

---

# Strategien zur Steuerung und Regelung der Kolbenposition von Mobil-Proportional-Wegeventilen

## DIPLOMARBEIT

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

unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dr. techn. Andreas Kugi  
Dipl.-Ing. Johannes Henikl  
Assistant Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kemmetmüller

eingereicht an der

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

von

Gerald MEYER  
Simon Denk-Gasse 11/8  
1090 Wien  
Österreich

Wien, im Juni 2014

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit mit dem Titel *Strategien zur Steuerung und Regelung der Kolbenposition von Mobil-Proportional-Wegeventilen* entstand am Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik an der Technischen Universität Wien in Zusammenarbeit mit den Firmen HYDAC und TTCNTROL.

Mein Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr. techn. Andreas Kugi, Herrn Assistant Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kemmetmüller und Herrn Dipl.-Ing. Johannes Henikl für die Betreuung der Arbeit. Besonders betonen möchte ich deren sehr gute Verfügbarkeit und Einsatz bei der Beantwortung von Fragen, sowie die umfangreiche Unterstützung bei der Lösung der aufgetretenen Probleme. Auch bei allen anderen Angehörigen des Instituts für Automatisierungs- und Regelungstechnik möchte ich mich für die freundliche und angenehme Arbeitsatmosphäre bedanken.

Des Weiteren möchte ich Herrn Marcus Pfeiffer von der Firma HYDAC meinen Dank aussprechen, der mir die Diplomarbeit in dieser Form ermöglicht hat. Darüber hinaus gebührt Herrn Stephan Grün mein Dank. Er stand mir während der gesamten Dauer der Diplomarbeit als Ansprechpartner bei der Firma HYDAC zur Verfügung und versorgte mich stets in kürzester Zeit mit benötigten Informationen.

Ich danke auch meinen Kollegen bei der Firma TTCNTROL, insbesondere meiner Vorgesetzten Frau Christiana Seethaler für die Unterstützung, das Verständnis und die flexible Gestaltung der Arbeitszeiten während meines gesamten Studiums. Auch bei Herrn Ensio Hokka möchte ich mich für die Idee zum Thema sowie die organisatorische Unterstützung zu Beginn der Diplomarbeit bedanken.

Besonderer Dank gebührt meiner Familie, die mich während meines gesamten Studiums sowohl finanziell als auch mental unterstützt hat. Ohne diese Unterstützung hätte ich mein Studium nicht mit diesem Erfolg zu Ende führen können. Darüber hinaus bedanke ich mich bei meinen Freunden, die stets zu mir standen und mich immer wieder ermutigt haben.

Wien, im Juni 2014

# Abstract

This diploma thesis deals with the control design of mobile valves. The investigations in this work are concerned with an electro-hydraulically actuated spool-type directional control valve. The industry for mobile machinery shows a growing demand for such valves with an improved dynamical performance to meet the high requirements of modern control algorithms. Therefore, this thesis focuses on developing an improved concept to control the spool of a mobile valve. The need for a sensor to capture the spool's position shall be avoided due to cost and constructive considerations.

First, a mathematical model of the mobile valve is developed. For this purpose, the basic laws of mechanics and fluid dynamics are applied. The parameters of the derived model are adapted to fit a real valve. The resulting model is then validated by comparing simulation results with dynamic measurements of the mobile valve. In the next step, the model is simplified to reduce its complexity. This reduced model is further used to develop a flatness-based feed-forward control algorithm. For showing that the proposed approach works, several simulation studies are performed. In this work, the limitations of the actuating variables, the time-discrete implementation as well as the usage of PWM concepts and dither signals for controlling the valve's voltage inputs are analyzed. Moreover, jet forces and variations of parameter values are investigated in more detail. The results show that the flatness-based feed-forward control brings along a significant improvement of the valve's dynamical behavior without the need of a spool position sensor.

# Kurzzusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Steuerung und Regelung von Mobilventilen. Es wird ein elektrohydraulisch betätigtes Proportional-Wegeventil in Schieberbauweise betrachtet. Seitens der Industrie besteht ein steigender Bedarf an solchen Ventilen mit verbesserten dynamischen Eigenschaften, um den hohen Ansprüchen moderner Steuer- und Regelalgorithmen in mobilen Anwendungen gerecht zu werden. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit eine optimierte Ansteuerung zur Beschleunigung der Schieberdynamik entworfen. Aus Kostengründen und aus konstruktiven Gründen soll vom Einsatz eines Lagesensors für die Position des Ventilschiebers abgesehen werden.

Zur Lösung dieser Aufgabenstellung wird zunächst das dynamische Verhalten des Mobilventils mit einem mathematischen Modell abgebildet. Dabei bedient man sich der Grundgesetze der Mechanik und der Fluidodynamik. Die Parameter des Modells werden an ein reales Ventil angepasst und das Ergebnis wird anhand von Messungen validiert. Auf Basis des dynamischen Modells wird in weiterer Folge eine flachheitsbasierte Vorsteuerung entworfen. Dazu wird zunächst ein vereinfachtes Modell abgeleitet, welches als Ausgangspunkt zur Herleitung eines Stellgesetzes dient. Die Funktion dieser Steuerung wird anhand von Simulationsstudien gezeigt. Zunächst werden Stellgrößenbeschränkungen und die zeitdiskrete Implementierung sowie die Ansteuerung mit PWM und überlagertem Dither-Signal untersucht. Darüber hinaus wird das Verhalten bei Strömungskräften und Parametervariationen analysiert. Es zeigt sich, dass mit der entwickelten Methode auch ohne die Verwendung eines Wegsensors die Dynamik des Mobilventils verbessert und deutlich beschleunigt werden kann.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Aufbau und Funktionsweise des Systems</b>	<b>5</b>
2.1	Hauptstufe . . . . .	5
2.2	Pilotventil . . . . .	6
<b>3</b>	<b>Mathematisches Modell des Systems</b>	<b>8</b>
3.1	Hauptstufe . . . . .	8
3.1.1	Federkraft . . . . .	9
3.1.2	Reibkraftmodell . . . . .	10
3.1.3	Strömungskräfte . . . . .	11
3.1.4	Öffnungsfläche . . . . .	12
3.1.5	Anschläge . . . . .	17
3.2	Pilotventil . . . . .	17
3.2.1	Magnetkraft . . . . .	19
3.2.2	Federkraft . . . . .	20
3.2.3	Reibkraftmodell . . . . .	21
3.2.4	Anschläge . . . . .	21
3.2.5	Stromdynamik . . . . .	22
3.2.6	Druckdynamik . . . . .	24
3.2.7	Öffnungsfläche . . . . .	25
3.2.8	Leckageströme . . . . .	26
3.3	Ansteuerung mit PWM . . . . .	27
3.4	Modellüberblick . . . . .	29
<b>4</b>	<b>Parameteridentifikation</b>	<b>34</b>
4.1	Parameteridentifikation Hauptstufe . . . . .	35
4.1.1	Öffnungsfläche . . . . .	35
4.1.2	Strömungskräfte . . . . .	37
4.2	Parameteridentifikation Pilotventil . . . . .	39
4.2.1	Stationäre Magnetkraft . . . . .	39
4.2.2	Induktivität . . . . .	41
4.2.3	Öffnungsfläche . . . . .	43
4.3	Optimierung des Dithers . . . . .	45
4.4	Modellvalidierung und Simulationsergebnisse . . . . .	47
<b>5</b>	<b>Modellanalyse</b>	<b>51</b>
5.1	Vereinfachung der Druckdynamik . . . . .	51

---

5.2	Vereinfachung der Magnetkraftdynamik . . . . .	54
5.3	Modell mit konstanter Induktivität . . . . .	55
5.4	Linearisiertes Modell . . . . .	57
<b>6</b>	<b>Regelungsstrategien</b>	<b>62</b>
6.1	Stationäre Vorsteuerung . . . . .	63
6.2	Stationäre Vorsteuerung mit überlagertem Regler . . . . .	64
6.3	Flachheitsbasierte Vorsteuerung . . . . .	66
6.3.1	Herleitung des Stellgesetzes . . . . .	69
6.3.2	Regularität der Entkopplungsmatrix . . . . .	73
6.3.3	Bestimmung der inversen Zustandstransformation . . . . .	74
6.3.4	Trajektorien-generator . . . . .	77
6.3.5	Verifikation der Vorsteuerung . . . . .	78
6.3.6	Stellgrößenbeschränkung . . . . .	78
6.3.7	Zeitdiskrete Vorsteuerung und PWM Ansteuerung . . . . .	82
6.3.8	Simulationsstudien . . . . .	89
6.4	Parameterschätzer für den Spulenwiderstand . . . . .	93
6.5	Stromregelung . . . . .	97
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>102</b>
<b>A</b>	<b>Symbolverzeichnis</b>	<b>104</b>
A.1	Hauptstufe . . . . .	104
A.2	Pilotventile . . . . .	106

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Mobilventilblock RS220 mit vier Sektionen. . . . .	2
2.1	Schnitt RS 220 Arbeitssektion. . . . .	6
2.2	Schnitt PDMC04S30D Pilotventil. . . . .	7
3.1	Kräfte und Drücke der Hauptstufe. . . . .	9
3.2	Detailansicht der Zentrierfeder. . . . .	9
3.3	Qualitativer Verlauf der Federkraft $f_{spr}(s_s)$ . . . . .	10
3.4	Statisches Reibkraftmodell. . . . .	11
3.5	Detailansicht des Schiebers im Bereich der Blenden von Anschluss A. . . . .	13
3.6	Schnittzeichnung einer Kerbe zur Abschätzung der Öffnungsfläche. . . . .	14
3.7	Öffnungsfläche eines abgedeckten Kreises. . . . .	14
3.8	Abgeschätzter Verlauf der Öffnungsquerschnitte einer Kerbe. . . . .	16
3.9	Kräfte Pilotventil. . . . .	18
3.10	Qualitativer Verlauf der Federkraft $f_{spr,x}(s_x)$ des Pilotventils. . . . .	21
3.11	Ersatzschaltbild des elektrischen Kreises. . . . .	22
3.12	Gemessener Verlauf der differentiellen Induktivität $L_x(i_x, s_x)$ . . . . .	23
3.13	Geometrie der Öffnungsflächen des Pilotventils. . . . .	25
3.14	Verlauf der Öffnungsfläche $A_{d,x}(s_x)$ des Pilotventils. . . . .	26
3.15	Ansteuerung mit PWM Signal. . . . .	27
3.16	PWM Signal mit überlagertem Sinus-Dither. . . . .	28
3.17	Zustandsdiagramm für die Schieberposition der Hauptstufe. . . . .	31
3.18	Zustandsdiagramm für die Schiebergeschwindigkeit der Hauptstufe. . . . .	32
3.19	Zustandsdiagramm für die Schieberposition des Pilotventils. . . . .	32
3.20	Zustandsdiagramm für die Schiebergeschwindigkeit des Pilotventils. . . . .	33
3.21	Zustandsdiagramm für den Vorsteuerdruck. . . . .	33
4.1	Messaufbau für das Mobilventil RS 220 am Prüfstand. . . . .	34
4.2	Identifizierter Verlauf der Öffnungsfläche $A_d(s_s)$ . . . . .	37
4.3	Identifizierter Verlauf der Strömungskräfte $f_{jet}(s_s, p_A, p_B)$ . . . . .	38
4.4	Identifizierter Verlauf der stationären Magnetkraft $f_{mst,x}(i_x)$ . . . . .	41
4.5	Pilotventil ohne Ventilkörper. . . . .	42
4.6	Identifizierter Verlauf der differentiellen Induktivität $L_x(i_x, s_x)$ . . . . .	43
4.7	Identifizierter Verlauf des Verkettungsflusses $\Psi_x(i_x, s_x)$ . . . . .	44
4.8	Identifizierter Verlauf der Wegableitung des Verkettungsflusses $M_x(i_x, s_x)$ . . . . .	44
4.9	Druck-Volumenstrom Kennlinie des Pilotventils. . . . .	45
4.10	Dither-Optimierung: Druck und Schieberweg bei $T_{dt} = 8$ ms und $A_{dt} = 20$ %. . . . .	46
4.11	Dither-Optimierung: Druck und Schieberweg bei $T_{dt} = 13$ ms und $A_{dt} = 25$ %. . . . .	47

4.12	Dither-Optimierung: Druck und Schieberweg bei $T_{dt} = 14$ ms und $A_{dt} = 30$ %.	47
4.13	Dither-Optimierung: Druck und Schieberposition in Abhängigkeit vom Spulenstrom.	48
4.14	Vergleich der Systemantworten bei einem Sprung von 25 auf 45 %.	48
4.15	Vergleich der Systemantworten bei einem Sprung von 30 auf 40 %.	49
4.16	Kammerdruck $p_{xB}$ zu den Sprungantworten in Abbildung 4.15.	49
4.17	Vergleich der Systemantworten bei einem Sprung von 50 auf 30 %.	50
5.1	Sprungantwort des Modells mit vereinfachter Druckdynamik.	52
5.2	Sprungantwort des Modells ohne Differenzdruckdynamik.	53
5.3	Sprungantwort der Magnetkraftdynamik.	54
5.4	Bode Diagramm der Magnetkraftdynamik.	55
5.5	Sprungantwort des Modells mit reduzierter Magnetkraftdynamik.	56
5.6	Approximation von $L_x(i_x, s_x)$ durch den konstanten Wert $L_{xf}$ .	57
5.7	Approximation von $M_x(i_x, s_x)$ durch den konstanten Wert $M_{xf}$ .	57
5.8	Sprungantwort des Modells mit konstanter Induktivität.	58
6.1	Dynamik des Systems mit stationärer Vorsteuerung.	65
6.2	Blockschaltbild zur stationären Vorsteuerung mit Regler.	65
6.3	Dynamik des Systems mit stationärer Vorsteuerung und PD Regler.	66
6.4	Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.3.	67
6.5	Approximierter Verlauf der Öffnungsfläche des Pilotventils.	74
6.6	Dynamik des reduzierten Systems mit flachheitsbasierter Vorsteuerung.	78
6.7	Dynamik des vollständigen Systems mit flachheitsbasierter Vorsteuerung.	79
6.8	Zustände des vollständigen Systems mit flachheitsbasierter Vorsteuerung.	80
6.9	Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.7.	81
6.10	Dynamik des Systems bei begrenzten Stellgrößen.	81
6.11	Dynamik des Systems bei Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung.	82
6.12	Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.11.	82
6.13	Verhalten des Systems bei zu kleiner Zeitkonstante des Trajektoriengenerators.	83
6.14	Blockschaltbild zur Ansteuerung mit PWM und Dither.	83
6.15	Dynamik des Systems bei PWM Ansteuerung bei moderatem Sprung.	84
6.16	Dynamik des Systems bei PWM Ansteuerung bei hohem Sprung.	84
6.17	Dynamik des Systems bei PWM Ansteuerung mit überlagertem Dither.	85
6.18	Blockschaltbild zur Ansteuerung mit PWM und synchronisiertem Dither.	85
6.19	Dynamik des Systems bei PWM Ansteuerung mit synchronisiertem Dither.	86
6.20	Systemzustände bei PWM Ansteuerung mit synchronisiertem Dither.	87
6.21	Blockschaltbild zur PWM Ansteuerung mit Dither in der Soll-Trajektorie.	88
6.22	Dynamik des Systems mit Dither in der Soll-Trajektorie.	88
6.23	Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.22.	89
6.24	Dynamik des Systems bei sinusförmigem Sollwertverlauf mit 2 Hz.	90
6.25	Dynamik des Systems bei sinusförmigem Sollwertverlauf mit 5 Hz.	90
6.26	Dynamik des Systems mit Strömungskräften bei $\Delta p = 50$ bar.	91
6.27	Dynamik des Systems mit Strömungskräften bei $\Delta p = 200$ bar.	91
6.28	Dynamik des Systems mit 20 % Variation der Dämpfung der Hauptstufe.	92

---

6.29	Dynamik des Systems mit 60 % Variation der Dämpfung der Hauptstufe. .	92
6.30	Dynamik des Systems mit 20 % Variation der Dämpfung der Pilotventile.	93
6.31	Dynamik des Systems mit 60 % Variation der Dämpfung der Pilotventile.	93
6.32	Vergleich der flachheitsbasierten Steuerung mit dem unregulierten und mit PD-Regler geregeltem Ventil. . . . .	94
6.33	Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.32. . . . .	94
6.34	Histogramm der gemessenen Werte des Spulenwiderstands $R_x$ . . . . .	95
6.35	Sprungantworten bei 10 % Abweichung von $R_{xA}$ . . . . .	95
6.36	Blockschaltbild zur Vorsteuerung mit Parameterschätzer. . . . .	96
6.37	Ausgleichsvorgang des Widerstandsschätzwertes nach dem Einschalten. . .	97
6.38	Ausgleichsvorgang der Regelgröße nach dem Einschalten. . . . .	97
6.39	Blockschaltbild zur Vorsteuerung des Spulenstromes. . . . .	98
6.40	Dynamik des Spulenstroms bei Vorsteuerung. . . . .	99
6.41	Blockschaltbild zur Vorsteuerung mit überlagertem P-Regler. . . . .	99
6.42	Dynamik des Spulenstroms bei Vorsteuerung und überlagertem Regler. . .	100
6.43	Messergebnis des Spulenstroms bei dynamischer Vorsteuerung. . . . .	100
6.44	Schieberposition bei dynamischer Vorsteuerung des Spulenstroms. . . . .	101

# Tabellenverzeichnis

6.1	Parameter des PD Reglers. . . . .	66
A.1	Symbole der Eingangs- und Zustandsgrößen der Hauptstufe. . . . .	104
A.2	Funktionen zur Berechnung der Modellgleichungen der Hauptstufe. . . . .	104
A.3	Symbole der Modellparameter der Hauptstufe. . . . .	105
A.4	Symbole der Eingangs- und Zustandsgrößen der Pilotventile. . . . .	106
A.5	Funktionen zur Berechnung der Modellgleichungen der Pilotventile. . . . .	106
A.6	Symbole der Modellparameter der Pilotventile. . . . .	107

# 1 Einleitung

Zur Verbesserung der Leistungsfähigkeit und der Benutzerfreundlichkeit setzen die Hersteller moderner Arbeitsmaschinen für den Off-Highway Markt vermehrt auf den Einsatz komplexer Steuer- und Regelungsalgorithmen. Die Verwendung zusätzlicher Sensoren erlaubt die Realisierung von Funktionen in Software, welche in Hardware nur durch erheblichen Mehraufwand möglich wären. Ein Beispiel ist die aktive Dämpfung von Schwingungen, wie sie bei Autobetonpumpen [1], Ladekränen mit hoher Last, Hubarbeitsbühnen oder Feuerwehrdrehleitern [2], [3] aufgrund der Elastizität der Konstruktion auftreten können. Ein weiteres Anwendungsbeispiel ist die Wellengangkompensation (Active Heave Compensation) bei Schiffskränen [4]. Für derartige Anwendungen muss die Steuerung schnell und präzise in das System eingreifen können, woraus sich erhöhte Anforderungen an die Flexibilität und Dynamik der hydraulischen Systeme ergeben. Typischerweise werden für anspruchsvolle Regelungsaufgaben sogenannte *Servoventile* eingesetzt. Bei diesen werden schnelle Torque-Motoren als elektromechanische Wandler verwendet. Eine oder mehrere hydraulische Verstärkerstufen garantieren zudem, dass ausreichend Kraft zur Überwindung von Strömungs- und Haftkräften zur Verfügung steht. Servoventile sind meistens mit einer Rückführung der Schieberposition ausgestattet [5]. Sie zeichnen sich durch hervorragende statische und dynamische Eigenschaften, sowie durch eine hohe Leistungsverstärkung aus [6]. Nachteilig erweist sich der vergleichsweise hohe Preis sowie eine hohe Anforderung an die Filterung des Fluids, welche weitere Kosten verursachen [7].

Neben Servoventilen sind am Markt *direktgesteuerte Industrieventile* mit Onboard-Elektronik erhältlich. Dabei handelt es sich um Wegeventile, bei denen Proportionalmagnete zur direkten Auslenkung des Ventilschiebers eingesetzt werden. Die Position des Schiebers wird von einem hochauflösenden Wegmesssystem erfasst und durch eine integrierte Lageregelung auf die gewünschte Sollposition geführt. Im Vergleich zu Servoventilen sind direktgesteuerte Industrieventile unempfindlicher gegen Verschmutzungen des Fluids und erlauben höhere Fertigungstoleranzen, woraus sich geringere Herstellkosten ergeben. Unvorteilhaft ist die vergleichsweise hohe elektrische Ansteuerleistung und die eingeschränkte Kraft des Proportionalmagneten. Bei großen Volumenströmen können damit die wirkenden Strömungskräfte nicht mehr überwunden werden [7].

Sowohl Servoventile als auch direktgesteuerte Industrieventile weisen Einschränkungen im Bereich der verfügbaren Schutzklassen auf. Sie sind damit für den Einsatz unter den erschwerten Umweltbedingungen im Off-Highway Bereich nicht geeignet. Aus diesem Grund werden in Arbeitsmaschinen bevorzugt *Mobilventile* eingesetzt, welche für anspruchsvolle Umgebungsbedingungen, wie sie z. B. auf Baustellen herrschen, konstruiert sind. Die verwendete Technologie ist sehr robust und jahrelang erprobt. Ein Nachteil dieser Ventile besteht allerdings darin, dass sie für hochperformante Regelaufgaben zu langsam sind. Auch die Genauigkeit von Mobilventilen ist oft unzureichend. Das liegt u. a. an den Strö-

mungskräften, welche von den Druckverhältnissen an den Anschlüssen abhängig sind und maßgeblichen Einfluss auf die Schieberposition haben. Der Schieber wird bei Mobilventilen im Unterschied zu anderen Ventiltypen im Allgemeinen mit Druckregelventilen, auch Pilotventile genannt, hydraulisch vorgesteuert betätigt. Eine Adaption der Konzepte und Methoden zur Regelung der Schieberposition, welche bei direktgesteuerten Ventilen zum Einsatz kommen, ist daher nicht unmittelbar möglich. Des Weiteren wird von Seiten der Ventilhersteller danach getrachtet, auf den Einsatz von teuren Wegmesssystemen zu verzichten. Um Mobilventile als Stellelemente für hochperformante Regelungsaufgaben verwenden zu können, wird daher in dieser Arbeit eine geeignete Ansteuerung entworfen, welche die Position des Schiebers möglichst schnell und exakt auf einen vorgegebenen Sollwert führt. Für die Untersuchungen wird ein Ventil der RS 220 Serie der Firma HYDAC gewählt, welches ein typischer Vertreter dieser Ventilkategorie ist. Abbildung 1.1 zeigt dieses Ventil in einer Ausführung mit vier Sektionen zur Steuerung von vier hydraulischen Aktuatoren. Die dynamische Leistungssteigerung soll ausschließlich über die elektrische Ansteuerung der Pilotventile erfolgen. Der mechanische Aufbau und die Konstruktion des Ventils soll unverändert bleiben. Das bedeutet auch, dass keine Sensoren in das Mobilventil integriert werden können. Der Strom ist somit die einzig messbare Größe. Des Weiteren sollen die entwickelten Algorithmen in handelsüblichen Steuergeräten implementiert werden können. Zur elektrischen Ansteuerung der Pilotventile stellen diese PWM Ausgänge zur Verfügung, deren Frequenz in der Regel mit  $f_{PWM} = 1 \text{ kHz}$  limitiert ist. Daraus ergibt sich die minimal mögliche Abtastzeit von  $T_S = 1 \text{ ms}$ . Darüber hinaus ist zu beachten, dass in Arbeitsmaschinen typischerweise eine maximale Versorgungsspannung von  $U_{Bat} = 24 \text{ V}$  zur Verfügung steht.

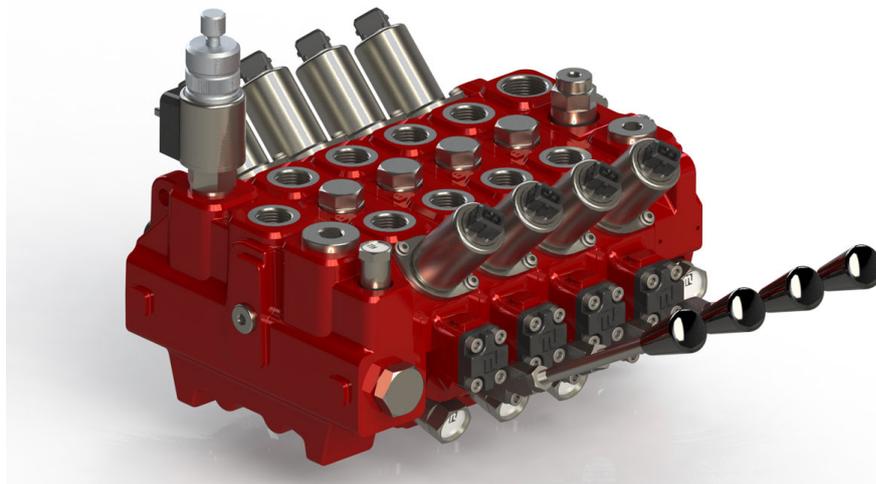


Abbildung 1.1: Mobilventilblock RS220 mit vier Sektionen.

In der vorliegenden Arbeit wird zunächst ein dynamisches, mathematisches Modell des betrachteten Mobilventils erstellt. Die hydraulische Vorsteuerung des Ventilschiebers mit Pilotventilen ist dabei gesondert zu berücksichtigen. Grundlagen zur Modellierung von

hydraulischen Systemen können u. a. in [5]–[11] nachgelesen werden. Die Modellierung eines Druckregelventils wird z. B. in [12] behandelt. Darin wird jedoch ein konstanter Solldruck von einer Feder vorgegeben. Bei den für das betrachtete Mobilventil eingesetzten Pilotventilen wird der Druck mit einem Proportionalmagneten eingestellt. Deren Funktionsweise wird z. B. in [13] beschrieben. Der Magnetkreis von Proportionalmagneten wird in der Regel im Bereich der Sättigung betrieben. Die daraus resultierenden Nichtlinearitäten erschweren die Modellierung der Zusammenhänge für die Magnetkraft und die Induktivität der Magnetspule. Zur mathematischen Beschreibung des Systems können z. B. komplexe Reluktanzmodelle verwendet werden [14]. In [15] bzw. [16] wird ein Ansatz auf Basis des magnetischen Flusses und der Koenergie verfolgt. Darüber hinaus sind in [17] Methoden zur Messung von nichtlinearen, hysteresebehafteten Induktivitäten zu finden. Für die Beschreibung des in dieser Arbeit betrachteten Systems ist jedoch ein kennlinienbasierter Ansatz ausreichend. Nach der Modellierung werden die Modellparameter anhand von Konstruktionsdaten sowie mit Hilfe von statischen und dynamischen Messungen identifiziert. Zur Validierung des vollständigen Modells werden Simulationsergebnisse mit dynamischen Messungen verglichen.

Auf Basis des mathematischen Modells wird eine Strategie zur Steuerung der Position des Ventilschiebers entworfen. Dazu wird für das System eine Eingangs-Ausganglinearisierung durchgeführt und daraus ein Stellgesetz für eine Vorsteuerung abgeleitet. Die Vorgehensweise ist u. a. in [18]–[20] beschrieben. Als schwierig erweist sich dabei die systematische Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung, der Federvorspannung und der Strömungskräfte. Die Federvorspannung verursacht eine Unstetigkeit im Kraftverlauf, welche nicht exakt ausgeglichen werden kann. Zur dynamischen Kompensation der Strömungskräfte werden die Drücke an den Arbeitsanschlüssen sowie deren Zeitableitungen benötigt, welche nicht zur Verfügung stehen. Für die Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung wird in dieser Arbeit die in [21] vorgestellte Methode untersucht. Eine weitere Herausforderung stellt die zeitdiskrete Ansteuerung mit PWM mit der Limitierung der Abtastzeit handelsüblicher Steuergeräte, sowie die den Eingangsspannungen zu überlagernden, zur Kompensation von Haftreibungseffekten erforderlichen Dither-Signale dar. Das Stellgesetz wird in Simulationsstudien getestet. Zur Beurteilung der Güte wird die flachheitsbasierte Vorsteuerung mit einer stationären Vorsteuerung und einem einfachen PD Regler für die Schieberposition verglichen.

Da der Spulenwiderstand mit der Temperatur seinen Wert ändert, wird in dieser Arbeit ein Parameterschätzer entwickelt. Des Weiteren hat sich herausgestellt, dass die flachheitsbasierte Vorsteuerung sehr aufwändig ist, weshalb abschließend eine einfachere Methode zur Stromregelung entwickelt wird.

Für die Entwicklung und Umsetzung der Regelungskonzepte wird zuerst in Kapitel 2 das betrachtete Mobilventil im Detail vorgestellt und dessen Funktionsweise erläutert. Anschließend werden in Kapitel 3 die Differentialgleichungen zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Systems erläutert. Kapitel 4 behandelt die Identifikation der unbekanntenen Systemparameter. Am Ende dieses Kapitels erfolgt die Validierung des Modells anhand von dynamischen Messungen. In Kapitel 5 werden mögliche Vereinfachungen des Modells für den Entwurf der dynamischen Vorsteuerung diskutiert. Kapitel 6 beschreibt die Herleitung und die Funktionsweise der Algorithmen zur Steuerung der

Schieberposition. Zum Abschluss werden in Kapitel 7 die Ergebnisse zusammengefasst und es wird ein Ausblick auf mögliche weiterführende Tätigkeiten gegeben.

## 2 Aufbau und Funktionsweise des Systems

In diesem Kapitel wird das in dieser Arbeit untersuchte Mobilventil vom Typ RS 220 von HYDAC vorgestellt und dessen Funktionsweise erklärt. Es handelt sich um ein proportionales Wegeventil mit offenem Zentrumskanal für einen maximalen Systemdruck von 350 bar, welches für Volumenströme bis zu 90 l/min ausgelegt ist. Das Ventil kann wahlweise elektrohydraulisch oder manuell mittels eines Handhebels betätigt werden [22].

Durch die Scheibenbauweise können bis zu 10 Wegeventile in einem Ventilblock zusammengefasst werden. Abbildung 1.1 zeigt ein RS 220 Mobilventil mit vier Arbeitssektionen. Die einzelnen Sektionen sind durch Ölkanäle verbunden. Neben den Arbeitssektionen beinhaltet der Block eine Eingangs- und Ausgangssektion. Auf der Eingangssektion befinden sich die Anschlüsse für die Pumpe und den Tank sowie Funktionen zur Hauptdruckbegrenzung, Not-Abschaltung und Durchflussregelung. Die Ölversorgung wird über die Kanäle quer durch den Ventilblock den weiteren Sektionen zur Verfügung gestellt. Die Ausgangssektion dient als Abschluss für die durch den Block verlaufenden Ölkanäle und erzeugt zudem den Steuerdruck für die elektrohydraulische Betätigung. Auf den einzelnen Sektionen für die proportionalen Wegeventile befinden sich die Arbeitsanschlüsse, welche über Schlauchleitungen mit den hydraulischen Aktuatoren, wie z. B. einem Hydraulikzylinder, verbunden sind.

Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wird ein Ventilblock mit einer Arbeitssektion betrachtet. Da die zum Betrieb notwendigen Eingangs- und Ausgangssektionen das dynamische Verhalten im Regelbetrieb nicht beeinflussen, werden sie in der Modellierung nicht betrachtet. Der Open-Center Kanal des Ventils wurde für die Untersuchungen verschlossen, da für die betrachteten Anwendungen Konstantdrucksysteme vorgesehen sind. Des Weiteren wurde der Handhebel entfernt, um einen Einfluss auf die Trägheit des Schiebers sowie die Reibungskräfte des Systems auszuschließen. Die Realisierung der elektrohydraulischen Betätigung erfolgt über Druckregelventile, auch Pilotventile genannt. Hierfür wird bei dem betrachteten System ein Ventil vom Typ PDMC04S30D der Firma HYDAC eingesetzt. In den folgenden beiden Abschnitten wird die Funktionsweise der Arbeitssektion, auch Hauptstufe genannt, sowie der Pilotventile näher erläutert.

### 2.1 Hauptstufe

In Abbildung 2.1 ist ein Schnitt der betrachteten Arbeitssektion dargestellt. Die Fließrichtung des Öls und der Öffnungsquerschnitt der Steuerkante wird durch die Position des Ventilschiebers bestimmt. Dieser ist hierfür mit Vertiefungen und Kerben ausgestattet, welche eine Verbindung zwischen den Arbeitsanschlüssen und dem Pumpen- und Tankanschluss in Abhängigkeit der Ventilstellung ermöglichen. Die Pilotventile generieren einen Druck in den beiden Vorsteuerkammern zur Betätigung des Schiebers. Mithilfe der

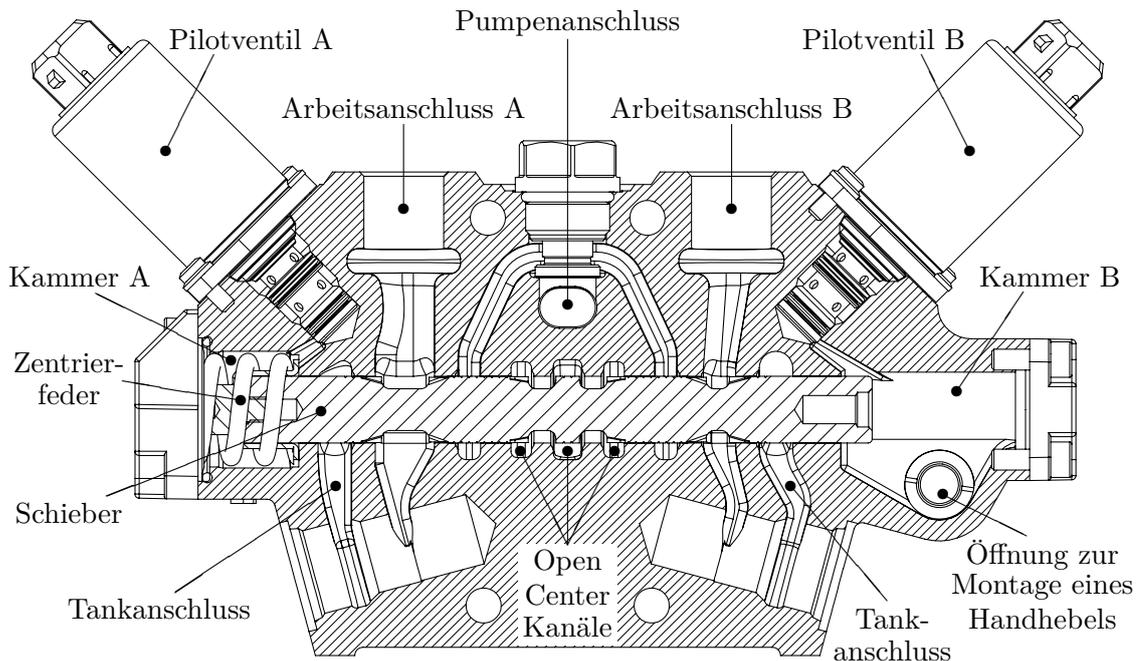


Abbildung 2.1: Schnitt RS 220 Arbeitssektion.

Zentrierfeder wird ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Differenz der Kammerdrücke und der Schieberposition erreicht. Des Weiteren können, wie in Abbildung 2.1 ersichtlich, in die Sektion Druckbegrenzungsventile für die Arbeitsanschlüsse eingebaut werden. Diese dienen als Überlastschutz und haben keinen Einfluss auf das dynamische Verhalten im Normalbetrieb des Ventils.

## 2.2 Pilotventil

Für die Einstellung der Vorsteuerdrücke werden Pilotventile eingesetzt. Für das betrachtete RS 220 Ventil werden dafür Druckregelventile vom Typ PDMC04S30D mit einem Regelbereich von 0 bis 25 bar verwendet. Es handelt sich dabei um direkt gesteuert 3-Wege Proportional-Druckregelventile in Schieberbauart [23]. Zur Erklärung der Funktionsweise ist in Abbildung 2.2 ein Querschnitt des verwendeten Pilotventils dargestellt. Die Steuerung des Schiebers des Pilotventils erfolgt über einen Proportionalmagneten. Dieser ist so konstruiert, dass sich ein möglichst linearer Zusammenhang zwischen der Magnetkraft und dem Ansteuerstrom im Arbeitsbereich des Ventils ergibt, siehe hierzu [13], [14]. Der Magnetkreis wird dabei lokal in Sättigung betrieben, was zu einer starken Nichtlinearität der Induktivität führt. Das verwendete PDMC04S30D ist mit einer  $21\ \Omega$  Magnetspule ausgestattet. Der erzeugte magnetische Verkettungsfluss verläuft durch den Magnetkolben, tritt über den Arbeitsluftspalt in den Polkern ein und schließt sich über das Gehäuse und die Polplatte. Die Beeinflussung der Kennlinie erfolgt über die Geometrie des Polkerns im Bereich des Luftspalts. Die erzeugte Kraft wird über einen Stößel nach unten auf den Ventilschieber übertragen. Eine Rückstellfeder bewirkt, dass der Schieber in den oberen

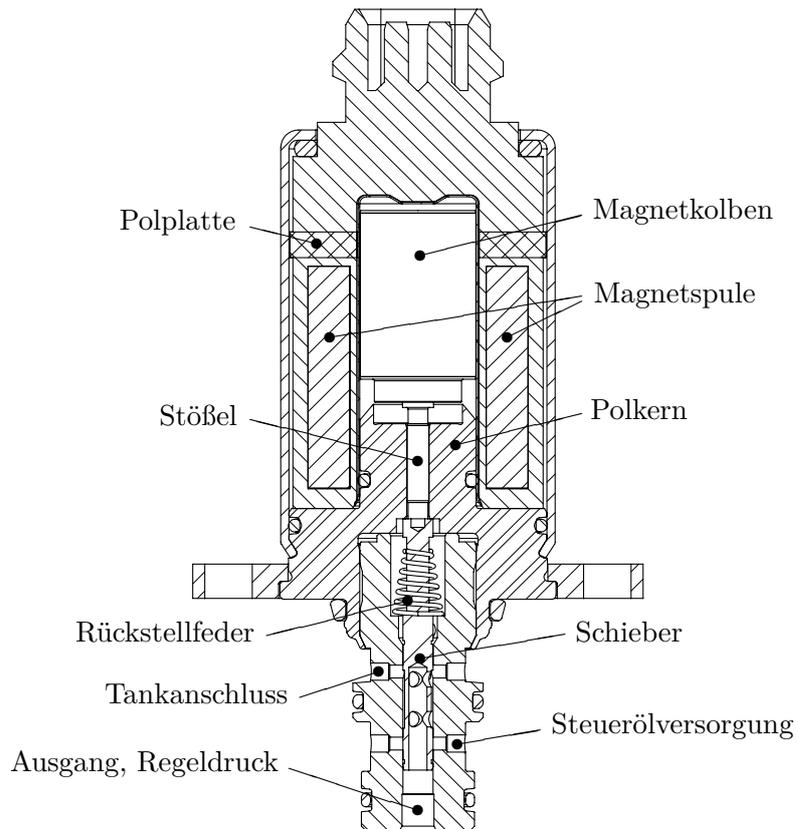


Abbildung 2.2: Schnitt PDMC04S30D Pilotventil.

Anschlag gedrückt wird, wenn keine Magnetkraft wirkt. In dieser Position ist der Ausgang für den Regeldruck über eine Bohrung im Schieber mit dem Tankanschluss verbunden. Bei einer Erhöhung der Magnetkraft beginnt sich der Kolben nach unten zu bewegen. Ab einer bestimmten Position ist die Verbindung zum Tankanschluss geschlossen, und es wird ein Querschnitt zum Anschluss für die Steuerölversorgung geöffnet. Dadurch fließt Öl in das Regelvolumen, wodurch sich dort ein Druck aufbaut. Dieser bewirkt eine Kraft, welche den Schieber nach oben drückt und somit die Öffnungsfläche zum Steueröl Druck verkleinert. Dieser Vorgang dauert so lange, bis die Druckkraft mit der Magnetkraft im Gleichgewicht steht. Dadurch ist der Druck im Regelvolumen direkt proportional zur Magnetkraft und somit auch näherungsweise zum Spulenstrom.

## 3 Mathematisches Modell des Systems

Für das dynamische Verhalten des im vorigen Abschnitt vorgestellten Mobilventils wird in diesem Kapitel ein mathematisches Modell entwickelt. Dieses dient in weiterer Folge zur Entwicklung von Steuer- und Regelungsalgorithmen sowie zur Erstellung eines Simulationsmodells für das System. Für die Modellierung wird das System in die zwei Teilsysteme Hauptstufe und Pilotventil aufgeteilt. Die folgenden beiden Abschnitte behandeln die Modellbildung dieser Teilsysteme. Darauffolgend wird die Ansteuerung der Pilotventile mittels Pulsweitenmodulation diskutiert und abschließend eine übersichtliche Darstellung der Modellgleichungen gegeben.

### 3.1 Hauptstufe

Die Ermittlung der Bewegungsgleichungen der Hauptstufe erfolgt über das Newtonsche Gesetz

$$\mathbf{f} = m\ddot{\mathbf{r}} . \quad (3.1)$$

Dabei bezeichnet  $m$  die Masse,  $\mathbf{r}$  die Position des Körpers und  $\mathbf{f}$  die Summe aller auf diesen wirkenden Kräfte. Wie in Abbildung 3.1 zu sehen ist, kann sich der Ventilschieber nur entlang einer Achse bewegen. Demzufolge ist dessen Freiheitsgrad durch die Schieberposition  $s_s$  gegeben. Die Geschwindigkeit des Schiebers lautet  $\dot{s}_s = w_s$ . Mit  $p_{xA}$  und  $p_{xB}$  werden die Vorsteuerdrücke in den Kammern, mit  $p_A$  und  $p_B$  die Drücke an den Arbeitsanschlüssen sowie mit  $p_p$  und  $p_r$  der Pumpen- und der Tankdruck bezeichnet. In der Bewegungsgleichung für die Hauptstufe werden die folgenden Kräfte berücksichtigt:

- Druckkräfte in Folge der Vorsteuerdrücke  $p_{xA}$  und  $p_{xB}$ ,
- Federkraft  $f_{spr}(s_s)$ ,
- Reibungskräfte  $f_{fr}(w_s)$ ,
- Strömungskräfte  $f_{jet}(s_s, p_A, p_B)$ .

Die Bewegungsgleichung des Ventilschiebers ergibt sich damit zu

$$m_s \frac{d}{dt} w_s = (p_{xA} - p_{xB}) A_s - f_{spr}(s_s) - f_{fr}(w_s) - f_{jet}(s_s, p_A, p_B) , \quad (3.2)$$

wobei mit  $m_s$  die Masse des Schiebers bezeichnet wird. In den folgenden Unterabschnitten werden die Gleichungen für die Kräfte  $f_{spr}$ ,  $f_{fr}$  und  $f_{jet}$  beschrieben. Im letzten Unterabschnitt wird des Weiteren die Modellierung der Endanschläge erläutert.

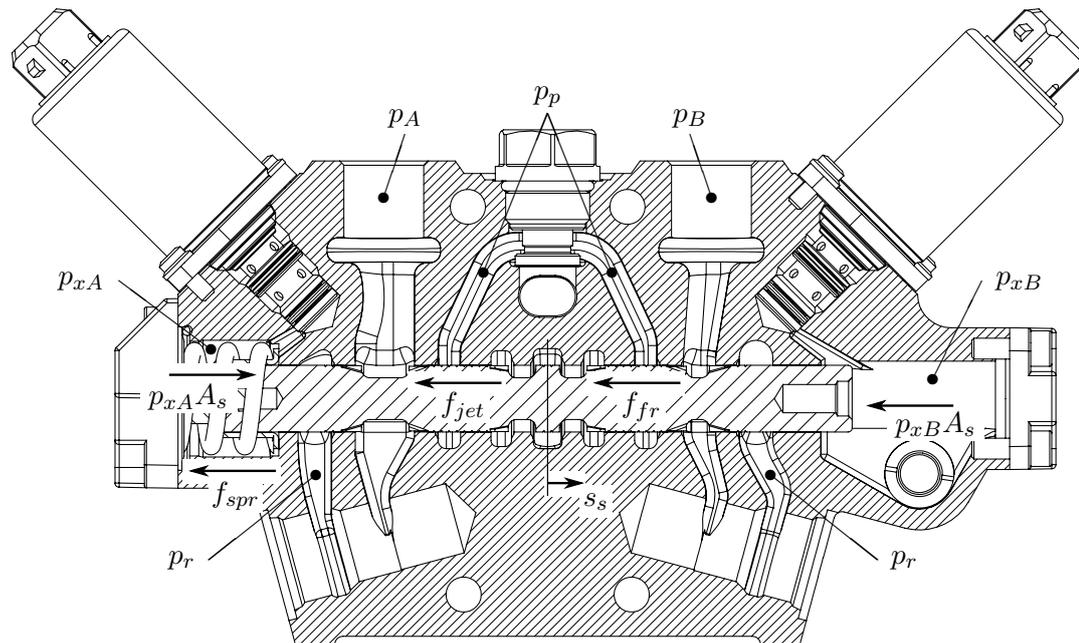


Abbildung 3.1: Kräfte und Drücke der Hauptstufe.

### 3.1.1 Federkraft

In dem betrachteten Mobilventil ist eine vorgespannte, lineare Zentrierfeder eingebaut. Abbildung 3.2 zeigt eine Detailzeichnung dieses Federpaketes. Die spezielle Konstruktion bewirkt, dass die Feder unabhängig von der Richtung der Schieberauslenkung zusammengedrückt wird. Die Federkraft wirkt somit immer der Auslenkung entgegen. Um eine definierte Mittelstellung des Schiebers im inaktiven Betrieb des Ventils zu gewährleisten, wird die Feder typischerweise vorgespannt. Zur Bewegung des Ventilschiebers aus der Mittelstellung muss daher eine Kraft größer als diese Vorspannung aufgebracht werden.

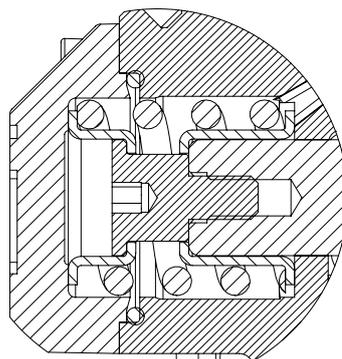


Abbildung 3.2: Detailansicht der Zentrierfeder.

Für das hier betrachtete System wird eine Feder eingesetzt, deren Charakteristik im Arbeitsbereich als linear angenommen werden kann. Die Rückstellkraft ist somit direkt

proportional zur Auslenkung der Feder. Die Vorspannung bewirkt eine Unstetigkeit im Verlauf der Federkraft bei  $s_s = 0$ , vgl. hierzu Abbildung 3.3. Für die Implementierung dieser Unstetigkeit ist eine Umschaltung der Modellstruktur notwendig, da sich der Schieber in der Mittelstellung nicht bewegen kann solange die Summe der auf den Schieber wirkenden Kräfte kleiner als die Vorspannung ist. In diesem Fall wird die Bewegungsgleichung (3.2) durch  $\dot{w}_s = 0$  ersetzt. Für die freie Bewegung des Schiebers außerhalb der Mittelstellung gilt die vollständige Bewegungsgleichung nach (3.2) und die Federkraft kann bei Verwendung der Signumfunktion

$$\text{sign}(x) = \begin{cases} 1, & x > 0 \\ 0, & x = 0 \\ -1, & x < 0 \end{cases} \quad (3.3)$$

in der Form

$$f_{spr}(s_s) = k_s s_s + k_{0,s} \text{sign}(s_s) \quad (3.4)$$

angeschrieben werden. In dieser Gleichung bezeichnen  $k_s$  die Federrate und  $k_{0,s}$  die Vorspannung der Feder.

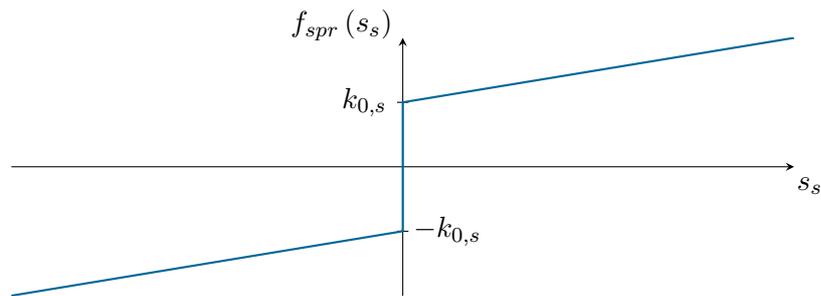


Abbildung 3.3: Qualitativer Verlauf der Federkraft  $f_{spr}(s_s)$ .

### 3.1.2 Reibkraftmodell

Für die Modellierung der Reibung wird ein statisches Reibmodell verwendet, siehe z. B. [24]. Demnach setzt sich die Reibkraft im Allgemeinen aus einer geschwindigkeitsproportionalen (viskosen) Komponente, einer Coulombschen Komponente (Trockenreibung) sowie einer Haftreibungskomponente zusammen, vgl. hierzu Abbildung 3.4. Der Verlauf der gesamt wirkenden Reibkraft lässt sich mit der Summe der einzelnen Komponenten in der Form

$$f_{fr}(w_s) = d_v w_s + \left[ d_c + (d_s - d_c) \exp\left(-\left(\frac{w_s}{d_{w0}}\right)^2\right) \right] \text{sign}(w_s) \quad (3.5)$$

beschreiben. Dabei bezeichnet  $d_v$  den viskosen Reibkoeffizienten,  $d_c$  die Coulombsche Reibkraft und  $d_s$  die Haftkraft. Der Parameter  $d_{w0}$  definiert den Verlauf des Übergangs von der Haftreibung zur reinen Summe aus Coulombscher und viskoser Reibung. Dieser Anteil wird auch als Stribeck-Effekt bezeichnet.

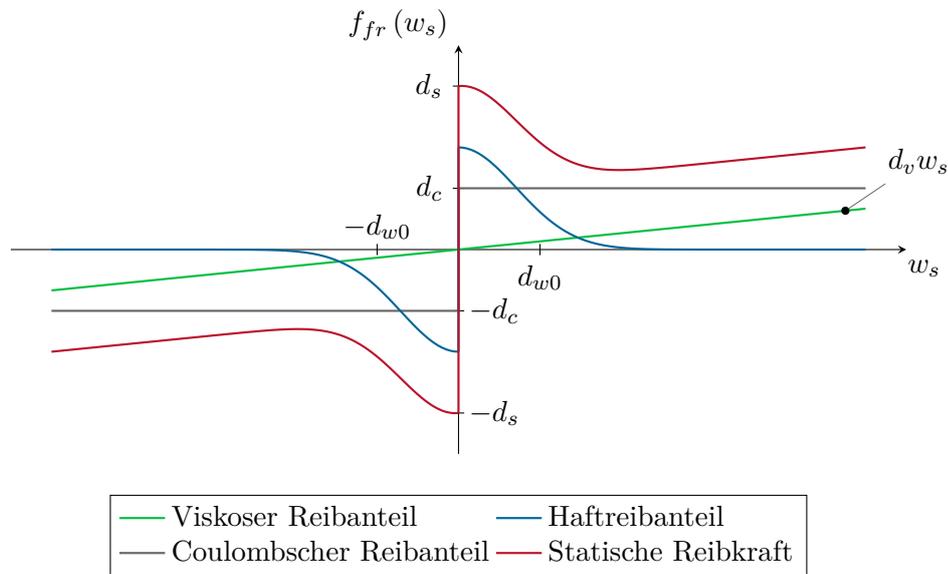


Abbildung 3.4: Statisches Reibkraftmodell.

Im praktischen Betrieb wird dem elektrischen Ansteuersignal ein sogenanntes Dither-Signal überlagert, welches eine ständige kleine Bewegung der Schieber der Hauptstufe sowie der Pilotventile bewirkt. Damit können Haftreibungseffekte weitestgehend verhindert werden. Näheres hierzu wird in Abschnitt 3.3 behandelt. Für eine hinreichend genaue Beschreibung des Mobilventils im praktischen Betrieb ist daher die ausschließliche Berücksichtigung der viskosen Reibung ausreichend. Um jedoch den Einfluss der Haft- und Coulombreibung qualitativ zu untersuchen, ist es sinnvoll, diese Effekte im Simulationsmodell optional zu berücksichtigen. Der Haftreibungseffekt führt zu einem schaltenden Systemverhalten, da beim Haften des Ventilschiebers ein Freiheitsgrad des Systems verloren geht. Der Wechsel in diesen Zustand tritt bei verschwindender Schiebergeschwindigkeit  $w_s = 0$  ein, wenn der Betrag der Summe aller auf den Schieber wirkenden Kräfte kleiner als die Haftreibungskonstante ist. Für den Übergang in den gleitenden Zustand müssen die wirkenden Kräfte diese Haftreibungskonstante überwinden.

### 3.1.3 Strömungskräfte

Auf den Ventilschieber wirken im Betrieb strömungsbedingte Radial- und Axialkräfte, welche großen Einfluss auf das statische und dynamische Verhalten des Mobilventils haben [7]. Die Radialkräfte drücken den Schieber seitlich gegen das Ventilgehäuse und verursachen zusätzliche Reibung. Dieser Effekt ist jedoch vernachlässigbar, da er in der Praxis konstruktiv kompensiert wird, indem die Kerben symmetrisch um den Umfang des Ventilschiebers verteilt werden [5]. Die Axialkräfte können hingegen nur durch großen konstruktiven Aufwand näherungsweise kompensiert werden. Eine derartige Kompensation ist bei dem betrachteten Mobilventil nicht vorhanden. Diese Kräfte müssen daher in der Modellierung berücksichtigt werden. Für die physikalischen Hintergründe der Strömungs-

kräfte und deren mathematischer Beschreibung sei auf [5], [7], [12], [14] verwiesen. Im Allgemeinen gilt, dass die Strömungskräfte immer in jene Richtung wirken, in welche die Blende geschlossen wird. Die Strömungskräfte können durch einen stationären und einen dynamischen Anteil in der Form

$$f_{jet} = f_{jet,st} + f_{jet,dyn} \quad (3.6)$$

beschrieben werden. Der dynamische Anteil tritt bei zeitlichen Änderungen des Volumenstroms auf. Dieser ist im Vergleich zu den stationären Kräften gering und kann vernachlässigt werden. Die gesamt wirkenden Strömungskräfte an einer einzelnen Blende lassen sich damit durch

$$f_{jet} = \rho q_v v \cos(\varphi) \quad (3.7)$$

beschreiben. Darin bezeichnet  $\rho$  die Massendichte des Öls,  $q_v$  den Volumenstrom über die Blende,  $v$  die Strömungsgeschwindigkeit und  $\varphi$  den Strömungswinkel. Mit der Blenden-gleichung

$$q_v = \alpha A_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p} \quad (3.8)$$

und

$$v = \frac{q_v}{\alpha A_d} \quad (3.9)$$

lassen sich die stationären Strömungskräfte in der Form

$$f_{jet} = 2\alpha A_d \Delta p \cos(\varphi) \quad (3.10)$$

mit dem Öffnungsquerschnitt  $A_d$ , dem Kontraktionskoeffizienten  $\alpha$  und der Druckdifferenz über der Blende  $\Delta p$  darstellen. Das betrachtete Mobilventil verfügt über vier Blenden, jeweils eine zum Tank- und eine zum Pumpenanschluss für beide Arbeitsanschlüsse. Bei jeder dieser Blenden wirken die Strömungskräfte in Richtung der Verringerung des entsprechenden Öffnungsquerschnitts. Die vollständige Beschreibung lautet damit

$$\begin{aligned} f_{jet}(s_s, p_A, p_B) = & -2\alpha_r A_{d,rA}(s_s) (p_A - p_r) \cos(\varphi_{rA}) \\ & + 2\alpha_p A_{d,pA}(s_s) (p_p - p_A) \cos(\varphi_{pA}) \\ & + 2\alpha_r A_{d,rB}(s_s) (p_B - p_r) \cos(\varphi_{rB}) \\ & - 2\alpha_p A_{d,pB}(s_s) (p_p - p_B) \cos(\varphi_{pB}) . \end{aligned} \quad (3.11)$$

Darin kennzeichnet der Index  $r$  Blenden zum Tank,  $p$  jene zur Pumpe sowie  $A$  und  $B$  die beiden Arbeitsanschlüsse. Aufgrund der deutlich unterschiedlichen Geometrie der Blenden des betrachteten Schiebers können die Kontraktionskoeffizienten und Strömungswinkel nicht für alle Blenden als identisch angenommen werden.

### 3.1.4 Öffnungsfläche

Zur Beschreibung der Strömungskräfte  $f_{jet}(s_s, p_A, p_B)$  nach Gleichung (3.11) ist die Kenntnis der Öffnungsquerschnitte  $A_{d,rA}(s_s)$ ,  $A_{d,pA}(s_s)$ ,  $A_{d,rB}(s_s)$  und  $A_{d,pB}(s_s)$  notwendig. Eine generische Modellierung ist hier aufgrund der in der Praxis auftretenden großen

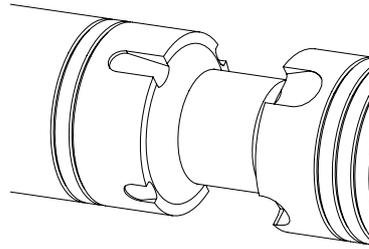


Abbildung 3.5: Detailansicht des Schiebers im Bereich der Blenden von Anschluss A.

Vielfalt an Verläufen nicht sinnvoll. Die Geometrie der Blenden des betrachteten Ventils weicht zudem deutlich von der typischerweise in der Literatur angegebenen scharfkantigen Blende ab. Ein Ausschnitt des Ventilschiebers ist in Abbildung 3.5 zu sehen. Deutlich zu erkennen sind die symmetrisch angeordneten Kerben, welche den Öffnungsquerschnitt bestimmen. Der betrachtete Schieber ist eine Spezialausführung, bei der die Blenden zum Tank gedrosselt ausgeführt sind. Aus diesem Grund sind die Kerben zum Tank kleiner als jene zum Pumpenanschluss.

Der Verlauf der Öffnungsfläche wird zunächst näherungsweise aus den Geometriedaten berechnet. Die folgende Vorgehensweise orientiert sich an den Ausführungen in [25]. In Abbildung 3.6 ist die Schnittzeichnung einer einzelnen Kerbe dargestellt. Der Ventilschieber gibt in Abhängigkeit der Position  $x$  zwei Querschnitte frei. Diese sind die im unteren Teil der Zeichnung dargestellte Fläche  $A_o$  an der Oberseite der Kerbe und die im rechten Bereich abgebildete Querschnittsfläche  $A_k = A_{kr} + A_{ke}$ , welche normal auf die Kerbenschräge steht. Für die Abschätzung wird angenommen, dass die jeweils kleinere Fläche den Öffnungsquerschnitt

$$A_d = \min(A_o, A_k) \quad (3.12)$$

bestimmt. Dabei wird vorausgesetzt, dass der Schieber aufgrund der Anschläge nicht so weit ausgelenkt werden kann, dass der gesamte Umfang freigegeben wird. Somit wird die Öffnungsfläche ausschließlich durch die Kerben bestimmt.

Bei einer Position  $x$  kleiner dem Kerbenradius  $r_k$  ist  $A_o$  eine abgedeckte Kreisfläche, siehe Abbildung 3.7. Mit den bekannten geometrischen Formeln für Kreissegmente errechnet sich die schraffierte Fläche  $A_o$  mit dem Radius des Kreises  $r_k$ , der Position  $x$  und dem Winkel

$$\varphi = 2 \arccos\left(\frac{r_k - x}{r_k}\right) \quad (3.13)$$

zu

$$A_o = \frac{r_k^2}{2} (\varphi - \sin(\varphi)) \quad (3.14)$$

Für den Fall  $x > r_k$  ist  $A_o$  durch die Flächen eines Halbkreises und eines Rechteckes

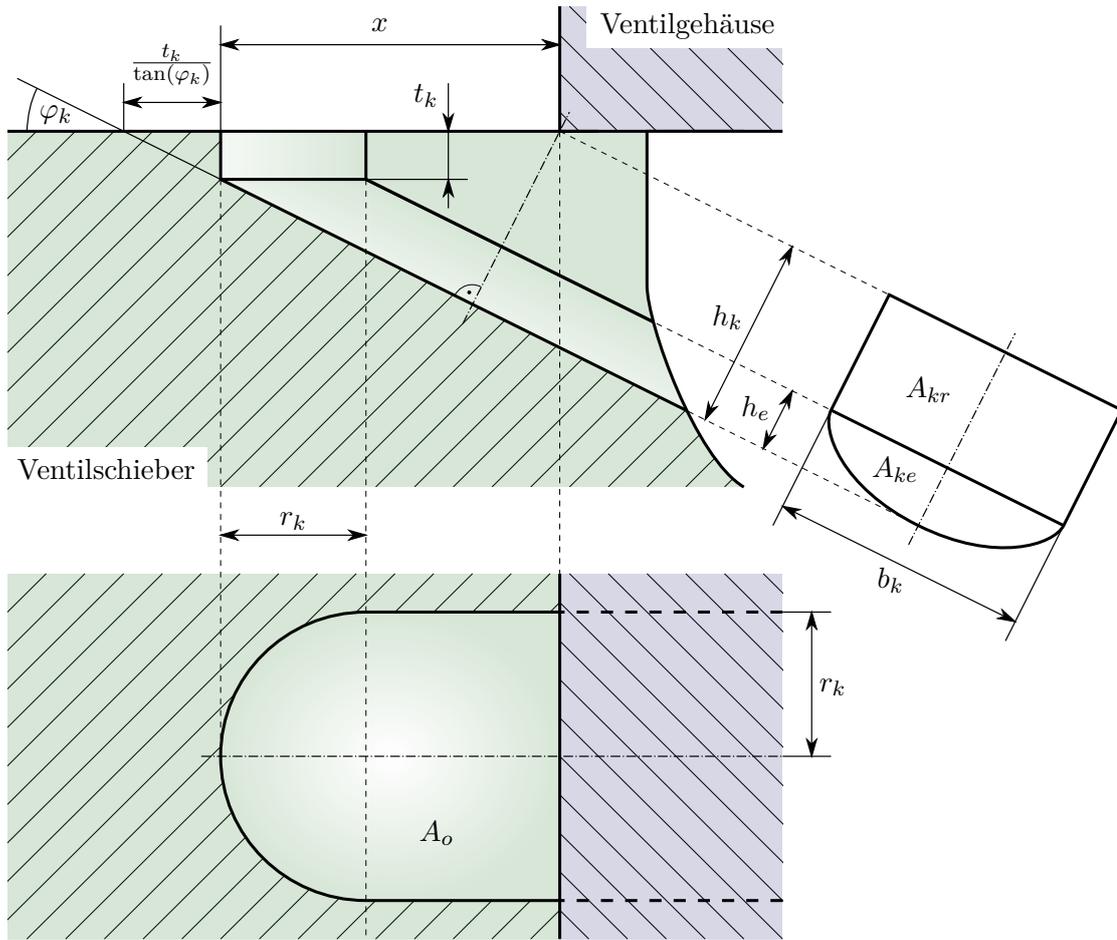


Abbildung 3.6: Schnittzeichnung einer Kerbe zur Abschätzung der Öffnungsfläche.

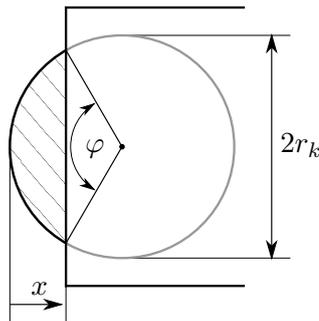


Abbildung 3.7: Öffnungsfläche eines abgedeckten Kreises.

definiert. Damit ist die an der Oberseite des Schiebers freigegebene Fläche durch

$$A_o = \begin{cases} 0, & x \leq 0 \\ \frac{r_k^2}{2} \left( 2 \arccos \left( \frac{r_k - x}{r_k} \right) - \sin \left( 2 \arccos \left( \frac{r_k - x}{r_k} \right) \right) \right), & 0 < x < r_k \\ \frac{r_k^2 \pi}{2} + 2r_k (x - r_k), & x \geq r_k \end{cases} \quad (3.15)$$

gegeben.

Der zweite Querschnitt  $A_k$  setzt sich aus einem rechteckigen Teil  $A_{kr}$  und einem elliptischen Teil  $A_{ke}$  zusammen. Aufgrund der zylindrischen Form des Ventilschiebers hat die obere Kante des Rechtecks ebenfalls einen elliptischen Verlauf. Der Fehler der Approximation durch eine Gerade ist jedoch für eine qualitative Abschätzung vernachlässigbar. Für die Berechnung der Kerbenfläche wird im ersten Schritt deren Breite

$$b_k = \begin{cases} 0, & x \leq 0 \\ 2\sqrt{2r_k x - x^2}, & 0 < x < r_k \\ 2r_k, & x \geq r_k \end{cases} \quad (3.16)$$

sowie deren Höhe

$$h_k = \left( \frac{t_k}{\tan(\varphi_k)} + x \right) \sin(\varphi_k) = t_k \cos(\varphi_k) + x \sin(\varphi_k) \quad (3.17)$$

ermittelt. Darin bezeichnet  $\varphi_k$  den Winkel der Kerbenschräge und  $t_k$  die Tiefe der Kerbe an der Position  $x = 0$ . Mit der Höhe des elliptischen Teils

$$h_e = \begin{cases} 0, & x \leq 0 \\ x \sin(\varphi_k), & 0 < x < r_k \\ r_k \sin(\varphi_k), & x \geq r_k \end{cases} \quad (3.18)$$

ergibt sich die rechteckige Teilfläche zu

$$A_{kr} = b_k (h_k - h_e), \quad (3.19)$$

und die elliptische zu

$$A_{ke} = \frac{\pi}{4} b_k h_e. \quad (3.20)$$

Der gesamte Querschnitt der Kerbe, welcher normal auf die Kerbenschräge steht, lässt sich somit in der Form

$$A_k = b_k \left( h_k + h_e \left( \frac{\pi}{4} - 1 \right) \right) \quad (3.21)$$

angeben. Der mit diesen Gleichungen näherungsweise ermittelte Verlauf der Öffnungsfläche ist in Abbildung 3.8 am Beispiel einer Kerbe, welche zwischen einem Arbeitsanschluss und dem Tankanschluss liegt, dargestellt.

Im verwendeten Aufbau bestimmen für jede Blende vier dieser Kerben den Öffnungsquerschnitt, wobei die gegenüberliegenden immer identisch sind. Die beiden um  $90^\circ$  verschobenen Kerbenpaare unterscheiden sich jedoch sowohl in der Größe der Öffnungsfläche als auch in deren Position am Ventilschieber. Bezüglich der beiden Arbeitsanschlüsse bestehen keine Unterschiede in der Geometrie der Kerben. Die eben gezeigte Berechnung des Öffnungsquerschnitts ist aufgrund der Vielzahl an Kerben mit einem hohen Rechenaufwand verbunden. Es handelt sich zudem nur um eine näherungsweise Abschätzung. Der tatsächlich für den Volumenstrom wirksame Querschnitt muss wegen der Komplexität der

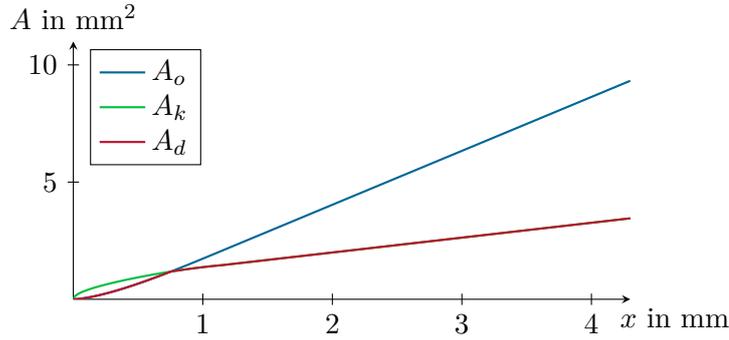


Abbildung 3.8: Abgeschätzter Verlauf der Öffnungsquerschnitte einer Kerbe.

Geometrie anhand von Messungen identifiziert werden, siehe hierzu Abschnitt 4.1.1. Aufgrund dieser Überlegungen wird der Verlauf der Öffnungsflächen für positive Auslenkungen des Schiebers abschnittsweise durch die Polynome

$$A_{d,rB}(s_s) = \begin{cases} 0, & s_s \leq l_{k1,r} \\ \sum_{j=0}^{N_a} a_{rj,1} s_s^j, & l_{k1,r} < s_s \leq l_{k2,r} \\ \sum_{j=0}^{N_a} a_{rj,2} s_s^j, & s_s > l_{k2,r} \end{cases} \quad (3.22a)$$

bzw.

$$A_{d,pA}(s_s) = \begin{cases} 0, & s_s \leq l_{k1,p} \\ \sum_{j=0}^{N_a} a_{pj,1} s_s^j, & l_{k1,p} < s_s \leq l_{k2,p} \\ \sum_{j=0}^{N_a} a_{pj,2} s_s^j, & s_s > l_{k2,p} \end{cases} \quad (3.22b)$$

approximiert. Die Parameter  $l_{k1,r}$  und  $l_{k1,p}$  bzw.  $l_{k2,r}$  und  $l_{k2,p}$  beschreiben jene Positionen, an denen die ersten bzw. zweiten Kerbenpaare gerade noch geschlossen sind. Die Ordnung  $N_a$  wird im Rahmen der Identifikation der Koeffizienten des Polynoms in Abschnitt 4.1.1 so gewählt, dass die aus den Messwerten erhaltenen Verläufe durch die Polynome ausreichend gut abgebildet werden. Aufgrund der Symmetrie des Schiebers bezüglich den Arbeitsanschlüssen lassen sich die Querschnitte, welche bei negativer Auslenkung des Ventilschiebers freigegeben werden, durch

$$A_{d,rA}(s_s) = A_{d,rB}(-s_s) \quad (3.23a)$$

$$A_{d,pB}(s_s) = A_{d,pA}(-s_s) \quad (3.23b)$$

beschreiben. Um die Stetigkeit der Verläufe (3.22) an den Bereichsgrenzen zu gewährleisten, müssen des Weiteren Übergangsbedingungen eingehalten werden. Für die Parameter des Öffnungsquerschnitts zum Tank gilt

$$\sum_{j=0}^{N_a} a_{rj,1} l_{k1,r}^j = 0 \quad (3.24a)$$

$$\sum_{j=0}^{N_a} a_{rj,1} l_{k2,r}^j = \sum_{j=0}^{N_a} a_{rj,2} l_{k2,r}^j \quad (3.24b)$$

Die Übergangsbedingungen müssen bei der Identifikation der Koeffizienten als algebraische Nebenbedingungen berücksichtigt werden. Dies kann gelöst werden, indem anhand der Übergangsbedingungen einzelne Koeffizienten als Funktionen der weiteren Koeffizienten ausgedrückt werden. Die Anzahl der zu identifizierenden Koeffizienten wird damit für jede Randbedingung um einen Koeffizienten reduziert. Werden hierfür z. B.  $a_{r0,1}$  und  $a_{r0,2}$  gewählt, ergibt sich

$$a_{r0,1} = - \sum_{j=1}^{N_a} a_{rj,1} l_{k1,r}^j \quad (3.25a)$$

$$a_{r0,2} = \sum_{j=1}^{N_a} \left[ a_{rj,1} \left( l_{k2,r}^j - l_{k1,r}^j \right) - a_{rj,2} l_{k2,r}^j \right] . \quad (3.25b)$$

Für den Öffnungsquerschnitt zum Pumpenanschluss ergeben sich analog zu (3.24) und (3.25) die algebraischen Bedingungen

$$a_{p0,1} = - \sum_{j=1}^{N_a} a_{rp,1} l_{k1,p}^j \quad (3.26a)$$

$$a_{p0,2} = \sum_{j=1}^{N_a} \left[ a_{pj,1} \left( l_{k2,p}^j - l_{k1,p}^j \right) - a_{pj,2} l_{k2,p}^j \right] . \quad (3.26b)$$

### 3.1.5 Anschläge

Der Ventilschieber hat nur einen eingeschränkten Bewegungsbereich. Die Grenzen dieses Bereiches werden durch das Federpaket definiert, siehe hierzu Abbildung 3.2. Die Modellierung dieser Anschläge erfolgt als vollständig plastischer Stoß. Mit dieser Annahme wird die Geschwindigkeit  $w_s$  bei Erreichen eines Anschlags instantan zu Null. Der Schieber verharrt dann in der Endposition  $s_s = l_{end}$  bzw.  $s_s = -l_{end}$  solange keine Kraft in die entgegengesetzte Richtung wirkt. Die Implementierung dieses Modells erfolgt durch eine Strukturumschaltung der Bewegungsgleichungen. In der freien Bewegung gilt das vollständige System nach (3.2), während im Anschlag ein reduziertes Modell mit  $w_s = \dot{w}_s = 0$  und  $s_s = l_{end}$  bzw.  $s_s = -l_{end}$  gilt.

## 3.2 Pilotventil

Mit den Pilotventilen werden die Vorsteuerdrücke in den Kammern links und rechts des Ventilschiebers der Hauptstufe eingestellt. Die Funktionsweise der Pilotventile ist in Abschnitt 2.2 im Detail erläutert. In [12] ist ein Beispiel zur Modellierung eines Druckregelventiles zu finden, welches einen konstanten, nicht variierbaren Druck einstellt. Beim betrachteten Pilotventil wird der Druck jedoch durch einen Proportionalmagneten eingestellt. Das Beispiel wird daher um die Modellierung der Strom- und Kraftdynamik des Magnets erweitert. Zunächst wird die Dynamik des Ventilschiebers in der Pilotstufe behandelt. Deren mathematische Beschreibung erfolgt analog zu jener der Hauptstufe über das zweite Newtonsche Gesetz. In Abbildung 3.9 ist ein Querschnitt des in der betrachteten

Anwendung verwendeten Ventils vom Typ PDMC04S30D sowie sämtliche wirkende Kräfte dargestellt. Die Position des Schiebers wird mit  $s_x$  und dessen Geschwindigkeit mit  $\dot{s}_x = w_x$

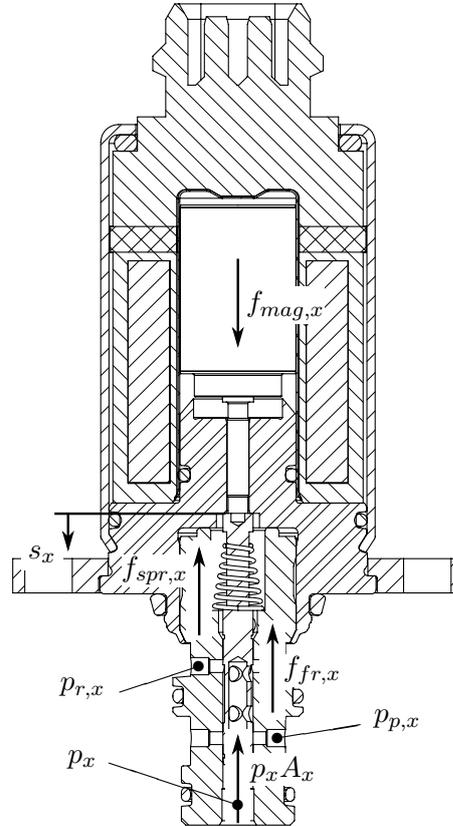


Abbildung 3.9: Kräfte Pilotventil.

bezeichnet. Auf den Schieber wirken die folgenden Kräfte:

- Magnetkraft  $f_{mag,x}$ ,
- Kraft in Folge des Vorsteuerdruckes  $p_x$ ,
- Federkraft  $f_{spr,x}(s_x)$ ,
- Reibungskräfte  $f_{fr,x}(w_x)$ .

Da bei dem Pilotventil nur sehr kleine Ölmengen über die Blenden fließen, sind die auftretenden Strömungskräfte sehr gering und können vernachlässigt werden. Die Bewegung des Ventilschiebers der beiden Pilotventile wird damit durch die Differentialgleichung

$$m_x \frac{d}{dt} w_x = f_{mag,x} - p_x A_x - f_{spr,x}(s_x) - f_{fr,x}(w_x) \quad (3.27)$$

beschrieben. Dabei bezeichnet  $m_x$  die Masse aller beweglichen Teile des Pilotventils und  $A_x$  die für den Regeldruck wirksame Angriffsfläche des Schiebers. Die folgenden

Unterabschnitte erläutern die Modelle für die Kräfte  $f_{mag,x}$ ,  $f_{spr,x}$  und  $f_{fr,x}$ . Anschließend findet sich eine Beschreibung für die Modellierung der Endanschläge. Die letzten beiden Unterabschnitte behandeln die Beschreibung der Strom- und Druckdynamik.

### 3.2.1 Magnetkraft

Im Allgemeinen kann, wie in [15], [16] erläutert, die auf einen Magnetkolben wirkende stationäre Kraft

$$f_{mst} = \frac{\partial W_{co}(i,s)}{\partial s}, \quad (3.28)$$

mit dem Strom  $i$  und der Kolbenposition  $s$ , über die magnetische Koenergie

$$W_{co}(i,s) = \int_0^i \Psi(\xi,s) d\xi \quad (3.29)$$

aus dem Verkettungsfluss  $\Psi(i,s)$  abgeleitet werden. Dazu ist jedoch eine exakte Modellierung des magnetischen Kreises notwendig, was bei Proportionalmagneten mit großem Aufwand verbunden ist [14]. Aufgrund der speziellen Konstruktion des betrachteten Pilotventils kann jedoch angenommen werden, dass die stationäre Magnetkraft  $f_{mst,x}(i_x)$  im Arbeitsbereich linear vom Spulenstrom  $i_x$  abhängt und weitestgehend unabhängig von der Schieberposition  $s_x$  ist. Die Kennlinien im Datenblatt des Pilotventils [23] zeigen, dass dies im Großteil des Arbeitsbereichs der Fall ist. Insbesondere ist zu berücksichtigen, dass sich der Schieber im Regelbetrieb immer um die sogenannte Regelposition bewegt, welche sich in der Mitte des Hubes befindet. Es handelt sich dabei um jene Position an der gerade beide Blenden geschlossen sind. Infolge dieser Überlegungen wird die stationäre Magnetkraft in der Form

$$f_{mst,x}(i_x) = \begin{cases} \sum_{j=2}^{N_i} c_j i_x^j, & i_x < c_{lin} \\ c_1 i_x + c_0, & i_x \geq c_{lin} \end{cases} \quad (3.30)$$

mit den Parametern  $c_i$ ,  $i = 0, \dots, N_i$  abschnittsweise definiert. Oberhalb der Bereichsgrenze für den Strom  $c_{lin}$  wird für die stationäre Magnetkraft ein linearer Zusammenhang mit den Koeffizienten  $c_0$  und  $c_1$  angenommen. Im unteren Strombereich  $i_x < c_{lin}$  befindet sich der Magnetkreis noch nicht in Sättigung. Die Kraft eines ungesättigten Magnetkreises ist im Allgemeinen quadratisch vom Strom abhängig. Daher wird ein Polynom ohne konstantem und linearem Term zur Beschreibung der Magnetkraft verwendet. Die Ordnung  $N_i$  wird im Zuge der Parameteridentifikation in Abschnitt 4.2.1 so gewählt, dass die aus Messwerten ermittelte Kennlinie ausreichend gut durch das Polynom abgebildet wird. Des Weiteren wird für das Polynom gefordert, dass der Übergang an der Stelle  $i_x = c_{lin}$  stetig differenzierbar ist. Dafür müssen die Bedingungen

$$\sum_{j=2}^{N_i} c_j c_{lin}^j = c_1 c_{lin} + c_0 \quad (3.31a)$$

$$\sum_{j=2}^{N_i} j c_j c_{lin}^{j-1} = c_1 \quad (3.31b)$$

erfüllt sein. Dies wird in weiterer Folge durch die Festlegung für die Koeffizienten

$$c_2 = \frac{1}{c_{lin}^2} \left[ 3c_0 + 2c_1 c_{lin} + \sum_{j=4}^{N_i} c_j (j-3) c_{lin}^j \right] \quad (3.32a)$$

$$c_3 = \frac{-1}{c_{lin}^3} \left[ 2c_0 + c_1 c_{lin} + \sum_{j=4}^{N_i} c_j (j-2) c_{lin}^j \right] \quad (3.32b)$$

gewährleistet. Somit sind die im Rahmen der Identifikation zu bestimmenden Parameter durch  $c_0$ ,  $c_1$ ,  $c_j$  für  $j = 4, \dots, N_i$  gegeben.

Die Auswertung der Messungen hat gezeigt, dass die in dieser Form definierte stationäre Magnetkraft nicht unmittelbar auf den Ventilschieber des Pilotventils wirkt. Es treten zeitliche Verzögerungen des Kraftanstiegs gegenüber dem Spulenstrom auf, welche im Wesentlichen auf Wirbelstromeffekte zurückzuführen sind. Dieser Effekt kann im Modell nicht vernachlässigt werden. In [13] werden die physikalischen Zusammenhänge näher beschrieben. Es werden darin Verläufe dieses verzögernden Verhaltens dargestellt, welche sich durch ein nicht schwingungsfähiges PT2 Glied approximieren lassen. Das dynamische Verhalten der Magnetkraft gegenüber dem Spulenstrom wird daher mit der Laplace-Variablen  $s$  durch eine Übertragungsfunktion der Form

$$\frac{\hat{f}_{mag,x}(s)}{\hat{f}_{mst,x}(s)} = \frac{1}{1 + 2c_d c_T s + c_T^2 s^2} \quad (3.33)$$

modelliert. Dabei entsprechen  $\hat{f}_{mag,x}(s)$  und  $\hat{f}_{mst,x}(s)$  den Laplace-Transformierten von  $f_{mag,x}$  und  $f_{mst,x}$  im Frequenzbereich. Die positiven Parameter  $c_T$  und  $c_d$  stellen die Zeitkonstante bzw. die Dämpfung des Filters dar. Bei der Implementierung und der Identifikation der Parameter muss, wie oben erwähnt, darauf geachtet werden, dass für die Dämpfung  $c_d \geq 1$  gewählt wird. Durch die Transformation von (3.33) in den Zeitbereich lässt sich das Modell für die Magnetkraft der beiden Druckregelventile durch das System zweiter Ordnung

$$\frac{d}{dt} f_{mag,x} = f_{md,x} \quad (3.34a)$$

$$c_T^2 \frac{d}{dt} f_{md,x} = f_{mst,x}(i_x) - f_{mag,x} - 2c_d c_T f_{md,x} \quad (3.34b)$$

mit der stationären Magnetkraft  $f_{mst,x}(i_x)$  nach (3.30) angeben.

### 3.2.2 Federkraft

Die Feder im Pilotventil gewährleistet, dass sich der Schieber im stromlosen Zustand an der Position  $s_x = 0$  im oberen Anschlag befindet. Es handelt sich um eine vorgespannte Druckfeder, deren Kraft im Arbeitsbereich linear von der Auslenkung abhängt. Sie wirkt, anders als jene in der Hauptstufe, im gesamten Arbeitsbereich sowie in den Anschlägen nur in eine Richtung, vgl. Abbildung 3.10. Dies vereinfacht die Modellierung wesentlich, da

infolge der Feder keine Strukturumschaltung berücksichtigt werden muss. Die Gleichung für die Federkraft lässt sich daher durch eine Gerade der Form

$$f_{spr,x}(s_x) = k_x s_x + k_{0,x} \quad (3.35)$$

mit dem Koeffizienten  $k_x$  für den linearen Anteil und  $k_{0,x}$  für die Federvorspannung angeben.

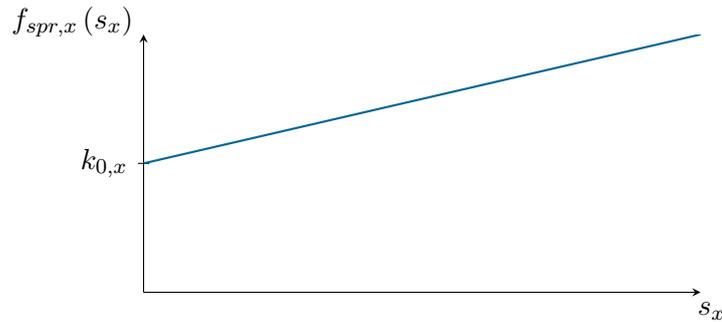


Abbildung 3.10: Qualitativer Verlauf der Federkraft  $f_{spr,x}(s_x)$  des Pilotventils.

### 3.2.3 Reibkraftmodell

Analog zur Modellierung der Hauptstufe wird für das Pilotventil ein statisches Reibkraftmodell zur Beschreibung der wirkenden Reibungskräfte verwendet. Für eine hinreichend genaue Modellierung des dynamischen Verhaltens ist hier ebenfalls eine viskose, geschwindigkeitsproportionale Reibungskraft ausreichend, da Haftreibungseffekte mit einem geeigneten Dither kompensiert werden. Zur qualitativen Untersuchung des Einflusses von Haftreibungseffekten auf das dynamische Verhalten des Systems wird jedoch das vollständige statische Reibkraftmodell implementiert. Die Abhängigkeit der Reibungskraft  $f_{fr,x}(w_x)$  von der Geschwindigkeit des Ventilschiebers  $w_x$  ist analog zu Abschnitt 3.1.2 durch

$$f_{fr,x}(w_x) = d_{v,x} w_x + \left[ d_{c,x} + (d_{s,x} - d_{c,x}) \exp \left( - \left( \frac{w_x}{d_{w0,x}} \right)^2 \right) \right] \text{sign}(w_x) \quad (3.36)$$

gegeben. Dabei bezeichnet  $d_{v,x}$  den viskosen Reibkoeffizienten,  $d_{c,x}$  die Coulombsche Reibkraft und  $d_{s,x}$  die Haftkraft. Der Parameter  $d_{w0,x}$  definiert den Verlauf des Übergangs vom haftenden in den gleitenden Zustand mit rein Coulombscher und viskoser Reibung. Für die Implementierung muss die Strukturumschaltung der Bewegungsgleichung berücksichtigt werden, da das System im haftenden Zustand des Schiebers einen Freiheitsgrad verliert und dadurch  $w_x = \dot{w}_x = 0$  gilt.

### 3.2.4 Anschläge

Die Bewegung des Ventilschiebers ist durch die Konstruktion in Form von Anschlägen begrenzt. Diese werden als vollständig plastischer Stoß, analog zu den Ausführungen in

Abschnitt 3.1.5 modelliert. Daraus ergibt sich für das Modell ebenfalls eine Strukturschaltung an den beiden Positionen  $s_x = 0$  und  $s_x = l_{end,x}$ .

### 3.2.5 Stromdynamik

Die Stromdynamik wird durch die Magnetspule des Proportionalmagneten bestimmt. Um den gewünschten linearen Zusammenhang zwischen Strom und Magnetkraft zu erreichen, wird der Magnetkreis gezielt in Sättigung betrieben. Das hat zur Folge, dass der magnetische Verkettungsfluss  $\Psi_x$  nichtlinear vom Spulenstrom  $i_x$  abhängt und dadurch keine konstante Induktivität angegeben werden kann. Der Fluss ist zudem von der Position des Pilotventilschiebers  $s_x$  abhängig. Der elektrische Kreis wird daher, wie in Abbildung 3.11 dargestellt, als Serienschaltung eines ohmschen Widerstandes  $R_x$  und einer nichtlinearen Spule, welche durch den Verkettungsfluss  $\Psi_x(i_x, s_x)$  repräsentiert wird, modelliert. Der Widerstand ist von der Temperatur abhängig und ändert sich im Vergleich zur Dynamik des Systems sehr langsam. Daher kann er als konstanter aber unbekannter Parameter modelliert werden. Bei der Umsetzung von Steuerungsstrategien ist die Kenntnis des Werts des Widerstands notwendig. Dieser kann durch einen Parameterschätzer einfach ermittelt werden. Für detaillierte Erläuterungen sei auf das Kapitel 6 verwiesen.

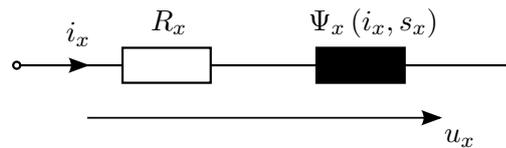


Abbildung 3.11: Ersatzschaltbild des elektrischen Kreises.

Für das in Abbildung 3.11 dargestellte Ersatzschaltbild ergibt sich mit dem Induktionsgesetz für die mathematische Beschreibung des elektrischen Kreises die Differentialgleichung

$$u_x = R_x i_x + \frac{d}{dt} \Psi_x(i_x, s_x) , \quad (3.37)$$

welche durch die Anwendung der Kettenregel mit der differentiellen Induktivität

$$L_x(i_x, s_x) = \frac{\partial \Psi_x(i_x, s_x)}{\partial i_x} \quad (3.38)$$

und dem Term

$$M_x(i_x, s_x) = \frac{\partial \Psi_x(i_x, s_x)}{\partial s_x} \quad (3.39)$$

durch

$$u_x = R_x i_x + L_x(i_x, s_x) \frac{d}{dt} i_x + M_x(i_x, s_x) \frac{d}{dt} s_x \quad (3.40)$$

dargestellt werden kann.

Die Berechnung von  $L_x(i_x, s_x)$  und  $M_x(i_x, s_x)$  allein anhand der Konstruktionsdaten des Elektromagneten ist mit großem Aufwand verbunden und schwierig. Daher wurden diese Zusammenhänge für das vorliegende System in Form von Kennlinien messtechnisch ermittelt und für das Simulationsmodell durch geeignete Funktionen approximiert. Abbildung 3.12 zeigt für das betrachtete Pilotventil die messtechnisch ermittelten Werte für die differentielle Induktivität in Abhängigkeit des Spulenstroms und der Schieberposition. Die

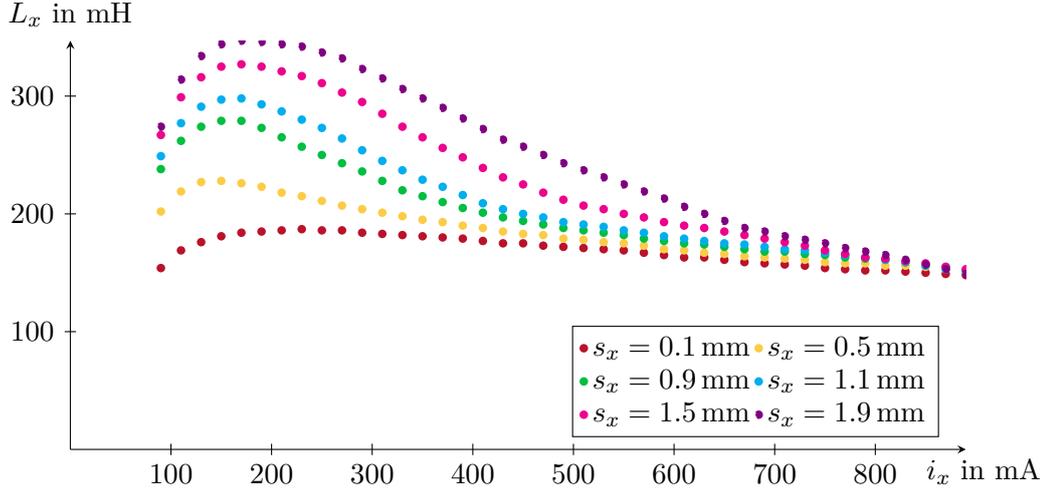


Abbildung 3.12: Gemessener Verlauf der differentiellen Induktivität  $L_x(i_x, s_x)$ .

Verläufe legen nahe, dass zu deren Beschreibung eine von  $i_x$  und  $s_x$  abhängige Funktion benötigt wird. Des Weiteren weisen Proportionalmagnete einen sehr kleinen Remanenzfluss auf. Daher kann  $\Psi_x(i_x = 0, s_x) \approx 0$  angenommen werden, womit der Fluss für  $i_x = 0$  unabhängig von der Schieberposition  $s_x$  verschwindet. Aufgrund dieser Überlegungen wird für den Verkettungsfluss die Funktion

$$\Psi_x(i_x, s_x) = \sum_{i=0}^{N_{pi}} \sum_{j=0}^{N_{ps}} \frac{1}{i+1} p_{ij} i_x^{i+1} s_x^j + \sum_{j=0}^{N_{ps}} q_j \ln(i_x + 1) s_x^j \quad (3.41)$$

mit den Parametern  $p_{ij}$  und  $q_j$ ,  $i = 0, \dots, N_{pi}$ ,  $j = 0, \dots, N_{ps}$  gewählt. Die Ordnung  $N_{pi}, N_{ps}$  wird bei der Parameteridentifikation in Abschnitt 4.2.2 so gewählt, dass die gemessenen Werte der Induktivität möglichst gut durch die angegebene Funktion abgebildet werden. Durch die Definition des Verkettungsflusses in der Form (3.41) ergibt sich durch partielles Ableiten nach dem Spulenstrom  $i_x$  die differentielle Induktivität in der Form

$$L_x(i_x, s_x) = \sum_{i=0}^{N_{pi}} \sum_{j=0}^{N_{ps}} p_{ij} i_x^i s_x^j + \sum_{j=0}^{N_{ps}} q_j \frac{1}{i_x + 1} s_x^j. \quad (3.42)$$

Die partielle Ableitung des Flusses nach der Position  $s_x$  ergibt

$$M_x(i_x, s_x) = \sum_{i=0}^{N_{pi}} \sum_{j=1}^{N_{ps}} \frac{j}{i+1} p_{ij} i_x^{i+1} s_x^{j-1} + \sum_{j=1}^{N_{ps}} j q_j \ln(i_x + 1) s_x^{j-1}. \quad (3.43)$$

### 3.2.6 Druckdynamik

Die Dynamik der Drücke  $p_x$  in den Vorsteuerkammern lässt sich durch die Druckaufbaugleichung beschreiben, siehe z. B. [12]. Mit dem über die Blenden des Ventils fließenden Volumenstrom  $q_{v,x}(s_x, p_x)$ , dem Leckage-Volumenstrom  $q_{lk,x}(p_x)$  und dem extern aus der Kammer abfließenden Volumenstrom  $q_{e,x}(w_s)$  lässt sich diese in der Form

$$\frac{d}{dt}p_x = \frac{E'_x}{V_x(s_x, s_s)} \left( q_{v,x}(s_x, p_x) - q_{lk,x}(p_x) - \frac{\partial V_x(s_x, s_s)}{\partial s_s} w_s - \frac{\partial V_x(s_x, s_s)}{\partial s_x} w_x \right) \quad (3.44)$$

angeben. Darin bezeichnet  $V_x(s_x, s_s)$  das Volumen der Kammer und  $E'_x$  den Ersatzkompressionsmodul des Öls, welcher alle beteiligten Elastizitäten zusammenfasst. Dieser ist im Allgemeinen sowohl von der Temperatur als auch vom Druck abhängig. Er kann jedoch in den üblichen Betriebsbereichen näherungsweise als konstant betrachtet werden [6]. Das Volumen  $V_x(s_x, s_s)$  ist in geringen Maßen von der Position  $s_x$  des Pilotventilschiebers sowie vom äußeren Aufbau, in diesem Fall von der Schieberposition  $s_s$  der Hauptstufe, abhängig. Der Zusammenhang ist vom betrachteten Pilotventil abhängig und wird in Abschnitt 3.4 angegeben. Bei der Implementierung der Gleichungen für die Druckdynamik muss des Weiteren berücksichtigt werden, dass der Druck nicht negativ werden kann. Dies wird im Simulationsmodell durch eine Strukturumschaltung verhindert. Bei Erreichen oder Unterschreiten eines Druckwertes von 0 bar wird der Druck auf  $p_x = 0$  gesetzt, solange die Summe der zu- und abfließenden Volumenströme negativ ist. Für positive Drücke gilt die vollständige Druckaufbaugleichung nach (3.44). Im Folgenden werden die Gleichungen für die Volumenströme über die Blenden  $q_{v,x}(s_x, p_x)$  beschrieben.

Der Ölfluss über eine Blende bei turbulenter Strömung wird durch die aus der Bernoulli-Gleichung abgeleitete Blendengleichung beschrieben. Beim betrachteten Pilotventil gibt es zwei Blenden, deren Öffnungsflächen von der Schieberposition abhängig sind. Der Volumenstrom wird daher abschnittsweise in der Form

$$q_{v,x}(s_x, p_x) = \begin{cases} \alpha_{r,x} A_{d,x}(s_x) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_x - p_{r,x}}, & s_x \leq l_{c,x} \\ \alpha_{p,x} A_{d,x}(s_x) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{p,x} - p_x}, & s_x > l_{c,x} \end{cases} \quad (3.45)$$

definiert. Darin bezeichnet  $A_{d,x}(s_x)$  den geometrischen Öffnungsquerschnitt und  $\rho$  die Massendichte des Hydrauliköls. Die Kontraktionskoeffizienten für die Blenden zum Tankanschluss und zum Anschluss für die Steuerölversorgung sind durch  $\alpha_{r,x}$  und  $\alpha_{p,x}$  gegeben. Die Größen  $p_{r,x}$  und  $p_{p,x}$  beschreiben den Tankdruck und den Druck der Steuerölversorgung. An der Position  $l_{c,x}$  findet der Wechsel der Fließrichtung statt. Diese Position wird auch als Regelposition bezeichnet, da dies die Ruhelage für den Schieber im aktiven Betrieb ist. In den folgenden Abschnitten wird die Blendengleichung durch Zusammenfassen der Kontraktionskoeffizienten und der abschnittsweise definierten Druckdifferenzen in der fiktiven Größe

$$\Gamma_x(s_x, p_x) = \begin{cases} \alpha_{r,x} \sqrt{p_x - p_{r,x}}, & s_x \leq l_{c,x} \\ \alpha_{p,x} \sqrt{p_{p,x} - p_x}, & s_x > l_{c,x} \end{cases} \quad (3.46)$$

kompakt in der Form

$$q_{v,x}(s_x, p_x) = \sqrt{\frac{2}{\rho}} A_{d,x}(s_x) \Gamma_x(s_x, p_x) \quad (3.47)$$

dargestellt.

### 3.2.7 Öffnungsfläche

In Abbildung 3.13 ist die Geometrie des Ventilschiebers dargestellt, welche die Öffnungsfläche der Blenden bestimmt. Im linken Bild sind die Öffnungen im Ventilkörper zu sehen.

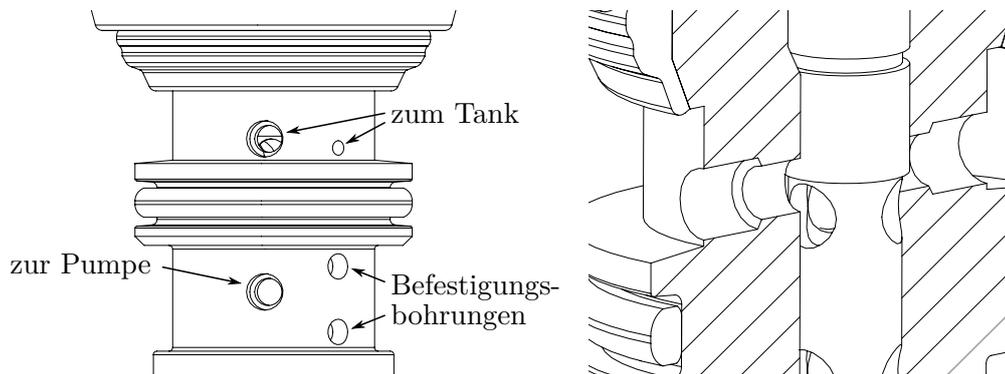


Abbildung 3.13: Geometrie der Öffnungsflächen des Pilotventils.

Dabei sind die beiden größeren Bohrungen zum Tank und zur Pumpe jeweils zweimal symmetrisch am Umfang verteilt, während die kleinere zum Tank nur einmal vorhanden ist. Diese bewirkt, dass es keine tote Zone gibt, in welcher kein Volumenstrom fließen kann. Die rechte Grafik in Abbildung 3.13 zeigt eine Schnittansicht des Ventilkörpers mit dem Ventilschieber in der Mitte. Die Komplexität der Geometrie der Öffnungsfläche wird dabei deutlich. Eine vollständige analytische Beschreibung ist bei dieser Anordnung nur mit erheblichem Aufwand möglich. Der Hersteller stellt jedoch durch entsprechende Strömungssimulationen sicher, dass der die Blende charakterisierende Querschnitt ausschließlich durch die Bohrungen im Ventilkörper, welche durch die gerade Kante des Schiebers abgedeckt werden, bestimmt wird. Die Modellierung der Öffnungsfläche reduziert sich damit auf jene von abgedeckten Kreisen. Die Berechnung dieser Kreisflächen erfolgt analog zu Abschnitt 3.1.4, siehe Abbildung 3.7. Der Verlauf der Öffnungsfläche unter Berücksichtigung einer Anzahl  $n$  gleicher Kreise am Umfang des Körpers kann damit in der Form

$$A_c(n, r, x) = \begin{cases} 0, & x \leq 0 \\ \frac{nr^2}{2} (2 \arccos(\frac{r-x}{r}) - \sin(2 \arccos(\frac{r-x}{r}))), & 0 < x < 2r \\ nr^2\pi, & x \geq 2r \end{cases} \quad (3.48)$$

mit dem Radius  $r$  der Bohrung und der Position  $x$  beschrieben werden. Aufgrund der Formulierung (3.47) für den Volumenstrom  $q_{v,x}(s_x, p_x)$  mit  $\Gamma_x(s_x, p_x)$  nach (3.46) wird

festgelegt, dass ein Öffnungsquerschnitt  $A_{d,x}(s_x)$  zum Tank ein negatives Vorzeichen aufzuweisen hat. Ein Öffnungsquerschnitt zum Anschluss der Steuerölversorgung wird hingegen durch ein positives  $A_{d,x}(s_x)$  beschrieben. Auf Basis dieser Überlegungen und Definitionen kann die gesamte Öffnungsfläche

$$\begin{aligned} A_{d,x}(s_x) = & A_c(n_{v1,x}, r_{v1,x}, s_x - l_{c,x}) \\ & - A_c(n_{v1,x}, r_{v1,x}, l_{b,x} - s_x) \\ & - A_c(n_{v2,x}, r_{v2,x}, l_{c,x} - s_x) \end{aligned} \quad (3.49)$$

des Pilotventils als Summe der abgedeckten Kreisflächen angegeben werden. Darin bezeichnen  $n_{v1,x}$  und  $n_{v2,x}$  die Anzahl gleicher Bohrungen am Umfang des Ventilkörpers sowie  $r_{v1,x}$  und  $r_{v2,x}$  die Radien dieser Bohrungen. Mit  $l_{b,x}$  wird jene Position bezeichnet, an der die größeren Bohrungen zum Tank gerade noch geschlossen sind. Der positiv gezählte Term in (3.49) stellt die Öffnungsfläche der Bohrungen zum Anschluss der Steuerölversorgung dar. Die beiden negativ gezählten Terme beschreiben die große und die kleine Bohrung zum Tank, siehe Abbildung 3.13. Der mit (3.49) berechnete Verlauf von  $A_{d,x}(s_x)$  ist in Abbildung 3.14 dargestellt.

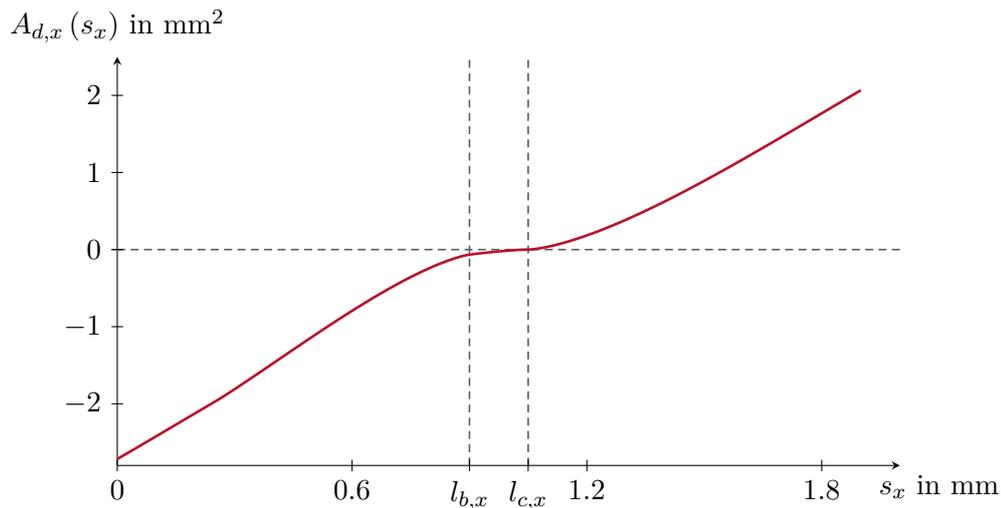


Abbildung 3.14: Verlauf der Öffnungsfläche  $A_{d,x}(s_x)$  des Pilotventils.

### 3.2.8 Leckageströme

Durch das radiale Spiel des Ventilschiebers treten Leckageströme auf, welche durch eine laminare Strömung modelliert werden können. Diese ist abhängig von der Länge des Spalts zwischen Schieber und Ventilgehäuse, dem Durchmesser des Schiebers, dem radialen Spiel und der Viskosität des Öls. In [5] wird z. B. der Volumenstrom durch einen schmalen, konzentrischen Ringspalt durch die Gleichung

$$q = \frac{\pi r c^3}{6\mu L} \Delta p \quad (3.50)$$

beschrieben. Darin bezeichnet  $r$  den Außendurchmesser des Ringes,  $c$  das radiale Spiel,  $\mu$  die dynamische Viskosität des Fluides und  $L$  die Länge des Spaltes. Da die Spaltmaße im betrachteten Aufbau aufgrund der Fertigungstoleranzen nicht bekannt sind, werden alle Leckageströme vereinfachend durch

$$q_{lk,x}(p_x) = o_{r,x}(p_x - p_{r,x}) + o_{p,x}(p_x - p_{p,x}) \quad (3.51)$$

mit den konstanten Parametern  $o_{r,x}$  und  $o_{p,x}$  zusammengefasst. Die Abhängigkeit von der Position wird vernachlässigt, da die auftretenden Positionsänderungen im Vergleich zu den Spaltlängen vergleichsweise gering sind. Die als konstant angenommenen Parameter  $o_{r,x}$  und  $o_{p,x}$  müssen anhand von Messungen identifiziert werden.

### 3.3 Ansteuerung mit PWM

Das betrachtete Ventil wird in mobilen Arbeitsmaschinen verwendet, in welchen typischerweise elektronische Steuergeräte für die Regelung und Steuerung der Aktuatoren eingesetzt werden. Diese Steuergeräte verfügen im Allgemeinen über keine analogen Spannungsausgänge, welche die erforderlichen Ströme zum Speisen eines Proportionalventils liefern können. Für diesen Zweck werden digitale Ausgänge zur Verfügung gestellt, welche mit Pulsweitenmodulation (PWM) angesteuert werden. Die Information wird dabei in der Pulsdauer kodiert. Das bedeutet, dass der digitale Ausgang zwischen 0 V und der Batteriespannung  $U_{Bat}$  hin- und hergeschaltet wird und dabei die Einschaltdauer entsprechend dem Sollwert variiert wird. Das Verhältnis zwischen Einschaltzeit  $t_{on}$  und Periodendauer  $T_{pwm}$

$$DC = \frac{t_{on}}{T_{pwm}} \quad (3.52)$$

wird als Tastverhältnis bzw. im Englischen als *duty cycle* bezeichnet. Die mittlere ausgegebene Spannung ergibt sich somit aus dem Produkt der Batteriespannung  $U_{Bat}$  und dem Tastverhältnis.

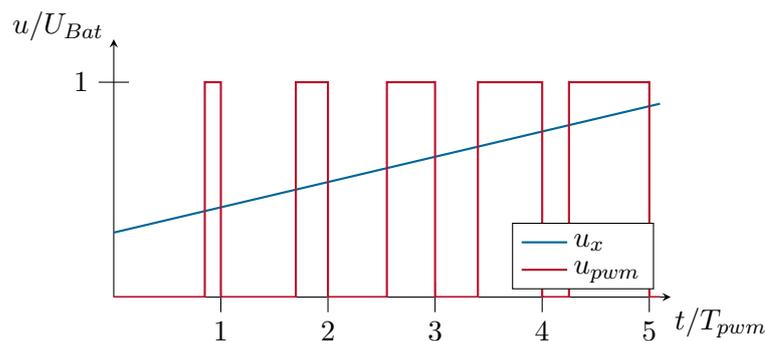


Abbildung 3.15: Ansteuerung mit PWM Signal.

Die maximale Frequenz dieses PWM Signals ist bei handelsüblichen Steuergeräten begrenzt, sodass der Einfluss dieser Ansteuerung auf das dynamische Verhalten des Systems

nicht vernachlässigt werden kann. Zur Berücksichtigung in der Simulation wird daher eine Funktion implementiert, welche aus einem Spannungswert  $u_x \in [0 \text{ V}, U_{Bat}]$  das entsprechende PWM Signal  $u_{pwm}$  erzeugt, vgl. Abbildung 3.15. Die Periodendauer des Signals ist durch  $T_{pwm}$  gegeben und durch den Abstand der fallenden Flanken definiert. Der Zeitpunkt für die steigende Flanke wird abhängig vom gewünschten Einschaltverhältnis variiert.

Bei derzeitigen Anwendungen für das betrachtete Mobilventil werden die Magnetventile mit einer relativ kleinen PWM Frequenz im Bereich von 100 Hz betrieben. Der Ventilschieber wird dadurch immer leicht in Bewegung gehalten, und es können damit Haftreibungseffekte unterdrückt werden. Dies hat jedoch zur Folge, dass auch die Abtastfrequenz, mit der eine Regelung in das System eingreifen kann, durch die PWM Frequenz begrenzt ist. Aus diesem Grund wird für die Realisierung von Steuerungs- und Regelungsstrategien im Folgenden eine möglichst hohe PWM Frequenz vorgesehen. Zur Unterdrückung der Haftreibungseffekte wird dem Tastverhältnis ein periodisches, mittelwertfreies Signal, welches auch Dither genannt wird, überlagert. Diese funktionelle Trennung hat den Vorteil der schnelleren Abtastzeit und höheren Flexibilität für das Signal zur Kompensation der Haftreibung. In Abbildung 3.16 ist ein Beispiel eines PWM Signals mit einer konstanten Sollspannung  $u_x = \frac{1}{2}U_{Bat}$  mit überlagertem Sinus-Dither zu sehen. Der zeitliche Verlauf des Dithers kann mit dieser Trennung frei gewählt und an das jeweilige System angepasst werden. Zur Untersuchung der Auswirkung eines Dithers auf die

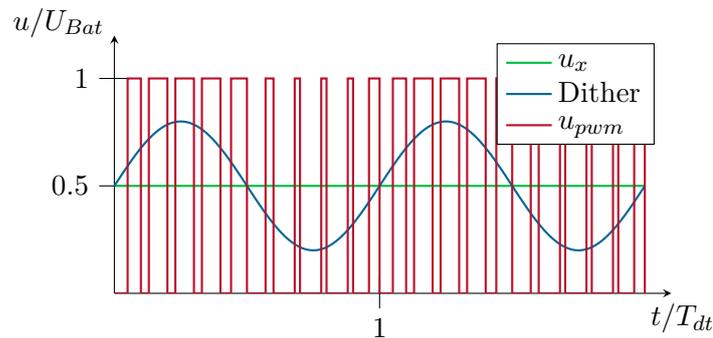


Abbildung 3.16: PWM Signal mit überlagertem Sinus-Dither.

Dynamik des Systems wird dieser im Simulationsmodell implementiert. Das Tastverhältnis ergibt sich damit aus der Summe des Sollwerts und des Dither-Signals zu

$$\text{DC} = \frac{u_x}{U_{Bat}} + A_{dt}F_{dt}(T_{dt}, t) . \quad (3.53)$$

Dabei bezeichnet  $A_{dt} \in [0,0.5]$  die Dither-Amplitude und  $T_{dt}$  dessen Periodendauer. Die Funktion  $F_{dt}$  ist eine auf 1 normierte, periodische und mittelwertfreie Funktion. Bei der Implementierung muss darauf geachtet werden, dass für das Tastverhältnis nur Werte im Bereich  $[0,1]$  zulässig sind. Zur Gewährleistung des Erhalts des Mittelwerts der ausgegebenen Spannung für sehr kleine und sehr große Werte wird in diesen Fällen die

gewünschte Ditheramplitude  $A_{dt}^d$  entsprechend der Gleichung

$$A_{dt} = \begin{cases} \frac{u_x}{U_{Bat}}, & u_x - A_{dt}^d U_{Bat} < 0 \\ A_{dt}^d, & 0 \leq u_x \pm A_{dt}^d U_{Bat} \leq U_{Bat} \\ \frac{U_{Bat} - u_x}{U_{Bat}}, & u_x + A_{dt}^d U_{Bat} > U_{Bat} \end{cases} \quad (3.54)$$

verringert.

### 3.4 Modellüberblick

In diesem Abschnitt wird das vollständige Modell des Mobilventils zusammengefasst. Dazu werden die in den Abschnitten 3.1 und 3.2 hergeleiteten Modellgleichungen in der Zustandsraumdarstellung

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (3.55)$$

mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = \left[ i_{xA}, i_{xB}, f_{mag,xA}, f_{md,xA}, f_{mag,xB}, f_{md,xB}, s_{xA}, w_{xA}, s_{xB}, w_{xB}, p_{xA}, p_{xB}, s_s, w_s \right]^T \quad (3.56)$$

und dem Eingangsvektor

$$\mathbf{u} = \left[ u_{xA}, u_{xB}, p_A, p_B \right]^T \quad (3.57)$$

angegeben. Die Modellgleichungen für die Pilotventile wurden in Abschnitt 3.2 für ein einzelnes Ventil beschrieben. Unter der Annahme identischer Pilotventile mit identischen Parametern unterscheiden sich hierbei nur die Volumina der Kammern  $V_x(s_x, s_s)$  und der externe Volumenstrom  $q_{e,x}(w_s)$ , welcher durch die Bewegung des Ventilschiebers der Hauptstufe bestimmt wird. Für die beiden Pilotventile A und B gilt

$$V_{xA}(s_{xA}, s_s) = V_{0,xA} - s_{xA}A_x + s_sA_s \quad (3.58a)$$

$$V_{xB}(s_{xB}, s_s) = V_{0,xB} - s_{xB}A_x - s_sA_s. \quad (3.58b)$$

Die Parameter  $V_{0,xA}$  und  $V_{0,xB}$  bezeichnen dabei die Volumina der Vorsteuerkammern wenn sich die Schieber in den jeweiligen Nullpositionen befinden. Damit lässt sich die

Dynamik des gesamten Systemes durch

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_x(i_{xA}, s_{xA})} (u_{xA} - R_{xA} \dot{i}_{xA} - M_x(i_{xA}, s_{xA}) w_{xA}) \\ \frac{1}{L_x(i_{xB}, s_{xB})} (u_{xB} - R_{xB} \dot{i}_{xB} - M_x(i_{xB}, s_{xB}) w_{xB}) \\ f_{md, xA} \\ \frac{1}{c_T^2} (f_{mst, x}(i_{xA}) - f_{mag, xA} - 2c_d c_T f_{md, xA}) \\ f_{md, xB} \\ \frac{1}{c_T^2} (f_{mst, x}(i_{xB}) - f_{mag, xB} - 2c_d c_T f_{md, xB}) \\ w_{xA} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag, xA} - p_{xA} A_x - f_{spr, x}(s_{xA}) - f_{fr, x}(w_{xA})) \\ w_{xB} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag, xB} - p_{xB} A_x - f_{spr, x}(s_{xB}) - f_{fr, x}(w_{xB})) \\ \frac{E'_x}{V_{0, xA} - s_{xA} A_x + s_s A_s} (q_{v, x}(s_{xA}, p_{xA}) - q_{lk, x}(p_{xA}) - w_s A_s + w_{xA} A_x) \\ \frac{E'_x}{V_{0, xB} - s_{xB} A_x - s_s A_s} (q_{v, x}(s_{xB}, p_{xB}) - q_{lk, x}(p_{xB}) + w_s A_s + w_{xB} A_x) \\ w_s \\ \frac{1}{m_s} ((p_{xA} - p_{xB}) A_s - f_{spr}(s_s) - f_{fr}(w_s) - f_{jet}(s_s, p_A, p_B)) \end{bmatrix} \quad (3.59)$$

beschreiben. Die Leckagen der Hauptstufe werden dabei mit jenen der Pilotventile in  $q_{lk, x}(p_{xA})$  bzw.  $q_{lk, x}(p_{xB})$  zusammengefasst.

Für die Implementierung des Modells in MATLAB/SIMULINK müssen die Strukturumschaltungen berücksichtigt werden. Diese werden in Form von Zustandsautomaten realisiert. Als Ausgangspunkt dient die in [12] angegebene Implementierung eines Modells mit Haftreibung. Darin werden für die Übergänge weitere Zustände eingeführt, durch welche ein ständiges Hin- und Herschalten verhindert wird. Dieser Ansatz wird für die Implementierung der Strukturumschaltungen infolge der Zentrierfeder und der Anschläge entsprechend erweitert. Durch die Verwendung der *Zero-Crossing Detection* wird sichergestellt, dass die Zustandsänderungen vom Solver mit einer ausreichend kleinen Schrittweite gelöst werden. Eine Beschreibung dieser Umschaltungen für die Schieberbewegung der Hauptstufe ist in Abschnitt 3.1 zu finden. In Abbildung 3.17 und Abbildung 3.18 sind die zugehörigen Zustandsdiagramme dargestellt. Dabei bezeichnet

$$\sum f = (p_{xA} - p_{xB}) A_s - f_{spr}(s_s) - f_{fr}(w_s) - f_{jet}(s_s, p_A, p_B) \quad (3.60)$$

die Summe aller auf den Schieber wirkenden Kräfte, siehe hierzu auch (3.2). Aufgrund der Beschreibung der Federkraft  $f_{spr}(s_s)$  mit der Signumfunktion nach (3.3) verschwindet diese für  $s_s = 0$ . Im Zustandsautomaten muss für die Übergänge aus der Mittelstellung des Schiebers somit ausschließlich die Geschwindigkeit  $w_s$  ausgewertet werden. Ähnliches gilt für die Reibkraft  $f_{fr}(w_s)$ . Die Verwendung der Signumfunktion stellt sicher, dass  $f_{fr}(w_s = 0) = 0$  gilt. Für die Übergänge im Zustandsautomaten wird daher einzig die Summenkraft nach (3.60) ausgewertet.

Die Zustandsdiagramme für die Ventilschieber der Pilotventile sind in Abbildung 3.19 und Abbildung 3.20 dargestellt. Die zugehörige Beschreibung der Strukturumschaltun-

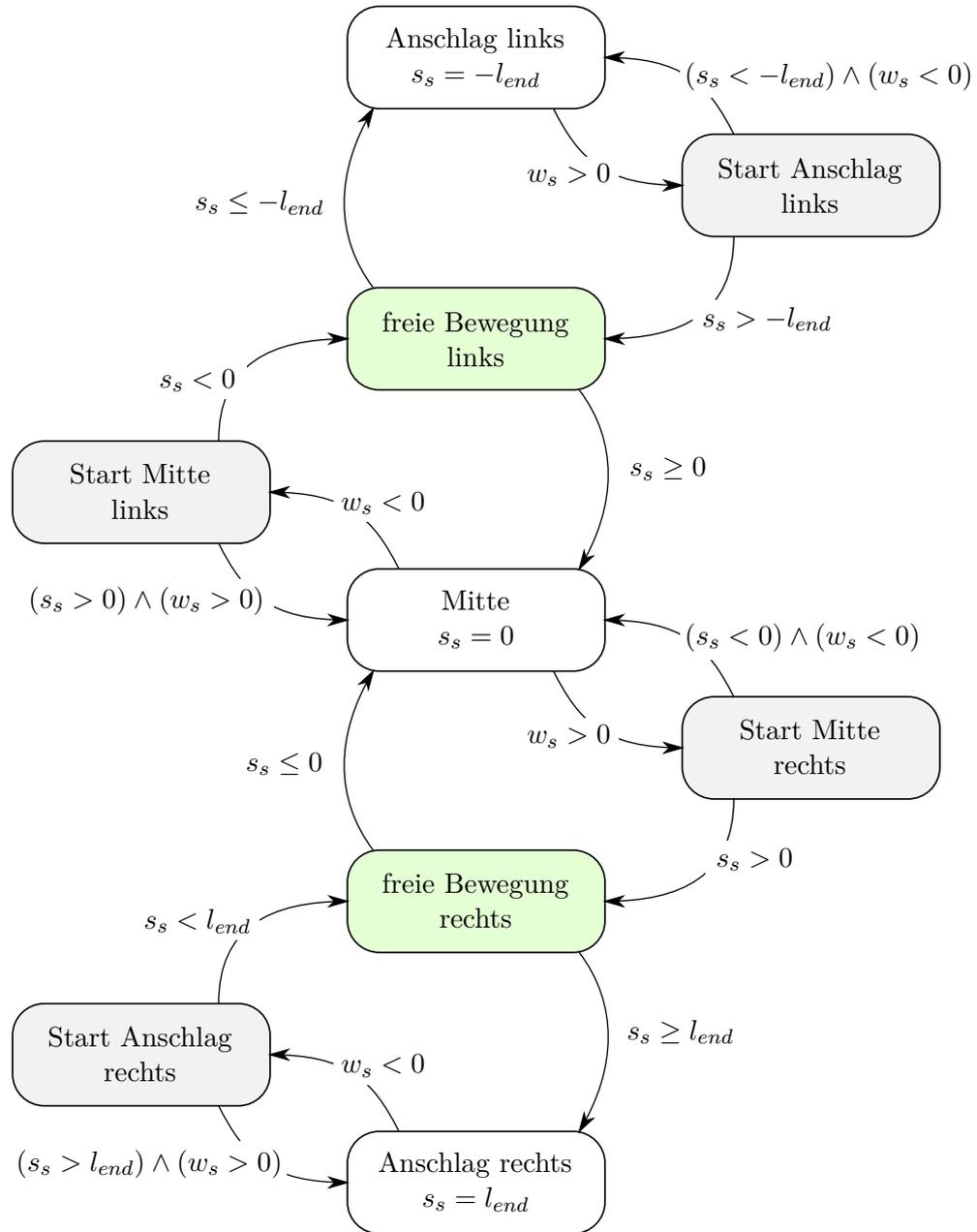


Abbildung 3.17: Zustandsdiagramm für die Schieberposition der Hauptstufe.

gen befindet sich in Abschnitt 3.2. Die Größe  $\sum f_x$  bezeichnet die Summe der auf den Pilotventilschieber wirkenden Kräfte

$$\sum f_x = f_{mag,x} - p_x A_x - f_{spr,x}(s_x) - f_{fr,x}(w_x) , \quad (3.61)$$

siehe hierzu auch (3.27). Durch die Verwendung der Signumfunktion für die Beschreibung von  $f_{fr,x}(w_x)$  wird auch hier erreicht, dass im Zustandsautomaten nur die Summenkraft

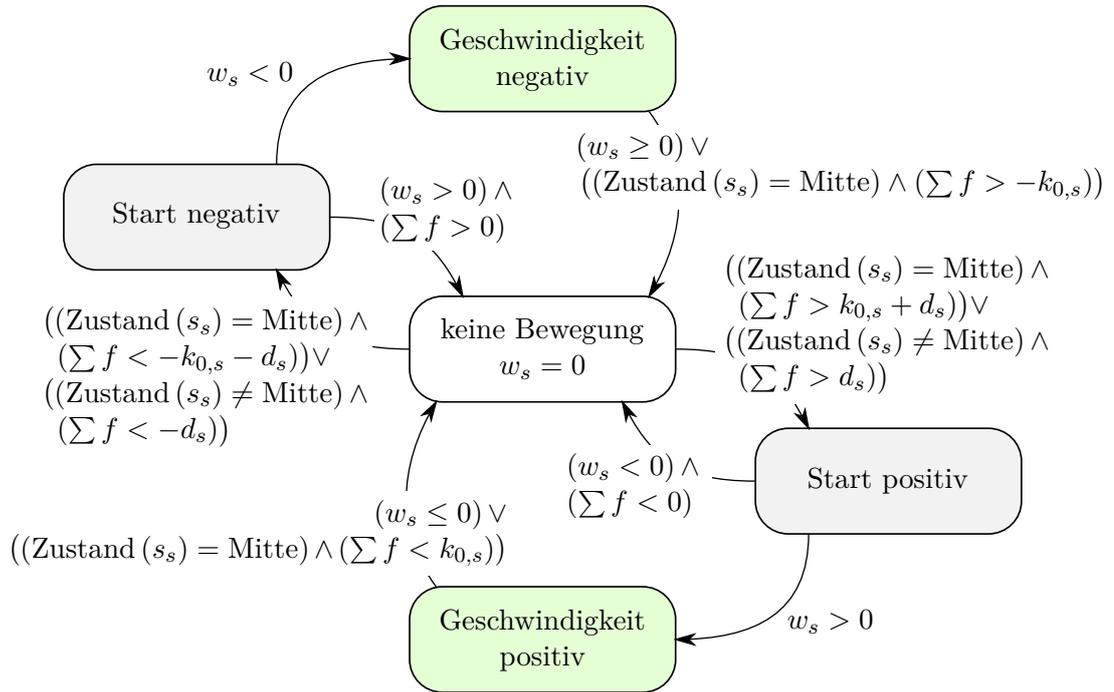


Abbildung 3.18: Zustandsdiagramm für die Schiebergeschwindigkeit der Hauptstufe.

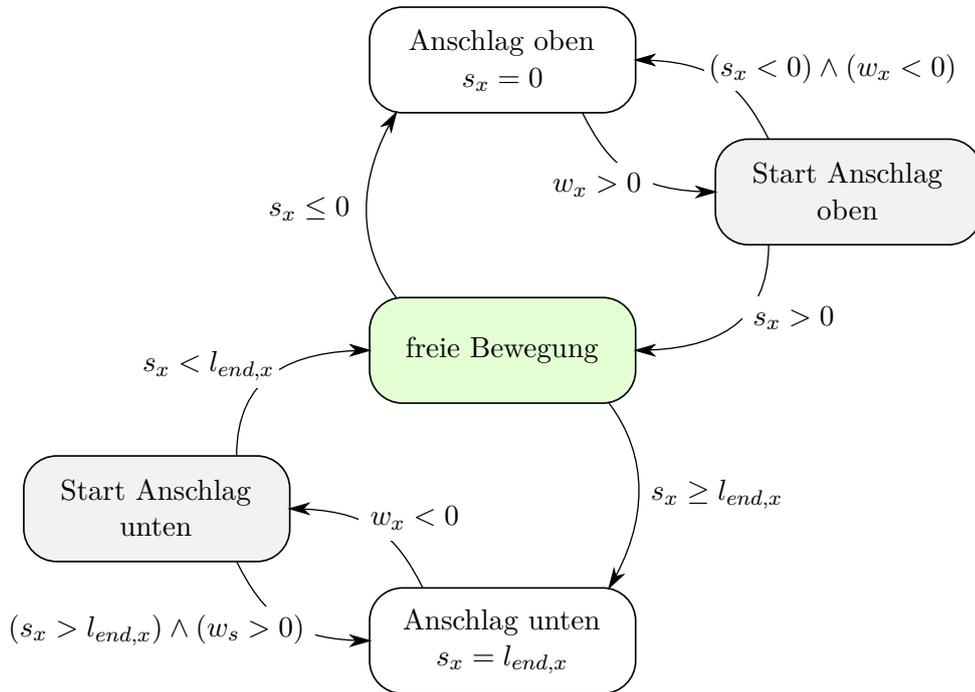


Abbildung 3.19: Zustandsdiagramm für die Schieberposition des Pilotventils.

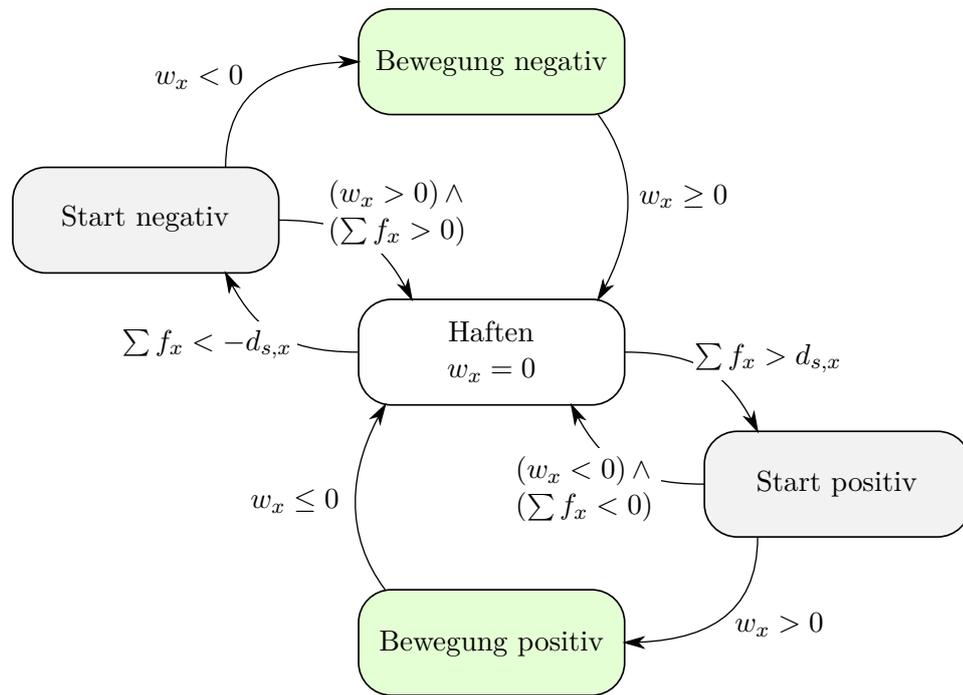


Abbildung 3.20: Zustandsdiagramm für die Schiebergeschwindigkeit des Pilotventils.

$\sum f_x$  ausgewertet werden muss.

Für die Druckdynamik ist das Zustandsdiagramm in Abbildung 3.21 angegeben. Darin

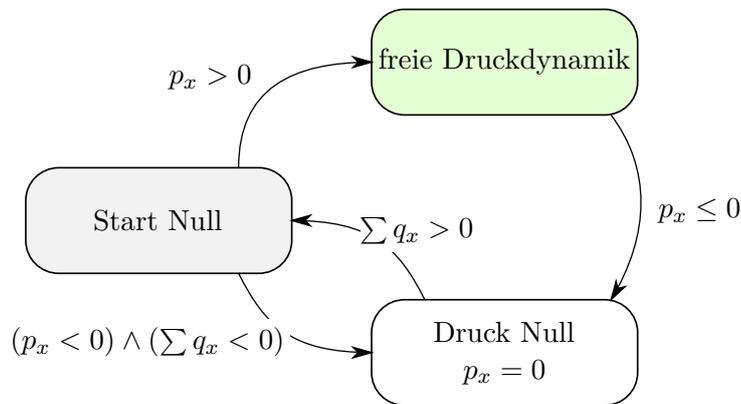


Abbildung 3.21: Zustandsdiagramm für den Vorsteuerdruck.

bezeichnet

$$\sum q_x = q_{v,x}(s_x, p_x) - q_{lk,x}(p_x) - q_{e,x}(w_s) + w_x A_x \quad (3.62)$$

die Summe aller in die Kammer fließender Volumenströme, siehe hierzu auch (3.44). Eine Beschreibung dieser Strukturumschaltung ist in Abschnitt 3.2.6 zu finden.

## 4 Parameteridentifikation und Modellvalidierung

Das im vorhergehenden Kapitel beschriebene Modell für das Mobilventil wurde anhand von Messungen an einem Prüfstand parametrisiert und validiert. Während ein Teil der Parameter des Modells aus den Konstruktionsdaten und Datenblättern entnommen werden kann, sind einige der Modellparameter unbekannt bzw. es können für diese nur grobe Schätzungen angegeben werden. Diese Parameter müssen anhand von Messungen identifiziert werden. Die hierfür erforderlichen experimentellen Untersuchungen wurden an einem Prüfstand bei HYDAC in Sulzbach/Saar durchgeführt. In Abbildung 4.1 ist ein Foto des Prüfstandes mit dem Messaufbau zur experimentellen Untersuchung des in dieser Arbeit betrachteten Mobilventils RS 220 zu sehen. Mit den zur Verfügung stehenden Sensoren können die Vorsteuerdrücke in den Kammern, die Drücke an den jeweiligen Anschlüssen, der über die Arbeitssektion fließende Volumenstrom sowie die Position des Ventilschiebers der Hauptstufe erfasst werden. Darüber hinaus kann die Ansteuerspannung und der Spulenstrom der Pilotventile mit einem Oszilloskop gemessen werden. Eine wesentliche Einschränkung besteht darin, dass die Positionen der Pilotventilschieber nicht erfasst werden können.



Abbildung 4.1: Messaufbau für das Mobilventil RS 220 am Prüfstand.

Die folgenden beiden Abschnitte beschreiben die Identifikation der Modellparameter für die Hauptstufe bzw. die Pilotventile. Im Anschluss werden die optimalen Einstellungen für das Dither-Signal ermittelt. Im letzten Abschnitt dieses Kapitels erfolgt die Validierung

des Modells. Dabei wird das dynamische Verhalten des Simulationsmodells mit den in dynamischen Experimenten gemessenen Verläufen verglichen. Die numerischen Werte der Modellparameter dürfen in dieser Arbeit nicht angegeben werden, da es sich um vertrauliche Daten des Industriepartners handelt.

## 4.1 Parameteridentifikation Hauptstufe

Anhand der Konstruktionsdaten des Mobilventils können für die Hauptstufe die folgenden Modellparameter direkt entnommen werden:

- Masse des Schiebers  $m_s$ ,
- Querschnittsfläche des Schiebers  $A_s$ ,
- Position der Anschläge  $l_{end}$ ,
- Positionen der Kerben  $l_{k1,r}$ ,  $l_{k1,p}$ ,  $l_{k2,r}$  und  $l_{k2,p}$ .

Für die Zentrierfeder der Hauptstufe ist zudem ein Datenblatt verfügbar, in welchem die Vorspannung sowie die Federrate angegeben ist. Die zu identifizierenden Parameter sind damit der Verlauf der Öffnungsfläche, die Strömungswinkel zur Beschreibung der Strömungskräfte und der viskose Reibungskoeffizient. Die Vorgangsweise zur Identifikation der ersten beiden Punkte wird in den folgenden Unterabschnitten beschrieben. Die Parametrierung der Reibkraft erfolgt anhand von Sprungantworten des Systems. Die Ergebnisse werden in Abschnitt 4.4 gezeigt.

### 4.1.1 Öffnungsfläche

Die Geometrie der Kerben des Ventilschiebers ist, wie in Abbildung 3.5 und Abbildung 3.6 gezeigt, sehr komplex. Mit der in Abschnitt 3.1.3 angegebenen Berechnung anhand der Konstruktionsdaten kann der Verlauf der für den Volumenstrom wirksamen Öffnungsfläche nur näherungsweise abgeschätzt werden. Aus diesem Grund wird dieser aus Messdaten identifiziert. Dafür wurde am Prüfstand eine stationäre Messung der Volumenströme bei unterschiedlichen Druckverhältnissen und Schieberpositionen durchgeführt. Es wurde dabei mit einer druckgeregelten Pumpe jeweils eine konstante Druckdifferenz an den einzelnen Blenden des Ventils eingestellt. Zur Schaffung von näherungsweise stationären Verhältnissen wurde der Spulenstrom während der Messung langsam in 100 s mit einer Rampe von Null auf den Nennstrom erhöht und wiederum auf 0 A reduziert. Dabei wurden die Drücke an den Ventilanschlüssen  $p_A$  und  $p_B$ , der Volumenstrom  $q_v$  sowie die Schieberposition  $s_s$  messtechnisch erfasst und aufgezeichnet. Die Messung wurde für mehrere Druckdifferenzen  $\Delta p$  und alle vier Blenden des Ventils wiederholt. Zur Kompensation von Haftreibungseffekten wurden die aufgeschalteten Eingangsspannungen mit einem geeigneten Dither-Signal überlagert, siehe hierzu auch Abschnitt 3.3 bzw. Abschnitt 4.3. Mit den gemessenen Daten kann mit der Blendengleichung (3.8) die Öffnungsfläche

$$A_d = \frac{q_v}{\alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2}} \frac{1}{\sqrt{\Delta p}} \quad (4.1)$$

für alle Messpunkte berechnet werden. Der Wert des Kontraktionskoeffizienten  $\alpha$  kann prinzipiell frei gewählt werden, da die wirksame Öffnungsfläche durch  $\alpha A_d$  bestimmt ist. Es wird der in der Literatur typischerweise angegebene Wert von  $\alpha_r = \alpha_p = 0.65$  verwendet. Dies ermöglicht in weiterer Folge einen Vergleich der identifizierten und berechneten Verläufe. Die Bestimmung der Parameter für die Beschreibung der Öffnungsfläche nach (3.22) erfolgt durch eine Least-Squares Optimierung. Die Vorgehensweise wird in weiterer Folge repräsentativ für eine Blende zum Tank angegeben. Die Identifikation der Koeffizienten für die Blenden zur Druckversorgung erfolgt analog. Mit den Stetigkeitsbedingungen (3.24) an den Bereichsgrenzen ist mit der Wahl (3.25) der zu identifizierende Parametervektor durch

$$\mathbf{p} = \left[ a_{r1,1} \quad \dots \quad a_{rN_a,1} \quad a_{r1,2} \quad \dots \quad a_{rN_a,2} \right]^T. \quad (4.2)$$

gegeben, welcher anhand des überbestimmten Gleichungssystems in der Form

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{d}_a \\ \mathbf{d}_b \end{bmatrix}}_{\mathbf{d}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{S}_a \\ \mathbf{S}_b \end{bmatrix}}_{\mathbf{S}} \mathbf{p} \quad (4.3)$$

bestimmt wird. Der Vektor  $\mathbf{d}_a$  beinhaltet die Messwerte für  $A_d$  gemäß (4.1) im Bereich von  $l_{k1,r} < s_s \leq l_{k2,r}$  und  $\mathbf{d}_b$  jene für  $s_s > l_{k2,r}$ . Die Zeilenvektoren  $\mathbf{s}_{a,i}$  bzw.  $\mathbf{s}_{b,i}$  der Datenmatrizen  $\mathbf{S}_a$  bzw.  $\mathbf{S}_b$  werden mit (3.25) in der Form

$$\mathbf{s}_{a,i} = \left[ s_{s,i} - l_{k1,r} \quad \dots \quad s_{s,i}^{N_a} - l_{k1,r}^{N_a} \quad 0 \quad \dots \quad 0 \right] \quad (4.4a)$$

$$\mathbf{s}_{b,i} = \left[ l_{k2,r} - l_{k1,r} \quad \dots \quad l_{k2,r}^{N_a} - l_{k1,r}^{N_a} \quad s_{s,i} - l_{k2,r} \quad \dots \quad s_{s,i}^{N_a} - l_{k2,r}^{N_a} \right] \quad (4.4b)$$

aus den Messwerten  $s_{s,i}$  der Schieberposition in den Bereichen  $l_{k1,r} < s_s \leq l_{k2,r}$  bzw.  $s_s > l_{k2,r}$  berechnet. Für die Ordnung des Polynoms wurde  $N_a = 2$  gewählt. Überbestimmte Gleichungssysteme in der Form (4.3) lassen sich, siehe z. B. [26], durch

$$\mathbf{p} = \mathbf{S}^\dagger \mathbf{d} \quad (4.5)$$

mit der Pseudoinversen

$$\mathbf{S}^\dagger = \left( \mathbf{S}^T \mathbf{S} \right)^{-1} \mathbf{S}^T \quad (4.6)$$

der Matrix  $\mathbf{S}$  lösen, was eine Schätzung von  $\mathbf{p}$  mit dem minimalen quadratischen Fehler

$$\min_{\mathbf{p}} \|\mathbf{d} - \mathbf{S}\mathbf{p}\|_2^2 \quad (4.7)$$

garantiert.

Abbildung 4.2 zeigt das Ergebnis der Identifikation. Es ist der gesamte zusammengesetzte Verlauf der Öffnungsfläche des Arbeitsanschlusses A dargestellt. Für  $s_s < 0$  sind die Werte für die Öffnungsfläche  $A_{d,rA}(s_s)$  zum Tank und für  $s_s > 0$  jene für den Querschnitt  $A_{d,pA}(s_s)$  zur Pumpe eingezeichnet. Man erkennt, dass der gemessene Verlauf der Öffnungsfläche durch das Polynom mit der gewählten Ordnung  $N_a = 2$  ausreichend gut abgebildet werden kann. Zusätzlich ist ein Vergleich mit dem in Abschnitt 3.1.3 berechneten Verlauf dargestellt. Dieser liegt nahe bei der identifizierten Kurve, weshalb die

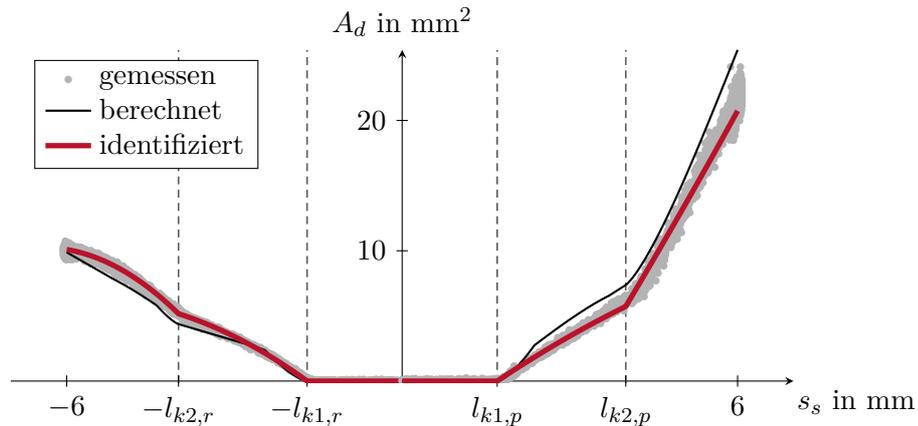


Abbildung 4.2: Identifizierter Verlauf der Öffnungsfläche  $A_d(s_s)$ .

Messdaten als plausibel betrachtet werden können. Trotzdem sind deutliche Abweichungen zwischen dem berechneten und dem identifizierten Verlauf erkennbar. Dies zeigt, dass die wirksame Öffnungsfläche mit der gezeigten Berechnung nicht genau abgedeckt wird und somit der Ansatz mit abschnittsweise definierten Polynomen nach (3.22) gerechtfertigt ist.

#### 4.1.2 Strömungskräfte

Nach (3.11) sind zur Berechnung der Strömungskräfte die Öffnungsflächen, die Druckdifferenzen sowie die Strömungswinkel notwendig. Die Öffnungsfläche wurde im vorhergehenden Abschnitt ermittelt. Die Strömungswinkel müssen für den hier betrachteten Ventilschieber identifiziert werden. In der Literatur sind viele Angaben und Untersuchungen zu scharfkantigen Blenden verfügbar, jedoch findet man keine Informationen für Anordnungen, die mit der vorliegenden Geometrie vergleichbar sind.

Die Strömungswinkel werden ebenfalls aus stationären Volumenstrommessungen ermittelt. Der Messaufbau ist ident zu jenem im vorhergehenden Abschnitt. Zusätzlich werden die Kammerdrücke  $p_{xA}$  und  $p_{xB}$  gemessen. Die Strömungskräfte können aus den so erhaltenen Messdaten mit dem Kräftegleichgewicht am Ventilschieber aus der Bewegungsgleichung (3.2) bestimmt werden. Im stationären Fall gilt  $w_s = \dot{w}_s = 0$ . Bei der Messung wurde die Haftreibung mit einem geeigneten Dither-Signal unterdrückt, weshalb des Weiteren  $f_{fr}(w_s) = 0$  angenommen werden kann. Infolge dessen errechnen sich die Strömungskräfte aus den Messwerten von  $p_{xA}$ ,  $p_{xB}$  und  $s_s$  zu

$$f_{jet} = (p_{xA} - p_{xB}) A_s - f_{spr}(s_s) . \quad (4.8)$$

Im nächsten Schritt kann daraus mit (3.11) der Kosinus der Strömungswinkel  $\cos(\varphi)$  bestimmt werden. Da die Messungen für jede Blende einzeln durchgeführt werden, lassen

sich diese in der Form

$$\cos(\varphi_{rA}) = -\frac{f_{jet}}{2\alpha_r A_{d,rA}(s_s)(p_A - p_r)} \quad (4.9a)$$

$$\cos(\varphi_{pA}) = \frac{f_{jet}}{2\alpha_p A_{d,pA}(s_s)(p_p - p_A)} \quad (4.9b)$$

$$\cos(\varphi_{rB}) = \frac{f_{jet}}{2\alpha_r A_{d,rB}(s_s)(p_B - p_r)} \quad (4.9c)$$

$$\cos(\varphi_{pB}) = -\frac{f_{jet}}{2\alpha_p A_{d,pB}(s_s)(p_p - p_B)} \quad (4.9d)$$

angeben. Man erhält somit für  $N_\varphi$  Messungen die Werte  $\cos(\varphi_i)$ ,  $i = 1, \dots, N_\varphi$  für jede Blende. Der optimale Wert wird nun durch eine Mittelwertbildung in der Form

$$\cos(\varphi) = \frac{1}{N_\varphi} \sum_{i=1}^{N_\varphi} \cos(\varphi_i) \quad (4.10)$$

bestimmt. Hier sei erwähnt, dass die Mittelwertbildung einer Optimierung des quadratischen Fehlers nach dem Least-Squares Verfahren für einen einzelnen Parameter entspricht. Repräsentativ wird in Abbildung 4.3 das Ergebnis für die Blende zwischen Arbeitsanschluss B und Tank dargestellt. Es sind die Messpunkte der Strömungskraft bei verschiedenen

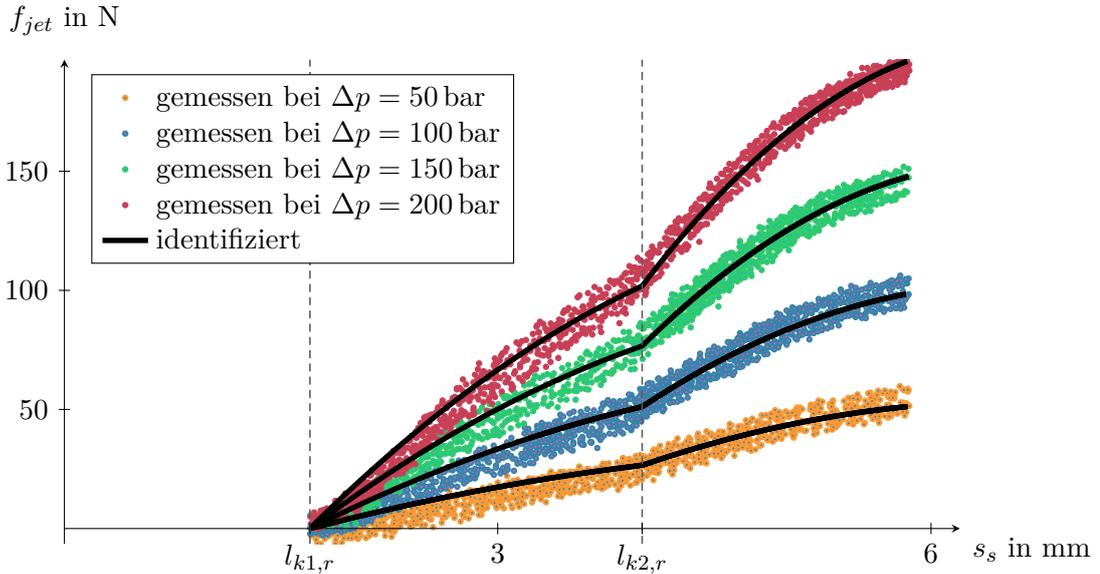


Abbildung 4.3: Identifizierter Verlauf der Strömungskräfte  $f_{jet}(s_s, p_A, p_B)$ .

Druckdifferenzen  $\Delta p$  sowie der mit dem identifizierten Winkel berechnete Verlauf zu sehen. Man erkennt deutlich, dass der Öffnungsquerschnitt für diese Blende durch zwei verschiedene Kerben bestimmt wird. Aufgrund der unterschiedlichen Geometrien dieser Kerben wären zwei Strömungswinkel für eine genauere Beschreibung notwendig. Damit

können die in Abbildung 4.3 sichtbaren Abweichungen für kleine Öffnungsflächen erklärt werden. Diese sind allerdings für das Modell in einem akzeptablen Bereich, sodass für eine hinreichend genaue Beschreibung des Systems die Berücksichtigung mit nur einem Strömungswinkel für den gesamten Bereich zulässig ist.

## 4.2 Parameteridentifikation Pilotventil

Für das betrachtete Pilotventil können die folgenden Parameter direkt anhand der Konstruktionsdaten ermittelt werden:

- Massen der beweglichen Teile  $m_x$ ,
- Querschnittfläche des Schiebers  $A_x$ ,
- Position des Endanschlags  $l_{end,x}$ ,
- Anzahl und Radius der Bohrungen  $n_{v1,x}$ ,  $n_{v2,x}$ ,  $r_{v1,x}$  und  $r_{v2,x}$ ,
- Position der Bohrungen  $l_{c,x}$  und  $l_{b,x}$ ,
- Volumina der Kammern  $V_{0,xA}$  und  $V_{0,xB}$ .

Aus dem vom Hersteller zur Verfügung gestellten Datenblatt der Druckfeder lassen sich die Werte für die Federrate und die Vorspannung entnehmen. Die Dichte des verwendeten Hydrauliköls *HLP32* ist aus dessen Kenndaten ebenfalls bekannt. Der nominelle Wert des ohmschen Widerstands der Magnetspule ist im Datenblatt des Pilotventils angegeben und Werte für den Ersatzkompressionsmodul sind in der Literatur zu finden. Die Verläufe für die stationäre Magnetkraft können ebenfalls aus den Datenblättern entnommen werden. Diese unterliegen jedoch bei dem betrachteten Pilotventil für die gegebene Aufgabenstellung großen Streuungen, sodass die Koeffizienten von (3.30) durch Messungen identifiziert werden. Die differentielle Induktivität wird im Allgemeinen vom Hersteller nicht angegeben und muss ebenfalls identifiziert werden. Analog zur Beschreibung der Öffnungsflächen der Hauptstufe ist eine genaue, analytische Beschreibung der effektiven Öffnungsflächen des Pilotventils schwierig, weswegen diese im Folgenden durch Messdaten abgeglichen werden. Die Vorgehensweise zur Identifikation der Koeffizienten zur Beschreibung der drei genannten Kennlinien und Verläufe wird in den folgenden Unterabschnitten erläutert. Die verbleibenden unbekannt Parameter für die Reibkraft, die Leckagen und die Dynamik der Magnetkraft werden anhand von Sprungantworten des Systems identifiziert. Die Ergebnisse werden in Abschnitt 4.4 gezeigt.

### 4.2.1 Stationäre Magnetkraft

Zur Ermittlung des stationären Zusammenhangs von Magnetkraft und Spulenstrom wird am Prüfstand die Druck-Strom Kennlinie des Pilotventils aufgenommen. Aus den Messdaten werden die Koeffizienten für die mathematische Beschreibung der Kraft nach (3.30) identifiziert. Für die Messung wird in der Magnetspule eines Pilotventils ein Strom eingepreßt und der dadurch resultierende Kammerdruck gemessen. Der Spulenstrom wird

dabei in 100 s mit einer Rampe auf Nennstrom erhöht und wiederum auf Null reduziert. Zur Unterdrückung von Haftreibungseffekten wird dem Ansteuersignal ein geeignetes Dither-Signal überlagert, siehe hierzu auch Abschnitt 3.3 und Abschnitt 4.3. Durch diese langsame Änderung des Stroms ist die auf den Schieber wirkende Kraft  $f_{mag,x}$  gleich der stationären Magnetkraft  $f_{mst,x}$ . Diese kann somit über das Kräftegleichgewicht am Ventilschieber aus der Bewegungsgleichung (3.27) bestimmt werden. Da der Druck im stationären Fall als konstant angenommen werden kann, muss sich der Ventilschieber an jener Regelposition  $s_x = l_{c,x}$  befinden, an der beide Blenden geschlossen sind. Aufgrund der Stationarität und der mit dem Dither unterdrückten Haftreibung kann für die Reibungskräfte  $f_{fr,x}(w_x) = 0$  angenommen werden. Die Bewegung des Schiebers aufgrund des Dither-Signals hat auf die stationären Kräfte keinen Einfluss. Infolge dessen lassen sich die Messwerte mit der Gleichung

$$f_{mst,x} = p_x A_x + f_{spr,x}(l_{c,x}) \quad (4.11)$$

in die zugehörige stationäre Magnetkraft umrechnen.

Im nächsten Schritt werden die Koeffizienten in (3.30) an die gemessenen Werte der Magnetkraft angepasst. Hierfür wird zunächst ein Least-Squares Problem für den linearen Bereich mit dem Parametervektor

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} c_1 & c_0 \end{bmatrix}^T \quad (4.12)$$

und dem überbestimmten Gleichungssystem

$$\mathbf{d} = \mathbf{S}\mathbf{p} \quad (4.13)$$

gelöst. Der Vektor  $\mathbf{d}$  beinhaltet die gemessenen Werte der stationären Magnetkraft nach (4.11) für  $i_x \geq c_{lin}$ . Die Zeilenvektoren  $\mathbf{s}_i$  der Matrix  $\mathbf{S}$  errechnen sich aus den Messwerten des Spulenstroms  $i_{x,i} \geq c_{lin}$  zu

$$\mathbf{s}_i = \begin{bmatrix} i_{x,i} & 1 \end{bmatrix}. \quad (4.14)$$

Die Lösung des Problems erfolgt analog zu Abschnitt 4.1.1. Die Bestimmung der Koeffizienten für den nichtlinearen Bereich  $i_x < c_{lin}$  erfolgt ebenfalls durch die Formulierung als überbestimmtes Gleichungssystem in der Form (4.13). Mit den Bedingungen (3.31) für die stetige Differenzierbarkeit an  $i_x = c_{lin}$  ist mit der Wahl (3.32) der zu identifizierende Parametervektor durch

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} c_4 & \dots & c_{N_i} \end{bmatrix}^T \quad (4.15)$$

gegeben. Setzt man (3.32) in (3.30) für  $i_x < c_{lin}$  ein, so erhält man für die Einträge  $d_i$  des Vektors  $\mathbf{d}$

$$d_i = f_{mst,x,i} - c_0 \frac{i_{x,i}^2}{c_{lin}^2} \left( 3 - 2 \frac{i_{x,i}}{c_{lin}} \right) - c_1 \frac{i_{x,i}^2}{c_{lin}} \left( 2 - \frac{i_{x,i}}{c_{lin}} \right) \quad (4.16)$$

und die Zeilenvektoren  $\mathbf{s}_i$  der Matrix  $\mathbf{S}$  sind durch

$$\mathbf{s}_i = \begin{bmatrix} i_{x,i}^2 c_{lin}^2 - 2 i_{x,i}^3 c_{lin} + i_{x,i}^4 & \dots & (N_i - 3) i_{x,i}^2 c_{lin}^{N_i-2} - (N_i - 2) i_{x,i}^3 c_{lin}^{N_i-3} + i_{x,i}^{N_i} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

gegeben. Darin bezeichnen  $f_{mst,x,i}$  und  $i_{x,i}$  die Messwerte für  $i_x < c_{lin}$ . Dieses überbestimmte Gleichungssystem wird ebenfalls mit der Pseudoinversen der Matrix  $\mathbf{S}$  gelöst. Die Ordnung des Polynoms wurde mit  $N_i = 5$  festgelegt. Dadurch stehen dem Optimierungsverfahren zwei Parameter zur Anpassung des Verlaufs an die Messwerte zur Verfügung.

Abbildung 4.4 zeigt den identifizierten Verlauf der stationären Magnetkraft sowie einen Vergleich mit den Messdaten. Man sieht, dass für  $i_x > c_{lin}$  der Verlauf durch eine lineare

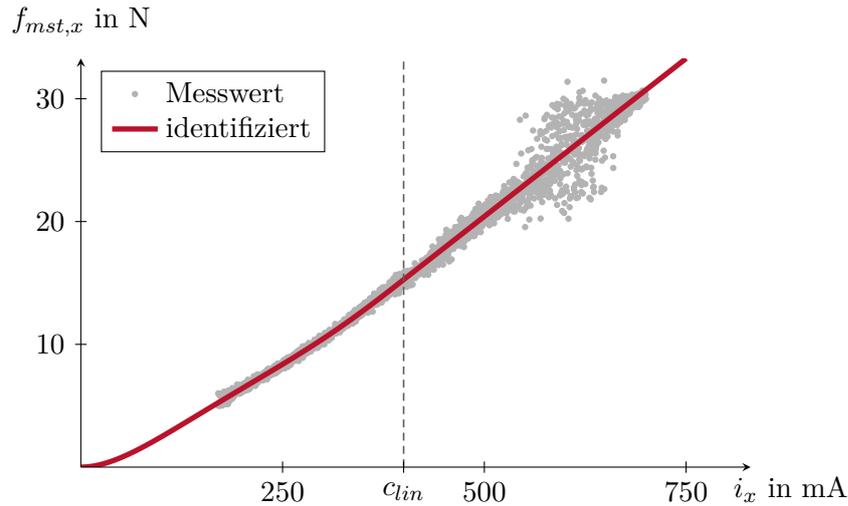


Abbildung 4.4: Identifizierter Verlauf der stationären Magnetkraft  $f_{mst,x}(i_x)$ .

Funktion sehr gut abgebildet wird. Auch im nichtlinearen Bereich stimmt das identifizierte Polynom mit  $N_i = 5$  gut mit den gemessenen Werten überein. Für Werte des Stroms nahe Null ist bei dem Messaufbau die Federvorspannung des Pilotventils noch nicht überwunden, womit für den Kammerdruck  $p_x = p_r$  gilt. Somit kann in diesem Bereich mit (4.11) nicht auf die stationäre Magnetkraft geschlossen werden und es stehen hier keine Messwerte zur Verfügung.

#### 4.2.2 Induktivität

Die differentielle Induktivität der Magnetspule ist von dem Spulenstrom  $i_x$  sowie von der Schieberposition  $s_x$  abhängig. Zur Ermittlung dieses Zusammenhangs wurde bei konstanten Positionen des Schiebers die differentielle Induktivität in Abhängigkeit des Stroms gemessen. Die Magnetspule wurde, wie in Abbildung 4.5 dargestellt, ohne Ventilkörper vermessen, da durch diesen der Schieber nicht fixiert werden kann. Dies führt zu keiner Verfälschung des Messergebnisses, da das Verhalten des Magnetkreises in erster Linie durch die Spule, den Magnetkolben, die Polplatte und den Polkern bestimmt wird.

Die Messung der Induktivität wurde von HYDAC mit dem *Power Choke Tester DPG10* der Firma ED-K durchgeführt, welcher ein Impulsmessverfahren anwendet. Dabei wird ein Spannungssprung an die Spule angelegt und die Sprungantwort des Stroms aufgenommen. Aufgrund der Fixierung des Schiebers während der Messung gilt  $\frac{ds_x}{dt} = 0$  und (3.40)

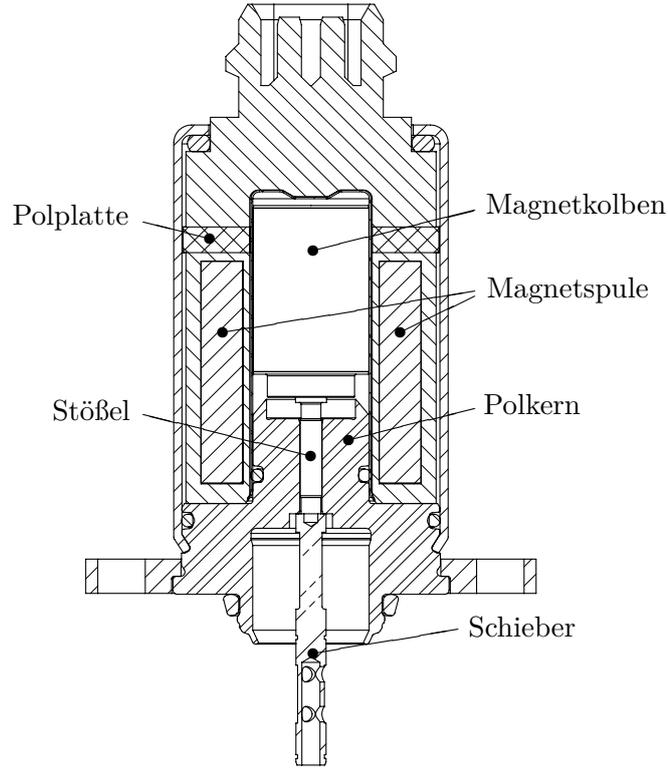


Abbildung 4.5: Pilotventil ohne Ventilkörper.

reduziert sich zu

$$u_x = R_x i_x + L_x(i_x, s_x) \frac{di_x}{dt} \quad (4.18)$$

mit  $s_x = \text{const.}$  Daher kann die differentielle Induktivität

$$L_x(i_x, s_x) = \frac{u_x - R_x i_x}{\frac{di_x}{dt}} \quad (4.19)$$

mit konstantem  $s_x$  direkt aus der Änderungsrate des Spulenstroms  $\frac{di_x}{dt}$  berechnet werden. Auf Basis dieser Messungen werden die Koeffizienten für die mathematische Beschreibung der Induktivität nach (3.42) ermittelt. Dazu wird, analog zu der Vorgehensweise in Abschnitt 4.2.1, ein überbestimmtes Gleichungssystem der Form

$$\mathbf{d} = \mathbf{S}\mathbf{p} \quad (4.20)$$

mit dem Parametervektor

$$\mathbf{p} = \left[ p_{N_{pi}0}, p_{N_{pi}1}, \dots, p_{N_{pi}N_{ps}}, \dots, p_{00}, \dots, p_{0N_{ps}}, q_0, \dots, q_{N_{ps}} \right]^T \quad (4.21)$$

mit dem Least-Squares Verfahren gelöst. Der Vektor  $\mathbf{d}$  beinhaltet die aus den Messwerten nach (4.19) ermittelten Werte der differentiellen Induktivität. Die Zeilenvektoren

$$\mathbf{s}_i = \left[ i_{x,i}^{N_{pi}}, i_{x,i}^{N_{pi}} s_{x,i}, \dots, i_{x,i}^{N_{pi}} s_{x,i}^{N_{ps}}, \dots, 1, \dots, s_{x,i}^{N_{ps}}, \frac{1}{i_{x,i}+1}, \dots, \frac{1}{i_{x,i}+1} s_{x,i}^{N_{ps}} \right] \quad (4.22)$$

der Matrix  $\mathbf{S}$  werden aus den Messwerten des Spulenstroms  $i_{x,i}$  und der Position  $s_{x,i}$  des Schiebers berechnet. Für eine hinreichend genaue Abbildung der gemessenen Verläufe wurden für das Polynom die Ordnungen  $N_{pi} = 5$  und  $N_{ps} = 8$  gewählt. Diese vergleichsweise hohe Ordnung ist aufgrund der komplexen Abhängigkeit von  $i_x$  und  $s_x$  erforderlich.

Die Lösung des Problems erfolgt analog zu Abschnitt 4.1.1 über die Pseudoinverse der Matrix  $\mathbf{S}$ . Abbildung 4.6 zeigt das Ergebnis der Identifikation. Es sind darin die Verläufe

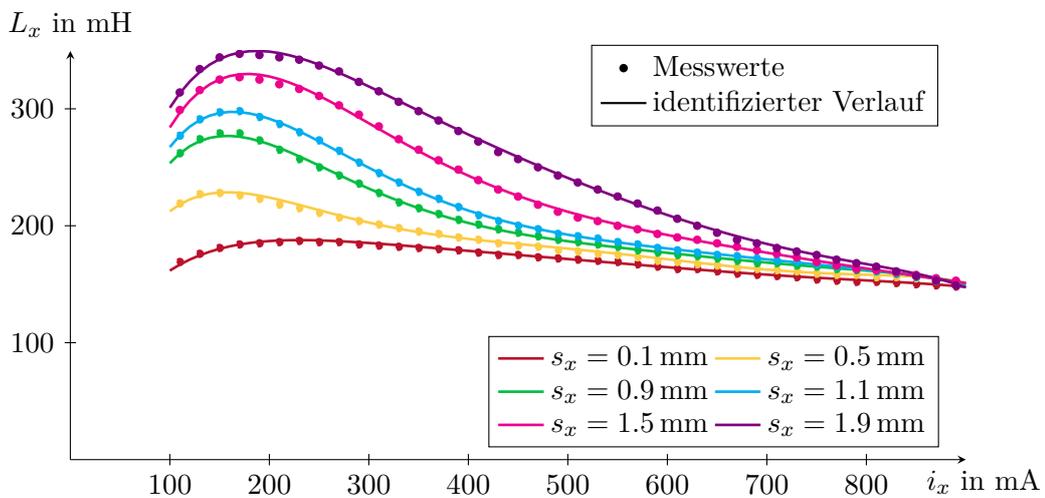
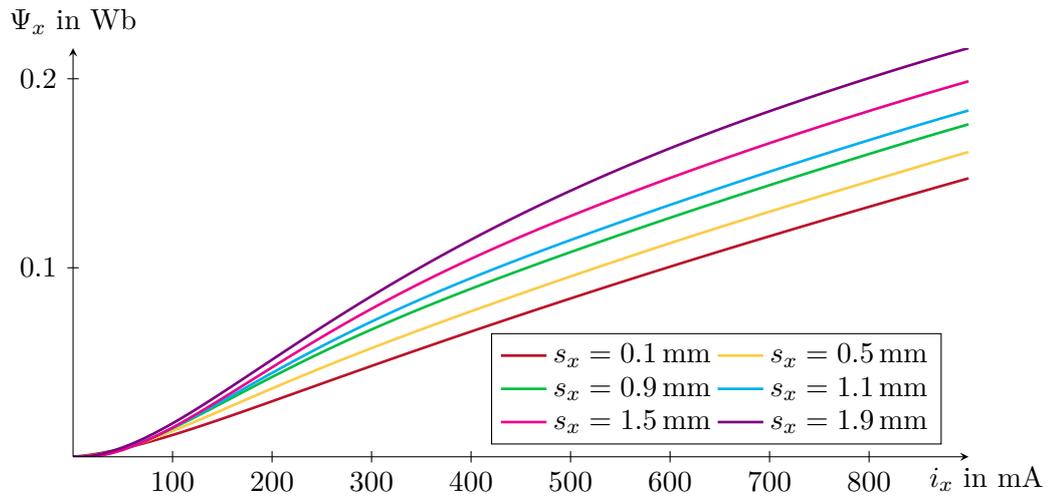
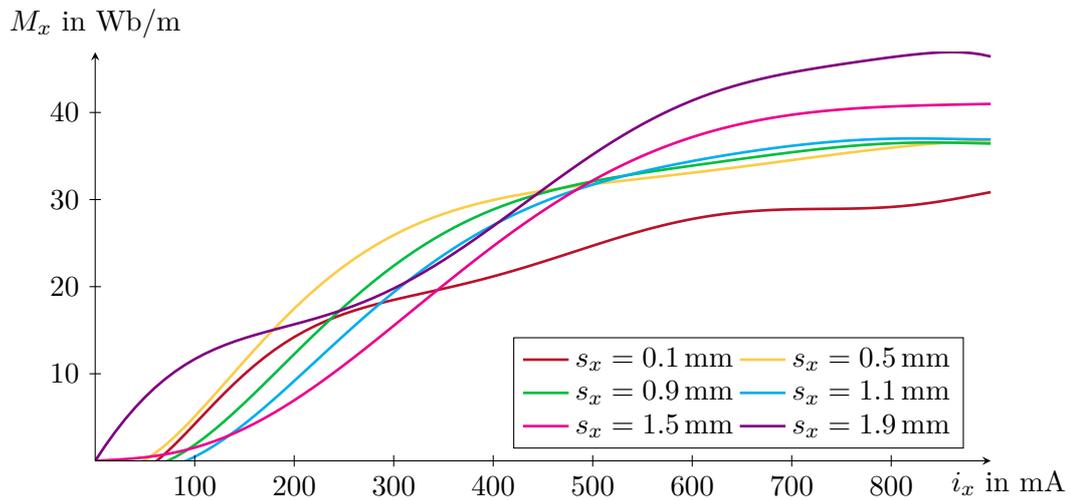


Abbildung 4.6: Identifizierter Verlauf der differentiellen Induktivität  $L_x(i_x, s_x)$ .

der differentiellen Induktivität dargestellt, welche mit den identifizierten Parametern berechnet wurden. Zum Vergleich sind die gemessenen Werte eingezeichnet. Man erkennt, dass diese durch den Ansatz sehr gut abgebildet werden. Für sehr kleine Ströme wurden von HYDAC keine Messwerte zur Verfügung gestellt. Dieser Bereich ist jedoch im praktischen Betrieb von geringer Bedeutung, da hier die Federvorspannung des Pilotventils noch nicht überwunden ist. Des Weiteren zeigen Abbildung 4.7 bzw. Abbildung 4.8 die sich mit den identifizierten Parametern ergebenden Verläufe des Verkettungsflusses  $\Psi_x(i_x, s_x)$  bzw. dessen partielle Wegableitung  $M_x(i_x, s_x)$ .

### 4.2.3 Öffnungsfläche

Die von der Schieberposition  $s_x$  abhängige Öffnungsfläche  $A_{d,x}(s_x)$  des Pilotventils kann nicht auf analoge Weise wie in Abschnitt 4.1.1 messtechnisch erfasst werden, da die Kolbenposition des Schiebers des Pilotventils mit dem zur Verfügung stehenden Aufbau nicht gemessen werden kann. Der Hersteller des Pilotventils gibt im Datenblatt Druck-Volumenstrom Kennlinien an. Dabei sind unter anderem Verläufe des Druckabfalls in Abhängigkeit des Volumenstroms angegeben, bei welchen sich der Ventilschieber

Abbildung 4.7: Identifizierter Verlauf des Verkettungsflusses  $\Psi_x(i_x, s_x)$ .Abbildung 4.8: Identifizierter Verlauf der Wegableitung des Verkettungsflusses  $M_x(i_x, s_x)$ .

im Anschlag befindet. Aus diesen können die maximal wirksamen Öffnungsflächen bestimmt werden. Da der genaue Verlauf der Öffnungsfläche nicht ermittelt werden kann, wird der in Abschnitt 3.2.6 berechnete, theoretische Verlauf verwendet. Die Anpassung an die gemessenen maximalen effektiven Öffnungsflächen erfolgt mit den Kontraktionskoeffizienten  $\alpha_{r,x}$  und  $\alpha_{p,x}$ . Der Verlauf wird daher lediglich an den Anschlägen abgeglichen.

Die maximale Öffnungsfläche zum Tank wird durch den oberen Anschlag bei  $s_x = 0$  bestimmt. Mit den Kennlinienwerten für den Volumenstrom  $q_{v,x}(s_x, p_x)$  und der Druck-

differenz  $\Delta p$  lautet die Blendengleichung (3.45)

$$q_{v,x} = \alpha_{r,x} A_{d,x}(s_x = 0) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p}. \quad (4.23)$$

Mit dem nach (3.49) theoretisch berechneten Wert für  $A_{d,x}(s_x = 0)$  kann der Kontraktionskoeffizient mit

$$\alpha_{r,x} = \frac{q_{v,x}}{A_{d,x}(s_x = 0)} \sqrt{\frac{\rho}{2}} \frac{1}{\sqrt{\Delta p}} \quad (4.24)$$

ermittelt werden. Für eine Anzahl von  $N_\alpha$  Punkten in der Kennlinie erhält man somit die Werte  $\alpha_{r,x,i}, i = 1, \dots, N_\alpha$ . Der optimale Kontraktionskoeffizient wird durch eine Mittelwertbildung in der Form

$$\alpha_{r,x} = \frac{1}{N_\alpha} \sum_{i=1}^{N_\alpha} \alpha_{r,x,i} \quad (4.25)$$

bestimmt. Die Vorgehensweise wird zur Bestimmung von  $\alpha_{p,x}$  für die maximale Öffnungsfläche zur Pumpe im unteren Anschlag  $s_x = l_{end,x}$  wiederholt.

In Abbildung 4.9 ist die Kennlinie des Druckabfalls in Abhängigkeit des Volumenstroms für die beiden Anschläge zu sehen. Für positive Volumenströme befindet sich der Schieber

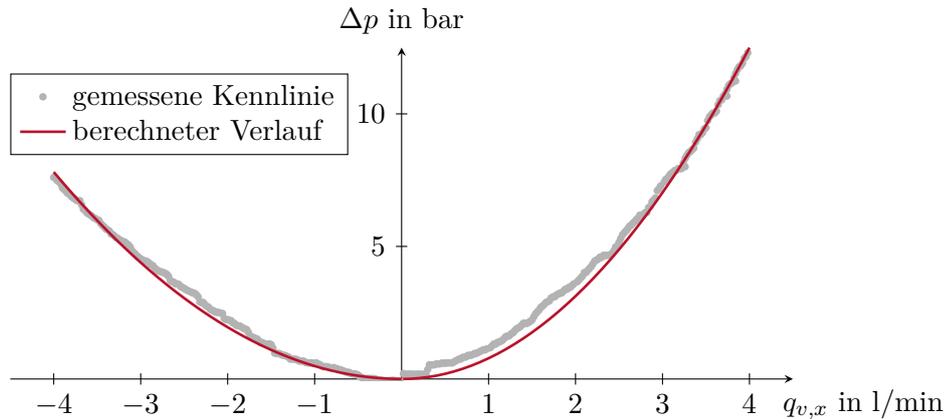


Abbildung 4.9: Druck-Volumenstrom Kennlinie des Pilotventils.

im unteren Anschlag  $s_x = l_{end,x}$  und bei negativen Werten im oberen Anschlag  $s_x = 0$ . Zusätzlich sind die mit den identifizierten Kontraktionskoeffizienten berechneten Verläufe dargestellt. Man erkennt, dass die Kennlinien mit der Blendengleichung (3.45) gut abgebildet werden.

### 4.3 Optimierung des Dithers

Im Folgenden wird untersucht, welcher Verlauf des Dither-Signals sich für eine effektive Unterdrückung der Haftreibungseffekte eignet. Durch den Dither soll der Schieber der

Hauptstufe eine geringe, gerade noch messbare, ständige Bewegung aufweisen. Hierfür ist die Periodendauer und die Amplitude geeignet zu parametrieren. Zur Vermeidung ruckartiger Änderungen wird ein sinusförmiger Verlauf gewählt. Das Tastverhältnis des PWM Signals (3.53) lässt sich damit in der Form

$$\text{DC} = \frac{u_x}{U_{Bat}} + A_{dt} \sin\left(2\pi \frac{t}{T_{dt}}\right) \quad (4.26)$$

darstellen. Aufgrund der Beschränkung der maximalen PWM Frequenz mit 1 kHz können für die Periodendauer des Dither-Signals nur ganzzahlige Vielfache von 1 ms eingestellt werden.

Im Datenblatt des Pilotventils ist eine empfohlene Dither-Frequenz von 130 Hz angegeben. Daher werden für die erste Messung die Werte  $T_{dt} = 8 \text{ ms}$  und  $A_{dt} = 20\%$  für die Periodendauer und die Amplitude des Dithers gewählt. Das Ergebnis der Messung bei konstantem Tastverhältnis ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Die Messungen wurden lediglich für die A-Seite des Mobilventils durchgeführt. Bei dieser Ansteuerung ist jedoch keine Veränderung des Kammerdrucks  $p_x$  oder der Schieberposition  $s_s$  messbar. Dieses Verhalten kann damit begründet werden, dass die empfohlene Dither-Frequenz auf die Dynamik des Pilotventilschiebers optimiert ist. Es wird damit eine minimale Bewegung des Schiebers erzeugt. Diese hat jedoch keine messbare Auswirkung auf den Kammerdruck. In Abbildung 4.11 ist daher eine weitere Messung mit einer größeren Periodendauer von  $T_{dt} = 13 \text{ ms}$  und Amplitude von  $A_{dt} = 25\%$  gezeigt. Man erkennt hier eine periodische Änderung des Kammerdrucks. Es ist jedoch mit dieser Einstellung noch keine Bewegung des Schiebers der Hauptstufe messbar. Die optimalen Ergebnisse wurden für die Werte  $T_{dt} = 14 \text{ ms}$ ,  $A_{dt} = 30\%$  gemessen. Man erkennt in Abbildung 4.12, dass der Schieber der Hauptstufe hier die gewünschte minimale Bewegung aufweist.

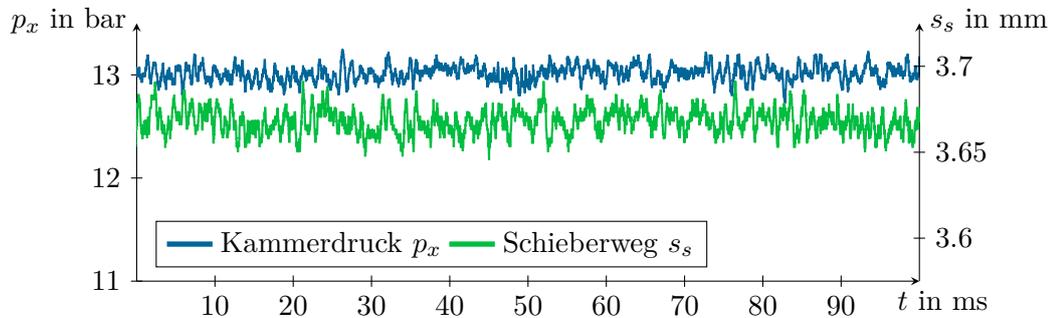


Abbildung 4.10: Dither-Optimierung: Druck und Schieberweg bei  $T_{dt} = 8 \text{ ms}$  und  $A_{dt} = 20\%$ .

Um die Auswirkung des Dithers zu zeigen, ist in Abbildung 4.13 die stationäre Kennlinie des Kammerdrucks sowie der Schieberposition in Abhängigkeit des Spulenstroms dargestellt. Für die Messung im linken Teil des Bildes wurde das Ventil mit einem 1 kHz PWM Signal ohne Dither angesteuert. Es ist zu erkennen, dass der Druck und die Schieberposition aufgrund der Haftreibungseffekte nichtlinear vom Strom abhängen und die

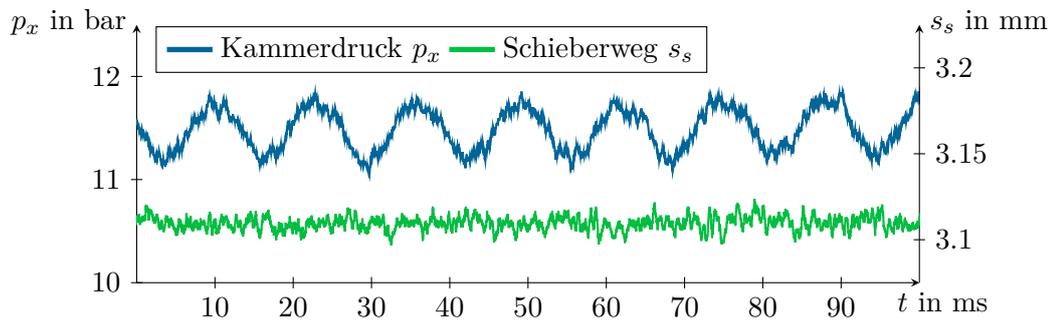


Abbildung 4.11: Dither-Optimierung: Druck und Schieberweg bei  $T_{dt} = 13$  ms und  $A_{dt} = 25$  %.

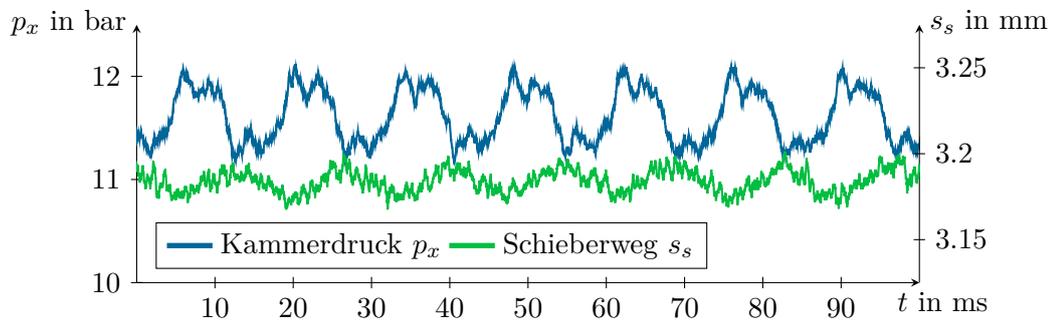


Abbildung 4.12: Dither-Optimierung: Druck und Schieberweg bei  $T_{dt} = 14$  ms und  $A_{dt} = 30$  %.

Verläufe eine große Hysterese aufweisen. Die gleiche Messung wurde mit dem überlagerten Dither mit den Einstellungen  $T_{dt} = 14$  ms und  $A_{dt} = 30$  % durchgeführt. Das Ergebnis ist im rechten Teil von Abbildung 4.13 dargestellt. Die Kennlinien haben näherungsweise den gewünschten linearen Verlauf und weisen eine deutlich kleinere Hysterese auf.

## 4.4 Modellvalidierung und Simulationsergebnisse

Zur Validierung des Modells wurden am Prüfstand Sprungantworten des Systems aufgenommen und mit Simulationsergebnissen verglichen. Alle Messungen wurden mit einem 1 kHz PWM Signal und dem in Abschnitt 4.3 gezeigten Dither-Signal durchgeführt, da dies dem praktischen Betrieb des Ventils entspricht. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden die direkt nur sehr schwierig zu identifizierenden Parameter der Reibkräfte, der Magnetkraftdynamik sowie der Leckage Volumenströme so angepasst, dass sich eine möglichst gute Übereinstimmung des Simulationsmodells mit den Messungen ergibt.

Für die folgende Darstellung der Mess- und Simulationsergebnisse werden die Systemgrößen mit  $i_0 = 750$  mA,  $p_0 = 25$  bar und  $s_0 = 6$  mm auf 1 normiert, damit diese in einem einzelnen Plot eingezeichnet werden können. In Abbildung 4.14 sind die gemessenen und simulierten Antworten auf einen Sprung des Tastverhältnisses von 25 % auf

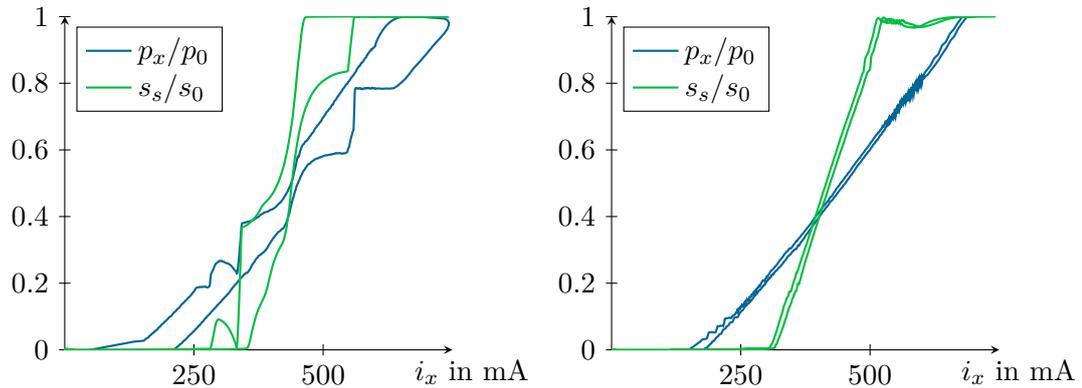


Abbildung 4.13: Dither-Optimierung: Druck und Schieberposition in Abhängigkeit vom Spulenstrom. Links: ohne Dither. Rechts: mit Dither.

$$p_0 = 25 \text{ bar}, s_0 = 6 \text{ mm}.$$

45 % dargestellt. Die Verläufe zeigen eine gute Übereinstimmung. Die Abweichungen im

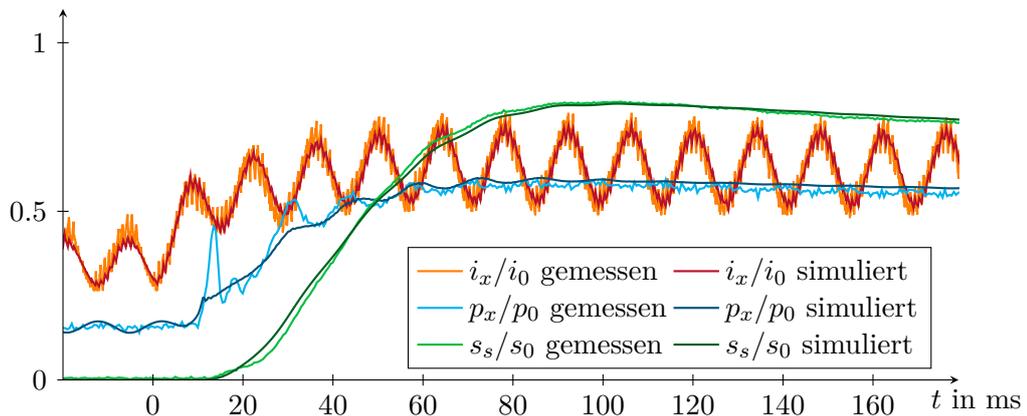


Abbildung 4.14: Vergleich der gemessenen und simulierten Systemantworten bei einem Sprung des Tastverhältnisses von 25 auf 45 % bei  $t = 0$ .

$$i_0 = 750 \text{ mA}, p_0 = 25 \text{ bar}, s_0 = 6 \text{ mm}.$$

Übergang des Kammerdrucks  $p_x$  können durch Haftreibungseffekte erklärt werden, da der Ventilschieber vor dem Zeitpunkt des Sprunges  $t = 0$  von der Zentrierfeder in der Mittelstellung gehalten wird. Dadurch wird die Wirkung des Dithers zur Unterdrückung der Haftreibung verringert. Zur Bestätigung dieser These ist in Abbildung 4.15 der Übergang von 30 % auf 40 % dargestellt, bei dem sich der Schieber vor dem Sprung außerhalb der Mittelstellung befindet. Die Abweichungen im Verlauf des Kammerdruckes sind hier deutlich geringer. Bei den Simulationen in Abbildung 4.14 und Abbildung 4.15 wurden nur die Systemgrößen des Pilotventils A betrachtet. Für das Pilotventil B wurde die Eingangsspannung dabei konstant auf  $u_{xB} = 0 \text{ V}$  gesetzt. Dessen Ventilschieber befindet sich somit stets bei  $s_{xB} = 0 \text{ mm}$  im oberen Anschlag. Ein Druck der sich aufgrund der

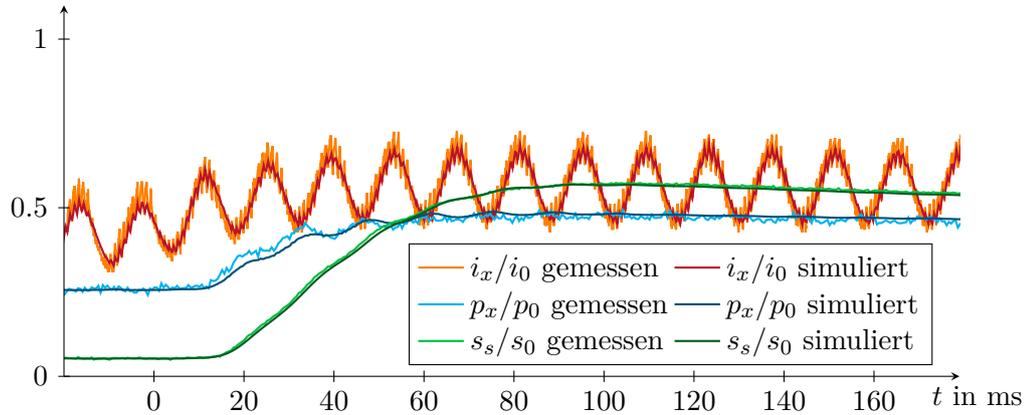


Abbildung 4.15: Vergleich der gemessenen und simulierten Systemantworten bei einem Sprung des Tastverhältnisses von 30 auf 40 % bei  $t = 0$ .  
 $i_0 = 750 \text{ mA}$ ,  $p_0 = 25 \text{ bar}$ ,  $s_0 = 6 \text{ mm}$ .

Bewegung des Schiebers der Hauptstufe aufbaut, kann somit, wie in Abbildung 4.16 dargestellt, sofort gegen Tank abgebaut werden. Vorhergehende Messungen haben ähnliche

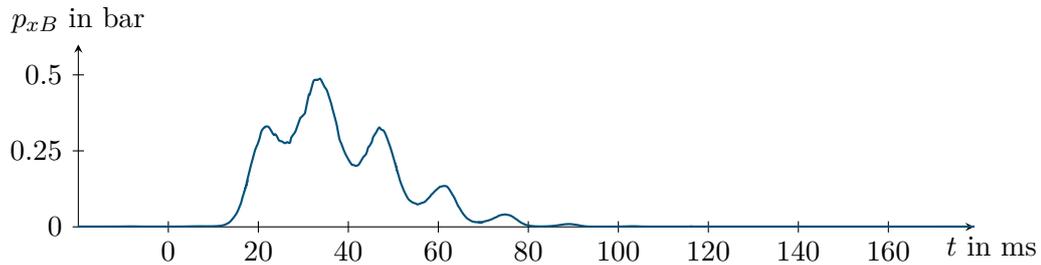


Abbildung 4.16: Kammerdruck  $p_{xB}$  zu den Sprungantworten in Abbildung 4.15.

Ergebnisse gezeigt. Diese sind jedoch nicht zum Abgleich des Modells geeignet, da sie ohne überlagerten Dither durchgeführt wurden. Abschließend ist in Abbildung 4.17 ein Sprung von 50 % auf 30 % in die entgegengesetzte Richtung dargestellt. Auch dieser Übergang wird vom Simulationsmodell ausreichend gut abgebildet. Auffällig sind hier allerdings die kurzzeitigen Abweichungen des Kammerdrucks. Diese treten auf, wenn der Ventilschieber einen der Anschläge erreicht. Damit ist gezeigt, dass das in dieser Arbeit entwickelte Modell eine für die Aufgabenstellung hinreichend genaue Beschreibung des betrachteten Mobilventils ermöglicht.

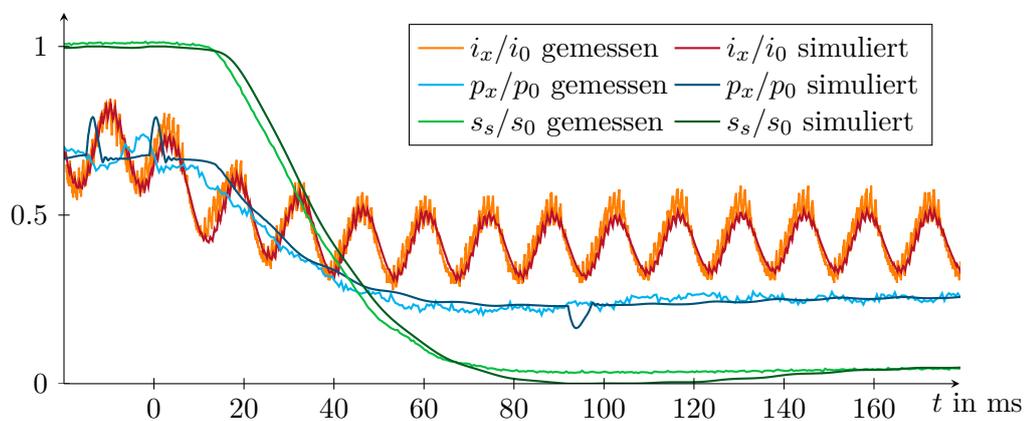


Abbildung 4.17: Vergleich der gemessenen und simulierten Systemantworten bei einem Sprung des Tastverhältnisses von 50 auf 30 % bei  $t = 0$ .  
 $i_0 = 750$  mA,  $p_0 = 25$  bar,  $s_0 = 6$  mm.

## 5 Modellanalyse

Für die effiziente Entwicklung von Regelungsstrategien ist das vollständige Modell aufgrund der hohen Komplexität und der vergleichsweise hohen Systemordnung nicht geeignet. Aus diesem Grund werden in den folgenden Abschnitten mögliche Vereinfachungen und deren Auswirkung auf die Modellgüte untersucht.

### 5.1 Vereinfachung der Druckdynamik

In einem ersten Schritt wird versucht, das System bezüglich der Druckaufbaugleichung (3.44) für die beiden Kammerdrücke  $p_{xA}$  und  $p_{xB}$  zu vereinfachen. Dafür wird untersucht, ob einzelne Terme oder Differentialgleichungen vernachlässigt bzw. quasi-stationär betrachtet werden können. Das Kammervolumen der Vorsteuerdrücke ist von den Schieberpositionen der Hauptstufe und des Pilotventils abhängig. Bei Betrachtung der Parameter der Gleichungen (3.58a) bzw. (3.58b) erkennt man den geringen Einfluss der Position des Schiebers auf die Volumina. Eine maximale Auslenkung der Ventilschieber  $s_s = l_{end}$  bzw.  $s_x = l_{end,x}$  ändert das Volumen der Kammer A um 12.35 % und jenes der Kammer B um lediglich 6.67 %. Aus diesem Grund können die Volumina durch die konstanten Werte  $V_{xA} = V_{0,xA}$  und  $V_{xB} = V_{0,xB}$  vereinfacht berücksichtigt werden. Zudem ist die Querschnittfläche des Pilotventilschiebers deutlich kleiner als jene des Schiebers der Hauptstufe. Das Verhältnis der beiden Flächen errechnet sich zu  $A_x/A_s = 0.048$ . Der Volumenstrom  $w_x A_x$  infolge der Bewegung des Pilotventilschiebers hat daher nur einen sehr kleinen Einfluss auf die Druckdynamik und kann vernachlässigt werden. Des Weiteren haben die Leckageströme  $q_{lk,x}(p_x)$  nur einen geringen Anteil am gesamten Volumenstrom. Die Druckaufbaugleichung (3.44) lässt sich mit diesen Vereinfachungen auf die Differentialgleichung

$$\dot{p}_x = \frac{E'_x}{V_x} (q_{v,x}(s_x, p_x) \pm w_s A_s) \quad (5.1)$$

reduzieren. In Abbildung 5.1 sind die Simulationsergebnisse des Modells mit dieser vereinfachten Druckdynamik im Vergleich zum vollständigen System zu sehen. Es ist die Antwort auf einen Eingangssprung des Tastverhältnisses von 30 % auf 40 % dargestellt. Man erkennt, dass die Abweichungen sehr gering und die Vereinfachungen somit gerechtfertigt sind.

Im nächsten Schritt wird versucht, die Anzahl der Differentialgleichungen zu reduzieren. Typischerweise wird bei derartigen Systemen die Dynamik der Druckdifferenz gemeinsam mit der Bewegungsgleichung der Hauptstufe vernachlässigt, da deren dynamisches Verhalten aufgrund der hohen Kompressibilität des Öls häufig sehr viel schneller als die Dynamik des Restsystems ist. Hierfür wird zunächst eine Zustandstransformation in der

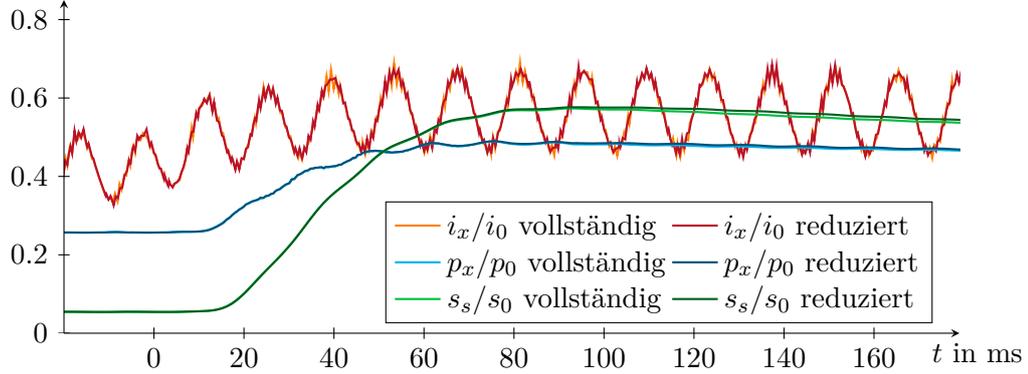


Abbildung 5.1: Sprungantwort des Modells mit vereinfachter Druckdynamik im Vergleich zum vollständigen Modell.  $i_0 = 750$  mA,  $p_0 = 25$  bar,  $s_0 = 6$  mm.

Form

$$p_{\Delta} = p_{xA} - p_{xB} \quad (5.2a)$$

$$p_{\Sigma} = p_{xA} + p_{xB} \quad (5.2b)$$

durchgeführt. Darin bezeichnet  $p_{\Delta}$  die Druckdifferenz und  $p_{\Sigma}$  den Summendruck. Vernachlässigt man in einem ersten Schritt die Strömungskräfte und setzt  $f_{fr}(w_s) = -d_v w_s$ , sind die Gleichungen für die Druckdynamik und jene für die Bewegung der Hauptstufe mit der Zustandwahl (5.2) durch (siehe (3.59))

$$\dot{p}_{\Delta} = \frac{E'_x}{V_{xA}V_{xB}} [-(V_{xA} + V_{xB}) w_s A_s + V_{xB} q_{v,xA} - V_{xA} q_{v,xB}] \quad (5.3a)$$

$$\dot{p}_{\Sigma} = \frac{E'_x}{V_{xA}V_{xB}} [(V_{xA} - V_{xB}) w_s A_s + V_{xB} q_{v,xA} + V_{xA} q_{v,xB}] \quad (5.3b)$$

$$\dot{s}_s = w_s \quad (5.3c)$$

$$\dot{w}_s = \frac{1}{m_s} (A_s p_{\Delta} - f_{spr}(s_s) - d_v w_s) \quad (5.3d)$$

mit

$$q_{v,xA} = q_{v,x} \left( s_{xA}, \frac{p_{\Sigma} + p_{\Delta}}{2} \right), \quad q_{v,xB} = q_{v,x} \left( s_{xB}, \frac{p_{\Sigma} - p_{\Delta}}{2} \right) \quad (5.4)$$

gegeben. Zur Vereinfachung dieses Teilsystems werden im nächsten Schritt die Gleichungen für die Differenzdruckdynamik (5.3a) und die Schieberdynamik (5.3d) gleich Null gesetzt. Sie werden damit als quasi-stationär betrachtet. Vernachlässigt man in weiterer Folge die im Verhältnis zur Federkraft kleine Reibkraft  $d_v w_s$ , kann die quasi-stationäre Lösung des Differenzdrucks und der Geschwindigkeit des Schiebers in der Form

$$p_{\Delta} = \frac{f_{spr}(s_s)}{A_s} \quad (5.5a)$$

$$w_s = \frac{V_{xB} q_{v,xA} - V_{xA} q_{v,xB}}{(V_{xA} + V_{xB}) A_s} \quad (5.5b)$$

angegeben werden. Damit lässt sich das Gesamtsystem (3.59) auf

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_{xA} \\ i_{xB} \\ f_{mag,xA} \\ f_{md,xA} \\ f_{mag,xB} \\ f_{md,xB} \\ s_{xA} \\ w_{xA} \\ s_{xB} \\ w_{xB} \\ p_{\Sigma} \\ s_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_x(i_{xA}, s_{xA})} (u_{xA} - R_{xA} i_{xA} - M_x(i_{xA}, s_{xA}) w_{xA}) \\ \frac{1}{L_x(i_{xB}, s_{xB})} (u_{xB} - R_{xB} i_{xB} - M_x(i_{xB}, s_{xB}) w_{xB}) \\ f_{md,xA} \\ \frac{1}{c_T^2} (f_{mst,x}(i_{xA}) - f_{mag,xA} - 2c_d c_T f_{md,xA}) \\ f_{md,xB} \\ \frac{1}{c_T^2} (f_{mst,x}(i_{xB}) - f_{mag,xB} - 2c_d c_T f_{md,xB}) \\ w_{xA} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xA} - p_{xA} A_x - f_{spr,x}(s_{xA}) - f_{fr,x}(w_{xA})) \\ w_{xB} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xB} - p_{xB} A_x - f_{spr,x}(s_{xB}) - f_{fr,x}(w_{xB})) \\ \frac{E'_x}{V_{xA} V_{xB}} [(V_{xA} - V_{xB}) w_s A_s + V_{xB} q_{v,xA} + V_{xA} q_{v,xB}] \\ \frac{1}{(V_{xA} + V_{xB}) A_s} (V_{xA} q_{v,xA} - V_{xB} q_{v,xB}) \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

mit

$$q_{v,xA} = q_{v,x} \left( s_{xA}, \frac{p_{\Sigma}}{2} + \frac{f_{spr}(s_s)}{2A_s} \right) \quad (5.7a)$$

$$q_{v,xB} = q_{v,x} \left( s_{xB}, \frac{p_{\Sigma}}{2} - \frac{f_{spr}(s_s)}{2A_s} \right) \quad (5.7b)$$

reduzieren. Um die Auswirkungen dieser Vereinfachung zu zeigen, sind in Abbildung 5.2 die Sprungantworten des reduzierten Systems jenen des vollständigen Systems gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass durch die quasi-stationäre Näherung des schnellen Teilsystems

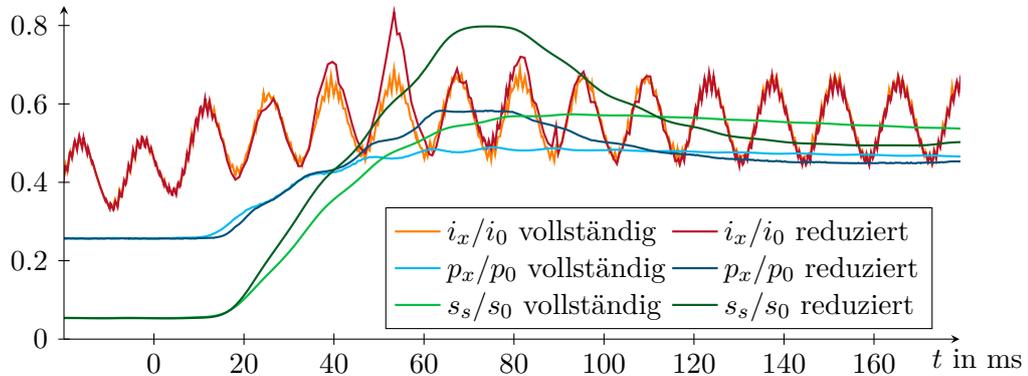


Abbildung 5.2: Sprungantwort des Modells ohne Differenzdruck- und Bewegungsdynamik der Hauptstufe im Vergleich zum vollständigen Modell.

$$i_0 = 750 \text{ mA}, p_0 = 25 \text{ bar}, s_0 = 6 \text{ mm}.$$

deutliche Abweichungen im dynamischen Verhalten des Systems entstehen. Daraus kann geschlossen werden, dass sich das System bezüglich der Dynamik der Druckaufbaugleichung in der Hauptstufe nicht in der Standardform der singulären Störtheorie mit einem hinreichend kleinen singulären Störparameter darstellen lässt, vgl. [4], [20], [27]. Aus diesem Grund ist diese Modellreduktion für das betrachtete System nicht zulässig.

## 5.2 Vereinfachung der Magnetkraftdynamik

Zur Beschreibung der Magnetkraftdynamik werden im vollständigen Modell (3.59) vier Differentialgleichungen benötigt. In diesem Abschnitt wird untersucht, ob eine ausreichende Modellgenauigkeit auch mit einer geringeren Anzahl an Differentialgleichungen erreicht werden kann. Das verzögernde Verhalten der Magnetkraftdynamik ist für eine hinreichend genaue Beschreibung der Dynamik des Mobilventils notwendig. Im vollständigen Modell wird die Magnetkraftdynamik, wie in Abschnitt 3.2.1 beschrieben, durch ein nicht schwingungsfähiges PT2 Filter beschrieben. Es wird im Folgenden untersucht, ob diese Dynamik auch durch das Verhalten eines PT1 Filters in der Form

$$G_{fm}(s) = \frac{\hat{f}_{mag,x}(s)}{\hat{f}_{mst,x}(s)} = \frac{1}{1 + c_f s} \quad (5.8)$$

approximiert werden kann. Dessen Zeitkonstante  $c_f$  wird dabei so gewählt, dass die Sprungantwort des PT1 Filters möglichst gut jener des PT2 Filters entspricht. Ein Vergleich der Sprungantworten ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Es sind nur geringe Abweichungen

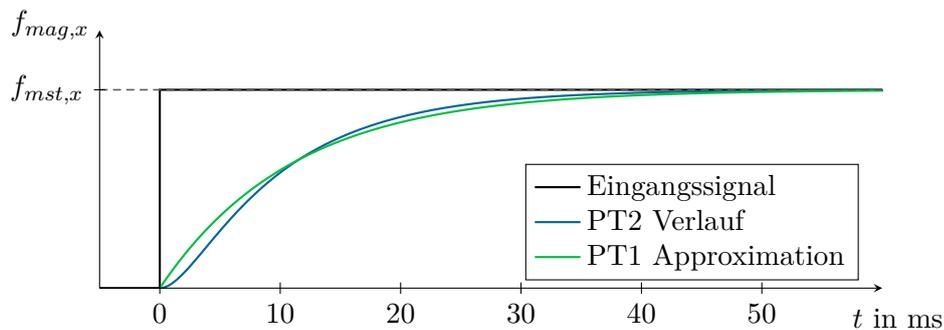


Abbildung 5.3: Sprungantwort der Magnetkraftdynamik.

erkennbar, womit das reduzierte Filter eine gute Approximation darstellt. In Abbildung 5.4 ist das zugehörige Bode Diagramm der beiden Filter dargestellt. Bei niedrigen Frequenzen stimmen auch hier die Verläufe gut überein. Oberhalb der Grenzfrequenz ist jedoch eine deutliche Abweichung erkennbar, was aufgrund der unterschiedlichen Filterordnungen zu erwarten ist.

Das damit weiter reduzierte Modell lässt sich mit der Beschreibung des PT1 Filters im

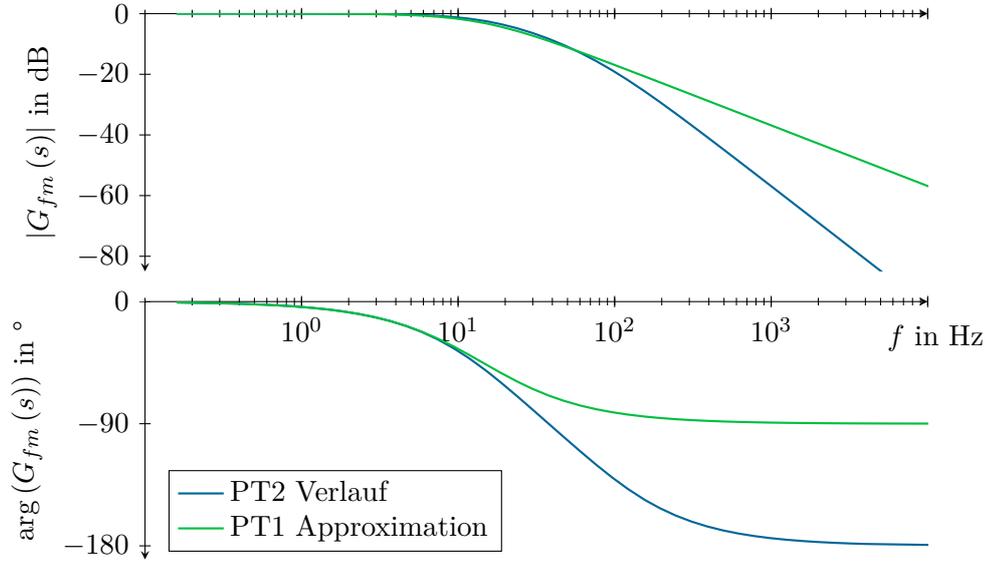


Abbildung 5.4: Bode Diagramm der Magnetkraftdynamik.

Zeitbereich in der Form

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} i_{xA} \\ i_{xB} \\ f_{mag,xA} \\ f_{mag,xB} \\ s_{xA} \\ w_{xA} \\ s_{xB} \\ w_{xB} \\ p_{xA} \\ p_{xB} \\ s_s \\ w_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_x(i_{xA}, s_{xA})} (u_{xA} - R_{xA} i_{xA} - M_x(i_{xA}, s_{xA}) w_{xA}) \\ \frac{1}{L_x(i_{xB}, s_{xB})} (u_{xB} - R_{xB} i_{xB} - M_x(i_{xB}, s_{xB}) w_{xB}) \\ \frac{1}{c_f} (f_{mst,x}(i_{xA}) - f_{mag,xA}) \\ \frac{1}{c_f} (f_{mst,x}(i_{xB}) - f_{mag,xB}) \\ w_{xA} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xA} - p_{xA} A_x - f_{spr,x}(s_{xA}) - f_{fr,x}(w_{xA})) \\ w_{xB} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xB} - p_{xB} A_x - f_{spr,x}(s_{xB}) - f_{fr,x}(w_{xB})) \\ \frac{E'_x}{V_{xA}} (q_{v,x}(s_{xA}, p_{xA}) - w_s A_s) \\ \frac{E'_x}{V_{xB}} (q_{v,x}(s_{xB}, p_{xB}) + w_s A_s) \\ w_s \\ \frac{1}{m_s} ((p_{xA} - p_{xB}) A_s - f_{spr}(s_s) - f_{fr}(w_s) - f_{jet}(s_s, p_A, p_B)) \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

angeben. Abbildung 5.5 zeigt den Vergleich dieses vereinfachten Modells mit dem vollständigen Modell anhand von Simulationsergebnissen. Es sind wieder die Antworten der Systeme auf einen Sprung des Tastverhältnisses von 30 % auf 40 % dargestellt. Die nur minimal erkennbaren Abweichungen zeigen, dass die Vereinfachung gerechtfertigt ist.

### 5.3 Modell mit konstanter Induktivität

Die in Abschnitt 3.2.5 angegebene Beschreibung des magnetischen Verkettungsflusses  $\Psi_x(i_x, s_x)$  benötigt für eine genaue Abbildung der komplexen Abhängigkeit vom Spulenstrom  $i_x$  und von der Schieberposition  $s_x$  63 Parameter. Aufgrund dieser sehr hohen Anzahl

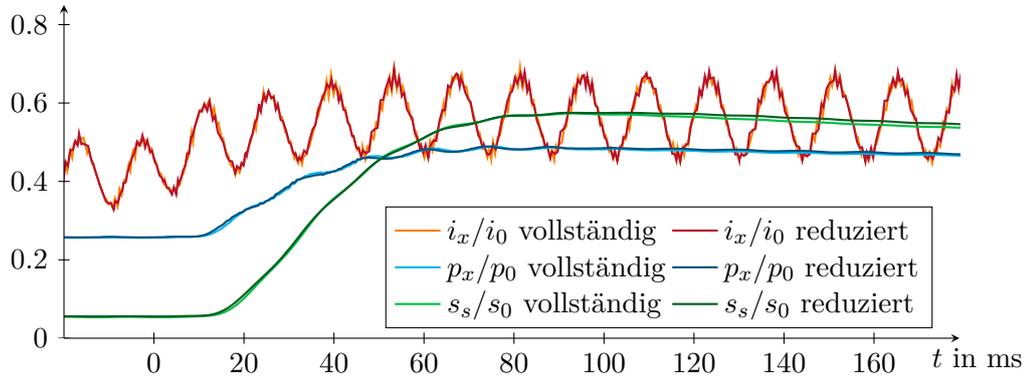


Abbildung 5.5: Sprungantwort des Modells mit reduzierter Magnetkraftdynamik im Vergleich zum vollständigen Modell.

$$i_0 = 750 \text{ mA}, p_0 = 25 \text{ bar}, s_0 = 6 \text{ mm}.$$

an Parametern für die differentielle Induktivität  $L_x(i_x, s_x)$  und die Wegableitung des Verkettungsflusses  $M_x(i_x, s_x)$  ist die Auswertung der Modellgleichungen (3.59) mit einem erheblichen Rechenaufwand verbunden. Im Regelbetrieb wird jedoch der Ventilschieber nur geringfügig von der Regelposition  $s_x = l_{c,x}$  ausgelenkt. Auch der Spulenstrom verbleibt im Normalfall immer in einem eingeschränkten Bereich, welcher durch die Anschläge der Hauptstufe und dessen Federvorspannung definiert wird. Aus diesem Grund wird in weiterer Folge untersucht, ob der komplexe Verlauf von  $L_x(i_x, s_x)$  bzw.  $M_x(i_x, s_x)$  durch konstante Werte approximiert werden kann. Dazu werden die differentielle Induktivität  $L_x(i_x, s_x)$  bzw. die Wegableitung des Verkettungsflusses  $M_x(i_x, s_x)$  in einem eingeschränkten Bereich von  $s_x$  und  $i_x$  betrachtet und für diese konstante Ersatzwerte  $L_{xf}$  bzw.  $M_{xf}$  bestimmt. Der betrachtete Bereich der Schieberposition wird mit  $s_x = 0.5 \dots 1.5 \text{ mm}$  so gewählt, dass die Regelposition  $l_{c,x} = 1.05 \text{ mm}$  näherungsweise in der Mitte liegt. Für den Strom wird der Bereich  $i_x = 300 \dots 600 \text{ mA}$  betrachtet, in dem sich der Kammerdruck um die Hälfte des Nenndrucks bewegt. Analog zur Vorgehensweise in Abschnitt 4.1.2 wird ein Least-Squares Problem formuliert, um die Verläufe von  $L_x(i_x, s_x)$  und  $M_x(i_x, s_x)$  in diesen Bereichen optimal im Sinne des quadratischen Fehlers durch die konstanten Parameter  $L_{xf}$  und  $M_{xf}$  zu approximieren.

In Abbildung 5.6 ist die differentielle Induktivität  $L_x(i_x, s_x)$  im betrachteten Bereich sowie der optimale Wert  $L_{xf}$  für die konstante Approximation dargestellt. Die Wegableitung des magnetischen Verkettungsflusses  $M_x(i_x, s_x)$  und deren approximierter Wert  $M_{xf}$  sind in Abbildung 5.7 zu sehen. Zur Beurteilung der Auswirkungen dieser Vereinfachung auf die Modellgüte wird wieder die Antwort des vereinfachten Modells auf einen Sprung des Tastverhältnisses von 30 % auf 40 % mit dem vollständigen Modell verglichen. Abbildung 5.8 zeigt das Ergebnis der Simulation dieses weiter vereinfachten Modells. Es ist im Vergleich zu den Abbildungen 5.1 und 5.5 keine weitere Verschlechterung der Modellgüte erkennbar. Die Approximation der Induktivität durch konstante Werte ist somit gerechtfertigt. Das vereinfachte Modell eignet sich somit zur Synthese der Steuer- und Regelungsalgorithmen, welche im nächsten Kapitel behandelt wird.

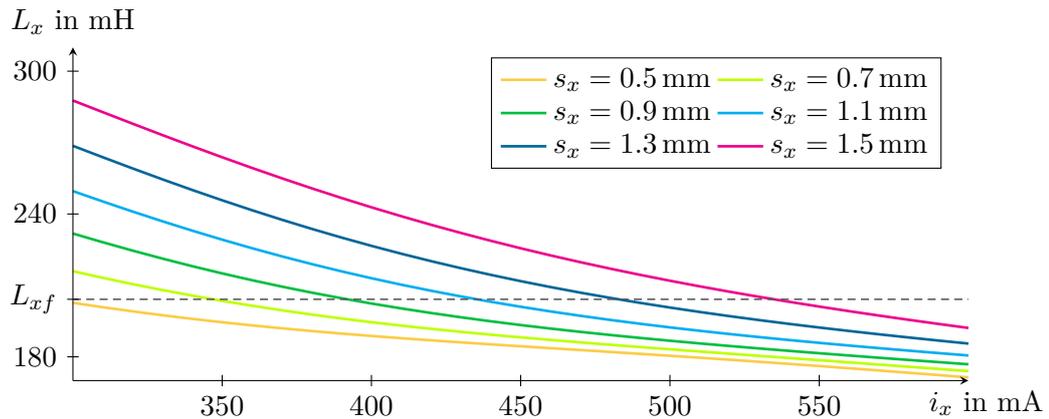


Abbildung 5.6: Approximation von  $L_x(i_x, s_x)$  durch den konstanten Wert  $L_{xf}$ .

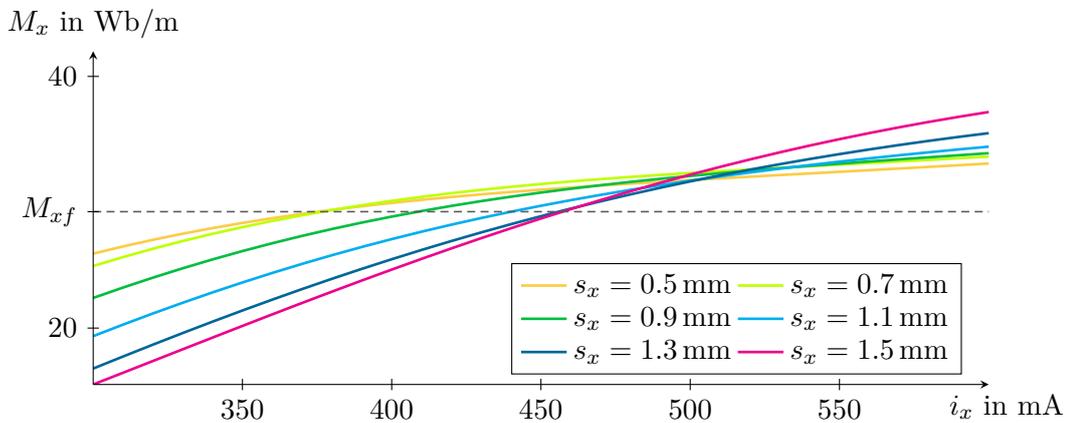


Abbildung 5.7: Approximation von  $M_x(i_x, s_x)$  durch den konstanten Wert  $M_{xf}$ .

## 5.4 Linearisiertes Modell

Betrachtet man die Modellgleichungen des vollständigen Systems (3.59), so erkennt man, dass in erster Linie die Druck- und die Stromdynamik der Pilotventile ein nichtlineares Verhalten zeigen. Der Schieber des Pilotventils wird jedoch im Allgemeinen nur geringfügig von der Regelposition  $s_x = l_{c,x}$  ausgelenkt. Daher wird in diesem Abschnitt untersucht, ob das Verhalten des Systems durch die Linearisierung um eine Ruhelage beschrieben werden

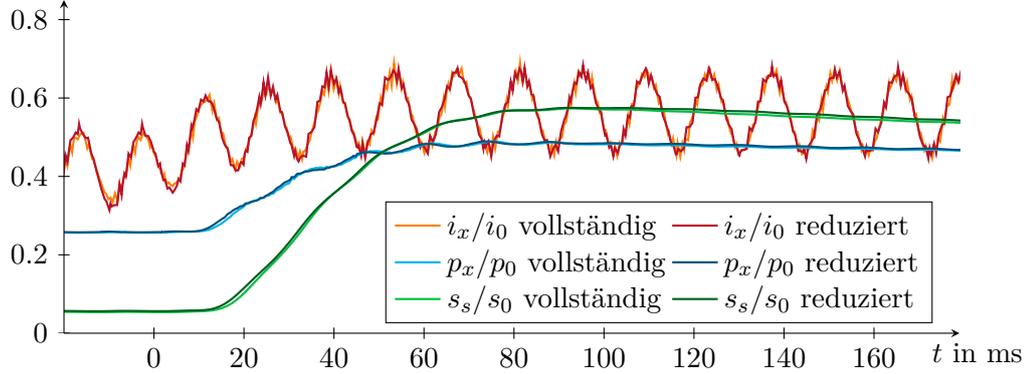


Abbildung 5.8: Sprungantwort des Modells mit konstanter Induktivität im Vergleich zum vollständigen Modell.  $i_0 = 750$  mA,  $p_0 = 25$  bar,  $s_0 = 6$  mm.

kann. Es wird dabei das gemäß den vorherigen Abschnitten vereinfachte System

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_{xf}} (u_{xA} - R_{xA}i_{xA} - M_{xf}w_{xA}) \\ \frac{1}{L_{xf}} (u_{xB} - R_{xB}i_{xB} - M_{xf}w_{xB}) \\ \frac{1}{c_f} (f_{mst,x}(i_{xA}) - f_{mag,xA}) \\ \frac{1}{c_f} (f_{mst,x}(i_{xB}) - f_{mag,xB}) \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xA} - p_{xA}A_x - f_{spr,x}(s_{xA}) - f_{fr,x}(w_{xA})) \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xB} - p_{xB}A_x - f_{spr,x}(s_{xB}) - f_{fr,x}(w_{xB})) \\ \frac{E'_x}{V_{xA}} (q_{v,x}(s_{xA}, p_{xA}) - w_s A_s) \\ \frac{E'_x}{V_{xB}} (q_{v,x}(s_{xB}, p_{xB}) + w_s A_s) \\ \frac{1}{m_s} ((p_{xA} - p_{xB}) A_s - f_{spr}(s_s) - f_{fr}(w_s)) \end{bmatrix} \quad (5.10)$$

mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [i_{xA} \quad i_{xB} \quad f_{mag,xA} \quad f_{mag,xB} \quad s_{xA} \quad w_{xA} \quad s_{xB} \quad w_{xB} \quad p_{xA} \quad p_{xB} \quad s_s \quad w_s]^T \quad (5.11)$$

und dem Stellgrößenvektor

$$\mathbf{u} = [u_{xA} \quad u_{xB}]^T \quad (5.12)$$

betrachtet. Für eine einfachere Darstellung der weiteren Analysen wird im Folgenden für die beiden Drücke an den Arbeitsanschlüssen sowie für den Versorgungs- und Tankdruck  $p_A = p_B = p_p = p_r = 0$  angenommen. Es treten damit keine Strömungskräfte auf. Auf die Aussagen zur Erreichbarkeit des linearisierten Systems hat dies, wie noch zu sehen sein wird, keinerlei Auswirkung.

Für die Linearisierung des Systems müssen zunächst dessen Ruhelagen berechnet werden. Diese werden mit (5.10) anhand der algebraischen Gleichungen

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}_R, \mathbf{u}_R) = \mathbf{0} \quad (5.13)$$

berechnet. Dabei ist zu beachten, dass die Gleichung  $q_{v,x}(s_x, p_x) = 0$  mehrere Lösungen besitzt. Sie ist erfüllt, wenn der Druck  $p_x$  dem Tankdruck  $p_{r,x}$  oder dem Versorgungsdruck  $p_{p,x}$  entspricht. Diese Fälle stellen jedoch keine sinnvoll gewählten Ruhelagen dar und werden daher nicht weiter betrachtet. Die sinnvolle Lösung für die Gleichung  $q_{v,x}(s_x, p_x) = 0$  ergibt sich bei der Regelposition  $s_x = l_{c,x}$ , bei der kein Öffnungsquerschnitt freigegeben wird. Die Ruhelagen des Systems können damit in der Form

$$\mathbf{x}_R = \begin{bmatrix} i_{xA,R} \\ i_{xB,R} \\ f_{mag,xA,R} \\ f_{mag,xB,R} \\ s_{xA,R} \\ w_{xA,R} \\ s_{xB,R} \\ w_{xB,R} \\ p_{xA,R} \\ p_{xB,R} \\ s_{s,R} \\ w_{s,R} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{u_{xA,R}}{R_{xA}} \\ \frac{u_{xB,R}}{R_{xB}} \\ f_{mst,x}(i_{xA,R}) \\ f_{mst,x}(i_{xB,R}) \\ l_{c,x} \\ 0 \\ l_{c,x} \\ 0 \\ f_{mst,x}(i_{xA,R}) - f_{spr,x}(s_{xA,R}) \\ f_{mst,x}(i_{xB,R}) - f_{spr,x}(s_{xB,R}) \\ f_{spr}^{-1}((p_{xA,R} - p_{xB,R}) A_s) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

mit der Umkehrfunktion der Federkraft

$$f_{spr}^{-1}(x) = \begin{cases} \frac{1}{k_s}(x - k_{0,s}), & x > k_{0,s} \\ \frac{1}{k_s}(x + k_{0,s}), & x < -k_{0,s} \\ 0, & -k_{0,s} \leq x \leq k_{0,s} \end{cases} \quad (5.15)$$

angegeben werden. Hier ist anzumerken, dass durch die Vernachlässigung der Strömungskräfte die Berechnung der Ruhelage von  $s_s$  wesentlich vereinfacht wurde, da ansonsten eine im Allgemeinen nichtlineare Gleichung in  $s_s$  gelöst werden müsste, dessen Komplexität durch den Verlauf der Öffnungsflächen des Ventilschiebers der Hauptstufe bestimmt ist.

Im nächsten Schritt wird das um eine allgemeine Ruhelage linearisierte System in der Form

$$\Delta \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \Delta \mathbf{x} + \mathbf{B} \Delta \mathbf{u} \quad (5.16)$$

berechnet. Die Matrizen  $\mathbf{A}$  und  $\mathbf{B}$  sind die an der Ruhelage ausgewerteten Jakobimatrizen

$$\mathbf{A} = \left. \frac{\partial \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_R, \mathbf{u}=\mathbf{u}_R} \quad (5.17a)$$

$$\mathbf{B} = \left. \frac{\partial \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{u}} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_R, \mathbf{u}=\mathbf{u}_R} \quad (5.17b)$$

Zunächst wird jedoch die Linearisierung der Differentialgleichungen für die Druckdynamik untersucht. Die an der Ruhelage ausgewerteten partiellen Ableitungen nach der



Für die Verwendung des linearisierten Modells als Entwurfsmodell für die Entwicklung von Steuer- und Regelungsstrategien muss die Erreichbarkeit des linearisierten Modells gegeben sein. Dies kann anhand der Erreichbarkeitsmatrix

$$\mathcal{R}(\mathbf{A}, \mathbf{B}) = \begin{bmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{A}\mathbf{B} & \mathbf{A}^2\mathbf{B} & \dots & \mathbf{A}^{11}\mathbf{B} \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

überprüft werden. Für die vollständige Erreichbarkeit muss diese den Rang  $n$  besitzen, wobei  $n$  die Ordnung des Systems bezeichnet. Durch Einsetzen von (5.21) und (5.22) in (5.23) erhält man

$$\text{rang}(\mathcal{R}(\mathbf{A}, \mathbf{B})) = 8 < n . \quad (5.24)$$

Dieses Ergebnis ist direkt ersichtlich, da die Einträge in den letzten 4 Zeilen der Erreichbarkeitsmatrix alle gleich 0 sind und der Rang mit der vorliegenden Eingangsmatrix  $\mathbf{B}$  nicht größer als 8 sein kann. Somit ist das linearisierte System nicht vollständig erreichbar. Zur Plausibilisierung dieser Erkenntnis betrachte man die Systemmatrizen (5.21) und (5.22). Durch (5.20a) werden die Kammerdrücke weder durch die Eingänge noch durch die weiteren Zustände der Pilotventile beeinflusst. Somit kann in weiterer Folge die Bewegung der Hauptstufe nicht durch den Eingang gesteuert werden. Das Problem könnte für das linearisierte System vermieden werden, indem die Öffnungsfläche  $A_{d,x}(s_x)$  durch einen Verlauf mit einer endlichen Steigung bei  $s_x = l_{c,x}$  approximiert wird. Dies liefert jedoch aufgrund der Nichtlinearität in diesem Bereich, in welchem der Großteil der Bewegungen stattfindet, ebenfalls keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Zudem führt eine hinreichend genaue Approximation des Verlaufs mit einer endlichen, aber immer noch kleinen Steigung bei  $s_x = l_{c,x}$  trotzdem zu einem linearen System mit sehr schlechter Steuerbarkeit. Eine zusätzliche Schwierigkeit stellt die Berücksichtigung der linksseitigen und rechtsseitigen Linearisierung aufgrund der Strukturumschaltung von  $\Gamma_x(s_x, p_x)$  an diesem Punkt dar. In Folge dieser Erkenntnisse und Überlegungen ist ersichtlich, dass sich ein linearisiertes Modell nicht für die Entwicklung von Steuer- und Regelungsstrategien eignet.

## 6 Regelungsstrategien

In diesem Kapitel wird der Entwurf von Steuerungs- und Regelungskonzepten für das betrachtete Mobilventil behandelt. Es wird dabei das Ziel verfolgt, den Ventilschieber der Hauptstufe möglichst schnell und genau an eine vorgegebenen Soll-Position zu führen. Als Ausgangspunkt für den Entwurf dient das in Kapitel 5 angegebene, reduzierte mathematische Modell des Systems. Bei dem betrachteten Mobilventil weist die Zentrierfeder der Hauptstufe mit  $k_{0,s} = 117.30 \text{ N}$  eine starke Vorspannung auf. In herkömmlichen Systemen ist dies notwendig, damit im Fehlerfall bei einer Notabschaltung des Systems der Ventilschieber in die sichere Mittelstellung geführt wird. Die dadurch entstehende tote Zone ist im Allgemeinen für den Entwurf von Steuerungs- und Regelungsstrategien sehr problematisch und kann nur bedingt systematisch berücksichtigt werden. Durch diese Einschränkung kann das dynamische Potential des Systems nicht ausgenutzt werden. Auf die Sicherheitsfunktion der Federvorspannung kann jedoch verzichtet werden, wenn die Sicherheit durch die das Ventil umgebende Beschaltung gewährleistet wird, siehe hierfür z. B. die in [1] vorgestellte Hydraulikarchitektur. In den folgenden Betrachtungen wird daher eine nicht vorgespannte Feder mit  $k_{0,s} = 0$  angenommen. Das System vereinfacht sich damit zu

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_{xf}} (u_{xA} - R_{xA}i_{xA} - M_{xf}w_{xA}) \\ \frac{1}{L_{xf}} (u_{xB} - R_{xB}i_{xB} - M_{xf}w_{xB}) \\ \frac{1}{c_f} (f_{mst,x}(i_{xA}) - f_{mag,xA}) \\ \frac{1}{c_f} (f_{mst,x}(i_{xB}) - f_{mag,xB}) \\ w_{xA} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xA} - p_{xA}A_x - k_{0,x} - k_x s_{xA} - d_{v,x}w_{xA}) \\ w_{xB} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xB} - p_{xB}A_x - k_{0,x} - k_x s_{xB} - d_{v,x}w_{xB}) \\ \frac{E'_x}{V_{xA}} (q_{v,x}(s_{xA}, p_{xA}) - w_s A_s) \\ \frac{E'_x}{V_{xB}} (q_{v,x}(s_{xB}, p_{xB}) + w_s A_s) \\ w_s \\ \frac{1}{m_s} ((p_{xA} - p_{xB}) A_s - k_s s_s - d_v w_s - f_{jet}(s_s, p_A, p_B)) \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [i_{xA} \quad i_{xB} \quad f_{mag,xA} \quad f_{mag,xB} \quad s_{xA} \quad w_{xA} \quad s_{xB} \quad w_{xB} \quad p_{xA} \quad p_{xB} \quad s_s \quad w_s]^T \quad (6.2)$$

und dem Stellgrößenvektor

$$\mathbf{u} = [u_{xA} \quad u_{xB}]^T \quad (6.3)$$

Die Drücke an den Anschlüssen A und B werden als externe Größen in dem Vektor

$$\mathbf{p} = [p_A \quad p_B]^T \quad (6.4)$$

berücksichtigt.

Im ersten Schritt wird das ungeregelte System mit einer stationären Vorsteuerung betrachtet. Im Anschluss daran wird gezeigt, dass die Dynamik des Systems durch einen zusätzlichen Positionsregler signifikant beschleunigt werden könnte. In der Einleitung wurde jedoch bereits erwähnt, dass der Einbau eines dafür erforderlichen Wegmesssystems für den Ventilhersteller problematisch ist. Ebenso ist die messtechnische Erfassung der Vorsteuerdrücke  $p_{xA}$  und  $p_{xB}$  bei dem betrachteten Ventil nicht möglich, da dies für den Serieneinsatz zu teuer und hierfür eine Neukonstruktion erforderlich wäre. Als Messgrößen stehen daher lediglich die Spulenströme zur Verfügung. Aus diesem Grund wird in weiterer Folge eine modellbasierte Steuerung entworfen, um die Dynamik des Ventils auch ohne eine Regelung verbessern zu können. Die entwickelten Methoden und Algorithmen werden anhand des vollständigen Simulationsmodells verifiziert. Bei einer reinen Vorsteuerung wird jedoch die stationäre Position des Ventilschiebers sehr stark von den Widerständen der Magnetspulen beeinflusst, welche sich mit der Temperatur ändern. Zum Ausgleich dieser Temperaturschwankungen wird daher zusätzlich ein Parameterschätzer entworfen. Abschließend wird ein Konzept zur Steuerung und Regelung der Spulenströme gezeigt, welches eine deutlich einfachere Methode zur Verbesserung der Ventildynamik darstellt. Diese wurde auf einem Steuergerät implementiert und am realen System getestet.

## 6.1 Stationäre Vorsteuerung

In Abschnitt 4.4 wurden Messungen gezeigt, welche das dynamische Verhalten des ungeregelten Mobilventils darstellen. Bei dem betrachteten System besteht ein stationärer Zusammenhang zwischen der Position des Ventilschiebers der Hauptstufe, welche im Weiteren auch als Ausgang  $y_1 = s_s$  bezeichnet wird, und den Eingangsspannungen. Im Folgenden wird eine stationäre Vorsteuerung gezeigt, welche aus dem Sollwert für die Schieberposition  $y_{1,soll}$  die hierfür erforderlichen stationären Stellgrößen  $\mathbf{u}^s$  berechnet. Diese werden durch Nullsetzen der Zeitableitungen der Zustandsgrößen nach (6.1) aus den Gleichungen  $\mathbf{f}(\mathbf{x}^s, \mathbf{u}^s) = \mathbf{0}$  mit den stationären Zuständen  $\mathbf{x}^s$  berechnet. Für die Position des Ventilschiebers erhält man aus der Gleichung für das Kräftegleichgewicht

$$k_s y_1 = (p_{xA} - p_{xB}) A_s - f_{jet}(y_1, p_A, p_B) . \quad (6.5)$$

Die Schieberposition wird somit durch die Differenz der beiden Kammerdrücke bestimmt, welche beide unabhängig durch die beiden Pilotventile eingestellt werden können. Es besteht daher ein Freiheitsgrad für die Stellgrößen. Dieser wird in weiterer Folge zur Steuerung eines zweiten Ausgangs genutzt, der in Form des Summendrucks

$$y_2 = p_{xA} + p_{xB} \quad (6.6)$$

gewählt wird. Zur Berechnung der zugehörigen Spannungen  $u_{xA}^s$  und  $u_{xB}^s$  werden zunächst aus (6.5) und (6.6) die Sollwerte der Kammerdrücke

$$p_{xA}^s = \frac{1}{2A_s} (A_s y_{2,soll} + k_s y_{1,soll} + f_{jet}(y_{1,soll}, p_A, p_B)) \quad (6.7a)$$

$$p_{xB}^s = \frac{1}{2A_s} (A_s y_{2,soll} - k_s y_{1,soll} - f_{jet}(y_{1,soll}, p_A, p_B)) \quad (6.7b)$$

anhand der Sollwerte  $y_{1,soll}$  und  $y_{2,soll}$  berechnet. Des Weiteren gilt im stationären Fall  $s_{xA} = s_{xB} = l_{c,x}$  und man erhält damit die Sollwerte für die Magnetkraft

$$f_{mag,xA}^s = p_{xA}^s A_x + k_x l_{c,x} + k_{0,x} \quad (6.8a)$$

$$f_{mag,xB}^s = p_{xB}^s A_x + k_x l_{c,x} + k_{0,x} . \quad (6.8b)$$

Unter der Annahme, dass die Pilotventile im linearen Bereich der Magnetkraft  $i_x \geq c_{lin}$  betrieben werden, können die Eingangsspannungen in der Form (siehe (3.30))

$$u_{xA}^s = \frac{R_{xA}}{c_1} (f_{mag,xA}^s - c_0) \quad (6.9a)$$

$$u_{xB}^s = \frac{R_{xB}}{c_1} (f_{mag,xB}^s - c_0) \quad (6.9b)$$

angegeben werden.

Werden für die Pilotventile gleiche Werte des ohmschen Widerstands angenommen,  $R_{xA} = R_{xB} = R_x$ , gilt mit (6.7), (6.8) und (6.9) des Weiteren

$$u_{xA}^s - u_{xB}^s = \frac{R_x}{c_1} \frac{A_x}{A_s} (k_s y_{1,soll} + f_{jet}(y_{1,soll}, p_A, p_B)) \quad (6.10a)$$

$$u_{xA}^s + u_{xB}^s = \frac{R_x}{c_1} (A_x y_{2,soll} + 2k_x l_{c,x} - 2c_0 + 2k_{0,x}) . \quad (6.10b)$$

Führt man eine Stellgrößentransformation der Form

$$u_\Sigma = u_{xA} + u_{xB} \quad (6.11a)$$

$$u_\Delta = u_{xA} - u_{xB} \quad (6.11b)$$

ein, können die beiden Ausgänge  $y_1$  und  $y_2$  daher voneinander unabhängig mit der Differenzspannung  $u_\Delta$  und der Summenspannung  $u_\Sigma$  gesteuert werden.

Abbildung 6.1 zeigt die Reaktion des mit (6.9) bzw. (6.10) gesteuerten Systems auf Sprünge der Sollposition. Das Mobilventil wird dabei ohne einer an den Steuerkanten des Ventilschiebers der Hauptstufe anliegenden Druckdifferenz, und somit ohne Strömungskräfte, betrachtet. Für den Summendruck wurde ein konstanter Sollwert von  $y_{2,soll} = 25$  bar vorgegeben, welcher dem Nenndruck der Pilotventile entspricht. Die Verläufe der Sprungantworten zeigen die Eigendynamik des Systems und dienen in weiterer Folge als Referenz für die Güte der Steuerungs- und Regelungskonzepte.

## 6.2 Stationäre Vorsteuerung mit überlagertem Regler

Zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens wird die stationäre Vorsteuerung im nächsten Schritt um einen einfachen Ausgangsregler für den Fehler der Schieberposition  $e_s = y_{1,soll} - s_s$  erweitert. Bei dem in Serie hergestellten Ventil kann die Position  $s_s$  nicht gemessen werden. Daher wird die in diesem Abschnitt entworfene Regelung ausschließlich am Simulationsmodell getestet und dient in weiterer Folge als Referenz zur Beurteilung der in den folgenden Abschnitten vorgestellten Konzepte. Das Ausgangssignal  $u_x^R$  des

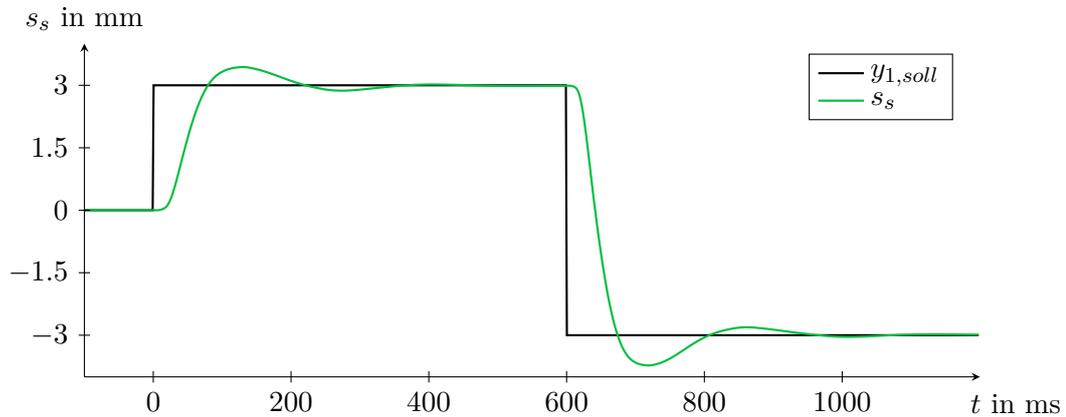


Abbildung 6.1: Dynamik des Systems mit stationärer Vorsteuerung.

Reglers wird additiv auf die Differenz der Eingangsspannungen  $u_\Delta$  aufgeschaltet. Für die einzelnen Steuerspannungen ergibt sich damit

$$u_{xA} = u_{xA}^s + \frac{1}{2}u_x^R \quad (6.12a)$$

$$u_{xB} = u_{xB}^s - \frac{1}{2}u_x^R . \quad (6.12b)$$

In Abbildung 6.2 ist die Struktur der stationären Vorsteuerung samt Positionsregler als Blockschaltbild dargestellt. Bei exakter Kenntnis der Modellparameter gewährleistet

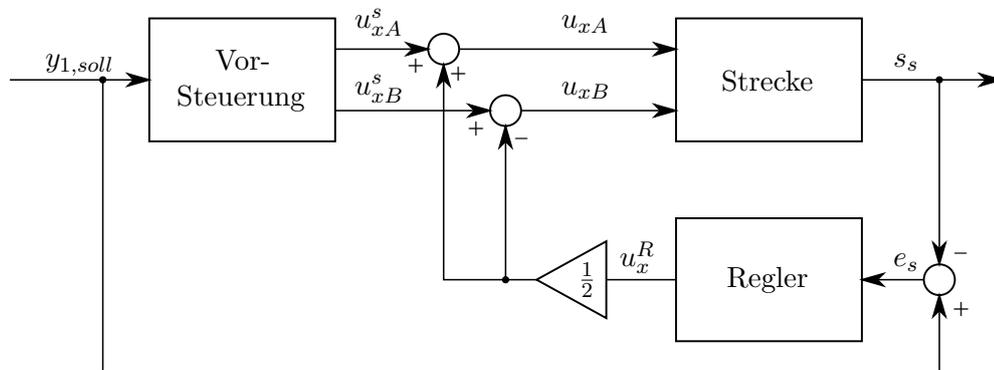


Abbildung 6.2: Blockschaltbild zur stationären Vorsteuerung mit Regler.

die Vorsteuerung, dass für die stationäre Regelabweichung  $e_s = 0$  gilt. Es wird daher ein PD-Regler in der Form

$$G_{PD}(s) = K_p \left( 1 + \frac{1 + sT_v}{1 + sT_p} \right) \quad (6.13)$$

mit der Verstärkung  $K_p$ , der Vorhaltzeit  $T_v$  und einem Realisierungsterm mit der Zeitkonstante  $T_p$  gewählt. Die Reglerparameter werden mit dem Verfahren nach Ziegler und

Nichols, siehe hierzu [28], [29], experimentell anhand des vollständigen Simulationsmodells eingestellt.

In Abbildung 6.3 sind die Sprungantworten des Systems mit stationärer Vorsteuerung und dem PD Regler dargestellt. Bei dieser Simulation wurde der Regler zeitdiskret

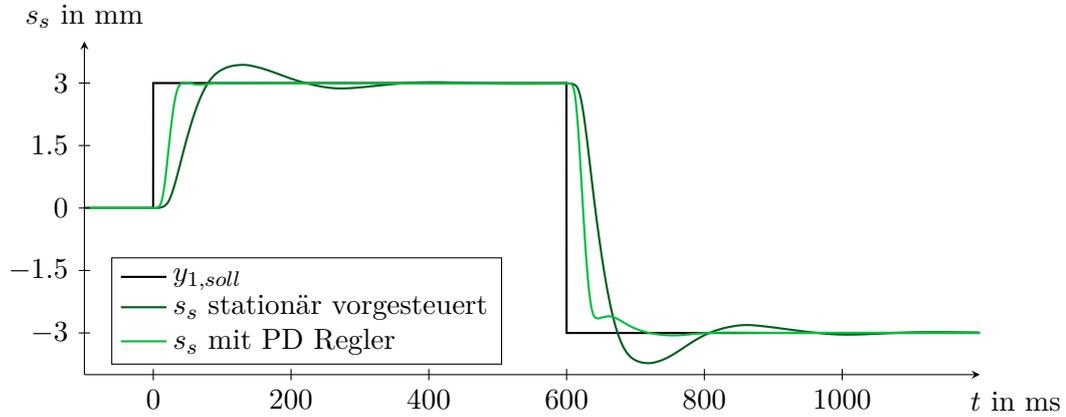


Abbildung 6.3: Dynamik des Systems mit stationärer Vorsteuerung und PD Regler.

Formelsymbol	Wert
$K_p$	770.00
$T_v$	$21.33 \cdot 10^{-3}$
$T_p$	$1.00 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 6.1: Parameter des PD Reglers.

mit einer Abtastzeit von  $T_s = 1$  ms implementiert. Die gewählten Parameter sind in Tabelle 6.1 angegeben. Zum Vergleich ist der Verlauf der reinen stationären Vorsteuerung eingezeichnet. Man erkennt, dass der Regler das Systemverhalten signifikant verbessert. Die Anstiegszeit kann dadurch deutlich verkürzt und gleichzeitig das Überschwingen gedämpft werden. Abbildung 6.4 zeigt die zugehörigen Stellgrößen. Diese wurden dabei auf den bei mobilen Arbeitsmaschinen typischen beschränkten Spannungsbereich von  $u_x = 0 \dots 24$  V limitiert.

### 6.3 Flachheitsbasierte Vorsteuerung

Im Folgenden wird eine dynamische Vorsteuerung entwickelt, welche im Gegensatz zur eben gezeigten Ausgangsregelung keine zusätzlichen Sensoren benötigt. Diese wird auf Basis einer flachheitsbasierten Parametrierung der Systemzustände entworfen. Die mathematischen Grundlagen für diese Vorgangsweise sind z. B. in [18]–[20] beschrieben. Als Ausgangspunkt für die folgenden Herleitungen dient das vereinfachte Modell nach (6.1). Dieses wird

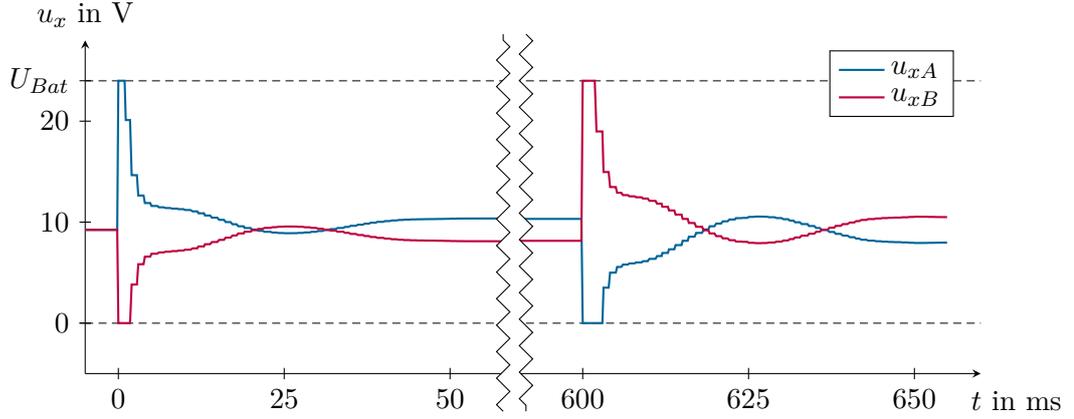


Abbildung 6.4: Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.3.

zunächst in der Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}) + \mathbf{g}_1(\mathbf{x}) u_1 + \mathbf{g}_2(\mathbf{x}) u_2 \quad (6.14a)$$

$$y_1 = h_1(\mathbf{x}) \quad (6.14b)$$

$$y_2 = h_2(\mathbf{x}) \quad (6.14c)$$

mit dem Zustandsvektor  $\mathbf{x}$  nach (6.2) angegeben. Die Eingänge  $u_1 = u_{xA}$  und  $u_2 = u_{xB}$  entsprechen dabei den Spulenspannungen der Pilotventile. Durch die getroffenen Vereinfachungen des reduzierten Modells (6.1) sind die Vektorfelder  $\mathbf{g}_1$  und  $\mathbf{g}_2$  unabhängig von den Zustandsgrößen  $\mathbf{x}$  und lauten

$$\mathbf{g}_1 = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_{xf}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (6.15a)$$

$$\mathbf{g}_2 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{L_{xf}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T. \quad (6.15b)$$

Das Vektorfeld  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  lässt sich in der Form

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_{xf}} (-R_{xA} i_{xA} - M_{xf} w_{xA}) \\ \frac{1}{L_{xf}} (-R_{xB} i_{xB} - M_{xf} w_{xB}) \\ \frac{1}{c_f} (f_{mst,x}(i_{xA}) - f_{mag,xA}) \\ \frac{1}{c_f} (f_{mst,x}(i_{xB}) - f_{mag,xB}) \\ w_{xA} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xA} - p_{xA} A_x - k_{0,x} - k_x s_{xA} - d_{v,x} w_{xA}) \\ w_{xB} \\ \frac{1}{m_x} (f_{mag,xB} - p_{xB} A_x - k_{0,x} - k_x s_{xB} - d_{v,x} w_{xB}) \\ \frac{E'_x}{V_{xA}} (q_{v,x}(s_{xA}, p_{xA}) - w_s A_s) \\ \frac{E'_x}{V_{xB}} (q_{v,x}(s_{xB}, p_{xB}) + w_s A_s) \\ w_s \\ \frac{1}{m_s} ((p_{xA} - p_{xB}) A_s - k_s s_s - d_v w_s - f_{jet}(s_s, p_A, p_B)) \end{bmatrix} \quad (6.16)$$

angeben. Für die Ausgangsgrößen  $y_1$  und  $y_2$  in (6.14) werden wie im vorhergehenden Abschnitt die Schieberposition der Hauptstufe sowie die Summe der Kammerdrücke

$$h_1(\mathbf{x}) = s_s \quad (6.17a)$$

$$h_2(\mathbf{x}) = p_{xA} + p_{xB} \quad (6.17b)$$

gewählt.

Die letzte Zeile von (6.16) enthält die Strömungskräfte  $f_{jet}(s_s, p_A, p_B)$ , wobei  $p_A$  und  $p_B$  als externe Zeitsignale beschrieben werden. Für eine dynamische Berücksichtigung dieser Kräfte in der Vorsteuerung ist mit (3.11) die Kenntnis der mehrfach nach der Zeit abgeleiteten Drücke  $p_A$  und  $p_B$  an den Arbeitsanschlüssen erforderlich. Diese stehen jedoch im Allgemeinen nicht zur Verfügung und können aufgrund der höheren Ableitungen auch nicht durch numerische Differentiation der Messwerte ermittelt werden. Eine systematische Berücksichtigung der Strömungskräfte erfordert daher die Einbeziehung des dynamischen Verhaltens des umliegenden Systems wie z. B. eines Hydraulikzylinders. Dies wird im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht, weswegen die Strömungskräfte in weiterer Folge nur stationär mit der Annahme

$$\dot{f}_{jet}(s_s, p_A, p_B) = 0 \quad (6.18)$$

in der Vorsteuerung berücksichtigt werden. Die Auswirkungen dieser Vereinfachung werden am Schluss dieses Abschnitts untersucht.

Für den Entwurf der Vorsteuerung wird im ersten Schritt untersucht, ob das System (6.14) mit den Ausgängen (6.17) exakt eingangs-zustandslinearisierbar ist. Dafür muss der vektorielle relative Grad  $r = r_1 + r_2$  der Ordnung  $n$  des Systems entsprechen. In diesem Fall enthält das System keine Nulldynamik und das Stellgesetz kann ausschließlich aus den Systemausgängen und deren Zeitableitungen parametrisiert werden. Weist das System bezüglich der Ausgänge  $y_1$  und  $y_2$  die relativen Grade  $r_1$  und  $r_2$  auf, müssen die Bedingungen

$$L_{\mathbf{g}_j} L_{\mathbf{f}}^k h_i(\mathbf{x}) = 0, \quad j = 1, 2, \quad i = 1, 2, \quad k = 0, \dots, r_i - 2 \quad (6.19)$$

erfüllt sein. Dabei bezeichnen  $L_{\mathbf{f}} h$  bzw.  $L_{\mathbf{g}_j} h$  die Lie-Ableitungen der skalaren Funktion  $h(\mathbf{x})$  entlang des Vektorfeldes  $\mathbf{f}(\mathbf{x})$  bzw.  $\mathbf{g}_j(\mathbf{x})$ . Darüber hinaus muss die Entkopplungsmatrix

$$\mathbf{D}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} L_{\mathbf{g}_1} L_{\mathbf{f}}^{r_1-1} h_1(\mathbf{x}) & L_{\mathbf{g}_2} L_{\mathbf{f}}^{r_1-1} h_1(\mathbf{x}) \\ L_{\mathbf{g}_1} L_{\mathbf{f}}^{r_2-1} h_2(\mathbf{x}) & L_{\mathbf{g}_2} L_{\mathbf{f}}^{r_2-1} h_2(\mathbf{x}) \end{bmatrix} \quad (6.20)$$

regulär sein. Aufgrund der Bedingungen (6.19) tritt für ein System mit dem relativen Grad  $r_i$  ein Eingang  $u_j$  zum ersten Mal in der  $r_i$ -ten Zeitableitung des Ausgangs  $y_i$  explizit auf. Betrachtet man die Zeitableitungen des Ausgangs  $y_1 = s_s$ , erkennt man, dass in der zweiten Ableitung das erste Mal die Kammerdrücke  $p_{xA}$  und  $p_{xB}$  auftreten. Des Weiteren enthält die dritte Ableitung mit  $A_{d,x}(s_x)$  zum ersten Mal die Positionen der Pilotventilschieber  $s_{xA}$  und  $s_{xB}$ , die fünfte Ableitung die Magnetkräfte  $f_{mag,xA}$  und  $f_{mag,xB}$  und die sechste Ableitung über  $f_{mst,x}(i_x)$  die Spulenströme  $i_{xA}$  und  $i_{xB}$ . Damit ist ersichtlich, dass erst in der siebenten Ableitung die Eingänge  $u_{xA}$  und  $u_{xB}$  erscheinen und sich der relative Grad

des Ausgangs  $y_1$  zu  $r_1 = 7$  ergibt. Für den Ausgang  $y_2 = p_{xA} + p_{xB}$  erhält man aus der selben Überlegung  $r_2 = 5$ . Damit entspricht vektorielle relative Grad  $r = 12$  der Ordnung  $n$  des Systems. Hierbei muss jedoch noch die Regularität der Entkopplungsmatrix (6.20) gezeigt werden. Dies wird im Rahmen der Berechnung des Stellgesetzes in Abschnitt 6.3.2 behandelt.

Im folgenden Unterabschnitt werden zunächst die Zeitableitungen der Systemausgänge berechnet und daraus ein Stellgesetz ermittelt. Anschließend wird die für die Berechnung der Stellgrößen notwendige Regularität der Entkopplungsmatrix untersucht. Danach wird die inverse Zustandstransformation zur Parametrierung der Systemgrößen aus den Ausgängen und deren Zeitableitungen berechnet. In weiterer Folge wird ein Trajektoriengenerator angegeben und die entwickelte Steuerung am Simulationsmodell verifiziert. Im darauffolgenden Unterabschnitt wird eine systematische Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung entwickelt. Anschließend wird die Funktion der entwickelten Algorithmen unter Berücksichtigung einer zeitdiskreten Implementierung sowie der Ansteuerung mit PWM und überlagertem Dither getestet. Abschließend werden Simulationsstudien zur Untersuchung der Robustheit des Systems gegenüber Parameterschwankungen sowie des Verhaltens des Gesamtsystems bei sinusförmigen Sollwertverläufen und auftretenden Strömungskräften durchgeführt.

### 6.3.1 Herleitung des Stellgesetzes

Das Stellgesetz wird aus den  $r_i$ -ten zeitlichen Ableitungen der Ausgänge  $y_i$  berechnet, da hier zum ersten Mal die Eingänge  $u_i$  auftreten. Mit den für das betrachtete System ermittelten Werten  $r_1 = 7$  und  $r_2 = 5$  werden daher sieben Zeitableitungen von  $y_1$  sowie fünf Zeitableitungen von  $y_2$  benötigt. Aufgrund der hohen Ordnung erhält man dafür sehr große und umfangreiche Ausdrücke. Aus diesem Grund werden im Folgenden die Systemgrößen und Funktionen sowie deren Ableitungen nicht in die Ausdrücke eingesetzt, sondern gesondert angegeben. Dies ermöglicht eine übersichtliche Darstellung der auftretenden Ausdrücke. Die Zeitableitungen des Ausgangs  $y_1$  berechnen sich mit der Bewegungsgleichung des Schiebers der Hauptstufe und mit (6.18) zu

$$\begin{aligned}
 y_1 &= s_s \\
 \dot{y}_1 &= w_s \\
 \ddot{y}_1 &= \frac{1}{m_s} (A_s (p_{xA} - p_{xB}) - k_s s_s - d_v \dot{s}_s - f_{jet}(s_s, p_A, p_B)) \\
 y_1^{(3)} &= \frac{1}{m_s} (A_s (\dot{p}_{xA} - \dot{p}_{xB}) - k_s \dot{s}_s - d_v \ddot{s}_s) \\
 &\vdots \\
 y_1^{(7)} &= \frac{1}{m_s} \left( A_s \left( p_{xA}^{(5)} - p_{xB}^{(5)} \right) - k_s s_s^{(5)} - d_v s_s^{(6)} \right) .
 \end{aligned} \tag{6.21}$$

Die zeitlichen Ableitungen des Ausgangs  $y_2$  lauten

$$\begin{aligned} y_2 &= p_{xA} + p_{xB} \\ \dot{y}_2 &= \dot{p}_{xA} + \dot{p}_{xB} \\ &\vdots \\ y_2^{(5)} &= p_{xA}^{(5)} + p_{xB}^{(5)}. \end{aligned} \quad (6.22)$$

Die Zeitableitungen der Kammerdrücke können durch Differenzieren der vereinfachten Druckaufbaugleichung in (6.16) aus

$$\begin{aligned} \dot{p}_{xA} &= \frac{E'_x}{V_{xA}} (q_{v,x}(s_{xA}, p_{xA}) - \dot{s}_s A_s) \\ &\vdots \\ p_{xA}^{(5)} &= \frac{E'_x}{V_{xA}} (q_{v,x}^{(4)}(s_{xA}, p_{xA}) - s_s^{(5)} A_s) \end{aligned} \quad (6.23a)$$

und

$$\begin{aligned} \dot{p}_{xB} &= \frac{E'_x}{V_{xB}} (q_{v,x}(s_{xB}, p_{xB}) + \dot{s}_s A_s) \\ &\vdots \\ p_{xB}^{(5)} &= \frac{E'_x}{V_{xB}} (q_{v,x}^{(4)}(s_{xB}, p_{xB}) + s_s^{(5)} A_s) \end{aligned} \quad (6.23b)$$

berechnet werden. Die folgenden Zusammenhänge sind für beide Pilotventile identisch. Sie sind in diesem Abschnitt daher nur einmal angeführt. Die Zeitableitungen des Volumenstroms  $q_{v,x}(s_x, p_x)$  können mit der Blendengleichung (3.47) in der Form

$$\dot{q}_{v,x} = \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\dot{A}_{d,x} \Gamma_x + A_{d,x} \dot{\Gamma}_x) \quad (6.24a)$$

$$\ddot{q}_{v,x} = \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\ddot{A}_{d,x} \Gamma_x + 2\dot{A}_{d,x} \dot{\Gamma}_x + A_{d,x} \ddot{\Gamma}_x) \quad (6.24b)$$

$$q_{v,x}^{(3)} = \sqrt{\frac{2}{\rho}} (A_{d,x}^{(3)} \Gamma_x + 3\ddot{A}_{d,x} \dot{\Gamma}_x + 3\dot{A}_{d,x} \ddot{\Gamma}_x + A_{d,x} \Gamma_x^{(3)}) \quad (6.24c)$$

$$q_{v,x}^{(4)} = \sqrt{\frac{2}{\rho}} (A_{d,x}^{(4)} \Gamma_x + 4A_{d,x}^{(3)} \dot{\Gamma}_x + 6\ddot{A}_{d,x} \ddot{\Gamma}_x + 4\dot{A}_{d,x} \Gamma_x^{(3)} + A_{d,x} \Gamma_x^{(4)}) \quad (6.24d)$$

angegeben werden. Für die Berechnung der Zeitableitungen von  $\Gamma_x(s_x, p_x)$  aus dessen Definition nach (3.46) wird in weiterer Folge die Unstetigkeit bei  $s_x = l_{c,x}$  vernachlässigt

und  $\frac{\partial \Gamma_x(s_x, p_x)}{\partial s_x} = 0$  angenommen. Damit erhält man die Zusammenhänge

$$\dot{\Gamma}_x = \frac{\partial \Gamma_x}{\partial p_x} \dot{p}_x \quad (6.25a)$$

$$\ddot{\Gamma}_x = \frac{\partial^2 \Gamma_x}{\partial p_x^2} \dot{p}_x^2 + \frac{\partial \Gamma_x}{\partial p_x} \ddot{p}_x \quad (6.25b)$$

$$\Gamma_x^{(3)} = \frac{\partial^3 \Gamma_x}{\partial p_x^3} \dot{p}_x^3 + 3 \frac{\partial^2 \Gamma_x}{\partial p_x^2} \dot{p}_x \ddot{p}_x + \frac{\partial \Gamma_x}{\partial p_x} p_x^{(3)} \quad (6.25c)$$

$$\Gamma_x^{(4)} = \frac{\partial^4 \Gamma_x}{\partial p_x^4} \dot{p}_x^4 + 6 \frac{\partial^3 \Gamma_x}{\partial p_x^3} \dot{p}_x^2 \ddot{p}_x + 3 \frac{\partial^2 \Gamma_x}{\partial p_x^2} \ddot{p}_x^2 + 4 \frac{\partial^2 \Gamma_x}{\partial p_x^2} \dot{p}_x p_x^{(3)} + \frac{\partial \Gamma_x}{\partial p_x} p_x^{(4)} . \quad (6.25d)$$

Für die partiellen Ableitungen von  $\Gamma_x(s_x, p_x)$  nach  $p_x$  erhält man aus (3.46) für  $s_x < l_{c,x}$

$$\frac{\partial \Gamma_x}{\partial p_x} = \frac{\alpha_{r,x}}{2\sqrt{p_x - p_{r,x}}} \quad (6.26a)$$

$$\frac{\partial^2 \Gamma_x}{\partial p_x^2} = \frac{-\alpha_{r,x}}{4(p_x - p_{r,x})^{3/2}} \quad (6.26b)$$

$$\frac{\partial^3 \Gamma_x}{\partial p_x^3} = \frac{3\alpha_{r,x}}{8(p_x - p_{r,x})^{5/2}} \quad (6.26c)$$

$$\frac{\partial^4 \Gamma_x}{\partial p_x^4} = \frac{-15\alpha_{r,x}}{16(p_x - p_{r,x})^{7/2}} \quad (6.26d)$$

und für  $s_x > l_{c,x}$

$$\frac{\partial \Gamma_x}{\partial p_x} = \frac{-\alpha_{p,x}}{2\sqrt{p_{p,x} - p_x}} \quad (6.26e)$$

$$\frac{\partial^2 \Gamma_x}{\partial p_x^2} = \frac{-\alpha_{p,x}}{4(p_{p,x} - p_x)^{3/2}} \quad (6.26f)$$

$$\frac{\partial^3 \Gamma_x}{\partial p_x^3} = \frac{-3\alpha_{p,x}}{8(p_{p,x} - p_x)^{5/2}} \quad (6.26g)$$

$$\frac{\partial^4 \Gamma_x}{\partial p_x^4} = \frac{-15\alpha_{p,x}}{16(p_{p,x} - p_x)^{7/2}} . \quad (6.26h)$$

Im Fall  $s_x = l_{c,x}$  ist die partielle Ableitung nach (3.46) nicht definiert. Sie wird daher an dieser Stelle durch den linksseitigen Grenzwert (6.26) ersetzt. Die Zeitableitungen von  $A_{d,x}(s_x)$  lassen sich, ähnlich zu (6.25), in der Form

$$\dot{A}_{d,x} = \frac{\partial A_{d,x}}{\partial s_x} \dot{s}_x \quad (6.27a)$$

$$\ddot{A}_{d,x} = \frac{\partial^2 A_{d,x}}{\partial s_x^2} \dot{s}_x^2 + \frac{\partial A_{d,x}}{\partial s_x} \ddot{s}_x \quad (6.27b)$$

$$A_{d,x}^{(3)} = \frac{\partial^3 A_{d,x}}{\partial s_x^3} \dot{s}_x^3 + 3 \frac{\partial^2 A_{d,x}}{\partial s_x^2} \dot{s}_x \ddot{s}_x + \frac{\partial A_{d,x}}{\partial s_x} s_x^{(3)} \quad (6.27c)$$

$$A_{d,x}^{(4)} = \frac{\partial^4 A_{d,x}}{\partial s_x^4} \dot{s}_x^4 + 6 \frac{\partial^3 A_{d,x}}{\partial s_x^3} \dot{s}_x^2 \ddot{s}_x + 3 \frac{\partial^2 A_{d,x}}{\partial s_x^2} \ddot{s}_x^2 + 4 \frac{\partial^2 A_{d,x}}{\partial s_x^2} \dot{s}_x s_x^{(3)} + \frac{\partial A_{d,x}}{\partial s_x} s_x^{(4)} . \quad (6.27d)$$

angeben. Aus der Bewegungsgleichung des Pilotventils (3.27) folgen die Zeitableitungen von  $s_x$  zu

$$\dot{s}_x = w_x \quad (6.28a)$$

$$\ddot{s}_x = \frac{1}{m_x} (f_{mag,x} - p_x A_x - k_{0,x} - k_x s_x - d_{v,x} \dot{s}_x) \quad (6.28b)$$

$$s_x^{(3)} = \frac{1}{m_x} (\dot{f}_{mag,x} - \dot{p}_x A_x - k_x \dot{s}_x - d_{v,x} \ddot{s}_x) \quad (6.28c)$$

$$s_x^{(4)} = \frac{1}{m_x} (\ddot{f}_{mag,x} - \ddot{p}_x A_x - k_x \ddot{s}_x - d_{v,x} s_x^{(3)}) . \quad (6.28d)$$

Die Dynamik der Magnetkraft  $f_{mag,x}$  wurde für den Entwurf der Steuerung durch das PT1 Verhalten (5.8) approximiert. Mit der Stromdynamik (3.40) erhält man für deren Zeitableitungen

$$\dot{f}_{mag,x} = \frac{1}{c_f} (f_{mst,x}(i_x) - f_{mag,x}) \quad (6.29a)$$

$$\ddot{f}_{mag,x} = \frac{1}{c_f} \left( \frac{\partial f_{mst,x}(i_x)}{\partial i_x} \frac{1}{L_{xf}} (u_x - i_x R_x - \dot{s}_x M_{xf}) - \dot{f}_{mag,x} \right) . \quad (6.29b)$$

Für die Ableitung der stationären Magnetkraft erhält man durch Differenzieren von (3.30) für  $N_i = 5$  den Ausdruck

$$\frac{\partial f_{mst,x}}{\partial i_x} = \begin{cases} 5c_5 i_x^4 + 4c_4 i_x^3 + 3c_3 i_x^2 + 2c_2 i_x , & i_x < c_{lin} \\ c_1 , & i_x \geq c_{lin} . \end{cases} \quad (6.30)$$

Damit sind die Zeitableitungen (6.21) bzw. (6.22) der Ausgänge  $y_1$  bzw.  $y_2$  vollständig definiert.

Es kann gezeigt werden, dass sich mit diesen Ergebnissen der Zusammenhang für die siebente Ableitung von  $y_1$  und die fünfte Ableitung von  $y_2$  in der Form

$$\begin{bmatrix} y_1^{(7)} \\ y_2^{(5)} \end{bmatrix} = \mathbf{b}(\mathbf{x}) + \mathbf{D}(\mathbf{x}) \mathbf{u} \quad (6.31)$$

darstellen lässt. Dabei bezeichnet  $\mathbf{x}$  den Vektor der Zustandsgrößen nach (6.2) und  $\mathbf{u}$  die Stellgrößen nach (6.3). Den Vektor  $\mathbf{b}(\mathbf{x})$  erhält man aus den Lie Ableitungen der Ausgänge in der Form

$$\mathbf{b}(\mathbf{x}) = \begin{bmatrix} L_{\mathbf{f}}^7 h_1(\mathbf{x}) \\ L_{\mathbf{f}}^5 h_2(\mathbf{x}) \end{bmatrix} . \quad (6.32)$$

Die Entkopplungsmatrix  $\mathbf{D}(\mathbf{x})$  ist mit (6.20) und den Gleichungen (6.21) - (6.29) in der Form

$$\mathbf{D}(\mathbf{x}) = \sqrt{\frac{2}{\rho m_s m_x c_f L_{xf}}} \begin{bmatrix} A_s D_A & -A_s D_B \\ D_A & D_B \end{bmatrix} \quad (6.33a)$$

mit

$$D_A = \frac{1}{V_{xA}} \Gamma_x(s_{xA}, p_{xA}) \frac{\partial A_{d,x}(s_{xA})}{\partial s_{xA}} \frac{\partial f_{mst,x}(i_{xA})}{\partial i_{xA}} \quad (6.33b)$$

$$D_B = \frac{1}{V_{xB}} \Gamma_x(s_{xB}, p_{xB}) \frac{\partial A_{d,x}(s_{xB})}{\partial s_{xA}} \frac{\partial f_{mst,x}(i_{xB})}{\partial i_{xB}} \quad (6.33c)$$

gegeben. Wird nun für  $\mathbf{u}$  ein Stellgesetz der Form

$$\mathbf{u} = \mathbf{D}^{-1}(\mathbf{x})(\mathbf{v} - \mathbf{b}(\mathbf{x})) \quad (6.34)$$

mit dem neuen Eingang  $\mathbf{v} = [v_1 \ v_2]^T$  gewählt, ergibt sich für das System ein exakt lineares Eingangs-Ausgangsverhalten in Form von zwei Integratorketten

$$\begin{bmatrix} y_1^{(7)} \\ y_2^{(5)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (6.35)$$

der Länge  $r_1 = 7$  und  $r_2 = 5$ .

Da der Zustand  $\mathbf{x}$  messtechnisch nicht erfasst werden kann, wird auf Basis der flachheitsbasierten Parametrierung der Systemgrößen

$$\mathbf{x}^d = \Phi^{-1}(\mathbf{z}^d) \quad (6.36a)$$

$$\mathbf{z}^d = \begin{bmatrix} y_1^d & \dot{y}_1^d & \dots & (y_1^d)^{(6)} & y_2^d & \dot{y}_2^d & \dots & (y_2^d)^{(4)} \end{bmatrix}^T \quad (6.36b)$$

für eine gegebene Solltrajektorie für  $y_1^d$  und  $y_2^d$  eine flachheitsbasierte Steuerung der Form

$$\mathbf{u}^d = \mathbf{D}^{-1}(\mathbf{x}^d) \left( \begin{bmatrix} (y_1^d)^{(7)} \\ (y_2^d)^{(5)} \end{bmatrix} - \mathbf{b}(\mathbf{x}^d) \right) \quad (6.37)$$

entworfen. Die Zustandstransformation  $\mathbf{z} = \Phi(\mathbf{x})$  ist mit den Gleichungen (6.21) bis zur sechsten Ableitung und (6.22) bis zur vierten Ableitung sowie mit den Gleichungen (6.23) - (6.30) implizit gegeben. In den folgenden Abschnitten wird anhand dieser Gleichungen die inverse Zustandstransformation  $\Phi^{-1}(\mathbf{z})$  bestimmt. Des Weiteren wird die Regularität der Entkopplungsmatrix  $\mathbf{D}(\mathbf{x})$  untersucht sowie eine Methode zur Generierung der Solltrajektorie  $\mathbf{z}^d$  gezeigt.

### 6.3.2 Regularität der Entkopplungsmatrix

Zur Gewährleistung der Regularität der Entkopplungsmatrix  $\mathbf{D}(\mathbf{x})$  von (6.33a) muss  $\Gamma_x(s_x, p_x) \neq 0$ ,  $\frac{\partial f_{mst,x}(i_x)}{\partial i_x} \neq 0$  und  $\frac{\partial A_{d,x}(s_x)}{\partial s_x} \neq 0$  gelten. Die ersten beiden Bedingungen sind für  $p_x > p_{r,x}$  und  $p_x < p_{p,x}$  bzw. für  $i_x > 0$  erfüllt. Dies kann im praktischen Betrieb des Ventils sichergestellt werden. Die partielle Ableitung der Öffnungsfläche  $A_{d,x}(s_x)$  nach  $s_x$  verschwindet jedoch wegen (5.20a) an der Stelle  $s_x = l_{c,x}$ .

Dieses Problem an diesem singulären Punkt wird im Folgenden vermieden, indem die Öffnungsfläche des Pilotventils für das Entwurfsmodell durch ein abschnittsweise definiertes Polynom der Form

$$A_{d,f}(s_x) = a_{1,f}(s_x - l_{c,x}) + a_{2,f}(s_x - l_{c,x})^2 + \dots + a_{5,f}(s_x - l_{c,x})^5 + \begin{cases} a_{r6,f}(s_x - l_{c,x})^6 + \dots + a_{r8,f}(s_x - l_{c,x})^8, & s_x < l_{c,x} \\ a_{p6,f}(s_x - l_{c,x})^6 + \dots + a_{p8,f}(s_x - l_{c,x})^8, & s_x \geq l_{c,x} \end{cases} \quad (6.38)$$

mit einer endlichen Steigung ungleich Null an der Stelle  $s_x = l_{c,x}$  approximiert wird. Hierfür wird für  $a_{1,f}$  ein kleiner positiver Wert vorgegeben. Die verbleibenden Parameter werden mit einem Least-Squares Verfahren, analog zu Abschnitt 4.2.1, an den ermittelten tatsächlichen Verlauf von  $A_{d,x}(s_x)$  angepasst. Das Ergebnis ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Man erkennt, dass die gewählten Polynome den Verlauf der Öffnungsfläche sehr gut

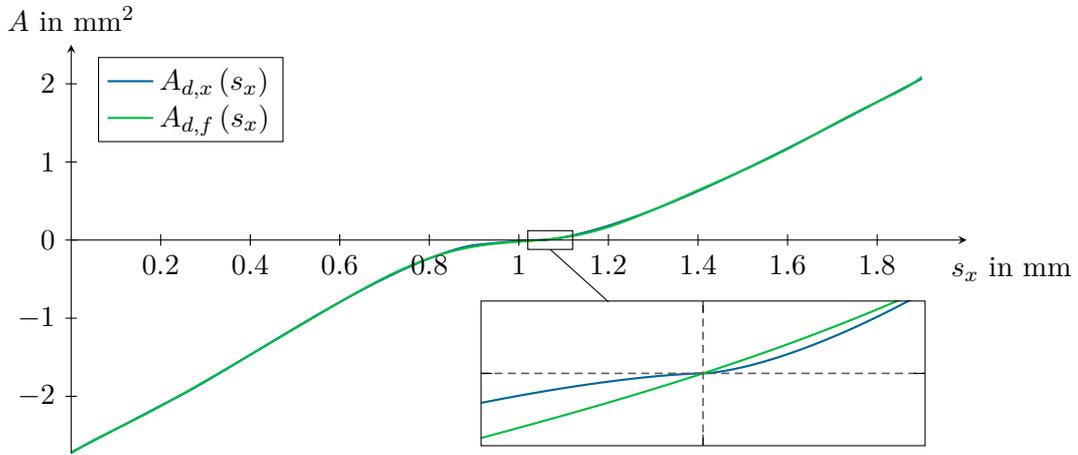


Abbildung 6.5: Approximierter Verlauf der Öffnungsfläche des Pilotventils.

approximieren. Die genauere Betrachtung der Regelposition  $s_x = l_{c,x}$  zeigt, dass die Approximation an dieser Stelle wie gewünscht eine nicht verschwindende Steigung aufweist. Die Ableitung der Funktion nach dem Ort ist somit an jeder Stelle von Null verschieden. Mit dieser Approximation ist die Öffnungsfläche eine streng monoton steigende Funktion in  $s_x$ . Da ebenso die Verläufe der Magnetkraft  $f_{mst,x}(i_x)$  und der Ersatzgröße  $\Gamma_x(s_x, p_x)$  bis auf die schon oben ausgeschlossenen Punkte  $i_x = 0$ ,  $p_x = p_{r,x}$  und  $p_x = p_{p,x}$  streng monoton steigende Funktionen sind, ist Regularität der Entkopplungsmatrix gewährleistet.

### 6.3.3 Bestimmung der inversen Zustandstransformation

Im nächsten Schritt wird aus einer vorgegebenen Trajektorie  $\mathbf{z}$  für die Ausgänge und deren Zeitableitungen eine Parametrierung der Systemgrößen  $\mathbf{x}$  berechnet. Mit (6.21) - (6.29) ist implizit die Zustandstransformation  $\mathbf{z} = \Phi(\mathbf{x})$  gegeben. Im Folgenden wird aus diesen Gleichungen die inverse Zustandstransformation  $\mathbf{x} = \Phi^{-1}(\mathbf{z})$  ermittelt.

Für die Schieberposition erhält man mit (6.36) direkt die Zusammenhänge

$$s_s = z_1, \dot{s}_s = z_2, \dots, s_s^{(6)} = z_7. \quad (6.39)$$

Damit kann auch die Geschwindigkeit des Schiebers mit  $w_s = \dot{s}_s$  angegeben werden. Mit dem Summendruck und dessen Ableitungen

$$p_\Sigma = z_8, \dot{p}_\Sigma = z_9, \dots, p_\Sigma^{(4)} = z_{12} \quad (6.40)$$

können die Kammerdrücke aus (6.21) und (6.22) in der Form

$$\begin{aligned} p_{xA} &= \frac{1}{2} \left[ p_\Sigma + \frac{1}{A_s} (m_s \ddot{s}_s + k_s s_s + f_{jet} + d_v \dot{s}_s) \right] \\ \dot{p}_{xA} &= \frac{1}{2} \left[ \dot{p}_\Sigma + \frac{1}{A_s} (m_s s_s^{(3)} + k_s \dot{s}_s + d_v \ddot{s}_s) \right] \\ &\vdots \\ p_{xA}^{(4)} &= \frac{1}{2} \left[ p_\Sigma^{(4)} + \frac{1}{A_s} (m_s s_s^{(6)} + k_s s_s^{(4)} + d_v s_s^{(5)}) \right] \end{aligned} \quad (6.41a)$$

bzw.

$$\begin{aligned} p_{xB} &= \frac{1}{2} \left[ p_\Sigma - \frac{1}{A_s} (m_s \ddot{s}_s + k_s s_s + f_{jet} + d_v \dot{s}_s) \right] \\ \dot{p}_{xB} &= \frac{1}{2} \left[ \dot{p}_\Sigma - \frac{1}{A_s} (m_s s_s^{(3)} + k_s \dot{s}_s + d_v \ddot{s}_s) \right] \\ &\vdots \\ p_{xB}^{(4)} &= \frac{1}{2} \left[ p_\Sigma^{(4)} - \frac{1}{A_s} (m_s s_s^{(6)} + k_s s_s^{(4)} + d_v s_s^{(5)}) \right] \end{aligned} \quad (6.41b)$$

berechnet werden. Um im nächsten Schritt die Positionen der Pilotventilschieber  $s_x$  zu erhalten, werden zunächst aus (6.23) die Volumenströme

$$\begin{aligned} q_{v,xA} &= \frac{V_{xA}}{E'_x} \dot{p}_{xA} + \dot{s}_s A_s \\ &\vdots \\ q_{v,xA}^{(3)} &= \frac{V_{xA}}{E'_x} p_{xA}^{(4)} + s_s^{(4)} A_s \end{aligned} \quad (6.42a)$$

und

$$\begin{aligned} q_{v,xB} &= \frac{V_{xB}}{E'_x} \dot{p}_{xB} - \dot{s}_s A_s \\ &\vdots \\ q_{v,xB}^{(3)} &= \frac{V_{xB}}{E'_x} p_{xB}^{(4)} - s_s^{(4)} A_s \end{aligned} \quad (6.42b)$$

bestimmt. Analog zur Herleitung der Stellgesetze werden auch hier die für beide Pilotventile geltenden Gleichungen nur einmal angegeben. Aus den Volumenströmen nach (6.42)

kann in weiterer Folge mit (6.24) die approximierte Öffnungsfläche  $A_{d,f}(s_x)$  sowie deren Zeitableitungen

$$\begin{aligned}
A_{d,f} &= \frac{1}{\Gamma_x} \sqrt{\frac{\rho}{2}} q_{v,x} \\
\dot{A}_{d,f} &= \frac{1}{\Gamma_x} \left( \sqrt{\frac{\rho}{2}} \dot{q}_{v,x} - A_{d,f} \dot{\Gamma}_x \right) \\
\ddot{A}_{d,f} &= \frac{1}{\Gamma_x} \left( \sqrt{\frac{\rho}{2}} \ddot{q}_{v,x} - 2\dot{A}_{d,f} \dot{\Gamma}_x - A_{d,f} \ddot{\Gamma}_x \right) \\
A_{d,f}^{(3)} &= \frac{1}{\Gamma_x} \left( \sqrt{\frac{\rho}{2}} q_{v,x}^{(3)} - 3\ddot{A}_{d,f} \dot{\Gamma}_x - 3\dot{A}_{d,f} \ddot{\Gamma}_x - A_{d,f} \Gamma_x^{(3)} \right)
\end{aligned} \tag{6.43}$$

angegeben werden. Die Größe  $\Gamma_x$  und deren Zeitableitungen wurden mit (6.25) bereits in Abschnitt 6.3.1 berechnet. Für die Bestimmung der Schieberposition des Pilotventils wird die Umkehrfunktion von  $A_{d,f}(s_x)$  benötigt. Aufgrund der hohen Ordnung von (6.38) kann hierfür keine algebraische Lösung angegeben werden. Da die approximierte Öffnungsfläche  $A_{d,f}(s_x)$  jedoch streng monoton steigend ist, kann die Gleichung numerisch eindeutig gelöst werden. Dies kann z. B. mit einer Lookup-Table erfolgen. Die Zeitableitungen der Schieberposition  $s_x$  erhält man mit (6.27) aus

$$\begin{aligned}
\dot{s}_x &= \frac{1}{\frac{\partial A_{d,f}}{\partial s_x}} \dot{A}_{d,f} \\
\ddot{s}_x &= \frac{1}{\frac{\partial A_{d,f}}{\partial s_x}} \left( \ddot{A}_{d,f} - \frac{\partial^2 A_{d,f}}{\partial s_x^2} \dot{s}_x^2 \right) \\
s_x^{(3)} &= \frac{1}{\frac{\partial A_{d,f}}{\partial s_x}} \left( A_{d,f}^{(3)} - \frac{\partial^3 A_{d,f}}{\partial s_x^3} \dot{s}_x^3 - 3 \frac{\partial^2 A_{d,f}}{\partial s_x^2} \dot{s}_x \ddot{s}_x \right).
\end{aligned} \tag{6.44}$$

Damit ist auch die Parametrierung der Geschwindigkeit des Schiebers mit  $w_x = \dot{s}_x$  gegeben. Im nächsten Schritt wird die Magnetkraft sowie deren Zeitableitung aus (6.28) bestimmt. Man erhält

$$\begin{aligned}
f_{mag,x} &= m_x \ddot{s}_x + p_x A_x + k_{0,x} + k_x s_x + d_{v,x} \dot{s}_x \\
\dot{f}_{mag,x} &= m_x s_x^{(3)} + \dot{p}_x A_x + k_x \dot{s}_x + d_{v,x} \ddot{s}_x.
\end{aligned} \tag{6.45}$$

Zur Parametrierung der noch fehlenden Spulenströme  $i_x$  wird aus (6.29) die stationäre Magnetkraft

$$f_{mst,x}(i_x) = c_f \dot{f}_{mag,x} + f_{mag,x} \tag{6.46}$$

berechnet. Mit (3.30) kann der Strom im linearen Bereich  $i_x \geq c_{lin}$  aus

$$i_x = \frac{1}{c_1} (f_{mst,x} - c_0) \tag{6.47}$$

bestimmt werden. Für  $i_x < c_{lin}$  kann der Strom aufgrund der Monotonie von (3.30) numerisch, z. B. mit einer Lookup-Table, eindeutig bestimmt werden.

Damit ist  $\Phi^{-1}(\mathbf{z})$  vollständig bestimmt und die Zustandsgrößen  $\mathbf{x}$  des Systems können aus den Systemausgängen sowie deren Zeitableitungen  $\mathbf{z}$  bestimmt werden.

### 6.3.4 Trajektoriengenerator

Im Folgenden wird ein lineares Filter entwickelt, welches anhand des vorgegebenen Sollwertes  $y_{1,soll}$  bzw.  $y_{2,soll}$  eine für die entwickelte Vorsteuerung (6.37) geeignete Solltrajektorie errechnet, die das System vom aktuellen Zustand möglichst schnell in den gewünschten Endwert überführt. Für das vorliegende System muss die Trajektorie  $y_1^d$  für den Ausgang  $y_1$  bis zur siebenten Zeitableitung und die Trajektorie  $y_2^d$  für den Ausgang  $y_2$  bis zur fünften Zeitableitung stetig sein. Dies kann mit einem Tiefpass siebenter bzw. fünfter Ordnung mit der Übertragungsfunktion

$$\frac{\hat{y}_i^d(s)}{\hat{y}_{i,soll}(s)} = \frac{1}{(1 + sT_{yi})^{r_i}} \quad (6.48)$$

garantiert werden. Unter Verwendung von  $\mathbf{z}^d$  nach (6.36b) für die Solltrajektorie und mit

$$\boldsymbol{\xi}_1 = [z_1^d \ \cdots \ z_7^d]^T \quad (6.49a)$$

$$\boldsymbol{\xi}_2 = [z_8^d \ \cdots \ z_{12}^d]^T \quad (6.49b)$$

kann das lineare Filter für  $y_{1,soll}$  in der Form

$$\dot{\boldsymbol{\xi}}_1 = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & & & & \ddots & & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{1}{T_{y1}^7} & -\frac{7}{T_{y1}^6} & -\frac{21}{T_{y1}^5} & -\frac{35}{T_{y1}^4} & -\frac{35}{T_{y1}^3} & -\frac{21}{T_{y1}^2} & -\frac{7}{T_{y1}} \end{bmatrix}}_{\mathbf{M}_1} \boldsymbol{\xi}_1 + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ y_{1,soll} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\zeta}_1} \quad (6.50)$$

und für  $y_{2,soll}$  in der Form

$$\dot{\boldsymbol{\xi}}_2 = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{1}{T_{y2}^5} & -\frac{5}{T_{y2}^4} & -\frac{10}{T_{y2}^3} & -\frac{10}{T_{y2}^2} & -\frac{5}{T_{y2}} \end{bmatrix}}_{\mathbf{M}_2} \boldsymbol{\xi}_2 + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ y_{2,soll} \end{bmatrix}}_{\boldsymbol{\zeta}_2} \quad (6.51)$$

angegeben werden. Dabei bezeichnen  $T_{y1}$  und  $T_{y2}$  die Filterzeitkonstanten für die Trajektorien der beiden Ausgänge. Die Einträge des Vektors  $\mathbf{v}$  für das Stellgesetz (6.37) lauten damit

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{1}{T_{y1}^7} \left( y_{1,soll} - 7T_{y1}^6 z_7^d - 21T_{y1}^5 z_6^d - 35T_{y1}^4 z_5^d - 35T_{y1}^3 z_4^d - 21T_{y1}^2 z_3^d - 7T_{y1} z_2^d - z_1^d \right) \\ v_2 &= \frac{1}{T_{y2}^5} \left( y_{2,soll} - 5T_{y2}^4 z_{12}^d - 10T_{y2}^3 z_{11}^d - 10T_{y2}^2 z_{10}^d - 5T_{y2} z_9^d - z_8^d \right) . \end{aligned} \quad (6.52)$$

Für die Implementierung müssen die Filter (6.50) und (6.51) zur Laufzeit aufintegriert werden. Dazu kann z. B. das zeitdiskrete Euler-Vorwärts Verfahren in der Form

$$\xi_{i,k+1} = \xi_{i,k} + T_s (\mathbf{M}_i \xi_{i,k} + \zeta_i) \quad (6.53)$$

mit  $i \in \{1, 2\}$ ,  $\mathbf{M}_i \in \mathbb{R}^{r_i \times r_i}$  und  $\zeta_i \in \mathbb{R}^{r_i}$  sowie der Abtastzeit  $T_s$  verwendet werden.

### 6.3.5 Verifikation der Vorsteuerung

Zur Verifikation der korrekten Implementierung des Stellgesetzes (6.37) mit dem Trajektoriengenerator (6.52) werden die Algorithmen anhand des reduzierten Simulationsmodells nach (6.1) getestet. Dazu wird für den Ausgang  $y_1$ , analog zu Abschnitt 6.1, ein Sprung von  $y_{1,soll} = 0$  mm auf  $y_{1,soll} = 3$  mm, gefolgt von einem Sprung auf  $y_{1,soll} = -3$  mm vorgegeben. Der Sollwert für den Ausgang  $y_2$  wird konstant auf  $y_{2,soll} = 25$  bar gesetzt. Das Ergebnis dieser Simulation mit den Filterzeitkonstanten  $T_{y1} = T_{y2} = 4$  ms ist in Abbildung 6.6 dargestellt. Der Verlauf der Schieberposition  $y_1 = s_s$  liegt dabei genau

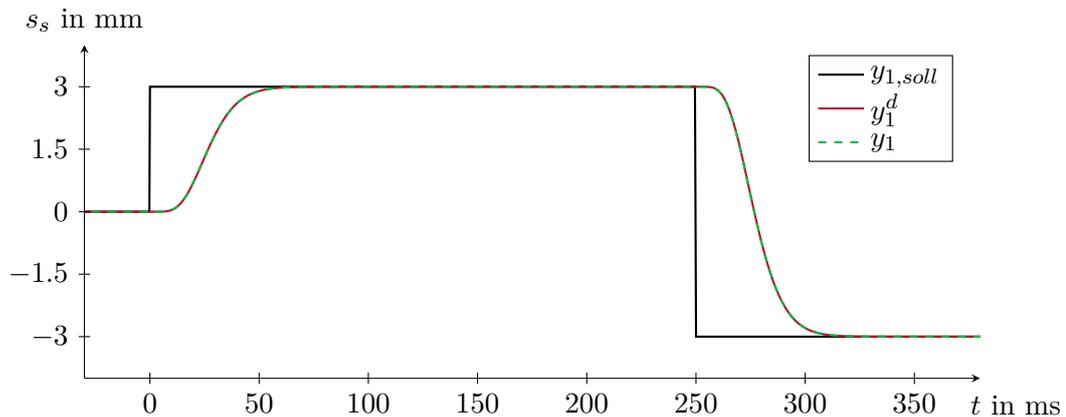


Abbildung 6.6: Dynamik des reduzierten Systems mit flachheitsbasierter Vorsteuerung.

über dem Sollverlauf  $y_1^d$ . Dies zeigt die korrekte Berechnung und Implementierung des Stellgesetzes. Im nächsten Schritt wird mit dem gleichen Szenario die entworfene Vorsteuerung am vollständigen Simulationsmodell validiert. Die Simulation wurde jedoch ohne die Beschränkung der Stellgröße, ohne der Ansteuerung mit PWM und ohne überlagertem Dither-Signal durchgeführt. In Abbildung 6.7 erkennt man, dass die Schieberposition auch hier sehr gut dem Sollverlauf folgt. Abbildung 6.8 zeigt die Verläufe der zugehörigen Zustände. Die nur minimal erkennbaren Abweichungen zeigen zusätzlich zu den Ergebnissen in Kapitel 5, dass die für das Entwurfsmodell getroffenen Vereinfachungen zulässig sind.

### 6.3.6 Stellgrößenbeschränkung

Das entwickelte Vorsteuerungskonzept berücksichtigt nicht den für die Ansteuerung des Mobilventils zur Verfügung stehenden beschränkten Spannungsbereich. In Abbildung 6.9 sind die Stellgrößen dargestellt, welche mit der flachheitsbasierten Vorsteuerung für die

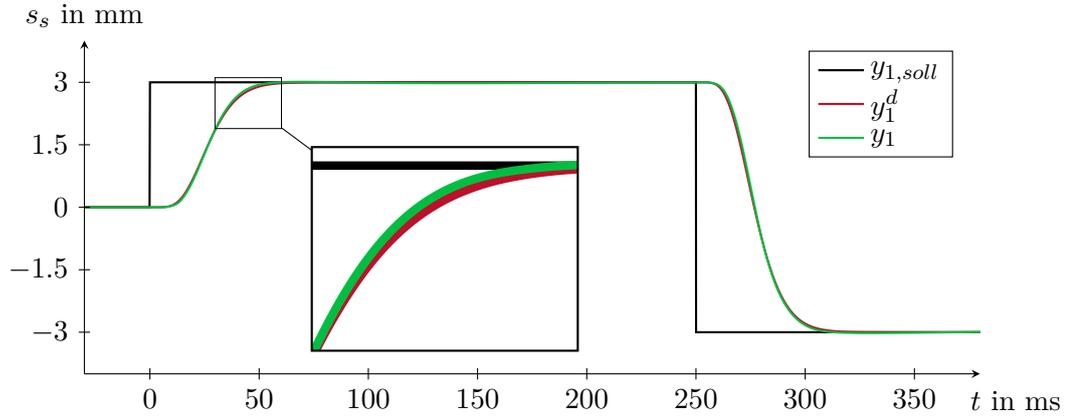


Abbildung 6.7: Dynamik des vollständigen Systems mit flachheitsbasierter Vorsteuerung.

Simulationen im vorigen Abschnitt berechnet wurden. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Grenzen des zulässigen Bereichs mehrfach überschritten werden. Im Folgenden wird der gleiche Versuch mit einer Begrenzung der Stellgrößen durchgeführt. In Abbildung 6.10 erkennt man, dass das System durch die Beschränkung der Soll-Trajektorie nicht mehr folgen kann. Eine Möglichkeit dies zu vermeiden, ist das Verlangsamen der Trajektorie durch Erhöhen der Zeitkonstanten  $T_{y1}$  bzw.  $T_{y2}$  bis die Spannungen im zulässigen Bereich verbleiben. Diese Lösung ist jedoch nicht zufriedenstellend, da sie dem Ziel einer möglichst schnellen Systemdynamik widerspricht.

Aus diesem Grund wird im nächsten Schritt die Stellgrößenbeschränkung systematisch in der Vorsteuerung berücksichtigt, indem die Soll-Trajektorie im Falle eines Überschreitens der Begrenzung durch die berechnete Stellgröße so modifiziert wird, dass die Spannungen im zulässigen Bereich verbleiben. Die Vorgehensweise orientiert sich an den Arbeiten [21] und [30].

Zunächst werden mit dem Stellgesetz (6.37) der flachheitsbasierten Vorsteuerung die gewünschten Stellgrößen  $\mathbf{u} = [u_{xA}^d \quad u_{xB}^d]$  berechnet und mit einer Sättigungsfunktion

$$u_{xA}^{d,l} = \begin{cases} U_{Bat}, & u_{xA}^d > U_{Bat} \\ u_{xA}^d, & 0 \leq u_{xA}^d \leq U_{Bat} \\ 0, & u_{xA}^d < 0 \end{cases} \quad (6.54a)$$

$$u_{xB}^{d,l} = \begin{cases} U_{Bat}, & u_{xB}^d > U_{Bat} \\ u_{xB}^d, & 0 \leq u_{xB}^d \leq U_{Bat} \\ 0, & u_{xB}^d < 0 \end{cases} \quad (6.54b)$$

auf den Bereich  $u_x \in [0, U_{Bat}]$  beschränkt. Falls eine der beiden Stellgrößen in der Beschränkung ist, wird der Iterationsschritt (6.53) anstelle von  $v_1$  und  $v_2$  aus (6.52) mit

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix} = \mathbf{b}(\Phi^{-1}(\mathbf{z}^d)) + \mathbf{D}(\Phi^{-1}(\mathbf{z}^d)) \begin{bmatrix} u_{xA}^{d,l} \\ u_{xB}^{d,l} \end{bmatrix} \quad (6.55)$$

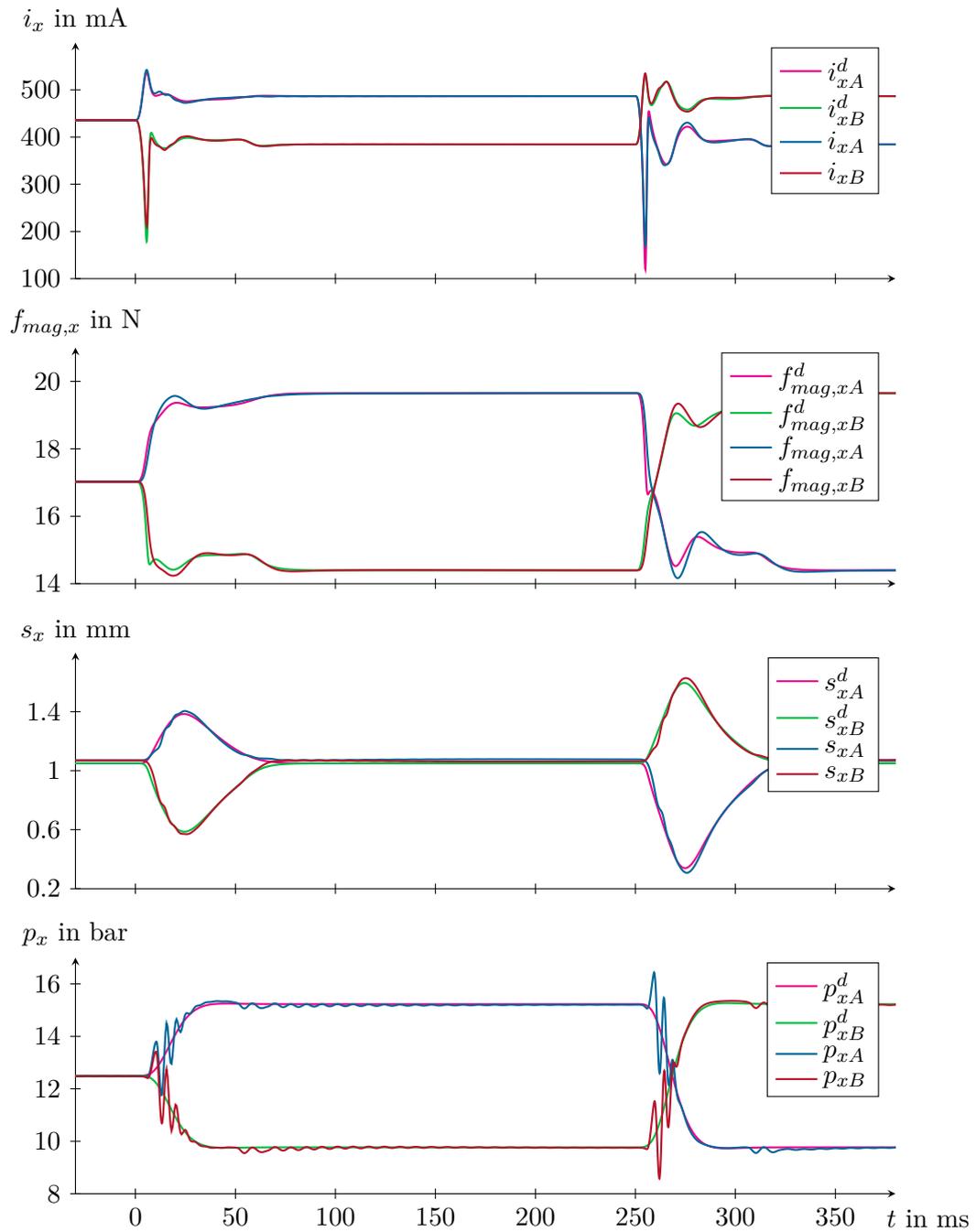


Abbildung 6.8: Zustände des vollständigen Systems mit flachheitsbasierter Vorsteuerung.

ausgeführt. Durch diese Manipulation des Trajektoriengenerators wird gewährleistet, dass der Zustand  $\mathbf{z}^d$  hinsichtlich der Zustandstransformation  $\Phi(\mathbf{x})$  konsistent mit dem Zustand  $\mathbf{x}$  des Systems ist. Sobald die Spannungen  $u_{xA}^d$  und  $u_{xB}^d$  in den zulässigen Bereich zurückkehren, wird die Trajektorie von der Stellgrößenbeschränkung nicht mehr beeinflusst.

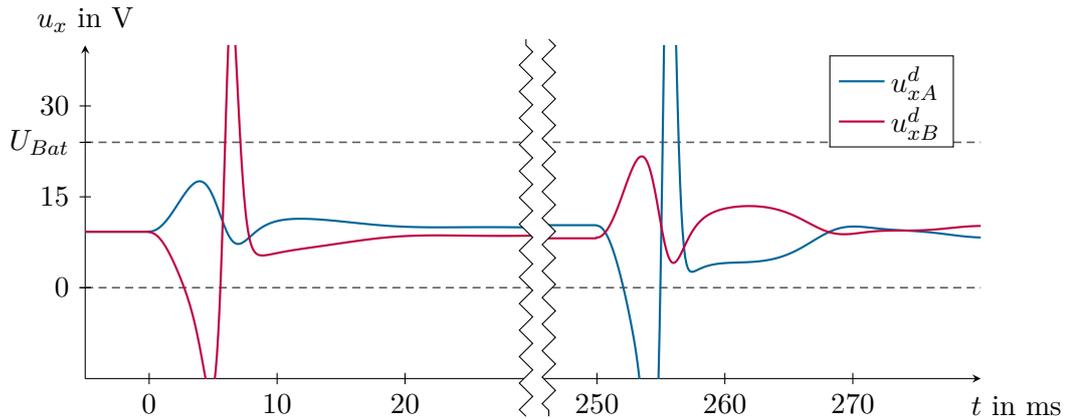


Abbildung 6.9: Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.7.

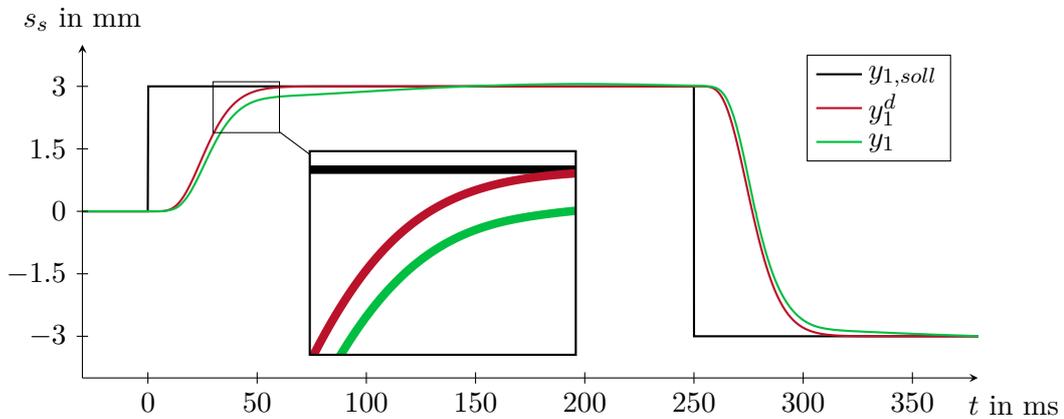


Abbildung 6.10: Dynamik des Systems bei begrenzten Stellgrößen.

Ein Simulationsergebnis mit der flachheitsbasierten Vorsteuerung, welche mit dieser systematischen Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung erweitert wurde, ist in Abbildung 6.11 zu sehen. Es ist der Verlauf des Ausgangs  $y_1 = s_s$ , der Sollwert  $y_{1,soll}$ , sowie die Trajektorien der unbegrenzten und der begrenzten Vorsteuerung  $y_1^d$  und  $y_1^{d,l}$  dargestellt. Abbildung 6.12 zeigt die zugehörigen Stellgrößen. Man erkennt, dass die Soll-Trajektorie verzögert wird, solange eine Spannung in der Begrenzung ist. Sind beide Spannungen im zulässigen Bereich, wird der Verlauf der Trajektorie nicht verändert.

Aufgrund dieser Beobachtungen liegt die Vermutung nahe, dass die Zeitkonstanten des Trajektoriengenerators (6.52) beliebig schnell eingestellt werden können und die systematische Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung die Trajektorie entsprechend korrigiert. Abbildung 6.13 zeigt jedoch am Beispiel  $T_{y_1} = 1.5$  ms, dass dies nicht immer funktioniert, da Instabilitäten entstehen können. Mit der Beschränkung (6.54) und (6.55) wurde ein schaltendes nichtlineares System geschaffen, dessen Stabilitätsanalyse sehr schwierig ist. Es ist im Moment keine systematische Vorgehensweise zur Einstellung der

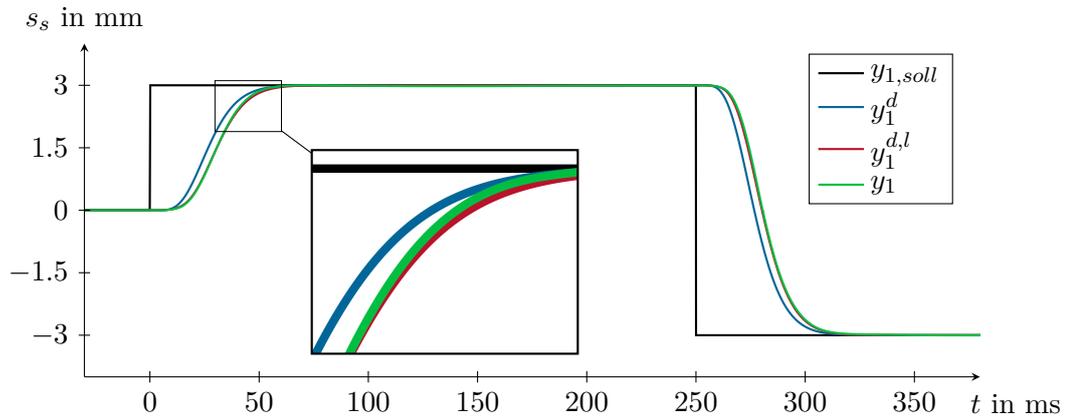


Abbildung 6.11: Dynamik des Systems bei Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung.

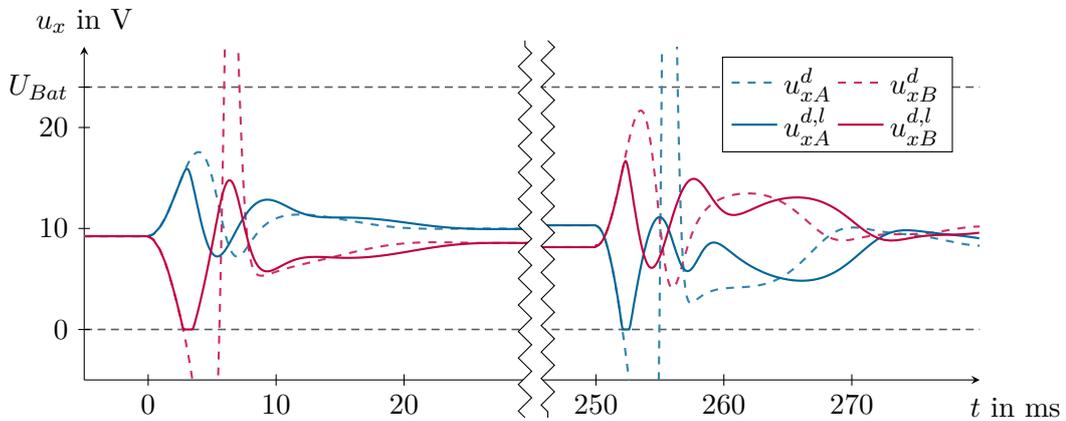


Abbildung 6.12: Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.11.

Zeitkonstanten bekannt, welche eine nicht schwingende Trajektorie garantiert. Auch in der Literatur, z. B. [21], wird die Stabilität dieses Ansatzes als offener Punkt beschrieben und ist somit Thema zukünftiger Forschungen.

### 6.3.7 Zeitdiskrete Vorsteuerung und PWM Ansteuerung

Für die bisher in diesem Kapitel gezeigten Simulationsergebnisse wurde die Spannung, welche mit dem Stellgesetz (6.37) der flachheitsbasierten Vorsteuerung berechnet wurde, direkt auf das Simulationsmodell des Mobilventils aufgeschaltet. Die Abtastzeit wurde mit  $10\ \mu\text{s}$  so klein gewählt, dass die Vorsteuerung bei näherungsweise kontinuierlichem Verhalten getestet werden kann. In diesem Abschnitt wird das Verhalten des vorgesteuerten Systems bei mit PWM Ausgängen realisierten Eingangsspannungen mit einer Abtastzeit von  $T_s = 1\ \text{ms}$  untersucht. Dazu wird, wie in Abbildung 6.14 dargestellt, zwischen der Vorsteuerung und der Strecke ein PWM Generator ins Simulationsmodell eingefügt.

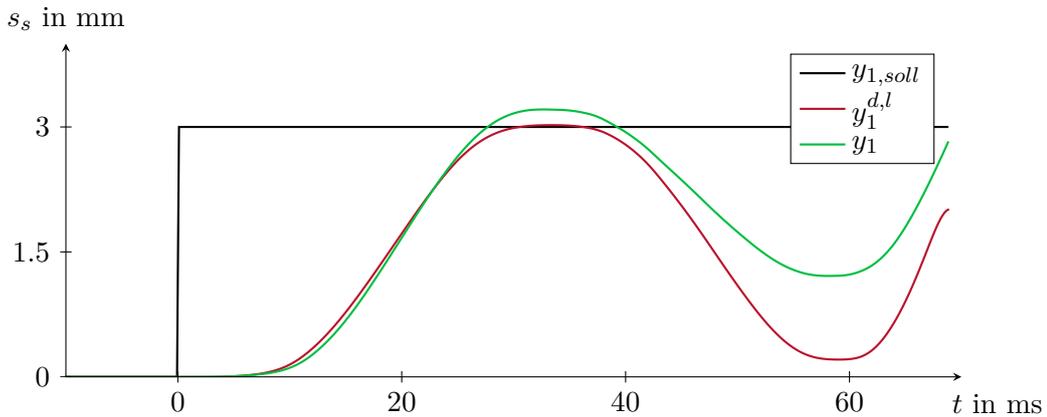


Abbildung 6.13: Verhalten des Systems bei zu kleiner Zeitkonstante des Trajektoriengenerators.

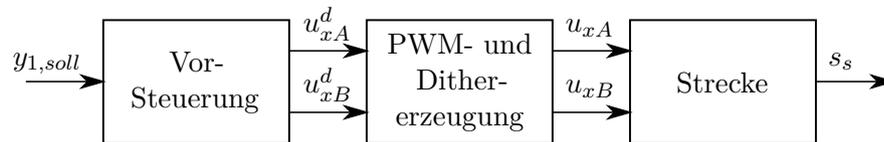


Abbildung 6.14: Blockschaltbild zur Ansteuerung mit PWM und Dither.

Die Simulationen zeigen, dass die im vorhergehenden Abschnitt beschriebene Stellgrößenbeschränkung bei einer Abtastzeit von 1 ms nicht funktioniert. Das System schaltet hier, ähnlich wie bei einer zu kleinen Zeitkonstante des Trajektoriengenerators, zyklisch zwischen den beiden Grenzen hin und her, wodurch die Soll-Trajektorie zu schwingen beginnt und damit nicht mehr das gewünschte Verhalten aufweist. Wie bereits erwähnt, ist die Analyse der Stabilität solcher schaltender Systeme äußerst schwierig und Gegenstand aktueller Forschung. Aus diesem Grund wird die systematische Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung für die folgenden Untersuchungen deaktiviert. Zur Einhaltung der Stellgrößenbegrenzung müssen die Zeitkonstanten des Trajektoriengenerators (6.52) auf einen größeren Wert eingestellt werden. Dies widerspricht jedoch der Anforderung einer möglichst schnellen Antwort des Systems, sodass ein Kompromiss zwischen dem Einhalten der Stellgrößenbeschränkungen und der Reaktionsgeschwindigkeit des Systems gefunden werden muss. Versuche mit verschiedenen Sprunghöhen haben gezeigt, dass  $T_{y1} = T_{y2} = 6$  ms ein hierfür geeigneter Wert ist. Dieser wird für alle folgenden Betrachtungen verwendet. Einen weiteren Freiheitsgrad stellt die Vorgabe des zweiten Ausgangs  $y_2$ , des Summendrucks  $p_\Sigma$ , dar. Durch entsprechende Experimente hat sich gezeigt, dass eine Festlegung  $y_{2,soll} = 25$  bar eine sinnvolle Wahl ist, durch welche die Kammerdrücke in der Mitte des Nenndruckbereichs der Pilotventile liegen. Dadurch wird der zulässige Bereich der Stellgrößen sowie der Vorsteuerdrücke gut ausgenutzt.

Abbildung 6.15 zeigt das Verhalten des Systems mit den eingestellten Werten für  $T_{y1}, T_{y2}$  und  $y_{2,soll}$  für mittlere Sprunghöhen von 0 mm auf 3 mm sowie von 3 mm auf

–3 mm. Die Simulation wurde im ersten Schritt ohne Dither-Signal durchgeführt. Man

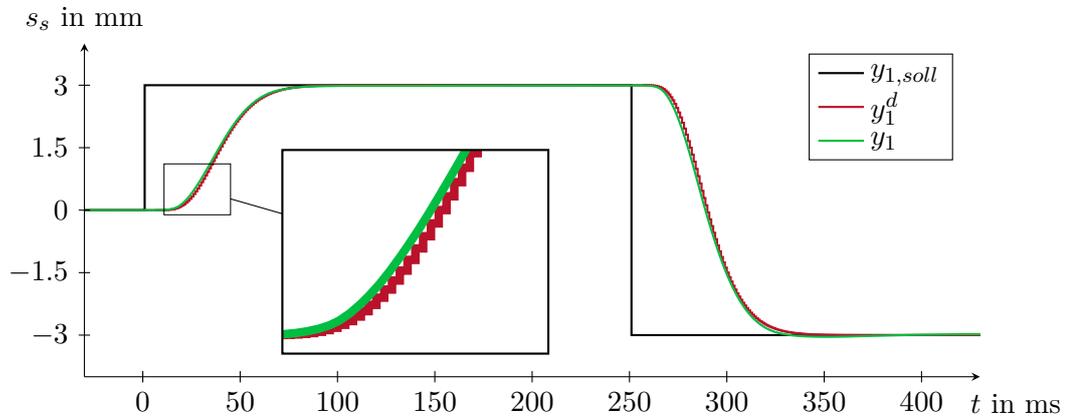


Abbildung 6.15: Dynamik des Systems bei PWM Ansteuerung bei moderatem Sprung.

erkennt, dass die PWM-Ansteuerung sowie die höhere Abtastzeit von 1 ms praktisch keine Auswirkungen auf das Folgeverhalten hat. Durch die Wahl der Zeitkonstanten für die Sollwertfilter bleiben die Stellgrößen bei dieser Sprunghöhe im zulässigen Bereich. In Abbildung 6.16 ist das Simulationsergebnis mit einer vergrößerten Sprunghöhe dargestellt. Dafür wird ein Sprung auf 5.5 mm gefolgt von einem auf –5.5 mm als Sollwert

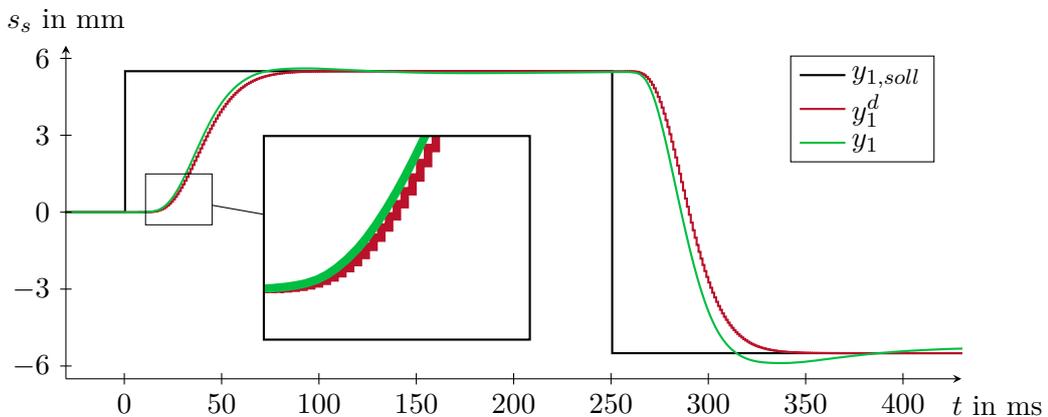


Abbildung 6.16: Dynamik des Systems bei PWM Ansteuerung bei hohem Sprung.

vorgegeben. Hier sind Abweichungen von der Soll-Trajektorie zu erkennen, welche darauf zurückzuführen sind, dass die berechneten Stellgrößen den zulässigen Bereich verlassen. Die Umsetzung der PWM Ansteuerung wirkt wie eine Sättigungsfunktion, da nur Tastverhältnisse im Bereich  $[0,1]$  realisiert werden können. Das System kann der Vorgabe damit nicht mehr exakt folgen. Die beobachteten, geringfügigen Abweichungen sind jedoch akzeptabel und die Wahl der Zeitkonstanten stellt somit einen guten Kompromiss dar.

Im nächsten Schritt wird die Auswirkung eines den Ansteuersignalen überlagerten Dither-

Signals auf das Systemverhalten untersucht. Für die Amplitude und die Periodendauer des Dither-Signals werden die in Abschnitt 4.3 ermittelten Werte verwendet. Abbildung 6.17 zeigt für das schon mehrfach gezeigte Szenario, dass sich durch das Dither-Signal starke Abweichungen zwischen dem Soll- und dem Ist-Verlauf beim ersten Sprung ergeben. Nach

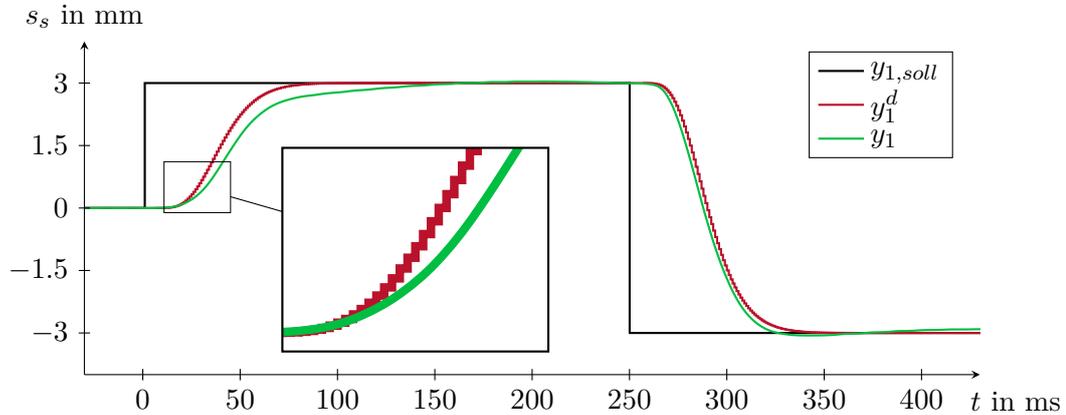


Abbildung 6.17: Dynamik des Systems bei PWM Ansteuerung mit überlagertem Dither.

Abschluss des Übergangs der Solltrajektorie auf den Zielwert von 3 mm nähert sich die Schieberposition diesem sehr langsam mit der Eigendynamik des Systems. Beim zweiten Sprung hingegen stimmen die Verläufe vergleichsweise gut überein. Dieses Verhalten wird durch die Nichtberücksichtigung des Dither-Signals in den Vorsteuer-Algorithmen verursacht, da dadurch der Zustand des realen Systems zu weit von jenem des Sollwertfilters abweicht. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass die Phasenlage des Dither-Signals zum Zeitpunkt des Sprungs des vorgegebenen Endwertes einen Einfluss auf die Güte des Folgeverhaltens hat.

Es wird daher im Folgenden ermittelt, welche Phasenlage des Dither-Signals den geringsten Einfluss hat. Auf Basis dieser Erkenntnis wird daraufhin der Sprung des vorgegebenen Sollwertes so lange verzögert, bis der Dither eine günstige Phasenlage aufweist. Diese Vorgehensweise ist rein akademisch zu betrachten und nur für Sprünge des Sollwertes sinnvoll. Abbildung 6.18 zeigt das aufgrund dieser Überlegungen modifizierte System. Die

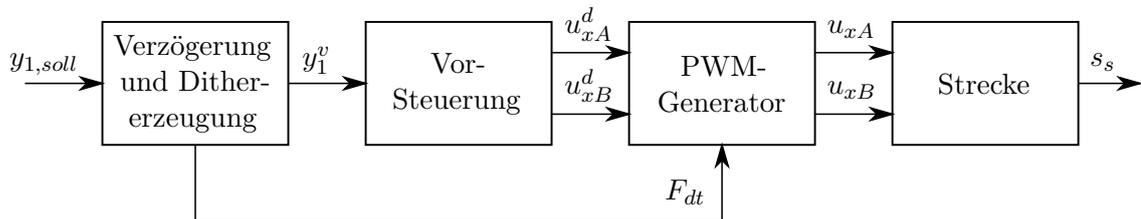


Abbildung 6.18: Blockschaftbild zur Ansteuerung mit PWM und synchronisiertem Dither.

optimale Phasenlage wurde experimentell ermittelt und liegt für positive Sollwertänderungen bei ca.  $300^\circ$ , und für negative Änderungen bei ca.  $120^\circ$ . Abbildung 6.19 zeigt das

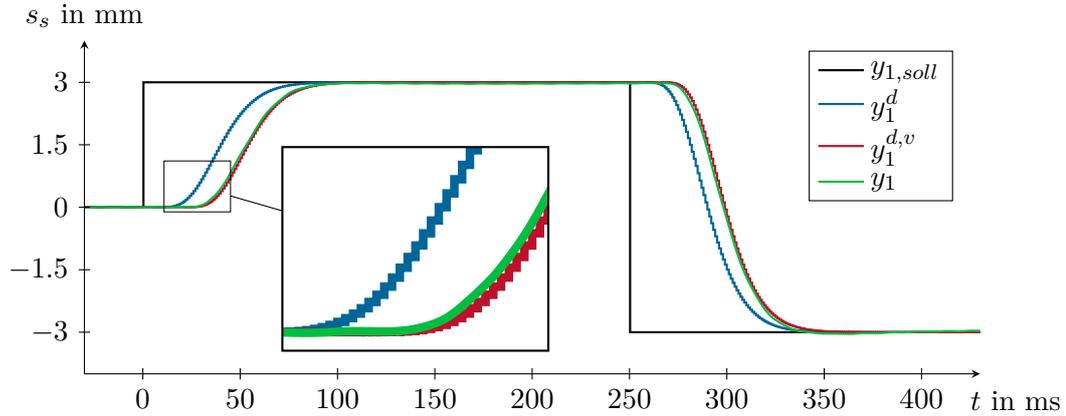


Abbildung 6.19: Dynamik des Systems bei PWM Ansteuerung mit synchronisiertem Dither.

Simulationsergebnis mit der modifizierten Vorsteuerung. Es ist der Verlauf der ursprünglichen, nicht verzögerten Trajektorie  $y_1^d$ , sowie der Verlauf der verzögerten Trajektorie  $y_1^{d,v}$  dargestellt. Abbildung 6.20 zeigt den Verlauf der zugehörigen Zustände. Es zeigt sich, dass die Schieberposition nun wie gewünscht der verzögerten Trajektorie folgt und im Vergleich kein langsames Kriechen hin zum vorgegebenen Endwert stattfindet. Die Verzögerung des Sollwertes kann jedoch, je nach Zeitpunkt der Sollwertänderung, bis zu einer Periode des Dither-Signals  $T_{dt} = 14$  ms dauern. Durch diese großen, möglichen Verzögerungen stellt diese Vorgehensweise keine ideale Lösung dar, weshalb im nächsten Schritt noch eine alternative Optimierungsmöglichkeit untersucht wird.

Dazu wird die gewünschte kleine Bewegung des Ventilschiebers der Hauptstufe aufgrund des Dithers direkt dem Sollverlauf für  $y_1$  überlagert. Die zugehörige, modifizierte Struktur ist in Abbildung 6.21 dargestellt. Für die Vorsteuerung ist die Vorgabe des Sollverlaufs sowie dessen Zeitableitungen bis zur siebenten Ordnung erforderlich. Analog zu Abschnitt 4.3 wird die Sinus-Funktion

$$y_{1,dt} = A_{dt,y} \sin\left(2\pi \frac{t}{T_{dt}}\right) \quad (6.56)$$

zur Erzeugung des Dithers verwendet. Darin bezeichnet  $A_{dt,y}$  die Amplitude der Schieberbewegung infolge des Dithers. Die in Abschnitt 4.3 ermittelten Dither-Einstellungen führen zu einer leichten Bewegung des Ventilschiebers mit einer Amplitude von ca.  $7 \mu\text{m}$ . Dieser Wert wird in weiterer Folge für  $A_{dt,y}$  gewählt. Für die Zeitableitungen dieses Dither-Signals erhält man

$$\begin{aligned} \dot{y}_{1,dt} &= \frac{2\pi}{T_{dt}} A_{dt,y} \cos\left(2\pi \frac{t}{T_{dt}}\right) \\ &\vdots \\ y_{1,dt}^{(7)} &= -\left(\frac{2\pi}{T_{dt}}\right)^7 A_{dt,y} \cos\left(2\pi \frac{t}{T_{dt}}\right). \end{aligned} \quad (6.57)$$

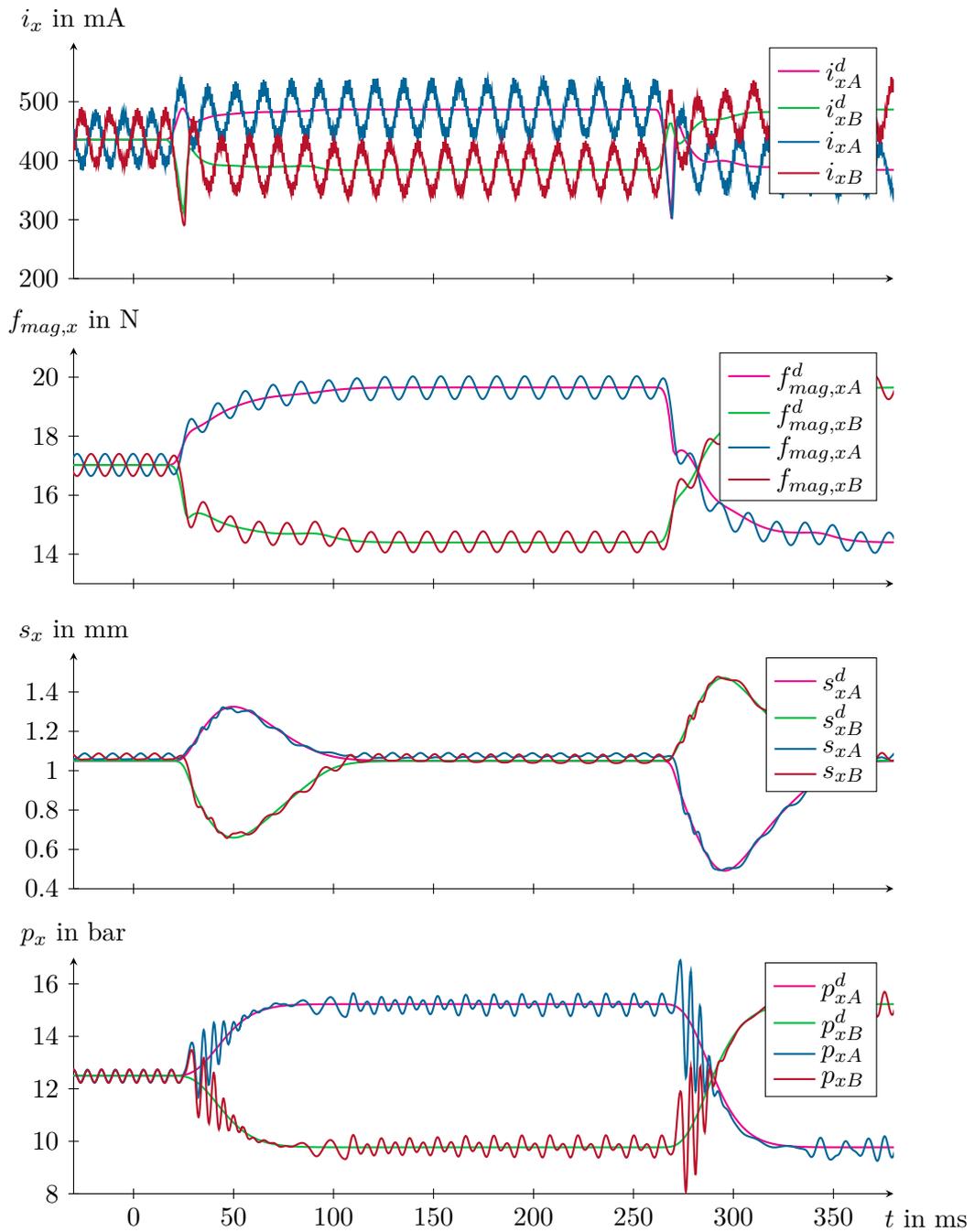


Abbildung 6.20: Systemzustände bei PWM Ansteuerung mit synchronisiertem Dither.

In der Vorsteuerung wird dieses Signal in weiterer Folge nach dem Trajektoriengenerator

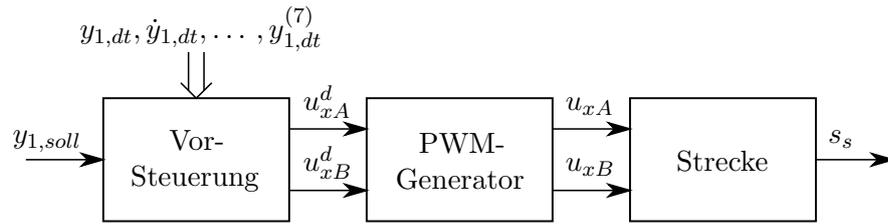


Abbildung 6.21: Blockschaltbild zur PWM Ansteuerung mit Dither in der Soll-Trajektorie.

der Soll-Trajektorie in der Form

$$\begin{aligned}
 y_1^d &= z_1 + y_{1,dt} \\
 \dot{y}_1^d &= z_2 + \dot{y}_{1,dt} \\
 &\vdots \\
 (y_1^d)^{(7)} &= v_1 + y_{1,dt}^{(7)}
 \end{aligned} \tag{6.58}$$

überlagert. In Abbildung 6.22 ist das Simulationsergebnis mit dieser angepassten Dither-  
Erzeugung zu sehen. Der Verlauf der Schieberposition zeigt erhebliche Abweichungen von

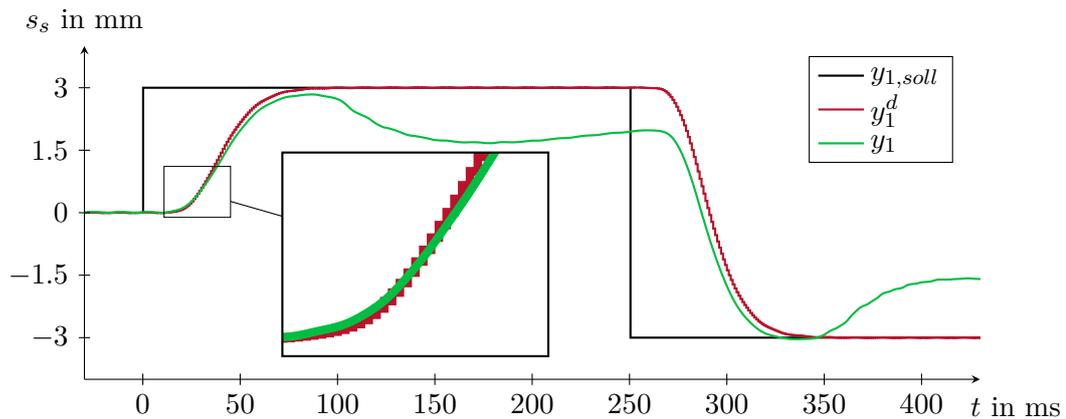


Abbildung 6.22: Dynamik des Systems mit Dither in der Soll-Trajektorie.

der Soll-Trajektorie. Insbesondere erreicht der Schieber nicht den richtigen stationären Endwert. Zur Begründung dieses Verhaltens betrachtet man die von der Vorsteuerung berechneten Stellgrößen. Diese sind in Abbildung 6.23 ausschnittsweise für jenen Zeitbereich dargestellt, in dem die größten Abweichungen beobachtet werden. Das überlagerte Signal führt dazu, dass die Spannungen zyklisch den zulässigen Bereich verlassen. Aufgrund der Stellgrößenbegrenzung zeigt das System nicht das gewünschte Verhalten und der stationäre Mittelwert der Eingangsspannung entspricht nicht dem Sollwert des Ausgangs. Dies hat zur Folge, dass die stationären Werte sämtlicher Systemgrößen vom Sollwert abweichen.

Aufgrund der schon beschriebenen Problematik der zu langsamen Abtastzeit kann dieses Verhalten auch nicht durch die Verwendung der systematischen Berücksichtigung

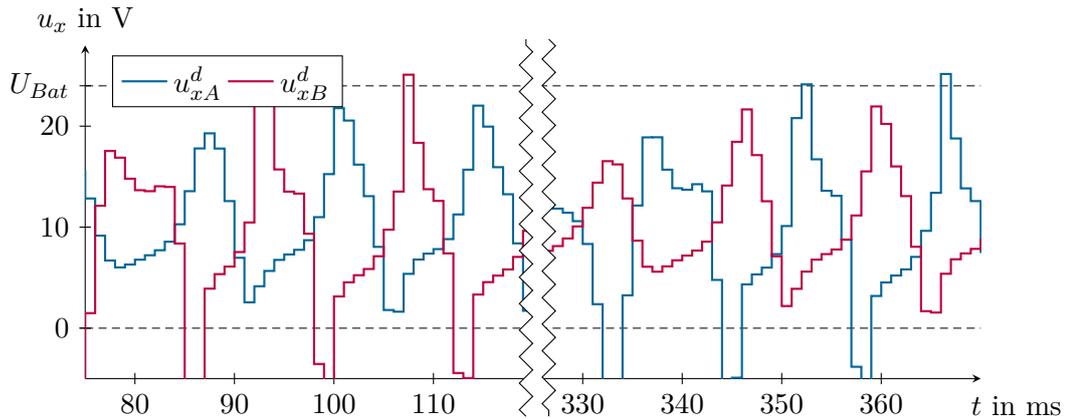


Abbildung 6.23: Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.22.

der Stellgrößenbeschränkung nach Abschnitt 6.3.6 verhindert werden. Eine Verringerung der Amplitude von  $A_{dt,y}$ , sodass die Stellgrößenbegrenzung eingehalten wird, ist zudem nicht sinnvoll, da damit eine Kompensation der Haftreibungseffekte nicht gewährleistet werden kann. Für die weiteren Betrachtungen wird daher das System nach Abbildung 6.18 verwendet, bei dem die Sollwerte mit dem Dither-Signal synchronisiert werden.

### 6.3.8 Simulationsstudien

Im Folgenden soll die Robustheit der flachheitsbasierten Vorsteuerung anhand verschiedener Testszenarien analysiert werden. Es wird das Verhalten des Systems bei sinusförmigen Sollverläufen und auftretenden Strömungskräften, sowie die Sensitivität des Verfahrens gegenüber Parameterschwankungen experimentell untersucht. Für alle in diesem Abschnitt gezeigten Simulationen wird eine Abtastzeit von 1 ms gewählt. Die Vorsteuerung wird dabei ohne die in Abschnitt 6.3.6 vorgestellte systematische Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkung verwendet. Für die Zeitkonstanten des Trajektoriengenerators wird der Wert  $T_{y1} = T_{y2} = 6$  ms gewählt. Die Ansteuerung erfolgt mit einem PWM Signal mit überlagertem Dither.

#### Sinusförmige Sollwertverläufe

Zur Untersuchung der Dynamik des Systems mit der flachheitsbasierten Vorsteuerung wurden bisher ausschließlich Sprungantworten betrachtet. In weiterer Folge wird die Reaktion des Systems auf periodische Eingangssignale analysiert. Dazu wird für den Sollwert  $y_{1,soll}$  ein sinusförmiges Signal vorgegeben. Zur Schaffung ähnlicher Bedingungen wie bei der Verwendung eines überlagerten, langsameren Reglers wird dieses zeitdiskret mit einer Abtastzeit von 10 ms auf das System aufgeschaltet. In Abbildung 6.24 ist das Simulationsergebnis für eine Amplitude von 3 mm und einer Frequenz von 2 Hz dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Dynamik des Trajektoriengenerators eine deutliche Phasenverschiebung zwischen dem Verlauf des Sollwertes  $y_{1,soll}$  und der Trajektorie  $y_1^d$  bewirkt. Das System, und somit auch der Ausgang  $y_1$ , folgt jedoch der Soll-Trajektorie sehr

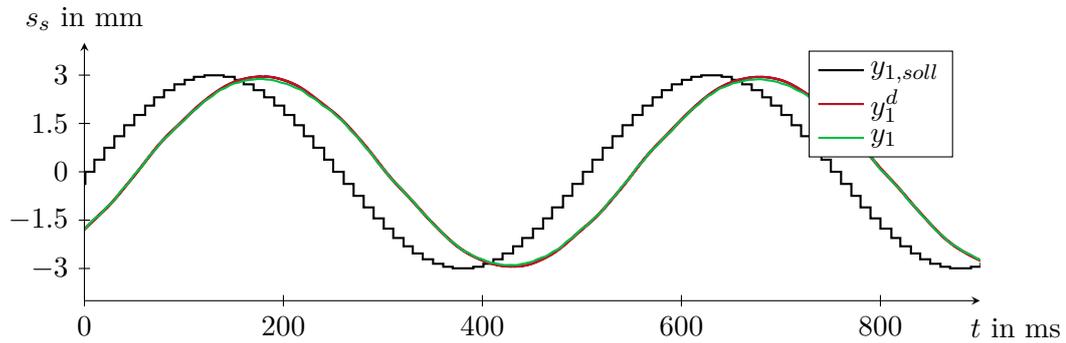


Abbildung 6.24: Dynamik des Systems bei sinusförmigem Sollwertverlauf mit 2 Hz.

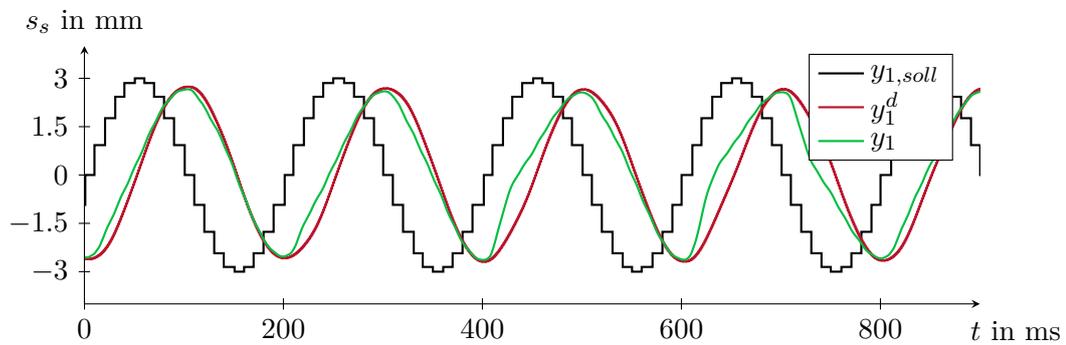
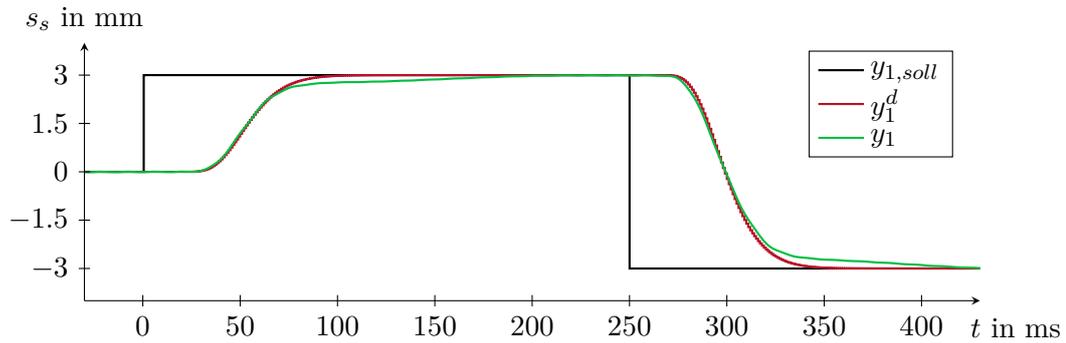
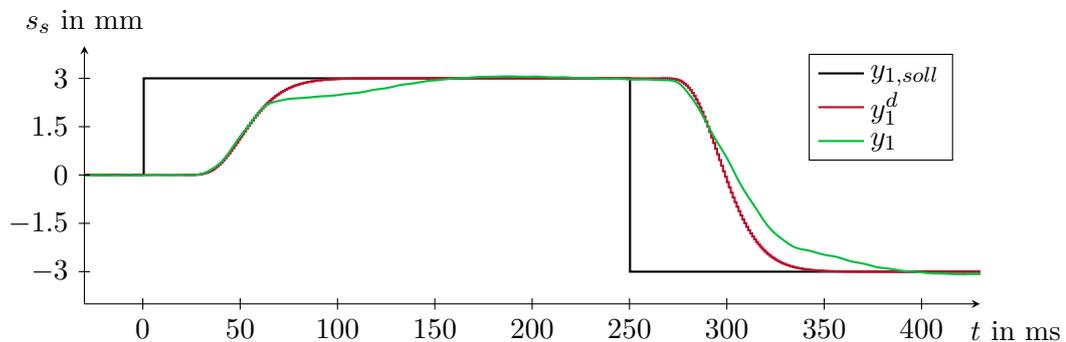


Abbildung 6.25: Dynamik des Systems bei sinusförmigem Sollwertverlauf mit 5 Hz.

gut. Erhöht man die Frequenz auf 5 Hz, so verschlechtert sich, wie in Abbildung 6.25 zu sehen, das Führungsverhalten. Dies liegt daran, dass der zur Verfügung stehende Bereich der Stellgrößen hier nicht mehr ausreicht, um das System auf dieser schnelleren Trajektorie zu halten.

### Einfluss von Strömungskräften

Im nächsten Schritt wird der Einfluss der Strömungskräfte an der Hauptstufe betrachtet. Wie zu Beginn von Abschnitt 6.3 beschrieben, wurden diese in der flachheitsbasierten Vorsteuerung nur stationär berücksichtigt. Die dynamischen Effekte wurden vernachlässigt und für die Zeitableitung wurde  $\dot{f}_{jet}(s_s, p_A, p_B) = 0$  angenommen. Die Auswirkungen dieser Vereinfachung werden im Folgenden anhand von Simulationen untersucht. Abbildung 6.26 zeigt dazu ein Simulationsergebnis, bei dem an den Blenden der Hauptstufe eine konstante Druckdifferenz von  $\Delta p = 50$  bar angelegt wurde. Bei der Schieberposition von  $s_s = 3$  mm entspricht dies einem stationären Volumenstrom von 12.481/min. Man erkennt hier bereits leichte Abweichungen der Schieberposition gegenüber der Soll-Trajektorie. Der stationäre Sollwert wird jedoch nach einiger Zeit erreicht. Zur Analyse des Verhaltens bei größeren Strömungskräften wird im nächsten Schritt eine Druckdifferenz von  $\Delta p = 200$  bar eingestellt. Diese entspricht einem stationären Volumenstrom von 24.961/min. Das zugehö-

Abbildung 6.26: Dynamik des Systems mit Strömungskräften bei  $\Delta p = 50$  bar.Abbildung 6.27: Dynamik des Systems mit Strömungskräften bei  $\Delta p = 200$  bar.

rige Simulationsergebnis ist in Abbildung 6.27 dargestellt. Der Verlauf der Sprungantwort weicht hier stark von dessen Soll-Verlauf ab. Die stationäre Aufschaltung der Strömungskräfte bewirkt jedoch zumindest, dass die Schieberposition nach einiger Zeit den richtigen Endwert erreicht.

### Robustheit bezüglich Parameterschwankungen der Dämpfungskoeffizienten

Die Parameter  $d_v$  und  $d_{v,x}$  der viskosen Reibung können im Allgemeinen nur mit einem beträchtlichen Aufwand anhand von dynamischen Messungen identifiziert werden. Aufgrund von Fertigungstoleranzen sind bei dem in Serie hergestellten Mobilventil Schwankungen der Parameterwerte zu erwarten. Die Anwendung der hier in dieser Arbeit durchgeführten Identifikation ist für das Serienprodukt daher nur bedingt möglich. Darüber hinaus ist damit zu rechnen, dass die viskose Reibung im aktiven Betrieb von der Temperatur und den Druckverhältnissen am Ventil abhängt. Aus diesem Grund ist es wichtig zu untersuchen, wie sich das System mit der flachheitsbasierten Vorsteuerung bei Abweichungen der viskosen Reibkoeffizienten verhält. Dazu werden die Parameter  $d_v$  und  $d_{v,x}$  in der Vorsteuerung auf den jeweils identifizierten Wert gesetzt und jene des Simulationsmodells variiert. Zunächst wird die viskose Dämpfung der Hauptstufe analysiert. Abbildung 6.28 zeigt dazu die simulierten Sprungantworten für  $d_v = 0.8 d_v^{id}$  und  $d_v = 1.2 d_v^{id}$ . Der Pa-

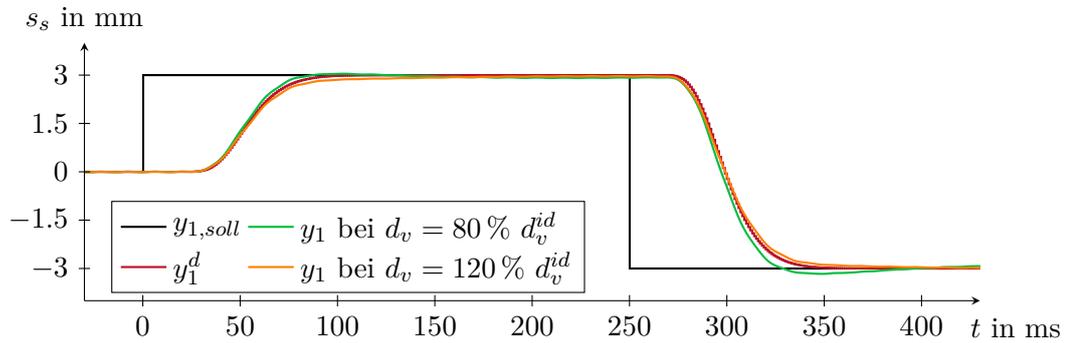


Abbildung 6.28: Dynamik des Systems mit 20% Variation der Dämpfung der Hauptstufe.

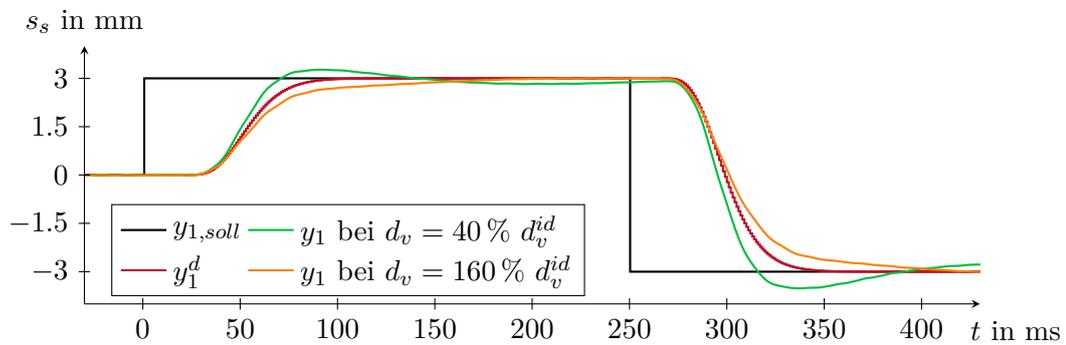


Abbildung 6.29: Dynamik des Systems mit 60% Variation der Dämpfung der Hauptstufe.

parameter  $d_v^{id}$  bezeichnet dabei den in Abschnitt 4.4 bestimmten Wert von  $d_v$ . Man sieht, dass diese Variation der Dämpfung um 20% nur sehr geringe Auswirkungen auf die Verläufe der Sprungantworten hat. Die Abweichungen von der Soll-Trajektorie sind, wie in Abbildung 6.29 erkennbar, selbst bei einer größeren Änderung des Parameters um 60% noch in vertretbarem Ausmaß.

Das Verhalten des Systems bei Variation der viskosen Reibung in den Pilotventilen ist in Abbildung 6.30 für  $d_{v,x} = 0.8 d_{v,x}^{id}$  und  $d_{v,x} = 1.2 d_{v,x}^{id}$  dargestellt. Der Parameter  $d_{v,x}^{id}$  bezeichnet dabei wiederum den in Abschnitt 4.4 bestimmten Wert von  $d_{v,x}$ . Bei dieser Abweichung von 20% sind auch hier kaum Auswirkungen auf die Verläufe der Sprungantworten erkennbar. Im nächsten Schritt wird daher die Variation auf 60% erhöht. Wie in Abbildung 6.31 dargestellt, hat dies Abweichungen in den Verläufen der Schieberposition zur Folge. Insbesondere erkennt man für  $d_{v,x} = 0.4 d_{v,x}^{id}$  deutlich stärkere Schwingungen, welche auf den überlagerten Dither zurückzuführen sind. Diese Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss von Abweichungen bei den Koeffizienten der viskosen Reibung vergleichsweise gering ist. Aus diesem Grund ist zu erwarten, dass die flachheitsbasierte Vorsteuerung auch für nicht exakt identifizierte Dämpfungsparameter zufriedenstellende Ergebnisse liefert, sofern Schätzwerte zur Verfügung stehen.

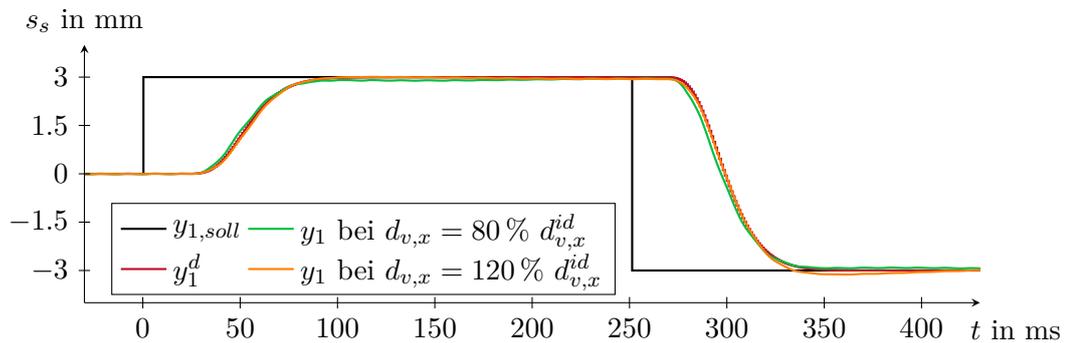


Abbildung 6.30: Dynamik des Systems mit 20% Variation der Dämpfung der Pilotventile.

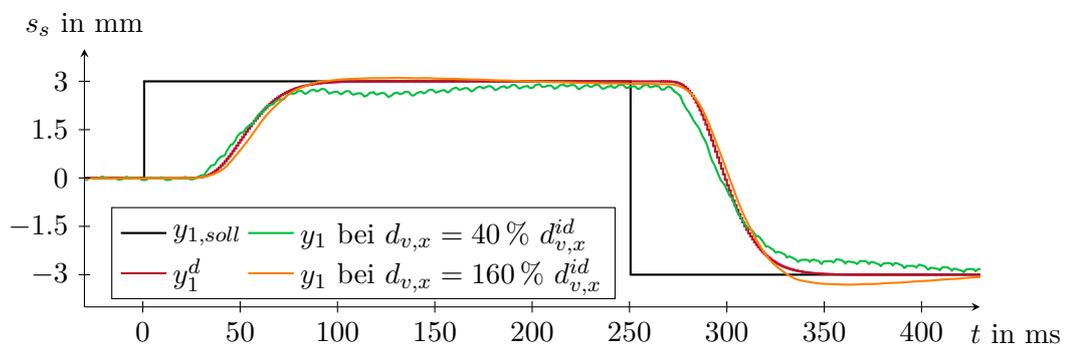


Abbildung 6.31: Dynamik des Systems mit 60% Variation der Dämpfung der Pilotventile.

### Vergleich mit dem ungeregelten Ventil

Abschließend wird die Leistungsfähigkeit der flachheitsbasierten Vorsteuerung untersucht. In Abbildung 6.32 sind dafür die Antworten des Ventils ohne Regelung, mit PD Regler und mit der flachheitsbasierten Vorsteuerung auf einen Sollwertsprung von 0 mm auf 3 mm dargestellt. Man erkennt, dass mit der flachheitsbasierten Vorsteuerung das dynamische Systemverhalten deutlich verbessert werden kann. Je nach Zeitpunkt des Sprunges wird jedoch ein vergleichsweise großer Zeitraum zur Synchronisierung des Sollwerts mit dem Dither benötigt. Bei weitem die beste Dynamik zeigt der Verlauf mit dem PD Regler aus Abschnitt 6.2. Dies liegt daran, dass die Stellgrößenbeschränkungen, wie in Abbildung 6.33 zu sehen, für den Regler unproblematisch sind. Für die Realisierung dieser Regelung wird jedoch ein Sensor für die Schieberposition  $s_s$  benötigt.

## 6.4 Parameterschätzer für den Spulenwiderstand

Der Spulenwiderstand wurde in den bisherigen Betrachtungen stets als bekannter konstanter Parameter betrachtet. Der Wert ist jedoch nicht konstant, sondern ändert sich in Abhängigkeit der Temperatur. Die Änderung erfolgt jedoch sehr langsam im Vergleich zur Systemdynamik. Zur Abschätzung der Größenordnung der Streuung des Widerstandswerts

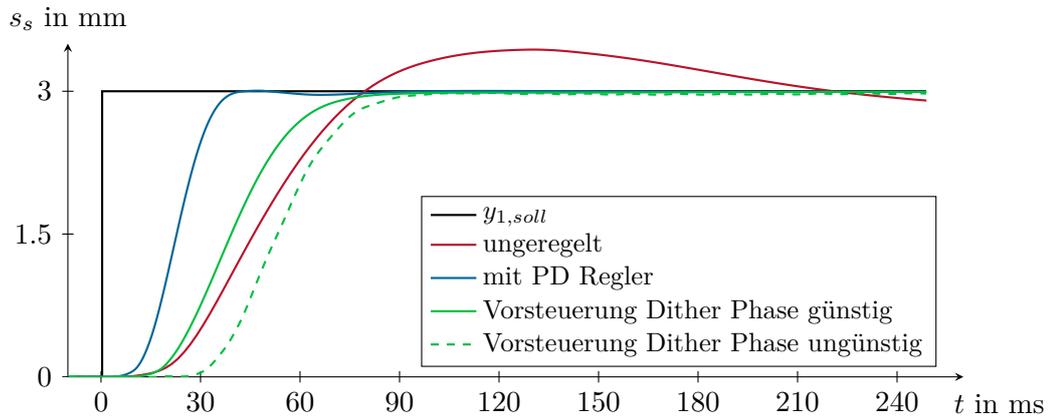


Abbildung 6.32: Vergleich der flachheitsbasierten Steuerung mit dem unregelmäßigem und mit PD-Regler geregeltem Ventil.

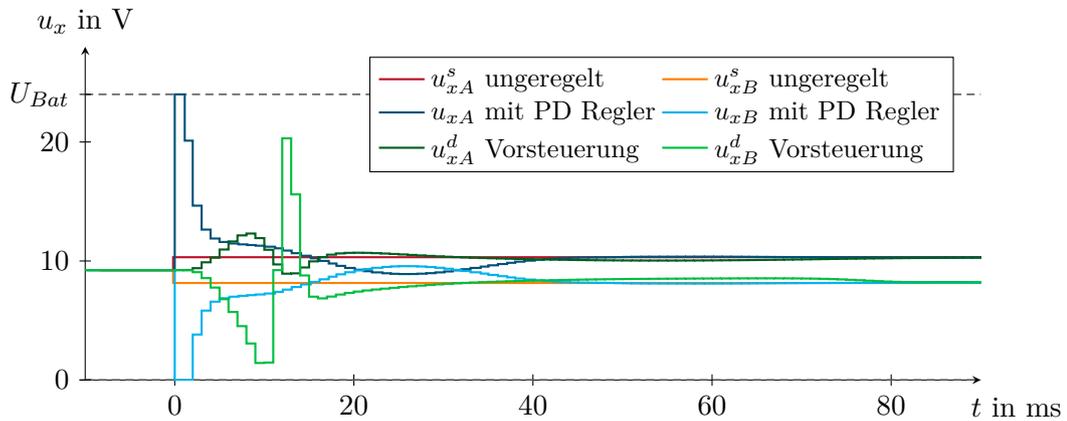
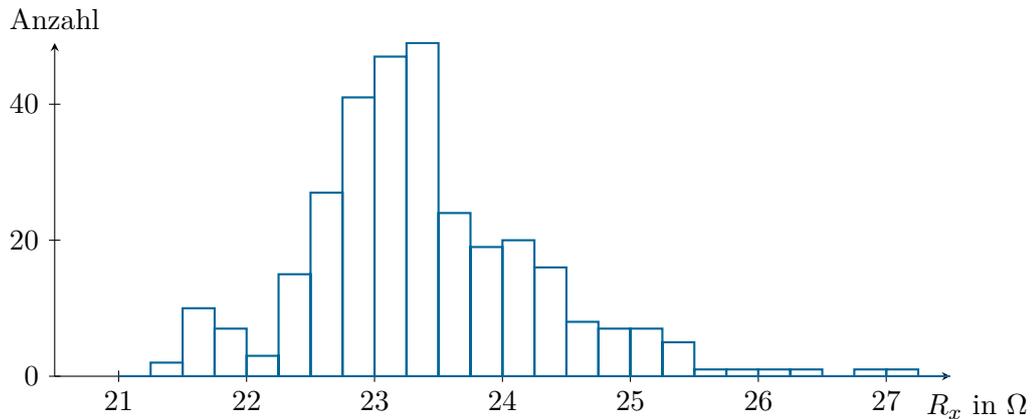
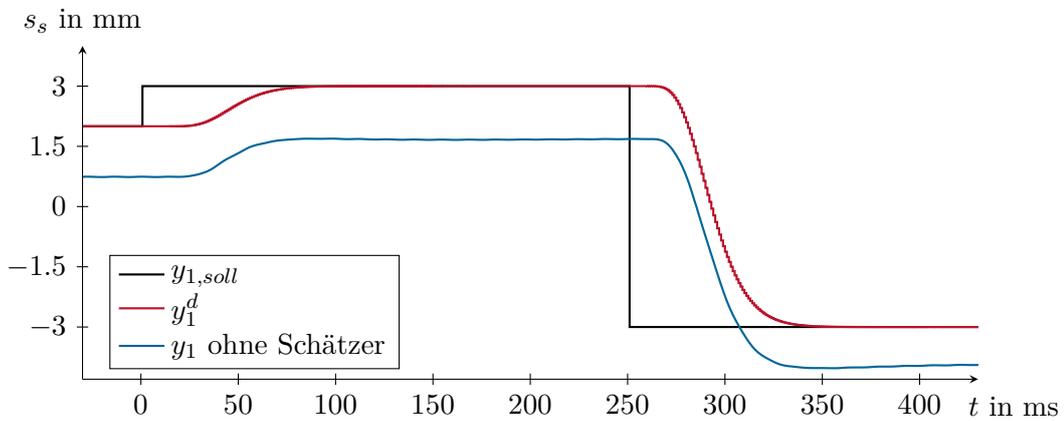


Abbildung 6.33: Stellgrößen zu den Sprungantworten in Abbildung 6.32.

ist in Abbildung 6.34 ein Histogramm der gemessenen Werte dargestellt. Dafür wurden die Messdaten von über 300 Sprungantworten ausgewertet. Der größte gemessene Wert ist  $27.08 \Omega$ . Im Vergleich zum Kaltwiderstand  $R_x = 21.20 \Omega$ , welcher im Datenblatt angegeben ist, entspricht dies einer Erhöhung um 27.74 %.

Eine Abweichung des Widerstand der Magnetspule wirkt sich direkt auf den stationären Wert des Stromes aus und beeinflusst somit in weiterer Folge auch den stationären Wert der Schieberposition. Dies ist in Abbildung 6.35 anhand der Sprungantworten bei einer flachheitsbasierten Vorsteuerung zu sehen. Für diese Simulation wurde der Wert des Widerstandes  $R_{xA}$  in der Strecke um 10 % erhöht, während der Parameter der Vorsteuerung unverändert auf dem Nennwert belassen wurde. Man erkennt, dass bereits diese vergleichsweise geringe Abweichung den stationären Wert der Schieberposition im Verhältnis zum Maximalhub des Schiebers stark verfälscht.

Abbildung 6.34: Histogramm der gemessenen Werte des Spulenwiderstands  $R_x$ .Abbildung 6.35: Sprungantworten bei 10% Abweichung von  $R_{xA}$ .

Zum Ausgleich der Temperaturabhängigkeit kann ein Stromregler eingesetzt werden. Dies ist jedoch schwierig, da durch das überlagerte Dither-Signal der Sollwert für den Strom nicht bekannt ist. Eine Vernachlässigung des Dithers für den Sollwert des Stromes würde jedoch dazu führen, dass der Regler das Dither-Signal wie eine Störung auszuregeln versucht. Daher wird im Folgenden ein Parameterschätzer für den Wert des Spulenwiderstandes entworfen. Dazu wird ein rekursiver Least-Squares Schätzer mit exponentiell abklingendem Gedächtnis verwendet, siehe hierzu [26], [31]. Dieser minimiert für das überbestimmte Gleichungssystem

$$\mathbf{u}_{x,N} = \mathbf{i}_{x,N} \hat{R}_x \quad (6.59)$$

den gewichteten quadratische Fehler

$$\|\mathbf{e}_R\|_\alpha^2 = \sum_{j=0}^N \alpha_j \left( u_{x,j} - i_{x,j} \hat{R}_x \right)^2 . \quad (6.60)$$

Darin bezeichnet  $\hat{R}_x$  den Schätzwert des Widerstandes,  $\mathbf{u}_{x,N}$  die ausgegebenen Spannungen

und  $\mathbf{i}_{x,N}$  die Messwerte des Spulenstroms. Des Weiteren werden mit  $\alpha_j$  die Gewichtungsfaktoren und mit  $N$  die Anzahl aller Messwerte seit der Initialisierung des Schätzers bezeichnet. Bei der Formulierung des Problems nach (6.59) handelt es sich um eine quasi-stationäre Betrachtung der Stromdynamik. Dies ist gerechtfertigt, da hier nur langsame Änderungen des Widerstands zu erwarten sind und die Dynamik des Schätzers dadurch deutlich langsamer als jene des Systems gewählt wird.

Mit der Wahl der Gewichtungsfaktoren  $\alpha_j = q^{N-j}$  mit dem Gedächtnisfaktor  $0 < q \leq 1$  wird der Fehler umso geringer gewichtet, je weiter die zugehörigen Messwerte in der Vergangenheit liegen. Durch die stärkere Gewichtung aktueller Messwerte ist der Schätzwert  $\hat{R}_x$  eine gute Näherung des tatsächlichen Wertes  $R_x$ . Die Geschwindigkeit der Anpassung kann über die Wahl des Gedächtnisfaktors  $q$  bestimmt werden. Der optimale Schätzwert  $\hat{R}_{x,j}$  des Widerstandes wird mit Hilfe der Ersatzgrößen

$$k_j = \frac{P_{j-1} i_{x,j}}{q + i_{x,j} P_{j-1} i_{x,j}} \quad (6.61a)$$

$$P_j = (P_{j-1} - k_j i_{x,j} P_{j-1}) \frac{1}{q} \quad (6.61b)$$

aus der Iterationsvorschrift

$$\hat{R}_{x,j} = \hat{R}_{x,j-1} + k_j (u_{x,j} - i_{x,j} \hat{R}_{x,j-1}) \quad (6.61c)$$

berechnet.

In Abbildung 6.36 ist die um den Parameterschätzer erweiterte Struktur des Gesamtsystems dargestellt. Dabei werden zwei Schätzer nach (6.61) für die Widerstände  $R_{xA}$  und

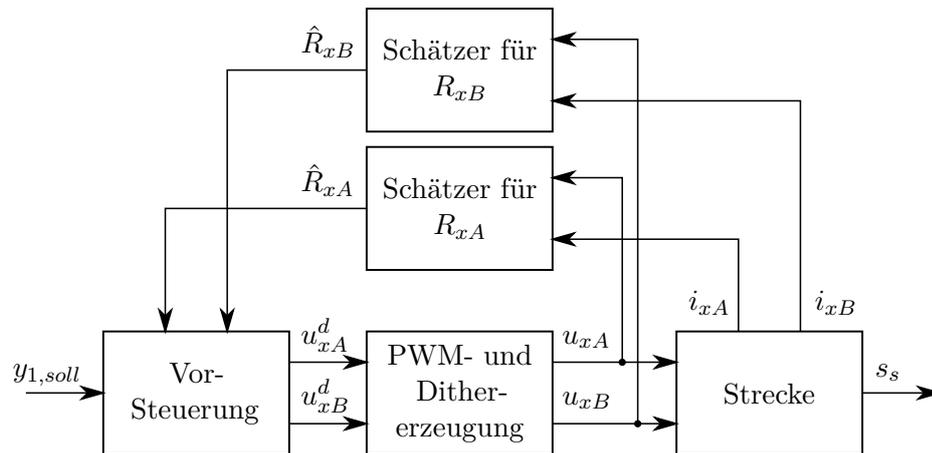


Abbildung 6.36: Blockschaltbild zur Vorsteuerung mit Parameterschätzer.

$R_{xB}$  verwendet. Die ermittelten Schätzwerte  $\hat{R}_{xA}$  und  $\hat{R}_{xB}$  werden von der Vorsteuerung zur Berechnung des Stellgesetzes verwendet. Für die folgenden Simulationen wurde für

den Gedächtnisfaktor der Wert  $q = 0.9995$  gewählt. Dadurch reagiert der Schätzer im Vergleich zur Dynamik des Mobilventils sehr langsam auf Abweichungen der tatsächlichen Widerstandswerte.

Abbildung 6.37 zeigt das Simulationsergebnis für den Ausgleichsvorgang des Schätzwertes. Dazu wird ein konstanter Sollwert von  $y_{1,soll} = 2\text{ mm}$  vorgegeben und, wie bei der vorhergehenden Simulation, der Wert für  $R_{xA}$  im Modell der Strecke um 10% erhöht.

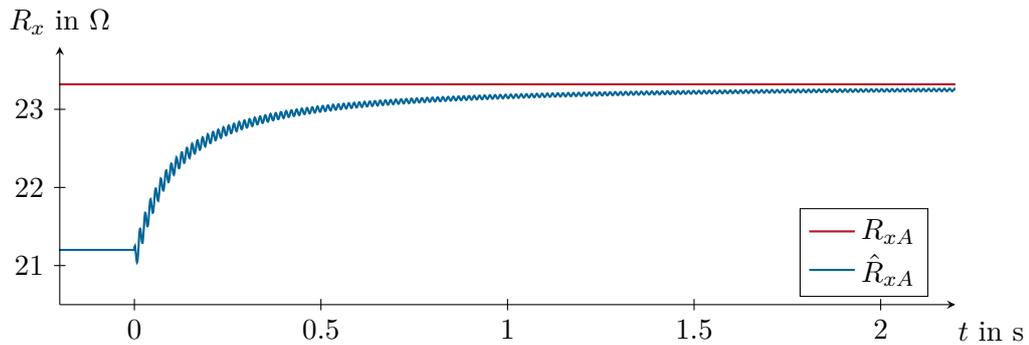


Abbildung 6.37: Ausgleichsvorgang des Widerstands schätzwertes nach dem Einschalten des Parameterschätzers bei einer Abweichung von  $R_{xA}$  um 10%.

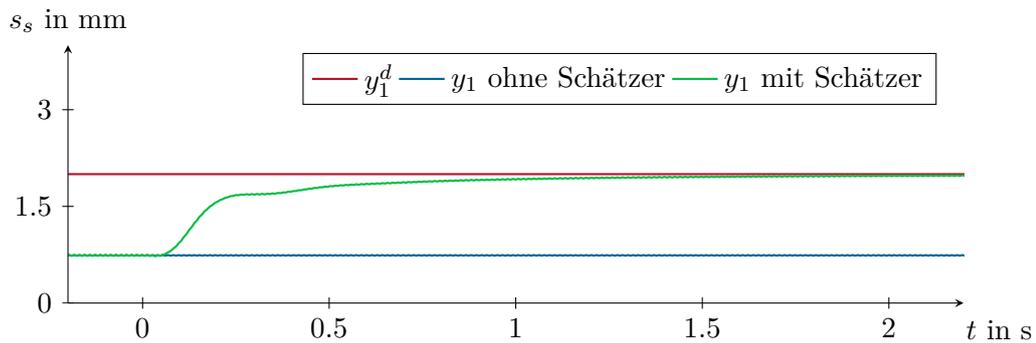


Abbildung 6.38: Ausgleichsvorgang der Regelgröße nach dem Einschalten des Parameterschätzers bei einer Abweichung von  $R_{xA}$  um 10%.

Der Parameterschätzer wurde dabei zum Zeitpunkt  $t = 0$  eingeschaltet. Man erkennt, dass sich der Schätzwert langsam dem tatsächlichen Wert der Strecke nähert. Die zugehörigen Verläufe der Schieberposition sind in Abbildung 6.38 dargestellt. Die Abweichung wird von dem Parameterschätzer korrekt ausgeglichen. Die Dynamik dieses Ausgleichsvorgangs ist dabei, wie erwünscht, deutlich langsamer als jene des Mobilventils.

## 6.5 Stromregelung

Mit der in Abschnitt 6.3 behandelten flachheitsbasierten Vorsteuerung werden zwar gute Ergebnisse erzielt, sie ist jedoch mit einem relativ hohen Rechenaufwand verbunden.

Jede Millisekunde muss die Soll-Trajektorie berechnet, sämtliche Systemzustände aus den Ausgängen und deren Ableitungen parametrisiert, sowie die Stellgrößen aus dem Stellgesetz ermittelt werden. Die meisten am Markt erhältlichen und für mobile Anwendungen geeigneten Steuergeräte kommen dabei an ihre Leistungsgrenzen. Zusätzlich muss beachtet werden, dass in einer Maschine typischerweise mehrere Mobilventile eingesetzt werden, und somit die Berechnungen mehrfach durchgeführt werden müssen. Um die Anforderungen an die Rechenleistung des Steuergerätes zu reduzieren, wird in diesem Abschnitt eine einfachere Methode zur Ansteuerung des Mobilventils betrachtet. Da der Spulenstrom der Pilotventile die einzige Größe ist, die als Messwert für eine Regelung zur Verfügung steht, ist der Entwurf einer Stromregelung naheliegend.

Dazu wird zunächst eine dynamische Vorsteuerung für den Strom der Magnetspule angegeben. Das Stellgesetz wird aus (3.40) abgeleitet. Es wird dabei die Rückwirkung der Schieberbewegung auf die Stromdynamik vernachlässigt und als Störung betrachtet. Des Weiteren wird für die von der Position  $s_x$  des Pilotventilschiebers abhängige Induktivität angenommen, dass sich der Schieber stets in Ruhe an der Regelposition  $s_x = l_{c,x}$  befindet. Damit ergibt sich für den Entwurf der Vorsteuerung des Stromes das einfache Stellgesetz in der Form

$$u_x^d = R_x i_x^d + L_x \left( i_x^d, l_{c,x} \right) \frac{d}{dt} i_x^d . \quad (6.62)$$

Zur Generierung einer realisierbaren Solltrajektorie  $i_x^d$  wird, wie in Abbildung 6.39 dargestellt, der Vorsteuerung ein Sollwertfilter vorgeschaltet, welches anhand des Sollwerts  $i_{x,soll}$  einen stetigen Verlauf von  $i_x^d$  mit einer stetigen Zeitableitung gewährleistet. Dieses

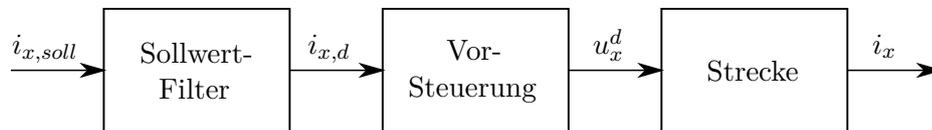


Abbildung 6.39: Blockschaltbild zur Vorsteuerung des Spulenstromes.

wird durch ein PT2 Filter in der Form

$$G_{sw}(s) = \frac{1}{1 + 2d_{sw}T_{sw}s + (T_{sw}s)^2} \quad (6.63)$$

realisiert. Dabei bezeichnet  $T_{sw}$  die Zeitkonstante und  $d_{sw}$  die Dämpfung des Filters. Zum Testen der dynamischen Vorsteuerung nach (6.62) wird diese mit der stationären Vorsteuerung  $u_x^{d,s} = R_x i_x^d$  verglichen. Abbildung 6.40 zeigt das Verhalten des Stroms eines Pilotventils des vollständigen Systems für eine Sprungantwort von 30 % auf 50 % des Nennstroms  $I_N = 750$  mA. Für die Parameter des Sollwertfilters wurden für diese Simulation die Werte  $d_{sw} = 0.7$  und  $T_{sw} = 2$  ms gewählt. Man erkennt, dass der Strom der Soll-Trajektorie folgt. Die Abweichungen von der Soll-Trajektorie werden durch die Vernachlässigung der Bewegung des Pilotventilschiebers verursacht.

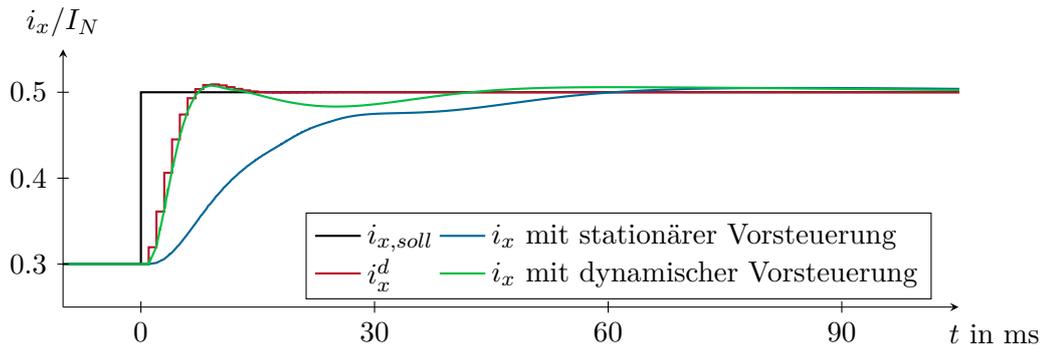


Abbildung 6.40: Dynamik des Spulenstroms bei Vorsteuerung.

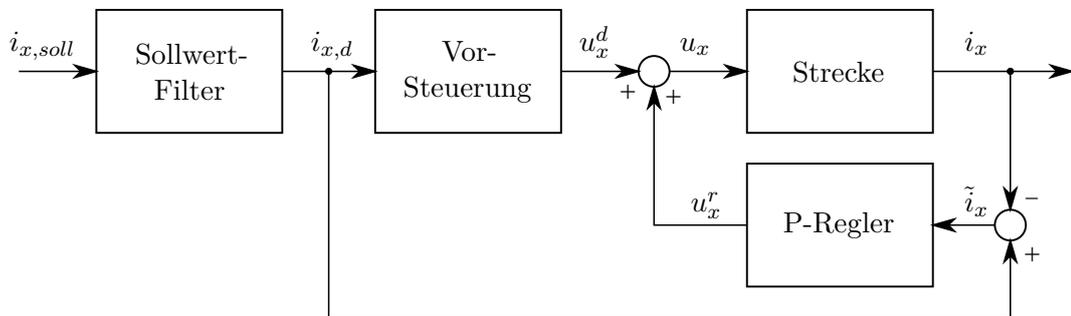


Abbildung 6.41: Blockschaltbild zur Vorsteuerung mit überlagertem P-Regler.

Zur Kompensation des Regelfehlers  $\tilde{i}_x = i_x - i_x^d$  wird im nächsten Schritt die Vorsteuerung, wie in Abbildung 6.41 dargestellt, um einen Regler erweitert. Da die Vorsteuerung, wie in Abbildung 6.40 zu sehen ist, die Regelgröße  $i_x$  bereits sehr nahe an die Soll-Trajektorie  $i_x^d$  heranführt, ist zur Kompensation der Abweichungen ein einfacher Proportionalregler in der Form

$$u_x^r = K_P (i_x - i_x^d) \quad (6.64)$$

ausreichend. Die Verstärkung des Reglers wurde mit  $K_P = 50 \text{ V/A}$  so gewählt, dass die Stellgröße im zulässigen Bereich  $u_x^d \in [0, U_{Bat}]$  verbleibt. Abbildung 6.42 zeigt das Simulationsergebnis mit aktivem Regler. Man erkennt, dass der Regler die Störungen gut unterdrückt. Die Abweichungen von der Soll-Trajektorie können dadurch deutlich reduziert werden. Zum Vergleich ist zusätzlich die Sprungantwort des Systems mit stationärer Vorsteuerung und überlagertem P-Regler dargestellt. Diese Methode ist etwas langsamer als jene mit dynamischer Vorsteuerung, liefert jedoch ebenfalls ein brauchbares Ergebnis.

Abschließend werden für diese dynamische Vorsteuerung des Spulenstroms experimentelle Ergebnisse des realen Systems gezeigt. Die Algorithmen wurden hierfür auf dem Steuergerät HY-TTC 60 der Firma TTCONTROL implementiert. Bei den Messungen am realen System muss die starke Temperaturabhängigkeit des Spulenwiderstands  $R_x$

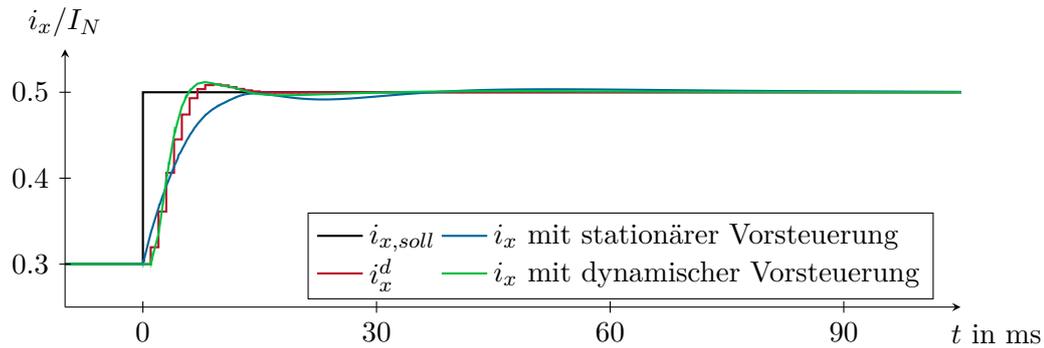


Abbildung 6.42: Dynamik des Spulenstroms bei Vorsteuerung und überlagertem Regler.

berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wurde zusätzlich der in Abschnitt 6.4 entworfene Parameterschätzer implementiert. Dadurch wird gewährleistet, dass die Vorsteuerung den Strom auf den richtigen stationären Wert führt. In Abbildung 6.43 ist das Messergebnis eines Sprunges von 30 % auf 50 % des Nennstroms dargestellt. Zum Vergleich

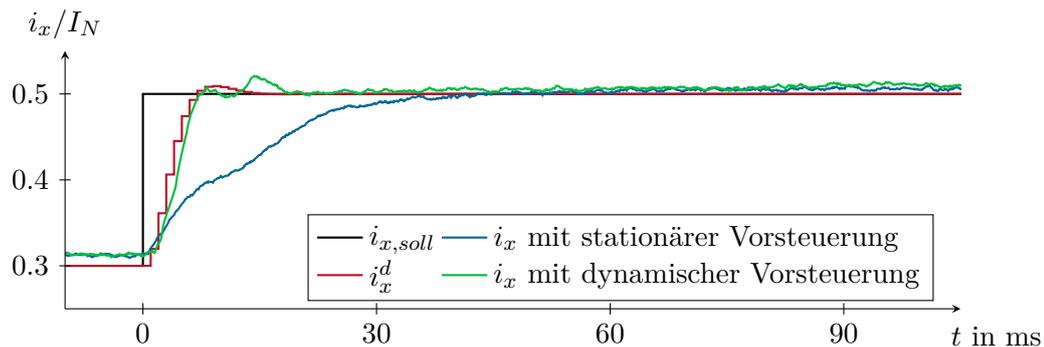


Abbildung 6.43: Messergebnis des Spulenstroms bei dynamischer Vorsteuerung.

ist zusätzlich der unregelmäßige Verlauf des Stroms bei stationärer Vorsteuerung gezeigt. Das Ergebnis demonstriert, dass sowohl der Parameterschätzer als auch die Vorsteuerung am realen System funktionieren. Die geringen Abweichungen im Verlauf des Stroms bei dynamischer Vorsteuerung sind auf die vernachlässigte Schieberbewegung des Pilotventils zurückzuführen.

Bei den gezeigten Messungen wurden zusätzlich die Verläufe der Schieberposition der Hauptstufe aufgezeichnet. Diese sind in Abbildung 6.44 dargestellt. Der Sprung des Sollwerts für den Spulenstrom erfolgt zum Zeitpunkt  $t = 0$ . Es ist deutlich erkennbar, dass durch die beschleunigte Stromdynamik auch die Dynamik des Schiebers verbessert werden konnte.

Abschließend sei erwähnt, dass die Messungen in Abbildung 6.43 und Abbildung 6.44 ohne Dither durchgeführt wurden, da in erster Linie die Stromdynamik untersucht werden sollte. Für die Umsetzung des Stromreglers mit Dither-Signal müssen noch zusätzliche Untersuchungen durchgeführt werden.

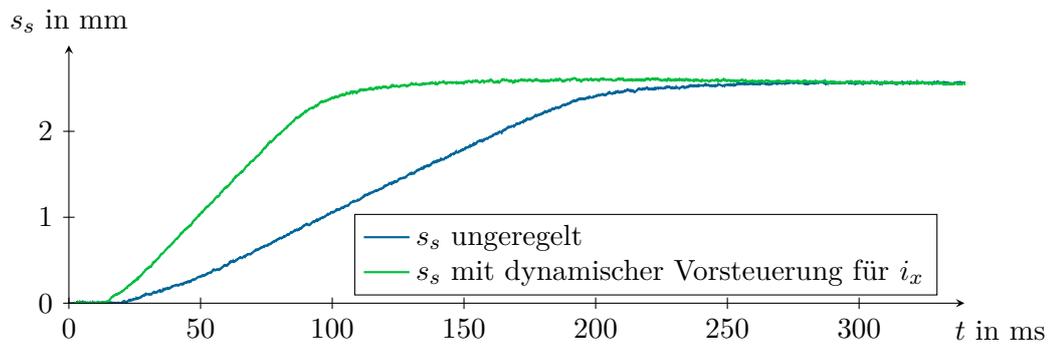


Abbildung 6.44: Schieberposition bei dynamischer Vorsteuerung des Spulenstroms.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Zur Steigerung der Leistungsfähigkeit von Mobilventilen wurden in dieser Arbeit Methoden entwickelt, um die Position des Ventilschiebers möglichst schnell und genau an eine vorgegebene Soll-Position zu führen. Der Schwerpunkt lag dabei auf einer reinen Steuerung, da bei dem betrachteten System aus Kostengründen und konstruktiven Gründen auf den Einsatz von Sensoren verzichtet werden soll. Die Untersuchungen wurden an einem Ventil der RS 220 Serie der Firma HYDAC durchgeführt, welches ein typischer Vertreter von Mobilventilen ist.

Als Ausgangspunkt für den Entwurf der Steuer- und Regelungsstrategien wurde zunächst eine mathematische Beschreibung des Ventils auf Basis physikalischer Gesetze abgeleitet. Zum Abgleich und zur Validierung des Modells wurden für das betrachtete Mobilventil statische und dynamische Messungen an einem Hydraulikprüfstand durchgeführt. Aufgrund der hohen Komplexität eignet sich das vollständige System jedoch nicht direkt zur Synthese von Steuer- und Regelungsstrategien. Daher wurden im nächsten Schritt die dynamischen Eigenschaften des Systems analysiert, mögliche Vereinfachungen betrachtet und ein reduziertes Modell erarbeitet.

Für das reduzierte Entwurfsmodell wurde im ersten Schritt eine stationäre Vorsteuerung in Kombination mit einem einfachen PD-Regler untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass durch die Messung der Schieberposition eine deutliche Beschleunigung der Schieberdynamik erreicht werden kann. Da für das reale System jedoch kein Sensor für die Schieberposition vorgesehen ist, wurde im nächsten Schritt auf Basis einer flachheitsbasierten Parametrierung der Systemzustände eine flachheitsbasierte Steuerung entworfen. Simulationen dieser Vorsteuerung am vollständigen Modell zeigen sehr gute Ergebnisse. Da in mobilen Maschinen typischerweise eine maximale Spannung von  $U_{Bat} = 24\text{ V}$  zur Verfügung steht, wurde des Weiteren eine Methode zur systematischen Berücksichtigung der Stellgrößenbeschränkungen untersucht. Es zeigte sich jedoch, dass diese Methode nur bei einer ausreichend hohen Abtastfrequenz funktioniert und bei der durch die maximale PWM Frequenz von 1 kHz für das vorliegende System höchst möglichen Abtastfrequenz nicht umsetzbar ist. Daher wurde eine Zeitkonstante für das Sollwertfilter der Steuerung gewählt, welche einen geeigneten Kompromiss zwischen einer hohen Dynamik und dem Einhalten der Stellgrößenbeschränkung darstellt. Eine systematische Berücksichtigung des zur Unterdrückung von Haftreibungseffekten erforderlichen Dither in der Vorsteuerung stellte sich als schwierig heraus. Es zeigte sich jedoch, dass es günstige Zeitpunkte für eine Änderung des Sollwertes im Zusammenhang mit der Phase des Dithers gibt. Durch eine Synchronisation des Zeitpunktes der Sollwertänderung mit dem Dither-Signal konnten gute Ergebnisse für die Vorsteuerung unter realistischen Bedingungen mit PWM Ansteuerung und Dither erzielt werden. Die auftretenden Verzögerungen aufgrund der Synchronisa-

tion, welche bis zu 14 ms betragen können, sind jedoch als kritisch zu betrachten. In weiterer Folge wurde anhand von umfangreichen Simulationsstudien die Robustheit der flachheitsbasierten Vorsteuerung untersucht sowie deren Grenzen aufgezeigt. Bei den Messungen am Prüfstand wurde festgestellt, dass der ohmsche Widerstand der Magnetspulen starken Schwankungen unterworfen ist. Zur Kompensation der dadurch entstehenden Abweichungen wurde ein Parameterschätzer für den Spulenwiderstand entwickelt. Des Weiteren zeigte sich, dass die Berechnung der flachheitsbasierten Vorsteuerung mit großem Rechenaufwand verbunden ist. Aus diesem Grund wurde abschließend ein Konzept zur Steuerung und Regelung des Spulenstromes entwickelt, welches durch einen deutlich geringeren Rechenaufwand gekennzeichnet ist. Der Parameterschätzer und die Stromregelung wurden sowohl durch Simulationen als auch am realen Mobilventil getestet. Die Dynamik des Systems kann damit ebenfalls beschleunigt werden.

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit haben demonstriert, dass sowohl mit der klassischen PD Regelung, mit einer flachheitsbasierten Steuerung als auch durch die einfache Stromregelung eine signifikante Verbesserung der Schieberdynamik erreicht werden kann. Für den Einsatz des PD Reglers muss jedoch ein aus Kostengründen unerwünschter Wegsensor in das Ventil verbaut werden. Die flachheitsbasierte Vorsteuerung kommt zwar ohne Wegsensor aus, stellt jedoch sehr hohe Anforderungen an die Rechenleistung des verwendeten Steuergerätes, was ebenfalls Kosten verursacht. Eine kosteneffiziente Lösung ist die Verwendung der Stromregelung. Mit dieser kann jedoch die Schieberdynamik nicht direkt eingestellt werden.

Die Umsetzung der flachheitsbasierten Vorsteuerung am realen Ventil wurde in dieser Arbeit nicht durchgeführt und ist Gegenstand künftiger Tätigkeiten. Die Strömungskräfte konnten nur stationär berücksichtigt werden, da hierfür die Kenntnis der zeitlichen Ableitungen der Drücke an den Arbeitsanschlüssen erforderlich ist. Hierfür wäre eine Betrachtung des Mobilventils samt des umliegenden Systems, wie z. B. eines Hydraulikzylinders, erforderlich. Ein weiteres offenes Thema stellt die Stabilität der systematischen Berücksichtigung der Eingangsbeschränkungen dar. Die Analyse ist jedoch schwierig, da es sich dabei um ein schaltendes nichtlineares System handelt. Auch in der Literatur wird dieses Thema als Gegenstand künftiger Forschungen angeführt. Des Weiteren besteht ein Verbesserungspotential bei der Umsetzung des Dithers. Die vorgeschlagene Verzögerung des Sollwertes bis zu einer günstigen Phasenlage des Dither-Signals stellt aufgrund der vergleichsweise hohen Periodendauer des Dithers keine ideale Lösung dar. Ebenso sollte die vorgeschlagene Stromregelung in weiterführenden Arbeiten in Kombination mit einem Dither-Signal untersucht werden.

# A Symbolverzeichnis

In diesem Abschnitt werden alle verwendeten Symbole und Größen aufgelistet. Ein tiefgestelltes  $s$  bei einem Symbol bezeichnet eine Größe der Hauptstufe. Der Index  $x$  wird für Größen der Pilotventile verwendet.

Zur Unterscheidung von Skalaren, Vektoren und Matrizen werden die folgenden typographischen Konventionen verwendet. Skalare werden dünn geschrieben, z. B.  $s_s$  oder  $A_d$ . Vektoren werden klein und fett dargestellt, z. B.  $\mathbf{d}$ , und Matrizen werden groß und fett geschrieben, z. B.  $\mathbf{S}$ .

## A.1 Hauptstufe

### Eingangs- und Zustandsgrößen

Bezeichnung	Formelsymbol
<i>Eingangsgroßen:</i>	
Druck am Arbeitsanschluss A	$p_A$
Druck am Arbeitsanschluss B	$p_B$
<i>Zustandsgrößen:</i>	
Position des Ventilschiebers	$s_s$
Geschwindigkeit des Ventilschiebers	$w_s$

Tabelle A.1: Symbole der Eingangs- und Zustandsgrößen der Hauptstufe.

### Funktionen

Bezeichnung	Formelsymbol
Federkraft	$f_{spr}(s_s)$
Reibungskräfte	$f_{fr}(w_s)$
Strömungskräfte	$f_{jet}(s_s, p_A, p_B)$
Öffnungsfläche zwischen Anschluss A und Tank	$A_{d,rA}(s_s)$
Öffnungsfläche zwischen Anschluss B und Tank	$A_{d,rB}(s_s)$
Öffnungsfläche zwischen Anschluss A und Pumpe	$A_{d,pA}(s_s)$
Öffnungsfläche zwischen Anschluss B und Pumpe	$A_{d,pB}(s_s)$
Öffnungsfläche zum Tank	$A_{d,r}(x)$
Öffnungsfläche zur Pumpe	$A_{d,p}(x)$

Tabelle A.2: Funktionen zur Berechnung der Modellgleichungen der Hauptstufe.

<b>Parameter</b>	
Bezeichnung	Formelsymbol
<i>Geometrie:</i>	
Masse des Ventilschiebers	$m_s$
Querschnittsfläche des Schiebers	$A_s$
Maximaler Hub des Ventilschiebers	$l_{end}$
Position der Kerben zum Tank	$l_{k1,r}, l_{k2,r}$
Position der Kerben zur Pumpe	$l_{k1,p}, l_{k2,p}$
Koeffizienten für die Öffnungsfläche zum Tank	$a_{ri,j}$
Koeffizienten für die Öffnungsfläche zur Pumpe	$a_{pi,j}$
Kontraktionskoeffizient für die Blenden zum Tank	$\alpha_r$
Kontraktionskoeffizient für die Blenden zur Pumpe	$\alpha_p$
Strömungswinkel zwischen Anschluss A und Tank	$\varphi_{rA}$
Strömungswinkel zwischen Anschluss B und Tank	$\varphi_{rB}$
Strömungswinkel zwischen Anschluss A und Pumpe	$\varphi_{pA}$
Strömungswinkel zwischen Anschluss B und Pumpe	$\varphi_{pB}$
<i>Kräfte:</i>	
Federrate	$k_s$
Federvorspannung	$k_{0,s}$
viskoser Reibkoeffizient	$d_v$
Coulombsche Reibkraft	$d_c$
Haftkraft	$d_s$
Parameter für den Stribeck-Effekt	$d_{w0}$
<i>hydraulische Kennwerte:</i>	
Pumpendruck	$p_p$
Tankdruck (auch Rücklauf genannt)	$p_r$

Tabelle A.3: Symbole der Modellparameter der Hauptstufe.

## A.2 Pilotventile

Zur allgemeinen Beschreibung der Größen der Pilotventile wird der Index  $x$  verwendet. Ist eine Unterscheidung der beiden Ventile notwendig, wird dieser auf  $xA$  bzw.  $xB$  erweitert.

### Eingangs- und Zustandsgrößen

Bezeichnung	Formelsymbol
<i>Eingangsgrößen:</i>	
Spulenspannung	$u_x$
<i>Zustandsgrößen:</i>	
Spulenstrom	$i_x$
Magnetkraft	$f_{mag,x}$
Zeitableitung der Magnetkraft	$f_{md,x}$
Position des Pilotventilschiebers	$s_x$
Geschwindigkeit des Pilotventilschiebers	$w_x$
Regeldruck bzw. Vorsteuerdruck	$p_x$
Druckdifferenz	$p_\Delta$
Summendruck	$p_\Sigma$

Tabelle A.4: Symbole der Eingangs- und Zustandsgrößen der Pilotventile.

### Funktionen

Bezeichnung	Formelsymbol
Verkettungsfluss	$\Psi_x(i_x, s_x)$
differentielle Induktivität	$L_x(i_x, s_x)$
Wegableitung des Verkettungsflusses	$M_x(i_x, s_x)$
Federkraft	$f_{spr,x}(s_x)$
Reibungskräfte	$f_{fr,x}(w_x)$
stationäre Magnetkraft	$f_{mst,x}(i_x)$
Volumenstrom über die Blende	$q_{v,x}(s_x, p_x)$
Leckage-Volumenströme	$q_{lk,x}(p_x)$
fiktive Größe zur Beschreibung der Bereichsumschaltungen	$\Gamma_x(s_x, p_x)$
Öffnungsfläche des Pilotventils	$A_{d,x}(s_x)$
Fläche eines abgedeckten Kreissegmentes	$A_c(n, r, x)$

Tabelle A.5: Funktionen zur Berechnung der Modellgleichungen der Pilotventile.

Parameter	
Bezeichnung	Formelsymbol
<i>Geometrie:</i>	
Masse der beweglichen Teile des Pilotventils	$m_x$
Querschnittsfläche des Ventilschiebers	$A_x$
Maximaler Hub des Ventilschiebers	$l_{end,x}$
Positionen der Bohrungen für die Öffnungsfläche	$l_{c,x}, l_{b,x}$
Anzahl der Bohrungen für die Öffnungsfläche	$n_{v1,x}, n_{v2,x}$
Radius der Bohrungen für die Öffnungsfläche	$r_{v1,x}, r_{v2,x}$
Kontraktionskoeffizient für die Blende zum Tank	$\alpha_{r,x}$
Kontraktionskoeffizient für die Blende zur Pumpe	$\alpha_{p,x}$
Volumen der Vorsteuerdruck-Kammern	$V_{0,x}$
<i>Kräfte:</i>	
Federrate	$k_x$
Federvorspannung	$k_{0,x}$
viskoser Reibkoeffizient	$d_{v,x}$
Coulombsche Reibkraft	$d_{c,x}$
Haftkraft	$d_{s,x}$
Parameter für den Stribeck-Effekt	$d_{w0,x}$
Koeffizienten für die stationäre Magnetkraft	$c_i$
Bereichsgrenze der stationären Magnetkraft	$c_{lin}$
Dämpfungskoeffizient der Magnetkraftdynamik	$c_d$
Zeitkonstante der Magnetkraftdynamik	$c_T$
Zeitkonstante der reduzierten Magnetkraftdynamik	$c_f$
<i>hydraulische Kennwerte:</i>	
Ersatzkompressionsmodul	$E'_x$
Dichte des Hydrauliköls	$\rho$
Versorgungsdruck der Pilotventile	$p_{p,x}$
Koeffizient für die Leckagen zum Tank	$o_{r,x},$
Koeffizient für die Leckagen zur Pumpe	$o_{p,x},$
<i>elektrische Kennwerte:</i>	
Widerstand der Magnetspule	$R_x$
Koeffizienten für die differentielle Induktivität	$p_{ij}, q_{ij}$
Approximierter Wert der differentiellen Induktivität	$L_{xf}$
Approximierter Wert der Wegableitung des magnetischen Fluss	$M_{xf}$

Tabelle A.6: Symbole der Modellparameter der Pilotventile.

## Literatur

- [1] J. Henikl, W. Kemmetmüller und A. Kugi, “Modeling and Control of a Mobile Concrete Pump”, in *Proc. of the 6th IFAC Symposium of Mechatronic Systems*, Hangzhou, 2013, S. 91–98.
- [2] S. Lambeck, O. Sawodny und E. Arnold, “Trajectory tracking control for a new generation of fire rescue turntable ladders”, in *Proc. of the 2nd IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics*, Bangkok, 2006, S. 847–852.
- [3] H. Aschemann, O. Sawodny, A. Bulach und H. P. Hofer, “Model based trajectory control of a flexible turntable ladder”, in *Proc. of the American Control Conference*, Bd. 2, Anchorage, 2002, S. 921–926.
- [4] M. Niederer, *Mathematische Modellierung und Regelungskonzepte zur Schwingungsreduktion und Kompensation des Seegangs für einen Schiffskran*, Diplomarbeit, TU Wien: Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, 2011.
- [5] H. E. Merritt, *Hydraulic Control Systems*. New York: John Wiley & Sons, 1967.
- [6] H. Murrenhoff, *Grundlagen der Fluidtechnik*. Aachen: Shaker Verlag, 2005.
- [7] D. Will und N. Gebhardt, *Hydraulik. Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Berlin: Springer, 2011.
- [8] J. F. Blackburn, G. Reethof und J. L. Shearer, *Fluid Power Control*. New York: John Wiley & Sons, 1960.
- [9] E. Truckenbrodt, *Fluidmechanik*. Berlin: Springer, 1996.
- [10] D. Findeisen, *Ölhydraulik*. Berlin: Springer, 2006.
- [11] G. Bauer, *Ölhydraulik*. Wiesbaden: Vieweg und Teubner, 2011.
- [12] P. Beater, *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe*. Berlin: Springer, 1999.
- [13] E. Kallenbach, R. Eick, P. Quendt, T. Ströhla, K. Feindt, M. Kallenbach und O. Radler, *Elektromagnete. Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung*. Wiesbaden: Vieweg und Teubner, 2012.
- [14] W. Kemmetmüller, *Vertiefung Regelungstechnik, Skriptum zur Vorlesung*, TU Wien: Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, 2012.
- [15] M. F. Rahman, N. C. Cheung und K. W. Lim, “Position estimation in solenoid actuators”, *IEEE Transactions on Industry Applications*, Bd. 32, Nr. 3, S. 552–559, 1996.
- [16] N. Cheung, K. Lim und M. Rahman, “Modelling a linear and limited travel solenoid”, in *Proc. of the Int. Convergence on Industrial Electronics, Control and Instrumentation*, Maui, 1993, S. 1567–1572.

- [17] G. Stumberger, B. Stumberger und D. Dolinar, “Identification of linear synchronous reluctance motor parameters”, in *Proc. of the Industry Applications Conference*, Bd. 1, Rom, 2000, S. 7–14.
- [18] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin und P. Rouchon, “Flatness and defect of non-linear systems: introductory theory and examples”, *International Journal of Control*, Bd. 61, Nr. 6, S. 1327–1361, 1995.
- [19] A. Isidori, *Nonlinear Control Systems (3rd Edition)*. London: Springer, 1995.
- [20] A. Kugi, *Regelungssysteme, Skriptum zur Vorlesung*, TU Wien: Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, 2012.
- [21] P. Kotman, M. Bitzer und A. Kugi, “Prioritization-based constrained trajectory planning for a nonlinear turbocharged air system with egr”, in *Proc. of the American Control Conference*, Montreal, 2012, S. 5712–5717.
- [22] HYDAC International, *Wegeventil RS220*, Datenblatt, 2014.
- [23] —, *3-Wege-Proportional-Druckregelventil PDMC04S30D*, Datenblatt, 2014.
- [24] C. C. De Wit, H. Olsson, K. J. Astrom und P. Lischinsky, “A new model for control of systems with friction”, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Bd. 40, Nr. 3, S. 419–425, 1995.
- [25] D. Bierbrauer, *Weiterentwicklung einer modularen Hydrauliksteuerung für mobile Anwendungen*, Bachelor-Thesis, Fachhochschule Trier, 2012.
- [26] W. Kemmetmüller und A. Kugi, *Prozessidentifikation, Skriptum zur Vorlesung*, TU Wien: Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, 2012.
- [27] P. Kokotovic, H. Khali und J. O’Reilly, *Singular Perturbation Methods in Control: Analysis and Design*. Philadelphia: Society for Industrial und Applied Mathematics, 1999.
- [28] J. Ziegler und N. Nichols, “Optimum settings for automatic controllers”, *Journal of dynamic systems, measurement, and control*, Bd. 115, Nr. 2B, S. 220–222, 1993.
- [29] M. Reuter und S. Zacher, *Regelungstechnik für Ingenieure*. Wiesbaden: Vieweg und Teubner, 2011.
- [30] F. Biener, *Mathematische Modellierung und Regelung eines Laborversuchs zur konvektiven Wärmeübertragung*, Diplomarbeit, TU Wien: Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, 2013.
- [31] L. Ljung, *System Identification: Theory for the User*. Upper Saddle River: Pearson Education, 1998.

# Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass die vorliegende Arbeit gemäß dem Code of Conduct - Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis (in der aktuellen Fassung des jeweiligen Mitteilungsblattes der TU Wien), insbesondere ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel, angefertigt wurde. Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quelle gekennzeichnet.

Die Arbeit wurde bisher weder im In- noch im Ausland in gleicher oder in ähnlicher Form in anderen Prüfungsverfahren vorgelegt.

Wien, im Juni 2014

Gerald MEYER