Bachelorarbeit

Umsetzung und Bewertung eines modellbasierten Füllverfahrens für elektrohydraulische Schaltkupplungen in einer Fahrzeugumgebung

Name: Jan-Christophe Swierczek-Jereczek

Matrikelnummer: 356267

Fakultät: V

Studiengang: Physikalische Ingenieurwissenschaften

Fachsemester: 4

Betreuung:
Pr. Dr.-Ing. habil. Rudibert King - TU Berlin
M.Sc. Benjamin Fietzke - TU Berlin
Dr.-Ing. René Knoblich - IAV GmbH
M.Sc. Alexander Lampe - IAV GmbH

Datum: 31.06.2017

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und eigenhändig sowie ohne unerlaubte fremde Hilfe und ausschließlich unter Verwendung der aufgeführten Quellen und Hilfsmittel angefertigt habe.

Jan-Christophe Swierczek-Jereczek, Berlin den 31.06.2017

Kurzfassung/Abstract

Kurzfassung

In einer früheren Arbeit wurde eine modell- und flachheitsbasierte Vorsteuerung zur Befüllung elektro-hydraulischer Schaltkupplungen in einem Stufenautomatikgetriebe entworfen. Diese Methode gehört zu einer der aktuell effizientesten der Steuerungstechnik und setzt dennoch voraus, dass eine gültige Streckenabblidung vorhanden ist. Hierfür wird in der jetzigen Untersuchung eine Zustandsraumdarstellung des Systems anhand physikalischer Gleichungen aufgestellt und anschließend implementiert. Diese gilt für alle elektro-hydraulischen Schaltkupplungen dieser Bauform, welche in den heutigen Wandlerautomatik- und Doppelkupplungsgetrieben am meisten Anwendung findet. Um das Modell mit einem geringeren Arbeitsaufwand an jede Schaltkupplung anpassen zu können, wird eine automatisierte Datenerzeugung und Optimierung entwickelt. In Kombination mit dem allgemeinen Entwurf und der Implementierung eines inversen Modells, wird somit ein allgemeines, effizientes und schnell umsetzbares Ansteuerungsverfahren erzielt. Aus diesem neuen Füllalgorithmus ergeben sich nicht nur ein verbessertes Fahrverhalten, sondern auch die Möglichkeit, die Methode mit anderen Konzepten zu erweitern. Dadurch wird die Leistung des Verfahrens verbessert, indem bspw. die Störempfindlichkeit verringert wird.

Abstract

A model and flatness based feedforward control for elctro-hydraulic clutch in step automatic transmissions has been developed in a previous contribution. This method is nowadays one of the most efficient used in the control theory. Nevertheless it requires an exact modelization of the system. For this purpose, a state-space representation based on physical equations shall be built and implemented in this contribution. This representation holds for all electro-hydraulic clutch of this construction form, which is the most commonly used in automatic and dual-clutch transmissions. An automized data generation and optimization are developped to allow the standard modell to be adapted to any clutch with a reduced workflow. In combination with the design and the implementation of an inverse modell, this leads to a general, efficient and easilly appliable control. In addition to the enhancement of the driving dynamic, this method offers the possibility to be widen by other scientifical concepts. Thus the control performance can be improved, for example by reducing its sensitivity.

Aufgabenstellung

Die Zahl der automatisch schaltenden Getriebe für Kraftfahrzeuge hat in den vergangenen Jahren weltweit deutlich zugenommen. Dieser Trend wurde durch die stetig zunehmende Verkehrsdichte, den daraus resultierenden Wunsch der Entlastung des Fahrers und die immer restriktiveren Vorgaben bezüglich der Abgasemissionen gefördert. Die Leistungsfähigkeit der modernen eingebetteten Systeme ermöglicht auch komplexe mechatronische Strukturen effizient zu steuern. Automatisch schaltende Getriebe werden in unterschiedlichen Formen realisiert. Wandlerautomatik-, Doppelkupplungs-, automatisierete Schaltgetriebe und kontinuierlich verstellbare Getriebe stellen die bekanntesten und am weitesten verbreiteten Getriebetypen dar. Alle diese Getriebetypen greifen für die Steuerung der mechanischen Komponenten auf umfangreiche Software-Systeme zurück, ohne die ein sinnvoller Betrieb unmöglich wäre.

Motivation

Wandlerautomatikgetriebe besitzen im Vergleich zu anderen Automatikgetriebetypen immernoch den stärksten Marktanteil (vgl. Naunheimer 2011, S.70). Sie setzen sich aus einem hydrodynamischen Wandler, elektrohydraulischen Schaltkupplungen und verschiedenen Radsätzen zusammen, durch welche die Verbindung von Verbrennungsmotor und Antriebsstrang, sowie umschaltbare Übersetzungsstufen realisiert werden. Neben einer ganzen Reihe von positiven Eigenschaften, wie etwa dem komfortablen Anfahren, setzt der Betrieb eines Automatikgetriebes hohe Anforderung an die zugrunde liegenden Steuerungsalgorithmen, bspw. während der Lastüberführung. Diese werden gegenwärtig meist auf der Basis phänomenologischer Betrachtungen konzipiert und realisiert, was teilweise zu erheblichen Aufwänden bei der Kalibration und Validierung der daraus resultierenden Software führt. Ein alternativer und modellbasierter Ansatz wurde im Vorfeld dieser Arbeit im Rahmen eines Praktikums erarbeitet und soll nun im Kontext einer Bachelorarbeit prototypisch umgesetzt und bewertet werden.

Zielsetzung

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein modellbasierter Ansatz für die Befüllung elektrohydraulischer Kupplungen, wie sie zum Schalten der Gänge in Automatikgetrieben eingesetzt werden, prototypisch in einem Versuchsfahrzeug umgesetzt und anschliessend experimentell untersucht werden. Die Ausgangsbasis dieser Arbeit bildet der im Rahmen eines Praktikums erarbeite Überblick über den Wissensstand, welcher nun angewendet und vertieft werden soll.

Hierzu muss zunächst eine Einarbeitung in die Versuchsumgebung - das Versuchsfahrzeug - und in die bereits implementierte prototypische Getriebesteuerung erfolgen, die den Fahrbetrieb des Versuchsfahrzeugs ermöglicht. Ziel dieses Arbeitsschrittes ist es ein tieferes Verständnis der Steuerungssoftware zu erlangen, um die Schnittstelle der zu implementierenden Komponente zu definieren.

Da in der Vorarbeit die theoretische Auslegung der modellbasierten Füllstrategie anhand eines anderen Getriebes vorgenommen wurde, müssen daraufhin zunächst einige Identifikationsmessungen am Versuchsfahrzeug durchgeführt werden. Hierbei ist das Ziel, Ähnlichkeiten und Unterschiede zu ermitteln und so das bereits bestehende Regelstreckenmodell für simulative Untersuchungen suksezzive zu verbessern und der Realität anzugleichen.

Sobald das Regelstreckenmodell soweit angepasst wurde, erfolgt die prototypische Implementierung der modellbasierten Füllstrategie in der Fahrzeugumgebung. Hier muss der erarbeitete

Ansatz gemäß der erstellten Schnittstellendefinition in die bestehende Steuerungs-Software integriert und im Bedarfsfall weiter angepasst werden. Abschliessend ist die Implementierung hinsichtlich ihrer Funktionalität zu testen.

Wurde die Füllstrategie erfolgreich in der Laufzeitumgebung getestet, erfolgt die experimentelle Untersuchung ihrer Leistungsfähigkeit. Dafür muss zunächst ein Versuchsplan mit den durchzuführenden Experimenten und den zu erfassenden Messgrössen, sowie den einzustellenden Umgebungsparametern erstellt werden. Die Bewertung der Leistungsfähigkeit soll hinsichtlich der erzielbaren Füllzeiten, der Robustheit gegenüber wechselnden Umgebungsparametern und der Adaptierbarkeit des Ansatzes erfolgen.

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	**Vollständiger Name**
AF	Anlegefeder
DGL	Differentialgleichung
DKG	Doppelkupplungsgetriebe
DRV	Druckregelventil
EAMES	Empirische Ansteuerungsmethode für elektro-hydraulische Schaltkupplungen
EHS	elektro-hydraulische Schaltkupplung
GMF	gleitender Mittelwertfilter
KL	Kennlinie
KRDF	Rückdruckfeder des Kolbens
MABX	Micro-Auto-Box
MAMES	Modellbasierte Ansteuerungsmethode für elektro-hydraulische Schaltkupplungen
VRDF	Rückdruckfeder des Ventils
WAG	Wandlerautomatikgetriebe
ZRM	Zustandsraummodell

Indizes

Index	Bezug
a	Anfang-
ab	Abtrieb-
al	Anlege-
an	Antrieb-
amp	Amplitude
e	End-
$\hat{i}$	Stromamplitude
k	Kupplungskolben
lb	Losbrech-
mess	gemessener Wert
norm	normierter Wert
real	realer Wert
ref	Referenz-
s	Ventilschieber
v	Ventil
vsp	Vorspannung
$\cdot^*$	Sollwert

Formelzeichen

Lateinische Buchstaben

Größe	Einheit	Beschreibung
a	$\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-2}$	Beschleunigung
A	m^2	Fläche
b	-	Füllstatus
b^*	-	Befüllanforderung
F	N	Kraft
F_0	N	Spulenkraft bei $i_{\mathrm{real}} = 0\,\mathrm{A}$
F_{mag}	N	Magnetische Kraft der Spule
F_{N}	N	Normalkraft am Lamellenpaket
F_{p}	N	Druckkraft im Ventil
F_{rv}	N	Reibungskraft am Ventilschieber
F_{v}	N	Kraft des Vena-contracta-Effektes
i	A	Strom
i_0	A	Nullstrom
i_{n}	A	neutraler Strom
J	-	Gütefunktional
$K_{\mathrm{öl}}$	Pa	Kompressionsmodul des Getriebeöls
K_0	$\mathrm{N} \cdot \mathrm{A}^{-1}$	Proportionalitätskonstante der Spule
K_1	kg^{-1}	Kehrwert der Schiebermasse
K_2	$\mathrm{N} \cdot \mathrm{m}^{-1}$	Konstante der VRDF
K_3	$\mathrm{N} \cdot \mathrm{m}^{-1} \cdot \mathrm{s}^{-1}$	Reibungskonstante am Ventilschieber
K_4	m^2	Pilotfläche vom DRV
K_5	$\left(\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{kg}\right)^{1/2}$	Konstante der Blendengleichung
K_6	kg^{-1}	Kehrwert der Kolbenmasse

Größe	**Einheit**	**Beschreibung**
K_7	m^2	Arbeitsfläche des Kupplungskolben
K_8	$\mathrm{N} \cdot \mathrm{m}^{-1}$	Federkonstante der KRDF
K_9	$\mathrm{N} \cdot \mathrm{m}^{-1}$	Federkonstante vom Lamellenpaket
K_{10}	$\mathrm{N} \cdot \mathrm{m}^{-1} \cdot \mathrm{s}^{-1}$	Reibungskonstante am Kupplungskolben
K_v	-	Konstante des Vena-Contracta-Effektes
l_1	m	Abstand zwischen zwei Platten bei einer Couette-Strömung
m	kg	Masse
M	$\mathrm{N} \cdot \mathrm{m}$	Moment
n	min^{-1}	Drehzahl
p	Pa	Druck
p_0	Pa	Referenzdruck
p_sys	Pa	Systemdruck
q_v	$\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}$	Volumenstrom
r	m	Radius der Ventilbohrungen
r_eff	m	Effektiver Reibradius einer Lamellenpaarung
s	m	Position
s_0	m	neutrale Schieberlage
s_l	m	Kolbenleerweg zum Lamellenpaket
$s_\mathrm{k,min}$	m	unterer Anschlag des Kolbens
t	s	Zeit
v	$\mathrm{m} \cdot \mathrm{s}^{-1}$	Geschwindigkeit
$\vec{x}$	-	Zustandsvektor
z	-	Streckenausgang
z_l	-	Anzahl der Lamellenpaare einer Kupplung

Griechische Buchstaben

Größe	Einheit	Beschreibung
α_0	-	Durchflusskoeffizient der Blendengleichung
Δp	Pa	Druckdifferenz
ι	-	Übersetzungsverhältnis
μ_R	-	Reibbeiwert
ν	-	Anzahl an Messpunkten
ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit
ρ	$\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^{-3}$	Dichte des Getriebeöls
σ	-	Standardabweichung
Σ	-	Strecke
Θ	$\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}$	Trägheitsmoment

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung **1**
1.1 Motivation . . . 2
1.2 Zielsetzung . . . 2

2 Stand der Technik **3**
2.1 Hydraulikkreis . . . 4
2.2 Druckregelventil . . . 5
2.3 Kolbensystem einer Schaltkupplung . . . 8
2.4 Theoretische Grundlage der aktuellen Ansteuerungsmethode . . . 12
2.5 Versuchsfahrzeug und Softwarearchitektur . . . 13
2.6 Praktische Umsetzung der EAMES . . . 15
2.7 Bestimmung der Füllgüte und Verbesserungspotenzial der EAMES . . . 17
2.8 Ziele der zukünftigen Füllstrategie . . . 20
2.9 Stand der Modellierung . . . 22
2.10 Prinzip der flachheitsbasierten Vorsteuerung . . . 23

3 Messtechnische Charakterisierung der Schaltkupplung **24**
3.1 Automatisierte Messdatenerzeugung . . . 24
3.2 Untersuchung der Strukturähnlichkeiten mit Getriebe 1 . . . 26
3.3 Erzeugung gemittelter Sprungantworten . . . 30

4 Anpassung der Systemparameter **31**
4.1 Vorarbeit zur Parameteranpassung . . . 31
4.2 Bestimmung der Spulenkennlinie . . . 31
4.3 Schätzung der Konstanten der KRDF . . . 32
4.4 Minimierung des Fehlerquadrats . . . 34

5 Entwurf einer alternativen Füllstrategie **38**
5.1 Wahl eines Startpunktes für die Vorsteuerung . . . 38
5.2 Entwurf einer Kette von Vorsteuerungen . . . 38
5.2.1 Phase 1 - Flachheitsbasierte Drucksteuerung . . . 39
5.2.2 Phase 2 - Flachheitsbasierte Positionssteuerung . . . 42
5.3 Umsetzung der MAMES in der Fahrzeugumgebung . . . 44
5.4 Weiterführende Erweiterungen . . . 46
5.4.1 Erweiterung des Zustandsraummodells . . . 46
5.4.2 Phase 3 - Flachheitsbasierte Drehzahlsteuerung . . . 47
5.4.3 Einflussfaktoren und mögliche Störgrößenaufschaltung . . . 49
5.4.4 Mögliche Erweiterung durch maschinelles Lernen . . . 50

6 Schlusswort **54**
6.1 Zusammenfassung . . . 54
6.2 Ausblick . . . 55

Abbildungsverzeichnis

1 Beispiel eines Stufenautomatikgetriebes (vgl. Mercedes-Benz 2013, bearbeitet) . 3
2 Gesamtsystem der Kupplungsansteuerung (vgl. Kaguermanov 2016, S.6, bearbeitet) . . . 4
3 Aufbau eines 3/2 DRV . . . 5
4 Strom-Druck-Kennlinie der studierten Kupplung . . . 6
5 Wichtige Schieberpositionen im DRV . . . 8
6 Aufbau einer Nasslamellenkupplung (vgl. Kirchner 2007, S. 308) . . . 8
7 AF a) mit Sinusschlag b) mit Schirmung (vgl. Kirchner 2007, S. 309) . . . 9
8 Unterschied des qualitativen Verlaufs der Kupplungskennlinie beim Einsatz einer AF (vgl. Pabst 2015, S.16) . . . 9
9 Vereinfachte Darstellung eines Kolbensystems . . . 10
10 Freischnitt der Kupplung . . . 11
11 Phasen der Zughochschaltung (vgl. Gruhle 2010, S.292) . . . 12
12 Schaltschema des Versuchsgetriebes (vgl. Volkswagen 2005, S.23) . . . 13
13 Softwarestruktur zur Kupplungsansteuerung . . . 14
14 Messsignale einer reellen $1 \rightarrow 2$ Zughochschaltung unter Anwendung der EAMES 16
15 Stromverlauf der EAMES (vgl. Abbildung 14) . . . 17
16 Messsignale bei Verwendung der EAMES bei stehendem Fahrzeug . . . 19
17 Prinzip der flachheitsbasierten Vorsteuerung . . . 23
18 Links: Reihe an Sprungversuchen, Rechts: Sprung bei $t \simeq 44,87\,\mathrm{s}$ . . . 24
19 Vergleich der Anwendung unterschiedlicher Filter anhand einer Sprungantwort 25
20 Experimentelle Sprungantwort von Druck und Drehzahl der Getriebe 1 (links) und 2 (rechts) bei $i_{\mathrm{norm}} \simeq 0,3$ . . . 28
21 Experimentelle Sprungantwort von Druck und Drehzahl der Getriebe 1 (links) und 2 (rechts) bei $i_{\mathrm{norm}} = 1$ . . . 29
22 Druckantwort auf $i_{\mathrm{norm}} \simeq 0,3$ . . . 33
23 Ergebnisse einer Optimierung des RMS-Fehlers für $i_{\mathrm{norm}} = 0,6$ . . . 34
24 Sprungantwort auf $\hat{\imath} = 0,37$ nach einer RMS-Optimierung . . . 35
25 Sprungantwort auf $i_{\mathrm{norm}} = 0,6$ nach einer RMS-Optimierung . . . 36
26 Sprungantwort auf $i_{\mathrm{norm}} = 0,94$ nach einer RMS-Optimierung . . . 36
27 Simulatorische Ergebnisse der Drucksteuerung . . . 41
28 Simulatorische Ergebnisse der Kolbensteuerung . . . 43
29 Gemessene Ergebnisse bei der ersten Implementierung der MAMES . . . 44
30 Mögliche Stromverlaufänderung durch ein Verstellen der Applikationsparameter 45
31 $1 \rightarrow 2$ Schaltung mit vollständiger Befüllung durch die EAMES . . . 52
32 Numerische Abbildung einer EHS . . . 60
33 Einbau der Vorsteuerung in die Gesamtsoftware . . . 61
34 Aufbau der modellbasierten Vorsteuerung . . . 62
35 Berechnung der Referenztrajektorie für die Vorsteuerung . . . 63
36 Aufbau der Positionsvorsteuerung . . . 64

1 Einleitung

Bis zum Ende des 20. Jahrhunderts wurde in der Automobilindustrie viel Wert auf die Entwicklung des Motors gelegt, um ständig leistungsstärkere und kraftstoffsparende Fahrzeuge zu konzipieren. Auch wenn dieses Optimierungspotential weiterhin untersucht wird, wurde in den letzten Jahrzehnten versucht, den Wirkungsgrad des Antriebstrangs durch Verbesserungen am Getriebe zu erhöhen. Bei gleichwertigem Motor kann somit eine bessere Kraftübertragung auf die Räder gewährleistet werden.

Ein wesentlicher Schiritt dieses Prozesses stellt die Automatisierung des Getriebes dar. Sie ermöglicht die Anzahl an Gängen und dadurch den Wirkungsgrad zu erhöhen. Der Nutzer wird dabei im Alltag entlastet. Die Entwicklung mechatronischer Konzepte ermöglicht es, die Schaltvorgänge je nach Fahrverhalten der Person sinnvoll zu gestalten. Im Zusammenspiel mit der großen Anzahl an Gängen, können somit der Kraftstoffverbrauch gesenkt und ein besseres und angenehmeres Beschleunigungsvermögen erreicht werden. Die Produktionskosten solcher Getriebe sind höher als bei üblichen manuellen Getrieben, weshalb sie als möglichst universell einsetzbar entworfen werden. Letztlich wird durch eine Großserienproduktion eine Verringerung der Kosten ermöglicht.

Auch wenn Automatikgetriebe schon seit einigen Jahrzehnten existieren, sind viele innere Vorgänge dieser Komponente immer noch verbesserungswürdig. Erkenntnisse aus der Regelungstechnik, aus der Mechatronik und aus der theoretischen Mathematik finden in diesem Gebiet Anwendung und ermöglichen somit die praktische Umsetzung neuwertiger wissenschaftlicher Konzepte. Die meisten Optimierungen finden in der Software statt und tragen dadurch keine zusätzliche Produktionskosten mit sich. Da sich Anforderungen, wie Langlebigkeit und Kosten, Leistung und Gewicht oft widersprechen, müssen beim Konstruktionsvorgang in der Regel Kompromisse eingegangen werden. Die Softwareentwicklung ist von diesem Problem weniger betroffen. Tatsächlich wird die Nutzung von Komponenten sinnvoller gestaltet und das gesamte Fahrverhalten verbessert, ohne dass andere Vorteile dafür aufgegeben werden müssen. Eine solche Optimierung wird in dieser Arbeit vorgeführt.

Das Schalten im Automatikgetriebe erfolgt über das Schließen und Lösen von hydraulisch angesteuerten Kupplungen und Bremsen, im Weiteren Kupplungen genannt. Da das Schalten der wesentliche Vorgang eines Getriebes ist, sind Kupplungen eine zentrale Komponente von Automatikgetrieben. Um Schaltelemente zu schließen, wird die Kupplungskammer mit Getriebeöl befüllt. Dies verursacht das Anpressen eines Kolbens an der Kupplung, wodurch diese zusammengestaucht wird. Durch Reibeffekte überträgt die Lamellenkupplung ab diesen Zeitpunkt Drehmomente auf den Abtrieb. Falls dieser Befüllvorgang nicht exakt erflolgt, kann sich die Fahrdynamik des gesamten Fahrzeugs maßgeblich verschlechtern. Eine zu starke Befüllung verursacht eine schlagartige Drehzahlsynchronisierung zwischen An- und Abtrieb, was zu einem unangenehmen und ruckartigen Schaltverhalten führt. Eine Unterbefüllung bewirkt eine Unterbrechung der Kraftübertragung im Triebstrang, was in einer langsameren Fahrdynamik resultiert.

Wandlerautomatikgetriebe (WAG) sind eine der Ausführungsform von Automatikgetriebe, welche heutzutage den stärksten Marktanteil besitzt (vgl. Naunheimer 2011, S.70). Diese Arbeit befasst sich hauptsächlich mit dem Befüllvorgang einer Schaltkomponenten eines WAGs. Die vorgestellten Methoden und Verbesserungen können analog auf alle weitere Kupplungen eine des Getriebes angewendet werden. Dieses Verbesserungspotential ist nicht nur beim WAG, sondern auch beim Doppelkupplungsgetriebe (DKG) vorhanden, da beide über ähnlich ausgeführte Schaltkomponenten verfügen (vgl. Naunheimer 2007, S.174).

1.1 Motivation

Heutzutage werden die Kupplungen der meisten Stufenautomatikgetriebe mit einem empirischen Ansatz (EAMES) angesteuert (vgl. Naunheimer 2007, S.594), obwohl viele der physikalischen Vorgänge eines solchen Prozesses mathematisch modellierbar sind. Die EAMES beruht auf die Vorgabe eines Solldruckprofils, welches empirisch im Fahrzeug angepasst wird. Dadurch entstehen mehrere Parameter, die bei der Inbetriebnahme je nach Fahrgefühl des Applikateurs eingestellt werden müssen. Auch wenn diese Methode zu funktionstüchtigen Getrieben führt, kann jedoch an dieser Stelle systematischer vorgegangen werden. Ein modellbasiertes und somit feineres Formen des Stellgrößenverhaltens könnte zu schnelleren Schaltvorgängen führen. In einer früheren Arbeit wurde eine solche Füllstrategie entwickelt, deren simulatorische Ergebnisse kürzere Schaltzeiten bei höherem Komfort aufweisen (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S.62). Zusätzlich würde der Applikationsprozess bei Anwendung dieser Methode zum Großteil entfallen. Die Umsetzung dieses Verfahrens könnte die Schaltgüte jedes Stufenautomatikgetriebes, trotz einer günstigeren Inbetriebnahme, verbessern. Die Gültigkeit dieser Hypothese soll in dieser Arbeit durch die Umsetzung einer modellbasierten Ansteuerungsmethode (MAMES) in einer reellen Fahrzeugumgebung überprüft werden.

1.2 Zielsetzung

Die Umsetzung dieses Ansteuerungskonzepts soll im Rahmen dieser Arbeit für ein anderes Getriebe als das bereits studierte erfolgen. Dadurch wird die Allgemeingültigkeit des Verfahrens für ähnlich aufgebaute Schaltkomponenten überprüft und automatisierte Anpassungsmethoden werden entwickelt. Die Ziele dieser Arbeit sind:

- Den technischen Kontext einer Schaltkupplung zu definieren, um ein funktionstüchtiges Verfahren bzgl. des Gesamtfahrzeugverhaltens zu entwickeln.
- Das Verbesserungspotenzial der EAMES hervorzuheben.
- Die strukturelle Gültigkeit des bereits entwickelten Modells zu überprüfen.
- Eine automatisierte Methode zu entwickeln, die das Modell quantitativ an das Versuchsgetriebe anpassen kann.
- Eine MAMES anhand des angepassten Modells vollständig zu entwerfen.
- Die neue Strategie in Betrieb zu nehmen und einen Vergleich mit der aktuell eingesetzten durchzuführen.
- Erweiterungen der Methode vorzuschlagen.

Diese Punkte werden nacheinander bearbeitet, wobei der aktuelle Stand der Technik zunächst ausführlich erklärt wird. Das erste Kapitel soll dazu dienen, ein sowohl anschauliches, als auch mathematisches Verständnis des Systems zu schaffen.

2 Stand der Technik

Um die vorgestellte Zielsetzung erreichen zu können, muss die Funktionsweise einer Kupplung vorab richtig verstanden werden. Die Rolle des Getriebes im Triebstrang und die allgemeine Bauweise eines WAGs wurden bereits in einer vorherigen Arbeit erklärt (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, Kap.2). Dadurch wurde die Wichtigkeit der Schaltgüte für das Gesamtfahrverhalten hervorgehoben, welche wiederum maßgeblich von der Ansteuerungsmethode der Kupplungen bestimmt wird.

Der hydraulische Versorgungskreis, das Druckregelventil (DRV) und die Kolbenkammer sind die wichtigsten Komponenten der mechatronischen Strecke. Ihre Funktionsweisen werden hier erklärt, um dem Leser alle Werkzeuge zum Verständnis dieser Arbeit bereitzustellen. Ihren Platz im Getriebe wird durch Abbildung 1 und ihre Verkettung durch Abbildung 2 veranschaulicht. Die physikalischen Gleichungen zur Beschreibung des Verhaltens dieser Komponenten werden diese Erklärungen unterstützen und zu einer Streckenmodellierung führen.

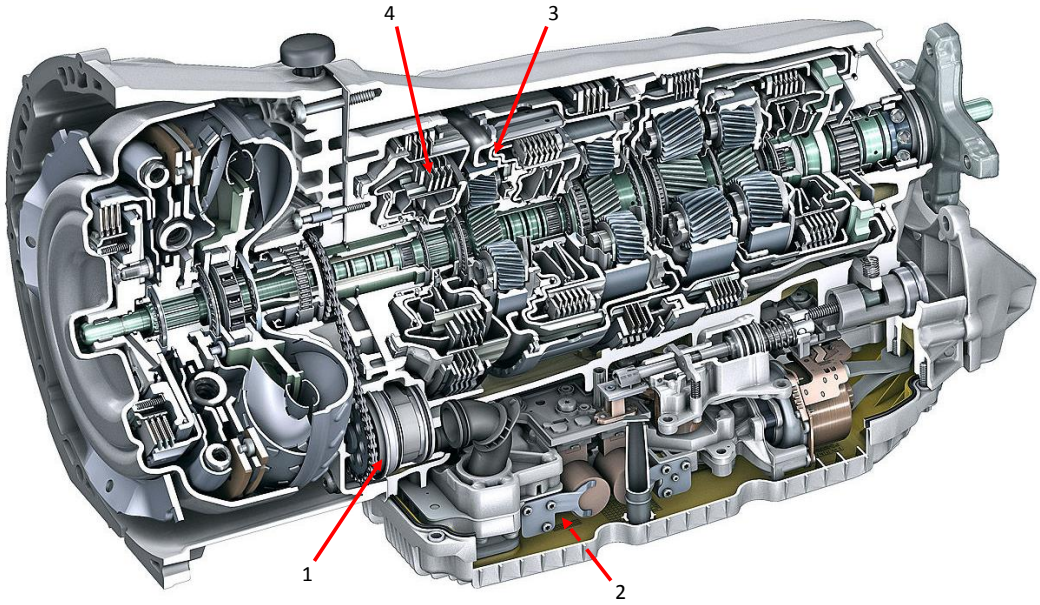


Abbildung 1: Beispiel eines Stufenautomatikgetriebes (vgl. Mercedes-Benz 2013, bearbeitet)

1. Mechanische Hauptölpumpe
2. Hydraulikssteuerung (Druckregelventile und Gehäuse)
3. Kupplungskolben
4. Schaltkupplung

Letztendlich werden die aktuelle Ansteuerungsmethode der meisten WAG und das Versuchsfahrzeug vorgestellt. Anhand von Experimenten wird die Güte einer Zughochschaltung unter Verwendung der EAMES bewertet, um gezielte Verbesserungen vorschlagen zu können.

2.1 Hydraulikkreis

Das Automatikgetriebeöl wird nicht nur als Schmier-, sondern auch als Kühl- und Arbeitsmedium der Kupplung verwendet. Mithilfe von Ölströmen wird der Kupplungskolben zum Lamellenpaket gebracht und ein gewünschter Druck wird eingestellt. Durch das Stauchen des Lamellenpakets werden Reibkräfte erzeugt, die den Momentenfluss zwischen bestimmten Radsätze und somit ein gewünschtes Übersetzungsverhältnis einstellen. Dieser Arbeit befasst sich hauptsächlich mit dem Befüllvorgang, während welcher der Kolben zum Lamellenpaket gebracht wird. Es sei angemerkt, dass sich dauerhaft Öl in der Kolbenkammer befindet, um Luft in der Ansteuerungshydraulik zu vermeiden. Dies könnte zu einer starken Kompressibilität und somit einer schlechten Dynamik des Fluids führen.

Die elektro-hydraulische Ansteuerung beruht auf die Verwendung zweier konstanter Öldruckniveaus. Das erste soll dem minimal (Referenzdruck p_0) und das zweite dem maximal (Systemdruck p_{sys}) einstellbaren Wert entsprechen. Sie können somit als Energiesenke, bzw. -quelle verstanden werden. Der Einfachheithalber, kann das DRV zunächst als Schalter zwischen diesen Druckniveaus gesehen werden. Somit kann der Druck in der Arbeitskammer je nach Anforderung erhöht oder reduziert werden. Durch diese Drucksteuerung kann die gewünschte Anpresskraft der Kupplung erreicht werden, welche ausführlicher bei der Behandlung des Kolbensystems erklärt wird.

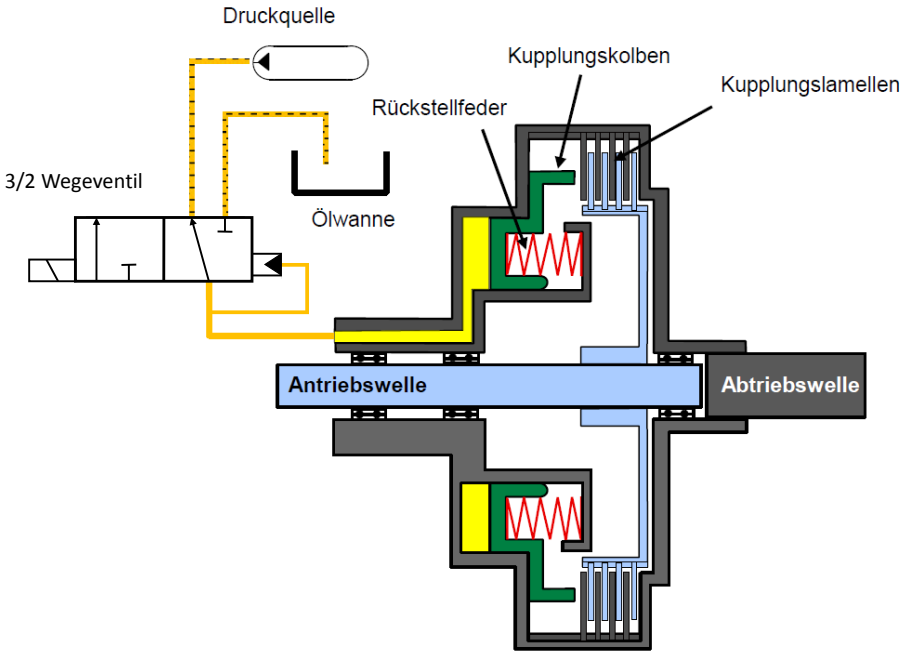


Abbildung 2: Gesamtsystem der Kupplungsansteuerung (vgl. Kaguermanov 2016, S.6, bearbeitet)

Das erste Druckniveau herrscht in der Ölwanne und dient als Referenzpunkt. Um das zweite Druckniveau zu erzeugen, wird am Antrieb oder ggf. am Hilfsaggregat (kleiner Elektromotor) eine Getriebeölpumpe angeschlossen, welche die Energie der Leistungsquelle in hydraulische Energie umwandelt (siehe Abbildung 1). Die bereitsgestellte Energie eines Elektromotors hängt nicht vom schwankenden Verbrennungsprozess ab. Die Energiequelle ist somit zuverlässiger, weshalb diese Variante immer mehr Anwendung findet. Im vorliegenden Versuchsgetriebe ist allerdings nur eine mechanische Hauptölpumpe eingebaut, wodurch größere

Schwankungen des Systemdrucks entstehen. Wird durch die Energiequelle ein zu hohes Druckniveau erreicht, so wird ein Druckbegrenzungsventil geöffnet. Öl fließt somit in den Tank zurück, wodurch der Druck auf dem gewünschtem Wert bleibt.

Wie in Abbildung 2 zu sehen ist, ist das bereits erwähnte Kolbensystem dem Hydraulikkreis durch ein DRV angeschlossen. Im folgenden Abschnitt wird erklärt, wie die zwei konstanten Druckniveaus durch das Ventil sensorlos genutzt werden, um die gewünschte Anpresskraft am Lamellenpaket einzustellen.

2.2 Druckregelventil

Im Allgemeinen existieren sehr unterschiedliche Arten von Druckregelventilen. In diesem Abschnitt wird gezielt die 3/2 Ausführungsform (drei Druckniveaus und zwei Öffnungszustände) mit Ventilschieber behandelt, da sie üblicherweise in Stufenautomatikgetrieben Anwendung findet. Der genaue Aufbau eines solchen Ventils wird in Abbildung 3 veranschaulicht. Der Schieber wird in einem Gehäuse montiert, in dem die 4 Öffnungsflächen als kreisförmige Bohrungen vorhanden sind. Durch das Stößelloch wird der Rückführstößel in den Schieber montiert.

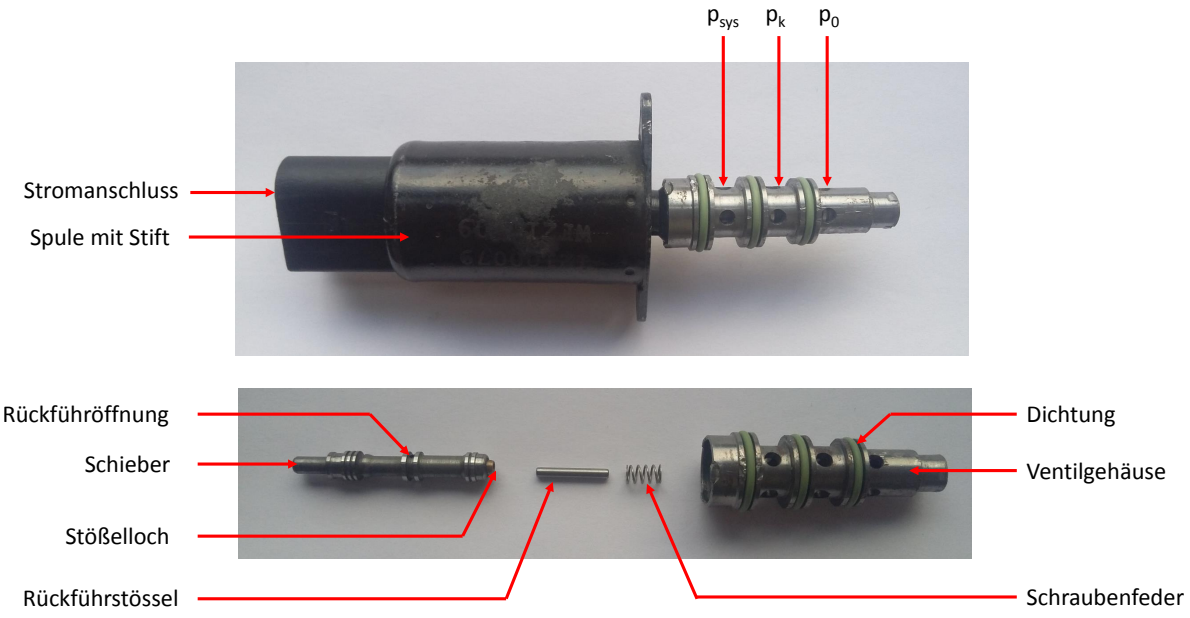


Abbildung 3: Aufbau eines 3/2 DRV

Das DRV ist dem Referenz- p_0, dem System- p_{sys} und dem Kammerdruckniveau p_{k} angebunden (siehe Abbildung 2 und Abbildung 3). Der Stromeingang des Ventils erzeugt durch den Einsatz einer Spule eine magnetische Kraft. Die Spule wird so ausgelegt, dass diese Kraft $F_{\mathrm{mag}} = K_0 \cdot i + F_0$ im Stellbereich stromproportional ist. Somit wird eine Verschiebung des Schiebers s_{s} erzeugt und eine Öffnungsfläche A_{v} dadurch freigegeben (siehe Abbildung 5). Aufgrund des Druckunterschieds Δp zwischen der Kupplungskammer und dem verbundenen Öldruckniveau (p_0 oder p_{sys}) entsteht ein Ölstrom q_{v}, welcher mithilfe der Blendengleichung mathematisch ausgedrückt werden kann (siehe Gleichung 1). Hierbei ist α_0 ein konstanter Faktor der Blendengleichung (üblicherweise $0,4 < \alpha_0 < 0,6$) und ρ die Dichte des Arbeitsmedium. Dank dieser Formel wird klar, dass hydraulische Vorgänge von der Schieberdynamik abhängen. Deswegen soll im Weiteren auf die Kräfte, welche diese Dynamik beeinflussen, eingegangen werden.

$$q_\mathrm{v} \quad = \quad \alpha_0 \cdot A_\mathrm{v}(s_\mathrm{s}) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \Delta p} \qquad \text{mit} \qquad \Delta p = \begin{cases} p_\mathrm{sys} - p_\mathrm{k} & \text{falls} \quad s_\mathrm{s} > 0 \\ p_0 - p_\mathrm{k} & \text{falls} \quad s_\mathrm{s} < 0 \end{cases} \tag{1}$$

Die Öffnungsfläche der vier kreisförmigen Bohrungen mit Radius r kann in Abhängigkeit des Schieberwegs durch eine Halbkreisintegration in kartesischen Koordinaten modelliert werden:

$$A_\mathrm{v} \quad = \quad 4 \cdot 2 \cdot \mathrm{sign}(s_\mathrm{s}) \cdot \int_0^{s_\mathrm{s}} \sqrt{-s^2 + 2 \cdot s \cdot r}\, \mathrm{d}s \tag{2}$$

Das Ziel eines solchen Ventils ist es, einen geschlossenen mechanischen Regelkreis zu bilden. Für einen stationären Strom soll ein gewünschter Druck eingestellt werden. Dadurch soll das Ventil anhand der Ventilkennlinie (siehe Abbildung 4) sensorlos steuerbar sein. Messfehler werden auf diese Weise vermieden und das Einbauen weiterer Komponenten, welche ausfallen können, wird umgegangen.

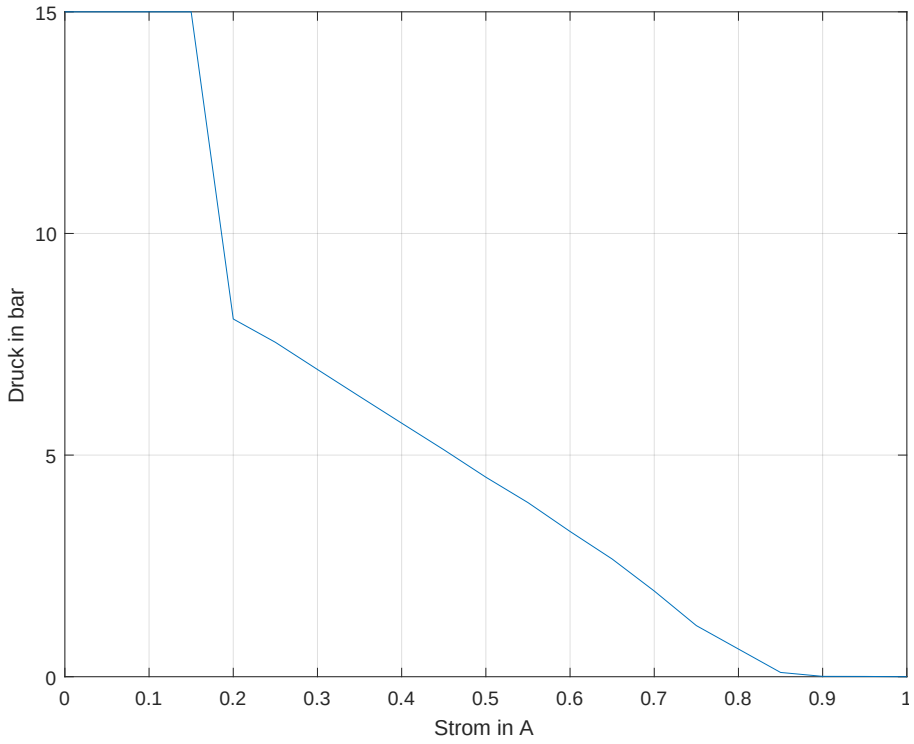


Abbildung 4: Strom-Druck-Kennlinie der studierten Kupplung

Um einen geschlossenen Kreis zu bilden, beinhaltet das Systems eine mechanische Rückkopplung. Durch eine Rückführöffnung im Schieber kann Öl vom Arbeitsdruckniveau in die Rückführkammer einfließen (siehe Abbildung 5). Der frei verschiebbare Rückführstößel wird nach außen gedrückt und stützt sich am Ventilgehäuse ab. Somit hat die Flächenproportionale Druckkraft F_p auf dieser Seite der Kammer kein Einfluss auf die Schieberbeschleunigung. Auf der Seite der Innenwand wirkt sie entgegen der magnetischen Kraft. Die Führungsgröße p_k hat somit einen zur Innenfläche K_4 proportionalen Einfluss auf die Schieberdynamik. Diese mechanische Rückführung in Form einer Kraft F_p kann dementsprechend als P-Regler verstanden werden.

Zusätzlich wird eine vorgespannte ventilrückdruckfeder (VRDF) eingebaut, deren Kraft F_{vrdf} stetig in entgegengesetzter Richtung der Magnetkraft F_{mag} wirkt. Die Vorspannung um den Weg $s_{\mathrm{s,vsp}}$ ermöglicht es, die Führungsgenauigkeit des Schiebers über seinen Umfang zu verbessern, die mechanischen Hystereseneffekte der Feder zu vermeiden und diese somit in deren linearen Bereich zu betreiben.

Anhand der rechten Seite von Gleichung 4 wird ersichtlich, dass der Schieber in die neutrale Lage zurückkehrt, wenn der zum vorgegebenen Strom i^* proportionale Druck p^* erreicht wird. Daraus lässt sich die Strom-Druck-Kennlinie ableiten, welche nur in einem gewissen Bereich linear ist (siehe Abbildung 4)

Die Öffnungsfläche des Ventils stellt, wie bereits erwähnt, eine Blende dar. Dadurch entsteht an dieser Stelle eine Druckminderung des Arbeitsfluids und somit eine Kraft F_{v} entgegen der Ölstromrichtung (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S.22). Eine Reibungskraft tritt entgegen der Bewegungsrichtung auf und wird als geschwindigkeitsproportional $F_{\mathrm{rv}} = K_3 \cdot v_{\mathrm{s}}$ angenommen. Die Kräftebilanz des Systems wird nun aufgestellt, aus welcher sich die Schieberbeschleunigung a_{s} ableiten lässt (siehe Gleichung 4). Mithilfe einer Integration kann auf die Geschwindigkeit und die Position des Schiebers rückgeschlossen werden.

$$
\begin{aligned}
m_{\mathrm{s}} \cdot a_{\mathrm{s}} &= F_{\mathrm{mag}} - F_{\mathrm{vrdf}} - F_{\mathrm{rv}} - F_{\mathrm{p}} - F_{\mathrm{v}} && (3)\\
&= K_0 \cdot i + F_0 - K_2 \cdot (s_{\mathrm{s}} + s_{\mathrm{s,vsp}}) - K_3 \cdot v_{\mathrm{s}} - K_4 \cdot p_{\mathrm{k}} - K_{\mathrm{v}} \cdot A_{\mathrm{v}}(s_{\mathrm{s}}) \cdot \Delta p && (4)
\end{aligned}
$$

Drei wesentliche Betriebszustände bzgl. des Druckes, welche die Schieberdynamik bestimmen, sind zu unterscheiden:

1. Der vorhandene Druck liegt oberhalb des angeforderten $p_{\mathrm{k}} > p^*$. Die Druckkraft ist in diesem Fall dominant und der Schieber wird in Richtung des Referenzdruckniveaus verschoben.
2. Der vorhandene Druck entspricht der Anforderung $p_{\mathrm{k}} = p^*$. In diesem Fall kompensieren sich die Kräfte und der Schieber bleibt in seiner neutralen Lage stehen. Keine Öffnungsfläche wird freigegeben, weshalb der Druck auf seinem stationären Endwert bleibt.
3. Der vorhandene Druck liegt unterhalb des angeforderten $p_{\mathrm{k}} < p^*$. Die magnetische Kraft ist in diesem Fall dominant und der Schieber wird in Richtung des Systemdruckniveaus verschoben.

Die Betrachtung des Schiebers hinsichtlich des Druckes ermöglicht die Bestimmung seiner Beschleunigung. Wird diese zweifach integriert, so ergibt sich die Position. Wird nun der Betriebszustand bzgl. der Position betrachtet, ergibt sich anhand von Gleichung 1 der Ölfluss. Des Weiteren können drei Betriebszustände bzgl. der Schieberposition definiert werden (vgl. Abbildung 5), welche die Öffnungsfläche und somit den Ölfluss bestimmen:

1. Der Schieberweg liegt unterhalb der neutralen Lage $s_{\mathrm{s}} < s_0$. Dadurch wird die Fläche zum Tankdruck geöffnet und es findet aufgrund von Ölabfluss ein Druckabbau in der Kolbenkammer statt.
2. Der Schieber befindet sich in der neutralen Lage $s_{\mathrm{s}} = s_0$. Keine Öffnungsfläche wird freigegeben.
3. Der Schieberweg liegt oberhalb der neutralen Lage $s_{\mathrm{s}} > s_0$. Dadurch wird die Fläche zum Systemdruck geöffnet und es findet aufgrund des Ölzuflusses ein Druckaufbau in der Kolbenkammer statt.

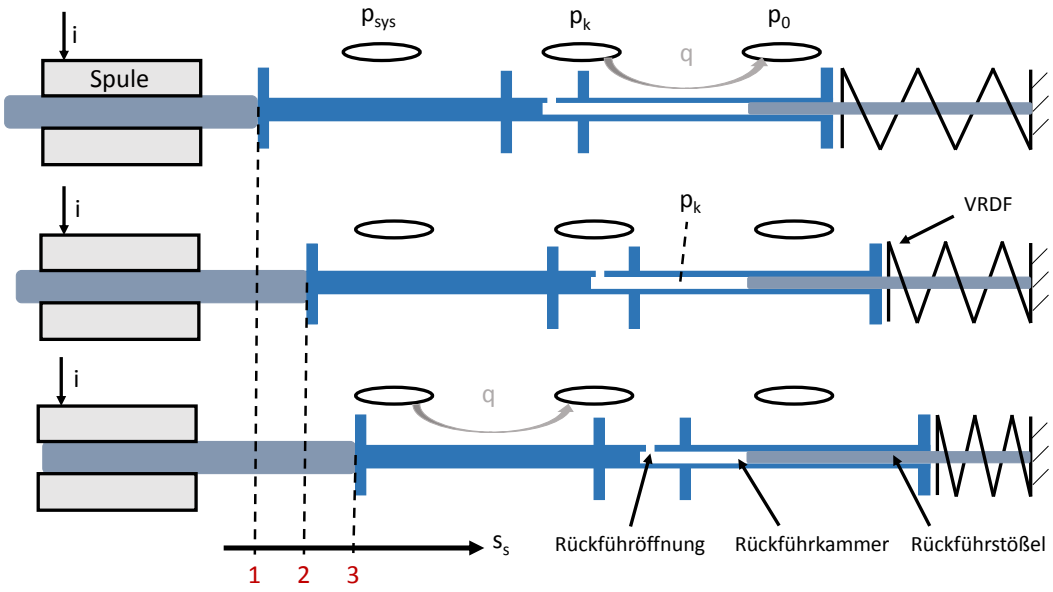


Abbildung 5: Wichtige Schieberpositionen im DRV

Im nächsten Abschnitt soll die Auswirkung des Ölflusses auf das Kolbensystem und somit auf die Schaltkupplung untersucht werden. Somit wird das Ein-/Ausgangsverhalten der Strecke sowohl anschaulich als auch mathematisch vollständig beschrieben sein.

2.3 Kolbensystem einer Schaltkupplung

In WAG werden üblicherweise Nasslamellenkupplungen zum Drehzahlangleich verwendet. Diese setzen sich aus Lamellen zusammen, zwischen welchen Reibbeläge eingebaut sind. Die Hälfte wird mit der Ein- und die andere mit der Ausgangswelle formschlüssig über Lamellenträgern verbunden (siehe Abbildung 6). Das eingebaute Kolbensystem soll dazu dienen, die Kupplung zusammenzustauchen, um somit einen Reibschluss zwischen Ein- und Ausgangsswelle zu bewirken. Auf diese Weise können die Drehzahlen beider Komponenten angeglichen und der Momentenfluss gewährleistet werden. Dank des Einbaus einer Kupplung, können also An- und Abtrieb sowohl getrennt als auch verbunden werden, wobei, dank ihrer Bauweise, kontinuierliche Übergänge zwischen diesen Zuständen ermöglicht werden. Nun soll in diesem Abschnitt der Aufbau sowie die Funktionsweise des Kolbensystems erläutert werden.

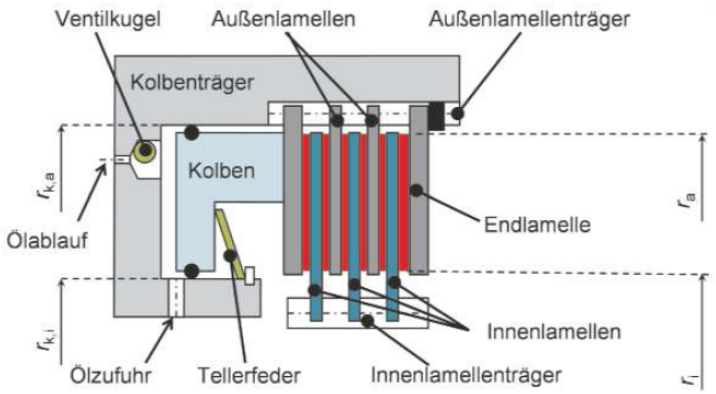


Abbildung 6: Aufbau einer Nasslamellenkupplung (vgl. Kirchner 2007, S. 308)

Der Druckgradient $\dot{p_k}$ in der Arbeitskammer ergibt sich aus dem Volumenstrom q_v, dem Kompressionsmodul des Öls $K_{öl}$ und der Kolbenfläche K_7, -position s_k und -geschwindigkeit v_k. Die physikalische Gleichung wurde in einer vorherigen Arbeit bereits hergeleitet (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S.28) und wird hier wieder verwendet:

$$\dot{p_k} = \frac{K_{öl}}{K_7 \cdot s_k} \cdot (q_v - K_7 \cdot v_k) \tag{5}$$

Mithilfe einer Integration kann letztendlich auf den Druck rückgeschlossen werden, der eine zu K_7 proportionale Druckkraft bewirkt. Abschließend kann die Dynamik des Kolbens mithilfe des 2. newton'schen Gesetzes formuliert werden. Wie für das DRV kommen dennoch andere Kräfte ins Spiel, welche im Weiteren erklärt werden.

Im nicht-betätigtem Zustand muss gewährleistet werden, dass der Kupplungskolben das Paket nicht zusammenstaucht. Aus diesem Grund wird eine vorgespannte Kolbenrückdruckfeder (KRDF) eingebaut, die im gelösten Zustand den Kolben gegen einen Anschlag drückt. Somit wird er vom Lamellenpaket getrennt und eine unerwünschte Kraftübertragung wird verhindert (siehe Abbildung 9). Die am Gehäuse abgestützte KRDF sorgt auch für eine gleichmäßige Bewegung des Kolbens über seinen Umfang und verhindert somit eine mögliche Verklemmung. Sie wird üblicherweise als Tellerfeder ausgeführt (siehe Abbildung 6).

Die erste Lamelle der Kupplung wird üblicherweise als Lamelle mit einem Sinusschlag oder einer leichten Schirmung ausgeführt (siehe Abbildung 7) und soll einen Knick der Kupplungskennlinie verhindern. Ist diese sog. Anlegefeder (AF) nicht vorhanden, wird beim Anfahren des Lamellenpakets durch den Kolben schlagartig Normalkraft übertragen, was den Fahrkomfort beeinträchtigen kann. Dank dieses Elements, kann die Kupplungskennlinie geglättet werden und das Öffnen der Kupplung wird beim Abschalten erleichtert.

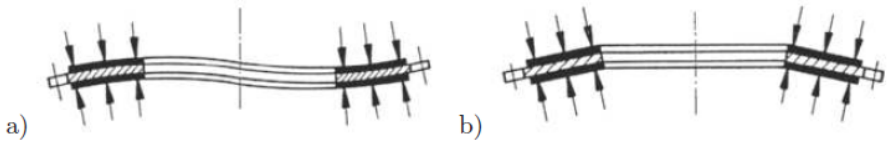


Abbildung 7: AF a) mit Sinusschlag b) mit Schirmung (vgl. Kirchner 2007, S. 309)

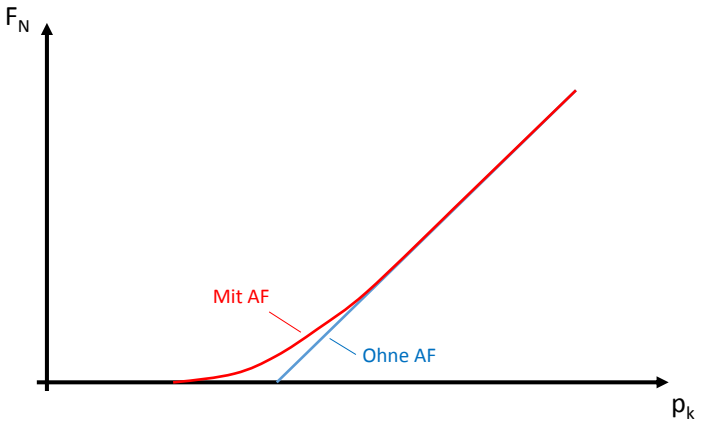


Abbildung 8: Unterschied des qualitativen Verlaufs der Kupplungskennlinie beim Einsatz einer AF (vgl. Pabst 2015, S.16)

Das Lamellenpaket besteht aus elastisch verformbaren Reibbelägen und Lamellen und kann somit als eine Reihenschaltung steifer Federn gesehen werden. Diese können somit in eine einzige Feder zusammengefasst werden (siehe Abbildung 9), die eine wegproportionale Kraft $F_\mathrm{N} = K_9 \cdot (s_{al} - s_\mathrm{k})$ erzeugt. Die Federkraft der KRDF $F_\mathrm{krdf} = K_8 \cdot s_\mathrm{k}$ und des Lamellenpakets F_N wirken stets entgegen der Schließrichtung. Zusätzlich tritt wegen der Ölumströmung eine Widerstandskraft auf, welche mit der Konstanten K_{10} als geschwindigkeitsproportional angenommen wird. Die Dynamikgleichung des Kolbens lässt sich nun aufstellen (siehe Gleichung 6), dessen Geschwindigkeit v_k und Position s_k durch Integration der Beschleunigung a_k bestimmt werden können.

$$m_\mathrm{k} \cdot a_\mathrm{k} \quad = \quad K_7 \cdot p_\mathrm{k} - K_8 \cdot s_\mathrm{k} - F_\mathrm{N}(s_\mathrm{k}) - K_{10} \cdot v_\mathrm{k} \tag{6}$$

Sobald das Lamellenpaket angefahren wird, wird die Federkraft F_N „eingeschaltet“. Dieser Vorgang wird für das Modell mithilfe einer gewichteten und verschobenen Arkuskosinus-Funktion analytisch ausgedrückt (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S.33):

$$F_\mathrm{N}\left(s_\mathrm{k}\right) \quad = \quad \frac{1}{\pi} \cdot K_9 \cdot \arccos\left(10^{10} \cdot \left(s_\mathrm{al} - s_\mathrm{k}\right)\right) \cdot \left(s_\mathrm{al} - s_\mathrm{k}\right) \tag{7}$$

Zwei wesentliche Phasen der Kolbenbewegung können anhand des konstruktiven Aufbaus des Systems definiert werden (siehe Abbildung 9):

1. Überwinden des Leerweges s_l ($s_\mathrm{k,min} \leq s_\mathrm{k} < s_\mathrm{al} = s_\mathrm{k,min} + s_\mathrm{l}$), wobei $F_\mathrm{N} = 0\,\mathrm{N}$, da das Lamellenpaket noch nicht angefahren wurde.

2. Stauchen des Lamellenpakets ($s_\mathrm{k} \simeq s_\mathrm{al}$), wodurch eine anhand des Kräftegleichgewichts bestimmbare Normalkraft $F_\mathrm{N} = K_7 \cdot p_\mathrm{k} - K_8 \cdot s_\mathrm{al}$ an der Kupplung entsteht.

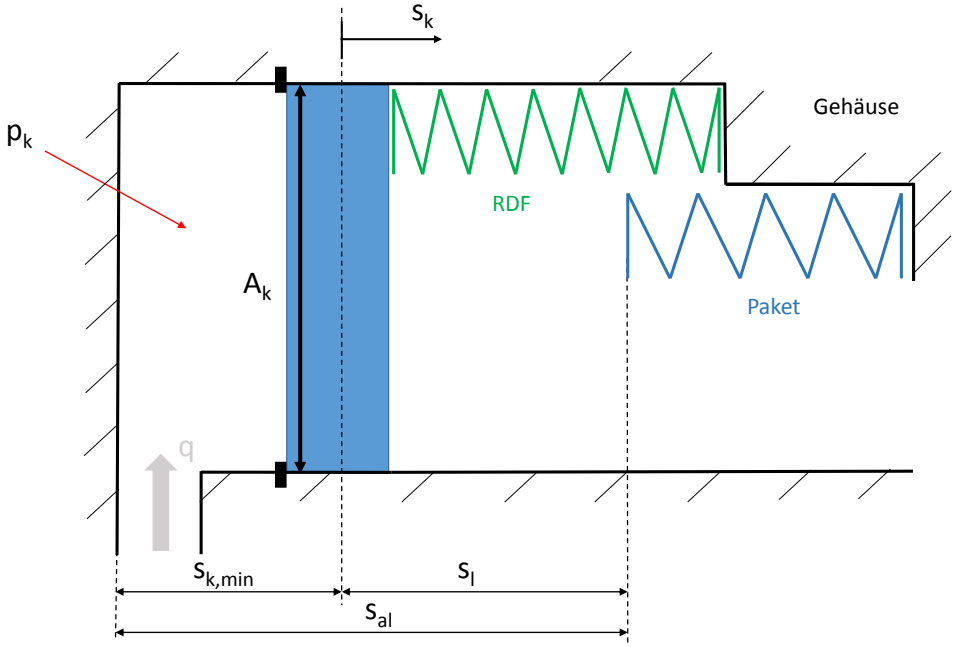


Abbildung 9: Vereinfachte Darstellung eines Kolbensystems

F_N ist auch die an der Kupplung wirkende Normalkraft (siehe Abbildung 10), die eine zur Kupplung tangentiale Reibkraft $F_\mathrm{R} = \mu_\mathrm{R} \cdot F_\mathrm{N}$ zwischen den Lamellen bewirkt. Durch die

Entfernung r_{eff} zur koaxialen Welle entsteht ein zum Hebelarm proportionales Moment für jedes Lamellenpaar. Für z_l Lamellen ergeben sich z_l Reibflächen ($z_\text{l}-1$ untereinander, $+1$ mit dem Kolben), wodurch sich das gesamte Kupplungsmoment M zusammenfassen lässt:

$$M = r_{\text{eff}} \cdot z_\text{l} \cdot \mu_\text{R} \cdot F_\text{N} \tag{8}$$

$$\Rightarrow M(p_\text{k}) = r_{\text{eff}} \cdot z_\text{l} \cdot \mu_\text{R} \cdot (p_\text{k} \cdot K_7 - K_8 \cdot s_\text{al}) \tag{9}$$

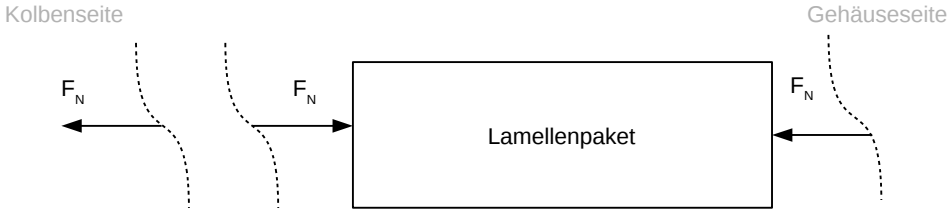


Abbildung 10: Freischnitt der Kupplung

Sobald die Kupplung angefahren wurde, besteht also ein linearer Zusammenhang zwischen Kupplungsmoment und -Druck (siehe Gleichung 9). Gemäß der linearen Strom-Druck-Ventilkennlinie (siehe Abbildung 4) kann von der Software den Strom ausgerechnet werden, welcher den Soll-Moment der Kupplung einstellt. Im Fall einer geschlossenen Kupplung übeträgt sich dieses Moment unmittelbar auf den Abtrieb und ermöglicht eine sofortige Umsetzung der Nutzeranforderung hinsichtlich der Beschleunigung. Während des Schließvorgangs der Kupplung sind An- und Abtriebswelle noch nicht synchronisiert, wodurch das Kupplungsmoment einen Drehzahlangleich zwischen den beiden Komponenten gemäß des Drallsatzes verursacht:

$$M = \Theta \cdot \dot{\omega} = \Theta \cdot 2 \cdot \pi \cdot \dot{n} \tag{10}$$

$$\Leftrightarrow \dot{n} = \frac{M}{\Theta \cdot 2 \cdot \pi} \tag{11}$$

Aufgrund seiner Scherviskosität überträgt das Getriebeöl hydraulische Momente zwischen dem angetriebenen Kolben und den abtreibenden Lamellen. Aus diesem Grund wird ein Moment auf die Kupplung übertragen, bevor diese überhaupt angefahren wird. Diese Schleppmomente lassen sich allerdings erkennen, da sie deutlich kleiner als das Kupplungsreibmoment M sind.

Das physikalische Verhalten einer EHS wurde vom Stromeingang i bis zum Ausgangsmoment M beschrieben. In den weiteren Kapiteln wird der Kammerdruck p_k als Streckenausgang betrachtet, da es die Größe ist, welche am Prototypenfahrzeug während des ganzen Schließvorgang gemessen werden kann. In Großserienfahrzeugen wird diese Größe wie bereits erwähnt nicht gemessen, da der Einbau einer Sensorik durch die Funktionsweise eines DRVs nicht notwendig ist. Die Kupplungssteuerung muss dementsprechend auf die Kenntnis der zu steuernden Größe verzichten.

Nun wird die Frage gestellt, wie der Spulenstrom als Stellgröße vorgegeben werden muss, damit die Kupplung möglichst schnell befüllt und somit in den linearen Strom-Moment-Bereich gebracht wird. Dazu wird heutzutage üblicherweise eine Füllstrategie eingesetzt, welche auf physikalischen Vorüberlegungen und empirischen Erkenntnissen beruht. Diese theoretische Grundlage soll im nächsten Abschnitt erläutert werden.

2.4 Theoretische Grundlage der aktuellen Ansteuerungsmethode

Um den Kolben möglichst schnell an das Lamellenpaket zu bringen, werden heutzutage Solldruckprofile auf die Strecke vorgegeben. Vereinfacht kann das Steuerungskonzept so verstanden werden, dass ein Druck p_{k}^* für die Momentübertragung gestellt werden soll. Um größere Volumenströme und diesen Wert somit schneller zu erreichen, werden der mechanischen Regelung des DRVs zunächst Drücke vorgegeben, die größer als p_{k}^* sind. Anhand der Ventilkennlinie wird das zugehörige Stellstromprofil in das System eingeführt. Diese Solldruckvorgabe setzt sich aus mehreren Phasen zusammen und wird anhand einer Zughochschaltung veranschaulicht (siehe Abbildung 11):

1. Zuerst wird eine Schnellfüllung vorgegeben, die dazu dienen soll, den Schieberweg zur Systemdrucköffnung und die Systemverzögerungen möglichst schnell zu überwinden. Ein hoher Volumenstrom wird durch die große induzierte magnetische Kraft verursacht und ermöglicht ein dynamisches Abheben des Kolbens von seinem Anschlag $s_{\mathrm{k}} = s_{\mathrm{k,min}}$.

2. Um eine schlagartige Drehzahlsynchronisierung zu vermeiden, soll das Lamellenpaket sanft angefahren werden. Hierfür wird ein Füllausgleich mit geringerem Solldruck vorgegeben, sodass der zugeführte Volumenstrom, und somit auch die Kolbengeschwindigkeit, vor dem Anlegen kleiner werden.

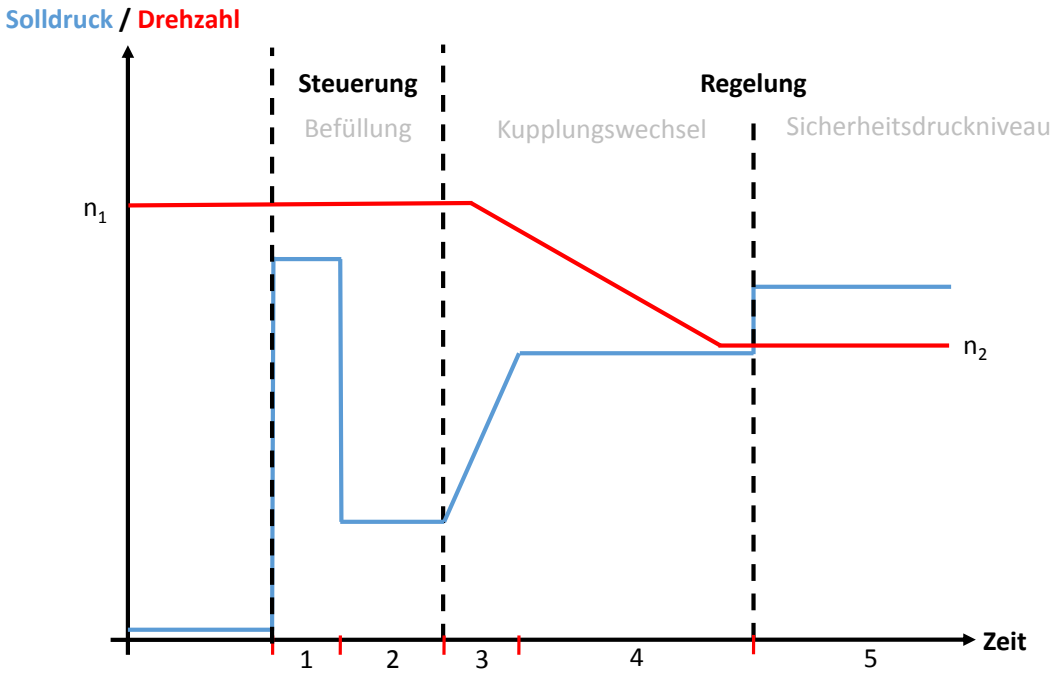


Abbildung 11: Phasen der Zughochschaltung (vgl. Gruhle 2010, S.292)

Am Ende dieser Phase soll das Lamellenpaket angefahren und die Kupplung befüllt sein. Das Kammervolumen $K_7 \cdot s_{\mathrm{k}}$ ist aufgrund der annähernd statischen Kolbenlage $s_{\mathrm{k}} \simeq s_{\mathrm{al}}$ ungefähr konstant. Da die Kolbendynamik entfällt, wird der Kupplungsdruck gemäß Gleichung 5 schneller aufgebaut. In diesem Bereich können die Druckanforderungen, die für die Strecke dynamisch nicht zu anspruchsvoll sind, durch Regeldynamik des DRVs rasch umgesetzt werden. Wie später gezeigt wird (siehe Abbildung 16) stimmt diese Annahme für rampenförmige Druckvorgaben mit relativ kleiner Neigung. Ab diesem Zeitpunkt hört der Steuerbetrieb auf und der Regelbetrieb fängt an, da davon ausgegangen wird, dass Soll- und Istdruck gleich sind.

Das System wird letztendlich mithilfe einer Rampe auf einen höheren Druck hochgesteuert, um das übertragbare Kupplungsmoment kontinuierlich zu erhöhen. Am Anfang dieser Phase ist die am Lamellenpaket wirkende Normalkraft $F_N \simeq 0\,N$ und somit auch das proportionale Kupplungsmoment $M \simeq 0\,N{\cdot}m$ noch klein. Die Fahrzeugträgheit Θ ist dagegen zu groß, damit ein bemerkbares Drehzahlangleich stattfindet (siehe Gleichung 11). Eine Zughochschaltung soll die Motordrehzahl bei gleicher Fahrzeuggeschwindigkeit dank einer neuen Übersetzung senken. Sobald genug Reibmoment aufgebracht wurde, fällt die Eingangsdrehzahl deswegen ab. Durch das gleichzeitige Abschalten einer anderen Kupplung erfolgt die Lastübernahme zwischen den Schaltelementen. Nach einer gewissen Zeit ist die angestrebte Drehzahl n_2 erreicht und der Druck wird auf einen Sicherheitsdruck erhöht, um ein ungewolltes Herauslösen der Kupplung zu vermeiden.

Wie das Zusammenspiel der Steuer- und Regelphase in der Software des Fahrzeugs implementiert wurde soll im nächsten Abschnitt erklärt werden. Dies soll dazu dienen, die Funktionsweise und die technischen Rahmenbedingungen der Füllstrategie besser zu verstehen.

2.5 Versuchsfahrzeug und Softwarearchitektur

Das Versuchsfahrzeug ist ein Mini Cooper 2009s und verfügt über einen 6-Gang-WAG der bereits erklärten Bauform. Eine Druckmesstechnik, welche in Großserienfahrzeuge nicht vorhanden ist, ermöglicht eine Druckmessung in jeder der Kupplungskammern. Diese Erfassung soll den Entwurf einer alternativen Füllstrategie unterstützen, dennoch wird die zukünftige wie die aktuelle Methode sensorlos umgesetzt, damit sie in Seriengetrieben eingesetzt werden kann.

Doppelkupplungsgetriebe verfügen über eine andere Funktionsweise als WAG, jedoch über die gleichen Schaltkomponenten. DKG weisen eine einfachere Kupplungsstruktur auf, da nur zwei solche Komponenten eingebaut sind. Die üblichen Gangwechsel des Versuchsgetriebes involvieren immer nur zwei Kupplungen (siehe Abbildung 12). Eine wird gelöst und eine andere geschlossen, wobei die vier restlichen im gleichen Zustand wie zum Anfang des Gangwechsels bleiben. Ein Schaltvorgang, welcher mehr als 2 Kupplungen involvieren würde tritt in Wirklichkeit nie auf (bspw. eine $2 \rightarrow 5$ Schaltung), da die dazwischen liegenden Gänge genutzt werden. Die komplexe Struktur eines WAGs ähnelt somit für einen Gangwechsel die eines DKGs.

Gang	**Komponente**				
	K1	K2	K3	B1	B2
1.	■				■
2.	■			■	
3.	■		■		
4.	■	■			
5.		■	■		
6.		■		■	
R			■		■

Abbildung 12: Schaltschema des Versuchsgetriebes (vgl. Volkswagen 2005, S.23)

Von dieser Feststellung ausgehend wurde ein DKG-Framework von der IAV GmbH entwickelt und in das Versuchsfahrzeug implementiert. Für den Schaltprozess kann die WAG-Struktur dadurch vereinfacht und beide Getriebearten können somit mit einer einzigen Software angesteuert werden (vgl. Lampe 2016). Der Arbeitsaufwand wird somit reduziert, da alle entwickelte Methoden für beide Getriebearten gelten.

Um eine zu EAMES alternative Steuerung zu entwickeln und innerhalb dieser Umgebung zu implementieren, soll die Softwarestruktur zur Kupplungsansteuerung veranschaulicht werden. Wie im letzten Abschnitt erklärt, wird zuerst die Steuerung zur Befüllung der Kupplungskammer auf die Strecke und anschließend die Momentenregelung vorgegeben. Das Umschalten zwischen beiden Methoden beruht auf einem Ausgang der Füllstrategie und soll nun erklärt werden. Hierzu werden zuerst die Ein- und Ausgände der aktuellen Methode vorgestellt und somit die zugehörige Schnittstelle definiert.

Eingänge

- Anhand der Motordrehzahl, der Ein- und Ausgangsdrehzahl des Getriebes und der Gaspedallstellung kann der DKG-Framework den für den Fahrbetrieb sinnvollsten Gang bestimmen. Soll ein neuer Gang eingelegt werden, wird eine Befüllanforderung b^* als Bool-Variable auf die zu schaltende Kupplung vorgegeben.

Ausgänge

- Das empirisch bestimmte Solldruckprofil p^* wird der Strom-Druck-Kennlinie vorgegeben und als Spulenstrom umgesetzt. Dieser soll eine schnelle Befüllung der Kupplung bewirken.
- Der Füllzustand b ist eine Bool-Variable und springt auf 1 sobald die Steuerungsphase zur Kupplungsbefüllung zu Ende ist.

Die Regelphase fängt mit dem Füllzustandssprung an. Das Soll-Moment M^* wird wie b^* von der Gesamtsoftware berechnet und gibt das einzustellende Kupplungsmoment vor. Der Solldruck p^* wird anhand der Druck-Moment-Kennlinie bestimmt (siehe Gleichung 8) und anschließend anhand der Ventilkennlinie in einen Spulenstrom umgesetzt. Anhand dieser Umrechnung von Moment auf Strom soll die Fahreranforderung bzgl. des Beschleunigungsvermögens umgesetzt werden.

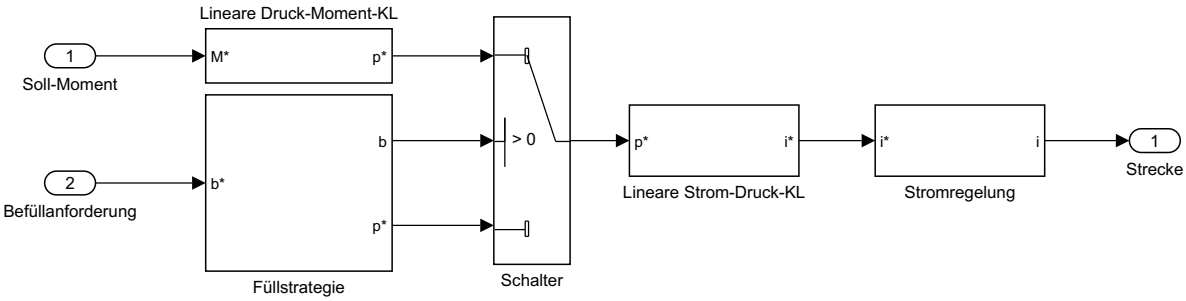


Abbildung 13: Softwarestruktur zur Kupplungsansteuerung

Das Funktionsprinzip der Kupplungsansteuerung in der Versuchsumgebung wurde in diesem Abschnitt vorgestellt und die Ein- und Ausgänge der zu entwickelnden Füllstrategie wurden

somit definiert. Die Softwarestruktur war am Anfang dieser Arbeit bekannt, die genaue Solldruckvorgabe p^* zur Kupplungsbefüllung jedoch nicht. Anhand von Schaltversuchen konnte die praktische Umsetzung und die entsprechenden Ergebnisse der EAMES in einer realen Fahrzeugumgebung untersucht werden. Dies wird im nächsten Abschnitt vorgestellt.

2.6 Praktische Umsetzung der EAMES

Die fallende Ventilkennlinie der untersuchten EHS verursacht größere Drücke bei kleinerem Stromeingang (siehe Abbildung 4). Der Nullstrom i_0, der auf eine gelöste Kupplung vorgegeben wird, beträgt laut Messungen $i_0 = 1\,\mathrm{A}$. Um eine steigende Ventilkennlinie zu erhalten und somit Vergleiche mit Abbildung 11 zu ermöglichen, wird die Amplitude i_{amp} zum Nullstrom als Signal verwendet:

$$i_{\mathrm{amp}} \quad = \quad i_0 - i_{\mathrm{real}} \tag{12}$$

Zur Veranschaulichung der Solldruckvorgabe wurden Fahrten durchgeführt, wobei vom 1. in den 2. Gang geschaltet wurde. Die in dieser Arbeit zu untersuchende Kupplung wird während dieser Zughochschaltung betätigt und die aufgenommenen Messsignale (Ventilstrom, Kupplungsdruck, Eingangsdrehzahl des Getriebes, Längsbeschleunigung des Fahrzeugs, Befüllanforderung und Füllstatus) werden in Abbildung 14 dargestellt.

Da aufgrund von Geheimhaltung keine genauen Herstellerangaben zugänglich waren, war die genaue Implementierung der EAMES unbekannt. Sie konnte jedoch dank eines solchen Versuchs ersichtlich werden. Das Stromprofil zur Befüllung ist zwischen dem Sprung der Befüllanforderung und des Befülsstatus abzulesen ($9,19\,\mathrm{s} \leq \mathrm{t} \leq 9,39\,\mathrm{s}$).

Es ist zu erkennen, dass eine Oszillation mit fester Frequenz um den Sollwert auf das Stromsignal vorgegeben wird. Dies wird umgesetzt, um die Haftreibung am Ventilschieber trotz seiner annähernd konstanten Stellung zu vermeiden. Auf diese Weise kann die Schieberdynamik leicht erhöht werden.

Das Stromprofil der EAMES zur Kupplungsbefüllung setzt sich im vorliegenden Fall aus vier Phasen zusammen (vgl. Abbildung 15) und beinhaltet somit zwei zusätzliche Phasen im Vergleich zur theoretischen Betrachtung:

1. Ein Strompuls mit maximaler Amplitude, um die Systemträgheiten möglichst schnell zu überwinden.

2.a. Eine kurze Phase zur schnellen Befüllung, bei welcher der Strom auf einem konstant hohen Wert gehalten wird.

2.b. Eine Anlegerampe, die den Strom senkt, um den Kolben abzubremsen.

2.c. Eine konstante Stromvorgabe mit geringer Amplitude, um den Kolben sanft anzulegen.

Die Erweiterung der EAMES durch zwei weitere Phasen wurde bereits auf einem anderen Getriebe festgestellt (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S.18). Diese deutet darauf hin, dass der einfach gehaltene physikalische Hintergrund der EAMES (siehe Abbildung 11) für eine gute Befüllung nicht ausreichend ist und deswegen ergänzt werden muss. Die Amplitude und Dauer jeder Phase wird experimentell eingestellt und führt somit zu einer Anzahl von sieben einzustellenden Parametern für die Kupplungsbefüllung (siehe Abbildung 15). Diese hohe Parameteranzahl verursacht eine erschwerte Applikation und motiviert bereits den Einsatz einer alternativen Methode.

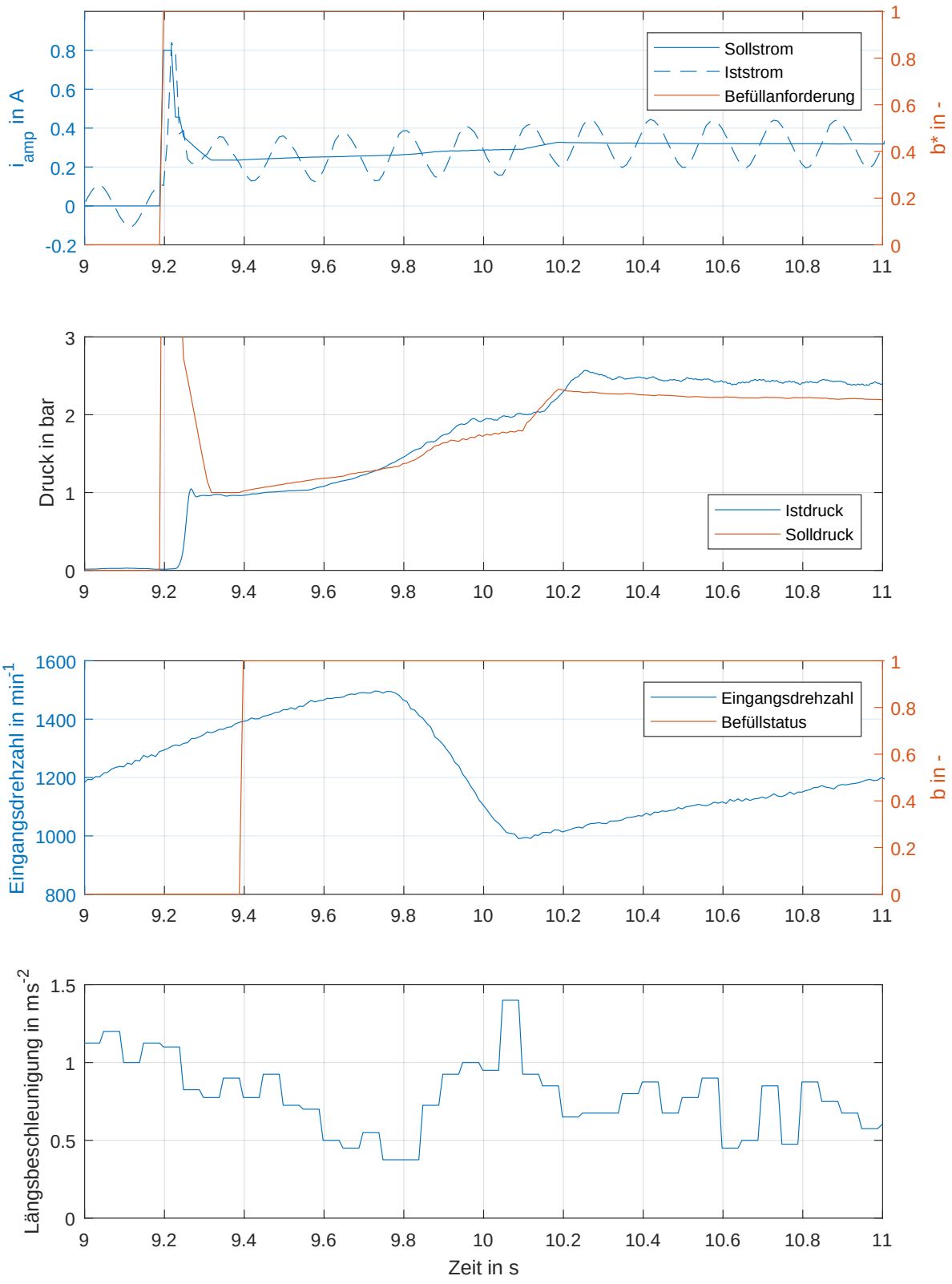


Abbildung 14: Messsignale einer reellen 1 → 2 Zughochschaltung unter Anwendung der EAMES

Während des Schaltvorgangs war im Fahrzeug ein Ruck zu spüren, wodurch vermutet wurde, dass ein Schritt des Schaltvorgangs Verbesserungsmöglichkeiten anbietet. Um dies weiter zu

untersuchen, soll nun bestimmt werden, wie gut die Kammer mit diesem Ansatz befüllt werden kann. Wie bereits erwähnt, verhindert die Fahrzeugträgheit die Erkennung der Kupplungsbefüllung anhand des Drehzahlverlaufs. Um diesen Effekt zu beseitigen, wurde ein Versuch durchgeführt, der die Güte der Steuerung eindeutig bestimmen kann. Dies wird im nächsten Abschnitt behandelt.

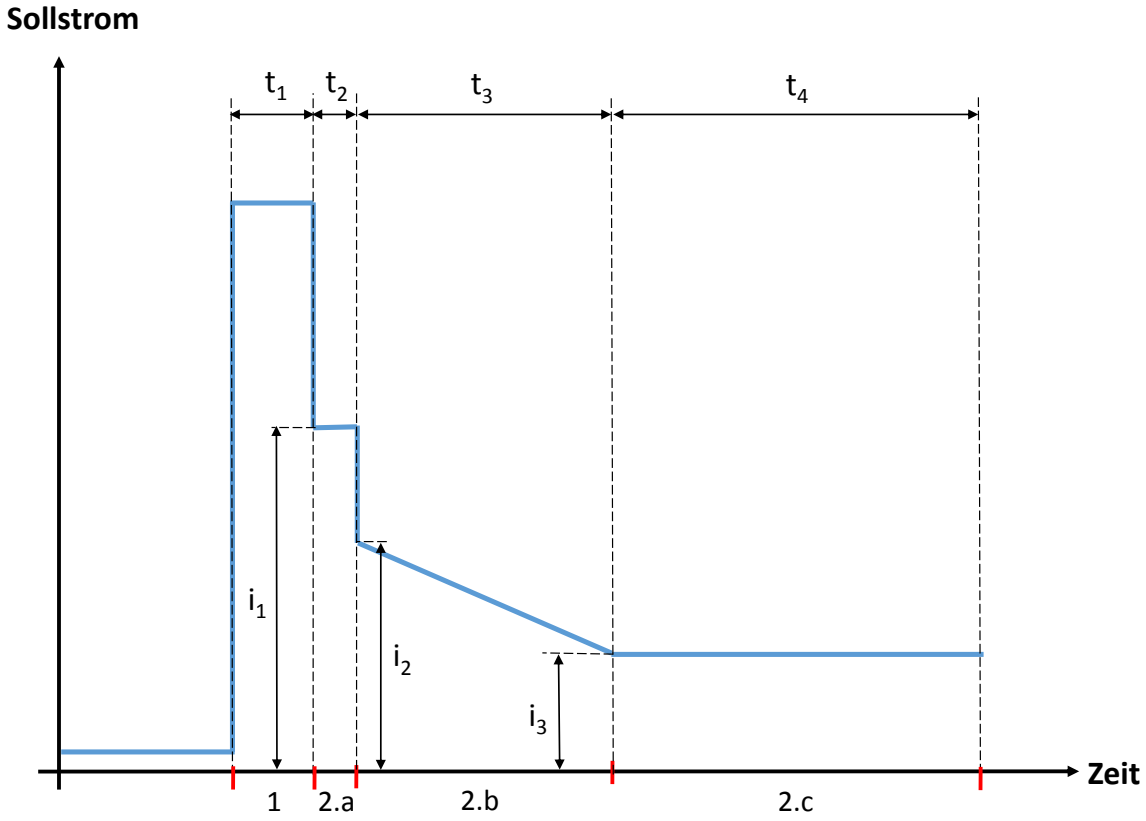


Abbildung 15: Stromverlauf der EAMES (vgl. Abbildung 14)

2.7 Bestimmung der Füllgüte und Verbesserungspotenzial der EAMES

Laut Abbildung 14 bewirkt die Kupplungsbefüllung während einer Zughochschaltung keinen sofortigen Drehzahlabfall. Dieser findet erst bei $t = 9,75\,\mathrm{s}$ statt, sprich $0,35\,\mathrm{s}$ nach dem Ende des Füllausgleichs. Wäre die Kupplung befüllt, so würde sie ein Moment übertragen und ein Abbremsen der Eingangsdrehzahl wäre gemäß Gleichung 11 zu erkennen.

Während einer Zughochschaltung im gewöhnlichen Betrieb wird das Drehzahlverhalten durch die Dynamik der abschaltenden Kupplung beeinflusst und durch die Trägheit des Gesamtfahrzeugs verzögert. Somit gibt dieser Versuch keine eindeutige Auskunft über die Kupplungsbefüllung, dennoch erscheint ein Drehzahlabfall 350 ms nach einem scheinbar 200 ms-langen Befüllvorgang besonders lang.

Aus diesem Grund wird ein Schaltversuch bei stehenden Fahrzeug durchgeführt. Das Fahrzeug wird gestartet und eine Kupplung wird zunächst mithilfe eines konstanten Stroms dauerhaft geschlossen. Solange keine weitere Schaltkomponente betätigt wird, dreht sich das Getriebe frei und kein Moment wird vom An- auf den Abtrieb übertragen. Das Stromprofil des realen Betriebs (siehe Abbildung 14) wird auf die Kupplung vorgegeben und soll die Kupplungsbefüllung einstellen. Wie im realen Betrieb, wird anschließend eine Solldruckrampe vorge-

geben, die den Drehzahlangleich und letzendlich die Momentübertragung zwischen An- und Abtrieb gewährleisten soll.

Indem das Bremspedal dauerhaft betätigt wird, kann sichergestellt werden, dass die Abtriebsdrehzahl $0\,\mathrm{min}^{-1}$ beträgt. Durch das Schließen der mit dem Solldruckprofil betätigten Kupplung, wird die Ein- mit der Ausgangswelle synchronisiert und somit auf $0\,\mathrm{min}^{-1}$ abgebremst. Der Momentenfluss wird hierbei in das Getriebegehäuse eingeleitet. Dank der hydraulischen Kopplung des Wandlers kann der Motor weiterhin betrieben werden und wird dadurch nicht beschädigt. Als anschauliche Analogie für nicht-Fahrzeugtechniker, kann die durch den Profil geschlossene Kupplung als eine sehr kräftige Hand gesehen werden, welche die Eingangswelle plötzlich festhalten würde, bis diese zum Stehen kommt.

In dieser Gestalt kommt lediglich das Trägheitsmoment des Getriebes ($\Theta_{\mathrm{getriebe}} \ll \Theta_{\mathrm{fahrzeug}}$) ins Spiel, wodurch die Veränderungen der Drehzahl deutlich weniger verzögert werden (siehe Gleichung 11). Keine Kupplung wird dabei gelöst und das Verhalten der studierten Kupplung kann auf diese Weise isoliert betrachtet werden. Da die Abtriebsdrehzahl im Stehen $0\,\mathrm{min}^{-1}$ beträgt, ist die Zieldrehzahl der Eingangswelle auch $0\,\mathrm{min}^{-1}$, wodurch der Synchronisierungspunkt eindeutig wird.

In Abbildung 16 ist zu erkennen, dass die Drehzahl für $30,8\,\mathrm{s} \leq t \leq 31\,\mathrm{s}$ mit einem deutlich geringerem Gradient $\dot{n}$ abnimmt als für $t > 31\,\mathrm{s}$. Es wird zunächst vermutet, dass während der ersten Phase nur die hydraulische Schleppmomente für diesen Angleich verantwortlich sind. In der zweiten Phase würden größere Momente aufgrund des Zusammenstauchens der Kupplung auftreten. Nun wird diese Hypothese anhand vom Druckverlauf überprüft. Es ist zu erkennen, dass am Anfang der Rampenvorgabe eine Regelabweichung im Druckverlauf vorhanden ist ($30,8\,\mathrm{s} \leq t \leq 31\,\mathrm{s}$). Daraus lässt sich schließen, dass der Bereich, in dem die Regeldynamik des DRVs rasch genug arbeitet, noch nicht erreicht wurde. Wie bereits erklärt, entspricht dieser Betriebsbereich einer bereits befüllten Kammer. Wäre die Kupplung befüllt, wäre das Regelverhalten schnell genug, wie für $t > 31,1\,\mathrm{s}$ zu sehen ist.

Die Korrelation einer ungenauen Regeldynamik des Druckes und eines kleinen Drehzahlgradientes deuten wegen Gleichung 5 und Gleichung 11 darauf hin, dass die Steuerung anhand eines Solldruckprofils keine vollständige Befüllung der Kammer einstellen konnte. Diese Abweichung zum Zielpunkt der Steuerung muss dementsprechend durch die anschließende Regelung korrigiert werden, die allerdings langsamer als die Steuerung arbeitet, da kleinere Solldrücke vorgegeben werden. Somit wird das Paket erst ab einer gewissen Zeit nach der Steuerung angefahren und das von der Software angeforderte Moment M^* steht somit bis dahin nicht zu Verfügung. Daraus folgt, dass die zum Moment proportionale Fahrzeugbeschleunigung in diesem Zeitfenster abnimmt (siehe Abbildung 14) und die Längsdynamik des Fahrzeugs durch die unvollständige Befüllung beeinträchtigt wird.

Die Ist-Druckrampe beginnt bei $t = 31\,\mathrm{s}$ sich der Soll-Rampe anzuschmiegen, da das Paket erst zu diesem Zeitpunkt angefahren wird. In diesem Bereich nimmt die Stellgröße allerings wegen der Rampenvorgabe zu. Dies verursacht eine Auslenkung des Ventils $s_{\mathrm{s}} > s_0$, einen positiven Volumenstrom q_{v} und somit auch eine positive Geschwindigkeit des Kolbens v_{k}. Das Lamellenpaket wird aus diesem Grund vom Kolben schlagartig angefahren, was einen Sprung der Anpresskraft verursacht. Dadurch wird plötzlich von der Kupplung ein Moment übertragen, wodurch eine schlagartige Beschleunigung vom Fahrer gespürt wird (siehe Abbildung 14, $t \simeq 9,85\mathrm{s}$).

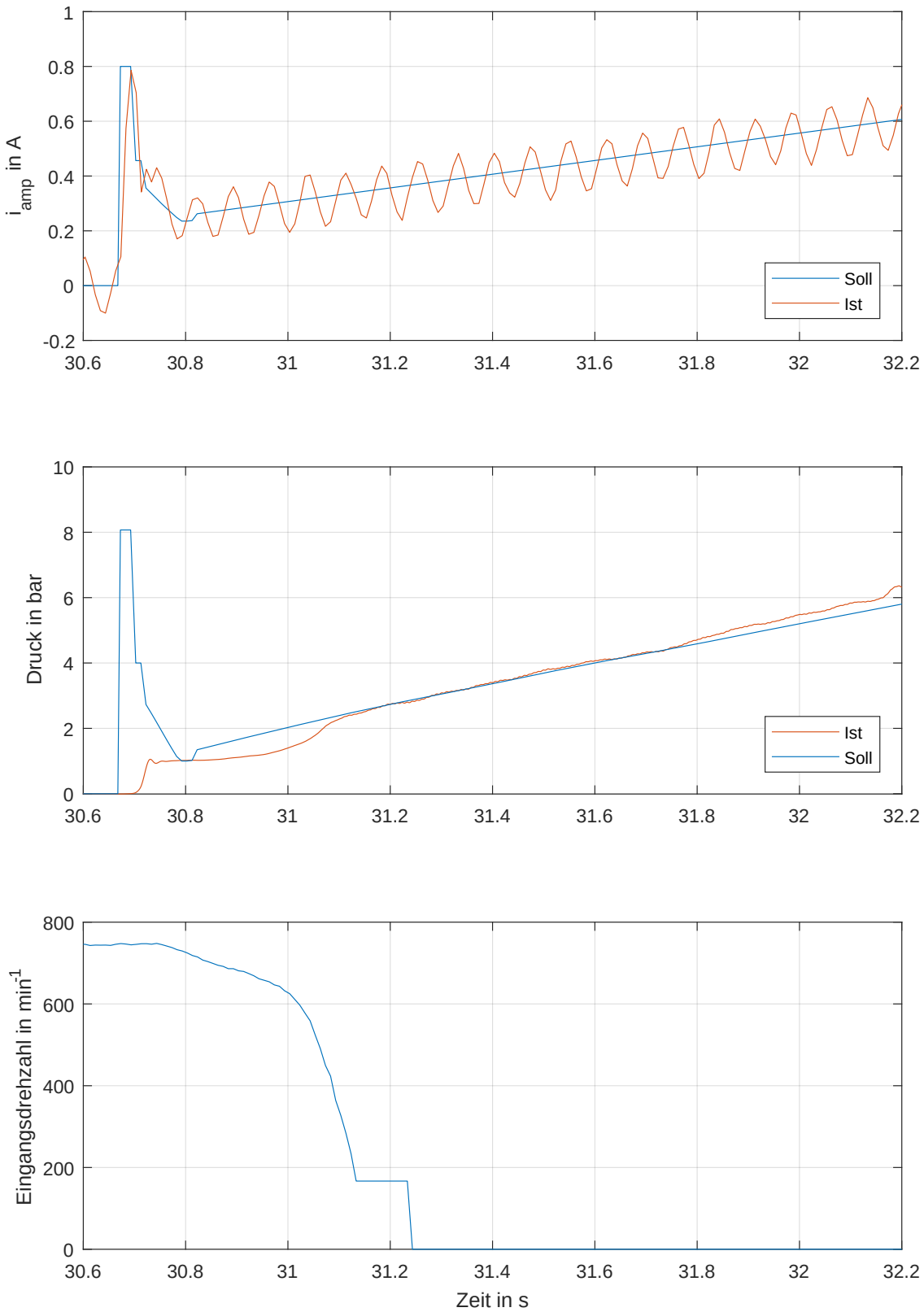


Abbildung 16: Messsignale bei Verwendung der EAMES bei stehendem Fahrzeug

Für den vorliegenden Versuch beträgt die Füllzeit somit $t_{\text{füll}} = 31\,\text{s} - 30,67\,\text{s} = 0,33\,\text{s}$. Im realen Betrieb ist die Solldruckvorgabe jedoch kleiner, wodurch diese Zeit größer ist (siehe Abbildung 14). Die angegebene Füllzeit von $9,388\,\text{s} - 9,188\,\text{s} = 0,2\,\text{s}$ (siehe Abbildung 14)

ist also nicht gewährleistet und kann, wie für die veranschaulichte Zughochschaltung, bis zum Zweifachen dieses Wertes betragen. Der Füllstatus sagt dementsprechend nur aus, in welchem Betriebsbereich der Software sich das System befindet, jedoch nicht ob die Kupplung tatsächlich befüllt ist. Dies führt die Software dazu, dass die Abweichungen der Steuerung von der Regelung korrigiert werden, wodurch das Schalten langsamer und unangenehmer als erwartet wird.

Das Verbesserungsportenzial der Methode konnte hier hervorgehoben werden. Daraus resultieren Anforderungen an die zukünftige Füllstrategie, welche im folgenden Abschnitt behandelt werden.

2.8 Ziele der zukünftigen Füllstrategie

Um die vorgenommene Arbeit erfolgreich abzuschließen, müssen bestimmte Anforderungen eingehalten werden, während Sekundärziele nicht zwangsläufig erreicht werden müssen. Sie würden allerdings die Qualität der Ergebnisse steigern. Die erste Anforderung an die modellbasierte Methode lässt sich aus dem Namen ableiten, indem diese den Streckenzustand zu jedem Zeitpunkt der Steuerung schätzen können muss. Dies ist eine notwendige Bedingung, um alle weitere Ziele erreichen zu können.

Das Experiment im Stehen zeigte, dass eine unvollständige Befüllung die Fahrdynamik und der Komfort beeinträchtigt. Ähnliche Ergebnisse konnten auch an einem anderen Getriebe festgestellt werden (vgl. Swierczek-Jereczek 2016). Die zweite Anforderung an die EAMES ist es, eine exakte Befüllung der Kupplung zu verursachen. Somit wird die Regelung die Abweichungen der Steuerung nicht mehr korrigieren müssen und ein besseres Soll-Ist-Folgeverhalten des Druckes am Ende der Steuerphase ist zu erwarten. Durch die Vorgabe einer konstanten Stellgröße beim Anlegen sollen die Unstetigkeiten des Beschleunigungsverlaufs beseitigt werden.

Die theoretische Überlegung zur EAMES ist einfach gehalten und berücksichtigt die innere Dynamik der Strecke kaum. Dieser Mangel wird dank einer Erweiterung durch zwei weitere Phasen (Phase 3 und 4) zum Teil kompensiert. Dadurch entstehen allerdings sieben einzustellende Parameter (siehe Abbildung 15), welche zu einem erschwerten und längeren Applikationsprozess führen. Die Inbetriebnahme muss aufgrund der empirischen Basis der Methode zum größten Teil im Fahrzeug erfolgen und ist somit zeitaufwändig. Die unvollständige Befüllung zeigt nicht, dass das Verfahren ungültig ist, sondern dass es aufgrund der hohen Parameteranzahl schwer zu applizieren ist.

Ein Ziel der MAMES ist es, die Anzahl an einzustellenden Parameter zu senken, um die Inbetriebnahme zu vereinfachen und diese möglichst in der kostengünstigen Vorentwicklung durchzuführen. Der zeitaufwändigste Teil der Vorentwicklung ist die simulierte Strecke an die reale anzupassen. Daraus resultiert das Sekundärziel, die MAMES mit einer automatisierten Messdatenerzeugung und Optimierung zu erweitern, um somit den Arbeitsaufwand jeder Inbetriebnahme erheblich zu reduzieren.

Je nach Betriebstemperatur des Getriebeöls ergeben sich unterschiedliche Systemverhalten (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S. 95). Die Kupplung reagiert somit bei 0 und 100 °C unterschiedlich auf die gleiche Stromanregung, dabei können beide Temperaturen durchaus im Betrieb vorkommen. Diese Störgröße wird in der EAMES nicht berücksichtigt. Ein weiteres Sekundärziel der MAMES, ist diesen Effekt und eventuell weitere Störeinflüsse möglichst zu kompensieren.

Während der Synchronisierung von An- und Abtrieb bleibt die Stellgröße in einem sehr begrenzten Bereich, wodurch das dynamische Potenzial der Strecke kaum ausgenutzt wird. Ein weiterer Nachteil dieses Vorgangs ist die Beschleunigung, die am Ende des Angleichs zu spüren ist (siehe Längsbeschleunigung in Abbildung 14, $t \simeq 10,05\,\mathrm{s}$). Dies verursacht einen weiteren Ruck während des Fahrens und beeinträchtigt somit das Fahrerlebnis.

Als letztes Sekundärziel wird deswegen die Erweiterung der dynamischen Vorsteuerung auf den gesamten Schaltvorgang gestellt. Durch die Modellierung des Zusammenhangs zwischen Drehzahländerung und Druck könnte der Synchronisierungsprozess anhand eines Soll-Verlaufs vom Drehzahlunterschied gesteuert und geregelt werden, da diese Größe im Gegenteil zum Druck messbar ist. Somit könnte dieser Vorgang schneller und gleichzeitig komfortabler erfolgen.

Die Primär- und Sekundärziele der neuen Methode werden aus Gründen der Übersicht noch einmal aufgelistet:

Primärziele

1. Den Systemzustand trotz der unvorhandenen Messsignale schätzen.
2. Die Anzahl an Parametern durch eine modellbasierte Ansteuerungsmethode senken.
3. Eine vollständige Befüllung gewährleisten, um Komfort und Dynamik zu erhöhen.
4. Die Füllzeit mithilfe einer besseren Stellgrößenausnutzung zu verringern.

Sekundärziele

1. Ein automatisiertes Verfahren zur Anpassung des Streckenmodells entwerfen, um den Aufwand des Applikationsprozesses zu verringern.
2. Die Störgrößen möglichst kompensieren.
3. Das prinzip der MAMES auf den gesamten Schaltvorgang erweitern.

Um die erwähnten Schwächen in der neuen Steuerungsmethode zu vermeiden, ist es wichtig zu verstehen aus welchem Grund sie in der aktuellen vorhanden sind. Die EAMES folgt aus einer qualitativen Betrachtung des Systems und wird händisch durch Fahrversuche an die Realität angepasst. Mathematisch ergibt sich jedoch, dass bei bekanntem und invertierbarem physikalischem Streckenmodell das Lamellenpaket von einer Steuerung genau angefahren werden kann. Dabei wäre der Stellbereich sinnvoller ausgenutzt und eine vollständige Befüllung wäre innerhalb einer geringeren Zeit möglich. Dadurch würde die anschließende Momentsteuerung exakter erfolgen und könnte den erwähnten Dynamik- und Komfortnachteil beseitigen.

Ein solcher Steuerungsentwurf wurde bereits an einem anderen Getriebe vorgenommen, indem die Black-Box durch eine White-Box-Modellierung des Systems ersetzt wurde (vgl. Swierczek-Jereczek 2016). Diese wurde implementiert und abschließend invertiert, um eine flachheitsbasierte Vorsteuerung des Systems zu ermöglichen. Aus Zeitmangel konnte sie nicht vollständig ausgereift und in Betrieb genommen werden. Sie wird nun an die jetzige Hardware angepasst, erweitert und schließlich appliziert. Im nächsten Abschnitt wird der Stand der Modellierung zusammengefasst und der Begriff der Flachheit erklärt, um dem Leser die grundlegenden Werkzeuge des Steuerungsentwurf näher zu bringen.

2.9 Stand der Modellierung

Alle Prozesse innerhalb eines Schaltvorgangs können durch die in den vorherigen Abschnitten angeschriebenen Modellgleichungen mit ausreichender Genauigkeit beschrieben werden. Sie werden in einem Zustandsraummodell (ZRM) zusammengefasst (siehe Gleichung 13), welches das zeitliche Verhalten einer EHS beschreibt. Diese Gleichungen gelten für alle Schaltelemente dieser Bauform.

Die in einer vorherigen Arbeit entwickelte Modellstruktur wurde an manchen Stellen vereinfacht, da im Verlauf deutlich wurde, dass die komplexe Struktur keine bedeutsame Verbesserung des Systemverhaltens bewirkte (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S.38). Die KRDF wurde als linear angenommen und das Lamellenpaket wurde, wie bereits erwähnt, in einer einzigen steifen Feder zusammengefasst. Die Haftreibung wird in diesem Modell nicht mehr berücksichtigt, da bereits bewiesen werden konnte, dass diese Kraftwirkung vernachlässigbar klein in Vergleich zu anderen ist (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S.103). Das ZRM wird als SIMULINK-Modell implementiert und liefert somit eine Simulation des Streckenverhaltens, deren allgemeine Struktur durch Abbildung 32 veranschaulicht werden kann.

$$\frac{d\vec{x}}{dt} = \begin{pmatrix} K_1 \cdot (F_{\mathrm{mag}}(i) - K_2 \cdot (s_{\mathrm{s}} + s_{\mathrm{s,vsp}}) - K_3 \cdot v_{\mathrm{s}} - K_4 \cdot p_{\mathrm{k}} - K_{\mathrm{v}} \cdot A_{\mathrm{v}}(s_{\mathrm{s}}) \cdot \Delta p) \\ v_{\mathrm{s}} \\ \frac{K_{\mathrm{öl}}}{K_7 \cdot s_{\mathrm{k}}} \left(K_5 \cdot A_{\mathrm{v}}(s_{\mathrm{s}}) \cdot \sqrt{\Delta p} - K_7 \cdot v_{\mathrm{k}} \right) \\ K_6 \cdot (K_7 \cdot p_{\mathrm{k}} - K_8 \cdot s_{\mathrm{k}} - F_{\mathrm{N}}(s_{\mathrm{k}}) - K_{10} \cdot v_{\mathrm{k}}) \\ v_{\mathrm{k}} \end{pmatrix} \tag{13}$$

Hierbei ist $\vec{x}$ der Zustandsvektor:

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} v_{\mathrm{s}} \\ s_{\mathrm{s}} \\ p_{\mathrm{k}} \\ v_{\mathrm{k}} \\ s_{\mathrm{k}} \end{pmatrix} \tag{14}$$

Für das früher untersuchte Getriebe führte dieses Modell zu einer ausreichend gute Streckenabbildung (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S.41). Einer der Schwerpunkte dieser Arbeit ist es, eine automatisierte Methode zu entwickeln, welche dieses Standardmodell an die Dimensionierung jeder Schaltkupplung anpassen kann. Dadurch wäre eine schnelle Modellbildung und somit ein beschleunigter Applikationsprozess möglich. Im nächsten Abschnitt wird die Frage gestellt, wie diese Modellbildung verwendet werden kann, um effiziente Steuerungsergebnisse zu erreichen.

2.10 Prinzip der flachheitsbasierten Vorsteuerung

Mathematisch wird die Umkehrfunktion $\vec{f}^{-1}(\vec{x})$ einer Funktion $\vec{f}(\vec{x})$ folgendermaßen definiert:

$$\vec{f}\left(\vec{f}^{-1}\left(\vec{x}\right)\right) \quad = \quad \vec{x} \tag{15}$$

Wird also ein invertiertes Streckenmodell Σ^{-1} vor die Strecke Σ geschaltet, entspricht der Streckenausgang z genau den Eingang z^* des invertierten Modells. An dieser Stelle muss nur noch ein sinnvoller Sollverlauf z^* der zu steuernden Größe vorgegeben werden, der von der realen Aktuatorik umgesetzt werden kann. Ein Stellgrößenverlauf wird somit ausgerechnet und erzwingt, bei exakter Streckenabbildung, das erwünschte Streckenverhalten $z = z^*$ (siehe Abbildung 17). An dieser Stelle wird die Leistungsfähigkeit dieses Konzeptes trotz seiner theoretischen Einfachheit klar: die Befüllung einer Kupplung könnte dadurch sowohl schneller, als auch exakter, mithilfe eines sinnvolleren Stellgrößenverlaufs eingestellt werden (vgl. King 2012, S.171).

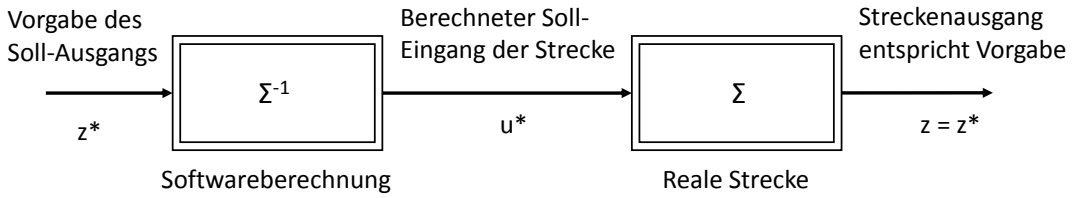


Abbildung 17: Prinzip der flachheitsbasierten Vorsteuerung

Falls ein sog. flacher Ausgang für ein DGL-System gefunden werden kann, kann die Invertierung Σ^{-1} rein durch algebraische Umformungen und gewöhnliches Ableiten ausgerechnet werden. Das Lösen des zugehörigen Anfangswertproblems wird somit erspart. Stattdessen kann die Stellgröße, die den erwünschten Sollverlauf einstellt, über ein algebraisches Gleichungssystem berechnet werden, was meistens zu weniger numerischem Aufwand führt.

Der Name „flach“ kommt aus der Tatsache, dass der Folgefehler in diesem Fall linear und somit in einem nicht-gekrümmten (flachen) Koordinatensystem darstellbar ist. Die Suche eines flachen Ausgangs kann besonders aufwändig sein (vgl. King 2012, Kapitel 8), dennoch konnte er für unterschiedliche Betriebszustände der Kupplung immer anhand physikalischer Überlegungen gefunden werden. Dies wird später bei der Entwicklung der neuen Steuerung ausführlicher behandelt.

Da die entwickelte Methode eine Steuerung ist, können Modellierungsungenauigkeit nicht wie bei einer Regelung in Echtzeit korrigiert werden. Das Modell muss also für gute Steuerungsergebnisse so exakt wie möglich sein. Nun wird als erste Frage gestellt, ob das bereits entwickelte Modell auch das Verhalten der studierten Kupplung gut genug abbilden kann. Dafür wird im folgenden Kapitel eine messtechnische Untersuchung der Hardware durchgeführt.

3 Messtechnische Charakterisierung der Schaltkupplung

In diesem Kapitel soll anhand von Experimenten überprüft werden, ob die bereits entworfene Streckenabbildung in SimuLink auch am vorliegenden Versuchsgetriebe verwendet werden kann. Die Grundlage des modellbasierten Steuerungsentwurfs würde somit schon bestehen und müsste nur noch angepasst werden. Folglich wird zuerst die Erzeugung und anschließend die Verarbeitung von Messdaten vorgeführt. Durch Vergleiche mit Messergebnissen des früher untersuchten Getriebes und mithilfe einer Literaturrecherche wird die Allgemeingültigkeit der Modellstruktur überprüft. Das zuvor untersuchte Getriebe (vgl. Swierczek-Jereczek 2016) wird während dieser Betrachtung mit der Nummer 1 gekennzeichnet und das aktuell untersuchte mit der Nummer 2.

Die in diesem Kapitel erzeugten Messdaten werden nicht nur für Validierungszwecke, sondern auch als Grundlage der Streckenanpassung verwendet und werden somit zu einem unabdingbaren Schritt der Inbetriebnahme. Nun soll eine allgemeine und einfache Methode vorgestellt werden, solche Informationen über ein Getriebe experimentell zu erlangen.

3.1 Automatisierte Messdatenerzeugung

Um auf einfache Weise experimentelle Erkenntnisse über eine Strecke zu gewinnen, werden in der Steuer- und Regelungstechnik üblicherweise Sprünge vorgegeben. Um verschiedene Betriebszustände zu widerspiegeln, wird dieser Versuch für unterschiedliche Sprunghöhen wiederholt. Dies ist im vorliegenden Fall besonders wichtig, da das System nichtlinear ist (inverse Funktion der Druckgradientenformel, Wurzelfunktion der Blendengleichung, kreisförmige Öffnungsfläche, Einschaltverhalten der Federkraft des Lamellenpakets) und sein Verhalten somit stark vom Betriebspunkt abhängen kann.

Sprünge können nur bei stehendem Fahrzeug vorgegeben werden, da das Fahrzeug bei solch einer Kupplungsbetätigung nicht fahren kann. Bei stehendem Fahrzeug sind auch die Bedingungen leichter einstellbar und das Experiment somit besser reproduzierbar. Die Sprünge können mit geringerem Zeitabstand als beim Fahren vorgegeben werden und mehr Messdaten können somit mit geringerem Aufwand erzeugt werden.

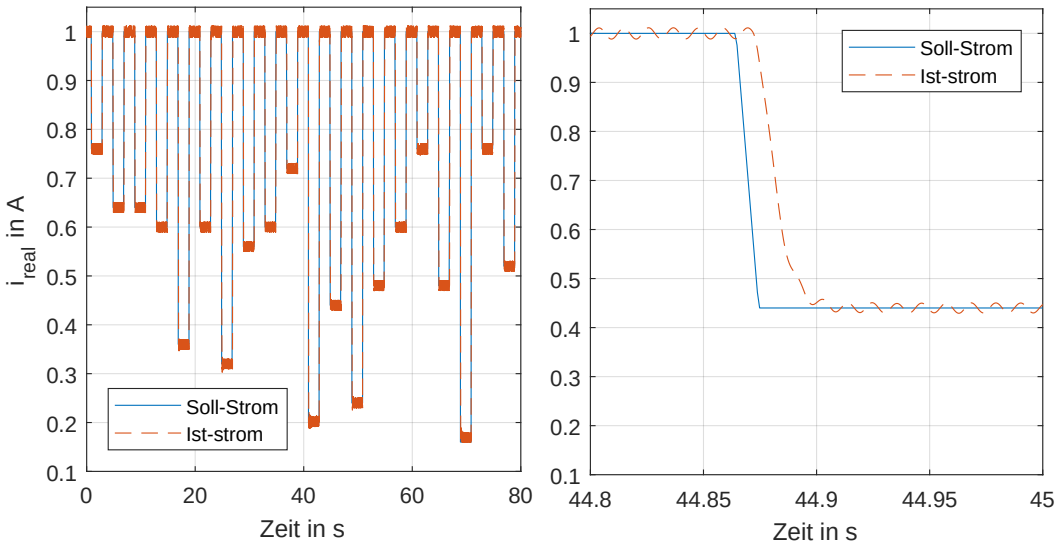


Abbildung 18: Links: Reihe an Sprungversuchen, Rechts: Sprung bei $t \simeq 44,87\,\mathrm{s}$

Der Versuchsaufbau ähnelt den bereits durchgeführten Füllversuch im Stehen. Eine Kupplung wird dank eines konstanten Stroms dauerhaft geschlossen. Solange keine weitere Schaltkomponente betätigt wird, dreht sich das Getriebe frei und kein Moment wird vom An- auf den Abtrieb übertragen. Sprünge werden auf das zu untersuchende Schaltelement vorgegeben. Dieses schließt sich und verursacht somit einen Momentenfluss zwischen An- und Abtrieb. Indem das Bremspedal dauerhaft betätigt wird, kann sichergestellt werden, dass die Abtriebsdrehzahl $0\,\mathrm{min}^{-1}$ beträgt. Durch das Schließen der mit Sprüngen betätigten Kupplung wird die Ein- mit der Ausgangswelle synchronisiert und somit auf $0\,\mathrm{min}^{-1}$ abgebremst.

Ein vollständig automatisiertes Programm, der diesen Ausgangszustand im Fahrzeug einstellt und Sprungreihen auf die zu untersuchende Kupplung vorgibt, wurde in der Fahrzeugumgebung eingebunden. Die Messdatenerzeugung kann somit in ein Paar Klicks erfolgen.

Für die Sprungreihe bietet sich an, Stromsprünge mit zufälliger Amplitude zu generieren (siehe Abbildung 18), um somit unterschiedliche Betriebzustände zu untersuchen. Zwischen dem Abschalten eines Sprunges und dem Einschalten des nächsten, wird der Strecke zwei Sekunden lang den Nullstrom $i_0 = 1\,\mathrm{A}$ vorgegeben, sodass diese in ihre Ausgangslage zurückkehren kann (siehe Abbildung 18). Zuvor wurde eine Stromdifferenz $i_0 - i_{\mathrm{real}}$ betrachtet, um somit Vergleiche mit Ergebnissen der Literaturrecherche zu ermöglichen. An dieser Stelle wird wieder i_{real} betrachtet um der Strecke sinnvolle Werte vorzugeben. Die Sprunghöhe wurde hier begrenzt $0,2\,\mathrm{A} \leq i_{\mathrm{real}} \leq 0,76\,\mathrm{A}$, damit der Kolben bei jedem Sprung am Lamellenpaket anschlägt.

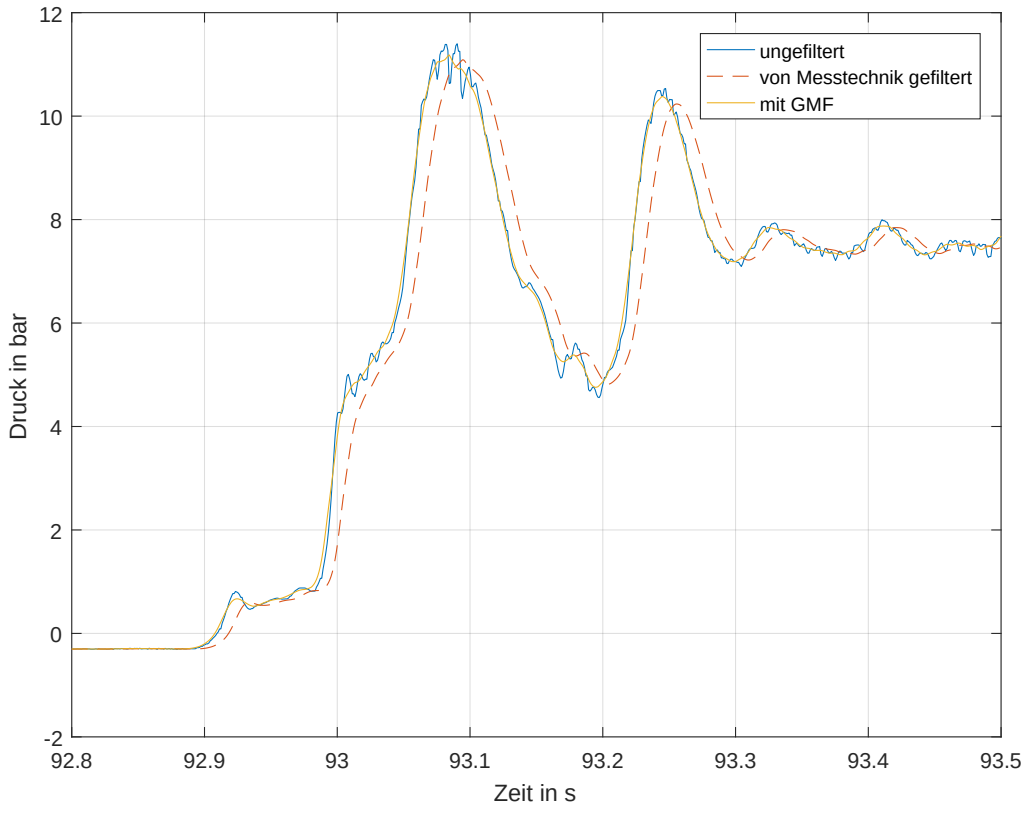


Abbildung 19: Vergleich der Anwendung unterschiedlicher Filter anhand einer Sprungantwort

Die Vorgabe des Stroms wird in der Realität vom Stromegler nicht perfekt umgesetzt. Der Istwert weist einen PT_2-Verlauf auf und erreicht den Solllwert nach ungefähr $0,03\,\mathrm{s}$ (siehe fig: Stromvorgabe). Diese Verzögerung wird bei der Implementierung des Modells in Simu-

LINK, allerdings nicht im ZRM berücksichtigt, da diese für die Modellinvertierung zunächst irrelevant ist. Schwankungen sind um den Sollverlauf zu erkennen, allerdings ergeben diese im Mittel den vorgegebenen Wert.

Die Messungen werden mit CANAPE durchgeführt und die Daten werden anschließend konvertiert, um eine Auswertung in MATLAB zu ermöglichen. Das erhaltene Drucksignal ist verrauscht und von der Messtechnik fehlerhaft gefiltert. Aus diesem Grund wird ein linksseitiger gleitender Mittelwertfilter (GMF) angewendet, welcher bereits zufriedenstellende Ergebnisse lieferte (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S. 67). Das Signal kann dadurch sowohl off- als auch online gefiltert werden und weist einen geringeren Fehler auf (siehe Abbildung 19).

Nachdem das gefilterte Signal korrigiert wurde, wird der Stellbereich im nächsten Abschnitt neu skaliert und normiert, um Vergleiche mit anderen Getrieben zu ermöglichen. Die Untersuchung wird dadurch universeller und kann somit eventuelle Strukturähnlichkeiten zwischen zwei anders dimensionierten EHS hervorheben.

3.2 Untersuchung der Strukturähnlichkeiten mit Getriebe 1

Die vorhandene Ventilkennlinie ist, wie bereits erklärt, fallend (siehe Abbildung 4), wodurch kleinere Stromamplituden zu höheren Zieldrücke führen. Der bis jetzt vorgegebene Nullstrom beträgt $i_0 = 1\,\mathrm{A}$. Dennoch ist zu erkennen, dass keinerlei Druck aufgebaut wird, solange der Strom nicht unterhalb von $0,9\,\mathrm{A}$ ist. Somit ist zu erschließen, dass der Stellbereich des Ventils von $i_\mathrm{n} = 0,9\,\mathrm{A}$ bis $i_\mathrm{e} = 0,2\,\mathrm{A}$ reicht. Nun wird der Abstand von der Stromamplitude zum neutralen Strom i_n auf die Breite des Stellbereichs normiert (siehe Gleichung 16), um eine steigende Kennlinie zu erhalten.

$$i_\mathrm{norm} = \frac{i_\mathrm{n} - i_\mathrm{real}}{\|i_\mathrm{e} - i_\mathrm{n}\|} \tag{16}$$

Die Eingänge werden also nun nicht mehr absolut betrachtet, sondern relativ zur Größe des Stellbereichs. Eine ähnliche Normierung ist bei jedem Getriebe durchführbar und ermöglicht somit einen sinnvollen Vergleich der Systemverhalten bei ähnlichen Eingängen. Dieser Vergleich wird nun durchgeführt, um die Strukturähnlichkeiten von Getriebe 1 und 2 zu untersuchen. Anhand der Sprungantworten wird entschieden ob das numerische Modell auch in diesem Fall Anwendung finden kann.

Um diesen Vergleich durchzuführen, wird das Verhalten beider Strecken, bei kleiner (Abbildung 20) und bei großer Sprungamplitude (Abbildung 21) graphisch dargestellt. Dadurch werden Betriebsbereiche behandelt, die möglichst weit voneinander liegen, um die Betrachtung somit möglichst zu verallgemeinern. Die Fensterbreite beider Abbildungen beträgt eine Sekunde, um somit eventuelle Unterschiede in der Druckaufbaudynamik zu erkennen.

Sowohl bei Getriebe 1 als auch bei 2 lassen sich fünf gleiche Bereiche des Druckaufabaus identifizieren (siehe Abbildung 20 und Abbildung 21). Diese deuten darauf hin, dass beide Getriebe strukturell streng ähnlich sind und werden hier aufgelistet:

1. Ein zunächst steiler Druckaufbau findet bis zum Losbrechen des Kolbens von seinem Anschlag $s_\mathrm{k} = s_\mathrm{k,min}$ statt. In diesem Bereich ist das Kammervolumen noch besonders klein und auch konstant, wodurch sich höhere Druckgradiente gemäß Gleichung 5 ergeben. Die Drehzahl bleibt konstant, da keine Normalkraft und somit kein Reibmoment an der Kupplung herrscht.

2. Eine Abflachung im Druckaufbau kann anschließend erkannt werden, da die Kolbendynamik eine Ausdehnung der Kammer und somit kleinere Druckgradienten bewirkt. Am Ende dieser Phase wird der Kolbenleerweg zum Lamellenpaket kleiner, wodurch die hydraulischen Schleppmomente größer werden. Dadurch ist ein zunächst geringer Drehzahlabfall zu erkennen.

3. Der Druck nimmt nach dieser Phase wieder schneller zu. Das Lamellenpaket wurde ab diesem Zeitpunkt erreicht, wodurch sich die Kammer nur noch minimal ausdehnt und einen höheren Druckgradient ergibt. Die Drehzahl nimmt ab diesem Zeitpunkt rascher ab, da Reibmomente an der Kupplung wirken.

4. Eine eventuelle Überschwingphase lässt sich für große Sprungamplituden erkennen. In diesem Fall wird der magnetischen Kraft des Ventils nicht schnell genug von der Druck- und Federkraft entgegen gewirkt, wodurch zunächst mehr Volumenstrom als erwünscht in die Kammer einfließt. Durch die mechanische Regelung des DRVs bleibt diese Phase jedoch relativ kurz. Für Getriebe 2 ist zu erkennen, dass der Überschwingvorgang deutlich größer in der Amplitude als bei Getriebe 1 ist. Bei Getriebe 1 entspricht der maximal aufbaubarer Druck des Stellbereichs genau dem Systemdruck, was bei Getriebe 2 nicht der Fall ist. Daurch kann die Abweichung zur Grenze des Stellbereichs größer sein.

5. Wenn der zum Eingangsstrom zugehörige Druck p_{k}^{*} erreicht wird, kehrt das Ventil in seine neutrale Lage zurück und der Druck wird dadurch auf einem stationären Wert gehalten. Kurz danach ist die Synchronisierung der Drehzahlen zu Ende und bewirkt eine Eingangsdrehzahl des Getriebes von $0\,\mathrm{min}^{-1}$.

Aus dieser Feststellung folgt, dass die Schaltelemente von Getriebe 1 und Getriebe 2 durch das gleiche Modell abgebildet werden können. Da das Modell für Getriebe 1 nach einer händischen Anpassung der Simulationsparameter eine gültige Approximation lieferte (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, S.41), soll nun eine quantitative Anpassung der Simulation für Getriebe 2 durchgeführt werden. Diese Anpassung für jede in Betrieb zu nehmende Kupplung händisch durchzuführen, bedeutet jedoch einen großen Arbeitsaufwand und soll deswegen automatisiert werden.

Bemerkung: Unterschiede des Drehzahlverlaufs sind zu erkennen, da die Drehzahlerfassung von Getriebe 2 ungenauer ist. Dadurch entstehen Unstetigkeiten für $86,2\,\mathrm{s} < t < 86,4\,\mathrm{s}$ (siehe Abbildung 20). Dennoch bezieht sich die Simulation auf die Modellierung des Druckverhaltens und hat somit keine Auswirkung auf die Modellanpassung.

Nachdem festgestellt wurde, dass die Modellbildung für zwei EHS strukturell gültig ist, wird die Frage gestellt, ob diese für solche Komponenten allgemeingültig ist. Zahlreiche Arbeiten zeigen qualitativ ähnliche Sprungantworten des Druckes (vgl. Stagge 2004, S.49, Tarasow 2012, S.7, Kaguermanov 2016, S.75, Reif 2010, S.133), die sich aus den erwähnten fünf Phasen auch zusammensetzen. Hierbei wurden auch DKG untersucht, die über EHS der gleichen Bauform wie in WAG verfügen. Somit wird deutlich, dass die Modellierung sowohl für WAG, als auch für DKG Anwendung finden kann.

Falls nun eine automatisierte Methode die quantitative Anpassung des Modells durchführen könnte, würde ein allgemeingültiges Werkzeug entstehen, welcher jegliche EHS innerhalb eines Tages numerisch abbilden könnte. Da die Modellbildung meistens den größten Zeitaufwand von Steuerungs- und Regelungsaufgaben darstellt, würde ein mühsamer Schritt des Steuerungsentwurfs entfallen. Ziel des nächsten Kapitels ist es also, eine solche automatisierte Streckenanpassung zu implementieren. Diese wird anhand der erzeugten Messdaten erfolgen. Da

viele Daten erzeugt wurden, wird dieser Informationsgehalt zuerst im nächsten Abschnitt zusammengefasst und später als Grundlage der Optimierungsfunktion verwendet.

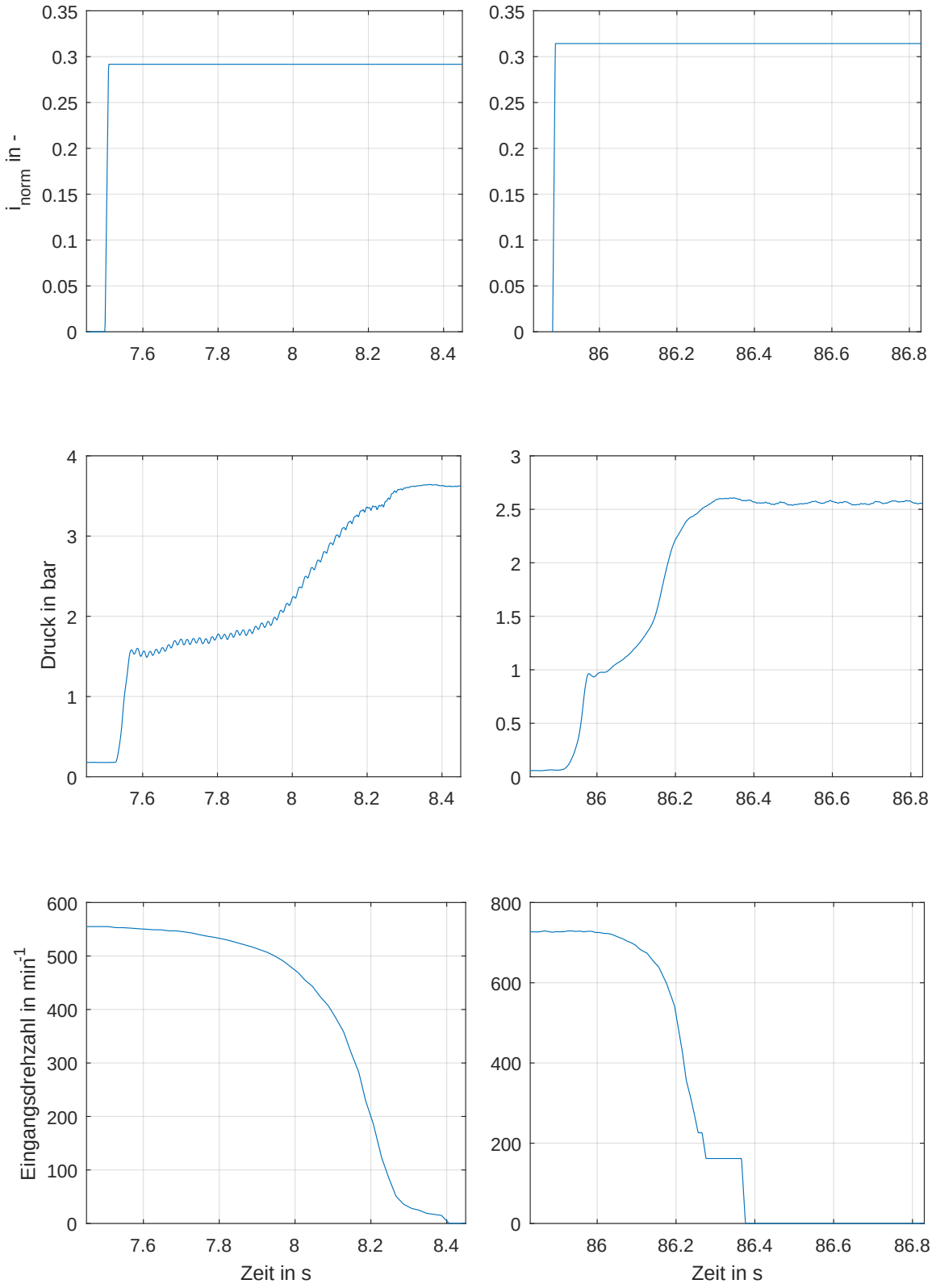


Abbildung 20: Experimentelle Sprungantwort von Druck und Drehzahl der Getriebe 1 (links) und 2 (rechts) bei $i_{\text{norm}} \simeq 0,3$

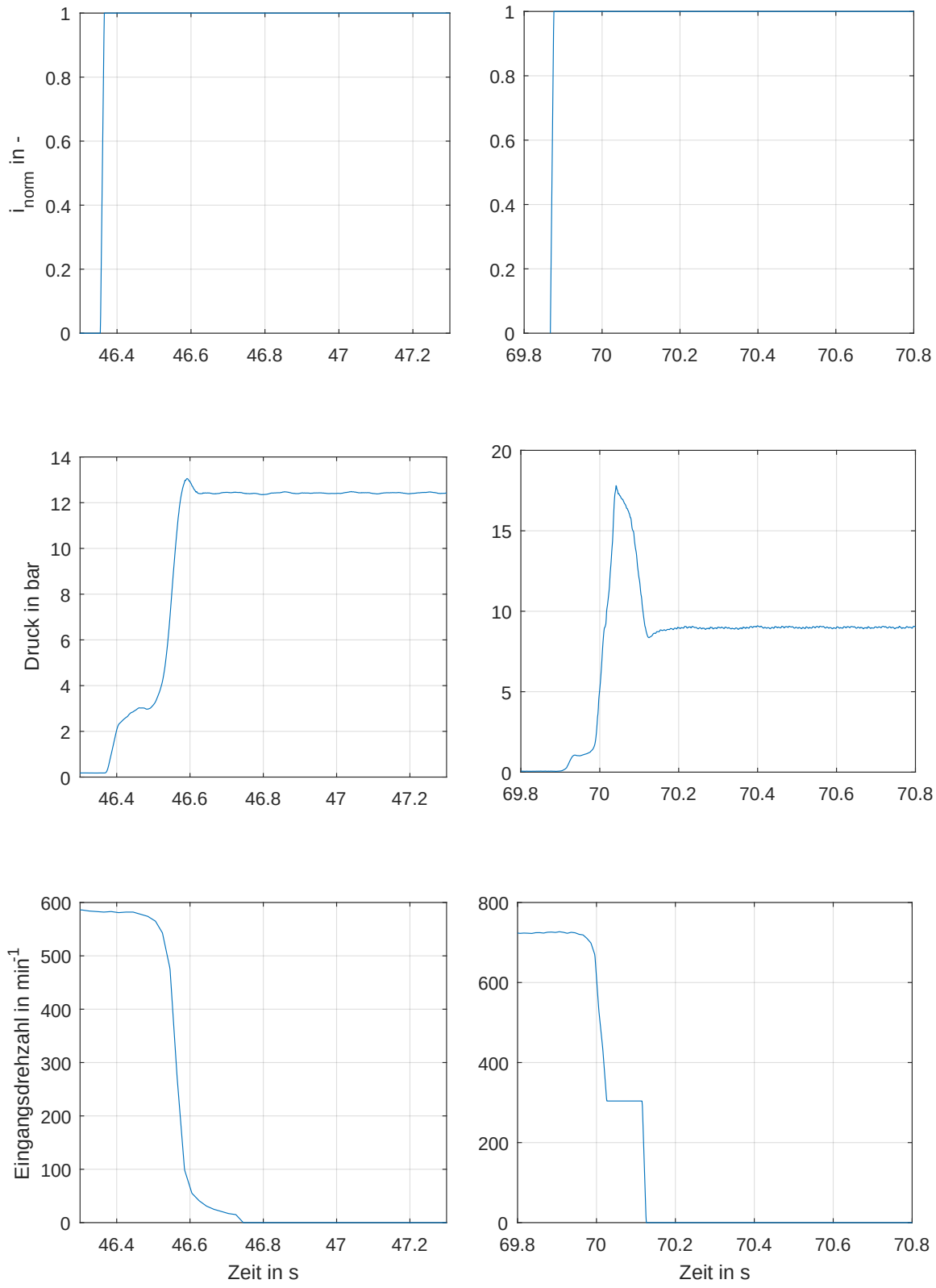


Abbildung 21: Experimentelle Sprungantwort von Druck und Drehzahl der Getriebe 1 (links) und 2 (rechts) bei $i_{\text{norm}} = 1$

3.3 Erzeugung gemittelter Sprungantworten

Mithilfe der automatisierten Messdatenerzeugung wurden 1120 Sprungantworten auf 12 verschiedene Sprungamplituden aufgenommen. Somit stehen ca. 100 Messungen pro Sprunghöhe zu Verfügung. Für die Optimierung wird nicht nur eine Druckantwort gewählt. Somit kann gewährleisten werden, dass die Simulation nicht anhand eines Sonderfalls angepasst wird. Um den Informationsgehalt für eine Sprunghöhe $\hat{\imath}$ in einen einzigen Vektor $\vec{p}_{\hat{\imath},\mathrm{mess}}$ zusammenzufassen, werden die Vektoren der Druckantworten zu einem Gesamtvektor aufaddiert und anschließend durch die Anzahl an Messvektoren komponentenweise geteilt. Somit wird einen Vektor mit gemittelten Druckwerten erhalten. Für jeden Messpunkt k kann somit eine Standardabweichung σ_k ausgerechnet werden, anhand welcher die Gültigkeit des ausgerechneten Signals bewertet werden kann.

Wird $\vec{\sigma}$ über die Zeit gemittelt, ergeben sich geringere Fehlerwerte. Für eine Stromamplitude von $i_\mathrm{norm} = 0,6$ beträgt dieser Wert beispielsweise $\overline{\sigma}_{0,6} \simeq 3\,\%$. Im Fall einer Druckabweichung von $3\,\%$ würde sich das übertragbare Moment nur minimal verändern. Der mittlere Abstand zum gebildeten Mittelwert ist somit klein genug, damit mit diesem Signal gearbeitet werden kann. Solche gemittelten Druckverläufe werden in Abbildung 23 bis Abbildung 26 dargestellt.

Es konnte in diesem Kapitel gezeigt werden, dass das numerische Kupplungsmodell als Standard für WAG und DKG verwendet werden kann. Eine vollständig automatisierte Messdatenerzeugung und -Auswertung konnte zusätzlich entwickelt werden. Anhand dieser Auswertung können die Modellparameter an die Realität angepasst werden. Falls diese Aufgabe von einem automatisierten Algorithmus übernommen werden könnte, wäre die Modellbildung einer EHS volständig automatisierbar. Der Aufwand bei der Inbetriebnahme dieser Methode wäre somit gering. Die Entwicklung eines solchen Algorithmus wird im nächsten Kapitel behandelt.

4 Anpassung der Systemparameter

In diesem Kapitel wird zuerst die Parameteranzahl ohne Einschränkung der Allgemeingültig reduziert, um auf diese Weise den numerischen Optimierer zur Modellanpassung zu entlasten. Anschließend werden die Implementierung und die Ergebnisse des Optimierers präsentiert und letztendlich bewertet.

4.1 Vorarbeit zur Parameteranpassung

Anhand von Gleichung 13 wird deutlich, dass die Strecke über viele physikalische Parameter verfügt, wobei die meisten konstruktiv vorgegeben werden und somit vom Getriebehersteller bekannt sind. Wird dieser Softwareblock also vom Hersteller selber in Betrieb genommen, geht es bei der erwähnten Anpassung nur um ein Fein-Tuning, welches die Modellierungsungenauigkeiten korrigieren soll.

Da das vorliegende Versuchsgetriebe allerdings nicht von der IAV GmbH entwickelt wurde, ist die Kolbenfläche K_7 der einzig bekannte Parameter der Strecke. Auch wenn eine praktische Umsetzung der MAMES dadurch umständlicher wird, könnte die Inbetriebnahme, trotz dieses maßgeblichen Nachteils, schneller als bei der EAMES bei bekannten Getriebedaten erfolgen.

Nun soll in diesem Kapitel der Mangel an konstruktiven Daten durch numerische Methoden kompensiert werden, indem der Informationsgehalt der messtechnischen Untersuchung verwendet wird. Das Ziel ist es, eine realitätsnahe Simulation der Strecke zu erhalten, um das bereits erklärte Prinzip der Vorsteuerung umsetzen zu können. Dabei wäre es wünschenswert, die verwendete Anpassungsmethode möglichst allgemein und numerisch Robust zu entwerfen, um somit das Verfahren schnell und kostengünstig für jegliche EHS anwenden zu können.

Da nur die Kolbenfläche im Datenblatt angegeben wurde, bleiben knapp 20 Parameter der Strecke unbekannt. Um diese Anzahl zu reduzieren und den später entworfenen Optimierer zu entlasten, wurden zunächst manche Parameter zusammengefasst. So konnten bspw. die konstanten Faktoren der Blendengleichung $K_5 = 8 \cdot \alpha_0 \cdot \sqrt{2/\rho}$ zu einem Faktor vereinfacht werden. Andere Parameter wurden geschätzt, da zuverlässige Richtwerte für diese angegeben werden konnten. So wurde bspw. der Vorspannweg der VRDF bei $s_{\mathrm{s,vsp}} = 3\,\mathrm{mm}$ gehalten und vom Optimierer nicht variiert, da diese Annahme für übliche Dimensionierungen eines DRVs annähernd zutreffend sind. Somit konnte die Parameteranzahl auf 12 gesenkt werden, dennoch kann diese Reduzierung mithilfe der erzeugten Messdaten noch weitergeführt werden.

In den zwei nächsten Abschnitten werden die Spulenkennlinie und die Konstante der KRDF mithilfe von Sprungantworten bestimmt. Sie können anhand dessen gut geschätzt werden und ermöglichen die Berechnungszeit des Optimierers zu verringern.

4.2 Bestimmung der Spulenkennlinie

Anhand der Kräftebilanz des Ventilschiebers (Gleichung 4) und der Ventilkennlinie kann auf die magnetische Kraft der Spule rückgeschlossen werden. Die Tatsache, dass das Ventil für einen stationären Wert des Druckes $p_{\mathrm{k}} = p^*$ geschlossen ist $s_{\mathrm{s}} \simeq 0\,\mathrm{m}$ (siehe Abbildung 5), ist hierzu hilfreich, da folgen Kräftegleichung angeschrieben werden kann:

$$
\begin{aligned}
m \cdot a_{\mathrm{s}} &\overset{!}{=} 0\,\mathrm{N} && (17)\\
\Leftrightarrow F_{\mathrm{mag}} - F_{\mathrm{p}} - F_{\mathrm{vrdf}} &= 0\,\mathrm{N} && (18)\\
\Leftrightarrow F_{\mathrm{mag}} &= K_4 \cdot p^* + K_2 \cdot s_{\mathrm{s,vsp}} && (19)
\end{aligned}
$$

Da die Spule üblicherweise im linearen Strom-Kraft-Betriebsbereich betrieben wird, ist die Kraft stromproportional und kann folgendermaßen angeschrieben werden:

$$F_{\text{mag}} = K_0 \cdot i + F_0 \tag{20}$$
$$\Leftrightarrow K_0 \cdot i^* + F_0 = K_4 \cdot p^* + K_2 \cdot s_{\text{s,vsp}} \tag{21}$$

Anhand der Ventilkennlinie (siehe Abbildung 4) ist der zum konstanten Strom i^* zugehörige stationärer Druck p^* bekannt. Werden zwei dieser Wertepaare $\{i_1, p_1\}$ und $\{i_2, p_2\}$ in Gleichung 21 eingesetzt, können die entsprechenden magnetischen Kräfte $F_{\text{mag,1}}$ und $F_{\text{mag,2}}$ ausgerechnet werden. K_0 und F_0 ergeben sich aus dieser Werte:

$$K_0 = \frac{\Delta F_{\text{mag}}}{\Delta i} \tag{22}$$
$$= \frac{F_{\text{mag,2}} - F_{\text{mag,1}}}{i_2 - i_1} \tag{23}$$
$$F_0 = F_{\text{mag,1}} - K_0 \cdot i_1 \tag{24}$$

Die Spulenkennlinie kann dadurch in Abhängigkeit der Konstante K_4 und K_2 ausgerechnet werden. Diese Parameter werden während des Optimierungsverfahren variiert, jedoch können F_0 und K_0 für jeden Schritt genau bestimmt werden. Somit müssen diese nicht jedes Mal vom Optimierer variiert werden, bis annähernd gute Wertepaare erhalten wurden. Ohne diese analytisch ausgedrückte Abhängigkeit könnte das numerische Optimierungsverfahren mehrere Tage dauern. Diese Vorarbeit ist also für den Entwurf eines leistungsfähigen Algorithmus unabdingbar. Eine solche analytische Relation kann für die Konstante K_8 der KRDF auch gewonnen werden, und wird im nächsten Abschnitt hergeleitet.

4.3 Schätzung der Konstanten der KRDF

Zwischen dem Losbrech- und dem Anlegepunkt muss der Kolben den dazwischenliegenden Leerweg s_{l} überwinden. Der statische Losbrechdruck p_{lb}, bei welchem der Kolben sich von dem Anschlag löst (siehe Abbildung 9) und der statische Anlegedruck p_{al}, bei welchem das Lamellenpaket angefahren wird, können anhand einer Sprungantwort auf den minimalen Strom zum Anfahren des Lamellenpakets abgelesen werden (siehe Abbildung 22).

Wie bereits erklärt, entspricht die erste Abflachung im Druckaufbau der Phase, während welcher sich der Kolben in Richtung des Lamellenpakets bewegt. Die zwei Grenzpunkte dieser Phase entsprechen also jeweils der Losbrech- und Anlegedruck und werden in Abbildung 22 gekennzeichnet. Um von dem ersten auf den zweiten Punkt zu kommen, muss also die Druckkraft $K_7 \cdot (p_{\text{al}} - p_{\text{lb}})$ aufgebracht und der entsprechende Weg s_{l} überwunden werden. Daraus lässt sich die Federkonstante K_8 berechnen:

$$K_8 = \frac{K_7 \cdot (p_{\text{al}} - p_{\text{lb}})}{s_{\text{l}}} \tag{25}$$

Durch diesen Zusammenhang entfällt ein Freiheitsgrad, da die Federkonstante von der Wahl der variierenden Parametern abhängt. Analog zum letzten Abschnitt, kann dem Optimierer dadurch viel Rechenzeit erspart werden. Insgesamt konnte die Paramteranzahl dank der vorgeführten Methoden auf 9 Parameter gesenkt werden, welche in Tabelle 1 zusammengefasst werden, um dem Leser einen Überblick über die vorgenommene Arbeit zu schaffen.

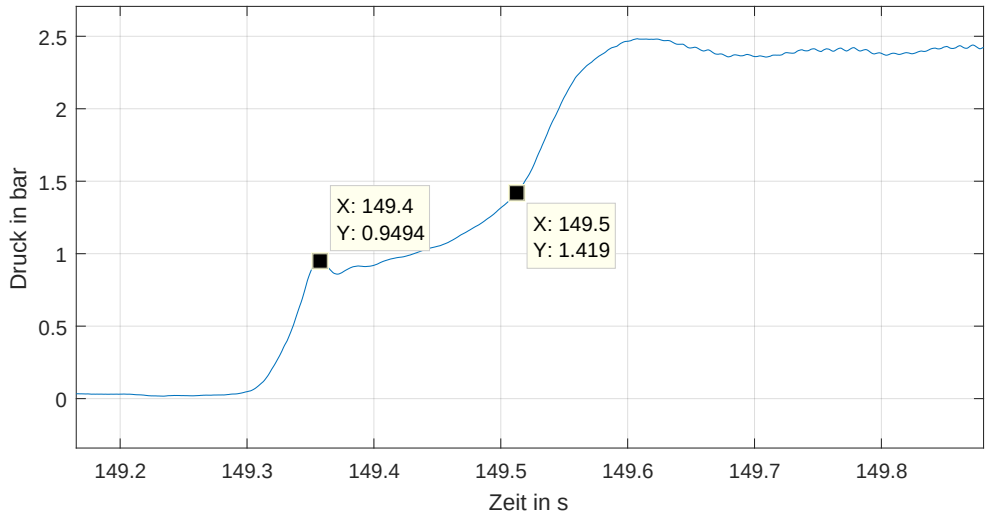


Abbildung 22: Druckantwort auf $i_{\text{norm}} \simeq 0,3$

Bemerkung: Hierbei wurde berücksichtigt, dass sich über den Betrieb Luft in dem Arbeitsmedium löst und dass das Kompressionsmodul somit kleiner als der theoretische Wert $K \simeq 10^9\,\text{Pa}$ ist (vgl. Merrit 1968, S. 21). 2,5% Luft im System wurde für einen plausiblen Wert gehalten. Das System kehrt beim Lösen der Kupplung zum Umgebungsdruck zurück, wodurch Luftblasen entstehen können, welche sich während der Druckerhöhung mit dem Öl vermischen. Schon bei einem so geringeren Anteil nimmt das Kompressionsmodul um mehr als zwei Zehnerpotenzen ab (vgl. Gleichung 26, nach Merrit 1968, S. 16). Falls dies nicht berücksichtigt wird, befindet sich der Anfangspunkt der Optimierung weiter vom nächsten Minimum entfernt und verursacht somit längere Rechenzeiten.

$$K_{2,5\%} = K = \left(\frac{1}{K_{\text{öl}}} + 0,025 \cdot \frac{1}{K_{\text{luft}}} \right)^{-1} \simeq \quad 6 \cdot 10^6 \tag{26}$$

Parameter	**Startwert**	**Parameter**	**Startwert**
r	$0,001\,\text{m}$	s_l	$0,0003\,\text{m}$
K	$6 \cdot 10^6\,\text{Pa}$	K_2	$1000\,\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$
K_3	$100\,\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$	K_4	$2 \cdot 10^{-6}\,\text{m}^2$
K_5	$0,02\ \left(\text{m}^3 \cdot \text{kg}\right)^{1/2}$	K_9	40
K_{10}	$10^4\,\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$	-	-

Tabelle 1: Unbekannte Streckenparameter

Nun wird eine automatische Methode entwickelt, um das allgemeingültige Kupplungsmodell möglichst gut an eine beliebige EHS anpassen zu können. Die Grundlage, sowie die Ergebnisse der angewandten Optimierung, werden im nächsten Abschnitt behandelt.

4.4 Minimierung des Fehlerquadrats

Die Anpassung des simulierten Modells an die reale Strecke beruht auf dem Vergleich der Druckantworten beider Systeme. Nun soll erklärt werden, wie das Gütefunktional für eine Sprungamplitude $\hat{\imath}$ gebildet wird. Für jeden Messpunkt k wird der quadratische Fehler der Simulation ausgerechnet und anschließend über den gesamten Druckaufbau aufsummiert. Dieser Wert wird durch die Anzahl an Messpunkten ν geteilt, um somit einen mittleren quadratischen Fehler über den Verlauf zu erhalten (siehe Gleichung 27). Dieses Funktional wird $J_{\hat{\imath}}$ genannt und bildet die quadratische Fehlerfunktion für eine Sprunghöhe $\hat{\imath}$ auf einen skalaren Wert ab. Eine erste Optimierung anhand dieses Zielfunktionals zeigte, dass diese Methode zufriedenstellende Ergebnisse liefern kann (siehe Abbildung 23).

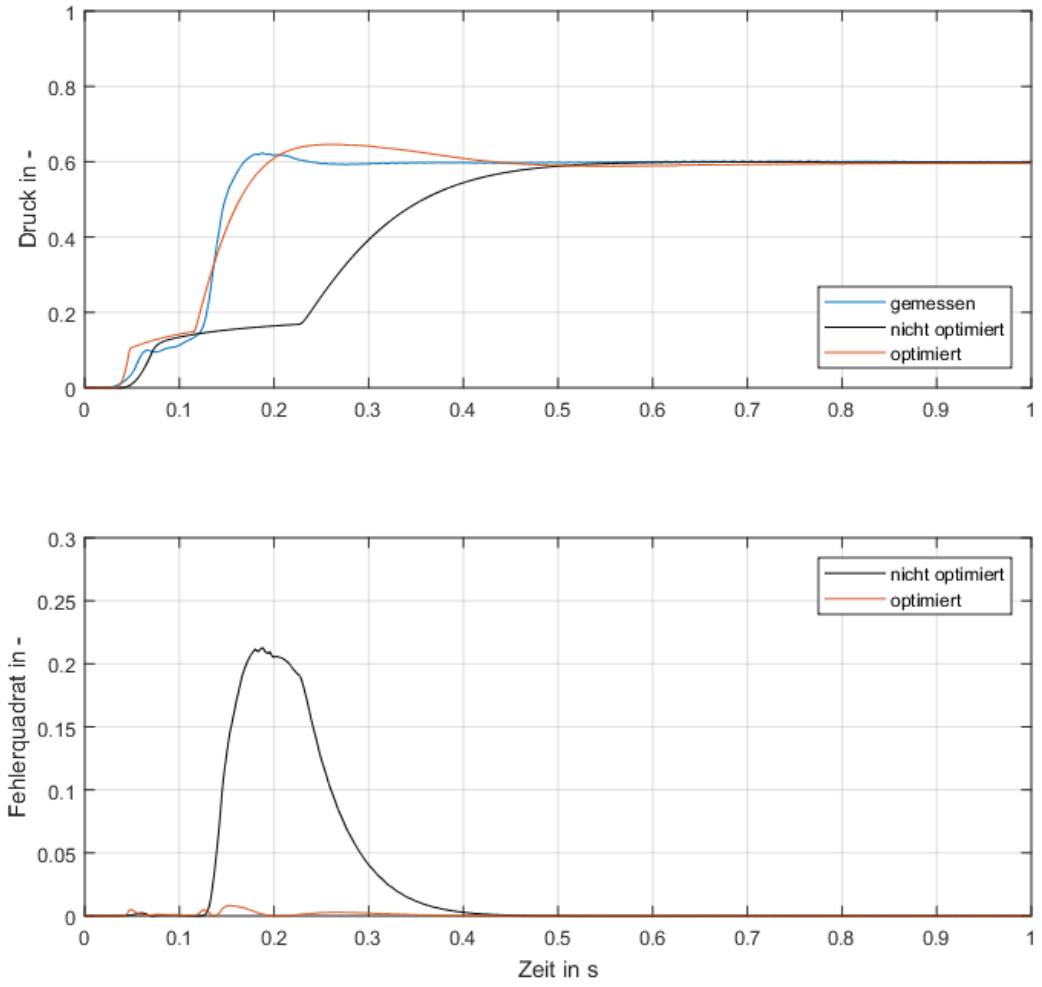


Abbildung 23: Ergebnisse einer Optimierung des RMS-Fehlers für $i_{\text{norm}} = 0,6$

$$J_{\hat{\imath}} = \frac{1}{m} \sum_{k=0}^{\nu} \frac{\left(p_{\,\hat{\imath},\text{mess,k}} - p_{\,\hat{\imath},\text{sim,k}}\right)^2}{p_{\max}} \tag{27}$$

Im Fall nichtlinearer Systeme kann sich jedoch das Streckenverhalten je nach Betriebspunkt stark ändern. Um eine zufriedenstellende Modellierung für jeden Betriebpunkt zu erhalten, wurde der Mittelwert J der einzelnen Gütefunktionale $J_{\hat{\imath}}$ für eine Anzahl $\nu_{\hat{\imath}}$ an verschiedene Sprungamplituden $\hat{\imath}$ als Kostenfunktional verwendet:

$$J = \frac{1}{\nu_{\hat{\imath}}} \sum_{\hat{\imath}_{\min}}^{\hat{\imath}_{\max}} J_{\hat{\imath}} \tag{28}$$

Anhand des numerischen Optimierers *fminsearch* von MatLab, welcher auf einem Simplexverfahren beruht, wurde J minimiert. Hierzu wurde für jeden Optimierungsschritt das SimuLink-Modell ausgeführt und dessen Ergebnisse für die Fehlerbetrachtung verwendet. Um unzulässige Parameterwerte wie ein negatives Kompressionsmodul zu vermeiden, wurde das Kostenfunktional bei unmögliche Parameterwerte zu unendlich gesetzt.

Das Simplex-Verfahren weist es eine hohe numerische Robustheit auf. Das Verfahren wird dementsprechend auch für andere EHS gute Ergebnisse liefern, obwohl größere Fehlerwerte zum Anfang der Optimierung vorhanden sein können. Nach 2000 Iterationen wurde ein Parametersatz erhalten, für den ein lokales Minimum des Gütefunktionals erreicht wird. Dies wurde innerhalb von sechs Stunden ausgerechnet und eignet sich somit besonders gut für eine Ausführung außerhalb der Arbeitszeiten. Die entsprechenden Ergebnisse werden in Abbildung 24 bis Abbildung 26 graphisch dargestellt.

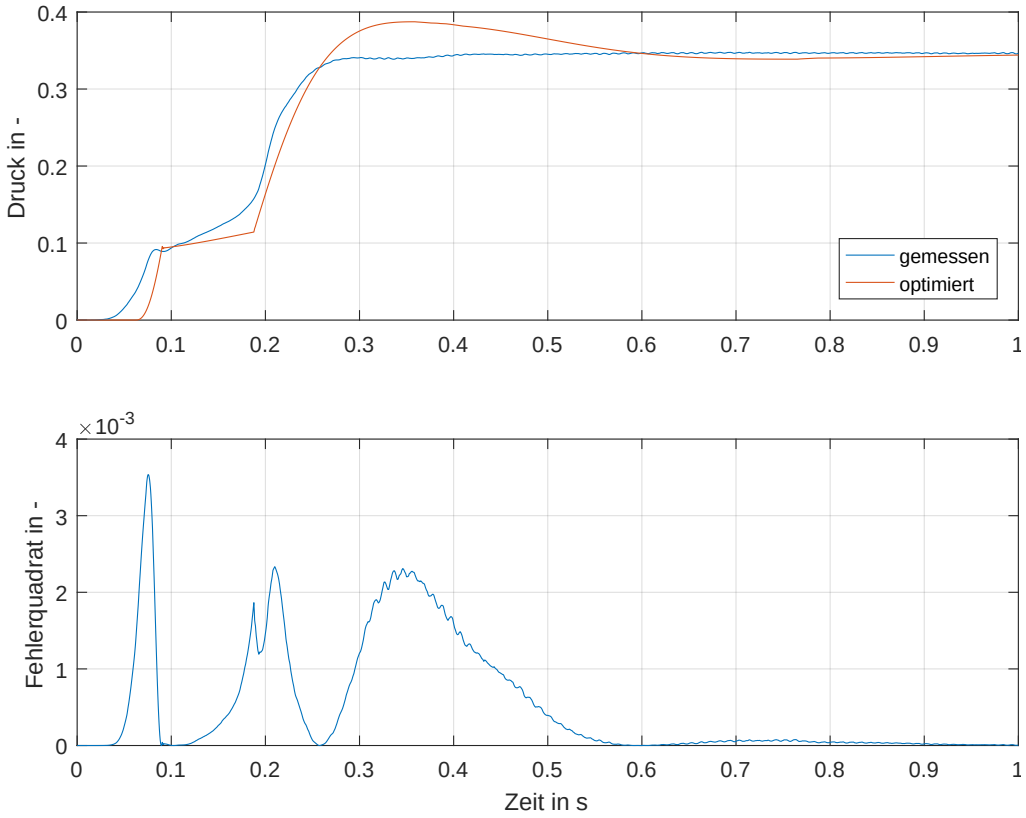


Abbildung 24: Sprungantwort auf $\hat{\imath} = 0,37$ nach einer RMS-Optimierung

Quadratische Fehlerwerte betragen im kritischsten Fall 0,07 (siehe Abbildung 26) und treten während des Überschwingvorgangs auf. Dieses Verhalten entsteht durch den sprunghaften Streckeingang. Die MAMES wird jedoch so entworfen, dass nur glatte Stellgrößenverläufe vorgegeben werden, wodurch dieser Fehler zum großen Teil kein Einfluss für den vorliegenden Anwendungsfall hat. Für die restlichen Zeitpunkte sind diese Werte kleiner als 0,03 und sind somit nicht signifikant (siehe Abbildung 24 bis Abbildung 26).

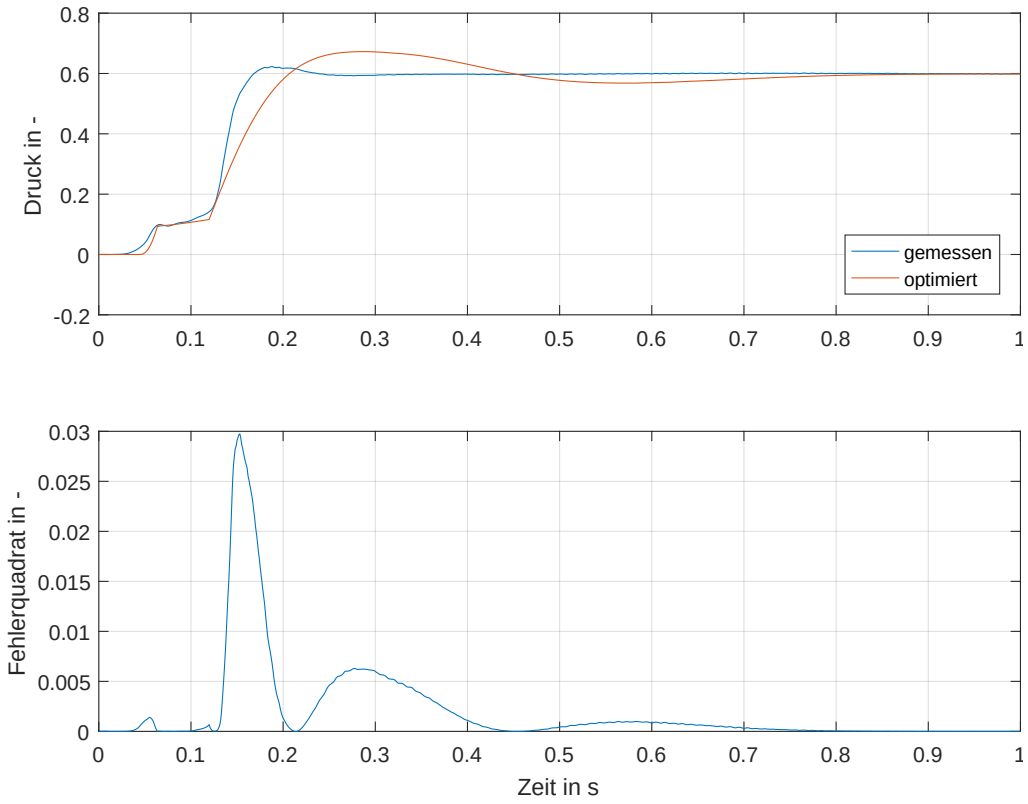


Abbildung 25: Sprungantwort auf $i_{\text{norm}} = 0,6$ nach einer RMS-Optimierung

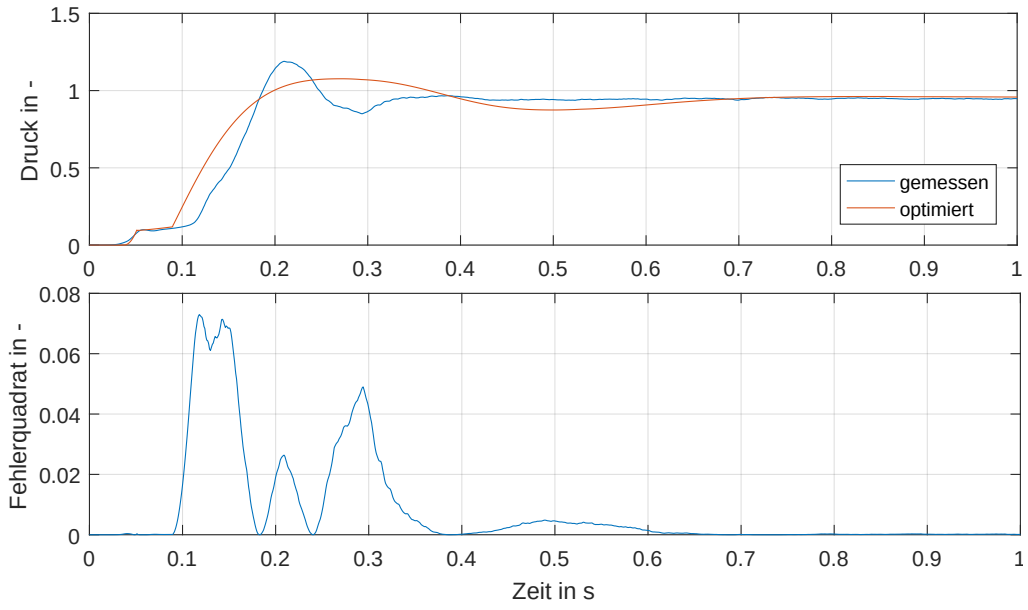


Abbildung 26: Sprungantwort auf $i_{\text{norm}} = 0,94$ nach einer RMS-Optimierung

Diese optimierte Strecke bietet somit keine genaue Abbildung der Realität, dennoch eine gute Approximation davon. Sie wird als Grundlage zum Entwurf der MAMES im nächsten Kapitel verwendet. An dieser Stelle wird klar, dass ein Großteil des Anpassungsbedarfs der Methode von einer automatisierten Funktion übernommen wird. Somit muss dies nicht rein

händisch und im Fahrzeug erfolgen, wie es bei der EAMES der Fall ist. Dadurch werden der Arbeitsaufwand und die Applikationskosten erheblich reduziert. Es sei angemerkt, dass dieser Algorithmus paralell für mehrere Kupplungen ausgeführt werden kann, wodurch sich dieser Vorteil verstärkt. Ein Sekundärziel wurde somit bereits erreicht.

Da ein Streckenmodell nun erreicht wurde, welcher das Systemverhalten gut genug abbilden kann, werden nun darauf aufbauende Steuerungskonzepte entwickelt. Das Prinzip der flachheitsbasierten Steuerung ist im letzten Jehrzehnt entstanden und konnte bereits zu leistungseffizienten Ergebnissen führen (vgl. Lévine 2009). Im nächsten Kapitel wird diese Methode am vorliegenden Beispiel angewendet.

5 Entwurf einer alternativen Füllstrategie

Auf der Basis des validierten Streckenmodells kann nun die MAMES entworfen werden, welche zu exakteren Steuerungsergebnisse bei reduzierter Anzahl an Applikationsparametern führen soll. Dazu wird zuerst eine sehr einfache Maßnahme vorgeführt, welche einen sinnvolleren Anfangspunkt für die Steuerung vorschlägt. Anschließend wird eine invertierte Strecke gebildet und vor die simulierte Strecke geschaltet. Dies soll dazu dienen, die Gültigkeit der Invertierungsvorschrift zu überprüfen. Die MAMES wird anschließend in die Versuchsumgebung implementiert. Aus Zeitmangel konnte die Methode nicht mehr appliziert werden. Die ersten Ergebnisse werden hier trotzdem gezeigt und eine Vorgehensweise zur Applikation wird vorgeschlagen. Letztendlich wird auf die vielfältigen Erweiterungsmöglichkeiten des Konzeptes eingegangen, welche ein weiterer Vorteil der MAMES sind.

5.1 Wahl eines Startpunktes für die Vorsteuerung

Der neutrale Strom wurde als $i_\mathrm{n} = 0,9\,\mathrm{A}$ definiert. Dennoch ist in Abbildung 4 zu erkennen, dass ein annäherndes lineares Strom-Druck-Verhalten für $0,2\,\mathrm{A} \leq i \leq 0,85\,\mathrm{A}$ vorhanden ist. Um einen Druckaufbau möglichst gut zu steuern, ist es besonders sinnvoll, das System zum Anfangspunkt des linearen Bereichs für die Druckerhöhung zu bringen. Als Anfangswert wird dementsprechend $i_\mathrm{l} = 0,85\,\mathrm{A}$ gewählt.

Zuvor wurde im gelösten Zustand der Kupplung ein Offsetstrom von 1 A vorgegeben. Dadurch entstand eine leichte Auslenkung des Schiebers in Richtung des Referenzdruckniveaus p_0, wodurch die Kammer schneller entleert werden konnte. Dies kann weiterhin umgesetzt werden, um das Entleeren nicht zu verlangsamen. Nach einer gewissen Zeit kann anhand eines gemessenen Druckabbaus sichergestellt werden, dass die Kammer entleert ist. Ab diesem Zeitpunkt wird der neue Offsetstrom i_l vorgegeben, welcher die Dynamik des Druckaufbaus verbessern soll.

Nun bestehen alle Randbedingungen zum Entwurf der dynamischen Vorsteuerung. Im nächsten Abschnitt werden die dafür notwendigen mathematischen Umformungen durchgeführt und abschließend in einem Programm zusammengefasst.

5.2 Entwurf einer Kette von Vorsteuerungen

Die bereits erklärte Theorie der flachheitsbasierten Steuerung soll nun am vorliegendem Beispiel angewendet werden. Die hierzu notwendigen Umformungen des Zustandsraummodells werden in diesem Kapitel analytisch vorgeführt und die auftretenden zeitlichen Ableitungen der Zustandsgrößen werden numerisch implementiert. Eine vollständige analytische Berechnung würde zu langen und unübersichtlichen Formeln führen, welche Fehlererkennungen erheblich erschweren würden. Aus diesem Grund werden die Zustände nicht explizit in Abhängigkeit des flachen Ausgangs ausgedrückt und die formal vollständige Schreibweise (vgl. King 2012, S.178) wird hier umgegangen. Eine implizite Schreibweise wird der Übersichtlichkeit halber vorgezogen, welche zu den gleichen Ergebnisse führt.

Ein Füllvorgang kann anhand der Kolbenbewegung in zwei Phasen aufgeteilt werden:

- Die Druckerhöhung bis zum Losbrechdruck, während welcher die Vorspannkraft der KRDF überwunden wird. Der Kolben bleibt während dieser Phase am Anschlag stehen $s_\mathrm{k} = s_\mathrm{k,min}$ (siehe Abbildung 9).
- Der Kolben bewegt sich bis zum Lamellenpaket $s_\mathrm{k,min} \leq s_\mathrm{k} \leq s_\mathrm{al}$ und ermöglicht dadurch das Aufbringen einer Normalkraft auf die Kupplung unmittelbar nach der Steuerung.

Es konnte festgestellt werden, dass die Strecke je nach Phase unterschiedliche flache Ausgänge besitzt. Dementsprechend müssen auch verschiedene Steuerungen entwickelt werden, wobei besonders viel Acht auf den Übergang der einen auf die andere gelegt werden soll. In den weiteren Abschnitten werden jeweils für diese zwei Phasen folgende Punkte nacheinander behandelt:

1. Vereinfachung des Zustandsraummodells.
2. Vermutung eines flachen Ausgangs anhand einer physikalischen Überlegung.
3. Überprüfen durch Umstellen des Zustandsraummodells.
4. Implementierung in SimuLink.

Für die Phase 1 werden diese Punkte besonders ausführlich behandelt. Da bei der Phase 2 streng analog vorgegangen wird, werden die Erklärungen kürzer gehalten.

5.2.1 Phase 1 - Flachheitsbasierte Drucksteuerung

Solange die Druckkraft zu gering ist, um den Kolben von seinem unteren Anschlag zu lösen gilt:

$$s_\mathrm{k} = s_\mathrm{k,min} \tag{29}$$
$$\Rightarrow v_\mathrm{k} = 0\,\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}^{-1} \tag{30}$$

Das ZRM vereinfacht sich somit zu drei Differentialgleichungen des Systems (siehe Gleichung 13). Die dadurch beschriebenen Zustände sind die Schiebergeschwindigkeit v_s, die Schieberposition s_s und der Druck p_k. Die Schiebergeschwindigkeit wird aufintegriert und ergibt die Schieberposition. Dadurch werden Flächen des Ventils freigegeben und ein Ölstrom entsteht, was zu einer Druckänderung in der Kammer führt. In diesem Fall kann also der Kammerdruck als „Folge“ der anderen Zustände verstanden werden und befindet sich somit am Ende der physikalischen Kette. Da ein invertiertes Modell diese Kette umkehren soll, wurde vermutet, dass diese Größe einen flachen Ausgang darstellen könnte. Zusätzlich ist diese Größe günstigerweise auch die in der Phase 1 zu steuernde Größe. Ihr Soll-Verlauf p_k^* wäre somit leicht vorzugeben.

Um nun diese Hypothese zu überprüfen, wird das ZRM umgestellt. Anhand von p_k^* konnten die entsprechenden Soll-Verhalten der Fläche, der Schieberdynamik, der magnetischen Kraft und letztendlich des Stroms ausgerechnet werden (siehe Gleichung 36). Der Kammerdruck ist also gleichzeitig die Steuergröße und ein flacher Ausgang der Phase 1. Die erhaltenen Gleichungen werden nun abschließend in SimuLink implementiert.

$$p_\mathrm{k} \overset{!}{=} p_\mathrm{k}^* \tag{31}$$
$$\Leftrightarrow A_\mathrm{v}^* = \frac{K_7 \cdot s_\mathrm{k,min} \cdot \dot{p}_\mathrm{k}^*}{K_\mathrm{öl} \cdot K_5 \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot \mathrm{sign}(\Delta p)} \tag{32}$$
$$\Leftrightarrow s_\mathrm{s}^* = A_\mathrm{v}^{-1}\left(A_\mathrm{v}^*\right) \tag{33}$$
$$\Leftrightarrow v_\mathrm{s}^* = \dot{s}_\mathrm{s}^* \tag{34}$$
$$\Leftrightarrow F_\mathrm{mag}^* = \frac{1}{K_1} \cdot \dot{v}_\mathrm{s}^* + K_2 \cdot s_\mathrm{s}^* + K_3 \cdot v_{\mathrm{s}^*} + K_\mathrm{v} \cdot A_\mathrm{v}^* \cdot \Delta p^* \tag{35}$$
$$\Leftrightarrow i^* = \frac{F_\mathrm{mag}^* - F_0}{K_0}. \tag{36}$$

Nun soll eine umzusetzende Trajektorie des Druckes vorgegeben werden, welche vom Ausgangszustand $p_0 = 0\,\text{bar}$ bis zum Grenzpunkt der Phase 1 p_{lb} innerhalb einer gewünschten Zeit gehen soll. An dieser Stelle wurde eine Steuerzeit von 30 ms angefordert, da die Vorgabe somit schnell und ohne die Stellgrößenbeschränkung zu verletzen umgesetzt wird. Um dies nun mathematisch zu formulieren, wurde eine polynominale Referenztrajektorie an dieser Stelle verwendet. Alle Ableitungen des Verlaufs an den Randstellen sind gleich null und gewährleisten somit einen guten Übergang mit der nächsten Vorsteuerung (siehe Soll-Druck-Verlauf in Abbildung 27). Die Ordnung des DGL-systems ist maximal 5 und die Koeffizienten des Trajektorienpolynoms werden dementsprechend gewählt (vgl. King 2012, siehe Quellcode im Anhang).

Diese Trajektorie soll beim Sprung der Befüllanforderung b^* anfangen, die in einer Fahrzeugumgebung zu beliebigen Zeitpunkten stattfinden kann. Ein Subsystem wurde implementiert, welches diese Anforderung erkennt und die Zeitachse für die Auswertung der Referenztrajektorie skaliert. Dadurch wird der Verlauf immer korrekt vorgegeben (siehe Abbildung 35).

Die Trajektorie p^* wird nun als Eingang der invertierten Strecke vorgegeben. Hierbei wird die kleinstmögliche Simulationsschrittweite der Fahrzeugumgebung $t_{\text{mabx}} = 10^{-3}\,s$ gewählt, um eine gute Formung der Stellgröße zu gewährleisten. Dennoch entstehen durch diesen begrenzten Zeitraster minimale Fehler zwischen den Soll- und Ist-Verhalten der Zustandsgrößen (siehe Abbildung 27). Um diesen Fehler quantitativ zu erfassen, wird die prozentuale Abweichung des Ist-Drucks bzgl. des angestrebten Endwerts gebildet. Die maximale Abweichung beträgt ca. 8%, was eine ausreichende Genauigkeit darstellt. Die Invertierungsvorschrift des Modells konnte somit hergeleitet werden, wodurch der zum angeforderten Druckaufbau benötigte Strom ausgerechnet werden kann. Somit kann die Strecke bis zum Anfang der Phase 2 gesteuert werden.

Bemerkungen:

- Die bereits veranschaulichte Stromverzögerung kann durch die Steuerung nicht beseitigt werden. Um weiterhin eine gute Zustandsschätzung zu ermöglichen, werden alle Ausgänge des invertierten Modells mit dieser Verzögerung ausgegeben. Geringe Simulationsfehler können allerdings hier entstehen. Die Korrektur aller entstehenden Modellierungsfehler wird später bei der Applikation behandelt.

- In Abbildung 27 werden die Ergebnisse für ein zeitkontinuierliches System gezeigt. Da in der Fahrzeugumgebung nur zeitdiskret gerechnet werden kann, wird die Implementierung diskretisiert (siehe Invertiertes Modell im Anhang).

- Die Nichtlinearitäten der Strecke (inverse Funktion der Druckgradientenformel, Wurzelfunktion der Blendengleichung, Integralauswertung der Öffnungsfläche, Einschaltverhalten der Federkraft des Lamellenpakets) sind alle bijektiv und ermöglichen somit eine Eindeutigkeit bei der Verwendung der entsprechenden Umkehrfunktion. Diese Eigenschaft ist im vorliegenden Fall sehr nützlich, da die Strecke sonst nicht invertiert werden könnte.

- Die flachheitsbasierte Steuerung erfordert Ströme, welche sich außerhalb des von der Ventilkennlinie angegebenen Stellbereichs befinden (vgl. $i = 1,15\,\text{A}$ bei $t = 0,022\,\text{s}$ in Abbildung 27 und Abbildung 4). Um einen gesteuert oder geregelten Druckabbau zu ermöglichen, ist ein DRV bzgl. seiner neutralen Lage $s_{\text{n}} = 0\,\text{m}$ und des entsprechenden neutralen Stroms $i_{\text{n}} = 0,9\,\text{A}$ symmetrisch konzipiert. Der tatsächliche Stellbereich beträgt somit $0,2 \leq i \leq 1,6$. Über $0,9\,\text{A}$ entstehen keine „negativen Solldrücke“ sondern Öffnungsflächen zum Referenzdruckniveau, wodurch ein Abfluss in Form negativer

Ölströme entsteht. Wie bereits gezeigt, ist der Bereich $0,85 < i < 0,9$ leicht nichtlinear. Durch die Symmetrie bzgl. des neutralen Stroms beinhaltet der Bereich $0,85 < i < 0,95$ also eine Nichtlinearität. Es entsteht also durch die Linearisierung der Spulenkennlinie ein kleiner Modellierungsfehler.

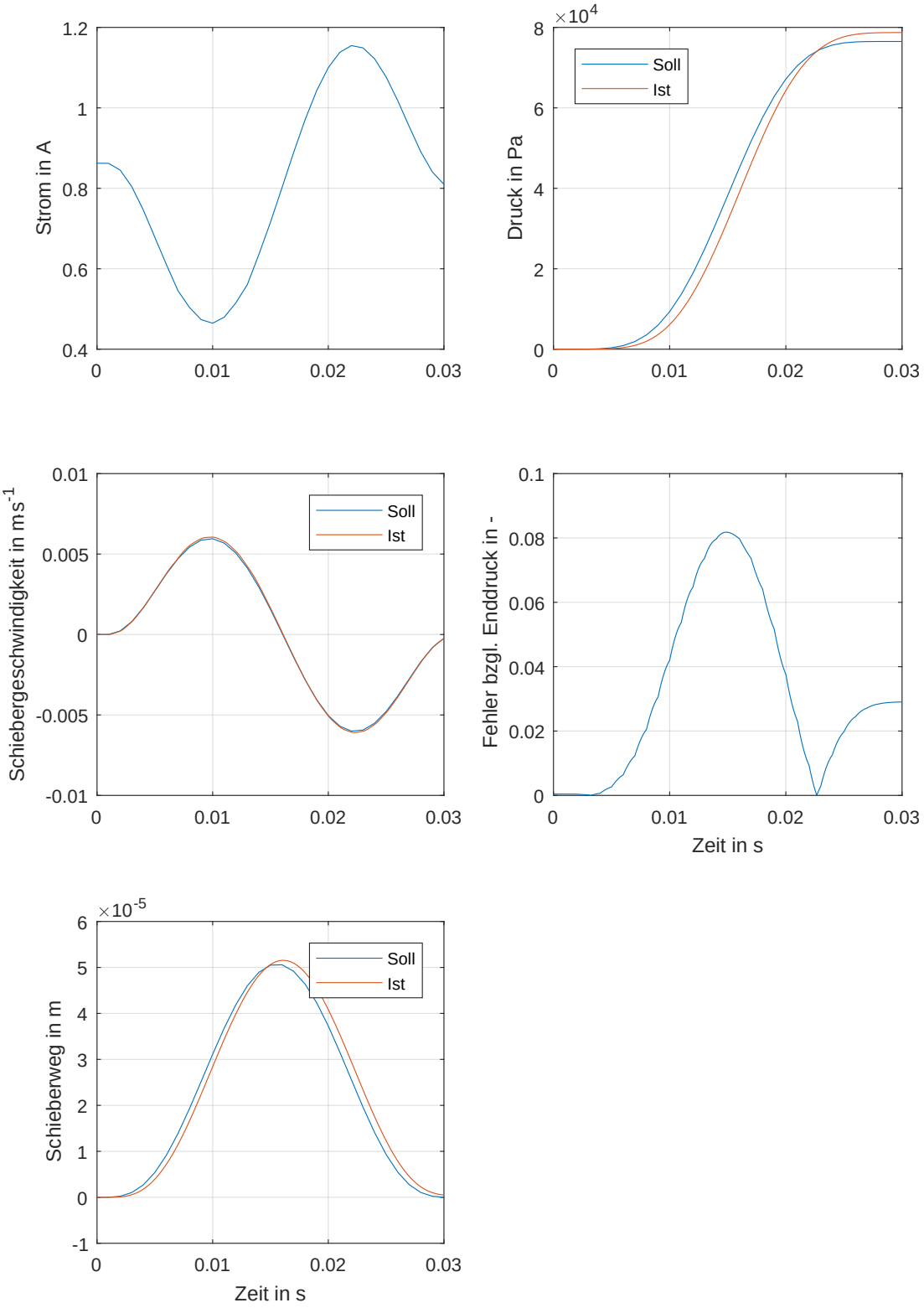


Abbildung 27: Simulatorische Ergebnisse der Drucksteuerung

Nach dem Erreichen des Losbrechdrucks wird der Kolben in Bewegung gesetzt, wodurch die angeschriebene Vereinfachung des ZRMs nicht mehr gilt. Im nächsten Abschnitt wird erklärt, wie das System anhand eines anderen flachen Ausgangs in diesem Betriebsbereich gesteuert werden kann.

5.2.2 Phase 2 - Flachheitsbasierte Positionssteuerung

Nach dem Erreichen des Losbrechpunktes, kann das vollständige ZRM nur noch um eine Kraftwirkung vereinfacht werden. Da das Lamellenpaket noch nicht angefahren wurde, ergibt sich die entsprechende Kraft F_N zu null. Analog zum Druck in der Phase 1, befindet sich nun die zu steuernde Kolbenposition am Ende der physikalischen Kette.

Anhand algebraischer Umformungen des ZRMs konnte festgestellt werden, dass durch eine Vorgabe der Kolbenposition s_k alle weiteren Zustandsgrößen und somit auch die Stellgröße vorgegeben werden können (siehe Gleichung 42). Für diesen Betriebsbereich ist also die Kolbenposition ein flacher Ausgang des Systems.

$$
\begin{aligned}
s_\mathrm{k} &\overset{!}{=} s_\mathrm{k}^* && (37)\\
v_\mathrm{k}^* &= \dot{s}_\mathrm{k}^* && (38)\\
p_\mathrm{k}^* &= \frac{1}{K_7}\left(K_8 \cdot s_\mathrm{k}^* + K_{10} \cdot v_\mathrm{k}^* + \frac{\dot{v}_\mathrm{k}^*}{K_6}\right) && (39)\\
s_\mathrm{s}^* &= A_\mathrm{v}^{-1}\left(\frac{1}{K_5 \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot \mathrm{sign}(\Delta p)} \cdot \left(\frac{K_7 \cdot s_\mathrm{k,min} \cdot \dot{p}_\mathrm{k}^*}{K_\mathrm{öl}} + K_7 \cdot v_\mathrm{k}\right)\right) && (40)\\
v_\mathrm{s}^* &= \dot{s}_\mathrm{s}^* && (41)\\
i^* &= \frac{1}{K_0}\left(\frac{1}{K_1} \cdot \dot{v}_\mathrm{s}^* + K_2 \cdot s_\mathrm{s}^* + K_3 \cdot v_\mathrm{s} + K_\mathrm{v} \cdot A_\mathrm{v}^* \cdot \Delta p - F_0\right) && (42)
\end{aligned}
$$

Diese Invertierung wird in SimuLink implementiert (siehe Abbildung 36), eine Referenztrajektorie zwischen der Anfangsposition $s_\mathrm{k} = s_\mathrm{k,min}$ und der Endposition s_al wird vorgegeben. Die Gültigkeit der durchgeführten Umstellungen wird wie im vorherigen Abschnitt simulatorisch überprüft. Wie bei der Drucksteuerung ergeben sich leichte Abweichungen aufgrund der begrenzten Simulationsschrittweite der MABX, dennoch betragen sie maximal 0,4 % der angestrebten Kolbenposition und sind somit auch hier vernachlässigbar klein (siehe Abbildung 28).

Diese zwei Vorsteuerungen werden nun in einem einzigen Programm zusammengefasst (siehe Abbildung 34). Ein Schalter ermöglicht die Auswahl zwischen Phase 1 und 2, welche zeitlich eingegrenzt sind. Somit werden ein Soll-Strom i^* und ein Füllstatus b numerisch ausgerechnet.

Die Zeit, bei welcher der Füllstatus auf 1 springen soll, ergibt sich aus der Summe der Totzeit, der Drucksteuerung- und der Positionsvorsteuerungszeit. Anhand dieses Wertes wird entschieden ob der Strom der Füllstrategie (Kupplung unbefüllt, $b = 0$, gesteuerte Phase) oder der beriets erwähnten linearen Strom-Moment-Kennlinie (befüllt, $b = 1$, geregelte Phase) vorgegeben werden muss (siehe Abbildung 32). Diese Kennlinie setzt sich aus den linearen Strom-Druck- und Druck-Moment-Kennlinie.

Nun soll die Gültigkeit der entwickelten Software zur Kupplungsbefüllung überprüft werden, indem bestimmt wird, wie nah die Steuerung das System am angestrebten Punkt bringen

kann. Im nächsten Abschnitt wird diese Methode appliziert und der letzte Anpassungsbedarf wird behandelt.

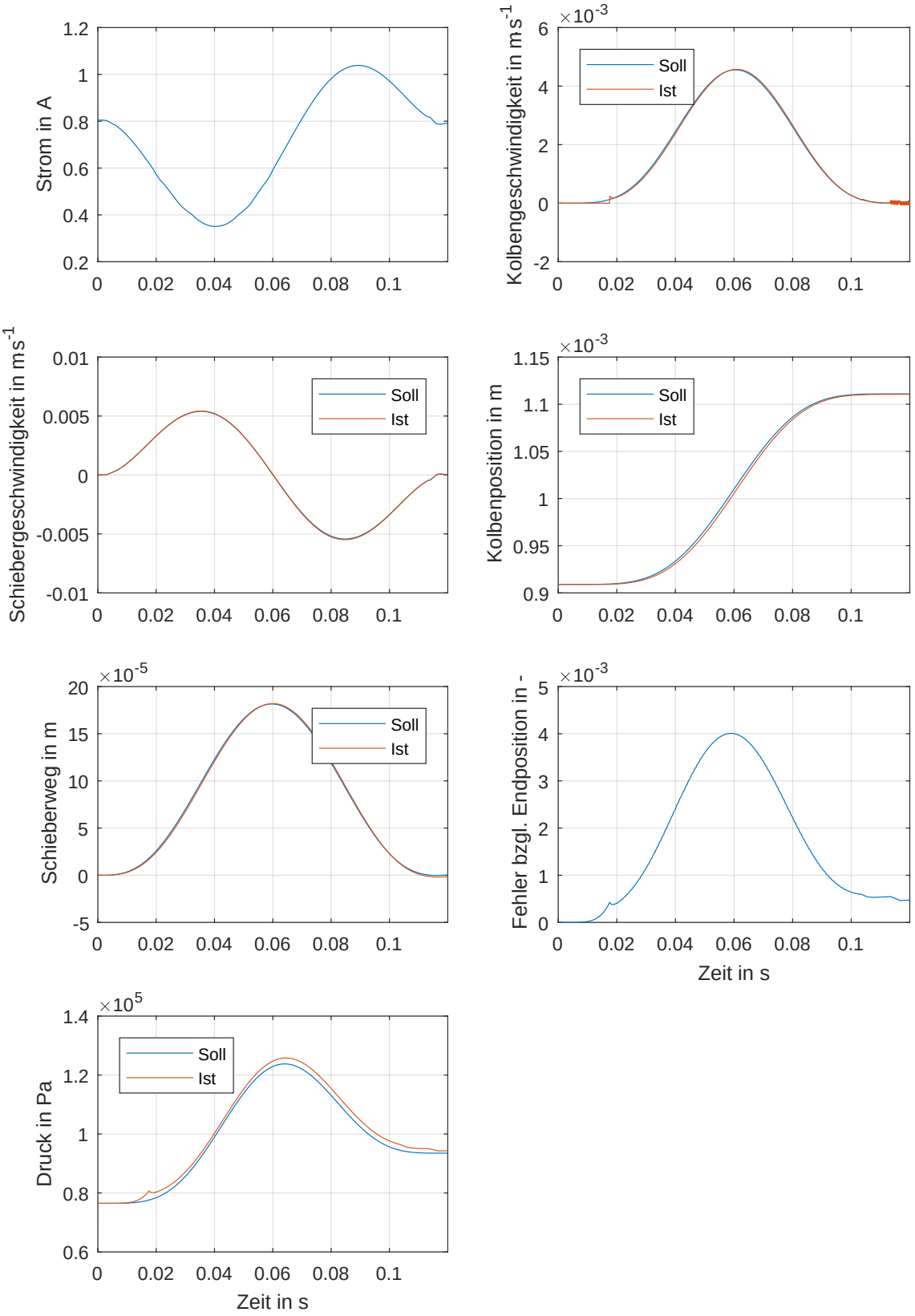


Abbildung 28: Simulatorische Ergebnisse der Kolbensteuerung

5.3 Umsetzung der MAMES in der Fahrzeugumgebung

Wie bereits erwähnt entstehen Simulationsfehler durch die Modellierungsungenauigkeiten, die begrenzte Rechenzeit der MABX und die leichte Nichtlinearität in der Spulenkennlinie. Unterschiede zwischen dem ausgerechneten und dem zur genauen Steuerung tatsächlich erforderlichen Strom treten somit auf und verhindern eine exakte Steuerung. In diesem Abschnitt wird eine Vorgehensweise zur Applikation der MAMES vorgestellt. Anhand dessen kann die Methode angepasst werden, sodass diese eine exaktere Befüllung einstellt.

Ein Füllversuch bei stehendem Fahrzeug ermöglicht eine eindeutige Bestimmung der Entfernung zur Befüllung. Anhand eines solchen Versuchs soll auch die Genauigkeit der Befüllung der MAMES bestimmt und korrigiert werden. Auch diese Phase der Inbetriebnahme soll möglichst von automatisieren Methoden unterstützt werden, um den Arbeitsaufwand somit zu reduzieren. Um mehrere Testbefüllungen innerhalb kürzester Zeit durchführen zu können, wurde eine automatisierte Routine zur Vorgabe des Steuerstroms mit anschließender Rampe auf einen stehenden Fahrzeug erstellt. Somit kann die Applikation anhand von schnell ausführbaren Testbefüllungen durchgeführt werden, wodurch die zeitaufwändigeren und nicht exakt reproduzierbaren Fahrversuche zur Inbetriebnahme der EAMES ersetzt werden.

Wie bereits in Unterabschnitt 2.7 erklärt worden ist, folgt aus einer exakten Befüllung ein genaues Folgeverhalten des Druckes unmittelbar nach dem Ende der Steuerung. In diesem Fall ist der Regelbereich gut angefahren und Abweichungen zum Anlegepunkt am Paket müssen nicht von der Regeldynamik des DRVs korrigiert werden. Die Tatsache, dass dem Druck bei angefahrenen Lamellenpaket besser gefolgt werden kann, lässt sich aus Gleichung 5 ableiten. In diesem Fall ist $v_\mathrm{k} = 0\,\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}^{-1}$ und s_k konstant, wodurch der Druck rasch aufgebaut werden und somit der Rampenanforderung folgen kann.

Unterbefüllungen können somit durch einen zu geringeren Druck im Vergleich zum angeforderten und Überbefüllungen durch einen zu hohen Wert erkannt werden. Diese Betrachtung bezieht sich auf die Zeit unmittelbar nach der Steuerung, bspw. für $3,65 \leq t \leq 6$ in Abbildung 29. Anhand dieses Ergebnisses ist zu erkennen, dass die erste Implementierung der MAMES im vorliegenden Fall eine Unterbefüllung verursacht.

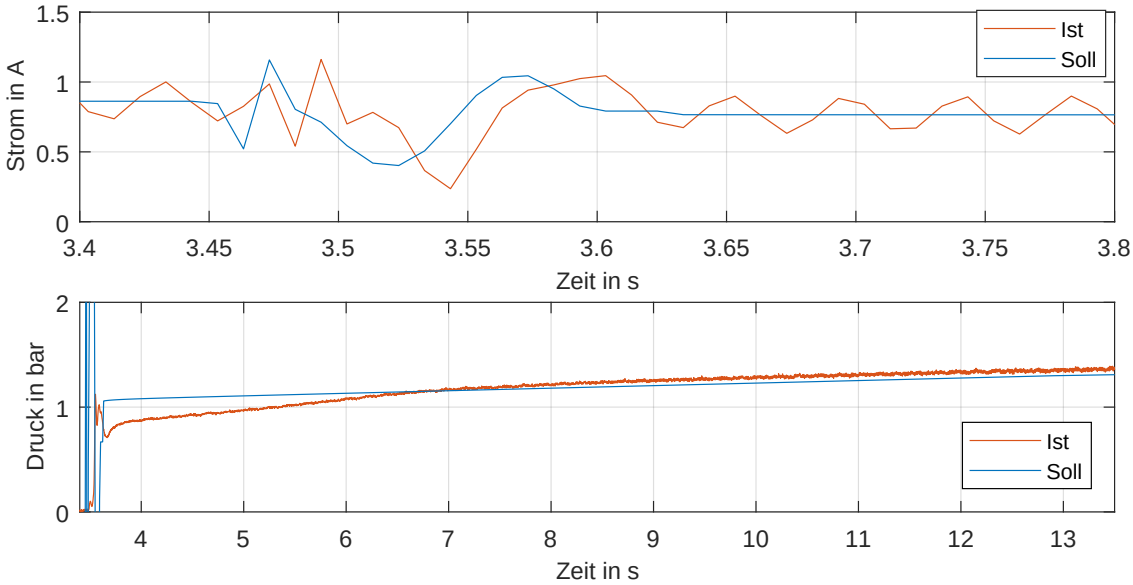
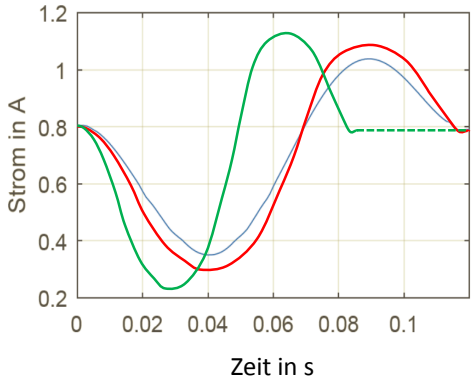


Abbildung 29: Gemessene Ergebnisse bei der ersten Implementierung der MAMES

Aus Zeitmangel konnte die Applikation zur Erzeugung einer exakten Befüllung nicht durchgeführt werden. Dennoch wird eine Vorgehensweise vorgeschlagen, durch welche die letzten Abweichungen zum gewünschten Verhalten leicht zu beseitigen sind. Die zwei Applikationsparameter werden zunächst vorgestellt und anschließend wird erklärt, wie sie verstellt werden sollen, um die effizienteste Paramterkombination zu erhalten. Dabei wird erklärt, warum diese Parameterkombination eindeutig ist. Dies ist für die sieben Parameter der EAMES nicht der Fall und stellt einen großen Vorteil der neuen Methode dar.

Die Referenztrajektorie für Phase 2 verbindet die Kolbenpositionen $s_{\mathrm{k,min}}$ und $s_{\mathrm{al}} = s_{\mathrm{k,min}} + s_{\mathrm{l}}$ innerhalb einer vorgegebenen Zeit t^*. Wird nun der Kolbenleerweg s_{l} in der Simulation verstellt, wird vom invertierten Modell ein neuer Stellgrößenverlauf ausgerechnet. Da bei Vergrößerung des Leerwegs mehr Volumenstrom für eine Befüllung benötigt wird, rechnet das invertierte Modell einen in der Ordinate gedehnten Stromverlauf aus (siehe rotes Verlauf in Abbildung 30), wodurch in der Realität tatsächlich mehr Volumenstrom in die Kolbenkammer einfließen wird. Über die gleiche Zeit werden größere Ströme vorgegeben und die in das System eingeführte Stellenergie wird somit auch größer. Aus diesem Grund wird der Kolbenleerweg s_{l} „Energieparameter“ genannt und in der Software als verstellbar implementiert.



Blau: Ursprünglicher Stellgrößenverlauf

Rot: Verzerrter Stromverlauf nach Erhöhung des Energieparameters

Grün: Verzerrter Stromverlauf nach Reduzierung des Zeitparameters

Abbildung 30: Mögliche Stromverlaufänderung durch ein Verstellen der Applikationsparameter

Der zweite Parameter ist die Zeit t^* und wird daher „Zeitparameter“ genannt. Wird dieses Parameter verstellt, ändert sich das ausgerechnete Volumen zur vollständigen Befüllung nicht. Insofern bleibt die in das Kolbensystem zugeführte hydraulische Energie in Form von Volumenströme unverändert. Im Fall einer Rduzierung dieses Parameters, muss diese Energie jedoch innerhalb einer kürzeren Zeit zugeführt werden, wodurch sich größere Stellwerte ergeben. Anschaulich wird das Stellgrößenverlauf in der Abzisse gestaucht und dadurch in der Ordinate gedehnt (siehe grünes Verlauf in Abbildung 30). An dieser Stelle wird klar, dass beide Parameter entkoppelt sind: ein Verstellen des Energieparameters hat keinen Einfluss auf die Zeit der Steuerung und ein Verstellen des Zeitparameters hat keinen Einfluss auf die vorgegebene Stellenergie. Nun wird erklärt wie diese Parameter verstellt werden können, um die bestmöglichen Ergebnisse dieser Methode zu erreichen.

Ob sich eine Unter- oder Überbefüllung einstellt ist fallabhängig, da der Simulationsfehler i.A. keine feste „Richtung“ besitzt. Dennoch ist die Vorgehensweise in beiden Fällen gleich. Der Energieparameter soll schrittweise variiert werden, bis der dadurch verursachte Volumenstromverlauf eine exakte Befüllung einstellt. Somit soll der Energieparameter s_{l} bei Überbefüllungen verringert und bei Unterbefüllungen erhöht werden, bis das gewünschte Folgeverhalten des Druckes unmittelbar nach der Steuerphase zu erkennen ist.

Im Fall einer Unterbefüllung muss die Stellenergie vergrößert werden. Dadurch können allerdings die Grenzen der Aktuatorik erreicht werden. Um eine Sättigung der Stellgröße zu vermeiden, kann der Zeitparameter verstellt werden, um dem Aktuator mehr Zeit zu lassen, die benötigte Stellenergie in das System einzuführen. Im Fall einer Überbefüllung, wird das Verstellen des Energieparameters dazu führen, dass nur ein Teil des Stellbereichs ausgenutzt wird. Um die volle zur Verfügung stehende Leistung zu verwenden, kann hier der Zeitparameter verringert werden, um dem Aktuator weniger Zeit zu lassen, die benötigte Stellenergie in das System einzuführen.

Das benötigte Ölvolumen für eine exakte Befüllung und somit auch die zugehörige Stellenergie sind eindeutig. Der Energieparameter zur Einstellung einer exakten Befüllung ist also selber eindeutig. Der einzig übrigbleibende Freiheitsgrad der Methode ist der Zeitparameter. Soll nun der ganze Stellbereich ausgenutzt werden, so wird dieser Parameter auch verstellt, bis der eindeutige Wert zur Erfüllng der Anforderung erreicht wird. Anhand dieser Methode wird ersichtlich, dass die Inbtriebnahme der MAMES erheblich leichter als die der EAMES ist, da lediglich zwei eindeutige und entkoppelte Parameter anstatt von sieben gekoppelten angepasst werden sollen. Zusätzlich muss erwähnt werden, dass der Anpassungsbedarf nach der durchgeführten Optimierung gering ist.

Dank dieser Methode könnte eine exakte Befüllung in geringerer Zeit und bei vereinfachter Applikation implementiert werden. Die MAMES könnte also die Längsdynamik des Fahrzeugs verbessern, den Komfortnachteil zum Teil beseitigen. Hierzu müsste das Verfahren vollständig appliziert werden, wobei dieser Schritt schneller und kostengünstiger als bei Verwendung der EAMES ist.

Durch den modellbasierten Ansatz konnten bereits wichtige Verbesserungen des Befüllvorgangs erzielt werden. Nun stellt sich die Frage, ob die bis jetzt geleistete Arbeit eine Grundlage für die Anwendung weiterer wissenschaftlichen Konzepte sein könnte. Dadurch könnten die erlangten Vorteile für eine Implementierung in Großserienfahrzeugen verstärkt werden. Im nächsten Abschnitt wird dementsprechend ein Teil des Erweiterungspotenzials der MAMES vorgestellt.

5.4 Weiterführende Erweiterungen

In diesem Kapitel soll zuerst die Erweiterung der flachheitsbasierten Steuerung auf den gesamten Schaltprozess vorgestellt werden. Hierzu wird zunächst das ZRM erweitert, eine dritte Phase der Steuerung definiert und die zugehörige flache Steuerung entworfen. In dieser dritten Phase können Abweichungen der Steuerung im Soll-Ist-Verlauf mithilfe eines Reglers korrigiert werden, wodurch diese Phase nicht nur beschleunigt sondern auch robuster gemacht werden kann. Phase 1 und 2 bleiben dennoch gegnüber Störeinflüsse und Alterungsprozesse empfindlich. Aus diesem Grund soll abschließend eine Möglichkeit vorgestellt werden, diese Empfindlichkeit zu verringern.

5.4.1 Erweiterung des Zustandsraummodells

Anhand von Abbildung 14 ist zu erkennen, dass die Stellgröße während der Lastübernahme rampenförmig und mit geringerer Steigung vorgegeben wird. Analog zur Phase 1 und 2 könnte der Stellbereich durch einer flachheitsbasierten Steuerung sinnvoller genutzt werden. Eine schnellere und sanftere Drehzahlüberführung würde sich dadurch ergeben und könnte die Fahrdynamik verbessern. Beispielsweise könnte die bzgl. des Komforts ungünstige Längsbeschleunigung nach dem Synchronsierungsprozess beseitigt werden (siehe Abbildung 14,

$t \simeq 10,05\,\mathrm{s}$).

Um den Drehzahlunterschied steuern zu können, muss zunächst das ZRM um eine DGL erweitert werden, die das zeitliche Verhalten dieser Größe abbilden kann. Werden Gleichung 9 und Gleichung 11 ineinander eingesetzt und umgestellt, ergibt sich die zeitliche Ableitung des Drehzahlunterschieds Δn zwischen An- und Abtriebsseite der Kupplung:

$$\dot{\Delta n} = \frac{F_\mathrm{N} \cdot \mu_\mathrm{r} \cdot r_\mathrm{eff} \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot \Theta} \tag{43}$$

$$\Leftrightarrow \dot{\Delta n} = -K_{11} \cdot (K_7 \cdot p_k - K_8 \cdot s_\mathrm{al}) \tag{44}$$

Aus Gleichung 44 ist zu erkennen, dass ein linearer Zusammenhang zwischen Drehzahlangleich und Kammerdruck besteht. Anhand einer messtechnischen Untersuchung könnte der entsprechende Parameter K_{11} identifiziert werden. Das erweiterte ZRM wird angeschrieben (siehe Gleichung 45) und soll als Grundlage des erweiterten Steuerungsentwurfs dienen. Dieser wird im folgenden Abschnitt hergeleitet und ergänzende Regelkreisstrukturen, welche die Steuergüte erhöhen könnten, werden vorgeschlagen.

$$\frac{d\vec{x}}{dt} = \begin{pmatrix} K_1 \cdot (F_\mathrm{mag}(i) - K_2 \cdot (s_\mathrm{s} + s_\mathrm{s,vsp}) - K_3 \cdot v_\mathrm{s} - K_4 \cdot p_\mathrm{k} - K_\mathrm{v} \cdot A_\mathrm{v}(s_\mathrm{s}) \cdot \Delta p) \\ v_\mathrm{s} \\ \frac{K_\mathrm{öl}}{K_7 \cdot s_\mathrm{k}} \left(K_5 \cdot A_\mathrm{v}(s_\mathrm{s}) \cdot \sqrt{\Delta p} - K_7 \cdot v_\mathrm{k}\right) \\ K_6 \cdot (K_7 \cdot p_\mathrm{k} - K_8 \cdot s_\mathrm{k} - F_\mathrm{paket}(s_\mathrm{k}) - K_{10} \cdot v_\mathrm{k}) \\ v_\mathrm{k} \\ -K_{11} \cdot (K_7 \cdot p_k - K_8 \cdot s_\mathrm{al}) \end{pmatrix} \tag{45}$$

Nun ist $\vec{x}$ der um die Drehzahldifferenz erweiterte Zustandsvektor:

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} v_\mathrm{s} \\ s_\mathrm{s} \\ p_\mathrm{k} \\ v_\mathrm{k} \\ s_\mathrm{k} \\ \Delta n \end{pmatrix} \tag{46}$$

5.4.2 Phase 3 - Flachheitsbasierte Drehzahlsteuerung

Eine dritte Phase der Steuerungskette wird nun definiert, ab welcher das Lamellenpaket vom Kolben angefahren und angepresst ist. Das ZRM vereinfacht sich, da der Kolben sich in einem

annähernd statischen Zustand befindet.

$$s_\mathrm{k} \simeq s_\mathrm{al} \tag{47}$$
$$\Rightarrow v_\mathrm{k} \simeq 0\,\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}^{-1} \tag{48}$$

Die 4. und 5. Zeile von Gleichung 45 werden somit zu Null. Analog zum Kammerdruck für die Phase 1 und zum Kolbenweg für die Phase 2, kann der Drehzahlunterschied als „Folge“ der anderen Zustände verstanden werden und befindet sich somit am Ende der physikalischen Kette. Aus diesem Grund wurde vermutet, dass eine Vorgabe bzgl. dieser Größe die Verläufe der anderen Größen bestimmt. Hierfür wird das ZRM ein letztes Mal umgestellt:

$$\Delta n \stackrel{!}{=} \Delta n^* \tag{49}$$

$$\Leftrightarrow p_k^* = \frac{1}{K_7}\cdot\left(K_8\cdot s_\mathrm{al} - \frac{\dot{\Delta n^*}}{K_{11}}\right) \tag{50}$$

$$\Leftrightarrow A_\mathrm{v}^* = \frac{K_7\cdot s_\mathrm{al}\cdot \dot{p_\mathrm{k}^*}}{K_\mathrm{öl}\cdot K_5\cdot\sqrt{\Delta p}\cdot\mathrm{sign}(\Delta p)} \tag{51}$$

$$\Leftrightarrow s_\mathrm{s}^* = A_\mathrm{v}^{-1}\left(A_\mathrm{v}^*\right) \tag{52}$$

$$\Leftrightarrow v_\mathrm{s}^* = \dot{s_\mathrm{s}^*} \tag{53}$$

$$\Leftrightarrow F_\mathrm{mag}^* = \frac{\dot{v_\mathrm{s}^*}}{K_1} + K_2\cdot s_\mathrm{s}^* + K_3\cdot v_\mathrm{s}^* + K_4\cdot p_\mathrm{k}^* + K_\mathrm{v}\cdot A_\mathrm{v}(s_\mathrm{s}^*)\cdot\Delta p \tag{54}$$

$$\Leftrightarrow i^* = \frac{F_\mathrm{mag}^* - F_0}{K_0} \tag{55}$$

Anhand dieser Umstellung wird deutlich, dass durch die Vorgabe von Δn^* der entsprechende Stromverlauf i^* ausgerechnet werden kann. Bei genauer Modellierung verursacht somit dieser Streckeneingang den angeforderten Drehzahlverlauf als Ausgang. Auch an dieser Stelle wird eine polynominale Referenztrajektorie empfohlen, um einen glatten Übergang mit Phase 2 und sanfte Drehzahlüberführungen zu gewährleisten. Durch die Vereinfachung zweier Gleichungen und die Erweiterung durch die Drezahlgradientengleichung, ist die Systemordnung nun 4. Die verwendeten Koeffiziente der polynominalen Referenztrajektorie können also weiterhin benutzt werden, da sie bis eine Ordnung von 5 gelten. Um nun einen Sollverlauf des Drehzahlunterschied vorzugeben, müssen zunächst die Anfangs- und Endbedingungen dieser Größe bestimmt werden.

Im geschalteten Zustand sind An- und Abtriebdrehzahl n_an und n_ab gemäß der Getriebeübersetzung ι synchronisiert. Der Drehzahlunterschied $\Delta n_\mathrm{e} = 0\,\mathrm{min}^{-1}$ ist dadurch eindeutig bestimmt und es gilt:

$$\iota\cdot n_\mathrm{an} - n_\mathrm{ab} = 0\,\mathrm{min}^{-1} \tag{56}$$

Am Anfang eines Schaltprozesses ist diese Differenz Δn_a ungleich null. Die Aufgabe einer Kupplung ist es, diese Differenz möglichst schnell und sanft auf null zu bringen. Am Anfang des Angleichs gilt also:

$$\iota \cdot n_\mathrm{an} - n_\mathrm{ab} \quad = \quad \Delta n_\mathrm{a} \tag{57}$$

An- und Abtriebsdrehzahl werden durch die eingebettete Messtechnik erfasst, wodurch die Anfangsbedingung Δn_a für jeden Schaltvorgang in Echtzeit bestimmt werden kann. Anhand davon kann die Referenztrajektorie und somit der Sollstrom ausgerechnet werden, welcher die Synchronisierung dank eines verbesserten Stellgrößenverlauf beschleunigen würde. Die Ableitungen der Referenztrajektorie an den Endpunkten sind gleich Null. Die Trajektorie ist zusätzlich glatt und vermeidet somit einen Ruck während der Drehzahlüberführung. Somit könnte das Schalten noch schneller und komfortabler erfolgen.

Da der Drehzahlunterschied ein messbarer und flacher Ausgang der Phase 3 ist, ist das System während dieser Phase auch beobachtbar. Die flachheitsbasierte Steuerung könnte dementsprechend mit einem PI-Zustandsregler ergänzt werden, der Abweichungen vom Sollverlauf der Steuerung korrigieren und eine stationäre Genauigkeit gewährleisten würde (vgl. King 2012, S.175). Somit würde die Drehzahlüberführung an Robustheit gewinnen und die Schaltgüte könnte somit von Störeinflüße wie die Umgebungsbedingungen deutlich weniger beeinträchtigt werden. Die Kombination einer flachheitsbasierten Steuerung und eines PI-Zustandsregler gehören heutzutage zu den Leistungsstarken Methoden der Steuerungstechnik und würden somit zu weit besseren Ergebnisse als ein rampenförmige Vorgabe der Stellgröße führen. Dies konnte leider in der Fahrzeugumgebung nicht umgesetzt werden, da der Anpassungsbedarf der Software für eine solche Maßnahme zu groß war. Im Allgemeinen könnte dies allerdings in jedem WAG und DKG Anwendung finden.

Bis jetzt wurde nur die zuschaltende Kupplung eines Schaltvorgangs behandelt. Werden nun die Laufrichtungen der polynominalen Referenztrajektorien umgekehrt, ergibt sich eine flachheitsbasierte Entleerung der Kupplung. Die Momentüberschneidung der zwei beteiligten Kupplungen könnte somit genauer gesteuert werden, wodurch sich die Fahrdynamik verbessern würde. Die flachheitsbasierte Steuerung ist somit auf das gesamte Schaltvorgang von WAG und DKG erweiterbar.

Die fehlende Robustheit der EAMES wurde bis jetzt noch nicht angesprochen, da eine reine Steuerung gegenüber Störeinflüsse nicht arbeiten kann. Anhand der vorgeführten Erweiterung wurde klar, dass die Drehzahlüberführung dank einer in der Software implementierten Regelung diesbezüglich verbessert werden könnte. Nun stellt sich allerdings die Frage, ob die sich Störempfindlichkeit auch für Phase 1 und 2 verringern lässt. Ein noch zu erforschender Weg dazu wird im nächsten Kapitel skizziert.

5.4.3 Einflussfaktoren und mögliche Störgrößenaufschaltung

In diesem Abschnitt sollen zuerst die wichtigsten Einflussfaktoren erwähnt werden, die zu einer Beeinträchtigung der Steuerungsgüte führen können. Anschließend wird ein Weg vorgeschlagen, diesen Faktoren entgegen zu wirken.

Wesentliche Einflüsse auf das Systemverhalten:

1. Durch unterschiedliche Betriebstemperaturen, welche von 0 bis 100 °C reichen können, ver- ändern sich die Fluideigenschaften und somit das Kompressionsmodul, welcher einen

großen Einfluss auf das zeitliches Verhalten des Druckes hat (siehe Gleichung 5 und vgl. Swierczek-Jereczek 2016, Kapitel 5.8.). Da diese Größe messbar ist, könnte deren Einfluss modelliert, implementiert und somit vom inversen Modell Teil beseitigt werden.

2. Hohe Drehzahlen verursachen größere Fliehkräfte, was einen ungleichmäßigen Druckaufbau in der zylindrischen Kupplungskammer zufolge hat (vgl. Swierczek-Jereczek 2016, Kapitel 5.8.). Diese Einflussgröße ist auch messbar und könnte somit auch durch eine Modellierung beseitigt werden.

3. Das Systemdruckniveau wurde bis jetzt als konstant angenommen. Dieses wird in einem Tank mit endlichem Volumen durch die mechanische Hauptölpumpe eingestellt. Ölabflüsse vom Systemdruckniveau zur Kupplungskammer, welche für den Befüllvorgang notwendig sind, verursachen somit einen Druckabfall in diesem Tank. Das Versorgungsdruckniveau ist dementsprechend in der Realität nicht konstant. Auch bei zusätzlich eingebautem Elektromotor zur Unterstützung der Hauptölpumpe kann dieser Wert schwanken (vgl. Swierczek-Jereczek, S.97). Da der Systemdruck im vorliegenden Fall nur von der mechanischen Hauptölpumpe bereitgestellt wird, sind Schwankungen dieses Wertes zu erwarten. Dies konnte nicht nachgeprüft werden, da das Versuchsfahrzeug nicht über die dafür benötigte Messtechnik verfügte. Im Fall eines messbaren Versorgungsdrucks, könnte diese Größe als Eingang des inversen Modells eingeführt werden, wodurch diese Schwankungen berücksichtigt und somit kompensiert wären.

4. Der Verschleiß mancher Komponenten kann die Streckenparameter verändern und die Schaltgüte somit beeinträchtigen. Eine über die Zeit plastisch verformte Feder könnte bspw. die Kolbendynamik verändern.

5. Während des Betriebs kann Luft in der Ansteuerungshydraulik vermischt sein, wodurch sich das Kompressionsmodul und somit das Druckverhalten verändern können.

Eine Modellierung des Temperatur- und Drehzahleinflusses könnte bereits zwei dieser fünf Faktoren zum Teil entgegen wirken. Dies ist bei einer EAMES nicht möglich, da die Methode nicht auf einem physikalischen Modell beruht.

Da der minimale Einsatz von Sensoren ein aktueller Trend der Fahrzeugindustrie ist, verbleiben jedoch drei wichtige Einflussfaktoren. Im nächsten Kapitel wird eine Methode vorgestellt, auch diese Störeinflüsse zu beseitigen. Diese soll auch für modellierbare Störeinflüsse gelten und wird deren Modellierung ergänzen oder sogar ersetzen können.

5.4.4 Mögliche Erweiterung durch maschinelles Lernen

Wie bereits erwähnt, kann kein Ausgang der Strecke während der Steuerphase (Phase 1 und 2) gemessen werden. Aus diesem Grund kann kein ergänzender Regler eingesetzt werden, der die Modellungenauigkeiten und der Einfluss mancher Störgrößen in Echtzeit korrigieren könnte. Allerdings können die Ergebnisse der Steuerung im Nachhinein bewertet werden, indem anhand des Drehzahlverlaufs erkannt wird, ob das Lamellenpaket durch die Steuerung innerhalb der gewünschten Zeit angefahren wurde. Messdaten zur Bewertung der Schaltgüte können also während des Betriebs aufgenommen werden.

Maschinelle Lernmethoden beruhen auf der Auswertung von großen Reihen an bewerteten Messdaten und werden heutzutage zunehmend mehr eingesetzt. Kognitive Algorithmen wie AlphaGo und die Bilderkennung des GoogleCars zeigten bereits hervorragende Ergebnisse, die bis jetzt durch keine andere Methode erreicht wurden. In diesem Abschnitt soll die mögliche Implementierung eines solchen Algorithmus für die Kupplungsbefüllung untersucht

werden.

Es wurde gezeigt, dass die EAMES oft zu Unterbefüllungen führt. Auch wenn dies in den meisten Fahrversuchen erkannt werden konnte, wurden auch Außnahmen festgestellt. Für wenige der durchgeführten $1 \rightarrow 2$ Schaltungen entsprach der Sprung vom Befüllstatus ungefähr dem ersten Drehzahlabfall. Gemäß Gleichung 11 bedeutet dies, dass ein Reibmoment kurz nach dem Ende der Steuerungsphase auf die Kupplung aufgebracht werden konnte. Das Lamellenpaket muss deswegen angefahren sein, wodurch gefolgt werden kann, dass die EAMES für manche Außnahmefälle eine exakte Befüllung einstellen kann. Es wird vermutet, dass die Betriebsbedingungen dieser Schaltungen nah an den Betriebsbedingungen liegen, bei den die Applikation durchgeführt wurde. Insofern kann die Applikation „korrekt“ durchgeführt worden sein und trotzdem für die meisten Betriebsbereiche zu unvollständigen Befüllungen führen.

Es kann für sehr wahrscheinlich gehalten werden, dass es auch der Mames an Robustheit fehlen könnte, da diese Methode die Störeinflüsse nicht berücksichtigt. Dennoch bieten die zwei entkoppelten Applikationsparameter, im Vergleich zu den sieben der EAMES, einen großen Vorteil, welcher nun erklärt werden soll.

Der Drehzahlabfall soll aufgrund der Fahrzeugträgheit erst eine gewünschte Zeit nach der Kupplungsbefüllung auftreten. Anhand eines Fahrversuchs, bei welchem die Befüllung annähernd exakt erfolgt ist (siehe Abbildung 31) und bei dem kein Ruck zu spüren war, kann ein eindeutiger Drehzahlabfall $t_{\mathrm{ref}} = 0,1\,\mathrm{s}$ nach dem Füllstatussprung erkannt werden. t_{ref} wird als deswegen als Richtwert für die Verzögerung zwischen Statussprung und Drehzahlabfall festgelegt werden. Wird der erste Drehzahlabfall bei $t > t_{\mathrm{ref}}$ von der Messtechnik erkannt, kann schlussgefolgert werden, dass am Ende der Steuerung kein Moment, sprich keine Normalkraft auf die Kupplung aufgebracht werden konnte. Das Lamellenpaket wurde dementsprechend von der Steuerung höchstwahrscheinlich nicht angefahren und die Kammer ist am Ende der Füllphase unterbefüllt. Analog deutet ein Drehzahlabfall bei $t < t_{\mathrm{ref}}$ auf eine Überbefüllung hin.

Würde dieses Kriterium in die Schaltstrategie implementiert werden, könnte die Software die Schaltgüte in Echtzeit und über den gesamten Fahrbetrieb bewerten. Da eine eindeutige Relation zwischen dem Energieparameter und der Exaktheit der Befüllung besteht, könnte dieser Parameter während des Betriebs von der Software verstellt werden, sodass eine vom Betriebspunkt unabhängige Schaltgüte erreicht wird.

Hierbei wäre die Erfassung der Störeinflüsse wichtig, um bei gegebenen Betriebsbedingungen die Verschiebung des Energieparameters vorherzusagen. Dafür könnte ein maschinelles Lernen implementiert werden, welches mehrere Messdaten nutzen soll:

- Die Art der Schaltung, bspw. eine $1 \rightarrow 2$ Zughochschaltung, um zu wissen welche Kupplung befüllt wird. In der Software sind soviele Energieparameter wie eingebaute EHS hinterlegt und es kann somit auf den richtigen Wert zugegriffen werden.
- Die Abweichung Δt zur Referenzzeit t_{ref} ermöglicht es, die Entfernung zur einer exakten Befüllung zu bestimmen. Somit kann der Software eine Vorschrift vorgegeben werden, wie der Energieparameter quantitativ verstellt werden soll.
- Die Temperatur und die Eingangsdrehzahl während der Befüllung werden erfasst. Auf diese Weise könnte der kognitve Algorithmus Kennlinien hinterlegen, um bei gegebenen Betriebsbedingungen, den Energieparameter gemäß seiner Erfahrung bereits zu verstellen und eventuell zu korrigieren falls $\Delta t \neq 0\,\mathrm{s}$

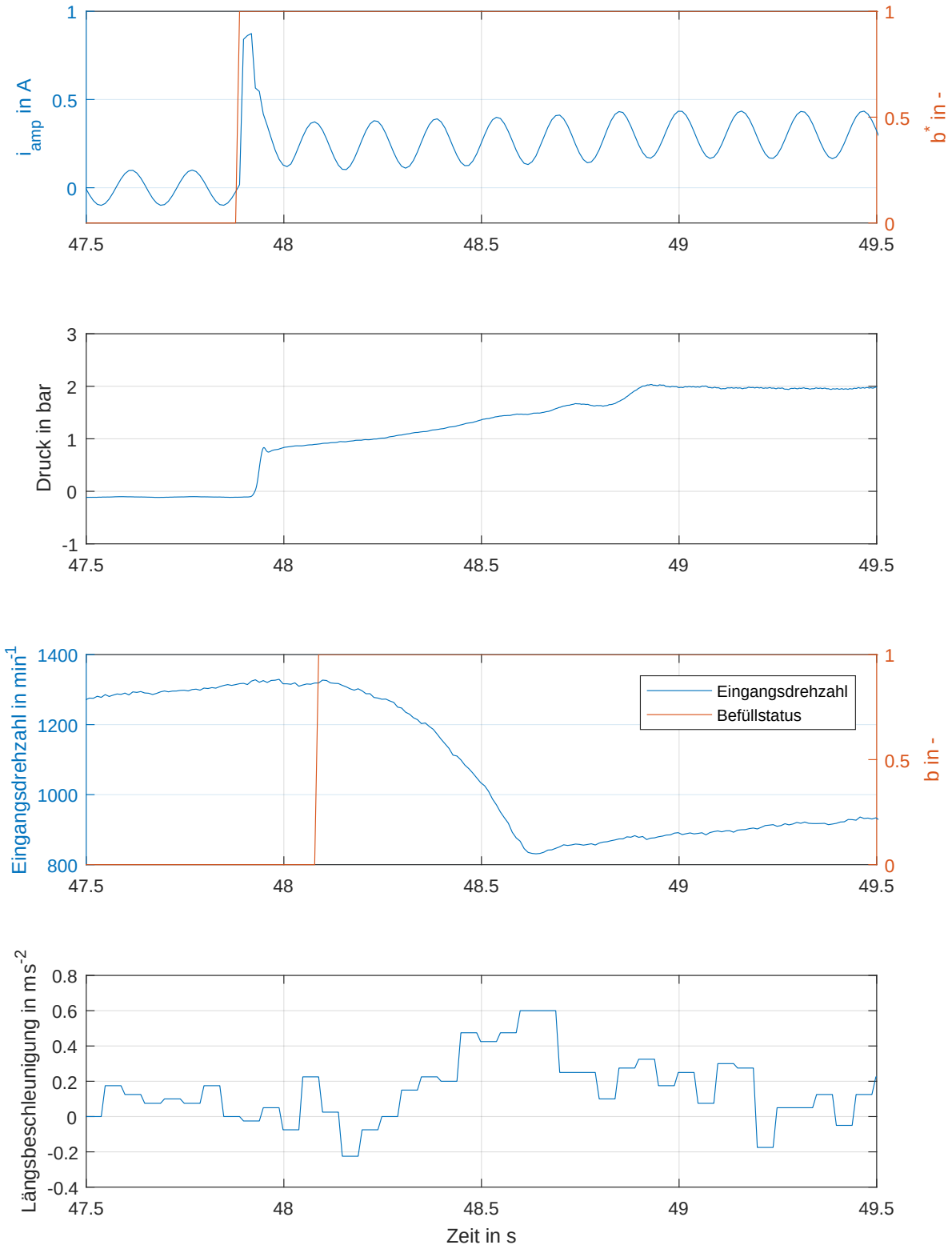


Abbildung 31: 1 → 2 Schaltung mit vollständiger Befüllung durch die EAMES

Die Schwankungen des Systemdrucks, der Luftanteil in der Ansteuerungshydraulik und die Zeitvarianz mancher Systemparameter aufgrund des Älterungsprozesses können nicht gemessen, jedoch durch ein solches Verstellen des Energieparameters zum Teil korrigiert werden. Falls die Stellgröße durch die Verschiebung von s_1 zu kleine oder zu große Wert annimmt,

soll auch der Zeitparameter verstellt werden. Dank einer solchen Erweiterung könnten die Störeinflüsse maßgeblich verringert werden. Eine solche Maßnahme kann für die EAMES aufgrund der hohen Anzahl an Parametern deutlich schwieriger implementiert werden und würde wahrscheinlich zu schlechteren Ergebnisse führen.

Es konnte bereits gezeigt werden, dass die MAMES zu einer geringeren Anzahl an Paramtern führt. Die erleichterte Applikation und der verbesserte Stellgrößenverlauf könnten somit zu verkürzte Füllzeiten und zur Erhöhung des Fahrkomforts führen. In diesem Abschnitt konnte hervorgehoben werden, dass die MAMES, zusätzlich zu diesen Vorteilen, viele Erweiterungsmöglichkeiten bietet. Dank des Einsatzes dieser Methode wäre der gesamte Schaltvorgang flach steuerbar und während der Drehzahlüberführung zusätzlich regelbar. Diese Phase ist für den Komfort maßgeblich und könnte zu Schaltvorgängen führen, die vom Nutzer nicht gespürt werden können. Störgrößeneinflüsse könnten mithilfe einer Modellierung aufgeschaltet werden oder durch ein maschinelles Lernen implizit korrigiert werden. Dadurch wäre die Schaltgüte im Vergleich zu EAMES weniger störempfindlich und somit betriebsunabhängiger. Bis jetzt wurde also nur ein Teil des Potenzials der MAMES erforscht, welche noch vielversprechende Erweiterungen ermöglicht. Nun soll der Inhalt dieser Arbeit zusammengefasst und die entsprechenden Ergebnisse bewertet werden.

6 Schlusswort

In diesem Kapitel sollen zuerst die Vorgehensweise und die Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst werden. Diese werden anschließend bewertet und die von dieser Arbeit vorgeschlagenen Softwareerweiterungen werden letztendlich angesprochen.

6.1 Zusammenfassung

Es konnte am Anfang dieser Arbeit festgestellt werden, dass die aktuelle, empirisch basierte Füll- strategie (EAMES) des Versuchsgetriebes für die Mehrheit der untersuchten Zughochschaltungen keine vollständige Kupplungsbefüllung gewährleisten konnte. Dies wurde auch an einem anderen Wandlerautomatikgetriebe festgestellt (vgl. Swierczek-Jereczek 2016) und führte zu einer genaueren Untersuchung der aktuell verbreitetsten Methode zur Ansteuerung elektro-hydraulischer Schaltkupplungen (EHS).

Fahrversuche konnten hervorheben, dass diese Methode in der Praxis sieben einzustellende Parameter beinhaltet, welche einen großen Applikationsaufwand darstellen. Daraus folgt nicht nur eine längere, sondern auch eine erschwerte Applikation dieser Füllstrategie, was oft zu ungenauen Steuerungsergebnissen führt. Dadurch steht am Ende der empirisch basierten Steuerung das von der Software angeforderte Kupplungsmoment oft nicht zu Verfügung. Diese Ungenauigkeit wird während der anschließenden Regelphase korrigiert, wodurch die Fahrdynamik beeinträchtigt wird. Aus dieser Analyse konnten Anforderungen und Sekundärziele an die zu entwerfende Methode gestellt werden.

Da die wesentlichen physikalischen Vorgänge der Kupplungsbetätigung mathematisch ausgedrückt werden können, wurde an dieser Stelle ein alternativer und modellbasierter Ansatz vorgeschlagen. Eine physikalische Zustandsraumdarstellung des Systems wurde zunächst für eine EHS aufgestellt und anschließend implementiert. Die Ergebnisse einer Simulationsstudie erwiesen sich bereits für ein zuvor untersuchtes Getriebe nah an der Realität (vgl. Swierczek-Jereczek 2016). Da das vorliegende Versuchsgetriebe ähnliche Druckantworten zum vorherigen zeigte, konnte gefolgert werden, dass das Kupplungsmodell auch die Struktur der in dieser Arbeit untersuchten EHS abbilden kann.

Dank einer Literaturrecherche konnte hervorgehoben werden, dass dieses Modell allgemein für EHS der behandelten Bauform gilt, welche heutzutage in Wandlerautomatik- und Doppelkupplungsgetriebe am meisten verbreitet ist. Dennoch sind alle EHS anders dimensioniert und weisen quantitative Unterschiede trotz ihrer Strukturähnlichkeit auf. Von dieser Feststellung ausgehend wurde eine automatisierte Optimierungsvorschrift entwickelt, welche die Parameter des numerischen Modells so anpasst, dass der quadratische Fehler zwischen dem simulierten und dem realen Druckverhalten minimiert wird. Zuvor wurde die Anzahl an zu optimierenden Parameter reduziert, um den Optimierer zu entlasten. Das allgemein entworfene Kupplungsmodell kann also anhand von leicht erzeugbaren Sprungantworten das reale Streckenverhalten in relativ kurzer Zeit approximieren. Der größte Arbeitsaufwand einer steuerungstechnischen Aufgabe ist nicht der Steuerungsentwurf selber, sondern die Modellbildung. Üblicherweise stellt diese knapp 90% der Arbeit dar und der Großteil des Entwurfsprozesses konnte somit automatisiert werden.

Das ZRM verfügt über eine für Steuerungsaufgaben sehr nützliche Eigenschaft. Sogenannte flache Ausgänge konnten gefunden werden, welche eine einfache Invertierung des Differentialgleichungssystems ermöglichen. Bei richtiger Modellbildung und im störungsfreien Fall kann dadurch ein angefordetes Streckenverhalten und somit eine exakte Befüllungen genau erzwungen werden. Die Invertierung des für EHS allgemeingültigen Streckenmodells gilt selber auch

für jegliche EHS dieser Bauform. In Kombination mit der automatisierten Parameteranpassung heißt das also, dass der Entwurf der MAMES vollständig automatisiert werden konnte.

Da sich mehrere Phasen der Befüllung ergeben, wurde die Vorsteuerung in Form einer Verkettung einzelner flachheitsbasierter Steuerungen entworfen, wobei jede Phase einen anderen flachen Ausgang nutzt. Die Tatsache, dass die zu steuernde Größen einen flachen Ausgang entsprachen vereinfachte die Vorgabe deren Solltrajektorie. Eine solche Vorgabe kann anhand zweier Eingaben des Nutzers ausgerechnet werden und führte somit zu einer verringerten Anzahl von nur zwei Applikationsparametern.

Die Gültigkeit des Verfahrens wurde zuerst simulatorisch anhand der validierten Streckenapproximation bewiesen und anschließend in die Fahrzeugumgebung implementiert. Der erste Versuch zeigte, dass die Methode umsetzbar ist. Da das Modell allerdings i.A. keine perfekte Abbildung der Realität liefern kann, sollte die Methode im Fahrzeug noch leicht angepasst werden. Aus Zeitmangel konnte dies nicht durchgeführt werden, dennoch wurde eine Vorgehensweise dafür vorgeschlagen, durch welcher der Applikationsprozess, im Vergleich zur EAMES, erheblich vereinfacht werden kann.

Abschließend wurde das Konzept der flachheitsbasierten Vorsteuerung auf den gesamten Schaltvorgang erweitert und müsste nur noch umgesetzt werden. Der mögliche Einsatz eines maschinelles Lernens wurde behandelt, wodurch Störeinflüsse korrigiert werden könnten. Durch diese zwei Erweiterungen könnte die Schaltgüte unabhängig von den Betriebsbedingungen gewährleistet werden.

Nachdem der Umfang dieser Arbeit wiederholt wurde, werden nun die Ergebnisse der empirischen und der modellbasierten Ansteuerungsmethode verglichen und in Form einer Tabelle zusammengefasst (siehe Tabelle 2). Die vielfältigen Vorteile der MAMES hinsichtlich des Applikationsprozesses, der Fahrdynamik und der Erweiterungsmöglichkeiten verursachten im Vergleich zur EAMES keine Nachteile. Die Umsetzung dieser Methode in Wandlerautomatik und Doppelkupplungsgetriebe wäre dementsprechend besonders sinnvoll, da die Schaltgüte trotz verringerter Entwicklungskosten gesteigert werden kann. Alle gesetzten Ziele konnten bis auf die Abbildung modellierbaren Störeinflüssen und die Applikation der Methode eingehalten werden. Bevor die MAMES in Großserienfahrzeuge implementiert wird, sollten diese zwei Aufgaben bearbeitet und das volle Potenzial der Methode zuvor untersucht werden. Im nächsten Abschnitt werden das Verbesserungsvermögen und die weiterführenden Forschungsthemen der MAMES angesprochen.

6.2 Ausblick

Die in dieser Arbeit verwendete mathematische und experimentelle Verfahren wurden einfach gehalten. Die verwendete Parameterschätzung erfolgte anhand von Sprungantworten. Erkenntnisse aus der Reglungstechnik deuten darauf hin, dass eine bessere Schätzung anhand eines PRBS (Pseudorandom binary sequence) möglich wäre. Manche hydraulische Effekte wurden in der Modellbildung nicht berücksichtigt und könnten minimale Verbesserungen der Streckenabbildung mit sich bringen. Insgesamt könnten die Umsetzung dieser drei Verbesserungsvorschläge auf eine schnellere und exaktere Modellbildung führen.

Die Erweiterungsmöglichkeiten der MAMES sprengen den Rahmen einer Abschlussarbeit und werden als Themen weiterführender Forschungsarbeiten vorgeschlagen. Diese sind im Wesentlichen:

1. Ergänzung der Drehzahlsteuerung durch ein Beobachter- und Reglersystem.

2. Die Modellierung der Störfaktoren und der Entwurf einer Störgrößenaufschaltung.
3. Die Implementierung eines Algorithmus zum maschinellen Lernen.
4. Die vollständige Applikation der drei Steuerungsphasen für die Befüllung, sowohl als auch für das Entleeren. Die erreichbaren Verbesserungen der Fahrdynamik im Vergleich zur Anwendung der EAMES könnten somit quantitativ angegeben werden.

Eigenschaft	**EAMES**	**MAMES**
Hintergrund	Empirisch	Physikalisch und steuerungstechnisch
Zustandsschätzung	Unmöglich	Zuverlässige Approximation
Parameter	7 gekoppelte	2 entkoppelte
Applikation	Im Fahrzeug und nach Fahrgefühl	Vorwiegend automatisiert und messtechnisch belegt ⇒ günstiger und exakter
Anpassungmethode	Händisch	Vorwiegend automatisiert ⇒ schneller
Kürzeste erreichbare Füllzeit	$> 0,2\,\mathrm{s}$	$< 0,2\,\mathrm{s}$
Längsdynamik	Schlagartiger und langsamer	Dank der möglichen exakten Steuerung sanfter und schneller
Störempfindlichkeit	Groß	Groß aber korrigierbar
Verbesserungen bzgl. Störempfindlichkeit	Messtechnische Untersuchung	Folgeregler für Phase 3, Maschinelles Lernen, Modellierung der Störeinflüsse
Exakt steuerbare Drehzahlüberführung	Begrenzt	Sinnvolleres Stellgrößenverlauf und mit einer Regelung ergänzbar ⇒ schneller, komfortabler, exakter und robuster
Steuerbare Kupplungsentleerung	Mit gewissem Aufwand möglich	Reine Richtungsumkehrung der Solltrajektorien dafür nötig ⇒ kein Aufwand

Tabelle 2: Vergleich zwischen der aktuellen und der entworfenen Ansteuerungsmethode für EHS

Literaturverzeichnis

Gruhle, W.-D. (2010): *Steuerung und Regelung von Automatikgetriebe.* Buchkapitel, Springerverlag.

Kaguermanov, A. (2016): *Modelliernug und Identifikation des Betätigungsvorgangs einer nasslaufenden Doppelkupplung.* Masterarbeit, TU Clausthal, IAV GmbH.

King, R. (2012): *Nichtlineare Regelung.* Skript, Fachgebiet Mess- und Regelungstechnik, TU Berlin.

King, R. (2015): *Grundlagen der Mess- und Regelungstechnik.* Skript, Fachgebiet Mess- und Regelungstechnik, TU Berlin.

Kirchner E. (2007): *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetriebe.* Buch, Springerverlag.

Lampe, A. (2016): *Clutch control of stepped automatic transmissions by using a virtual DCT-structure.* Artikel, IAV GmbH.

Lévine, J. (2009): *Analysis and Control of nonlinear Systems - a Flatness-based Approach.* Buch, Springerverlag.

Mercedes-Benz (2013): *System description Automatic transmission 9G-TRONIC 725.0.* Daimler AG.

Merrit, H. (1968): *Hydraulic Control Systems.* Buch, John Wily and Sons, Inc.

Naunheimer, H. (2007); Bertsche, B.; Lechner, G.: *Fahrzeuggetriebe.* Buch, Springerverlag.

Naunheimer, H. (2011); Bertsche, B.; Ryborz, J., Novak, W.: *Automotive Transmissions.* Buch, Springerverlag.

Pabst, J. (2015): *Adaptationsverfahren für den Touchpoint von Wandlerüberbrückungskupplungen.* Praktikumsbericht, Hochschule Wismar, IAV GmbH.

Volkswagen (2005): *6-Speed Automatic Transmission 09G/09M.* Self-Study Programm, Volkswagen AG.

Reif, K. (2010): *Elektronische Getriebesteuerung.* Buchkapitel, Springerverlag.

Stagge, H. (2004): *Modellierung und Optimierung des Befüllvorgangs einer Lamellenkupplung in einem automatisch geschalteten Doppelkupplungsgetriebe.* Diplomarbeit, TU Clausthal, IAV GmbH.

Swierczek-Jereczek, J. (2016): *Messtechnische Charakterisierung und Modellierung des Füllvorgangs von elektrohydraulischen Schaltkupplungen.* Praktikumsbericht, TU Berlin, IAV GmbH.

Tarasow, A. (2012); Bohn, C.; Wachsmuth, G.; Serway, R.; Eisbach, M.; Zhao, Q.; Bauer, G.: *Method for Identifiaction of the Kiss point as well as Takeoff Point of a hydraulically actuated friction Clutch.* Artikel, SAE International, TU Clausthal, IAV GmbH.

Anhang

Ausführungscode der Steuerungskette

Contents

- Festlegung der Konstanten der Druckvorsteuerung
- Festlegung der Konstanten der Positionsvorsteuerung
- Festlegung AB
- Simulation


```
% Jan Swierczek-Jereczek      erstellt am 15.03.17  Rechnet die Verkettung
% einer Druck- und Positionssteuerung einer EHS aus.

close all
clear all

Init_final                          % Initialisationsfunktion der Parametern
t_step = 1 * 10^-5;                 % Simulationsschrittweite der Strecke
```

Festlegung der Konstanten der Druckvorsteuerung

```
t_e_p = 0.04;                       % Angeforderte Zeit zum Druckaufbau
t_mabx = 1 * 10^(-3);               % Simulationsschrittweite der MABX
t_p = 0: t_mabx: t_e_p;
t_poly = 0:t_mabx:t_e_p;

p_a = 0;                            % Anfangswert des Druckes
p_e = p_lb;                         % Endwert des Druckes

g_6 = 462;                          % Parameter der polynominalen Trajektorie
g_7 = -1980;
g_8 = 3465;
g_9 = -3080;
g_10 = 1386;
g_11 = -252;

% Erzeugung der Drucktrajektorie
reftraj = [g_11 g_10 g_9 g_8 g_7 g_6 0 0 0 0 0 0];
d_reftraj = polyder(reftraj);

t_eval = t_poly./t_e_p;
p_soll_array = p_e * polyval(reftraj,t_eval);


p_soll = timeseries(p_soll_array', t_p');
```

Festlegung der Konstanten der Positionsvorsteuerung

```
t_e_s = 0.12;                   % Angeforderte Zeit zum Anfahren der Kupplung
t_e = t_e_p + t_e_s;
t_s = t_e_p: t_mabx: t_e;

s_a = s_kmin;    % Anfangswert der Kolbenposition
s_e = s_al;      % Endwert der Kolbenposition

% Erzeugung der Positionstrajektorie
reftraj = [g_11 g_10 g_9 g_8 g_7 g_6 0 0 0 0 0 0];
t_eval = (t_s - t_e_p * ones(1,length(t_s)) )./t_e_s;
```

```
s_k_soll = s_a + (s_e - s_a) * polyval(reftraj,t_eval);

s_k_soll = timeseries(s_k_soll', t_s');
```

Festlegung AB

```
s_k0 = s_kmin;              % [m] - Kolbenposition bei t=0
v_0 = 0;                    % [m/s] - v(t=0) des Kolbens und des Stiftes
p_0 = 0;
```

Simulation

```
b = sim('Sim_vorsteuerkette','Simulationmode','accelerator');

i_soll = b.get('i_soll');
p_soll = b.get('p_soll');
s_s_soll = b.get('s_s_soll');
v_s_soll = b.get('v_s_soll');
s_k_soll = b.get('s_k_soll');
v_k_soll = b.get('v_k_soll');

t_sample = 0:t_mabx:t_e;
i_sample = resample(i_soll,t_sample);
p_sample = resample(p_soll,t_sample);

% open Sim_optimiert
```

Published with MATLAB® R2016b

SimuLink-Modelle

Numerisches EHS-Modell

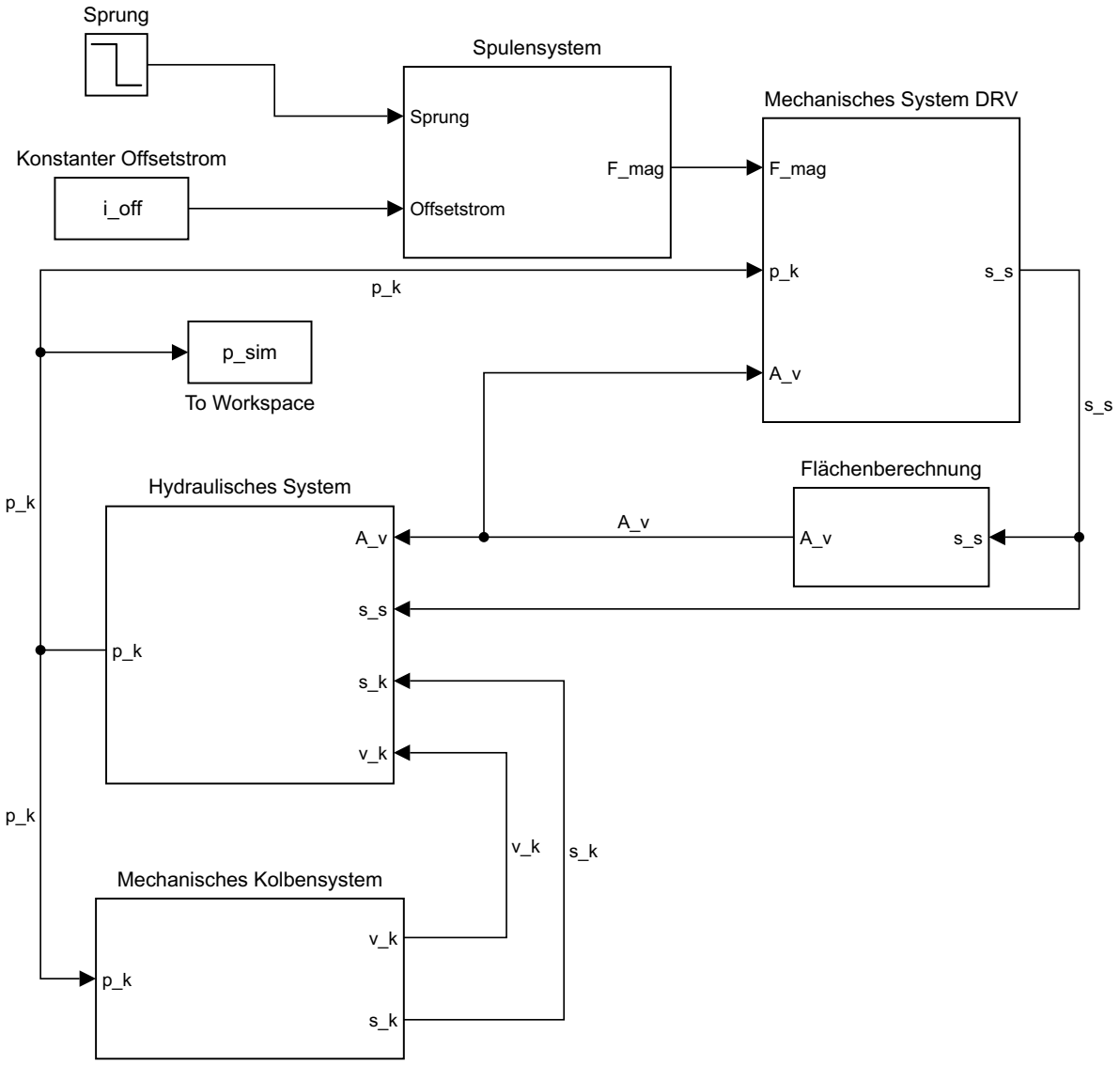


Abbildung 32: Numerische Abbildung einer EHS

Invertiertes Modell in Fahrzeugumgebung

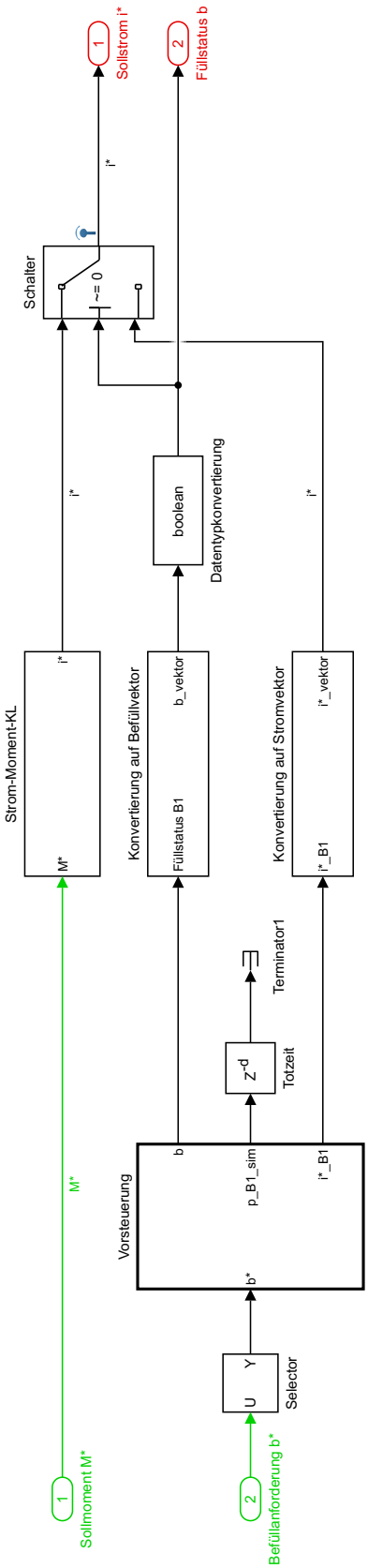


Abbildung 33: Einbau der Vorsteuerung in die Gesamtsoftware

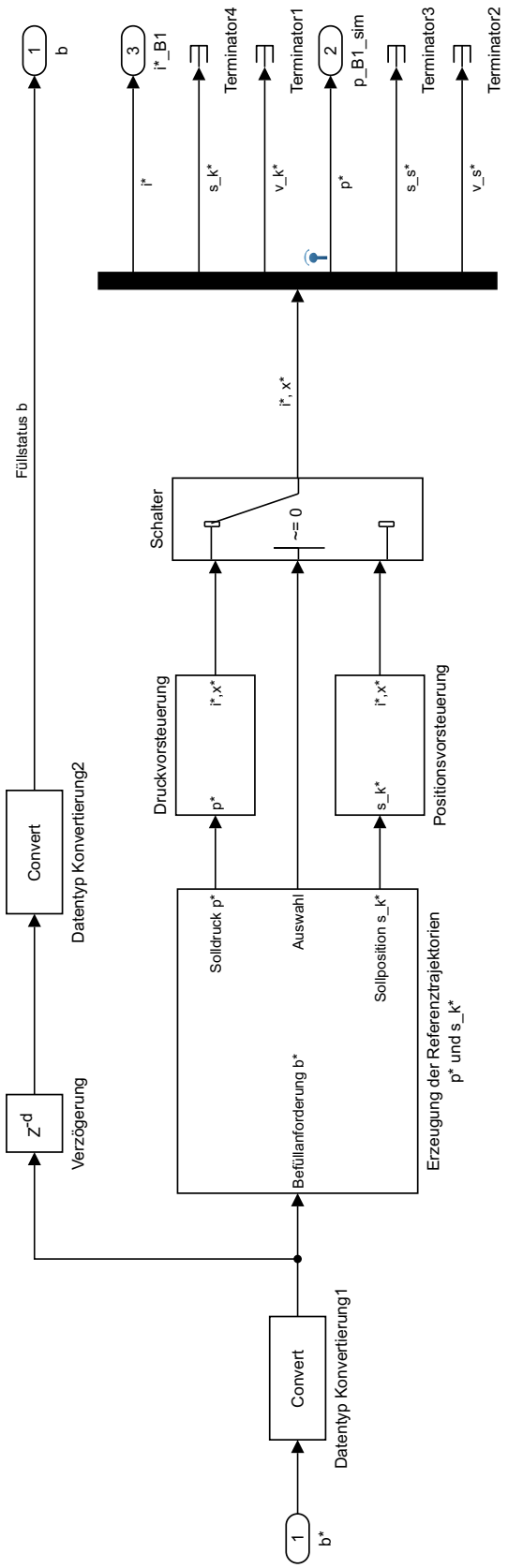


Abbildung 34: Aufbau der modellbasierten Vorsteuerung

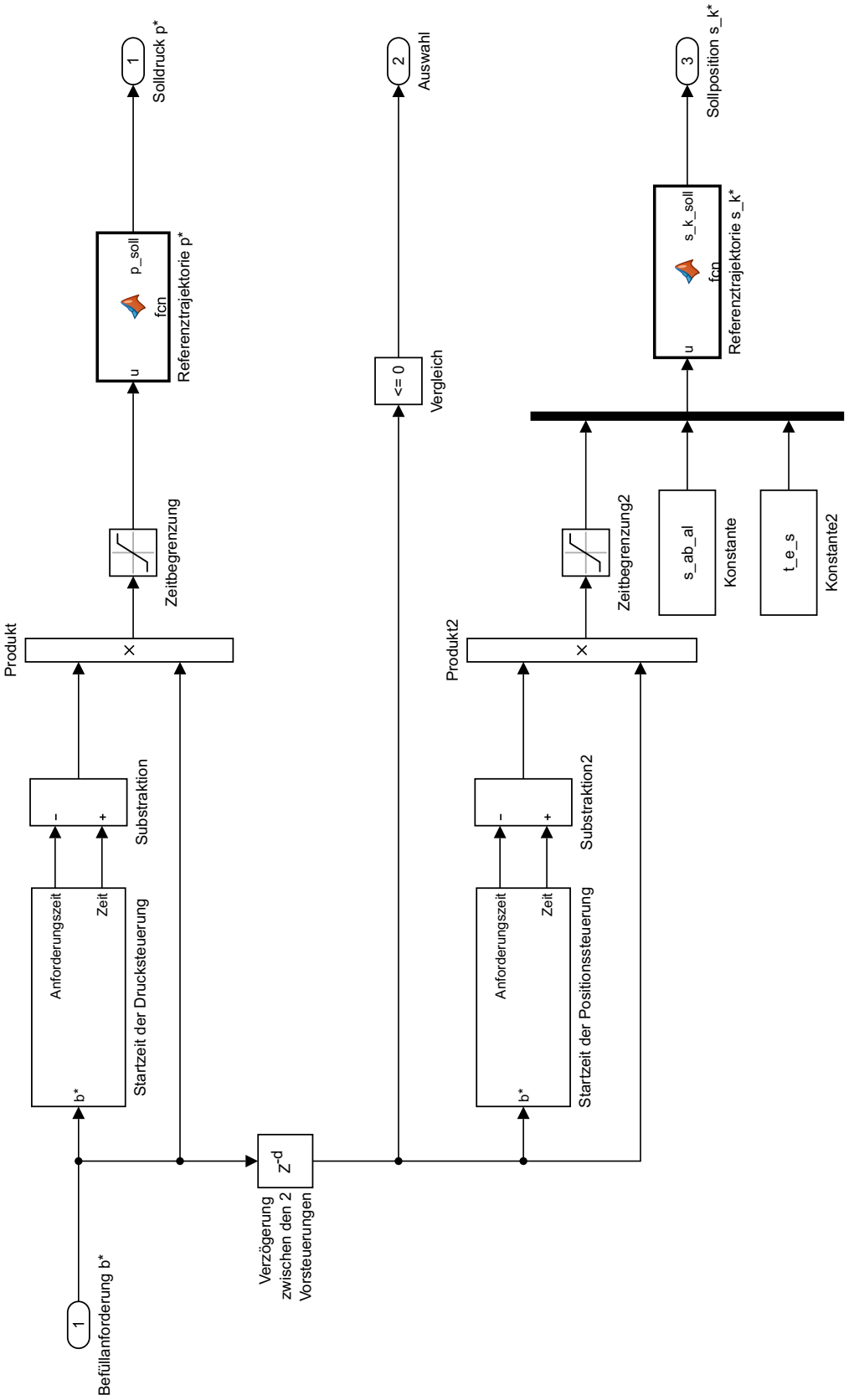


Abbildung 35: Berechnung der Referenztrajektorie für die Vorsteuerung

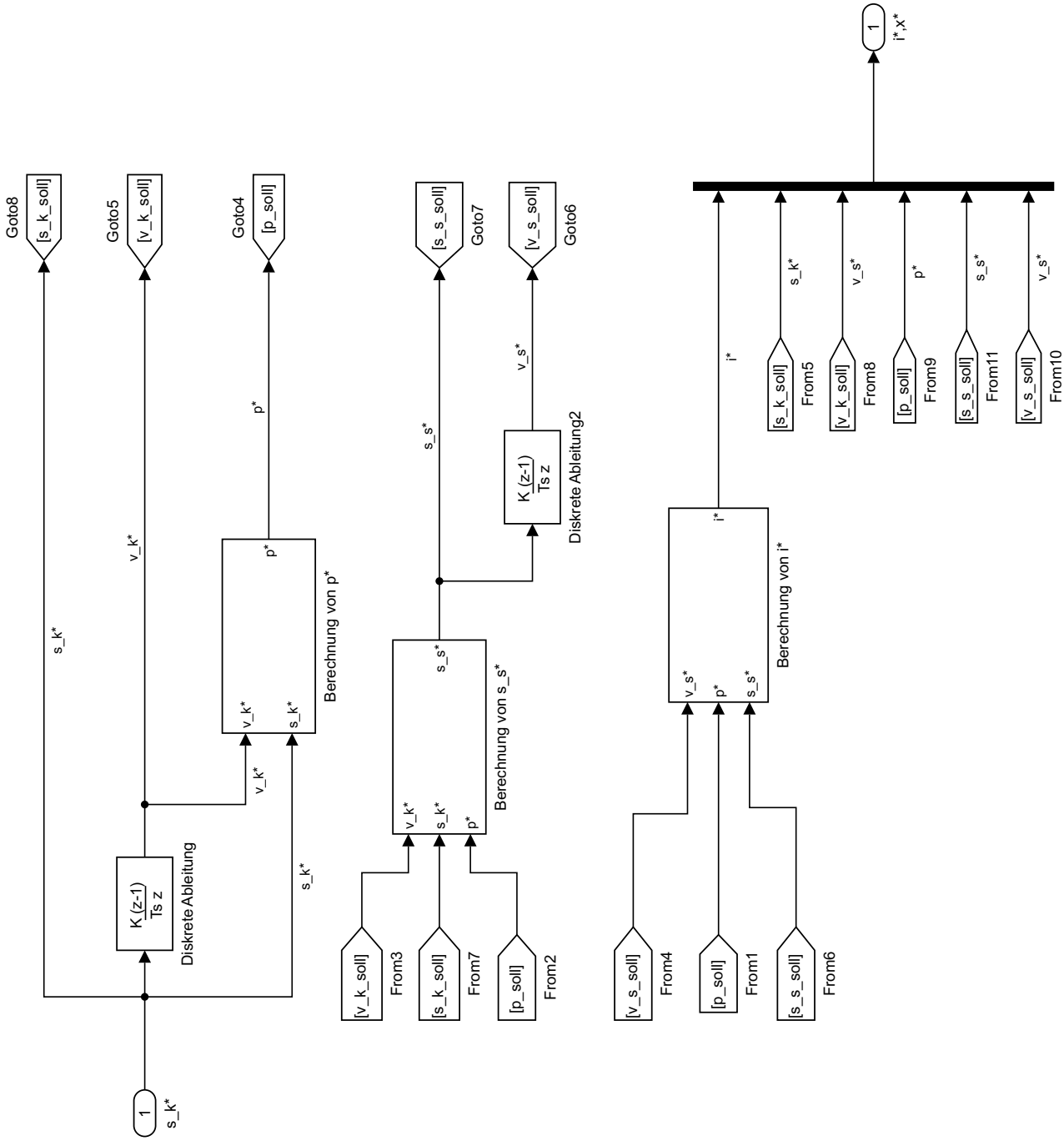


Abbildung 36: Aufbau der Positionsvorsteuerung