und meiner Familie für die Unterstützung und das geschenkte Vertrauen.

Wien, im Februar 2013

Abstract

The objective of this master thesis is the analysis and optimization of the control of the main adjustment of the hot levelling machine in a rolling mill of *Dillinger Hütte*.

The adjustable top frame of the leveler has three degrees of freedom, but is actuated by four hydraulic cylinders. Controlling the four cylinders individually may induce an undesired torsion deformation of the frame, which persists even in steady-state conditions if the position sensors of the cylinders were imprecisely calibrated.

In this master thesis, a validated mathematical dynamical model of the frame adjustment is developed. It accounts for the non-linear characteristics of the hydraulic system, the friction and the torsion of the frame structure. Based on this model, a controller is developed which dynamically suppresses the torsion of the frame. Simulations show that the new controller performs significantly better than the existing controller provided by the machine manufacturer. Moreover, the actual process forces are identified more precisely with the new solution.

Kurzzusammenfassung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Analyse und Optimierung der Regelung der Hauptanstellung der Warmrichtmaschine im Walzwerk der *Dillinger Hütte*.

Der bewegliche obere Richtrollenrahmen der Maschine hat drei Freiheitsgrade, wird aber mittels vier Anstellzylinder angestellt. Ein Regelvorgang der Anstellzylinder kann eine unerwünschte Torsionsverformung des Rahmens verursachen, die auch bei quasi-statischen Bedingungen erhalten bleibt, falls die Zylinderpositionssensoren unpräzise kalibriert wurden.

In dieser Arbeit wird ein validiertes mathematisches, dynamisches Modell des oberen Richtrollenrahmens entworfen. Dabei werden die nichtlinearen Eigenschaften des hydraulischen Systems, sowie die Reibung und die Rahmenstorsion berücksichtigt. Basierend auf diesem Modell wird ein Regler entworfen, der die Torsionsverformung des Rahmens dynamisch unterdrückt. Simulationen haben gezeigt, dass der neue Regler deutlich besser geeignet ist als der von dem Richtmaschinenhersteller implementierte Regler. Im Weiteren werden die aktuellen Prozesskräfte mit der neuen Lösung präziser identifiziert.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Systembeschreibung und Modellbildung	3
2.1	Aufbau und Funktionsweise der Druckrahmenanstellung	3
2.2	Mechanisches Modell des Druckrahmens	8
2.3	Hydraulische Anstellung	13
2.3.1	Systemgleichungen des Servoventils	13
2.3.2	Systemgleichungen des zweistufigen Anstellzylinders	15
2.3.3	Drosselwirkung der Druckregelventile	21
2.4	Modellüberblick	22
2.5	Vorhandene Regelalgorithmen	25
2.5.1	Positionsregelung der Anstellzylinder	25
2.5.2	Diagonalkraftregler	26
3	Parameteridentifikation und Modellvalidierung	29
3.1	Parameteridentifikation	29
3.1.1	Servoventil	30
3.1.2	Druckregelventile	34
3.1.3	Anstellzylinder	35
3.1.4	Druckrahmen	37
3.2	Simulationsergebnisse	40
4	Reglerentwurf	47
4.1	Analyse des vorhandenen Diagonalkraftreglers	47
4.2	Prozesskraftschätzung	49
4.3	Torsionsmomentregler	51
4.3.1	Linearisierung des Modells um eine Ruhelage	53
4.3.2	Auslegung der Reglerkoeffizienten	57
5	Zusammenfassung und Ausblick	61
5.1	Zusammenfassung	61
5.2	Ausblick	62

6 Anhang	63
6.1 Modellparameter	63

Abbildungsverzeichnis

1.1	Die Richtmaschine der <i>Dillinger Hütte GTS</i> [6]	1
2.1	Skizze des Druckrahmens einer Richtmaschine	4
2.2	Auslenkung des RSZ-Kolbens im DR-KS	5
2.3	Ersatzschaltbild einer Anstellzylindereinheit	6
2.4	Drehwinkel des Druckrahmens um die <i>y</i> -Achse	8
2.5	Torsionswinkel des Druckrahmens	10
2.6	Freiheitsgrade des Druckrahmens	12
2.7	Ventil mit negativer Überdeckung	14
2.8	Prinzipskizze des Richtspaltzylinders mit Druckübersetzer	17
2.9	Reibungsmodell	20
2.10	Druckänderung auf der Stangenseite RSZ	21
2.11	Regelkreis - Positionsregler	26
2.12	Regelkreis mit dem Diagonalkraftregler	28
3.1	Überdeckung der Servoventile	31
3.2	Offset zwischen dem Soll- und Istwert des Servoventils	32
3.3	Die Zeitverzögerung des Servoventils	33
3.4	Vergleich zwischen Messung und Simulation der Servoventildynamik	34
3.5	Bilanz der bekannten Kräfte für den Anstellzylinder	36
3.6	Die stark gedämpfte Stellgröße des DK-Reglers	39
3.7	Die Auswirkung der Ventilüberdeckung auf die Stellgröße des DK-Reglers	40
3.8	RSZ Kolbenpositionsfehler (Allgemein)	41
3.9	RSZ Kolbenpositionsfehler (Ruhelagenwechsel-Ende)	42
3.10	Rückzugs- und Ausbalancierdruck (Allgemein)	43
3.11	RSZ Druck (Allgemein)	44
3.12	RSZ Druck (Ruhelagenwechsel-Ende)	45
3.13	Stellgröße DK-Reglers (Allgemein)	46
4.1	Torsionsmoment - Prozesskraftschätzung mit Offsetkräften (Simulation)	48
4.2	Prozesskraftschätzung - Vergleich (Ruhelagenwechsel-Ende)	50
4.3	Prozesskraftschätzung - Vergleich (Richtvorgang)	51
4.4	Blockschaltbild des linearisierten Systems	56

4.5	Validierung des linearisierten Modells (ND-Modus)	57
4.6	Bode-Diagramm der linearisierte Strecke und des offenen Regelkreises mit MT-Regler	58
4.7	Vergleich Torsionsmomentregler - Diagonalkraftregler	59

1 Einleitung

Gegenstand der vorliegenden Arbeit ist die Modellierung und Regelung der Warmrichtmaschine, die sich im Walzwerk der Firma *Dillinger Hütte* befindet, siehe Abbildung 1.1. Das Walzwerk produziert Bleche, die eine maximale Breite von 5 m, eine maximale Dicke von 150 mm und eine maximale Länge von 35 m haben können.

Nach der Erhitzung im Stoßofen und der Entzunderung werden die Brammen zu Blechen ausgewalzt. Der anschließende Kühlungsprozess ist die letzte Station vor der Richtmaschine. Die Aufgabe der Richtmaschine ist es, die produzierten Bleche zu ebnen und Resteigenspannungen zu entfernen. Die dabei auftretenden Kräfte sind bis zu 30 MN groß.



Abbildung 1.1: Die Richtmaschine der *Dillinger Hütte GTS* [6]

Das Richten erfolgt, indem die Bleche zwischen den versetzt angeordneten Richtroll-

len wechselseitig gebogen und dabei mit abnehmender Intensität plastifiziert werden. Die Position der unteren Richtrollen ist fest. Die oberen Richtrollen sind an einem beweglichen, sogenannten Druckrahmen befestigt. Die Positionierung des Druckrahmens erfolgt mit Hilfe von vier Anstellzylindern, den sogenannten Richtspaltzylindern. Jeder der vier Zylinder ist über ein eigenes Servoventil individuell ansteuerbar.

Die Öffnung jedes Servoventils hängt von der vorgegebenen Sollposition des entsprechenden Zylinderkolbens ab. Bei der Bestimmung der Solltrajektorien werden, durch einen Kalibriervorgang bestimmte, Offset-Werte berücksichtigt. Falsch bestimmte Offset-Werte können zu einer Torsionsverformung und damit einem Torsionsmoment bzw. asymmetrischen, am Druckrahmen angreifenden, sogenannten Torsionskräften führen.

Der Richtprozess selbst kann zu Momenten um die horizontalen Rahmenachsen und damit auch zu asymmetrischen Kräften führen. Diese Momente entstehen zum Beispiel, wenn das Blech außermittig durchläuft oder inhomogen ist. Eine Reaktion auf diese Momente von Seiten der Anstellung ist jedoch nur bei genauen Kenntnis eines Blechmodells sinnvoll. Zur Vermeidung der unerwünschten Torsionsverformung wurde ein Regler, der sogenannte Diagonalkraftregler, vom Betreiber der Maschine implementiert. Es gelingt jedoch nicht, den Regler so zu parametrieren, dass die Torsion zufriedenstellend unterdrückt wird.

In dieser Arbeit wird ein validiertes Modell der Druckrahmenanstellung angefertigt. Nach der Analyse des bestehenden Diagonalkraftreglers wird auf Basis des Modells ein Torsionsmomentenregler entworfen. Zudem wird eine Prozesskraftschätzung eingeführt, die die Ursache der gemessenen Kräfte systematisch berücksichtigt.

Die Arbeit gliedert sich in die folgenden Kapitel. In Kapitel 2 wird der Aufbau und die Funktionsweise der Richtmaschine beschrieben. Der Entwurf des mathematischen Modells ist ebenso in diesem Kapitel enthalten. Die Identifikation der Systemparameter sowie die Validierung des entworfenen Modells folgt im Kapitel 3. Das Kapitel 4 behandelt den Entwurf des Torsionsmomentenreglers mit den entsprechenden Kraftschätzungen. Die Ergebnisse der Arbeit werden im Kapitel 5 zusammengefasst.

2 Systembeschreibung und Modellbildung

Für die Analyse der auf der Richtmaschine implementierten Regelung wird ein physikalisch-basiertes mathematisches Modell entwickelt. Dabei werden die Mechanik des Druckrahmens (DR), die Servoventildynamik, nichtlineare Volumenstrombeziehungen, die Leckage über Steuerkanten, die Zylinderdynamik sowie zwei Arbeitsmodi (Niederdruck- und Hochdruckmodus) berücksichtigt.

2.1 Aufbau und Funktionsweise der Druckrahmenanstellung

Ein zu richtendes Blech wird in der Richtmaschine wechselseitig über die in Durchlaufrichtung versetzt angeordneten Richtrollen gebogen. Die unteren Richtrollen sind fixiert, während die oberen am sogenannten Druckrahmen befestigt sind, welcher sich über vier vertikale Anstellzylinder, die Richtspaltzylinder (RSZ), positionieren lässt, vgl. Abbildung 2.1. Die Richtspaltzylinder sind symmetrisch am Druckrahmen verteilt, mit den Abständen a und b zu den horizontalen Rahmenkoordinatenachsen x und y . Das Eigengewicht des Druckrahmens wird von vier druckgeregelten Ausbalancierzylindern (AZ) getragen. Bei der Richtmaschine sind die Einlauf- (ELS), Auslauf- (ALS), Antriebs- (ATS) und Ausbauseite (ABS) zu unterscheiden.

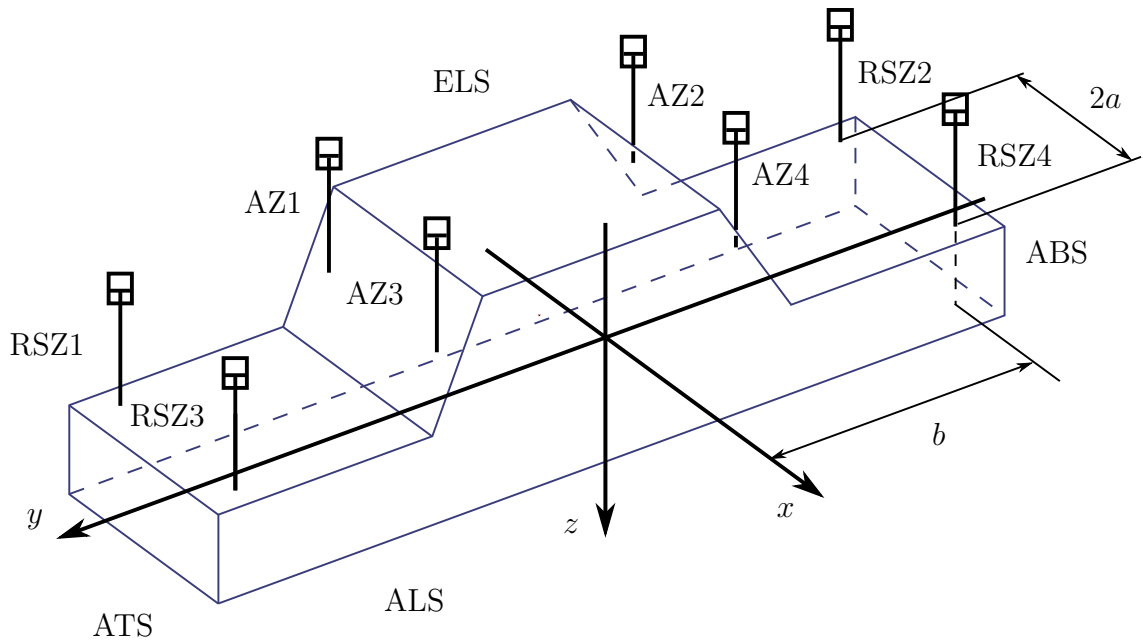


Abbildung 2.1: Skizze des Druckrahmens einer Richtmaschine

Die Hauptkomponente der Anstellung ist der Richtspaltzylinder RSZ. Seine Kolbenstange ist so am Druckrahmen befestigt, dass keine Momente übertragen werden. Von Interesse für den Richtprozess ist die Position des Druckrahmens im Druckrahmenkoordinatensystem (DR-KS), dessen x - y -Ebene parallel zur Ebene der unteren Richtrollen ausgerichtet ist. Die RSZ-Kolbenposition s_i des i -ten Zylinders, $i = 1, \dots, 4$, wird relativ zu einem Referenzpunkt am Kolben gemessen. Die relative Lage des Kolbenreferenzpunktes im DR-KS ist nicht genau bekannt, sie setzt sich aus einem bekannten nominellen Abstand d_{RSZ} und einem unbekanntem Anteil Δd_i zusammen, der u.a. von Ungenauigkeiten in der Fertigung und der Einbaulage der Positionssensoren abhängen kann, vgl. Abbildung 2.2. Eine Auslenkung eines Kolbens um s_i im Zylinderkoordinatensystem (RSZ-KS) hat demnach eine Auslenkung von

$$\bar{s}_i = s_i - \Delta d_i \quad (2.1)$$

im DR-KS zur Folge.

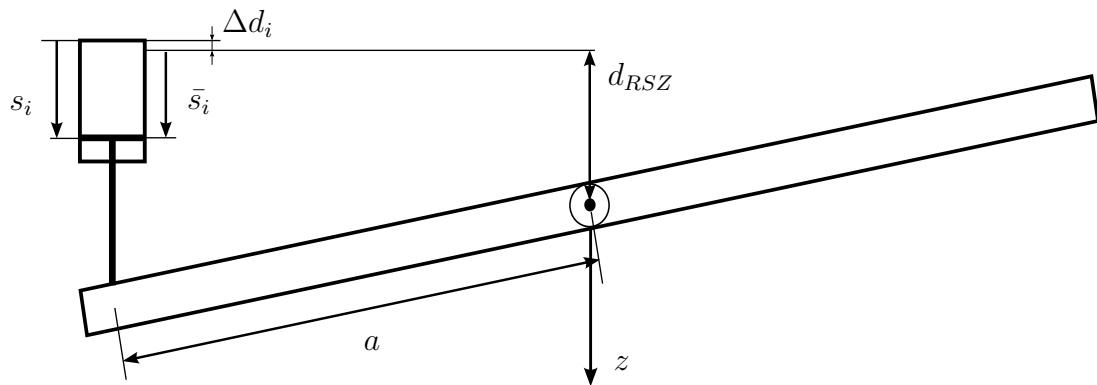


Abbildung 2.2: Auslenkung des RSZ-Kolbens im DR-KS

Eine Skizze einer Anstellzylindereinheit findet man in Abbildung 2.3. Der Versorgungsdruck p_0 ist ausreichend für die Richtrollenpositionierung ohne Last, aber der Richtprozess kann auch höhere Kräfte fordern. Zum Erreichen der notwendigen Kraft wird jeder Zylinder mit einem sogenannten Druckübersetzer DUZ ausgerüstet. Dieser Druckübersetzer ist ein hydraulischer Zylinder, dessen Stangenseite mit der Kolbenseite des Richtspaltzylinders verbunden ist. Er kann den auf den RS-Zylinderkolben wirkenden Druck gemäß seines Kolbenflächenverhältnisses verstärken.

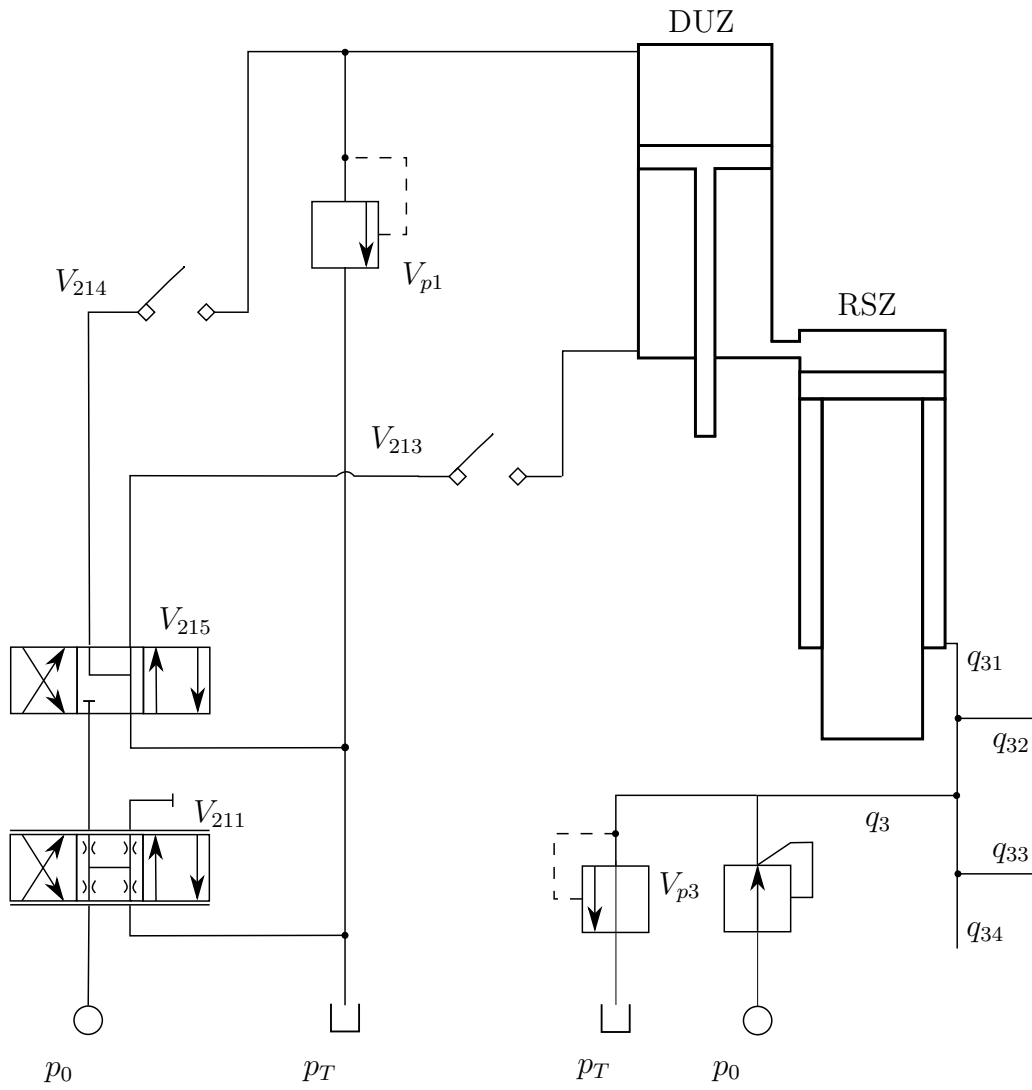


Abbildung 2.3: Ersatzschaltbild einer Anstellzylindereinheit

In dieser Arbeit sind zwei Betriebsmodi der Richtmaschine von besonderem Interesse, der Niederdruck- und der Hochdruckmodus (ND- bzw. HD-Modus). Der ND-Modus ist beim Ausfahren (ohne DUZ) und der HD-Modus beim Richten (mit DUZ) aktiv. Der jeweilige Betriebsmodus wird durch die Stellung der Wege-Ventile V_{213} , V_{214} und V_{215} festgelegt. Die Umschaltung vom ND- auf den HD-Modus erfolgt, sobald der Druck in der Stangenseite des DUZ einen bestimmten Wert überschreitet. Das Ventil V_{213} ist beim ND-Modus und V_{214} beim HD-Modus geschlossen.

Jeder Anstellzylinder ist mit einem Druckbegrenzungsventil V_{p1} ausgerüstet, das dafür sorgt, dass der Druck in der DUZ-Kolbenseitenkammer einen bestimmten Wert nicht überschreitet, siehe Abbildung 2.3. In diesem Fall fließt das Öl aus den Zylinderkammern in den Tank und der Druck wird verringert. Außerdem sind die Stangenseitendrucke der vier RSZ über ein gemeinsames Ventilpaar V_{p3} geregelt. Der Volumenstrom q_3 ist dabei die Summe der vier Volumenströme q_{3i} . Analog zu V_{p3} gibt es ein Ventilpaar V_{pb} , das den Druck in den Ausbalancierzylindern konstant halten soll und das hier nicht graphisch dargestellt wird.

Der Volumenstrom in bzw. aus den Zylinderkammern wird mit dem Servoventil V_{211} , das mit dem Versorgungsdruck p_0 und dem Tank p_T verbunden ist, gesteuert. Der Sollwert der Servoventilposition wird vom Positionsregler für die RSZ-Position bestimmt (vgl. Abschnitt 2.5.1). Die Solltrajektorie für die RSZ-Position wird vom Anwender der Maschine vorgegeben. Sie wird i.A. anhand eines Richtmodells berechnet und enthält zudem eine statische Auffederungskompensation.

Die so ermittelte Solltrajektorie ist im DR-KS gegeben. Die Regelung der Zylinderposition erfolgt jedoch im Zylinder-Koordinatensystem (RSZ-KS). Um den Fehler zwischen den Systemen zu verringern, werden nach jedem Wechsel der Richtrollenkassetten in einem Kalibriervorgang die unbekanntenen Offsets Δd_i näherungsweise bestimmt, es verbleibt ein Kalibrationsfehler $\Delta d_{kf,i}$. D.h., die geschätzten Offsets $\Delta \bar{d}_i$ ergeben sich zu

$$\Delta \bar{d}_i = \Delta d_i - \Delta d_{kf,i}, \quad i = 1, \dots, 4. \quad (2.2)$$

Die geschätzten Offsets $\Delta \bar{d}_i$ werden in der Solltrajektorie berücksichtigt. Aufgrund der Kalibrationsfehler $\Delta d_{kf,i}$ entstehen folglich asymmetrische Solltrajektorien, die eine Torsionsverformung des Druckrahmens hervorrufen können.

Die systematische Beschreibung der Kinematik und der am Druckrahmen auftretenden Kräfte und Momente ist Inhalt des folgenden Abschnitts.

2.2 Mechanisches Modell des Druckrahmens

Der Druckrahmen ist mit den Kolben der vier Anstellzylinder gekoppelt. Er kann sich vertikal entlang der z -Achse bewegen und um die horizontale x - bzw. y -Achse drehen. Die restlichen Starrkörperfreiheitsgrade im Raum sind durch entsprechende Lager und Führungen an den Ständern der Richtmaschine gesperrt. Damit hat das Starrkörpersystem des Druckrahmens drei Freiheitsgrade. Aber da die Anstellzylinder unabhängig voneinander durch die eigene Druckkraft einstellbar sind, ist das System überbestimmt. So können eventuelle asymmetrische Kolbenpositionen eine Torsionsverformung und damit ein Torsionsmoment verursachen.

Eine Stellung des Druckrahmens im Druckrahmenkoordinatensystem kann mittels vier Größen definiert werden. Diese sind die vertikale Position des Rahmenschwerpunkts s_z , die Drehwinkel des Rahmens um die x - und y -Achse φ_x bzw. φ_y und der Torsionswinkel φ_T , vgl. Abbildung 2.5. Da die Regelung der Rahmenstellung im RSZ-Koordinatensystem erfolgt, müssen die genannten Größen in RSZ-Kolbenpositionen s_i bzw. $\bar{s}_i, i = 1, \dots, 4$ umgerechnet werden, vgl. Gleichung (2.1). Die Position s_z des Starrkörpers lässt sich als der Mittelwert der RSZ-Auslenkungen bestimmen,

$$s_z = \frac{\bar{s}_1 + \bar{s}_2 + \bar{s}_3 + \bar{s}_4}{4}. \quad (2.3)$$

In Abbildung 2.4 sind die Verhältnisse bei einer Drehung um die y -Achse ohne Torsion dargestellt, wobei \bar{s}_1 und \bar{s}_3 die Auslenkungen der RSZ-Kolben im Koordinatensystem des Druckrahmens und φ_y den Winkel der Drehung darstellen.

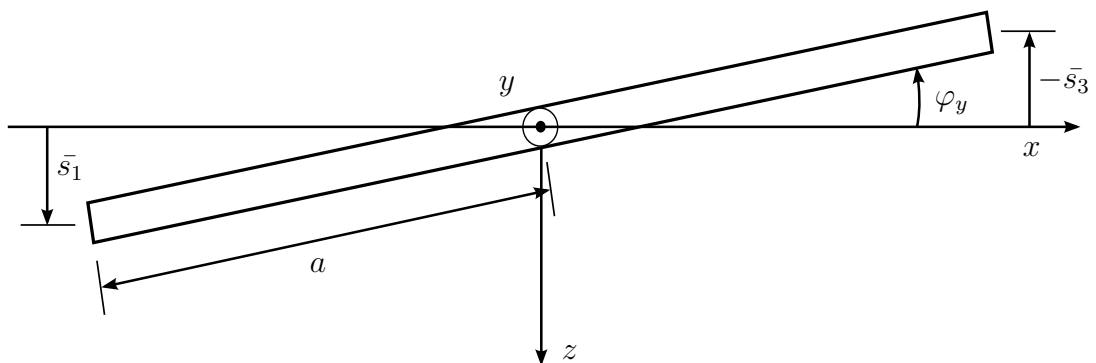


Abbildung 2.4: Drehwinkel des Druckrahmens um die y -Achse

Es gilt

$$\sin \varphi_{y1,3} = \frac{\bar{s}_1 - \bar{s}_3}{2a}. \quad (2.4)$$

Der maximal zulässige Drehwinkel beträgt 2 Grad. Damit kann die Näherung

$$\sin \varphi_y \approx \varphi_y \quad (2.5)$$

verwendet werden. Auf analoge Weise kann bezüglich der Verbindungslinie zwischen den Anstellzylindern 2 und 4 die Beziehung

$$\varphi_{y2,4} \approx \sin \varphi_{y2,4} = \frac{\bar{s}_2 - \bar{s}_4}{2a} \quad (2.6)$$

aufgestellt werden. Der Drehwinkel φ_y des Rahmens wird als Mittelwert der Winkel $\varphi_{y1,3}$ und $\varphi_{y2,4}$ festgelegt,

$$\varphi_y = \frac{1}{2}(\varphi_{y1,3} + \varphi_{y2,4}) = \frac{\bar{s}_1 + \bar{s}_2 - \bar{s}_3 - \bar{s}_4}{4a}. \quad (2.7)$$

Analog wird der Winkel φ_x bestimmt,

$$\varphi_x = \frac{1}{2}(\varphi_{y1,2} + \varphi_{y3,4}) = \frac{\bar{s}_1 - \bar{s}_2 + \bar{s}_3 - \bar{s}_4}{4b}. \quad (2.8)$$

Bei der Berechnung des Torsionswinkels wird der Unterschied der Drehwinkel $\varphi_{y1,3} - \varphi_{y2,4}$ zwischen den beiden Rahmenseiten sowie die Näherung (2.5) verwendet, siehe Abbildung 2.5. Damit gilt

$$\varphi_T = \varphi_{y1,3} - \varphi_{y2,4} = \frac{\bar{s}_1 - \bar{s}_2 - \bar{s}_3 + \bar{s}_4}{2a}. \quad (2.9)$$

Die entsprechende Zusammenfassung der Koordinatenbeziehungen lautet in Matrix-Vektor Schreibweise

$$\underbrace{\begin{bmatrix} s_z \\ \varphi_x \\ \varphi_y \\ \varphi_T \end{bmatrix}}_{\mathbf{s}_{DR}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{1}{4} & \frac{1}{4} & \frac{1}{4} & \frac{1}{4} \\ \frac{1}{4b} & -\frac{1}{4b} & \frac{1}{4b} & -\frac{1}{4b} \\ \frac{1}{4a} & \frac{1}{4a} & -\frac{1}{4a} & -\frac{1}{4a} \\ \frac{1}{2a} & -\frac{1}{2a} & -\frac{1}{2a} & \frac{1}{2a} \end{bmatrix}}_{\mathbf{T}_s} \underbrace{\begin{bmatrix} \bar{s}_1 \\ \bar{s}_2 \\ \bar{s}_3 \\ \bar{s}_4 \end{bmatrix}}_{\mathbf{s}_{RSZ}}. \quad (2.10)$$

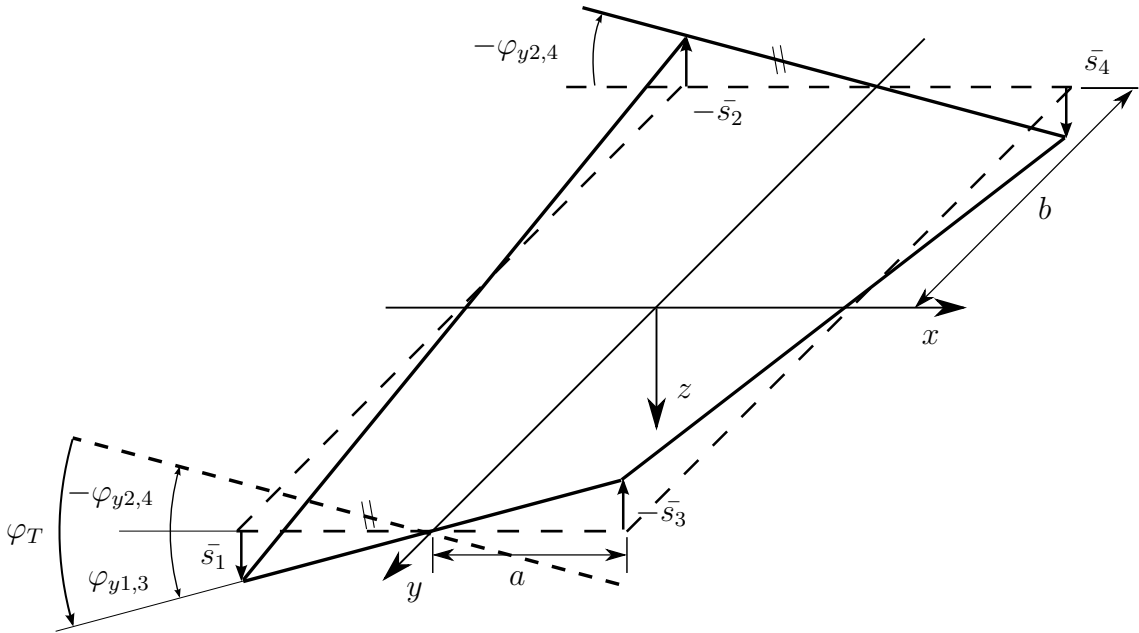


Abbildung 2.5: Torsionswinkel des Druckrahmens

Am Druckrahmen greifen verschiedene vertikale Kräfte an, die Richtkraft, die Ausbalancierkraft und die Gewichtskraft. Diese werden vom Druckrahmen auf die Anstellzylinder übertragen und wirken dort als Lastkräfte $F_{L,i}$, $i = 1, \dots, 4$. Die Ausbalancierkraft setzt sich aus den auf die vier Ausbalancierzylinder wirkenden Druckkräften zusammen. Da bei jedem Ausbalancierzylinder nur die Stangenseite unter Druck steht, lautet die Gleichung

$$F_{b,i} = p_b A_b, \quad (2.11)$$

wobei A_b die Stangenseitenfläche des Ausbalancierzylinders und p_b der Ausbalancierdruck ist. Der Druck p_b ist für alle vier Zylinder gleich, so dass gilt

$$F_b = \sum_{i=1}^4 F_{b,i} = 4p_b A_b. \quad (2.12)$$

Es wird angenommen, dass die vier Ausbalancierkräfte symmetrisch auf den Druckrahmen angreifen und dabei kein Moment verursachen.

Die Gewichtskraft des Druckrahmens,

$$F_g = mg, \quad (2.13)$$

wirkt am Schwerpunkt in positive z -Richtung, wobei m die Rahmenmasse und g die Erdbeschleunigung bezeichnet.

Die verteilte Richtkraft q_R greift vereinfacht betrachtet auf der unteren Fläche des Druckrahmens an. Somit entsteht eine vertikale Komponente F_R , sowie die Momente um die horizontalen Achsen M_x und M_y . Sie lassen sich durch folgende Gleichungen darstellen,

$$F_R = \int_{-w/2}^{w/2} \int_{-l_b/2}^{l_b/2} q_R(x, y) dx dy \quad (2.14a)$$

$$M_x = \int_{-w/2}^{w/2} \int_{-l_b/2}^{l_b/2} y q_R(x, y) dx dy \quad (2.14b)$$

$$M_y = \int_{-w/2}^{w/2} \int_{-l_b/2}^{l_b/2} x q_R(x, y) dx dy, \quad (2.14c)$$

wobei w die Breite des gerichteten Bleches und l_b die Länge des Blechabschnittes in der Richtmaschine bezeichnet.

Somit ergibt sich aus den Gleichungen (2.11), (2.13) und (2.14) eine vertikale Rahmenkraft F_z ,

$$F_z = -F_b + F_g - F_R = -4p_b A_b + mg - F_R. \quad (2.15)$$

der virtuellen Arbeit verwendet [4]. Dieses besagt, dass die virtuelle Arbeit δW , die von den verallgemeinerten Druckrahmenkräften entlang einer virtuellen Verschiebung $\delta \mathbf{s}_{DR}$ verrichtet wird, gleich der virtuellen Arbeit der Kräfte in den Anstellzylindern entlang einer virtuellen Verschiebung $\delta \mathbf{s}_{RSZ}$ sein muss :

$$\delta W = \mathbf{F}_{DR}^T \delta \mathbf{s}_{DR} = \mathbf{F}_{RSZ}^T \delta \mathbf{s}_{RSZ} \quad (2.18)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (2.10) ergibt sich

$$\delta W = \mathbf{F}_{DR}^T \mathbf{T}_s \delta \mathbf{s}_{RSZ} = \mathbf{F}_{RSZ}^T \delta \mathbf{s}_{RSZ}. \quad (2.19)$$

Daraus folgt

$$\mathbf{F}_{DR}^T \mathbf{T}_s = \mathbf{F}_{RSZ}^T, \quad (2.20)$$

und nach Transponieren und Multiplizieren beider Gleichungsseiten mit der Inversen der Matrix \mathbf{T}_s^T entsteht die Beziehung

$$\mathbf{F}_{DR} = (\mathbf{T}_s^T)^{-1} \mathbf{F}_{RSZ}, \quad (2.21)$$

bzw. gemäß (2.17) in der Form

$$\underbrace{\begin{bmatrix} F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_T \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}_{DR}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ b & -b & b & -b \\ a & a & -a & -a \\ \frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & -\frac{a}{2} & \frac{a}{2} \end{bmatrix}}_{\mathbf{T}_F} \underbrace{\begin{bmatrix} F_{L,1} \\ F_{L,2} \\ F_{L,3} \\ F_{L,4} \end{bmatrix}}_{\mathbf{F}_{RSZ}}, \quad (2.22)$$

mit der Transformationsmatrix \mathbf{T}_F , schreiben lässt.

2.3 Hydraulische Anstellung

Abbildung 2.3 zeigt die Prinzipskizze einer Anstellzylindereinheit. In den folgenden Abschnitten werden die Systemgleichungen der einzelnen Komponenten der Einheit, das Servoventil, der Richtspaltzylinder mit dem Druckübersetzer und die Druckregelventile, aufgestellt.

2.3.1 Systemgleichungen des Servoventils

In der Richtmaschine wird das negativ überdeckte Servoventil D662Z P01M der Firma MOOG verwendet [5]. Es steuert den Ölfluss zwischen den Zylinderkammern und

der Versorgung bzw. dem Tank, vgl. Abbildung 2.7. Dabei bezeichnen p_0 und p_T den Versorgungs- und Tankdruck, $p_{1,2}$ den Druck in der Kolbenkammer des je nach Betriebsmodus verbundenen Zylinders, s_v die Position des Ventilkolbens und $s_{v0} < 0$ die Überdeckung.

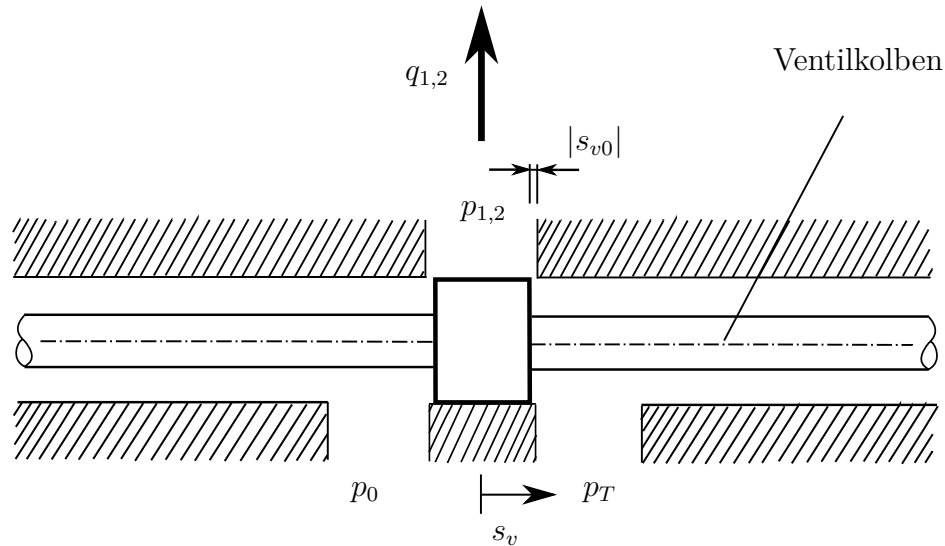


Abbildung 2.7: Ventil mit negativer Überdeckung

Volumenstrombeziehungen

Der Volumenstrom q über eine Steuerekante des Ventils kann mit der allgemeinen Drosselgleichung [1]

$$q = \alpha A_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_A - p_B} \quad (2.23)$$

beschrieben werden. Hier bezeichnet α den Kontraktionskoeffizient, A_d die Querschnittsfläche der Drossel, ρ die Öldichte und p_A und p_B die Drücke an den Ventilanschlüssen. Das auf der Richtmaschine verwendete Ventil ist ein Proportionalventil bei dem die Ventilöffnungsfläche direkt proportional zur Position des Ventilkolbens s_v ist. Die Volumenstrombeziehung lässt sich dann in der Form

$$q = (s_v \mp s_{v0}) k_q \sqrt{|p_A - p_B|} \operatorname{sgn}(p_A - p_B) \quad (2.24)$$

angegeben, wobei k_q eine ventilspezifische Ersatzkonstante darstellt,

$$(s_v \mp s_{v0}) k_q = \alpha A_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}. \quad (2.25)$$

Im ND-Modus ist das Ventil mit der Stangenseitenkammer des Druckübersetzers (Druck p_2) und im HD-Modus mit der Kolbenseitenkammer des Druckübersetzers (Druck p_1) verbunden, entsprechend werden die Volumenströme q_1 bzw. q_2 gesteuert. Für $|s_v| \geq |s_{v0}|$ lassen sich die Volumenströme für $n = 1, 2$ wie folgt formulieren

$$q_n = (s_v - s_{v0})k_{q1}\sqrt{|p_0 - p_n|} \operatorname{sgn}(p_0 - p_n), s_v > s_{v0} \quad (2.26a)$$

$$q_n = (s_v + s_{v0})k_{q1}\sqrt{|p_n - p_T|} \operatorname{sgn}(p_n - p_T), s_v < -s_{v0} . \quad (2.26b)$$

Weil das Ventil negativ überdeckt ist, fließt in dem Fall $|s_v| < |s_{v0}|$ das Öl sowohl in die Zylinderkammer als auch in den Tank. Dies lässt sich in der Form

$$q_n = (s_v - s_{v0})k_{q1}\sqrt{|p_0 - p_n|} + (s_v + s_{v0})k_{q1}\sqrt{|p_n - p_T|}, \quad n = 1, 2 \quad (2.27)$$

darstellen.

Dynamik

Die Dynamik des Ventilkolbens wird im Wesentlichen von dem internen Positionsregler des Ventils vorgegeben. Die Reaktion des Ventils auf den Sollwert kann näherungsweise mit einem Verzögerungsglied 1. Ordnung mit Steigungsbegrenzung beschrieben werden [1]. Die entsprechende Differentialgleichung lautet

$$\frac{d}{dt}s_v(t) = \frac{-s_v(t) + (s_{v,Ref}(t - T_{TZ}) - s_{v,off})}{T_{sv}}, s_{v,0} = s_v(0), \quad (2.28a)$$

$$\left| \frac{d}{dt}s_v(t) \right| < d_{sv,gr}. \quad (2.28b)$$

Dabei bezeichnen $s_{v,Ref}$ den Sollwert und T_{sv} die Zeitkonstante des Ventils. Durch die Begrenzung der Steigung auf $d_{sv,gr}$ wird die Volumenstrombegrenzung der hydraulischen Vorsteuerung des Ventils modelliert. Bei der Modellierung des Servoventils wird die Totzeit T_{TZ} , die durch die Buskommunikation verursacht ist, sowie ein Offset $s_{v,off}$ der Ventilkolbenposition berücksichtigt.

2.3.2 Systemgleichungen des zweistufigen Anstellzylinders

Eine Skizze des Richtspaltzylinders mit Druckübersetzer befindet sich in der Abbildung 2.8. Die Kolbenseite des DUZ steht unter dem Druck p_1 , während die Stangenseite des DUZ mit der Kolbenseite des RSZ verbunden ist. Das bedeutet, dass der Druck p_2 in beiden Kammern herrscht. Die Stangenseite des RSZ steht unter

dem Rückzugsdruck p_3 , der für alle vier RSZ gleich ist, vgl. dazu auch Abbildung 2.3. Die Größen h_1 und h_2 bezeichnen die Zylinderhöhen, A_1 , A_2 , A_3 und A_4 die effektiven Kolbenflächen der Kolben- und Stangenseiten der Zylinder, m_1 und m_2 die Kolbenmassen und s_1 und s_2 die Kolbenpositionen. Dazu sind noch die Druckkräfte F_{p1} und F_{p2} , die Reibkräfte F_{f1} und F_{f2} und die von dem Druckrahmen übertragene Kraft F_L in der Abbildung zu sehen.

Druckdynamik

Eine ausführliche Herleitung der Druckänderungsgleichung ist in [1] zu finden und wird hier gekürzt dargestellt. Das verwendete hydraulische Öl wird als isotrop und adiabat angenommen, d.h., es gibt keinen Wärmeaustausch über die Systemgrenze. Die Massendichte des Öls ρ ändert sich aufgrund der Kompressibilität. Der Druck im Öl ist dann massendichteabhängig. Deswegen gilt für die Druckänderung

$$\frac{d}{dt}p = \frac{d}{d\rho}p \frac{d}{dt}\rho. \quad (2.29)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Druck und der Massendichte lässt sich mit Hilfe des Kompressionsmoduls β ausdrücken,

$$\frac{d}{d\rho}p = \frac{\beta}{\rho}, \quad (2.30)$$

wobei der Kompressionsmodul eine vom Material bestimmte Konstante ist. Um die Massendichteänderung zu bestimmen, wird der Massenerhaltungssatz verwendet,

$$\frac{d}{dt}m = \frac{d}{dt}(V\rho) = q\rho = \rho \frac{d}{dt}V + \rho V. \quad (2.31)$$

Dabei bezeichnet m die Masse, V das Volumen und q den Volumenstrom der Flüssigkeit mit dem entsprechenden zufließenden Massenstrom $q\rho$. Die gesuchte Massendichteänderung ergibt sich dann zu

$$\frac{d}{dt}\rho = \frac{\rho(q - \frac{d}{dt}V)}{V}. \quad (2.32)$$

Durch Einsetzen von (2.30) und (2.32) in (2.29) ergibt sich die allgemeine Druckänderungsgleichung

$$\frac{d}{dt}p = \frac{\beta(q - \frac{d}{dt}V)}{V}. \quad (2.33)$$

Mit den zeitlich veränderlichen Volumina $V_1 = A_1(h_1 - s_1)$, $V_2 = A_2s_1 + A_3s_2$, vgl. Abbildung 2.8, lassen sich die Druckänderungsgleichungen für den Anstellzylinder in der Form

$$\frac{d}{dt}p_1 = \frac{\beta(A_1\dot{s}_1 + q_1)}{A_1(h_1 - s_1)} \quad (2.34a)$$

$$\frac{d}{dt}p_2 = \frac{\beta(-A_2\dot{s}_1 - A_3\dot{s}_2 + q_2)}{A_2s_1 + A_3s_2} \quad (2.34b)$$

darstellen. Dabei ist zu beachten, dass das Koordinatensystem des Druckübersetzers nach oben und das des Richtspaltzylinders nach unten gerichtet ist.

Bewegungsgleichung

Die Bewegungsgleichungen folgen aus der Impulsbilanz. Die DUZ-Gleichungen für den i -ten Zylinder ergeben sich zu

$$\frac{d}{dt}s_{1,i} = v_{1,i}, \quad s_{1,i,0} = s_{1,i}(t=0) \quad (2.35a)$$

$$\frac{d}{dt}v_{1,i} = \frac{-F_{p1,i} - F_{f1,i}}{m_{1,i}}, \quad v_{1,i,0} = v_{1,i}(t=0), \quad (2.35b)$$

wobei $v_{1,i}$ die Geschwindigkeit des Kolbens bezeichnet. Die Druckkraft $F_{p1,i}$ stellt die Differenz der auf den Kolben wirkenden Kräfte der Drücke $p_{1,i}$ und $p_{2,i}$ dar,

$$F_{p1,i} = p_{1,i}A_1 - p_{2,i}A_2, \quad (2.36)$$

mit den effektiven Flächen A_1 und A_2 der Kolben- bzw. Stangenseite.

Es wird angenommen, dass auf jeden der vier Anstellzylinder ein Viertel des Rahmengewichts wirkt. Die Masse des Rahmens m ist sehr groß im Vergleich zur Kolbenmasse. Deswegen kann die Kolbenmasse in der Gleichung vernachlässigt werden. Unter Berücksichtigung der auf den Rahmen angreifenden Kräfte, vgl. Abbildung 2.8, folgt für den i -ten Richtspaltzylinder

$$\frac{d}{dt}s_{2,i} = v_{2,i}, \quad s_{2,i,0} = s_{2,i}(t=0) \quad (2.37a)$$

$$\frac{d}{dt}v_{2,i} = 4 \frac{F_{p2,i} - F_{f2,i} + F_{L,i}}{m}, \quad v_{2,i,0} = v_{2,i}(t=0), \quad (2.37b)$$

mit der RSZ-Kolbengeschwindigkeit $v_{2,i}$. Für die Druckkraft gilt

$$F_{p2,i} = p_{2,i}A_3 - p_3A_4, \quad (2.38)$$

wobei A_3 und A_4 die effektiven Flächen der Kolben- bzw. Stangenseite des Richtspaltzylinders sind.

Reibung

Mit den Reibkräften F_{f1} und F_{f2} werden die im Zylinder und am Rahmen auftretenden Reibungseffekte modelliert. In beiden Zylindern, RSZ und DUZ, wird viskose Reibung angenommen. Beim RSZ wird zudem Coulomb-Reibung berücksichtigt, da hier auch die Einflüsse der Führung des Druckrahmens am Ständer der Maschine mit eingehen. Der mit der Coulomb-Reibung einhergehende Hafteffekt wird vernachlässigt. Zum einen konnte er in den Messungen nicht deutlich beobachtet werden, zum

anderen führt er zu Schwierigkeiten bei der numerischen Simulation der Systemgleichungen, da zustandsabhängige Strukturumschaltungen berücksichtigt werden müssen. Die Coulomb-Reibung wird daher durch einen Tangens Hyperbolicus Term approximiert. Die Reibkraft lautet dann

$$F_f = \underbrace{k_r v}_{F_{vis}} + \underbrace{F_c \tanh(k_{th} v)}_{F_{Coul}}. \quad (2.39)$$

mit dem Proportionalitätskoeffizienten k_r der viskosen Reibung, der Kolbengeschwindigkeit v , dem Nominalwert der Coulomb-Reibung F_c und einer Konstanten k_{th} zur Parametrierung des Tangens Hyperbolicus. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibung wird in Abbildung 2.9 dargestellt.

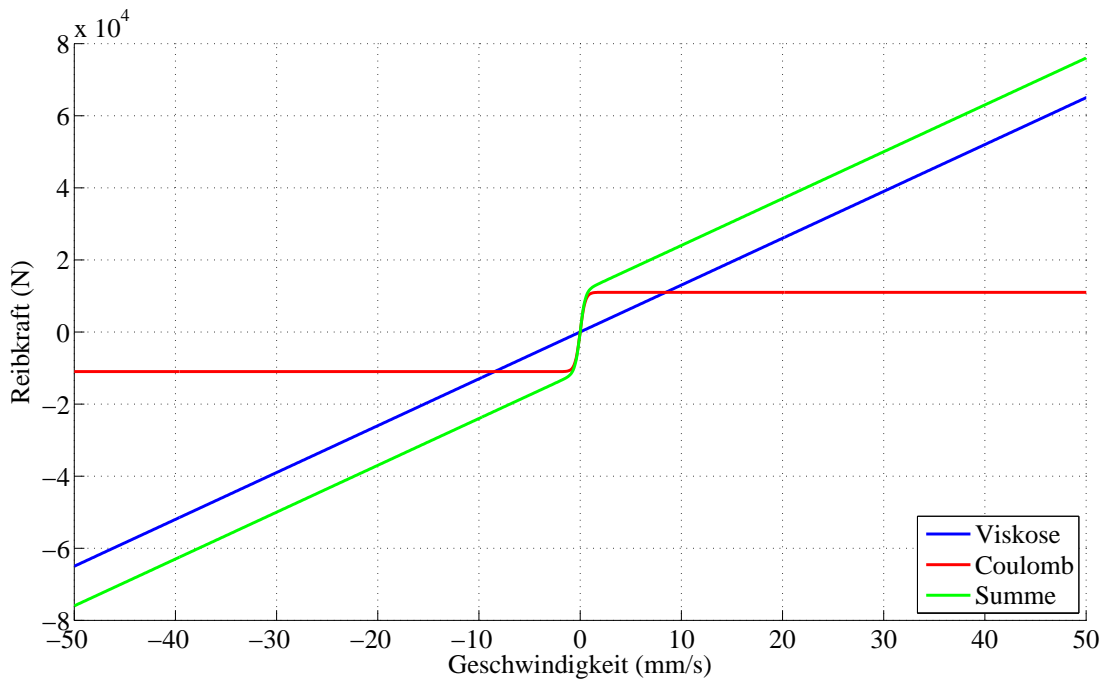


Abbildung 2.9: Reibungsmodell

2.3.3 Drosselwirkung der Druckregelventile

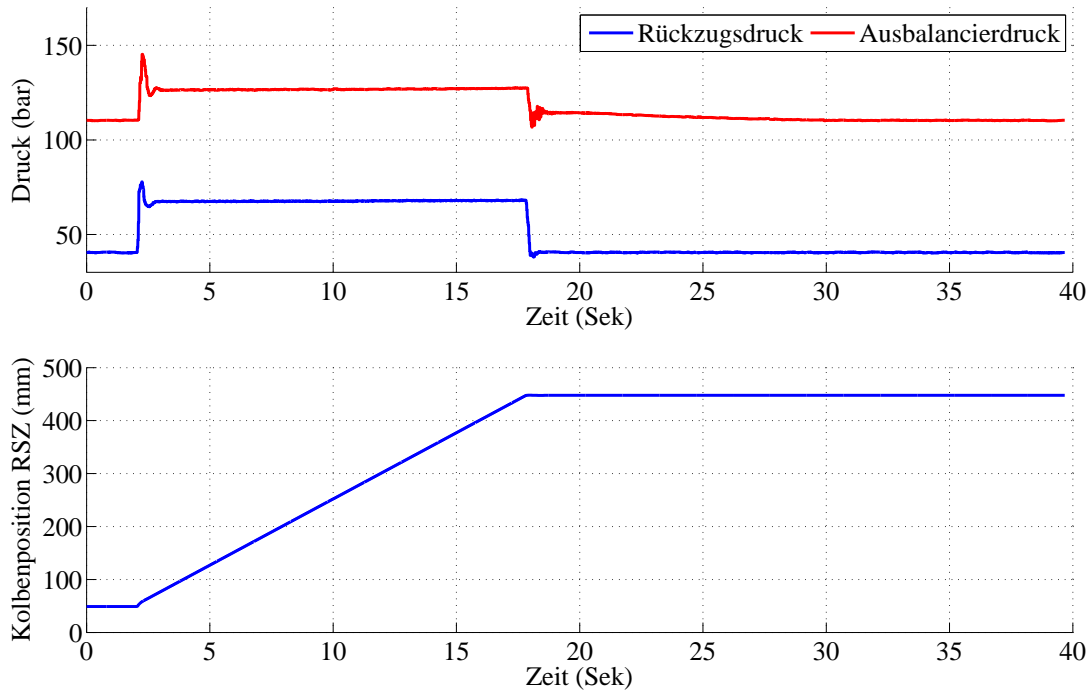


Abbildung 2.10: Druckänderung auf der Stangenseite RSZ und zugehörige RSZ-Kolbenposition in den Ausbalancierzylindern

Die Regelventile V_{pb} und V_{p3} des Ausbalancier- und Rückzugsdrucks p_b bzw. p_3 arbeiten nicht ideal. Die Druckwerte sollten konstant gehalten werden, aber beim Verfahren der Zylinder treten volumenstromabhängige Druckänderungen auf, vgl. Abbildung 2.10. Ohne für die betroffenen Zylindervolumina die Druckaufbaugleichungen anzuschreiben, wird hier vereinfacht die Druckänderung durch den Druckabfall modelliert, den der verdrängte Volumenstrom über den Regelventilen verursacht. Die allgemeine Druckänderungsgleichung lautet

$$p = p_0 + \Delta p, \quad (2.40)$$

mit dem nominellen Wert p_0 und der volumenstromabhängigen Druckänderung Δp . Wie bereits erwähnt, werden die Drücke p_3 und p_b nicht individuell für jeden Zylinder, sondern gemeinsam geregelt. Somit ergibt sich für den Volumenstrom durch ein Druckregelventil die Beziehung

$$q_k = A_j(v_{2,1} + v_{2,2} + v_{2,3} + v_{2,4}), \quad k \in \{b, 3\}, \quad j \in \{b, 4\} \quad (2.41)$$

wobei A_j die entsprechende Kolbenfläche und $v_{2,i}$ die Geschwindigkeiten der Richtspaltzylinder sind. Für q_b wären exakterweise die Geschwindigkeiten der Ausbalancierzylinder zu verwenden. Da die Ausbalancierzylinder jedoch geometrisch nah dem jeweiligen RSZ angeordnet sind, wird hier vereinfacht $v_{2,i}$ angenommen. Durch Anwendung der Ventilgleichungen (2.24) und (2.41) für $s_v - s_{v0} = 1$ auf die Regelventile ergeben sich die Druckänderungsgleichungen (2.40) zu

$$p_3 = p_{30} + \frac{A_4^2 v_{2,\Sigma}^2 \operatorname{sgn}(v_{2,\Sigma})}{k_{q3}^2}, \quad (2.42a)$$

$$p_b = p_{b0} + \frac{A_b^2 v_{2,\Sigma}^2 \operatorname{sgn}(v_{2,\Sigma})}{k_{qb}^2}, \quad (2.42b)$$

mit dem momentanen Rückzugs- und Ausbalancierungsdruck p_3 bzw. p_b , den Druck Sollwerten p_{30} und p_{b0} , den Kolbenflächen A_4 und A_b , der Summe $v_{2,\Sigma} = \sum_{i=1}^4 v_{2,i}$ der RSZ-Kolbengeschwindigkeiten und den Ventilkonstanten k_{q3} und k_{qb} .

2.4 Modellüberblick

In diesem Abschnitt ist eine Übersicht des Modells der Druckrahmenanstellung gegeben. Das Modell hat die Form

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{w}, t), \quad \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0 \quad (2.43a)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{h}(\mathbf{x}), \quad (2.43b)$$

wobei für den Zustandsvektor gilt

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \mathbf{x}_3 \\ \mathbf{x}_4 \end{bmatrix}, \in \mathbb{R}^{28}, \quad (2.44)$$

mit den Zustandsvektoren der jeweiligen Anstellzylindereinheiten, $i = 1, \dots, 4$

$$\mathbf{x}_i = \begin{bmatrix} p_{1,i} \\ p_{2,i} \\ s_{1,i} \\ v_{1,i} \\ s_{2,i} \\ v_{2,i} \\ s_{v,i} \end{bmatrix}, \in \mathbb{R}^7. \quad (2.45)$$

Den Eingang des Systems bilden die Sollwerte der Servoventile

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} s_{vRef,1} \\ s_{vRef,2} \\ s_{vRef,3} \\ s_{vRef,4} \end{bmatrix}, \in \mathbb{R}^4. \quad (2.46)$$

Die Störgrößen setzen sich aus den Richtkräften- und momenten und einen durch die unbekanntem Offsets Δd_i verursachten Torsionswinkel φ_{T0} zusammen,

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} F_R \\ M_x \\ M_y \\ \varphi_{T0} \end{bmatrix}, \in \mathbb{R}^4, \quad (2.47)$$

wobei sich φ_{T0} durch Einsetzen von (2.1) in (2.10) zu

$$\varphi_{T0} = \frac{-\Delta d_1 + \Delta d_2 + \Delta d_3 - \Delta d_4}{2a}. \quad (2.48)$$

ergibt.

Als Ausgang des Systems dienen alle Zustandsgrößen

$$\mathbf{h} = \mathbf{x}, \quad (2.49)$$

wobei dem realen System die Zylindergeschwindigkeiten durch numerische Differentiation oder einen Beobachter aus der gemessenen Position geschätzt werden müssen. Die Dynamik der Servoventile lautet

$$\frac{d}{dt}s_{v,i}(t) = \frac{-s_{v,i}(t) + (s_{v,i,Ref}(t - T_{TZ}) - s_{v,i,off})}{T_{sv}}, s_{v,0} = s_v(0), \quad (2.50a)$$

$$\left| \frac{d}{dt}s_{v,i}(t) \right| < d_{sv,gr}, \quad (2.50b)$$

siehe Gleichung (2.28).

Die Druckänderungsgleichungen in den Zylinderkammern ergeben sich aus den Gleichungen (2.34)

$$\frac{d}{dt}p_{1,i} = \frac{\beta(A_1\dot{s}_{1,i} + q_{1,i})}{A_1(h_1 - s_{1,i})} \quad (2.51a)$$

$$\frac{d}{dt}p_{2,i} = \frac{\beta(-A_2\dot{s}_{1,i} - A_3\dot{s}_{2,i} + q_{2,i})}{A_2s_{1,i} + A_3s_{2,i}}, \quad (2.51b)$$

mit den entsprechenden Volumenstrombeziehungen für $n \in \{1, 2\}$

$$q_n = (s_v - s_{v0})k_{q1}\sqrt{|p_0 - p_n|} \operatorname{sgn}(p_0 - p_n), s_v > s_{v0} \quad (2.52a)$$

$$q_n = (s_v + s_{v0})k_{q1}\sqrt{|p_n - p_T|} \operatorname{sgn}(p_n - p_T), s_v < -s_{v0} \quad (2.52b)$$

$$q_n = (s_v - s_{v0})k_{q1}\sqrt{|p_0 - p_n|} + (s_v + s_{v0})k_{q1}\sqrt{|p_n - p_T|}, |s_v| < |s_{v0}|, \quad (2.52c)$$

vgl. Gleichungen (2.26) und (2.27).

Die Bewegungsgleichungen der DUZ- und RSZ-Kolben ergeben sich aus den Gleichungen (2.35), (2.36), (2.37), (2.38), (2.39) und (2.42a) zu

$$\frac{d}{dt}s_{1,i} = v_{1,i}, \quad s_{1,i,0} = s_{1,i}(t=0) \quad (2.53a)$$

$$\frac{d}{dt}v_{1,i} = \frac{-p_{1,i}A_1 + p_{2,i}A_2 - k_{r,1,i}v_{1,i}}{m_{1,i}}, \quad v_{1,i,0} = v_{1,i}(t=0) \quad (2.53b)$$

$$\frac{d}{dt}s_{2,i} = v_{2,i}, \quad s_{2,i,0} = s_{2,i}(t=0) \quad (2.53c)$$

$$\frac{d}{dt}v_{2,i} = 4 \frac{p_{2,i}A_3 - \left(p_{30} + \frac{A_4^2 v_{2,\Sigma}^2 \operatorname{sgn}(v_{2,\Sigma})}{k_{q3}^2}\right) A_4 - k_{r,2,i}v_{2,i} - F_{c,2,i} \tanh(k_{th}v_{2,i}) + F_{L,i}}{m},$$

$$v_{2,i,0} = v_{2,i}(t=0), \quad i = 1, \dots, 4, \quad (2.53d)$$

wobei sich die Lastkraft $F_{L,i}$ aus der Gleichung (2.22) mittels der Inversen der Transformationsmatrix \mathbf{T}_F

$$\mathbf{T}_F^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{4} & \frac{1}{4b} & \frac{1}{4a} & \frac{1}{2a} \\ \frac{1}{4} & -\frac{1}{4b} & \frac{1}{4a} & -\frac{1}{2a} \\ \frac{1}{4} & \frac{1}{4b} & -\frac{1}{4a} & -\frac{1}{2a} \\ \frac{1}{4} & -\frac{1}{4b} & -\frac{1}{4a} & \frac{1}{2a} \end{bmatrix}, \quad (2.54)$$

herleiten lässt. Hier wird als Beispiel $F_{L,2}$ dargestellt,

$$F_{L,2} = \frac{F_z}{4} - \frac{M_x}{4b} + \frac{M_y}{4a} - \frac{M_T}{2a}. \quad (2.55)$$

Die vertikale Druckrahmenkraft F_z ist durch das Einsetzen der Gleichung (2.42b) in die Gleichung (2.15),

$$F_z = -4\left(p_{b0} + \frac{A_b^2 v_{2,\Sigma}^2 \operatorname{sgn}(v_{2,\Sigma})}{k_{qb}^2}\right)A_b + mg - F_R. \quad (2.56)$$

definiert.

Das Torsionsmoment wird aus den Gleichungen (2.9) und (2.16) mit (2.1) hergeleitet

und durch den Torsionswinkel der Kalibration φ_{T0} ergänzt,

$$M_T = -c_T \left(\frac{s_1 - s_2 - s_3 + s_4}{2a} + \underbrace{\frac{-\Delta d_1 + \Delta d_2 + \Delta d_3 - \Delta d_4}{2a}}_{\varphi_{T0}} \right). \quad (2.57)$$

2.5 Vorhandene Regelalgorithmen

Die Positionen der Richtspaltzylinderkolben werden kontinuierlich geregelt. Auf der Maschine sind dazu Positions- und Kraftregler implementiert. Da die im Folgenden betrachteten Messdaten mit aktiven Reglern aufgenommen wurden, müssen diese zur Modellvalidierung mitberücksichtigt werden.

2.5.1 Positionsregelung der Anstellzylinder

Die Stellgröße der Positionsregelung ist die Stellung des Servoventils. Der Sollwert der Öffnung $s_{v,Ref}$ wird von dem Positionsregler (2.58) bestimmt. Er regelt die Abweichung von der vorgegebenen Trajektorie der RSZ-Kolbenposition aus, wie in der Abbildung 2.11 dargestellt ist. Der Positionsregler ist ein PI-Regler, wobei der I-Anteil erst eingeschaltet wird, wenn die Regelabweichung kleiner als ein bestimmter Grenzwert e_0 ist. Der Zustand des I-Anteils wird bei jedem erneuten Aktiv-Schalten auf 0 zurückgesetzt. Die entsprechende Reglergleichung lautet

$$s_{v,Ref} = \begin{cases} k_{p,s2} e_{s2} + k_{i,s2} \int e_{s2} dt, & \text{für } |e_{s2}| \leq e_0 \\ k_{p,s2} e_{s2}, & \text{für } |e_{s2}| > e_0, \end{cases} \quad (2.58)$$

mit den Reglerkoeffizienten $k_{p,s2}$ und $k_{i,s2}$ und dem Regelfehler $e_{s2} = s_{2,soll} - s_{2,ist}$.

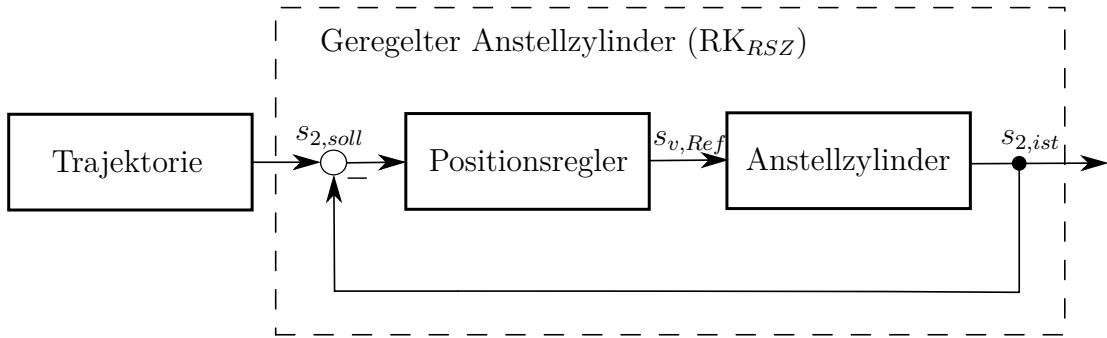


Abbildung 2.11: Regelkreis - Positionsregler

Die Solltrajektorie besteht aus dem Sollwert des Richtkraftmodells $s_{2,Richt}$, einer statischen Auffederungskompensation $s_{2,auff}$ und dem Sollwert des Kraftreglers, der im folgenden Abschnitt beschrieben wird.

2.5.2 Diagonalkraftregler

Um eine Verformung des Rahmens zu vermeiden, wurde ein sogenannter Diagonalkraftregler DKR implementiert. Er ist ein PI-Regler, dessen Ausgangsgröße s_{dkr} zu der vorgegebenen Solltrajektorie addiert und somit als Zusatzsollwert dem Positionsregler übergeben wird. Die Stellgröße s_{dkr} wird zu den Trajektorien der Zylinder 1 und 4 addiert und von den Trajektorien der Zylinder 2 und 3 subtrahiert. Die Reglergleichung lautet

$$s_{dkr} = k_{p,dkr} e_{dkr} + k_{i,dkr} \int e_{dkr} dt, \quad (2.59)$$

wobei $k_{p,dkr}$ und $k_{i,dkr}$ die Reglerkoeffizienten sind. Die Regelabweichung e_{dkr} ist eine Größe, die aus geschätzten Prozesskräften $\hat{F}_{P,i}$ berechnet wird,

$$e_{dkr} = -\frac{\hat{F}_{P,1}\hat{F}_{P,4} - \hat{F}_{P,2}\hat{F}_{P,3}}{\hat{F}_{P,1} + \hat{F}_{P,2} + \hat{F}_{P,3} + \hat{F}_{P,4}} \quad (2.60)$$

Die Prozesskräfte werden dabei aus den gemessenen Drücken und mit Hilfe von Offset-Kräften, die während eines regelmäßig wiederholten Tariervorgangs im stationären Zustand bestimmt werden, berechnet. Die Prozesskräfte lauten

$$\hat{F}_{P,i} = p_{2i}A_3 - p_3A_4 - F_{tar,i}, \quad i = 1, \dots, 4, \quad (2.61)$$

mit der jeweiligen Offset-Kraft $F_{tar,i}$, die die zum Zeitpunkt des Tariervorgangs auftretenden Last- und Reibkräfte $\hat{F}_{L,i}$ und $\hat{F}_{f2,i}$ zusammenfasst, vgl. Gleichung

(2.37b). Die Lastkraft $F_{L,i}$ kann aus der Gleichung (2.22) mittels der Beziehung (2.15) hergeleitet werden. Da es während des Tariervorgangs keine Richtkraft sowie keine Druckrahmenmomente gibt, lautet die Tarierkraftbeziehung

$$F_{tar,i} = F_{f2,tar,i} - F_{L,tar,i} = F_{f2,tar,i} - \frac{F_{b,tar,i} - F_{g,tar,i}}{4} \pm \frac{M_{T,tar}}{2a}, \quad i = 1, \dots, 4, \quad (2.62)$$

mit dem Vorzeichen + für die Zylinder 1 und 4 und – für 2 und 3, siehe Gleichung (2.54).

Da der Tariervorgang im stationären Zustand stattfindet, ist die Geschwindigkeit des RSZ-Kolbens und damit auch der Einfluss der viskosen Reibung, siehe Gleichung (2.39), und die Druckänderung in den Ausbalancierzylindern, vgl. (2.42b), vernachlässigbar. Der entsprechende Regelkreis ist in Abbildung 2.12 dargestellt.

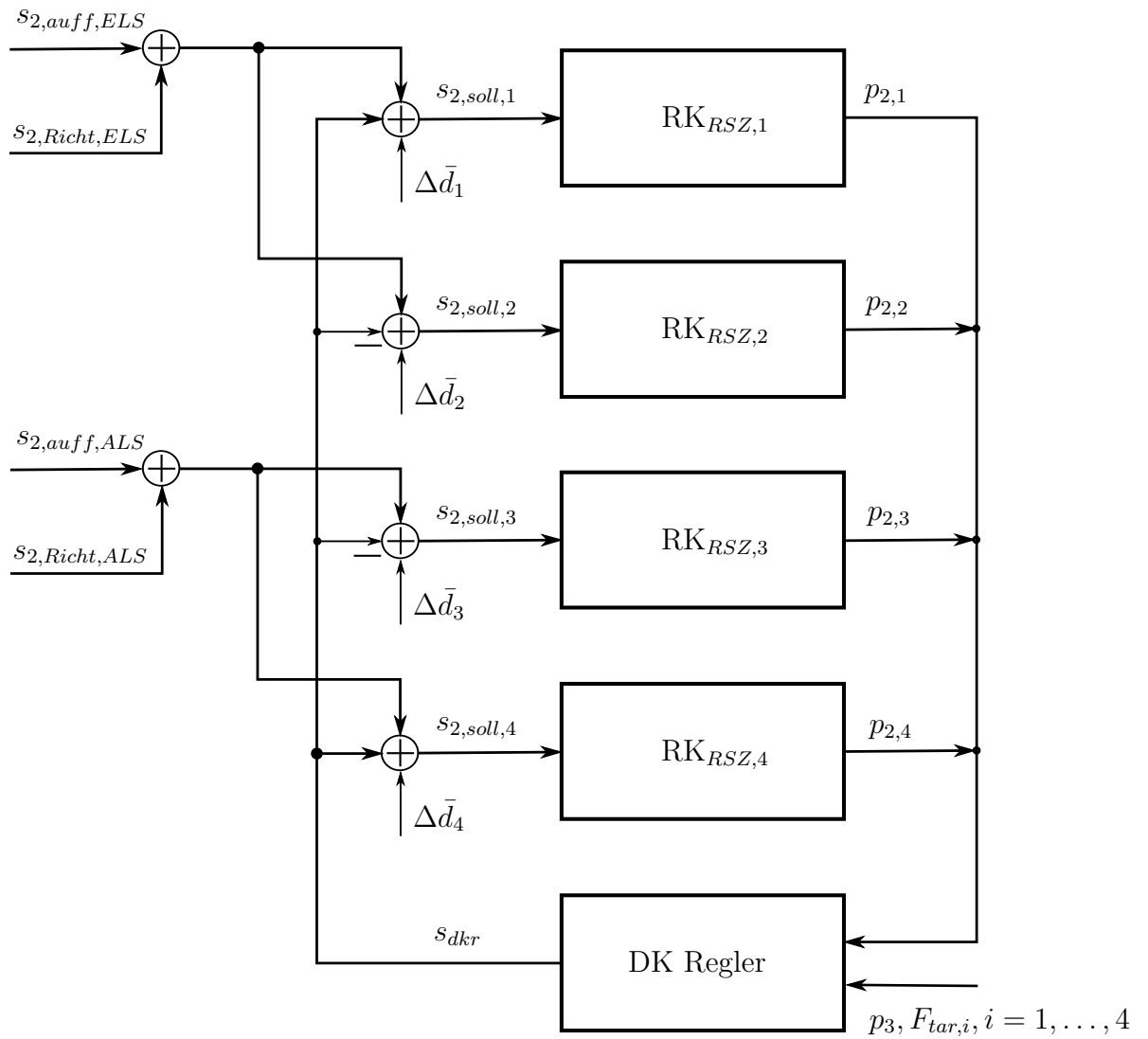


Abbildung 2.12: Regelkreis mit dem Diagonalkraftregler

3 Parameteridentifikation und Modellvalidierung

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Anpassung des entworfenen mathematischen Modells an die reale Maschine. Neben bekannten Maschinenparametern, wie z.B. Dimensionen oder Massen, sind einige Parameter unbekannt und müssen daher identifiziert werden. Zur Parameteridentifikation konnten keine gezielten Versuche unternommen werden, sondern es wurden die Parameter so angepasst, dass sie mit den, aus dem regulären Produktionsbetrieb vorliegenden, Messdaten übereinstimmen. Dabei stehen die gemessenen Drücke sowie die Ist- und Sollpositionen der Zylinder- und Servoventilkolben zur Verfügung.

Im Produktionsbetrieb wechseln sich Richtstiche und Wartepausen ab. In den lastfreien Wartepausen wird die Anstellung konstant in einer bestimmten Ausgangsstellung gehalten. Vor einem Richtstich werden die Zylinder lastfrei mit konstanter Geschwindigkeit auf die Sollposition gefahren.

Zur Simulation des eigentlichen Richtvorgangs ist neben einem Maschinenmodell auch ein Richtmodell notwendig. Im Rahmen dieser Arbeit wurde auf die Modellierung des Richtvorgangs nicht weiter eingegangen. Die unbekannt Modellparameter lassen sich aus den Messdaten des lastfreien Betriebs identifizieren, wie im Folgenden beschrieben wird. Anschließend erfolgt die Simulation des angepassten Modells und seine Validierung durch den Vergleich mit Messdaten.

3.1 Parameteridentifikation

Das in Kapitel 2 entworfene mathematische Modell kann in der Form

$$\sum(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \eta, \theta_s, \theta_d, \mathbf{u}, \mathbf{w}) = \mathbf{0} \quad (3.1)$$

dargestellt werden. Dabei bezeichnen \mathbf{x} und $\dot{\mathbf{x}}$ den Zustand bzw. die Zustandsänderung, η die bekannten Parameter, θ_s und θ_d die unbekannt Parameter, \mathbf{u} die

bekannten Eingangsgrößen und \mathbf{w} die unbekannten Störungen.

Die unbekannt Parameter können in zwei Typen θ_s bzw. θ_d unterteilt werden. Die Parameter des ersten Typs θ_s kommen in algebraischen Modellgleichungen vor bzw. in Ruhelagen des Differentialgleichungssystems, vgl. Kapitel 2.4. Sie können daher ohne Kenntnis der Zustandsänderungen direkt aus den Messdaten entsprechend der Betriebszustände berechnet werden. Dies ist auch für einige quasistationäre Zustände möglich, wie z.B. beim Verfahren mit konstanter Geschwindigkeit. Ein typisches Beispiel dieser Parameter sind die Ventilkonstanten.

Die Parameter des zweiten Typs θ_d tauchen im Allgemeinen nichtlinear in den Systemgleichungen derart auf, dass sie sich nicht durch algebraische Gleichungen berechnen lassen. Sie werden durch Simulation von

$$\sum(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \eta, \hat{\theta}_s, \hat{\theta}_d, \mathbf{u}, \mathbf{0}) = \mathbf{0} \quad (3.2)$$

und Vergleich von simulierten Systemausgängen $\mathbf{y}(\mathbf{x})$ mit den entsprechenden Messdaten \mathbf{y}_{mess} identifiziert. In diese Gruppe gehört z.B. die Steigungsbegrenzung des Servoventils.

3.1.1 Servoventil

Die Funktionsweise und die Parameter des Servoventils wurden im Abschnitt 2.3.1 beschrieben. Dabei sind folgende Servoventilparameter unbekannt: die Proportionalitätskonstante des Ventils k_{q1} , die Überdeckung s_{v0} , der Offset der Ventilkolbenposition $s_{v,off}$, die Totzeit T_{TZ} , die Zeitkonstante T_{sv} und die Steigungsbegrenzung $d_{sv,gr}$.

Die Proportionalitätskonstante k_{q1} des Servoventils wird aus dem entsprechenden Nennvolumenstrom $q_N = 150 \frac{1}{\text{min}}$ und dem Nenndruckabfall $p_N = 5 \text{ bar}$, vgl. [5], bei maximaler Ventilöffnung aus der Gleichung (2.24) berechnet. So ergibt sich folgende Beziehung,

$$k_{q1} = \frac{q_N}{\sqrt{\Delta p_N}}. \quad (3.3)$$

Durch Umformen der Gleichung (2.27) im quasistatischen Fall, $q_{n,i} = 0$, lassen sich die Überdeckungen $s_{v0,RL,i}$ der Servoventile, in der Form

$$s_{v0,RL,i} = s_v \frac{\sqrt{p_0 - p_{n,i}} + \sqrt{p_{n,i} - p_T}}{\sqrt{p_0 - p_{n,i}} - \sqrt{p_{n,i} - p_T}}, \quad i = 1, \dots, 4, n \in \{1, 2\} \quad (3.4)$$

angeben. Der quasistatische Fall, $q_{n,i} = 0$, wurde angenommen, wenn sowohl die Zylinderpositionen als auch die Drücke nahezu konstant waren. Da bei jedem Anstellzylinder verschiedene Druckwerte gemessen werden, werden auch Überdeckungen für jeden Zylinder getrennt berechnet. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 3.1 dargestellt.

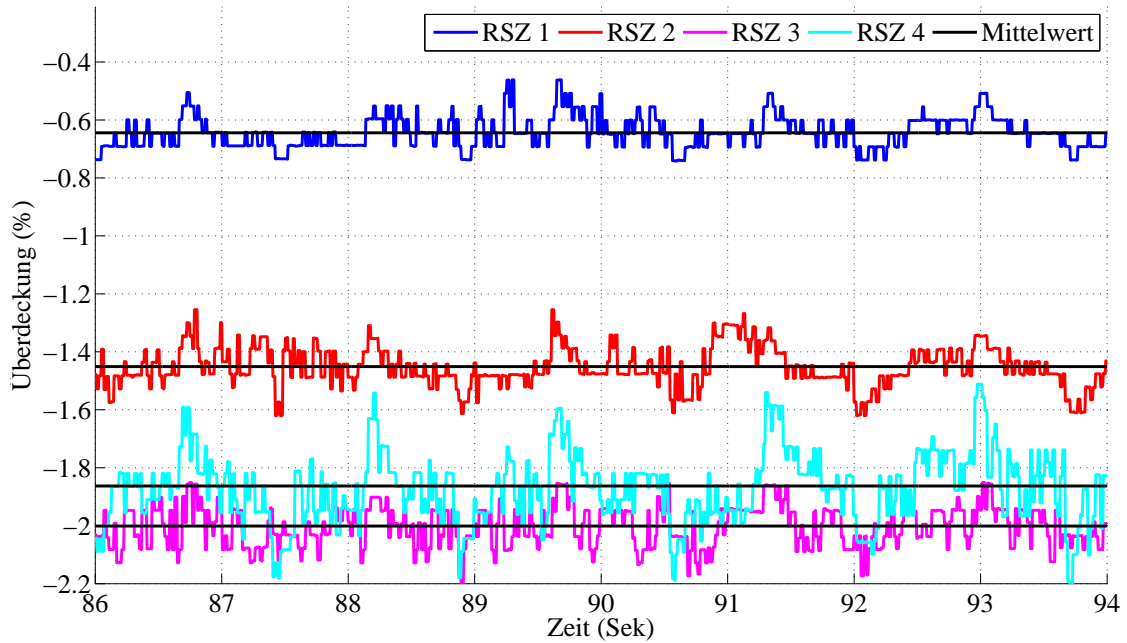


Abbildung 3.1: Überdeckung der Servoventile

In den Messdaten wurde ein Offset $s_{v,off}$ zwischen dem Soll- und Istwert des Servoventils beobachtet. Dieser wird durch eine Mittelwertbildung bestimmt, vgl. Abbildung 3.2.

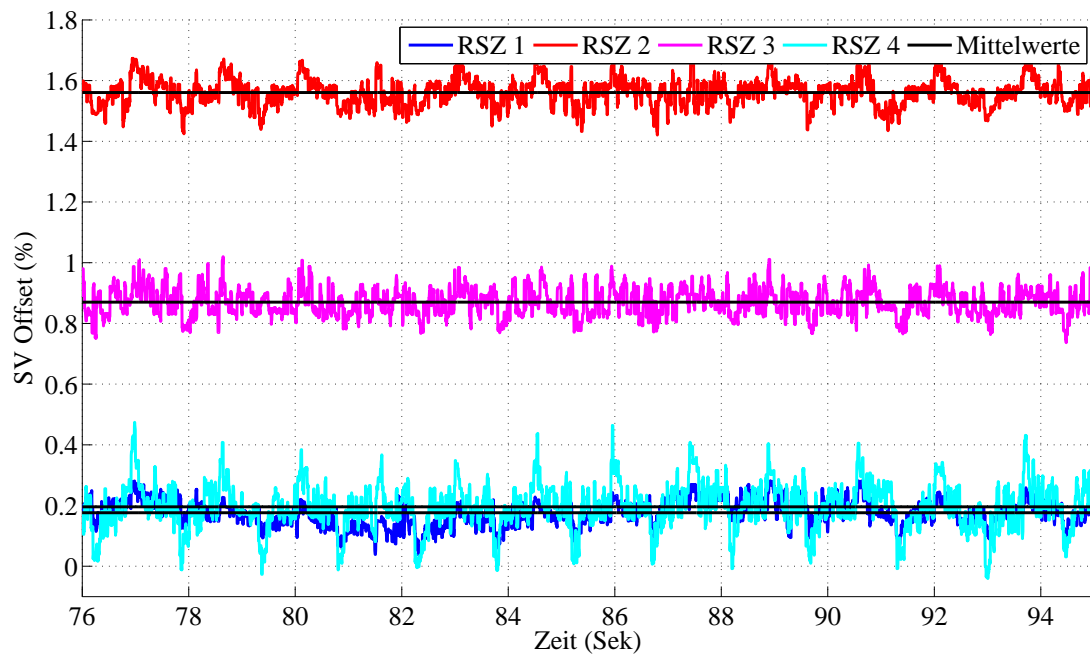


Abbildung 3.2: Offset zwischen dem Soll- und Istwert des Servoventils

Die Servoventile weisen eine signifikante Totzeit T_{TZ} auf, die u.a. der Buskommunikation zugeordnet werden kann. Für die Totzeit wird ein Durchschnittswert der Servoventilverzögerungen von $T_{TZ} = 27$ ms verwendet, siehe Abbildung 3.3 und Abbildung 3.4.

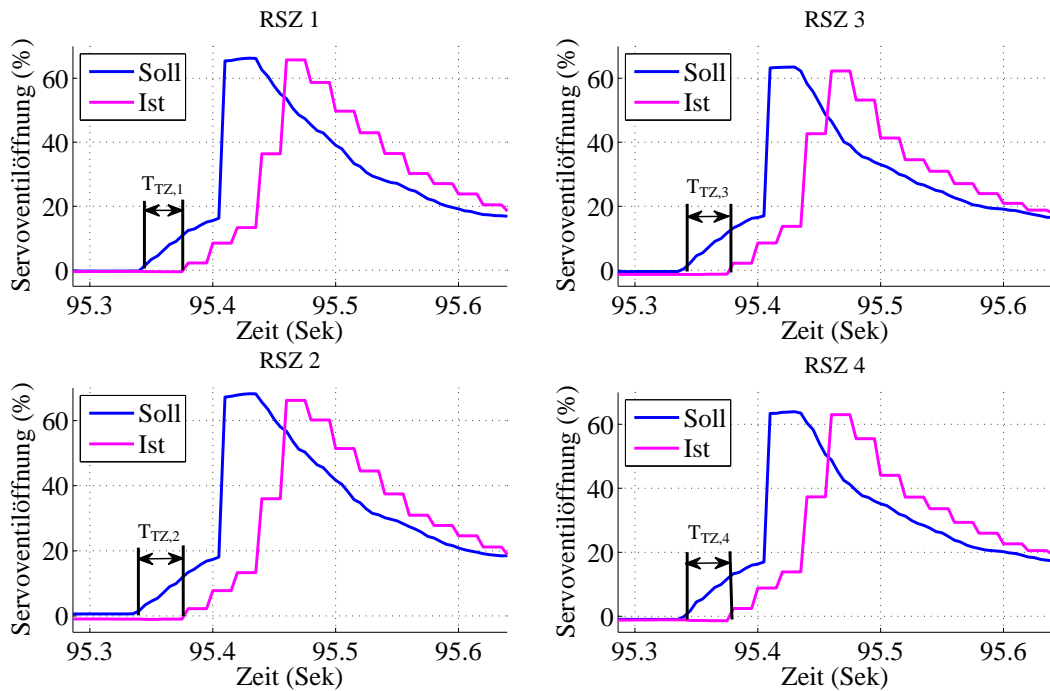


Abbildung 3.3: Die Zeitverzögerung des Servoventils

Die Servoventildynamik wird von zwei Parametern bestimmt. Diese sind die Zeitkonstante T_{sv} und die Schranke $d_{sv,gr}$ der Ventilöffnungsgeschwindigkeit. Um die genannten Parameter zu identifizieren, wurde das Teilmodell (2.50) allein simuliert. Dies ist möglich, da es unabhängig von den weiteren Zuständen ist und die Eingangsgröße $s_{v,Ref}$ und der Zustand s_v als Messgrößen vorliegen. Das Modell wurde mit verschiedenen Zeitkonstanten und Steigungsbegrenzungen simuliert. Die besten Ergebnisse entstehen mit kleineren Zeitkonstanten und höheren Geschwindigkeitschranken. Die Zahlenwerte befinden sich in der Tabelle 6.2.

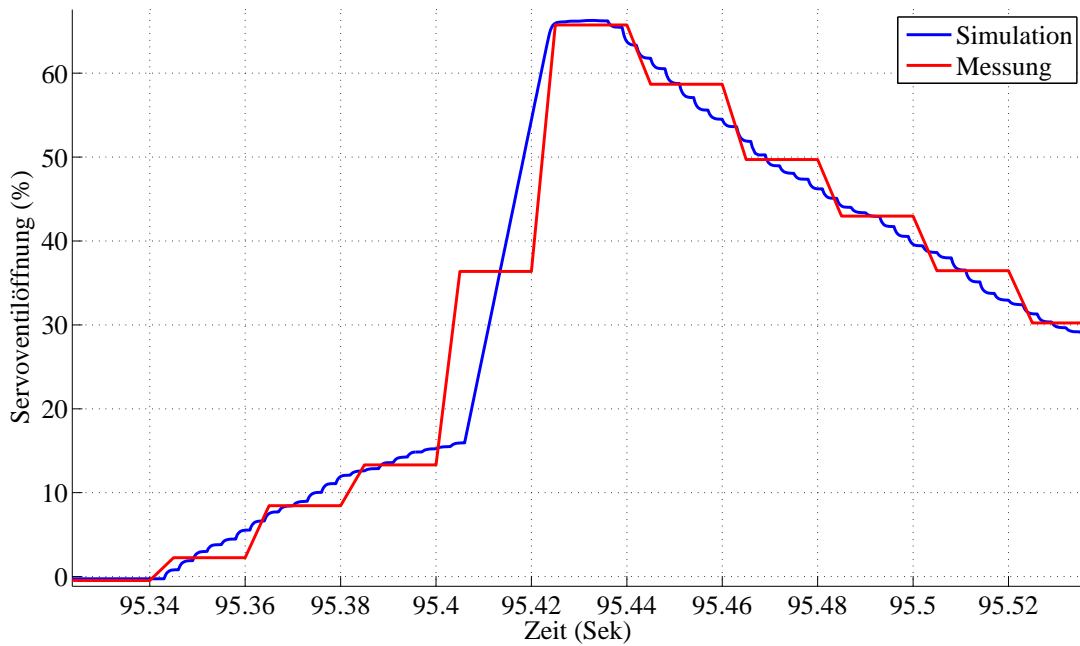


Abbildung 3.4: Vergleich zwischen Messung und Simulation der Servoventildynamik

3.1.2 Druckregelventile

Die Proportionalitätskonstanten der Rückzugs- und Ausbalancierungs-drossel k_{q3} und k_{qb} werden so bestimmt, dass die mit den Drosselgleichungen (2.42) berechneten Drücke p_3 und p_b für konstante Kolbengeschwindigkeiten $v_{2,i}$ mit den Messdaten übereinstimmen,

$$k_{q3} = \frac{A_4 v_{2,\Sigma}}{\sqrt{p_3 - p_{30}}}, \quad (3.5a)$$

$$k_{qb} = \frac{A_b v_{2,\Sigma}}{\sqrt{p_b - p_{b0}}}. \quad (3.5b)$$

Auch hier wurde eine Mittelwertbildung durchgeführt, die identifizierten Zahlenwerte sind in Tabelle 6.2 zu finden.

3.1.3 Anstellzylinder

Um das Reibungsmodell (2.39) simulieren zu können, müssen die Reibungsparameter k_r , F_c und k_{th} bestimmt werden.

Während des lastfreien Verfahrens der Anstellzylinder mit konstanter Geschwindigkeit vor dem Richtvorgang herrscht ein quasistationärer Zustand. Die auf die Anstellzylinder wirkenden Kräfte liegen im Gleichgewicht, vgl. Gleichung (2.37b). Durch das Einsetzen der Gleichungen (2.38) und (2.39) folgt für jeden Anstellzylinder $i = 1, \dots, 4$

$$p_{2,i}A_3 - p_{3,i}A_4 - k_{r,i}v_{2,i} - F_{c,i} \tanh(k_{th}v_{2,i}) + F_{L,i} = 0 \quad (3.6)$$

Für die vom Druckrahmen übertragene Kraft $F_{L,i}$ gilt durch Umformen von (2.22)

$$F_{L,i} = \sum_{j=1}^4 (\mathbf{T}_F^{-1})_{i,j} (\mathbf{F}_{DR})_j \quad i = 1, \dots, 4, . \quad (3.7)$$

Weiter lässt sich die Komponente F_z des Vektors \mathbf{F}_{DR} mit (2.15) in der Gleichung (3.7) ersetzen. Dann kann der Ausdruck für die Kraft $F_{L,i}$ in einen bekannten und einen unbekanntem Teil zerlegt werden,

$$F_{L,i} = \underbrace{\frac{1}{4}(-F_b + F_g)}_{F_{bek,i}} - \underbrace{\frac{1}{4}F_R + \sum_{j=2}^4 (\mathbf{T}_F^{-1})_{i,j} (\mathbf{F}_{DR})_j}_{F_{unbek,i}}. \quad (3.8)$$

Der Anteil $F_{unbek,i}$ setzt sich folglich aus den Kräften und Momenten zufolge des Richtprozesses und dem Torsionsmoment zusammen. Er entspricht den in 2.5.2 eingeführten Prozesskräften $F_{P,i}$. Setzt man Gleichung (3.8) in (3.6) ein, ergibt sich,

$$p_{2,i}A_3 - p_{3,i}A_4 + \frac{1}{4}(-F_b + F_g) = \frac{1}{4}F_R - \sum_{j=2}^4 (\mathbf{T}_F^{-1})_{i,j} (\mathbf{F}_{DR})_j + k_{r,i}v_{2,i} + F_{c,i} \tanh(k_{th}v_{2,i}) \quad (3.9)$$

Da im lastfreien Fall keine Starrkörperkräfte und -momente vorkommen ($F_R = 0$, $M_x = 0$, $M_y = 0$), kann Gleichung (3.9) auf die Form

$$p_{2,i}A_3 - p_{3,i}A_4 + \frac{1}{4}(-F_b + F_g) = -\frac{M_T}{2a} + k_{r,i}v_{2,i} + F_{c,i} \tanh(k_{th}v_{2,i}), \quad i = 1, 4 \quad (3.10a)$$

$$p_{2,i}A_3 - p_{3,i}A_4 + \frac{1}{4}(-F_b + F_g) = \frac{M_T}{2a} + k_{r,i}v_{2,i} + F_{c,i} \tanh(k_{th}v_{2,i}), \quad i = 2, 3 \quad (3.10b)$$

reduziert werden. Die Größen der linken Seite der Gleichung können gemessen werden und die Änderung dieser Summe vor und während des Ausfahrens für alle vier Anstellzylinder ist in Abbildung 3.5 zu sehen.

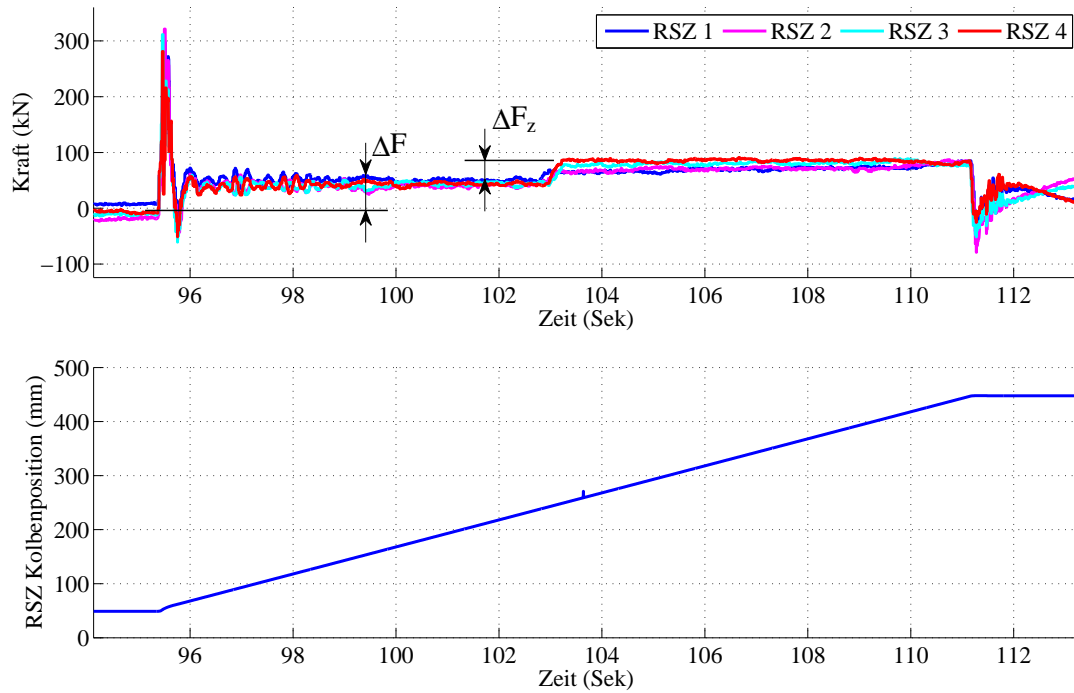


Abbildung 3.5: Bilanz der bekannten Kräfte für den Anstellzylinder

Es fällt auf, dass es bei allen Zylindern zu zwei signifikanten Kraftanstiegen mit jeweils konstanten Niveaus kommt. Der erste findet beim Start des Ausfahrens statt und kann durch eine Geschwindigkeits- und entsprechende Reibkraftherhöhung erklärt werden. Die Reibungsparameter k_r , F_c konnten nicht getrennt identifiziert werden, da die Messdaten bei nur einer Ausfahrgeschwindigkeit vorliegen. Deswegen wurden die Parameter so gewählt, dass die Beziehung

$$k_r v_2 + F_c = \Delta F, \quad (3.11)$$

stimmt. Dabei bezeichnet v_2 die Ausfahrgeschwindigkeit und ΔF den gemessenen Kraftanstieg zu Beginn des Ausfahrens. Zudem wurde k_r so angepasst, dass das Dämpfungsverhalten beim Erreichen der Zylinderposition gut mit den Messdaten übereinstimmt. Weitere Experimente mit verschiedenen konstanten Ausfahrgeschwindigkeiten würden eine genauere Schätzung der Reibungsparameter ermöglichen.

Um den Koeffizienten der tanh-Funktion k_{th} zu bestimmen, werden verschiedene Werte getestet und ein passender gewählt. Dieser muss groß sein, um die Signumkennlinie abbilden zu können und befindet sich in der Tabelle 6.2 im Anhang.

Der zweite Kraftanstieg tritt auf, wenn die Anstellzylinderkolbenposition annähernd $s_{2,spr} = 240$ mm erreicht. Eine mögliche Ursache könnte eine Erhöhung der Coulomb-Reibung durch die Änderung der Kontaktverhältnisse sein. Dies hätte aber richtungsabhängige Auswirkungen gehabt, die nicht beobachtet werden konnten. Am ehesten konnte das gemessene Verhalten rekonstruiert werden, indem ein Sprung der vertikalen Kraft $\Delta F_z = F_{sp}$ aufgebracht wird, wenn ein Zylinder den Wert $s_{2,spr}$ erreicht, vgl. Abbildung 3.5.

Im Allgemeinen sind die während des Tariervorgangs ermittelten Offset-Kräfte $F_{tar,i}$ bekannt. Im Rahmen dieser Arbeit lagen diese Zahlenwerte jedoch nicht vor, sie wurden daher aus den gemessenen Drücken $p_{2,i}$ und $p_{3,i}$ sowie den aufgezeichneten Kräften $\hat{F}_{P,i}$ mit Hilfe der Gleichung (2.61) ermittelt. Dabei wurden nur Zeitabschnitte berücksichtigt, in den der Zustand der Maschine mit der des Tariervorgangs vergleichbar war.

3.1.4 Druckrahmen

Die Offsets Δd_i zwischen dem RSZ- und DR-Koordinatensystem, vgl. Gleichung (2.1), wurden während eines Kalibrationsvorgangs geschätzt, jedoch können sie nicht exakt bestimmt werden, vgl. Gleichung (2.2). Durch die Kalibrationsfehler $\Delta d_{kf,i}$ verbleibt ein unbekannter Torsionswinkel $\varphi_{T,kf}$. Der Torsionswinkel φ_{T0} , vgl. (2.57), setzt sich damit aus der Summe der zwei Winkel $\bar{\varphi}_{T0}$ und $\varphi_{T,kf}$ zusammen,

$$\varphi_{T0} = \bar{\varphi}_{T0} + \varphi_{T,kf} = \frac{-\Delta \bar{d}_1 + \Delta \bar{d}_2 + \Delta \bar{d}_3 - \Delta \bar{d}_4}{2a} + \frac{-\Delta d_{kf,1} + \Delta d_{kf,2} + \Delta d_{kf,3} - \Delta d_{kf,4}}{2a}. \quad (3.12)$$

Die Schätzwerte $\Delta \bar{d}_i$ und der dadurch geschätzte Torsionswinkel $\bar{\varphi}_{T0}$ sind neben des Sollwertes des Richtkraftmodells $s_{2,Richt,i}$, einer konstanten Auffederungskompensation $s_{2,auff,i}$ und dem Sollwert des DK-Reglers, $s_{dkr,i}$, für $i = 1, \dots, 4$, in den RSZ-Kolbenpositionssollwerten $s_{2,soll,i}$ enthalten, vgl. Abbildung 2.12,

$$s_{2,soll,i} = s_{2,Richt,i} + s_{2,auff,i} + s_{dkr,i} + \Delta \bar{d}_i. \quad (3.13)$$

Dabei sind die Sollwerte des Richtkraftmodells und der Auffederungskompensation gleich für die Ein-, $i = 1, 2$, bzw. Auslaufseite, $i = 3, 4$. Im Weiteren wird angenommen, dass die Positionssollwerte $s_{2,soll,i}$ durch die Positionsregler exakt eingestellt werden. Durch Einsetzen der (3.12) und (3.13) in die Gleichung (2.57) wird der Winkel $\bar{\varphi}_{T0}$ gekürzt und es ergibt sich die Beziehung

$$M_T = -c_T (\varphi_{T,dkr} + \varphi_{T,kf}), \quad (3.14)$$

für das Torsionsmoment, mit dem durch den Diagonalkraftregler eingprägten Torsionswinkel $\varphi_{T,dkr}$,

$$\varphi_{T,dkr} = \mathbf{T}_s \begin{bmatrix} s_{dkr} \\ -s_{dkr} \\ -s_{dkr} \\ s_{dkr} \end{bmatrix} = \frac{2s_{dkr}}{a}. \quad (3.15)$$

Unter der Annahme, dass das Torsionsmoment im stationären lastfreien Fall vom DK-Regler unterdrückt wird ($M_T = 0$), lässt sich der Torsionswinkel $\varphi_{T,kf}$ aus dem bekannten Winkel $\varphi_{T,dkr}$ bestimmen. Der Zahlenwert befindet sich in der Tabelle 6.2.

Der Wert der Torsionssteifigkeit c_T kann nicht exakt gemessen werden. Er wird so bestimmt, dass das Verhalten der simulierten Stellgröße des Diagonalkraftreglers s_{dkr} nach dem Ausfahren dem gemessenen entspricht. Man bemerkt dabei, dass das DKR-Stellgrößenverhalten stark gedämpft ist, wie in der Abbildung 3.6 zu sehen ist. Eine mögliche Ursache ist, dass die in einer Ruhelage identifizierte Ventilüberdeckung $s_{v0,RL}$ zu starke Dämpfung im dynamischen Verhalten hervorruft. Die Erklärung dafür ist, dass die Servoventilöffnungsfläche stärker als linear - wie angenommen - abnimmt. Die Steuerkanten werden oft durch kreisrunde Bohrungen im Ventilkolben realisiert. Für kleine Ventilauslenkungen geht diese nichtlineare Geometrie stärker in die Ventilöffnungscharakteristik ein [2].

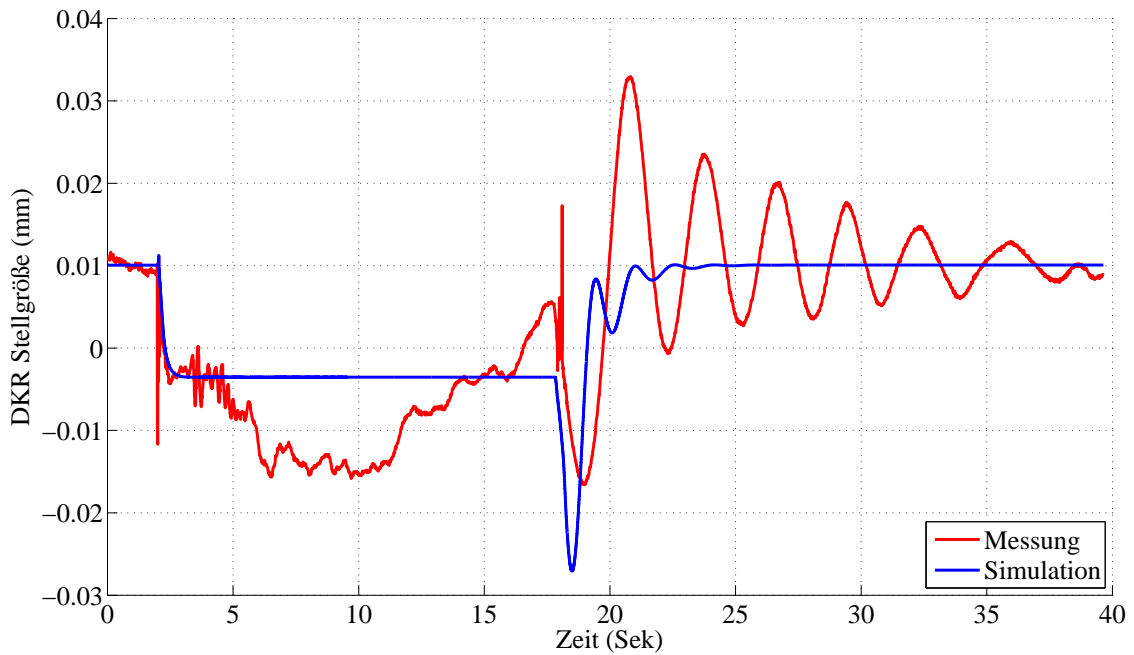


Abbildung 3.6: Die stark gedämpfte Stellgröße des DK-Reglers

Deswegen wurde der Wert der Torsionssteifigkeit zuerst mit der Ventilüberdeckung $s_{v0,i} = 0$ heuristisch so ermittelt, dass die Amplitude und die Frequenz der DKR-Stellgröße gut den Messdaten entspricht. Die besten Ergebnisse wurden mit $c_T = 4.15 \text{ Nm/rad}$ erzielt. Danach wurde das Modell mit verschiedenen Ventilüberdeckungen simuliert. Sehr gute Ergebnisse werden mit Werten erzielt, die 10 % der der in der Ruhelage identifizierten Werte betragen, vgl. Abbildung 3.7 und werden in der Tabelle 6.2 gegeben.

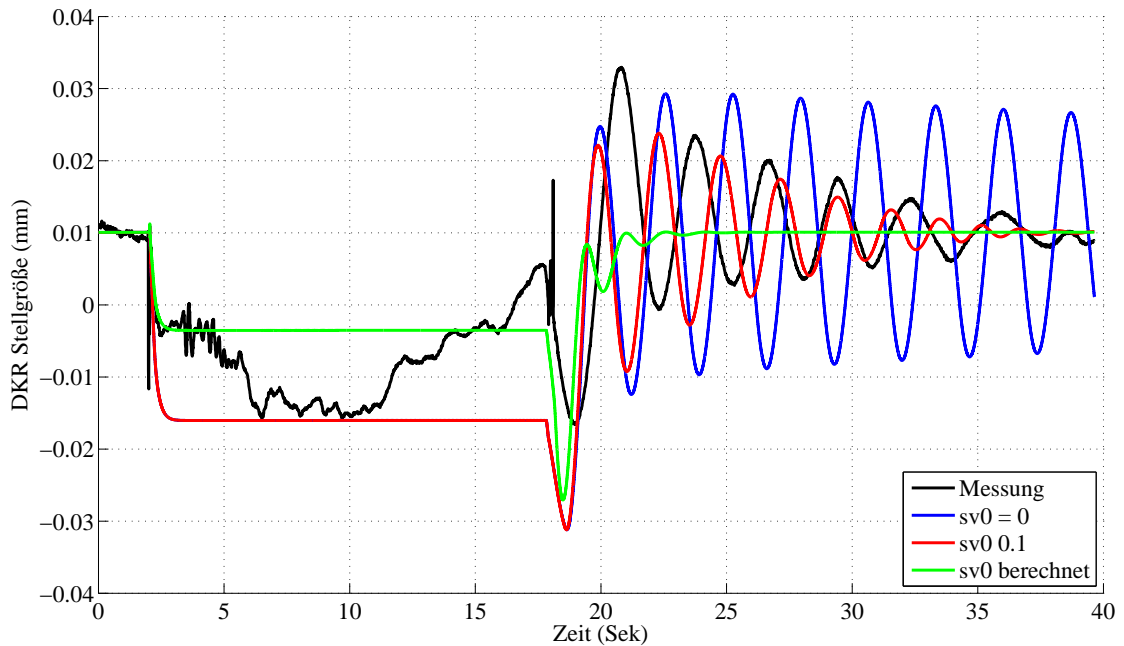


Abbildung 3.7: Die Auswirkung der Ventilüberdeckung auf die Stellgröße des DK-Reglers

3.2 Simulationsergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Simulationsergebnisse des angepassten Modells mit den Messdaten eines lastfreien Ruhelagenwechsels verglichen und damit das Modell validiert. Die Simulationsergebnisse für alle vier Zylinder sind in den Abbildungen 3.8 - 3.13 dargestellt. Daraus kann man schließen, dass das Modell sehr gut mit den Messdaten übereinstimmt und ein guter Ausgangspunkt für die Regleranalyse und -synthese ist.

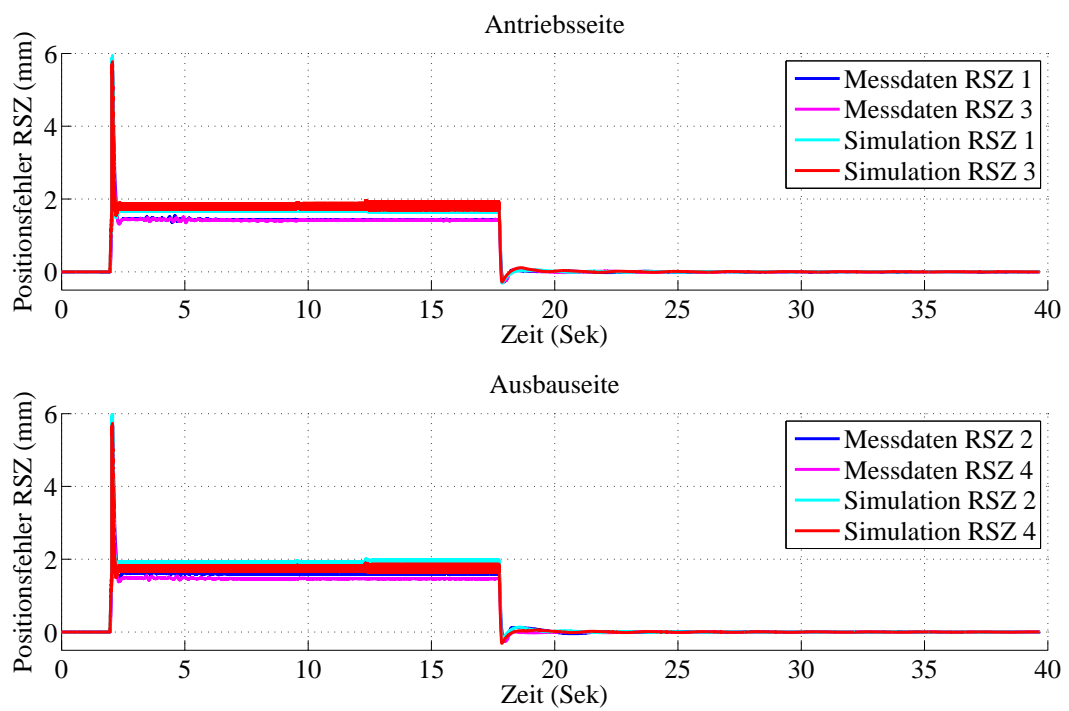


Abbildung 3.8: RSZ Kolbenpositionsfehler (Allgemein)

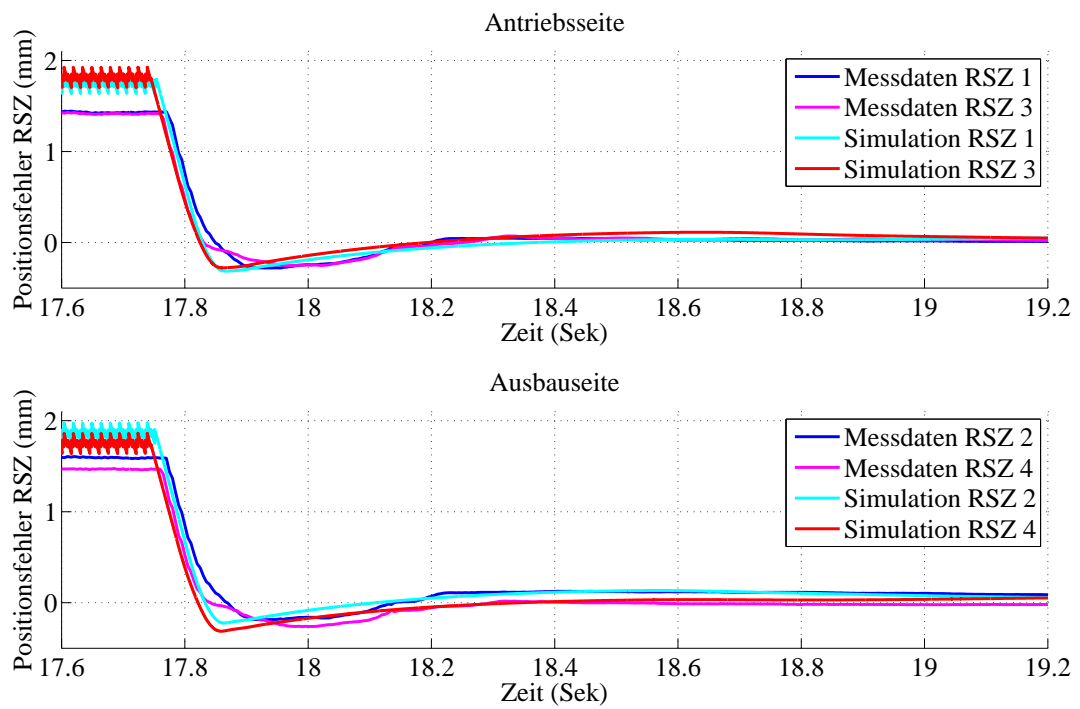


Abbildung 3.9: RSZ Kolbenpositionsfehler (Ruhelagenwechsel-Ende)

Beim Vergleich der RSZ-Kolbenpositionsfehler $e_{s_2} = s_{2,soll} - s_{2,ist}$, vgl. Abbildungen 3.8 und 3.9, erkennt man, dass sich die Abweichungen zwischen der Simulation und der Messung während des Ausfahrens in der Größenordnung 0.3–0.4 mm bewegen und nach dem Einlaufen in die Ruhelage vernachlässigbar sind.

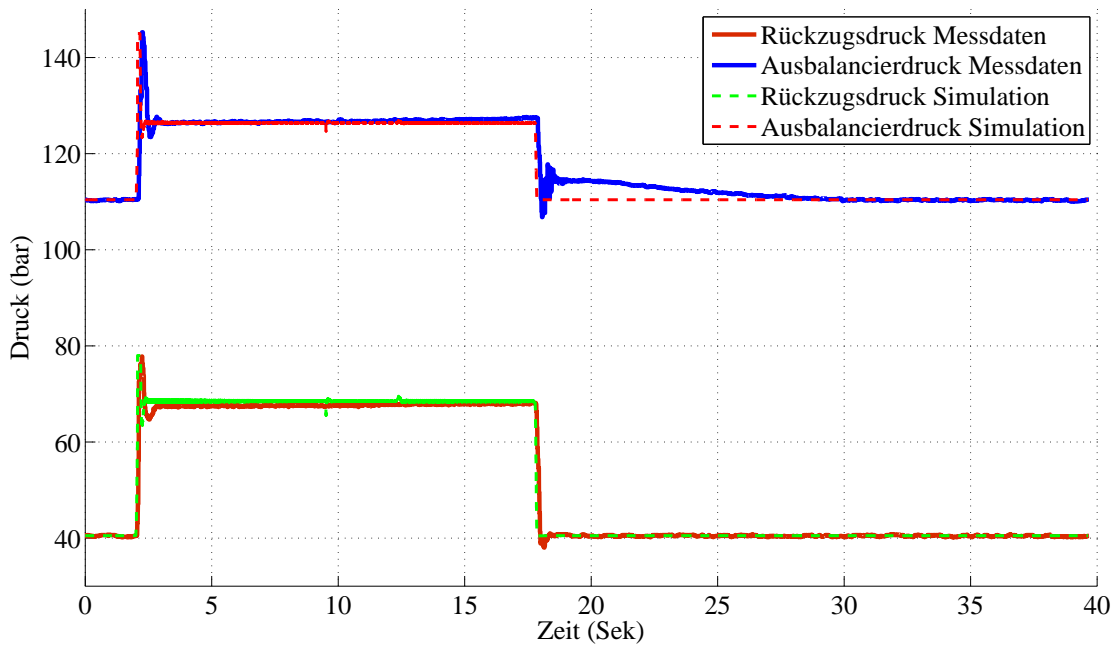


Abbildung 3.10: Rückzugs- und Ausbalancierdruck (Allgemein)

Das Verhalten des Rückzugs- und Ausbalancierdrucks p_3 bzw. p_b ist in Abbildung 3.10 zu sehen. Der Rückzugsdruck kann sehr gut mit (2.42) modelliert werden, während beim Ausbalancierdruck eine Schwingung nach dem Erreichen der Sollposition der Zielruhelage auftritt. Die Ursache dafür wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

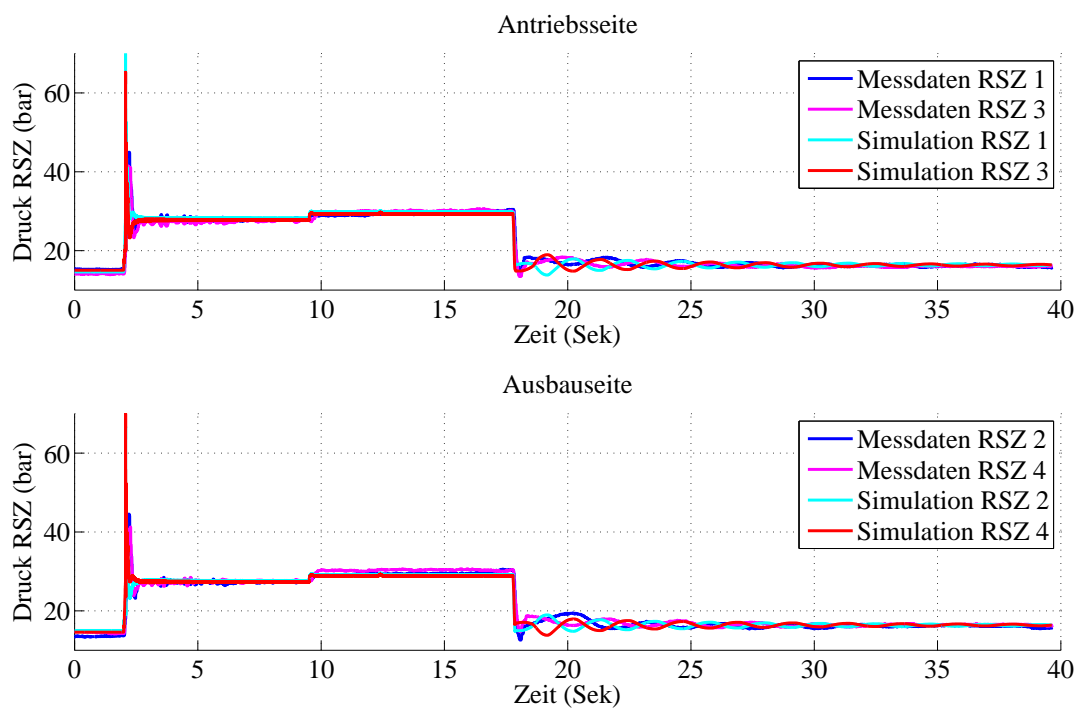


Abbildung 3.11: RSZ Druck (Allgemein)

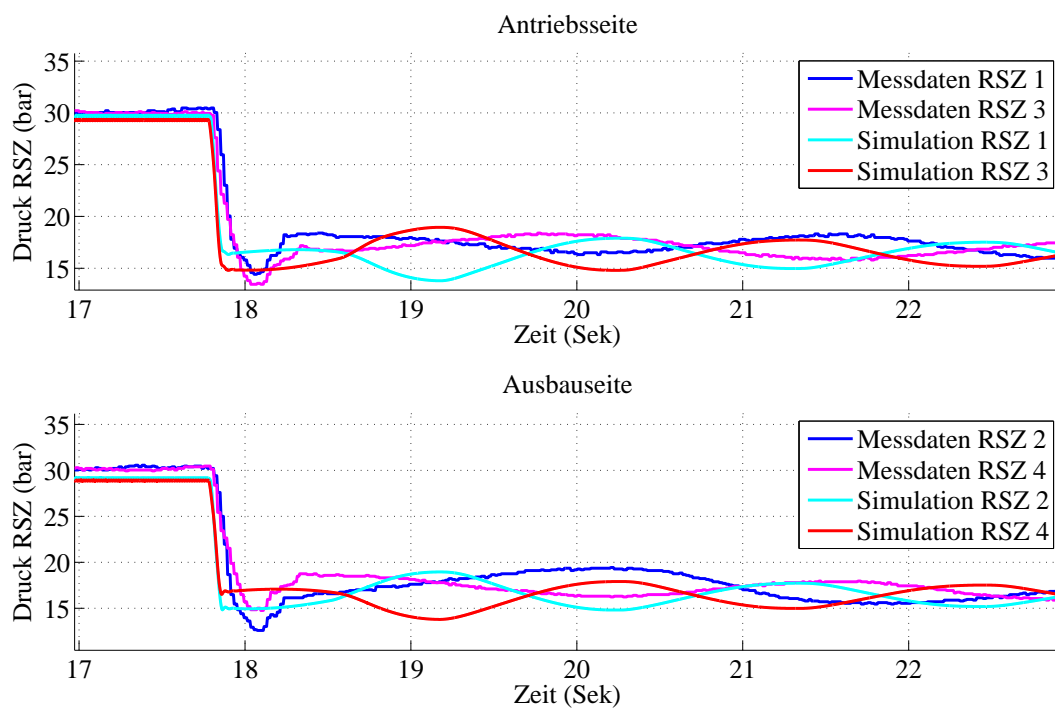


Abbildung 3.12: RSZ Druck (Ruhelagenwechsel-Ende)

Der Druck in der RSZ-Kolbenkammer wird von der Servoventilöffnung bestimmt, die von dem Soll- und Istwert der RSZ-Kolbenposition abhängt, vgl. Gleichungen (2.34b), (2.26), (2.28) und (2.58). Um den Zylinderkolben auf die gewünschte Position zu bewegen, müssen die Reibkraft und die vom Druckrahmen übertragene Kraft überwunden werden. Unbestimmtheiten bei der Modellierung der Reibung, der Torsionssteifigkeit und der Leckage sorgen für Abweichungen zwischen den simulierten und gemessenen Drücken, vgl. Abbildungen 3.11 und 3.12. Die wesentlichen Druckniveauänderungen sowie die Schwingungsamplituden und -frequenzen können jedoch sehr gut nachgebildet werden.

Die gleichen Abweichungsursachen kommen bei der Ausgangsgröße s_{dkr} des Diagonalkraftreglers vor, wie in Abbildung 3.13 zu erkennen ist.

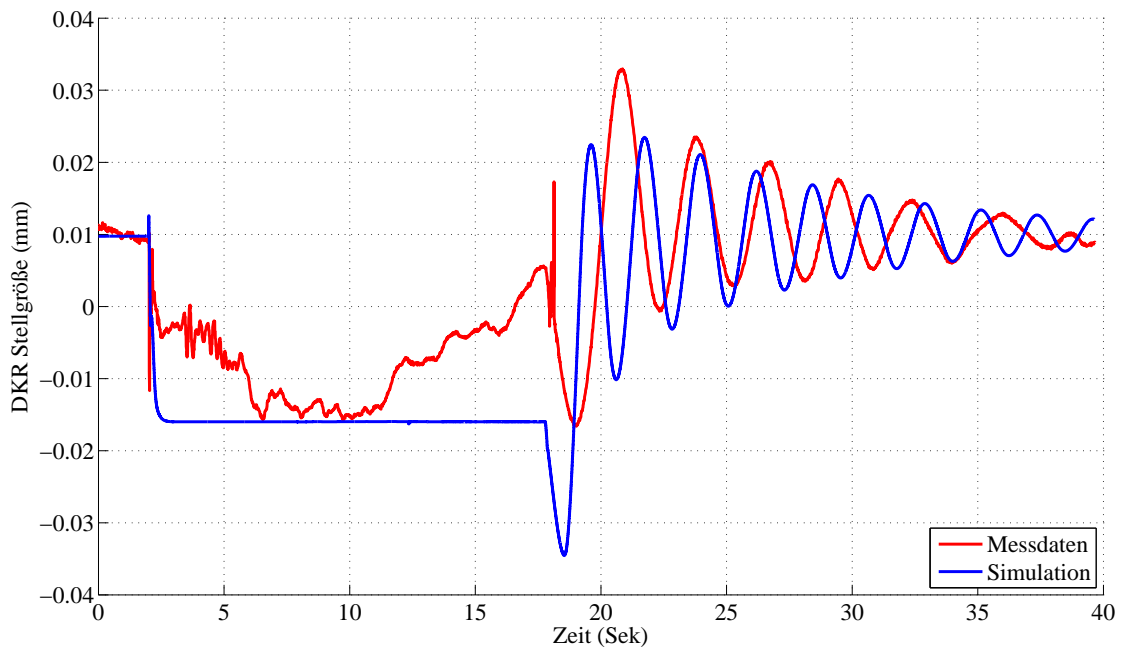


Abbildung 3.13: Stellgröße DK-Reglers (Allgemein)

4 Reglerentwurf

Das Thema dieses Kapitels ist die Kraftregelung der Richtmaschine. Zuerst wird die Auswirkung des existierenden Diagonalkraftreglers auf das vorhandene Torsionsmoment untersucht. Dabei wird auch die Kraftschätzung analysiert. Um die Nachteile des DK-Reglers bei der Torsionsmomentunterdrückung zu minimieren, wird ein Torsionsmomentregler (MTR) entworfen.

4.1 Analyse des vorhandenen Diagonalkraftreglers

Die DKR-Gleichung (2.59) und die Stellgrößenberechnung (2.60) beschreiben die Funktionsweise des DK-Reglers mit den geschätzten Kräften $\hat{F}_{P,i}$, $i = 1, \dots, 4$, vgl. Gleichungen (2.61) und (3.8). Im stationären Zustand mit exakten Offset-Kraftwerten entsprechen die Kräfte $\hat{F}_{P,i}$ den auf die Zylinder übertragenen Lastkräften. Der DK-Regler unterdrückt dabei den Unterschied der Kraftprodukte auf den Druckrahmendiagonalen.

Mittels der Transformationsmatrix \mathbf{T}_F (2.22) lassen sich die Prozesskräfte $F_{P,i}$, $i = 1, \dots, 4$, durch die tatsächlich auf den Druckrahmen wirkenden Kräfte und Momente F_R , M_x , M_y und M_T darstellen, vgl. Gleichung (3.7). Nach deren Einsetzen in die Gleichung (2.60) ergibt sich nach (3.8) die folgende Beziehung für den Regelfehler,

$$e_{dkr} = k_1 M_T + k_2 \frac{M_x M_y}{F_R}, \quad (4.1)$$

mit den Koeffizienten $k_1 = \frac{1}{2000a}$, $k_2 = \frac{1}{4000ab}$, wobei a und b die Zylinderabstände zu den Koordinatenachsen sind. Wie aus der Gleichung (4.1) zu erkennen ist, muss die vollständige Unterdrückung der Regelabweichung e_{dkr} nicht bedeuten, dass das Torsionsmoment M_T auf Null geregelt wird. Möglich ist auch, dass nur ein Gleichgewicht zwischen der Starrkörperkraft und den -momenten entsteht. Setzt man in Gleichung (2.10) gemäß der Reglerstruktur aus Abschnitt 2.5.2, $\bar{s}_1 = \bar{s}_4 = s_{dkr}$ und $\bar{s}_2 = \bar{s}_3 = -s_{dkr}$, so erkennt man, dass die Stellgröße des DK-Reglers s_{dkr} nur

den Torsionswinkel φ_T und keinen der Winkel φ_x und φ_y um die horizontalen Rahmenachsen beeinflussen kann. Damit kann der DK-Regler nur das Torsionsmoment und nicht den Faktor $\frac{M_x M_y}{F_R}$ ändern. Da gemäß dem Richtprinzip $M_x \neq 0$ und M_y schon bei außermittigem Blech ungleich 0 ist, kann das Torsionsmoment durch den Reglereingriff nicht vollständig unterdrückt werden.

Um die obere Aussage zu verifizieren, wurde eine Simulation mit den im Kapitel 3 identifizierten Parametern durchgeführt. Dabei wurde, nach dem Ruhelagenwechsel, eine externe Kraft $F_R = 8$ MN aufgebracht. Der Angriffspunkt dieser Kraft liegt nicht im Rahmenzentrum, was die Momente um die horizontalen Achsen $M_x = 0.96$ MNm und $M_y = 1.2$ MNm erzeugt. Die Simulation hat bestätigt, dass, obwohl der DK-Regler eingeschaltet ist, ein nicht unterdrücktes Torsionsmoment-Offset während dieses vereinfacht simulierten Richtvorgangs verbleibt, vgl. Abbildung 4.1.

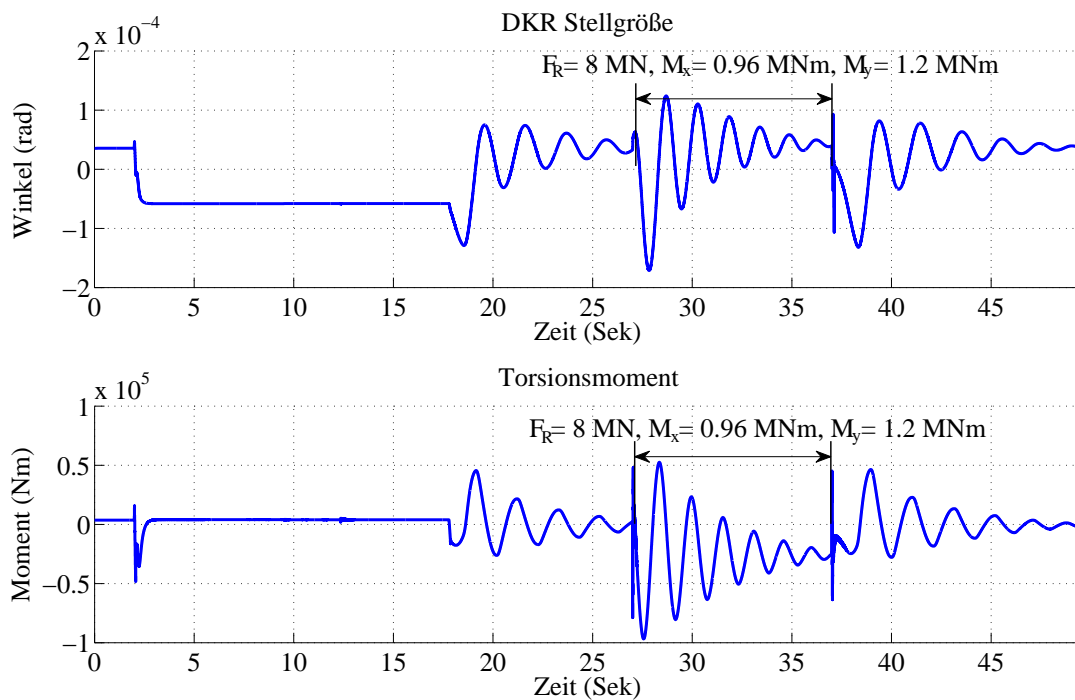


Abbildung 4.1: Torsionsmoment - Prozesskraftschätzung mit Offsetkräften (Simulation)

Die Lösungen dieses Problems werden in den Abschnitten 4.2 und 4.3 diskutiert.

4.2 Prozesskraftschätzung

Die Offset-Kräfte $F_{tar,i}$, siehe Gleichung (2.61), approximieren die auf den Druckrahmen wirkenden Kräfte zum Zeitpunkt des Tariervorgangs. Sie haben einen konstanten Wert für jeden Anstellzylinder. Während des Ausfahrens ändern sich der Ausbalancier- und Rückzugsdruck, sowie die Geschwindigkeit des Rahmens und RSZ-Kolbens und damit die Reibkräfte, so dass die Schätzung der Prozesskräfte mit der Gleichung (2.61) sehr ungenau wird. Hinzu kommt, dass die Offsetkräfte gemäß Gl. (2.62) bereits Torsionsanteile aus $F_{f2,tar}$ und $M_{T,tar}$ enthalten können. Diese Anteile können vom Regler nicht kompensiert werden.

Der Ausgangspunkt für eine verbesserte Schätzung der Prozesskräfte ist die Impulsbilanz des RSZ-Kolbens (2.37b). Eine Umformung und das Einsetzen der Gleichungen (2.38) und (2.39), sowie die Berücksichtigung der bekannten Gewichts- und Ausbalancierkraft, vgl. Gleichungen (2.22), (2.54) und (2.15), liefert den Ausdruck für die Prozesskräfte $F_{P,i}$,

$$\hat{F}_{P,i} = -\frac{m}{4} \frac{d}{dt} v_{2,i} + p_{2,i} A_3 - p_3 A_4 + \frac{1}{4} (-F_b + F_g) - k_{r,i} v_{2,i} - F_{c,i} \tanh(k_{th} v_{2,i}), i = 1, \dots, 4. \quad (4.2)$$

Da der DK-Regler eine deutlich schlechtere Torsionsmomentunterdrückung während eines Richtvorgangs mit konstanter Sollposition als während des Zylinderausfahrens zeigt, kann hier näherungsweise von einem quasistatischen Fall ausgegangen und die Änderung der Geschwindigkeit $v_{2,i}$ und damit der Faktor $\frac{m}{4} \frac{d}{dt} v_{2,i}$ vernachlässigt werden,

$$\hat{F}_{P,i} = p_{2,i} A_3 - p_3 A_4 + \frac{1}{4} (-F_b + F_g) - k_{r,i} v_{2,i} - F_{c,i} \tanh(k_{th} v_{2,i}), i = 1, \dots, 4. \quad (4.3)$$

Die Gleichung (4.3) gilt auch während eines Ausfahrvorgangs mit konstanter Geschwindigkeit. Die Reibkräfte können nicht exakt bestimmt werden, da die Geschwindigkeit der RSZ-Kolben $v_{2,i}$ messtechnisch nicht zur Verfügung steht, sondern numerisch aus den RSZ-Kolbenpositionen ermittelt wird. Es werden zwei Kraftschätzungen unterschieden.

Im ersten Fall wird angenommen, dass die Reibkräfte in jedem Richtspaltzylinder gleich und zudem gering sind. Bei der Berechnung von M_x , M_y und M_T aus den Zylinderkräften mit (2.22) fallen diese Anteile folglich heraus. Sie werden daher bei der Berechnung der Prozesskräfte aus direkt gemessenen Größen gleich vernachlässigt,

$$\hat{F}_{P,OR,i} = p_{2,i} A_3 - p_3 A_4 + \frac{1}{4} (-F_b + F_g), i = 1, \dots, 4. \quad (4.4)$$

Die zweite Möglichkeit ist, die Reibkräfte mittels den, im Abschnitt 3.1.3 identifizierten Reibungsparameter $F_{c,i}$, $k_{r,i}$ und k_{th} , zu simulieren. Für die Geschwindigkeit $v_{2,i}$ ist dann eine numerische Differentiation der RSZ-Kolbenposition $s_{2,i}$ notwendig. Damit gilt

$$\hat{F}_{P,MR,i} = p_{2,i}A_3 - p_{3,i}A_4 + \frac{1}{4}(-F_b + F_g) - k_{r,i}\hat{v}_i - F_{c,i} \tanh(k_{th}\hat{v}_i), i = 1, \dots, 4. \quad (4.5)$$

Die Prozesskraftschätzungen mit beiden Szenarien sowie mit Offset-Kräften wurden während eines Ruhelagenwechsels und anschließendem Richtvorgang mit der aufgebrachten Richtkraft $F_R = 8$ MN und den entsprechenden Momenten $M_x = 0.96$ MNm und $M_y = 1.2$ MNm simuliert. Als Beispiel werden die Schätzungen von $F_{P,2}$ in der Abbildungen 4.2 und 4.3 dargestellt.

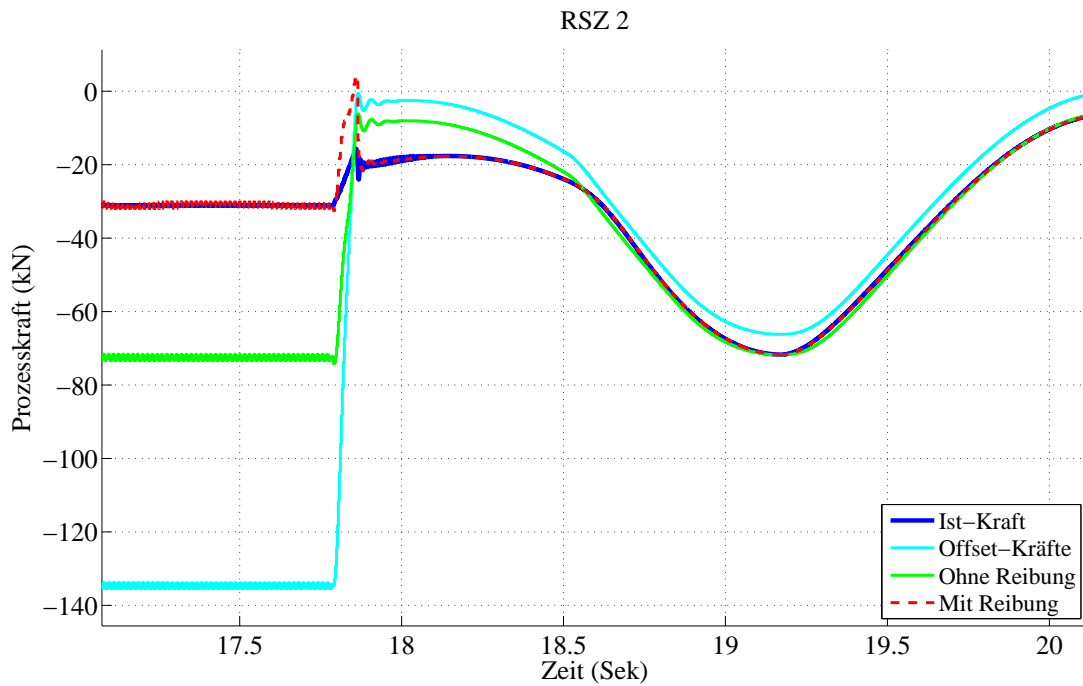


Abbildung 4.2: Prozesskraftschätzung - Vergleich (Ruhelagenwechsel-Ende)

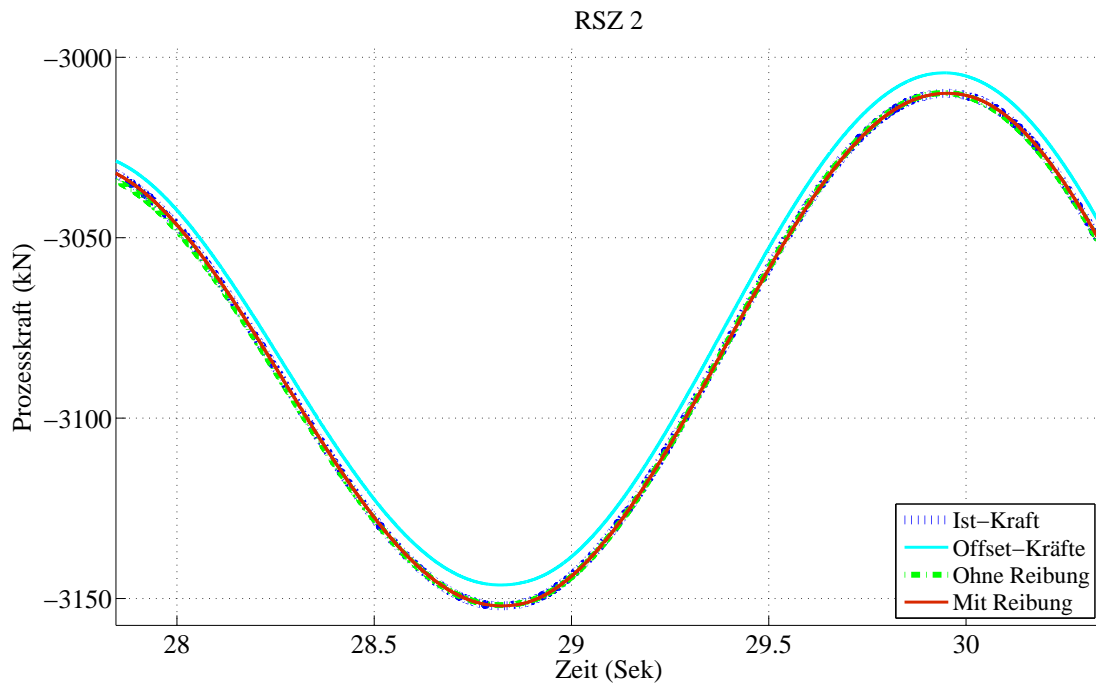


Abbildung 4.3: Prozesskraftschätzung - Vergleich (Richtvorgang)

Die Kraftschätzung mit Offset-Kräften erweist sich als schlechteste Variante, während die Simulationen mit den geschätzten Kräften $\hat{F}_{P,OR,i}$ und $\hat{F}_{P,MR,i}$ gute Ergebnisse liefern. Die Erklärung dafür ist die Berücksichtigung der geschwindigkeitsabhängigen Reib- und Ausbalancierkräfte bei den Prozesskraftschätzungen (4.4) und (4.5). Da sich die Ergebnisse der neu vorgeschlagenen Schätzungen voneinander nur wenig im stationären Fall unterscheiden und die zweite Variante eine numerische Differentiation von $s_{2,i}$ und damit größeren Rechenaufwand benötigt, werden die Prozesskräfte in weiterer Folge mit (4.4) geschätzt.

4.3 Torsionsmomentregler

Die Momente um die horizontalen Achsen M_x und M_y und die Richtkraft F_R stellen sich gemäß dem Blech und den Vorgaben an den Richtprozess ein. Eine gezielte Regelung dieser Größen ist nur bei genauer Kenntnis dieser Vorgaben und des Blechverhaltens möglich und sinnvoll.

Unabhängig davon ist die Forderung, dass eine Torsion des Rahmens vermieden

werden soll. Deswegen wird ein Torsionsmomentregler (MTR) entworfen. Die entsprechende Regelfehlergleichung lautet

$$e_{mt} = M_{T,soll} - M_T, \quad (4.6)$$

wobei $M_{T,soll}$ und M_T das gewünschte und tatsächliche Torsionsmoment bezeichnen. Das Torsionsmoment M_T ist direkt proportional einem Torsionswinkel φ_T , der durch die Änderung der RSZ-Kolbenpositionen beeinflusst werden kann, vgl. Gleichungen (2.16) und (2.10).

Der Torsionsmomentregler wird als ein PI-Regler angesetzt, dessen Stellgröße ein Torsionswinkel $-\varphi_{T,mt}$ ist. Seine Reglergleichung lautet

$$-\varphi_{T,mt} = k_{p,mt}e_{mt} + k_{i,mt} \int e_{mt} dt, \quad (4.7)$$

mit den Reglerkoeffizienten $k_{p,mt}$ und $k_{i,mt}$. Ein Umformen der Gleichung (2.10) liefert die Beziehung für die entsprechende Aufschaltung s_{mt} ,

$$\mathbf{s}_{mt} = \begin{bmatrix} s_{mt} \\ -s_{mt} \\ -s_{mt} \\ s_{mt} \end{bmatrix} = \mathbf{T}_s^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \varphi_{T,mt} \end{bmatrix}, \quad (4.8)$$

auf die Sollgröße der Kolbenposition,

$$s_{2,soll,i} = s_{2,Richt,i} + s_{2,auff,i} + s_{mt,i} + \Delta \bar{d}_i, \quad (4.9)$$

vgl. Gleichungen (3.13) und (3.15) und Abbildung 2.12. Dabei wird das Torsionsmoment mittels

$$\hat{M}_T = -\frac{\hat{F}_{P,1} - \hat{F}_{P,2} - \hat{F}_{P,3} + \hat{F}_{P,4}}{2} a, \quad (4.10)$$

abgeschätzt, vgl. Gleichung (2.22). Die Prozesskräfte $\hat{F}_{P,i}$ werden dabei mittels der Beziehung (4.4) bestimmt.

Unter der Annahme, dass das tatsächliche Torsionsmoment aus einem konstanten, von φ_{T0} verursachten Anteil und einem Regleranteil $\varphi_{T,mt}$ besteht, und der Annahme, dass das Torsionsmoment exakt messbar ist, kann gezeigt werden, dass durch den MT-Regler im stationären Fall $e_{mt} = 0$ und damit ein Torsionsmoment $M_T = 0$ erreicht werden können.

Analog zu der Gleichung (3.14) gilt

$$M_T = -c_T (\varphi_{T,mt} + \bar{\varphi}_{T0} + \varphi_{T,kf}). \quad (4.11)$$

Nach dem Einsetzen der Gleichung (3.12) in die Gleichung (4.11) und Auflösen nach $\varphi_{T,mt}$ folgt

$$\varphi_{T,mt} = -\frac{M_T}{c_T} - \varphi_{T0}, \quad (4.12)$$

wobei es vor dem Einschalten des Reglers gilt

$$M_T = M_{T0} = -c_T \varphi_{T0}. \quad (4.13)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (4.12) und (4.6) in (4.7) ergibt sich für $M_{T,soll} = 0$,

$$\frac{M_T}{c_T} + \varphi_{T0} = -k_{p,mt} M_T + k_{i,mt} \int_0^t -M_T(\xi) d\xi. \quad (4.14)$$

Durch Lösen der (4.14) nach M_T folgt

$$M_T = -\frac{\varphi_{T0} c_T}{1 + k_{p,mt} c_T} \exp\left(-\frac{k_{i,mt} c_T t}{1 + k_{p,mt} c_T}\right), \quad M_T(0) = -\frac{\varphi_{T0} c_T}{1 + k_{p,mt} c_T}. \quad (4.15)$$

Aus der (4.15) ist ersichtlich, dass der MT-Regler beim Einschalten auf einen Torsionsmomentsprung, vgl. (4.13), mit dem Faktor $\frac{1}{1+k_{p,mt}c_T}$ stark reagiert und das Torsionsmoment M_T schnell unterdrückt. Um ein Abklingverhalten eines Torsionsmomentes zu gewährleisten, muss der Faktor $-\frac{k_{i,mt}c_T t}{1+k_{p,mt}c_T}$ negativ sein. Für einen positiven Reglerkoeffizient $k_{i,mt}$ muss dann auch der Faktor $1 + k_{p,mt}c_T$ positiv sein. Da diese Bedingung für $k_{p,mt} > -\frac{1}{c_T}$ erfüllt ist, kann der Reglerkoeffizient $k_{p,mt}$ auch einen negativen Wert haben. Die Auslegung der Reglerparameter soll anhand eines linearisierten Systemmodells erfolgen, wie in den nächsten Abschnitten beschrieben wird.

4.3.1 Linearisierung des Modells um eine Ruhelage

Der Ausgangspunkt der Modelllinearisierung ist das im Abschnitt 2.4 definierte Modell, das hier verändert wird, um eine SISO-Darstellung zu erreichen. Die Form des modifizierten Modells lautet

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}}(t) = \tilde{\mathbf{f}}(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{u}, \tilde{w}), \quad \tilde{\mathbf{x}}(0) = \tilde{\mathbf{x}}_0 \quad (4.16a)$$

$$\tilde{y}(t) = \tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}, \tilde{u}, \tilde{w}), \quad (4.16b)$$

mit dem Zustandsvektor

$$\tilde{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{x}}_1 \\ \tilde{\mathbf{x}}_2 \\ \tilde{\mathbf{x}}_3 \\ \tilde{\mathbf{x}}_4 \end{bmatrix}, \in \mathbb{R}^{32}, \quad (4.17)$$

und den RSZ-Zustandsvektoren, $i = 1, \dots, 4$

$$\mathbf{x}_i = \begin{bmatrix} p_{1,i} \\ p_{2,i} \\ s_{1,i} \\ v_{1,i} \\ s_{2,i} \\ v_{2,i} \\ s_{v,i} \\ \xi_i(t) \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^8. \quad (4.18)$$

Um den I-Anteil des Positionsreglers zu berücksichtigen, werden die Zustandsvektoren \mathbf{x}_i um einen Zustand $\xi_i(t) = \int e_{s_{2,i}} = \int (s_{2,soll,i} - s_{2,ist,i})$ erweitert, vgl. Gleichung (2.45).

Der Eingang des Systems ist der Ausgang des MT-Reglers $\varphi_{T,mt}$,

$$\tilde{u} = \varphi_{T,mt}, \quad (4.19)$$

und als Störgröße verbleibt der Torsionswinkel,

$$\tilde{w} = \varphi_{T0}, \quad (4.20)$$

vgl. Gleichung (2.47).

Der Ausgang des Systems ist das Torsionsmoment,

$$\tilde{h} = M_T = c_T \left(\frac{s_{2,1} - s_{2,2} - s_{2,3} + s_{2,4}}{2a} + \varphi_{T0} \right). \quad (4.21)$$

Die Zustandsgleichungen sind im Abschnitt 2.4 definiert, vgl. Gleichungen (2.50)-(2.56), wobei der Sollwert der Servoventilposition $s_{v,Ref,i}$ in Gleichung (2.50) durch (2.58) definiert wird. Dabei setzen sich die Sollwerte der RSZ-Kolbenpositionen $s_{2,soll,i}$ aus den Sollwerten des Richtkraftmodells $s_{2,Richt}$, einer statischen Auffederungskompensation $s_{2,auff,i}$ und den Sollwerten des Torsionsmomentreglers $s_{mt,i}$ zusammen, vgl. Gleichung (4.8).

Das System wird um eine Ruhelage $\tilde{\mathbf{x}}_R, \tilde{u}_R, \tilde{w}_R$, mit $\tilde{\mathbf{f}}(\tilde{\mathbf{x}}_R, \tilde{u}_R, \tilde{w}_R) = 0$ linearisiert. Dabei werden der ND- bzw. HD-Modus durch unterschiedliche konstante vertikale Druckrahmenkräfte $F_R = 0$ N bzw. $F_R = 8$ MN, bzw. entsprechende Steuerung der Volumenströme q_1 und q_2 , vgl. (2.26), berücksichtigt.

Das lineare Modell hat die Form

$$\Delta \dot{\tilde{\mathbf{x}}}(t) = \mathbf{A} \Delta \tilde{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{b} \Delta \tilde{u}(t) + \mathbf{g} \Delta \tilde{w}(t), \quad \tilde{\mathbf{x}}(0) = \tilde{\mathbf{x}}_0 \quad (4.22a)$$

$$\Delta \tilde{y}(t) = \mathbf{c}^T \Delta \tilde{\mathbf{x}}(t) + d \Delta \tilde{u}(t) + \underline{d}_w \Delta \tilde{w}(t), \quad (4.22b)$$

mit den Abweichungen Δ von der Ruhelage, den Systemmatrizen und -vektoren,

$$\mathbf{A} = \left(\frac{\partial}{\partial \tilde{\mathbf{x}}} \tilde{\mathbf{f}} \right) (\tilde{\mathbf{x}}_R, \tilde{u}_R, \tilde{w}_R) \quad (4.23a)$$

$$\mathbf{b} = \left(\frac{\partial}{\partial \tilde{u}} \tilde{\mathbf{f}} \right) (\tilde{\mathbf{x}}_R, \tilde{u}_R, \tilde{w}_R) \quad (4.23b)$$

$$\mathbf{g} = \left(\frac{\partial}{\partial \tilde{w}} \tilde{\mathbf{f}} \right) (\tilde{\mathbf{x}}_R, \tilde{u}_R, \tilde{w}_R) \quad (4.23c)$$

$$\mathbf{c}^T = \frac{\partial}{\partial \tilde{\mathbf{x}}} \tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}_R, \tilde{u}_R, \tilde{w}_R) \quad (4.23d)$$

$$d = \frac{\partial}{\partial \tilde{u}} \tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}_R, \tilde{u}_R, \tilde{w}_R) \quad (4.23e)$$

$$\underline{d}_w = \frac{\partial}{\partial \tilde{w}} \tilde{h}(\tilde{\mathbf{x}}_R, \tilde{u}_R, \tilde{w}_R), \quad (4.23f)$$

$$(4.23g)$$

und der entsprechenden Streckenübertragungsfunktion

$$G_{\tilde{u}\tilde{y}}(s) = G_{\tilde{u}\tilde{y},0}(s) \exp(-sT_{TZ}), \quad (4.24)$$

wobei $G_{\tilde{u}\tilde{y},0}(s)$ die unverzögerte Streckenübertragungsfunktion,

$$G_{\tilde{u}\tilde{y},0}(s) = \mathbf{c}^T (s\mathbf{E} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{b} + d, \quad (4.25)$$

und T_{TZ} die Totzeit des Servoventils ist, vgl (2.28). Die Störungsfunktion lautet

$$G_{\tilde{w}\tilde{y}}(s) = \mathbf{c}^T (s\mathbf{E} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{g} + \underline{d}_w. \quad (4.26)$$

Das entsprechende Blockschaltbild des linearisierten Systems ist in der Abbildung 4.4 zu sehen. Im Weiteren wird zwischen den im ND- bzw. HD-Modus linearisierten Streckenmodellen durch den Superskript ND bzw. HD unterschieden, d.h. $G_{\tilde{u}\tilde{y}}^{\text{ND}}$ bzw. $G_{\tilde{u}\tilde{y}}^{\text{HD}}$.

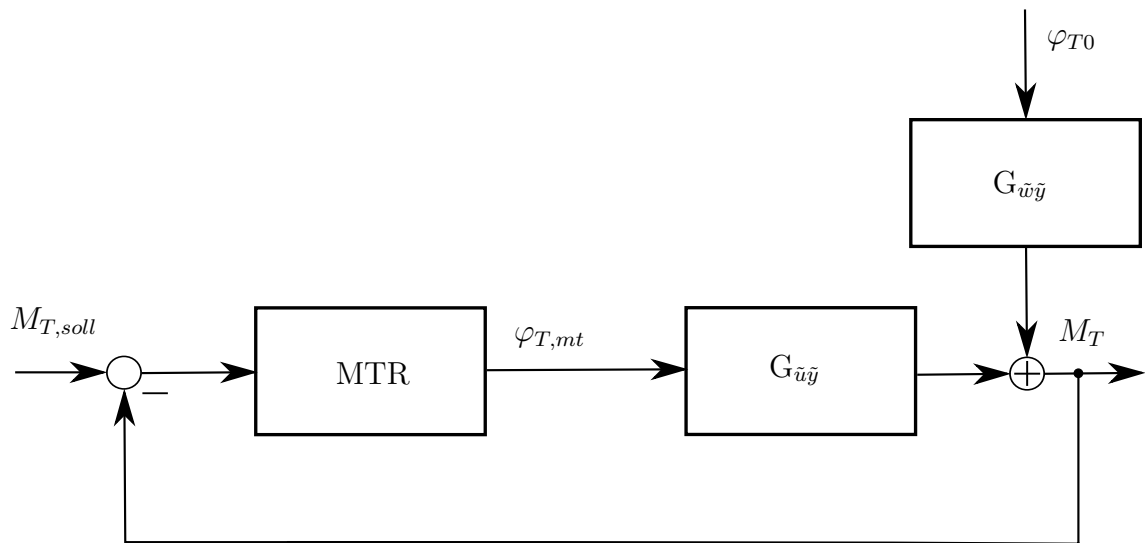


Abbildung 4.4: Blockschaltbild des linearisierten Systems

Das linearisierte Modell wird durch Vergleich mit dem nichtlinearen Modell (2.43) im ND-Modus validiert. Dafür wird die Stellgröße $\varphi_{T,mt}$ des Kraftreglers sprungfähig vorgegeben. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.5 dargestellt.

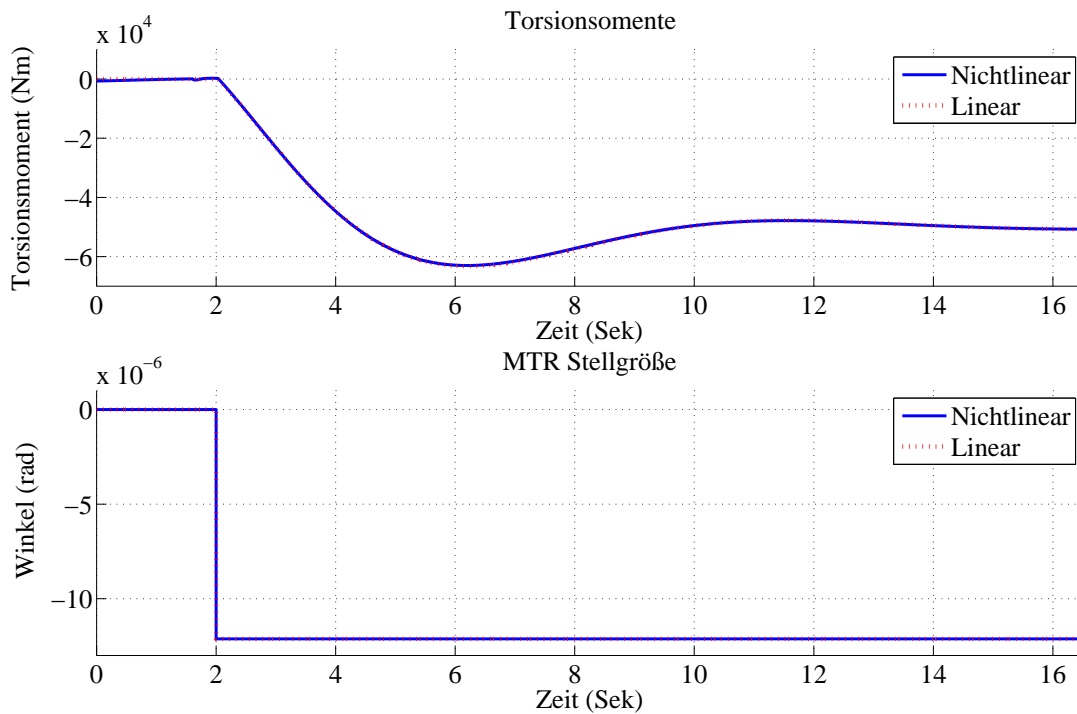


Abbildung 4.5: Validierung des linearisierten Modells (ND-Modus)

4.3.2 Auslegung der Reglerkoeffizienten

Der Ausgangspunkt für die Auslegung der Reglerkoeffizienten ist das Frequenzkennlinienverfahren. Da die größte Torsionsverformungsgefahr bei einem Richtvorgang besteht, wird hier die HD-Modus-Strecke mit der Übertragungsfunktion $G_{uy}^{\text{HD}}(s)$ genommen.

Für die Sprungantwort des geschlossenen Kreises soll die Anstiegszeit 0.5 s und das prozentuelle Überschwingen ca. 10 % betragen, weshalb für den offenen Kreis näherungsweise eine Durchtrittsfrequenz $\omega_c = 2 \pi \text{ rad/s}$ und eine Phasenreserve $\Phi_R = 60^\circ$ einzustellen ist.

Als Kraftregler wird ein PI-Regler der Form

$$R(s) = \frac{V_I(1 + sT_I)}{s}. \quad (4.27)$$

gewählt und es ergibt sich für die gewünschten Spezifikationen $V_I = 5.6136 \times 10^{-9} \text{ rad/s}$ und $T_I = 0.5899 \text{ s}$. Die Bodediagramme der Strecke und des offenen Regelkreises mit MT-Regler sind in Abbildung 4.6 zu sehen.

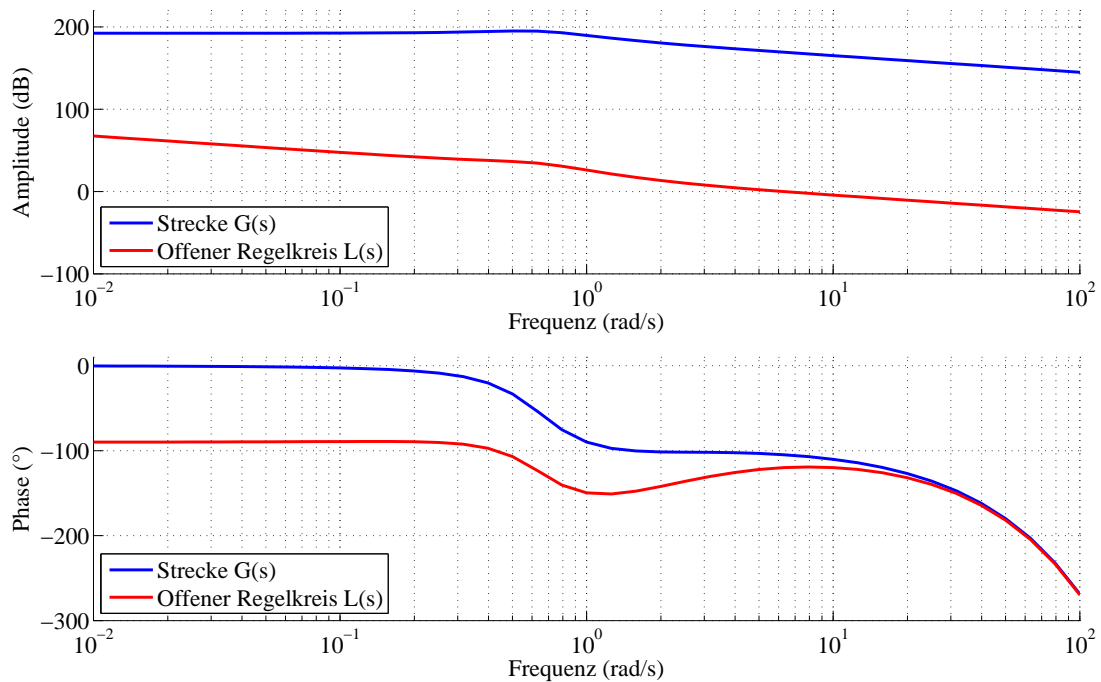


Abbildung 4.6: Bode-Diagramm der linearisierten Strecke und des offenen Regelkreises mit MT-Regler

Die Stabilität des geschlossenen Kreises kann mittels des Nyquist-Kriteriums aus der Frequenzkennliniendarstellung des offenen Regelkreises $L(s) = R(s)G_{uy}^{HD}(s)$,

$$L(s) = \frac{K z_L}{s^p n_L} \exp(-sT_{TZ}) \quad (4.28)$$

nachgewiesen werden [3]. Für die betrachtete Strecke mit dem Verstärkungsfaktor $K = 1.075 \times 10^{16}$ und der Totzeit $T_{TZ} = 27$ ms gilt, dass die Polynome z_L und $s^p n_L$ mit $p = 1$ teilerfremd sind. Auf eine Darstellung der konkreten Übertragungsfunktion $L(s)$ wird aufgrund ihrer Größe an dieser Stelle verzichtet ¹

Die Koeffizienten $k_{p,mt}$ und $k_{i,mt}$ des eigentlichen Reglers (4.7) ergeben sich aus den Entwurfsgrößen V_I und T_I durch Koeffizientenvergleich der Reglergleichungen (4.7)

¹Nach dem näherungsweise Kürzen von Pol- und Nullstellen (Matlab-Befehl `minreal`) ergeben sich $\text{grad}(z_L) = 19$ und $\text{grad}(n_L) = 26$.

und (4.27),

$$k_{p,mt} = V_I T_I \frac{a}{2} \quad (4.29a)$$

$$k_{i,mt} = V_I \frac{a}{2}. \quad (4.29b)$$

Weiter muss berücksichtigt werden, dass die Stellgröße des MT-Reglers ein Zusatzsollwert der RSZ-Kolbenposition s_{mt} statt der Torsionswinkel $\varphi_{T,mt}$ ist. Mittels der vierten Zeile der Gleichung (2.10) folgt schließlich $s_{mt} = \frac{a}{2} (-\varphi_{T,mt})$.

Der Regler mit den so berechneten Koeffizienten wird mit dem vollständigen nichtlinearen Modell simuliert und mit dem DK-Regler verglichen, vgl. Abbildung 4.7. Bei beiden Simulationen wurden nach dem Ausfahren eine Richtkraft $F_R = 8$ MN und die entsprechende Momente $M_x = 0.96$ m und $M_y = 1.2$ MNm sprunghaft aufgebracht und nach 10 s wieder zurückgestellt, damit das Verhalten im HD-Modus bewertet werden kann.

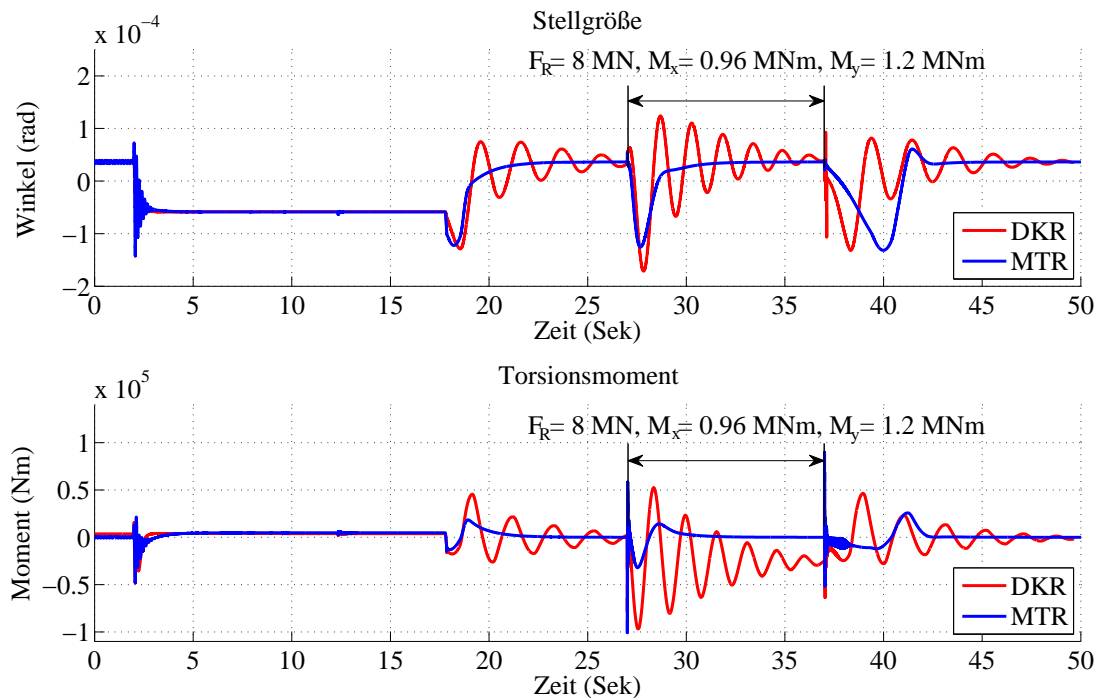


Abbildung 4.7: Vergleich Torsionsmomentregler - Diagonalkraftregler

Es ist ersichtlich, dass der MT-Regler das Torsionsmoment deutlich schneller unterdrückt und kaum Schwingungen zulässt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass durch eine präzisere Prozesskraftschätzung (4.4), einer Umstellung vom DK- auf den neu entworfenen MT-Regler mit dem geschätzten Torsionsmoment als der Regelabweichung und entsprechend angepassten Reglerkoeffizienten das Regelverhalten der Richtmaschinenanstellung hinsichtlich der Unterdrückung einer Rahmentorsion deutlich verbessert werden kann.

5 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde die Regelung der Hauptanstellung einer Warmrichtmaschine analysiert. Der Schwerpunkt lag bei der Regelung der auf dem Druckrahmen angreifenden Kräfte zur Vermeidung unerwünschter Torsionsverformungen. Die vorhandene Regelung kann ein Torsionsmoment nicht voll unterdrücken, weswegen systematisch ein verbesserter Torsionsmomentregler entworfen wurde.

5.1 Zusammenfassung

Zur Systemanalyse und als Basis des Reglerentwurfs, wurde ein mathematisches Modell der hydraulischen Hauptanstellung der Richtmaschine entworfen. Das Modell berücksichtigt die Mechanik des Druckrahmens, die Servoventildynamik, nichtlineare Volumenstrombeziehungen, die Leckage über Steuerkanten, die Zylinderdynamik, zwei Arbeitsmodi (Niederdruck- und Hochdruckmodus) sowie die implementierten Regler. Die Modellbeziehungen wurden in Kapitel 2 hergeleitet.

Um das Modell an die Richtmaschine anzupassen, wurden die unbekannt Parameter des Modells identifiziert. Einige Parameter konnten direkt aus den beim quasistationären Betrieb aufgenommenen Messdaten identifiziert werden. Andere Parameter, die insbesondere die Maschinendynamik beschreiben, wurden durch Simulationen so angepasst, dass das Modell mit den Messdaten übereinstimmt. Das Gesamtmodell wurde anschließend im Kapitel 3.2 durch den Vergleich von Simulationsergebnissen mit den Messdaten bestätigt.

Die vorhandene Regelung wurde anhand des Modells im Kapitel 4 analysiert. Dabei konnte die ungeeignete Wahl der Regelabweichung und eine ungenaue Prozesskraftschätzung als Ursache der schlechten Reglerperformance identifiziert werden. Eine bessere Torsionsmomentunterdrückung wurde durch einen Torsionsregler mit einem geschätzten Torsionsmoment als Regelabweichung vorgeschlagen. Bei der Prozesskraftschätzung werden explizit das Gewicht des Rahmens und der geschwindigkeitsabhängige Ausbalancierdruck mitberücksichtigt.

Zur Auslegung der Reglerkoeffizienten wurde das Modell zuerst vereinfacht und linearisiert. Die Reglerkoeffizienten werden mittels des Frequenzkennlinienverfahrens berechnet. Der so entworfene Regler wurde durch Simulation des nichtlinearen Gesamtmodells validiert. Der Vergleich mit dem Diagonalkraftregler zeigt, dass ein Torsionsmoment auch während des Richtbetriebs deutlich schneller und ohne Schwingungen unterdrückt werden kann.

5.2 Ausblick

Der entworfene Torsionsmomentregler kann eine Torsionsverformung des Druckrahmens der Richtmaschine zuverlässig unterdrücken. Die dabei umgesetzte Prozesskraftschätzung ermöglicht zudem eine genauere Analyse der auftretenden Richtkräfte. Die Schätzung könnte durch einen Reibungsanteil ergänzt werden. Dafür kann ein Beobachter entworfen werden, der die Kolbengeschwindigkeit mitschätzt, die ansonsten durch näherungsweise numerische Differentiation bestimmt werden muss.

Um die Parameter des Reibmodells verlässlicher zu identifizieren, müssen weitere Experimente, u.a. mit verschiedenen konstanten Geschwindigkeiten, durchgeführt werden. Letztlich muss das vorgeschlagene Regelkonzept an der realen Maschine implementiert werden.

6 Anhang

6.1 Modellparameter

Beschreibung	Wert	Einheit	Bezeichnung
Erdbeschleunigung	9.81	m/s ²	g
Kompresionsmodul des Öls	2×10^9	kgm/s ²	β
Massendichte des Öls	879	kg/m ³	ρ
Länge des Druckübersetzers	0.39	m	h_1
Länge des Richtspaltzylinders	0.61	m	h_2
DUZ Kolbenseitenfläche	3.4636×10^{-2}	m ²	A_1
DUZ Stangenseitenfläche	1.9242×10^{-2}	m ²	A_2
RSZ Kolbenseitenfläche	15.9040×10^{-2}	m ²	A_3
RSZ Stangenseitenfläche	3.3380×10^{-2}	m ²	A_4
Stangenseitenfläche (Ausbal.)	4.2390×10^{-2}	m ²	A_b
DUZ Kolbenmasse	107.62	kg	m_1
RSZ Kolbenmasse	1001.2	kg	m_2
Masse (Richtrollenkassette)	1.5×10^5	kg	m
Abstand Zylinder x-Achse	0.55	m	a
Abstand Zylinder y-Achse	2.93	m	b
Verstärkung Positionsregler	120		$k_{p,s2}$
I-Anteil Konstante Positionsregler	1		$k_{i,s2}$
Regelabweichung Positionsregler	3×10^{-4}	m	e_0
Verstärkung DKR	2×10^{-7}		$k_{p,dkr}$
I-Anteil Konstante DKR	2×10^{-6}		$k_{i,dkr}$
SPS-Abtastzeit	3×10^{-3}	s	T_a
Arbeitsmoduswechselgrenzwert	290	bar	$p_{2,gr}$
Tankdruck	0	bar	p_T
Versorgungsdruck	310	bar	p_0
Auffederungskompensation (ELS)	4.06×10^{-3}	m	$s_{auff,12}$
Auffederungskompensation (ALS)	3.84×10^{-3}	m	$s_{auff,34}$

Tabelle 6.1: Bekannte Modellparameter

Beschreibung	Wert	Einheit	Bezeichnung
Torsionssteifigkeit des Rahmens	4.15×10^9	Nm/rad	c_T
Zeitkonstante des Servoventils	1×10^{-3}	s	T_{sv}
Steigungsbegrenzung (Servoventil)	2750	s^{-1}	$d_{sv,gr}$
Servoventilüberdeckung (EAT)	-0.064 45	%	$s_{v0,1}$
Servoventilüberdeckung (EAB)	-0.145 09	%	$s_{v0,2}$
Servoventilüberdeckung (AAT)	-0.200 12	%	$s_{v0,3}$
Servoventilüberdeckung (AAB)	-0.186 32	%	$s_{v0,4}$
Zeitverzögerung des Servoventils	-3.5×10^{-2}	s	T_{TZ}
Ventiloffset (soll-ist EAT)	-0.5	%	$s_{v,off,1}$
Ventiloffset (soll-ist EAB)	-0.9	%	$s_{v,off,2}$
Ventiloffset (soll-ist AAT)	-1.2	%	$s_{v,off,3}$
Ventiloffset (soll-ist AAB)	-1.2	%	$s_{v,off,4}$
Konstante (Servoventil)	3.536×10^{-6}	$m^3/s \sqrt{Pa}$	k_{q1}
Konstante Rückzugsdruckventil	4.987×10^{-7}	$m^3/s \sqrt{Pa}$	k_{q3}
Rückzugsdruck Nominalwert	40.5	bar	p_{30}
Rückzugsdruck Maximalwert	78.0	bar	p_{30}
Konstante Ausbalancierdruckventil	8.382×10^{-7}	$m^3/s \sqrt{Pa}$	k_{qb}
Ausbalancierdruck Nominalwert	110.4	bar	p_{b0}
Ausbalancierdruck Maximalwert	145.0	bar	p_{b0}
DUZ Reibungskoeffizient	8×10^5	Ns/m	k_{r1}
RSZ Reibungskoeffizient (EAT)	1.75×10^6	Ns/m	$k_{r2,1}$
RSZ Reibungskoeffizient (EAB)	1.26×10^6	Ns/m	$k_{r2,2}$
RSZ Reibungskoeffizient (AAT)	1.29×10^6	Ns/m	$k_{r2,3}$
RSZ Reibungskoeffizient (AAB)	1.49×10^6	Ns/m	$k_{r2,4}$
Coulomb-Reibung (EAT)	8×10^3	N	$F_{c,1}$
Coulomb-Reibung (EAB)	10×10^3	N	$F_{c,2}$
Coulomb-Reibung (AAT)	12×10^3	N	$F_{c,3}$
Coulomb-Reibung (AAB)	14×10^3	N	$F_{c,4}$
Konstante tanh (2.39)	2000	s/m	k_{th}
Tarierkraft (EAT)	1.052×10^5	N	$F_{tar,1}$
Tarierkraft (EAB)	1.057×10^5	N	$F_{tar,2}$
Tarierkraft (AAT)	8.94×10^4	N	$F_{tar,3}$
Tarierkraft (AAB)	9.93×10^4	N	$F_{tar,4}$
Kalibrationsfehler	-3.636×10^{-5}	rad	$\varphi_{T,kf}$

Tabelle 6.2: Identifizierte Modellparameter

Literaturverzeichnis

- [1] W. Kemmetmüller, “Regelungstechnik, Seminar (SS 2010)”, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, TU Wien, 2010.
- [2] W. Kemmetmüller, *Mathematical Modeling and Nonlinear Control of Electrohydraulic and Electrorheological Systems*, A. Kugi und K. Schlacher, Hrsg. Aachen: Shaker Verlag, 2008.
- [3] A. Kugi, “Skriptum zur VU Automatisierungstechnik (WS 2009)”, Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, TU Wien, 2009.
- [4] R. Mahnken, *Lehrbuch der Technischen Mechanik - Statik: Grundlagen und Anwendungen*. Berlin: Springer-Verlag, 2011.
- [5] MOOG GMBH, “D660 Baureihe Proportionalventile mit integrierter 24 Volt Elektronik ISO 4401 Größe 05 bis 10”, 2008. [Online]. Verfügbar: <http://www.moog.de/literature/ICD/d660seriesvalvesD.pdf>
- [6] SAARINFOS, “Dillinger Hütte: Positives Ergebnis nach schwierigem Jahr 2010”,. [Online]. Verfügbar: <http://www.saarinfos.de/2011/04/dillinger-htte-positives-ergebnis-nach-schwierigem-jahr-2010/>