Modellbildung und Simulation eines Automatikgetriebes zur Optimierung des dynamischen Schaltungsablaufs

Von der Fakultät Physik der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktors der Naturwissenschaften (Dr. rer. nat.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Jochen Koch

aus Nürtingen

Hauptberichter:	Prof. Dr. G. Haag, Universität Stuttgart
1. Mitberichter:	Prof. Dr. R. Friedrich, Universität Stuttgart
2. Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. F. Pfeiffer, Universität München

Tag der mündlichen Prüfung: 17. August 2001

2. Institut für theoretische Physik der Universität Stuttgart

2001

Ein Dankeschön

Die Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit bei der DaimlerChrysler AG als Doktorand in der Forschung und Mitarbeiter der Serienentwicklung für Automatikgetriebe.

Herrn Prof. Dr. G. Haag möchte ich danken für die Unterstützung der Arbeit und für die Übernahme des Erstberichtes. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. F. Pfeiffer gebührt Dank für seine Betreuung und die Integration in sein Team an der Universität München und für die Übernahme des Mitberichtes. Herrn Prof. Dr. R. Friedrich möchte ich ebenfalls für die Übernahme des Mitberichts danken.

Ich möchte Herrn Harald Nauerz, Herrn Tinschert und Herrn Dr. Rohleder danken, dass sie mir die Anfertigung einer Dissertationsarbeit ermöglicht haben. Weiter gilt mein besonderer Dank den Mitarbeitern der Abteilung EP/MTS. Die vielfältigen Diskussionen haben sehr zum Erfolg und Ergebnis der Arbeit beigetragen.

Für die schnelle, formlose und großzügige Unterstützung bei Matlab/Simulink möchte ich Frau Rettinger von The Mathworks GmbH danken.

Für das Korrekturlesen der Arbeit und die zahlreichen Anmerkungen möchte ich den Herren Harald Nauerz, Josef Steuer, Jürgen Braun und Juergen Seitz danken. Durch ihre Hilfe wurde die schriftliche Arbeit eine runde Sache.

Neben den fachlichen Seiten einer Doktorarbeit gibt es auch eine private Seite. Meiner Mutter gebührt Dank für die mir entgegengebrachte Unterstützung und das Verständnis für teilweise chaotische Zeiten und Verhältnisse. Sie hat damit maßgeblich zum Erfolg und Gelingen meiner Doktorarbeit beigetragen.

Meiner Schwester Simone möchte ich danken für das Asyl in ihrer Wohnung, wenn ich mich fern von jeglicher Ablenkung meiner Arbeit widmen wollte.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis **9**

Kurzfassung **11**

Summary **13**

1 Einführung **23**

1.1 Das automatische Getriebe 23

1.1.1 Die Mechanik 24

1.1.2 Die elektronische Steuerung 25

1.2 Stand der Technik der elektronischen Steuerung 25

1.2.1 Definition von Schaltqualität 25

1.2.2 Steuerung des Schaltungsablaufs 26

1.2.3 Regelung des Schaltungsablaufs 27

1.3 Definition der Aufgabe, Aufbau der Arbeit 27

2 Modellbildung des Automatikgetriebes **29**

2.1 Modellierung der Hydraulik 30

2.1.1 Physikalische Grundlagen 30

2.1.2 Elemente hydraulischer Steuerungen 32

2.1.3 Modell eines Kupplungskolbens 36

2.1.4 Anmerkungen zur Numerik und Simulationstechnik 38
2.1.5 Weitere Aspekte in der Hydraulik-Simulation 41
2.2 Modellierung von Getriebe und Fahrzeug 47
2.2.1 Modellaufbau und -struktur 47
2.2.2 Kinematik des Fahrzeugmodells 49
2.2.3 Bewegungsgleichungen des Fahrzeugmodells 51
2.2.4 Kraftelemente des Fahrzeugmodells 55
2.2.5 Kopplung von Hydraulik- und Fahrzeugmodell 60
2.3 Das dynamische Verhalten der Hydraulik 60
2.3.1 Harmonische Analyse 61
2.3.2 Anpassung von Übertragungsfunktionen 63
2.3.3 Kupplungsmodell mit linearer Feder 65
2.3.4 Kupplungsmodell mit nichtlinearer Federkennlinie 67
2.3.5 Einfluss von Reibung 68
2.3.6 Zusammenfassung der Ergebnisse 72

3 Schaltungsablauf und Optimierung 73
3.1 Schaltungsarten und Schaltqualität 73
3.2 Prinzipieller Ablauf einer Zug-Hoch-Schaltung 75
3.2.1 Ein einfaches Fahrzeugmodell 78
3.2.2 Standard-Ablauf einer Überhöhungsschaltung 81
3.3 Optimierung mittels Parametervariation 84
3.3.1 Optimierungsziele und Maße für die Schaltqualität 85
3.3.2 Optimierung in der Hydraulik 86
3.3.3 Optimierung der Steuerungsparameter 88
3.3.4 Globale Optimierung von Hydraulik und Steuerung 89

4 Schaltungsablauf mit Abtriebsdrehmoment 91

4.1 Steuerungskonzept mit Abtriebsdrehmoment 91

4.1.1 Überschneidung 92

4.1.2 Überhöhung 95

4.1.3 Optimierung und Ergebnisse 96

4.2 Regelungskonzept mit Abtriebsdrehmoment 101

4.2.1 Regelung des Drehmoments 103

4.2.2 Regelung der Drehzahl 105

5 Anwendung auf das Getriebe 113

5.1 Simulation der Hydraulik 114

5.2 Simulation von Hydraulik und Fahrzeug 117

5.3 Grenzen der Modelle, Abweichungen zur Realität 119

5.4 Übertragungsverhalten der Hydraulik 120

5.5 Optimierung in der Hydraulik 122

5.6 Optimierung der Ansteuerung 124

6 Zusammenfassung und Ausblick 129

Literaturverzeichnis 137

Lebenslauf 141

Abkürzungsverzeichnis

Bezeichnungen bei der Modellierung

p	Druck
Q	Volumenstrom
$\overrightarrow{q}$	Vektor der Volumenstromdichte
l, L	Länge
A	Fläche
V	Volumen
F	Kraft
x	Lagekoordinaten
v, $\dot{x}$	Geschwindigkeit
a, $\dot{v}$, $\ddot{x}$	Beschleunigung
t	Zeit
T	Temperatur
ρ	Dichte
α	Formfaktor
E	Elastizitäts-Modul, Kompressions-Modul
η	Viskosität
C	Elastizitätskonstante, Federkonstante
D	Dämpfungskonstante
m	Masse
M	Massenmatrix
M_{index}	Drehmoment
J_{index}	Trägheitsmoment, Trägheitsmasse
i	Übersetzung

n	Drehzahl
φ	Verwindung
r	Radius
Z	Zähnezahl
μ	Wandlerüberhöhung

Bezeichnungen bei Numerik und Signalverarbeitung

$\overrightarrow{x}$	Vektor der Zustandsgrößen
$\overrightarrow{u}$	Vektor der Eingangsgrößen
$\overrightarrow{f}$	vektorwertige nichtlineare Funktion
J	Jacobi-Matrix
$\langle a\|b\rangle$	Skalarprodukt
$\|b\rangle$	normierte Eigenfunktion
$g(\omega)$, $G(\omega)$	Übertragungsfunktion
F	Zielfunktion bei Optimierung
c	Gewichtungskoeffizient

Allgemeine Bezeichnungen

CVT	Continous Variable Transmission, stufenloses Automaikgetriebe
ATF	Automatic Transmission Fluid, Hydrauliköl für Automatikgetriebe
B1	Bremse B1
K1	Kupplung K1
K2	Kupplung K2
Fl1	Freilauf Fl1

Kurzfassung

Die Analyse und Optimierung der Qualität des Schaltvorgangs von Automatikgetrieben mit Planetensätzen ist Gegenstand der vorliegenden Arbeit. Ausgehend von im Fahrzeug gemessenen Schaltungen mit Schwingungen wird die Analyse des Schaltvorgangs mit einem detaillierten Simulationsmodell der Hydraulik, der Getriebemechanik und des Antriebsstrangs durchgeführt. Die Validierung der Simulation erfolgt durch Vergleich mit Fahrzeugmessungen. Als direkte Anwendung werden Parametervariationen in der Hydraulik und deren Auswirkungen auf die Schaltqualität betrachtet und mit Messungen aus dem Fahrzeug verglichen.

Zur weiteren Identifikation der wesentlichen Einflüsse auf die Schaltqualität wurde das nichtlineare Verhalten der Hydraulik und der Schaltvorgang mit vereinfachten Modellen analysiert. Eine qualitativ signifikante Verbesserung der Schaltvorgangs kann durch Berücksichtigung des Abtriebsdrehmomentes erreicht werden. In der Arbeit wird ein Steuerungskonzept und ein Regelungskonzept vorgestellt, das die Ansteuerung nach dem Stand der Technik durch die Integration des Abtriebsdrehmomentes als Eingangsgröße erweitert.

Summary

Introduction

This work focuses on the improvement of shift quality of automatic transmissions. The starting point is the oscillations during the upshift from frist to second gear in a Mercedes-Benz E-Class. The automatic transmission consists of three planetary gear sets, three clutches, three brakes and two free wheels. Five forward gears and two reverse gears are available in combination with the hydraulic and the electronic control unit.

The oscillation during the shifting phase from frist to second gear leads to poor shift quality. The upshift from frist to second gear is therefore used as an example to analyze the causes for oscillations. First the relevant hydraulic and mechanical components are modelled and simulated. In a second step, the principals of the standard shift strategy will be analyzed by a simple powertrain model and the criteria for shift quality defined. In a third step, the shift strategy will be extended in order to improve shift quality and to reduce oscillations during the shifting phase. Finally, the simulation models are validated with measurements.

The application of the methods in automatic transmissions under the series production conditions is always considered, such as limited ressources in the electronic control unit. So simple and physical-based methods are preferred.

Modelling of Hydraulics

The hydraulic system is modelled using he basic hydraulic equations for pressure and flow. For the flow through an aperture that is:

$$Q = \alpha_0 A \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_1 - p_2}$$

with the pressures p_1 and p_2 on both sides, the mass density ρ, the area A and the form factor α_0 to calculate the effetive area. For the pressure equation

$$\dot{p} = \frac{E}{V} \sum_i Q_i$$

is used. In this equation Q_i is the flows in and out of volume V, E is the compression module.

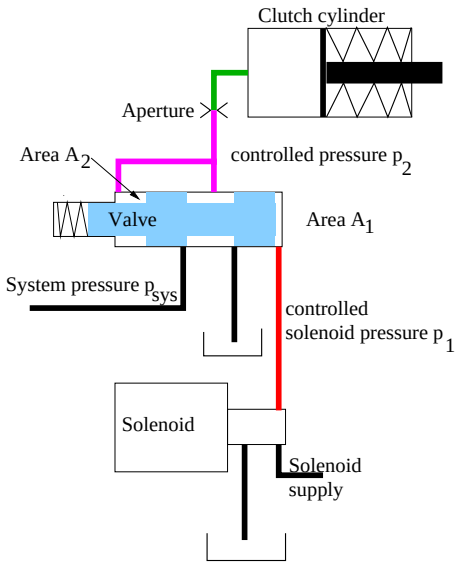

Figure 1: Hydraulic model

The basic mechanical components of the hydraulic system are the valve and the cylinder of the clutch (figure 1). The equation of motion for the valve is given by:

$$m\ddot{x} + D\dot{x} + Cx = A_1 p_1 - A_2 p_2 - C_0$$

with spring constant C, spring force C_0 at position $x = 0$, damping factor D,

the areas A_1 and A_2, the control pressure p_1 and the controlled pressure p_2. The clutch cylinder is modeled in a similar manner. The equation of motion is:

$$m_K \ddot{x}_K + D_K \dot{x}_K + F_K(x_K) = A_K p_K - F_C(\dot{x}_K)$$

with the nonlinear spring force $F_K(x_K)$, the Coulomb friction $F_C(\dot{x}_K)$ and the pressure p_K in the clutch cylinder. Valve and cylinder motions are constrained by the condition $x \geq 0$.

Modelling of the Powertrain

For the shift from frist to second gear, the powertrain is modelled by one planetary gear set, the torque converter, inertias for engine and vehicle and the spring damper system in order to calculate oscillations occuring during the shift. Therefore the powertrain model consists of four degrees of freedom. One for the inertias of engine and torque converter pump φ_{MP}, two for the planetary gear set (φ_1, φ_3) including the torque converter turbine, and one for the vehicle mass φ_{Fzg}.

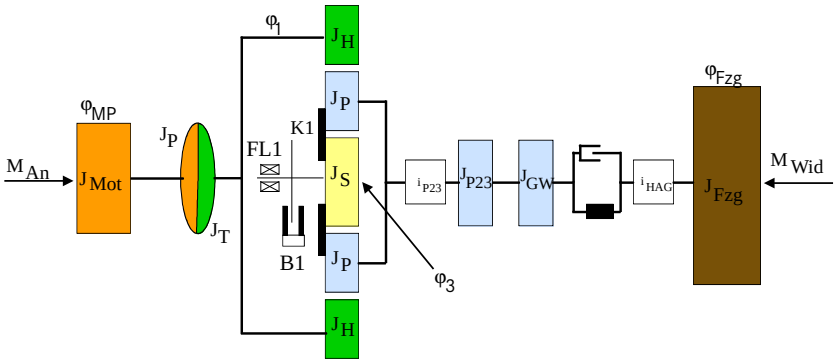

Figure 2: powertrain model

The inertias are coupled with force elements. The torque converter connects φ_{MP} and φ_1. The output torques of the torque converter are calculated by means of the rotational speed φ_{MP} and the characteristic curves, which depend on the speed ratio $\nu = \frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_{MP}}$.

Clutch, brake and free wheel define the rotational speeds $\dot{\varphi}_1$ and $\dot{\varphi}_3$ of the planetary gear set. For the two possible states (slipping or stickung) of clutch, brake

and free wheel, the output torque of these force elements is modelled using constraints. In the slipping state, the output torque M_{slip} is defined, while the rotational speeds in the clutch and brake are undefined. In the sticking state the rotational speeds are defined and the output torque M_{stick} is not defined but M_{stick} is below an upper limit ($M_{stick} \leq M_{slip}$). The transition from the slipping state to the sticking state is defined by the condition $g(\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3) = 0$, the transition from the sticking state to the slipping state is given by $M_{stick} > M_{slip}$.

The automatic transmission and the vehicle are coupled by the torque $M_{GW} = M_{GW}(\varphi_1, \varphi_3, \varphi_{Fzg}, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_3, \dot{\varphi}_{Fzg})$ of the elastic output shaft. Elasticity contains all elastic components of the shafts and tyres resulting in the lowest eigenfrequency.

The model is stimulated by the engine torque M_{An} and the resistance torque $M_{Wid} = M_{Wid}(\dot{\varphi}_{Fzg})$ given by the vehicle speed $\dot{\varphi}_{Fzg}$.

Dynamic Analysis of the Clutch Model

The dynamic behaviour of the clutch with respect to the nonlinearities is important for control systems. Therefore transfer functions for a system consisting of an aperture and a clutch cylinder are calculated. This is done with the method of harmonic analysis. The calculated transfer functions are molded to PT1 and PT2 transfer functions.

The results:

- The transfer functions of the clutch force $F_K(x_K)$ are considered as PT2 transfer functions which are dependent of the set point p_0. The set point leads to a force $F_{K,0} = F_K(x_{K,0}) = p_0 A_K$.
- With friction or for high frequencies, the dynamics of the cylinder pressure p_k and the clutch force F_K become independent. In this case, the transfer function of p_K is of type PT1.
- There nonlinear effects are visible in the damping coefficient of the transfer functions F_K. With an increasing set point p_0, the oil flow decreases because of the increasing nonlinear force $F_K(x_K)$. Thus, the resistance of the aperture and the damping coefficient decreases.

Analysis of the Standard Gear Shift

In this chapter the standard gear shift of the upshift is discussed. The basic physical effects are analyzed by a simple model. It consists of three inertias, two parallel clutches and gear ratios and one elastic output shaft. The torque converter is omitted with the assumption that the lockup clutch is closed or the torque converter is in the coupling mode. The engine torque is therefore equivalent to the turbine torque and the torque reduction of the engine acts directly. The model is shown in figure 3.

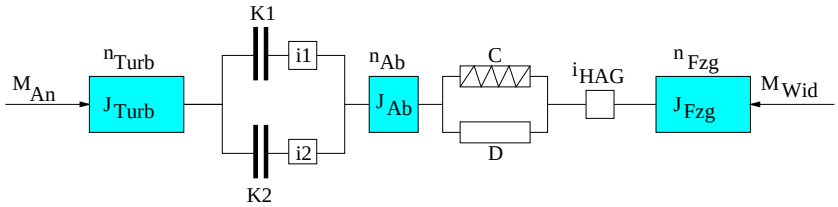

Figure 3: Simple model for gear shift analysis

The upshift consists of four phases:

1. **constant phase 1:** clutch K1 is engaged, first gear is selected.

2. **torque phase:** engagement of clutch K2 for second gear, clutch K1 for the first gear is disengaged. Clutch K1 is still in the sticking state. The torque of clutch K1 is set to $M_{K1} = M_{An} - M_{K2}$.

3. **inertia phase:** clutch K1 is open ($M_{K1} = 0$), stick-slip transition of clutch K1. Reduction of turbine speed by increasing torque of clutch K2 until turbine speed for the second gear is reached ($M_{K2} > M_{an}$). The slip-stick transition of clutch K2 defines the end of this phase.

4. **constant phase 2:** clutch K2 is engaged, second gear is selected.

This control strategy is valid for a rigid powertrain with a vehicle inertia $J_{Fzg} \rightarrow \infty$. For a powertrain with an elasticity and finite intertias for J_{Ab} and J_{Fzg} the result is an oscillation, see figure 4.

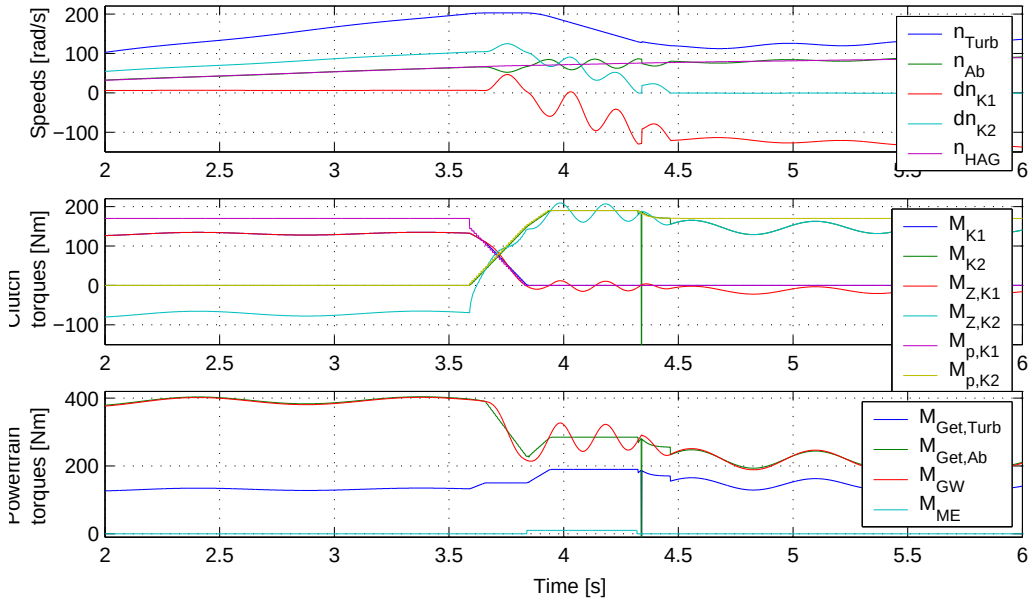

Figure 4: Typical gear shift with standard shift strategy

The torque phase is not suitably defined for a powertrain with elasticity and a finite intertia J_{Ab}. Moreover, the shift control stimulates the oscillation. Conclusion: In a new approach, the output torque has to be controlled in addition to turbine speed control. The elasticity and the finite inertias have to be taken into account.

In order to measure the abstract expression "shift quality" some criteria need to be defined. Criteria for shift quality can be defined for the complete shift, based on acceleration and jerk. The duration, the reaction time and the dissipated energy can also be used. Individual criteria for the different phases are defined and used in this to improve shift quality.

The possibilities for optimizing software parameters and the hydraulic system are also discussed.

Gear Shift with Output Torque

The basic idea is to control the turbine speed and the output torque. For the output torque a smooth transition from the level of the first gear to the level of the second gear shall be realized with minimal stimulation of the powertrain.

Therefore, the elasticity and the finite intertia J_{Ab} are considered and the torque phase of the shift is redefined. The end of the torque phase is now given by the condition $M_{Z,K1} = 0$ of the constraint torque of clutch K1. The constraint torque depends on J_{ab} and the torque M_{GW} of the elastic output shaft. The torque of clutch K2 is then given by $M_{K2} = M_{An} + M_{ueb} > M_{An}$ which is interpreted as the torque for the inertia phase. During the inertia phase the torque of clutch K2 is decreased in order to allow smooth transition of the output torque to the level of the second gear. The turbine speed is therefore also controlled by the torque reduction facilities of the engine.

Algorithms with and without output torque feedback are shown.

New shift control with output torque

Based on the new approach the control algorithm *without* output torque feedback is defined as follows:

1. **torque phase:** duration t_{us} and torque $M_{K2}(t_{us}) \geq M_{An}$ are selected to achieve $M_{Z,K1} = 0$.
2. **inertia phase:** torque M_{K2} is decreased ($M_{K2} \rightarrow M_{An}$) with a PT1 behaviour. The turbine speed is controlled by a constant offset torque. To satisfy the constraint $M_{An} \leq M_{K2}(t) \leq M_{K2}(t_{us})$, $t \geq t_{us}$, the torque reduction facilities of the engine are used.

An optimization algorithm is used for each phase to determine parameter values with respect to the shift quality criteria.

New feedback shift control with output torque feedback

To extend the shift control to include possible application of a torque sensor, a control algorithm *with* output torque feedback is defined. An linear I-control law is used for the output torque control:

1. **torque phase:** the constraint torque $M_{Z,K1}$ is used as the controller input to achieve $M_{Z,K1} = 0$.

2. **inertia phase:** torque M_{K2} is decreased ($M_{K2} \rightarrow M_{An}$) with PT1 behaviour. The turbine speed is controlled by a PI or riccati control law for the offset torque. To satisfy the contraint $M_{An} \leq M_{K2}(t) \leq M_{K2}(t_{us})$, $t \geq t_{us}$ the torque reduction facilities of the engine are used. Active damping of oscillations is possible with the output torque controller.

The parameters for the output torque controller are in general different for the two phases. In figure 5 a shift with the output torque and Riccati controller for turbine speed is shown.

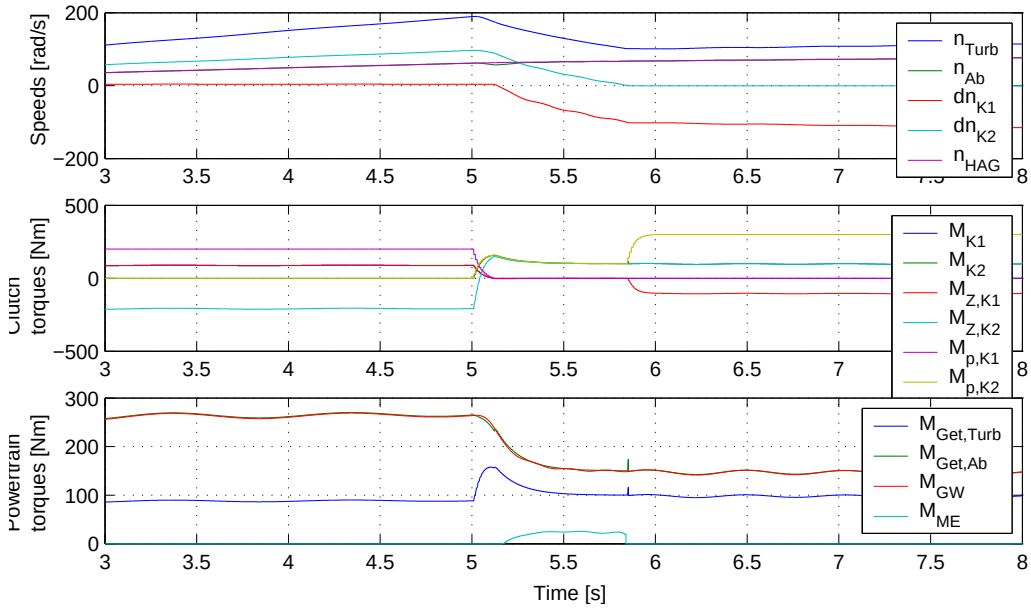

Figure 5: Gear shift with Riccati controller

Application

All described methods are tested in realistic applications, whereby the hydraulic system and the powertrain are modelled. Comparison of the measurement (figure 6) and the simulation (figure 7) reveals no significant difference in the curves. This means the model is sufficently exact and correctly adjusted.

Analysis of the dynamic behaviour of the detailed hydraulic system identifies the nonlinear clutch as the dominating part. This verifies the results of the previous dynamic analysis chapter.

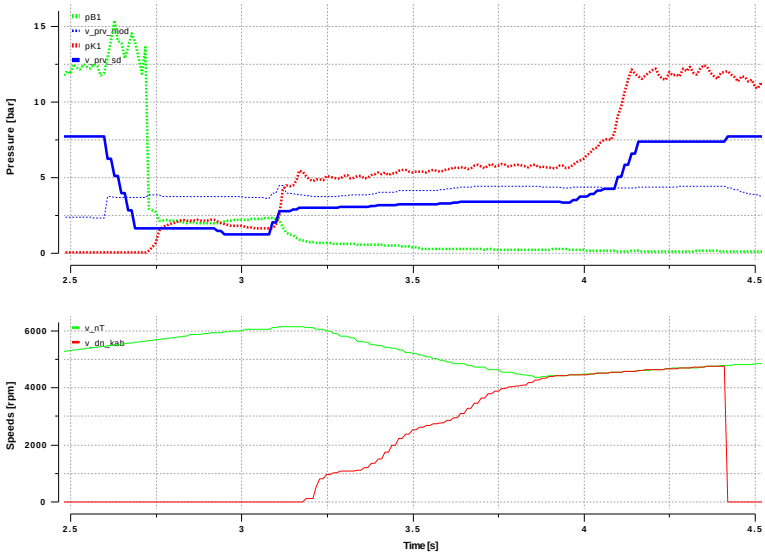

Figure 6: Measurement of gear shift

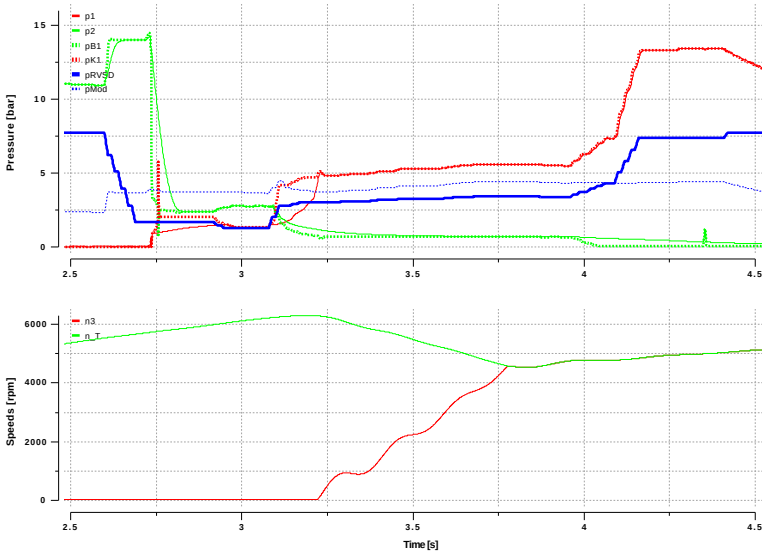

Figure 7: Simulation of gear shift (figure 6)

The effects of hydraulic modifications for the gear shift and the oscillations are simulated. The most promising modification is increasing the diameter of an aperture. This achieves a reduction of the oscillation in the simulation, which is verified by measurement.

The new shift control is applied in the detailed simulation (figure 8).

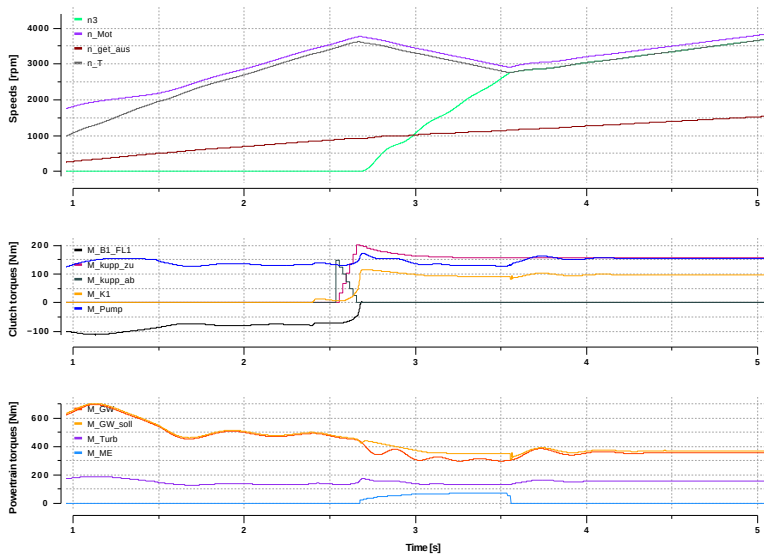

Figure 8: Simulation of the new shift control with the detailed model

Kapitel 1

Einführung

Eine immer breiter werdende Kundenschicht entscheidet sich beim Autokauf für ein Automatikgetriebe. Zugleich steigen die Anforderungen an das Getriebe in Bezug auf Komfort und Agilität, sowie Umweltverträglichkeit und Fahrspaß. Diese im Widerspruch stehenden Anforderungen erfordern eine an die Fahrsituation angepasste Gewichtung. Um diesen Zielkonflikt aufzulösen, werden moderne Automatikgetriebe vollständig elektronisch gesteuert. Der Weiterentwicklung der Ansteuerungsalgorithmen für den Schaltvorgang kommt dabei eine wachsende Bedeutung zu.

1.1 Das automatische Getriebe

Seit über 30 Jahren werden Automatikgetriebe für PKW gebaut und verkauft. Automatikgetriebe gibt es in unterschiedlichen technischen Ausführungen. Am verbreitetsten sind derzeit Stufenautomaten auf der Basis von Planetensätzen. In modernen Stufenautomaten werden die verschiedenen Übersetzungsverhältnisse über drei Planetensätze realisiert, die über kraftschlüssige Kupplungen, Bremsen und Freiläufe verschaltet sind. Zunehmende Bedeutung gewinnen Stufenlosgetriebe (CVT), bei denen das Übersetzungsverhältnis kontinuierlich zwischen einem Maximum und Minimum veränderlich ist. Die Übersetzung wird hier nicht über Zahnräder realisiert, sondern über verstellbare Radien bei An- und Abtrieb. Beim Umschlingungs-CVT erfolgt die Kraftübertragung über eine Kette oder ein Band, das in verstellbaren Keilscheibenpaaren eingespannt ist. Beim Toroid-CVT

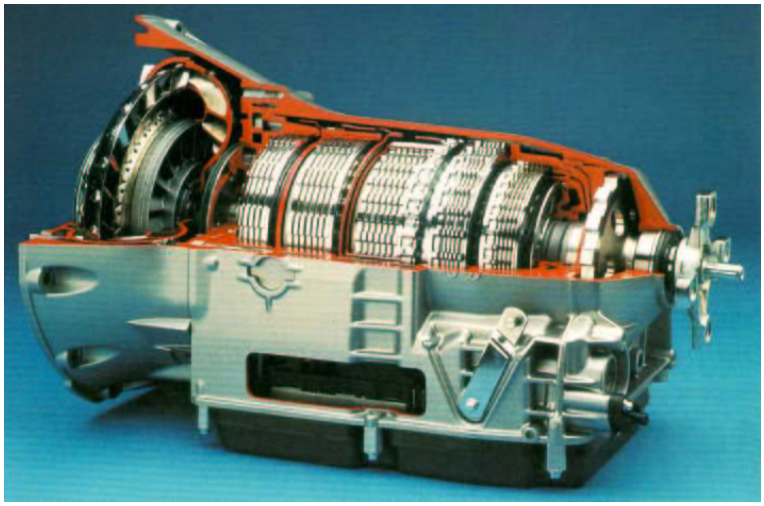

Abbildung 1.1: Das W5A330-Automatikgetriebe von DaimlerChrysler

erfolgt die Kraftübertragung über so genannte Roller in Halbkugeln an An- und Abtrieb.

Eine weitere Getriebebauart sind automatisierte Schaltgetriebe. Dieser Getriebetyp entlastet den Fahrer von den Aufgaben Kuppeln und Gangwahl bei gleichzeitiger Beibehaltung des Verbrauchsvorteils von Schaltgetrieben gegenüber Automatikgetrieben. Die Basis ist ein herkömmliches Handschalt-Getriebe, das mittels Sensorik, Aktorik und elektronischer Steuerung automatisiert wird. Charakteristisch für diesen Getriebetyp ist, dass die Übersetzungsstufen über formschlüssige Klauenkupplungen synchronisiert werden und statt einem hydrodynamischen Wandler mit Überbrückungskupplung eine oder zwei Kupplungen eingesetzt werden.

1.1.1 Die Mechanik

In der vorliegenden Arbeit ist das Getriebe W5A330 von DaimlerChrysler in einem Fahrzeug der E-Klasse von Mercedes-Benz die Referenz. Das Getriebe hat fünf Vorwärtsgänge, zwei Rückwärtsgänge und einen hydrodynamischen Wandler mit Überbrückungskupplung. Es besteht aus drei Planetensätzen, die Übersetzungen werden über drei Bremsen und drei Kupplungen realisiert. Zwei Freiläufe wirken bei Hochschaltungen unterstützend.

1.1.2 Die elektronische Steuerung

Einen ständig wachsenden Umfang an der Entwicklung eines Automatikgetriebes nimmt die Entwicklung der elektronischen Steuerung und der Software ein. Die Entwicklung der in der Software realisierten Steuerungsalgorithmen ist eine Seite, durch die Parametrierung der Software andererseits werden die Steuerungsalgorithmen individuell an jede Fahrzeug-Motor-Kombination angepasst. Prinzipiell werden folgende Module/Funktionalitäten in der Software abgearbeitet:

1. Ermittlung des Schaltzeitpunktes
2. Ausführen der Schaltung entsprechend den Vorgaben der Schaltpunktermittlung
3. Signalverarbeitung, Überwachung, Diagnose
4. Ansteuerung der Überbrückungskupplung des hydrodynamischen Wandlers

Die elektronische Getriebesteuerung ist dabei in die Antriebsstrang-Regelung vollständig eingebunden. So besteht für das Getriebe die Möglichkeit, mit dem Motor Informationen auszutauschen und diesen gezielt zu beeinflussen. Andererseits besteht für Motor, Tempomat und Regelung der Bremsanlage die Möglichkeit, das Getriebe aktiv zu beeinflussen.

1.2 Stand der Technik der elektronischen Steuerung

Die kontinuierliche Verbesserung der Schaltqualität ist bei der Entwicklung von Automatikgetrieben ist es ein wesentliches Ziel. Eine signifikante Verbesserung wurde durch den Einsatz elektronischer Steuerungen erreicht.

1.2.1 Definition von Schaltqualität

Um den Entwicklungsstand und den Entwicklungsfortschritt der Schaltqualität objektiv beurteilen zu können, ist es notwendig, messbare Kriterien zur Hand

zu haben. Die Schaltqualität ist nach Küçükay, Renroth und Gebert ein subjektives Urteil der Fahrzeuginsassen ([22], [23] und [12]). Dieses Urteil hängt dabei von Faktoren ab wie der Schalthäufigkeit, der Reaktionszeit, dem Verlauf der Fahrzeugbeschleunigung $a(t)$ und des damit verbundenen Rucks $\dot{a}(t)$ (siehe auch Naruse [26] und Schwab [37]), sowie dem akustischen Eindruck während der Schaltung. Eine Schaltung kann über den Verlauf von Beschleunigung und Ruck beschrieben und charakterisiert werden. In [23] und [12] wird eine Methode dargestellt, um über charakteristische Punkte aus dem Verlauf von $a(t)$ und $\dot{a}(t)$ ein objektiviertes Gütemaß für die Schaltqualität zu erhalten.

1.2.2 Steuerung des Schaltungsablaufs

Bei Stufenautomaten sind während einem Schaltvorgang in der Regel immer zwei Schaltelemente aktiv. Ein Schaltelement wird abgeschaltet, ein Schaltelement wird zugeschaltet. In einem definiertem Zeitraum sind beide Schaltelemente gleichzeitig aktiv. Man nennt diesen Zeitraum die Überschneidungsphase, den Schaltungstyp daher auch Überschneidungsschaltung (Förster [11]). Für die Steuerung der einzelnen Phasen ist das Motor- bzw. Turbinenmoment die maßgebliche Größe. Mit einer guten Abstimmung der einzelnen Schaltphasen auf das Eingangsmoment werden die Schaltungen an die Fahrsituation angepasst und eine hohe Schaltqualität kann erreicht werden. Den einzelnen Phasen der Schaltung sind Regelalgorithmen überlagert (Neuffer [28] und Gebert [12]), die eine möglichst konstant hohe Schaltqualität ermöglichen sollen. Als weitere Steuergröße beim Schaltungsablauf ist der Motoreingriff zu nennen (Neuffer [28], Lehner und Klaiber [24], Taniguchi und Ando [38]). Die Getriebesteuerung kann damit gezielt das Moment des Motors in der Schaltphase reduzieren. Zur Kompensation von Fertigungstoleranzen und Laufzeiteffekten erfolgt eine Adaption der Steuerung.

Diverse Arbeiten widmen sich dem Thema der optimalen und effektiven Anpassung der Steuerungsparameter nach Kriterien zur Optimierung der Schaltqualität. Bei Bork und Haj-Fraj [4] wird ein Ansatz für die Vorabauslegung auf Basis von Simulationen vorgestellt. Bei Gebert [12] wird ein experimenteller Ansatz vorgestellt. Auf Basis einer Sensitivitätsanalyse einzelner Parameter in Bezug auf die Gütefunktion wird ein Optimierungsprozess realisiert.

1.2.3 Regelung des Schaltungsablaufs

Neben der Steuerung mit überlagerter Regelung ist prinzipiell ein komplett geregelter Schaltungsablauf möglich. Bei Schmid [33] wird ein Regelungskonzept vorgestellt, das alle Phasen der Schaltung umfasst. Der Regler ist ein optimaler Zustandsregler, welcher über physikalisch motivierte Gütekriterien ausgelegt wird. Der Haft-Gleit-Übergang der Schaltelemente (auch Strukturwechsel genannt) wird direkt in der Reglertheorie berücksichtigt. Eine explizite Unterscheidung der einzelnen Phasen der Schaltung wird nicht mehr vorgenommen. Es handelt sich hier um einen mathematisch und regelungstechnisch äußerst anspruchsvollen Ansatz, dessen Umsetzung komplett neue Vorgehensweisen und Strukturen in der Entwicklung erfordert.

Von Taniguchi und Ando [38] wird ein Ansatz mit einem PID-Regler für die Phase der Drehzahländerung vorgestellt. Der Regler bestimmt den Druck der zuschaltenden Kupplung. Im Ansatz für den Regler wird eine Totzeit für die Drehzahlerfassung berücksichtigt.

Petterson und Nielsen ([30] und [31]) stellen ein Konzept vor, das auf Basis eines Riccati-Reglers über Motormomenten-Regelung den Antriebsstrang aktiv dämpft. Weiter soll das Abtriebsdrehmoment mit diesem Regler zu Beginn einer Schaltung auf 0 reduziert werden, da das Getriebe im konkreten Beispiel nicht unter Last geschaltet werden kann. Ein Strukturwechsel des Systems ist in diesem Konzept nicht berücksichtigt.

1.3 Definition der Aufgabe, Aufbau der Arbeit

In dieser Arbeit soll ein Schaltvorgang von den physikalischen Grundlagen her untersucht werden. Dazu wird ein Simulationsmodell erstellt und mit Messungen validiert. Auf Basis der gewonnen Erkenntnisse wird ausgehend vom Stand der Technik ein neuer Ansatz für den Schaltvorgang vorgestellt. Wesentlich bei dem neuen Ansatz ist die direkte Einbeziehung des Drehmoments am Getriebeabtrieb in den Schaltvorgang. Der neue Ansatz wird in zwei Varianten ausgearbeitet:

1. Variante eins kommt mit der im Getriebe vorhandenen Sensorik aus. Es

handelt sich dabei um einen Steuerungsansatz kombiniert mit einer Optimierungsstrategie, die speziell das Abtriebsdrehmoment betrachtet.

2. Als Weiterentwicklung des Steuerungskonzeptes wird ein Regelungskonzept vorgestellt. Es basiert auf einer Kaskaden-Regelung mit einfachen linearen Reglern und dem Abtriebdrehmoment als neuer Eingangs- und Sensorgröße.

Insgesamt ist es Ziel der Arbeit, das aktuelle Steuerungskonzept im Rahmen der technischen Möglichkeiten weiter zu entwickeln. Die Ergebnisse sollen dabei praxisgerecht, einfach implementierbar und anwendbar sein.

Die Arbeit gliedert sich in folgende Kapitel:

- Kapitel 2 ist in drei logische Teile untergliedert. Im ersten Teil werden die physikalischen und numerischen Grundlagen für die Hydrauliksimulation eingeführt. Der zweite Teil befasst sich mit der Modellierung der mechanischen Komponenten. Im dritten Teil wird eine numerische Methode zur Vereinfachung des Hydraulikmodells vorgestellt.

- Kapitel 3 befasst sich im ersten Teil mit dem herkömmlichen Schaltungsablauf. Nach der Identifikation der Schwächen der Vorgehensweise nach dem Stand der Technik, werden Kriterien für eine optimale Schaltung unter Berücksichtung des Abtriebsdrehmomentes definiert.

- Kapitel 4 beinhaltet die neue Ansteuerung mit Abtriebsdrehmoment. In einem ersten Schritt wird ein neuer Steuerungsalgorithmus mit Optimierungsstrategie vorgestellt. Als zweiter Schritt folgt ein Regelungskonzept für den Schaltungsablauf auf Basis des Abtriebsdrehmomentes, das die Optimierungskriterien und den Strukturwechsel berücksichtigt.

- Kapitel 5 zeigt die Anwendung der in den Kapiteln 2, 3 und 4 vorgestellten Methoden auf das Getriebe W5A330 in der E-Klasse von Mercedes-Benz. Für die hydraulischen und mechanischen Modelle erfolgt ein Vergleich mit Messungen. Die neue Ansteuerungsstrategie wird in der Simulation realisiert.

- Kapitel 6 beinhaltet die Zusammenfassung der Ergebnisse und einen Ausblick.

Kapitel 2

Modellbildung des Automatikgetriebes

Die realitätsnahe Abbildung des Verhaltens eines Automatikgetriebes erfordert die Modellierung der Hydraulik und der Mechanik des Getriebes, des Triebstrangs mit Fahrzeug. Die Modellbildung erfolgt anhand der technisch vorgegeben Partitionierung in zwei Teilen:

1. Hydraulik

2. Getriebemechanik mit Triebstrangmodell

Die Modellierung beschränkt sich in ihrem Umfang auf die Komponenten, die für einen Schaltablauf in einem Planetengetriebe notwendig sind. Dazu werden die in der Hydraulik aktiven Komponenten, sowie ein Planetensatz mit Kupplung, Bremse und Freilauf detailliert modelliert. Zusätzlich werden der Wandler, die restlichen Planetensätze, die Gelenk- und Seitenwellen, die Fahrzeugmasse sowie die Reifenfeder vereinfacht dargestellt, um das Triebstrangmodell zu komplettieren. Das Modell ermöglicht damit, einen Schaltvorgang im Automatikgetriebe exemplarisch zu betrachten. Dies ist die Schaltung vom 1. in den 2. Gang.

2.1 Modellierung der Hydraulik

In diesem Kapitel werden einige grundlegende Begriffe und physikalische Zusammenhänge von hydraulischen Systemen eingeführt. Weiter werden auf dieser Basis die in der Arbeit verwendeten hydraulischen Bauelemente dargestellt und in einem weiteren Schritt kombiniert. Zur Abrundung der Modellierung werden die numerischen Besonderheiten von hydraulischen Systemen beleuchtet. In einem abschließenden Abschnitt werden mögliche Ergänzungen und eine alternative Hydraulik-Modellierung diskutiert.

2.1.1 Physikalische Grundlagen

Basisgrößen der Hydraulik sind der Druck p und der Volumenstrom Q mit

$$Q = A \cdot v \tag{2.1}$$

durch die Querschnittsfläche A mit der mittleren Geschwindigkeit v.

Die Bernoulli-Gleichung

Bei reibungsfreier laminarer Strömung kann auf Basis der Grundgleichungen der Hydrodynamik der Energiesatz formuliert werden. Es ist dies die Bernoulli-Gleichung:

$$\frac{1}{2}\rho v^2 + p = const. \tag{2.2}$$

Sie stellt eine Beziehung zwischen dem Druck p, also der potentiellen Energie eines Volumenelementes der Dichte ρ, und dessen kinetischer Energie $\frac{1}{2}\rho v^2$ mit der Strömungsgeschwindigkeit v her.

Die Kontinuitäts-Gleichung

Die Kontinuitäts-Gleichung beschreibt die Massenerhaltung im System. Es wird die in ein Volumen über seine Oberfläche ein- und ausströmende Menge bilanziert. In integraler Schreibweise lautet die Kontinuitäts-Gleichung:

$$\iint \rho \overrightarrow{q}\, d\overrightarrow{A} = -\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho dV. \tag{2.3}$$

In der Gleichung ist ρ die Dichte, $\overrightarrow{q}$ die Stromdichte und $d\overrightarrow{A}$ ein Oberflächenelement des Raumvolumens V. Zur Berechnung von (2.3) wird bei kompressibler Modellierung noch eine Material-Gleichung für die Dichte ρ benötigt.

Viskose Strömung, die Hagen-Poiseuille-Gleichung

Öl ist keine ideale Flüssigkeit, sondern zeigt aufgrund von molekularen Wechselwirkungen viskoses Verhalten. In einem einfachen Modell laminar strömender Schichten wirkt zwischen den Schichten die Kraft

$$F = \eta A \frac{dv}{dz}, \tag{2.4}$$

wenn die Geschwindigkeit orthogonal zur Srömungsrichtung zunimmt. In Gleichung (2.4) ist η die Viskosität des Öls, A die Oberfläche der strömenden Schicht und $\frac{dv}{dz}$ der Geschwindigkeits-Gradient senkrecht zur Fläche A. Berechnet man mit diesem Ansatz das Geschwindigkeitsprofil eines kreiszylindrischen Rohres der Länge l und dem Durchmesser $2r_0$, an dessen Enden die Drücke p_1 und p_2 anliegen, so folgt:

$$v(r) = \frac{p_1 - p_2}{4\eta l}(r_0^2 - r^2). \tag{2.5}$$

Am Rand des Rohres ist aufgrund der molekularen Wechselwirkung die Strömungsgeschwindigkeit $v(a) = 0$. Der Volumenstrom durch das Rohr beträgt:

$$Q = \frac{\pi(p_1 - p_2)r_0^4}{8\eta l}. \tag{2.6}$$

Formel (2.6) wird als Gesetz von Hagen-Poiseuille bezeichnet. Anwendung findet dieser Ansatz bei der Berechnung von Leckage-Effekten bei Wegeventilen.

Kompressibilität von Flüssigkeiten

Reale Flüssigkeiten besitzen neben der Viskosität eine von äußeren Parametern abhängige Volumenausdehnung. Äußere Parameter sind dabei der Druck p und die Temperatur T. Die Volumenverringerung aufgrund einer Druckerhöhung wird als Kompressibilität bezeichnet. Bei konstanter bzw. quasi-konstanter Temperatur ist der Kompressions-Modul:

$$E = -\frac{\partial p}{\left(\frac{\partial V}{V}\right)\Big|_T}. \tag{2.7}$$

2.1.2 Elemente hydraulischer Steuerungen

2.1.2.1 Die Blende

Die Blende ist ein hydraulischer Widerstand zur Beeinflussung des Volumenstroms. Durch die Querschnittsfläche A, deren Durchmesser kleiner als der Rohrdurchmesser ist, fließt die hydraulische Flüssigkeit hindurch. Grundlage für die Berechnung des Widerstandes sind die Kontinuitäts-Gleichung und die Bernoulli-Gleichung. Es wird dabei die Situation nach Abbildung 2.1 betrachtet. Auf der

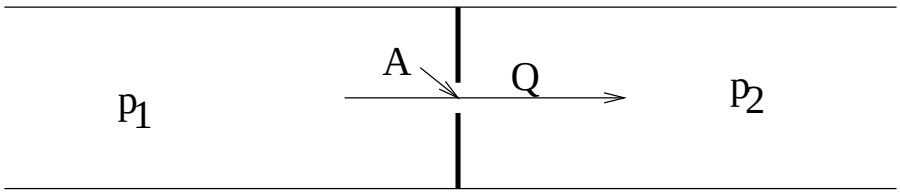

Abbildung 2.1: hydraulischer Widerstand

linken Seite der Blende sei der Druck p_1 und die Fließgeschwindigkeit $v_1 \approx 0$. Auf der rechten Seite der Blende sei der Druck p_2 mit $p_1 > p_2$. Durch den Einfluss der Blende bildet sich in ihrer Umgebung ein Strömungsbild aus, das mit einem Rohr der effektiven Fläche A_{eff} verglichen werden kann. Aufgrund der Massenerhaltung ist in dem Strömungsbild die Fließgeschwindigkeit $v_2 > 0$. Damit kann aus der Kontinuitätsgleichung (2.3) und der Bernoulli-Gleichung (2.2) die Blenden-Gleichung für den Volumenstrom abgeleitet werden:

$$Q \approx A_{eff} * v_2 = A_{eff}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_1 - p_2}. \tag{2.8}$$

Bei der Durchströmung bildet sich ein spezielles Strömungsbild aus, so dass sich eine von der Form des Querschnitts abhängige effektiv wirksame Fläche ergibt. Die wirksame effektive Fläche A_{eff} kann mittels eines von der Form der Fläche

A abhängigen empirischen Faktors berechnet werden:

$$A_{eff} = \alpha \cdot A. \tag{2.9}$$

Für runde Bohrungen ist der Faktor $\alpha \simeq 0.65$.

2.1.2.2 Der Druckknoten

Der Druckknoten beschreibt die kompressible Kopplung von Leitungen oder Leitungselementen. Seine mathematische Beschreibung kann direkt durch Anwendung der Kontinuitäts-Gleichung (2.3) in Kombination mit der Materialgleichung für die Kompressibilität (2.7) abgeleitet werden. Über eine Aufteilung des Oberflächenintegrals in Flächensegmente $\overrightarrow{A_i}$, die mit einer konstanten mittleren Stromdichte $\overrightarrow{q_i}$ durchströmt werden, ergibt sich für einen Druckknoten:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E}{V} \sum_i \overrightarrow{A_i} \overrightarrow{q_i} = \frac{E}{V} \sum_i Q_i \tag{2.10}$$

mit dem Kompressions-Modul E und dem Volumen V.

Jedes hydraulische Bauelement enthält als grundlegende Elemente seiner mathematischen Beschreibung Widerstände und Druckknoten. In der Modellstruktur können immer nur Elemente mit komplementären Schnittstellen direkt zusammengeschaltet werden, d.h. Elemente mit Drücken als Eingänge und Volumenströmen als Ausgänge können nur mit Elementen verbunden werden, die Volumenströme als Eingänge und Drücke als Ausgänge haben. Die Kopplung von Hydraulik und Mechanik erfolgt über kompatible Größen:

- die Lage x korrespondiert z.B. mit einem Blendenquerschnitt: $A = A(x)$
- die Geschwindigkeit $\dot{x}$ korrespondiert mit den Volumenstrom: $Q = A\dot{x}$
- die Kraft F bzw. Beschleunigung $\ddot{x}$ korrespondiert mit dem Druck: $F = m\ddot{x} = Ap$

2.1.2.3 Wege-Ventile zur Druckverstärkung

Wege-Ventile sind hydraulische Schalt- und Regelelemente für Druck und Volumenströme. Für die Ansteuerung von Kupplungen während Schaltvorgängen in Automatikgetrieben werden Wege-Ventile zur Regelung des Kupplungsdrucks angewendet. Die Druckhöhe wird dabei in Abhängigkeit eines Steuerdrucks eingestellt. Die exakte Verstärkung wird durch geeignete Geometrie und Rückführung des zu regelnden Leitungsdrucks realisiert. Zudem kann über das Wege-Ventil ein deutlich größerer Volumenstrom zur Verfügung gestellt werden, als dies die Ansteuerung des Wege-Ventils ermöglicht. Die Kopplung der hydraulischen und mechanischen Elemente erfolgt über die kompatiblen Größen. Die Regelfunktionalität des Wege-Ventils beruht auf zwei Steuerkanten, die als variable Blenden bezeichnet werden können, welche aufgrund eines dynamischen Kräftegleichgewichtes den Volumenstrom bestimmen, der die Leitung für den geregelten Druck befüllt bzw. entleert, um den geforderten Druck einzustellen. In Abbildung 2.2 ist ein Wege-Ventil mit elektro-hydraulischer Ansteuerung und Kupplungskolben dargestellt. Im Beispiel wird der Druck p_2 über das Wege-Ventil geregelt.

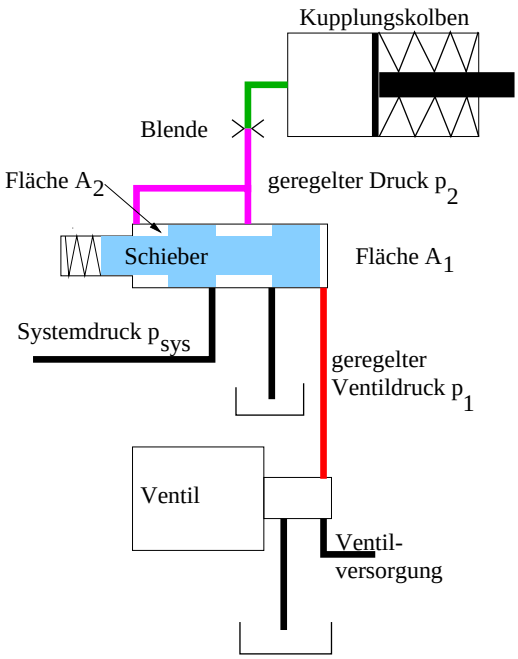

Abbildung 2.2: Elektro-hydraulische Ansteuerung einer Kupplung

Für die Berechnung des geregelten Drucks muss sowohl die Bewegung des Schie-

bers, als auch der zeitliche Verlauf des geregelten Drucks berechnet werden. Die Bewegungsgleichung des Schiebers entspricht der des Ein-Massen-Schwingers, wobei die antreibenden Kräfte sich über die wirkenden Drücke an den Flächen ergeben:

$$m\ddot{x} + D\dot{x} + Cx = A_1 p_1 - A_2 p_2 - C_0 \tag{2.11}$$

Dabei ist p_1 der Steuerdruck, A_1 die zugehörige Steuerfläche, p_2 der verstärkte geregelte Druck, A_2 die zugehörige Regelfläche, x die Position des Schiebers, C die Federkonstante und C_0 die Vorspannung der Feder bei $x = 0$, sowie D der Koeffizient für die viskose Dämpfung. Als weiterer Reibungseinfluss kann die Coulomb'sche Reibung berücksichtigt werden, wobei jedoch die Gleichung nichtlinear wird. Als Randbedingungen gelten für die Schieberposition $x \geq 0$ und $x \leq x_{max}$.

Die Rückkopplung der mechanischen Bewegung auf die Hydraulik erfolgt über die Volumenströme, die sich aufgrund der Schieberposition einstellen. Der Volumenstrom des Zulaufs wird nach der Blenden-Gleichung (2.8) bestimmt. Dabei ist jedoch die Öffnungsfläche $A_{zu}(x)$ des Zulaufs von der Schieberposition x abhängig. Der Volumenstrom des Zulaufs ist damit:

$$Q_{zu} = \alpha A_{zu}(x) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{sys} - p_2}. \tag{2.12}$$

Die Fläche der Zulaufkante $A_{zu}(x)$ ist eine nichtlineare Funktion für die $A_{zu}(x) \rightarrow A_{zu,min}$ bei $x \rightarrow x_{max}$ gilt. Weiter ist in realen Systemen die Öffnungsfläche begrenzt:

$$0 \leq A_{zu,min} \leq A_{zu}(x) \leq A_{zu,max}. \tag{2.13}$$

Die untere Grenze $A_{zu,min}$ der effektiven Durchflussfläche beschreibt die Leckage der Steuerkante. Die obere Grenze $A_{zu,max}$ ist die Fläche bei maximaler Öffnung der Steuerkante. Analog gilt für den Volumenstrom über die Ablaufkante:

$$Q_{ab} = \alpha A_{ab}(x) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_2 - p_{ab}}. \tag{2.14}$$

Dabei ist $\mathrm{A_{ab}}(x)$ die Öffnungsfläche des Ablaufs mit $A_{ab}(x) \rightarrow A_{ab,min}$ für $x \rightarrow 0$

mit der Begrenzung:

$$0 \leq A_{ab,min} \leq A_{ab}(x) \leq A_{ab,max}. \tag{2.15}$$

Der geregelte Druck p_2 wird anhand der Knoten-Gleichung (2.10) bestimmt:

$$\dot{p}_2 = \frac{E}{V}(Q_{zu} - Q_{ab} - Q_2 + A_2\dot{x}). \tag{2.16}$$

In der Gleichung ist Q_2 der Volumenstrom, der von den Verbrauchern an der Leitung des geregelten Drucks abgezogen wird. Der Summand $A_2\dot{x}$ beschreibt den Volumenstrom, den der Schieber aufgrund seiner Regelbewegung verursacht.

Im stationären Zustand (Fixpunkt der Differentialgleichungen) steht der Schieber in Position x_0. In dieser Stellung besteht ein Gleichgewicht zwischen Zufluss, Abfluss und Verbrauchern. Die Position x_0 heißt Regelstellung des Schiebers. Der eingeregelte Druck ist dann nach Gleichung (2.11):

$$p_2 = \frac{A_1 p_1 - Cx_0 - C_0}{A_2}. \tag{2.17}$$

In idealen Systemen ist meist $A_{zu}(x_0) = 0$ und $A_{ab}(x_0) = 0$, so dass kein Öl zu- oder abfließt. In realen Systemen jedoch gibt es, wie in den Gleichungen (2.13) und (2.15) dargestellt, Leckage . Daher wird die Stellung des Wege-Ventils nahe der Zulaufkante sein bzw. das Wege-Ventil wird den Zufluss leicht öffnen, so dass sich ein Gleichgewicht zwischen Leckage und dem zufließendem Volumenstrom einstellt. Ursache für die Leckage ist, dass der Ventil-Schieber in seiner Bohrung immer etwas Spiel hat. Es entsteht dadurch ein langer Ringspalt, durch den immer etwas Öl fließt, auch wenn das Ventil geometrisch gesehen aufgrund seiner Position kein Öl durchlassen dürfte.

2.1.3 Modell eines Kupplungskolbens

Für ein wie in Abbildung 2.2 aufgebautes Kupplungssystem werden im Folgenden die Gleichungen aufgestellt. Zu den Gleichungen (2.11) – (2.16) des Schiebers kommen noch die Gleichungen des Kupplungskolbens hinzu. Die Bewegung des

Kolbens wird mit der Newton´schen Grundgleichung beschrieben:

$$m_K \ddot{x}_K + D_K \dot{x}_K + F_K(x_K) = A_K p_K - F_C(\dot{x}_K). \tag{2.18}$$

Die Bewegungsgleichung des Kolbens ist jedoch nichtlinear aufgrund der Coulombreibung

$$F_C(\dot{x}_K) = F_{C,0} \mathrm{sgn}(\dot{x}_K) \tag{2.19}$$

und aufgrund der nichtlinearen Kraft-Weg-Kennlinie der Kupplungsfeder $F_K(x_K)$. Die Nichtlinearität der Federkraft kommt dadurch zustande, dass unterschiedliche Federn und damit Federkräfte abhängig von der Kolbenposition wirken. Diese sind im Wesentlichen die Rückdruckfeder, die Anlegetellerfeder und die Kupplungsbeläge. Die Rückdruckfeder ist über den gesamten Kolbenweg wirksam. Die Anlegetellerfeder und die Kupplungsbeläge werden erst gegen Ende des Kolbenweges wirksam und haben eine deutlich größere Federkonstante als die Rückdruckfeder. Ein typischer Verlauf der Federkraft ist in Abbildung 2.3 dargestellt. In der Regel ist das Federpaket vorgespannt, so dass an Position $x_K = 0$ eine Kraft $F_K > 0$ wirkt.

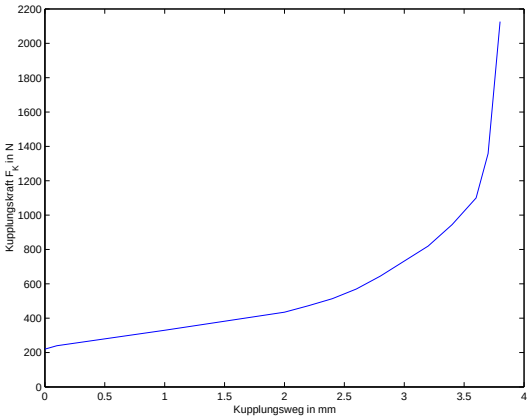

Abbildung 2.3: Beispiel für den Verlauf der Federkraft eines Kupplungskolbens

Die Coulombreibung bewirkt eine Hysterese im Kraft-Weg-Verhalten des Kolbens, welche in der Ansteuerung eventuell berücksichtigt werden muss. Als Randbedingung für den Kolbenweg gilt $x_K \geq 0$.

Die hydraulische Anbindung des Kolbens erfolgt über den Kupplungsdruck p_K. Dieser folgt aus den zu- und abfließenden Volumenströmen im Kupplungszylinder.

Der Kupplungsdruck ergibt sich aus der Knotengleichung:

$$\dot{p}_K = \frac{E}{V_K}(Q_{zu} - Q_{ab}). \tag{2.20}$$

Für den zufließenden Volumenstrom Q_{zu} folgt aus der Blendengleichung für die Zulaufblende:

$$Q_{zu} = \alpha A_{K,zu}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_2 - p_K}. \tag{2.21}$$

Der abfließende Volumenstrom kommt durch die Kolbenbewegung zustande:

$$Q_{ab} = A_K \dot{x}_K. \tag{2.22}$$

Zur Simulation eines Kupplungskolbens ist das nichtlineare Differentialgleichungssystem bestehend aus den Gleichungen (2.11), (2.16), (2.18) und (2.20) unter Berücksichtigung der nichtlinearen Koppelgleichungen (2.12), (2.14) und (2.21) zu lösen.

2.1.4 Anmerkungen zur Numerik und Simulationstechnik

Die Gleichungen der Hydraulik sind von ihrer Struktur her prinzipiell gut zu überblicken. Bei der numerischen Integration der Gleichungen sind jedoch einige Besonderheiten zu berücksichtigen. Allgemein betrachtet können alle Teilgleichungen des hydraulischen Systems in einem Gleichungssystem der Form

$$\dot{\vec{x}} = \vec{f}(\vec{x}, \vec{u}; t) \tag{2.23}$$

dargestellt werden. In der Hydrauliksimulation sind in (2.23) alle Knoten- und Schiebergleichungen zusammengefasst. Die Durchflussgleichungen verknüpfen dabei die einzelnen Zustände analog der $A-$Matrix bei linearen Systemen ($\dot{\vec{x}} = A\vec{x} + B\vec{u}$). Aufgrund des Kompressions-Moduls des Hydrauliköls haben die einzelnen Druckknoten sehr kleine charakteristische Zeitkonstanten. Die Schieber jedoch haben verglichen mit der Dynamik der Druckknoten sehr große charakteristische Zeitkonstanten. Das Differentialgleichungssystem (2.23) ist aufgrund der großen Unterschiede in den charakteristischen Zeitkonstanten als steif zu bezeichnen.

Um das Gleichungssystem (2.23) zu integrieren, muss ein der mathematischen Natur des Problems angepasstes numerisches Verfahren angewandt werden. Folgt man den Ausführungen von Köckler [18] und Stoer und Bulrisch [36], so kann ein steifes Differentialgleichungssystem nicht mit expliziten Integrationsverfahren berechnet werden, da diese oft zu falschen Ergebnissen führen. Dies gilt auch für kleine Schrittweiten. Geeignete Verfahren für steife Systeme sind die impliziten Integrationsverfahren. Als Beispiel für einen impliziten Integrationsalgorithmus sei das implizite Euler-Verfahren genannt:

$$\vec{x}_{i+1} = \vec{x}_i + h\vec{f}(\vec{x}_{i+1}, \vec{u}_{i+1}, t). \tag{2.24}$$

Die Schrittweite ist h. Charakteristisch für implizite Integrationsverfahren ist, dass der gesuchte neue Wert $\vec{x}_{i+1}$ auch auf der rechten Seite vorkommt. Die Integration wird dadurch auf das Lösen eines nichtlinearen Gleichungssystems zurückgeführt. Ein nichtlineares Gleichungssystem kann mit dem Newton-Verfahrens iterativ gelöst werden. Dazu muss folgende Vorschrift iteriert werden:

$$\vec{x}_{i+1}^{(k+1)} = \vec{x}_{i+1}^{(k)} - J^{-1}\vec{f}(\vec{x}_{i+1}^{(k)}, \vec{u}_{i+1}, t). \tag{2.25}$$

Dabei ist J die Jacobimatrix:

$$J = \frac{\partial \vec{f}}{\partial \vec{x}}. \tag{2.26}$$

Damit ein Integrationsverfahren für ein System geeignet und anwendbar ist, müssen Stabilitätskriterien erfüllt sein. Zur weiteren Diskussion der Stabilität sei auf die Numerik-Literatur [36] und [32] verwiesen.

Neben dem Euler-Verfahren als Einzelschrittverfahren, gibt es auch Mehrschrittverfahren. Im Folgenden werden die Grundzüge des DASSL-Algorithmus für differential-algebraische Gleichungssysteme skizziert. Der DASSL-Algorithmus ist ein stabiles Mehrschrittverfahren auf Basis von Rückwärtsdifferenzen (BDF-Formeln). Es können damit steife implizite Differential-Gleichungssysteme der Form:

$$\vec{f}(\vec{x}, \dot{\vec{x}}, \vec{u}; t) = 0 \tag{2.27}$$

gelöst und integriert werden. Sei $\vec{x}_i$ die für den Zeitpunkt t_i berechnete Lösung. Bei einem impliziten Integrationsverfahren wird der nächste Lösungspunkt dann

bestimmt aus:

$$\vec{f}\,(\vec{x}_{i+1}, \vec{\dot{x}}_{i+1}, \vec{u}_{i+1}; t_{i+1}) = 0 \tag{2.28}$$

Dabei wird die Ableitung $\vec{\dot{x}}_{i+1}$ über eine Linearkombination der Form (BDF-Formel, Backward-Differentiation-Formula)

$$\vec{\dot{x}}_{i+1} = \frac{1}{h_i} \sum_{\nu=0}^{k} a_{i,\nu} x_{i+1-\nu} \tag{2.29}$$

angenähert. Zu genauen Ableitung der Formel und Bestimmung der Koeffizienten sei wiederum auf die Numerik-Literatur [18] und [36] verwiesen. Durch Einsetzen von (2.29) in (2.28) ergibt sich ein nichtlineares algebraisches Gleichungssystem, das zu lösen ist. Typischerweise erfolgt dies mit einem Algorithmus auf Basis des Newton-Verfahrens. Basis für das Näherungsverfahren ist die Jacobi-Matrix:

$$J = \frac{\partial \vec{f}}{\partial \vec{x}} + c \frac{\partial \vec{f}}{\partial \vec{\dot{x}}}. \tag{2.30}$$

Die Konstante c leitet sich aus den BDF-Formeln ab. Als Startwert für das Newton-Verfahren kann der Wert $\vec{x}_n$ verwendet werden. Zur Steigerung der Genauigkeit wird die Schrittweite variiert. Für eine genauere Betrachtung des DASSL-Algorithmus, auch bezüglich der Einschränkungen, sei auf die entsprechende Literatur verwiesen ([18], [36]).

Behandlung von Randbedingungen

Eine besondere Betrachtung erfordern die Randbedingungen der Zustandsgrößen. Kolben und Schieber können sich nicht völlig frei bewegen, sondern haben nur einen begrenzten Wegbereich x:

$$0 \leq x \leq x_{max}. \tag{2.31}$$

Die Obergrenze x_{max} wird aufgrund der Auslegung der Federn im realen System praktisch nicht erreicht, so dass x_{max} in der Simulation nicht berücksichtigt werden muss. Anders ist dies mit der Untergrenze $x = 0$. Diese wird in der Realität erreicht und ist in der Simulation entsprechend zu berücksichtigen.

Die einfachste Möglichkeit, einen Anschlag zu modellieren, ist: Der Schieber läuft in einer Umgebung von $x \leq x_\varepsilon$ auf eine nichtlineare Feder auf, welche über eine stetige Kraft-Weg-Kennlinie

$$\mathrm{F}_{\mathrm{Anschlag}}(x) = \begin{cases} F_{Feder}(x) & , \quad x < x_\varepsilon \\ 0 & , \quad x \geq x_\varepsilon \end{cases}$$

beschrieben wird. Die Kennlinie muss dabei so beschaffen sein, dass der Schieber wieder in positive x-Richtung gedrückt wird und $F_{Anschlag}(x \cong 0)$ der Vorspannung der Schieberfeder entspricht. Es kommt dabei nicht auf die exakten Werte an, da bei der Simulation das Verhalten der Schieber in Regelstellung interessiert. Die Feder sorgt dafür, dass der Schieber eine Null-Lage erhält und das Verhalten aufgrund der Federvorspannung näherungsweise dargestellt wird. Zusammen mit der viskosen Dämpfung wird das System stabil in der Null-Lage. Die prinzipiell vorhandene hochfrequente Schwingung wird gedämpft. Durch die nichtlineare Kennlinie und den steilen Anstieg der Federkraft wird das Schiebersystem steif.

2.1.5 Weitere Aspekte in der Hydraulik-Simulation

Zu den physikalischen Grundelementen der Modellierung des Ölflusses kann in der Hydrauliksimulation auch das Verhalten von Leitungen berücksichtigt werden. Es werden zwei Methoden zur Modellierung von Leitungen in knapper Form dargestellt. Weiter wird ein inkompressibler Ansatz zur Hydrauliksimulation vorgestellt, in welchem das Lösen steifer Differentialgleichungen umgangen wird.

2.1.5.1 Modellierung von Leitungen

Die oben dargestellte Methode zur Hydrauliksimulation beinhaltet diverse Vereinfachungen. So ist das Hydrauliköl als masselos angenommen, die Strömung als ideal und reibungsfrei. Es sind keine Effekte im Modell berücksichtigt, die bei einer Strömung durch Rohrleitungen hinzukommen, wie z.B. Strömungsprofile und Druckabfälle aufgrund von Reibung, ausgedrückt durch die Ölviskosität. Auch werden Schwingungen, Resonanzen und Trägheitseffekte der Ölsäule nicht durch das Modell wiedergegeben. In den allgemeinen Navier-Stokes-Gleichungen ist jedoch die Massenverteilung und Viskosität enthalten, so dass diese Effekte

im Prinzip berechnet werden können:

$$\rho\left(\frac{\partial\overrightarrow{v}}{\partial t}+\left(\overrightarrow{v}\nabla\right)\overrightarrow{v}\right)=\overrightarrow{g}-\nabla p+\eta\Delta\overrightarrow{v}+\frac{\eta}{3}\nabla\left(\nabla\overrightarrow{v}\right). \tag{2.32}$$

Ausgehend von (2.32) wird von Theissen [39] ein Modell entworfen, mit welchem Rohrleitungseffekte in einem knotenbasierten Modell integriert werden können. Die Rohrleitung ist ein weiteres Bauteil, welches über einen Druckknoten mit den anderen Bauteilen des Hydraulikmodells verbunden werden kann. Die Rohrleitung selbst wird über ein Charakteristiken-Verfahren mit finiten Differenzen in Ort und Zeit berechnet, wobei die Reibungskraft von der Frequenz abhängt. Die Integration eines Rohrleitungsmodells erweist sich nach Theissen [39] als sinnvoll, wenn lange Rohrleitungen im zu simulierenden System vorhanden oder hochfrequente Schwingungen zu erwarten sind. Dies ist z.B. der Fall, wenn grenzstabile Strömungen an variablen Querschnitten wie bei elektromagnetischen Ventilen entstehen können.

Die Schnittstelle von Druck und Volumenstrom an den Druckknoten legt alternativ auch die Darstellung einer Rohrleitung als Vierpol nahe. Von Krus, Weddfelt und Palmberg [21] wird ein Rohrleitungsmodell auf Basis der Vierpol-Theorie abgeleitet. Die Grundgleichung im Laplace-Raum lautet:

$$\begin{pmatrix} \cosh\sqrt{N(\omega)}Ts & \frac{-1}{Z_c\sqrt{N(\omega)}}\sinh\sqrt{N(\omega)}Ts \\ -Z_c\sqrt{N(\omega)}\sinh\sqrt{N(\omega)}Ts & \cosh\sqrt{N(\omega)}Ts \end{pmatrix}\cdot\begin{pmatrix} Q_1 \\ P_1 \end{pmatrix}=\begin{pmatrix} -Q_2 \\ P_2 \end{pmatrix} \tag{2.33}$$

mit der Signallaufzeit in der Leitung $T=\frac{L}{c}$, der Leitungslänge L, der Schallgeschwindigkeit c, sowie der charakteristischen Impedanz $Z_c=\frac{\rho c}{A}$ mit der Dichte ρ und der Querschnittsfläche A. $N(\omega)$ ist der frequenzabhängige Reibungskoeffizient. In [21] werden diverse Ansätze für $N(\omega)$ vorgestellt und diskutiert, wobei in jedem Ansatz der Rohrleitungswiderstand

$$R=\frac{128\eta L}{\pi D^4} \tag{2.34}$$

nach Hagen-Poiseuille eingeht. Die Lösung von (2.33) mit Ansätzen für $N(\omega)$ erfolgt ebenfalls mit einem Charakteristiken-Verfahren.

Dieses Modell unterscheidet sich von dem oben skizzierten in einigen charakteri-

stischen Punkten:

1. Das Verfahren von Theissen greift auf die hydrodynamischen Grundgleichungen zurück. Bei Krus, Weddfelt und Palmberg wird die Leitung direkt als Übertragungsfunktion modelliert.

2. Beide Verfahren haben dieselben Schnittstellen. Jedoch sind beim Verfahren nach Krus, Weddfelt und Palmberg nur die Größen an den Leitungsenden bekannt. Bei Theissen können auch Werte in der Leitung ermittelt werden.

3. Das Modell von Theissen scheint wesentlich aufwendiger für die Simulation zu sein.

Neben den ergänzenden Möglichkeiten zur Simulation von Leitungen, soll noch ein alternatives Verfahren zur Hydrauliksimulation im Gesamten erwähnt werden. Bei der dargestellten Vorgehensweise sind noch einige Punkte nicht ideal gelöst. So sind die zu lösenden Differentialgleichungssysteme aufgrund der hohen Kompressibilität des Öls und den verhältnismäßig kleinen Volumina in den Knoten sehr steif. Vorteilhaft wäre daher ein Verfahren, bei dem nur an wenigen wichtigen Punkten kompressibel gerechnet werden würde, ansonsten jedoch die Berechnung der Hydraulik inkompressibel erfolgt. Auch ist die Berücksichtigung von Beschränkungen der Zustandsgrößen bisher nicht zufriedenstellend und numerisch optimal gelöst.

2.1.5.2 Inkompressibler Ansatz zur Hydrauliksimulation

Borchsenius beschreibt in [2] und [3] eine alternative Vorgehensweise zur Hydrauliksimulation. Die Kernidee ist dabei, die kompressible Modellierung der Knoten durch eine inkompressible Modellierung zu ersetzen. An die Stelle der Knoten-Differentialgleichung (2.10) tritt eine algebraische Zwangsbedingung für die Volumenströme. Diese alternative Vorgehensweise soll am Beispiel einer Blende mit zwei Druckknoten dargestellt werden (Abbildung 2.4). In der herkömmlichen kompressiblen Beschreibung ohne Modellierung der Leitungen ist folgendes

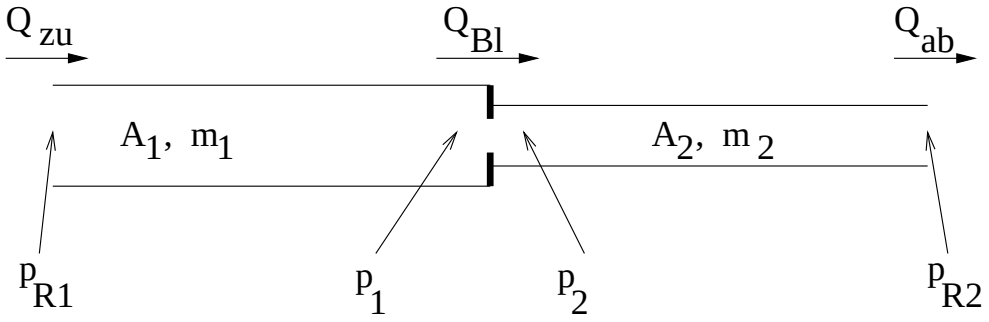

Abbildung 2.4: Blende mit zwei Druckknoten

Gleichungssystem aufzustellen:

$$\dot{p}_1 = \frac{E}{V_1}(Q_{zu} - Q_{Bl}) \tag{2.35}$$

$$\dot{p}_2 = \frac{E}{V_2}(Q_{Bl} - Q_{ab}) \tag{2.36}$$

$$Q_{Bl} = \alpha_0 A_{Bl}\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt{p_1 - p_2} \tag{2.37}$$

Im einfachen Fall, wenn also keine Leitungen mit berücksichtigt werden, ist $p_1 = p_{R1}$ und $p_2 = p_{R2}$ und die Volumenströme Q_{zu} und Q_{ab} sind anzugeben. Mit Leitungen ist $p_1 \neq p_{R1}$ und $Q_{zu} = Q_{zu}(p_{R1}, p_1)$, sowie $p_2 \neq p_{R2}$ und $Q_{ab} = Q_{ab}(p_2, p_{R2})$.

Im Grunde wird für die Druckknoten auf beiden Seiten der Blende die Kontinuitätsgleichung angewendet. Betrachtet man das Gesamtsystem im quasistationären Zustand, so muss ebenfalls die Kontinuitätsgleichung gelten. Es ist dann die Volumenstrombilanz für Q_{zu} und Q_{ab}:

$$Q_{zu} - Q_{ab} = A_1 v_{zu} - A_2 v_{ab} = \begin{pmatrix} A_1 & -A_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} v_{zu} \\ v_{ab} \end{pmatrix} = W^T \overrightarrow{v} = 0. \tag{2.38}$$

Gleichung (2.38) beschreibt eine inkompressible Formulierung der Kontinuitätsgleichung, welche sich auch als Zwangsbedingung für die Volumenströme bzw. Strömungsgeschwindigkeiten im Sinne der klassischen Mechanik betrachten lässt. Aus (2.38) folgt, dass die Strömungsgeschwindigkeiten v_1 und v_2 nicht mehr unabhängig voneinander sind, sondern ineinander überführt werden können. Es gilt

damit:

$$\overrightarrow{v} = \begin{pmatrix} v_{zu} \\ v_{ab} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ \frac{A_1}{A_2} \end{pmatrix} \cdot v_{zu}.$$

Unbekannt sind die Geschwindigkeiten v_{zu} und v_{ab}. Sie lassen sich über die Impulsgleichungen für die Leitungen berechnen:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{v}_{zu} \\ \dot{v}_{ab} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} A_1 p_1 \\ -A_2 p_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1 p_{R1} - f_1 \\ -A_2 p_{R2} - f_2 \end{pmatrix} = \overrightarrow{f}. \tag{2.39}$$

An den Leitungsenden wirken die Drücke p_{R1} und p_{R2}, f_1 und f_2 sind Druckverluste in den Leitungen. Aufgrund der geschwindigkeitsbasierten Formulierung ist für die Blende der Druckverlust abhängig von den Strömungsgeschwindigkeiten anzugeben:

$$p_1 - p_2 = f_{Bl}(\overrightarrow{v}). \tag{2.40}$$

Fasst man die zu berücksichtigenden Gleichungen (2.39), (2.38) und (2.40) zusammen, so ergibt sich das Gleichungssystem:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 & A_1 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & -A_2 \\ A_1 & -A_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{v}_{zu} \\ \dot{v}_{ab} \\ p_1 \\ p_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1 p_{R1} - f_1 \\ -A_2 p_{R2} - f_2 \\ 0 \\ f_{Bl}(\overrightarrow{v}) \end{pmatrix}. \tag{2.41}$$

Über eine Matrixinversion werden dann die Zustandsänderungen und die Drücke in den inkompressiblen Knoten berechnet.

Gleichungen dieser Art und Form kommen ebenfalls in der Starrkörpermechanik mit Bindungen vor. Durch die Zwangsbedingungen kann die Ordnung des DGL-Systems reduziert werden. Von der numerischen Seite her ist das DGL-System einfacher zu lösen, da durch die inkompressible Formulierung die Gleichungen nicht mehr steif sind.

Neben der dargestellten Blende lassen sich auch andere hydraulische Komponenten inkompressibel und mit Zwangsbedingungen formulieren. Dies ist insbesondere der Fall für Elemente, die geöffnet oder geschlossen sein können und damit die Strömung auch unterbinden können. In diesem Fall tritt an die Stelle der Volumenstromgleichung $Q_j = Q_j(\{p_i\})$ eine weitere Zwangsbedingung $v_i = 0$.

Auch bei derartigen Systemen mit einseitigen Bindungen sind die Methoden aus der Starrkörpermechanik anwendbar.

Ist im Beispiel (Abbildung 2.4) die Blende geschlossen, kann eine beliebige Druckdifferenz an der Blende vorliegen, der Volumenstrom ist jedoch 0:

$$A_1 v_{zu} = 0 \quad , \quad A_2 v_{ab} = 0. \tag{2.42}$$

Im Gleichungssystem (2.41) ist die Gleichung (2.40) durch eine Zwangsbedingung von (2.42) auszutauschen:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 & A_1 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & -A_2 \\ A_1 & -A_2 & 0 & 0 \\ A_1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{v}_{zu} \\ \dot{v}_{ab} \\ p_1 \\ p_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1 p_{R1} - f_1 \\ -A_2 p_{R2} - f_2 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \tag{2.43}$$

Die Lösung erfolgt über eine Matrixinversion.

Die inkompressible Modellierung hydraulischer Systeme zeigt einige interessante Perspektiven auf: Die Differentialgleichungen sind nicht mehr steif aufgrund der Kompressibilität. Es lassen sich somit schnelle Standardalgorithmen zur Integration anwenden. Auch sind die Integrationsschrittweiten größer wählbar. Die Simulation wird damit insgesamt deutlich schneller ([2], [3]). Da dieselben Methoden zur Beschreibung von ein- und zweiseitigen Bindungen wie in der Mechanik angewandt werden, erfolgt die Kombination von hydraulischen und mechanischen Komponenten auf derselben Beschreibungsbasis. Begrenzungen von Zustandsgrößen, wie z.B. die Lage von Schiebern, können einfach als Zwangsbedingungen eingeführt werden. Die Lösung des Systems erfolgt in allen Fällen geschlossen. Es sind damit keine Kunstgriffe mit Federkennlinien mehr notwendig, um näherungsweise eine Begrenzung der Zustandsgrößen zu erreichen.

Bei der kompressiblen Modellierung werden die Drücke integriert und die Volumenströme anhand der Drücke aus algebraischen Gleichungen ermittelt. Bei der inkompressiblen Modellierung hingegen werden die Strömungsgeschwindigkeiten und damit die Volumenströme integriert, die Drücke werden anhand der Geschwindigkeiten aus algebraischen Gleichungen berechnet. Es wird desweiteren die Massenträgheit des Öls berücksichtigt.

2.2 Modellierung von Getriebe und Fahrzeug

Die in den folgenden Abschnitten dargestellte Modellierung von Getriebe und Fahrzeug ist die Basis, um einen Gangwechsel mit einem Planetensatz beschreiben und in seinen wesentlichen Effekten nachvollziehen zu können. Die Modellierung ist so strukturiert, dass Messgrößen, die die Dynamik des Antriebsstrangs bestimmen und beeinflussen, direkt in der Simulation als Eingangsgrößen verwendet bzw. direkt mit Messungen verglichen werden können. Die Eingangsgrößen sind das Motormoment und die Drücke der Bremse B1 sowie der Kupplung K1. Es wird kein Motormodell verwendet, da das Motormoment als Messgröße zur Verfügung steht. Als Vergleichsgrößen dienen die Drehzahlen. Eine vergleichbare Modellierung ist bei Haj-Fraj [15] zu finden.

2.2.1 Modellaufbau und -struktur

Die Modellierung des Fahrzeugs wird auf die Längsbewegung des Fahrzeugs beschränkt. Im Modell wird zudem die Längsbewegung auf eine Drehbewegung reduziert. Damit kann jede charakteristische Fahrzeugkomponente durch einen rotierenden Starrkörper dargestellt werden. Je ein Starrkörper wird modelliert für:

- Motor und Pumpe (J_{Mot}, J_P)
- Turbine und Hohlrad (J_T, J_H)
- Planetenträger mit Planeten, Restgetriebe und Gelenkwelle (J_{PT}, J_{P23}, J_{GW})
- Sonne (J_S)
- Fahrzeugmasse (J_{Fzg})

Teile, die in der Simulation als Starrkörper modelliert und zusammengefasst sind, haben dieselbe Farbe in Abbildung 2.5.

Das Fahrzeugmodell hat vier mechanische Freiheitsgrade:

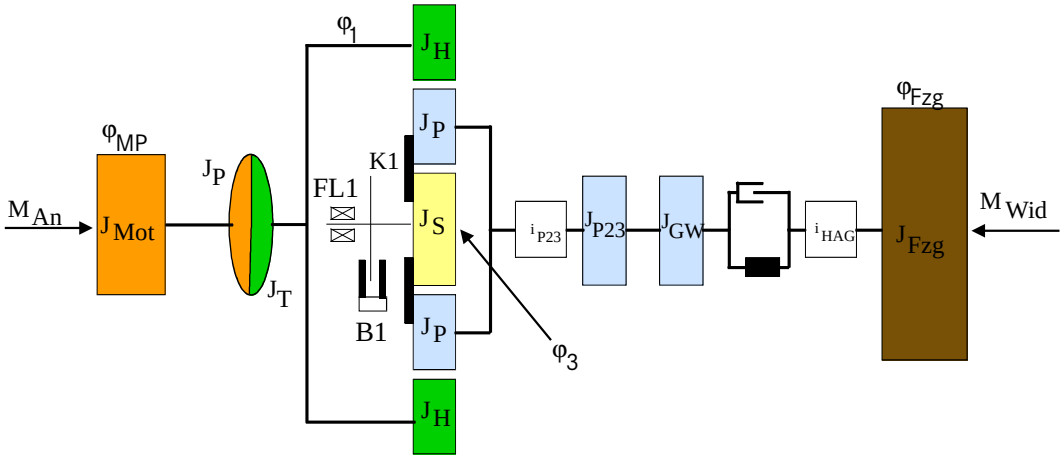

Abbildung 2.5: Aufbau des Triebstrangmodells

- Motor und Pumpe: φ_{MP}
- Planetensatz und Restgetriebe: $\overrightarrow{\varphi_{P1}}^T = (\varphi_1, \varphi_3)$
- Fahrzeugmasse: φ_{Fzg}

Für die Untersuchung der Schaltqualität ist die Modellierung der 1. Triebstrangeigenfrequenz ausreichend. Alle Elastizitäten wie Reifenfeder, Seitenwellen und Gelenkwelle werden auf eine Elastizität reduziert. Im Modell wird diese Elastizität durch die Gelenkwelle dargestellt.

Die Freiheitgrade des Triebstrangmodells lauten in vektorieller Schreibweise:

$$\overrightarrow{\varphi} = \begin{pmatrix} \varphi_{MP} \\ \varphi_1 \\ \varphi_3 \\ \varphi_{Fzg} \end{pmatrix}. \tag{2.44}$$

Die Drehzahlen sind die Ableitung der Lagekoordinaten (2.44):

$$\overrightarrow{\dot{\varphi}} = \overrightarrow{n} = \begin{pmatrix} n_{MP} \\ n_1 \\ n_3 \\ n_{Fzg} \end{pmatrix}. \tag{2.45}$$

Der mechanische Zustand des Fahrzeugmodells ist damit:

$$\overrightarrow{q} = \begin{pmatrix} \overrightarrow{\varphi} \\ \overrightarrow{n} \end{pmatrix}. \tag{2.46}$$

Die Gleichungen des Fahrzeugmodells werden auf Basis der Drehzahlen aufgestellt.

2.2.2 Kinematik des Fahrzeugmodells

2.2.2.1 Definition der Übersetzung

Die Übersetzung i ist der Quotient aus Antriebsdrehzahl und Abtriebsdrehzahl bzw. der Quotient der Zähnezahlen von Abtrieb und Antrieb:

$$i = \frac{n_{Antrieb}}{n_{Abtrieb}} = \frac{Z_{Abtrieb}}{Z_{Antrieb}}. \tag{2.47}$$

Die Leistungsbilanz im verlustfreien Fall lautet mit dem Antriebsmoment $M_{Antrieb}$ und dem Abtriebsmoment $M_{Abtrieb}$:

$$M_{Antrieb} n_{Antrieb} = M_{Abtrieb} n_{Abtrieb}. \tag{2.48}$$

Daraus folgt die Momentenübersetzung:

$$M_{Abtrieb} = \frac{n_{Antrieb}}{n_{Abtrieb}} M_{Antrieb} = i \cdot M_{Antrieb}. \tag{2.49}$$

2.2.2.2 1. Planetensatz

Der 1. Planetensatz wird über die Turbinenwelle am Hohlrad (J_T, J_H) angetrieben. Der Abtrieb ist der Planetenträger (J_P, J_{P23}, J_{GW}). Aus dieser Konstruktion folgt, dass die Übersetzung des Planetensatzes mit der Sonne (J_S) bestimmt wird. Die dem Problem angepassten Freiheitsgrade sind die Drehzahl n_1 des Hohlrades und die Drehzahl n_3 der Sonne. Für die Drehzahl n_2 des Planetenträgers gilt damit:

$$n_2 = n_2(n_1, n_3). \tag{2.50}$$

Folgende Größen sind aus der Spezifikation des Planetensatzes zu entnehmen bzw. folgen aus dessen Aufbau:

- Radius der Sonne r_S mit $r_S \sim Z_S$
- Radius des Hohlrades r_H mit $r_S \sim Z_H$
- daraus resultiert der Planetenradius: $r_{Pl} = \frac{r_H - r_S}{2}$
- Radius des Planetenträgers: $r_{PT} = r_H - r_{Pl} = r_S + r_{Pl} = \frac{r_H + r_S}{2}$

Um die Drehzahl n_2 zu berechnen, werden die Geschwindigkeiten an den Kontaktpunkten Planet-Hohlrad (v_1) und Planet-Sonne (v_2) betrachtet:

$$v_1 = (r_S + 2r_{Pl})n_1 = (r_S + r_{Pl})n_2 + r_{Pl}n_{Pl} \tag{2.51}$$

und

$$v_2 = r_S n_3 = (r_S + r_{Pl})n_2 - r_{Pl}n_{Pl}. \tag{2.52}$$

Dabei ist n_{Pl} die Planetendrehzahl. Nach Addition der Gleichungen folgt:

$$n_2 = \frac{r_H}{r_H + r_S}n_1 + \frac{r_S}{r_H + r_S}n_3 \tag{2.53}$$

Unter Berücksichtigung der Freiheitsgrade n_1 und n_3, sowie den kinematischen Beziehungen lassen sich die Ableitungen der Drehzahlen schreiben als:

$$\begin{pmatrix} \dot{n}_1 \\ \dot{n}_2 \\ \dot{n}_3 \\ \dot{n}_{Pl} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \frac{r_H}{r_H+r_S} & \frac{r_S}{r_H+r_S} \\ 0 & 1 \\ \frac{r_H}{r_H-r_S} & \frac{-r_S}{r_H-r_S} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{n}_1 \\ \dot{n}_3 \end{pmatrix}. \tag{2.54}$$

In Matrix-Schreibweise mit generalisierten Koordinatenvektoren lautet die Gleichung:

$$\vec{\dot{z}} = Q\overrightarrow{\dot{n}_{P1}}. \tag{2.55}$$

2.2.2.3 2. und 3. Planetensatz und Hinterachsgetriebe

Da nur die 1-2-Schaltung betrachtet wird, werden die Planetensätze 2 und 3 des Restgetriebes nicht explizit modelliert. Sie werden durch eine gemeinsame

Übersetzung i_{P23} dargestellt. Die Abtriebsdrehzahl des Getriebes ist:

$$n_{Ab} = \frac{n_2}{i_{P23}} \tag{2.56}$$

Analog ist das Hinterachsgetriebe modelliert. Es hat die Übersetzung i_{HAG}. Die Drehzahl des Hinterachsgetriebes n_{HAG} wird definiert zu:

$$n_{HAG} = i_{HAG} n_{Fzg}, \tag{2.57}$$

mit der Raddrehzahl n_{Fzg}.

2.2.3 Bewegungsgleichungen des Fahrzeugmodells

2.2.3.1 Der Motor

Der Motor ist als Drehmasse modelliert und wird durch die direkte Vorgabe des Momentes M_{Mot} angeregt. Das Trägheitsmoment setzt sich aus dem des Motors und der Pumpe des Wandlers zusammen:

$$J_{MP} = J_{Mot} + J_P. \tag{2.58}$$

Die Winkelbeschleunigung folgt aus dem Impulssatz:

$$\dot{n}_{MP} = \frac{1}{J_{MP}} \left(M_{Mot} - M_P \right). \tag{2.59}$$

2.2.3.2 Planetengetriebe

Der für die 1-2-Schaltung relevante 1. Planetensatz ist mit allen Kraftelementen (K1, B1 und Freilauf 1) modelliert. Die Planetensätze 2 und 3 werden durch eine auf den Planetenträger reduzierte Trägheitsmasse und die Übersetzung i_{P23} abgebildet.

1. Planetensatz

In Abbildung 2.6 sind die Beziehungen zwischen den Momenten und den Zahnkräften veranschaulicht. Damit ergeben sich durch Anwendung des Drehimpuls-

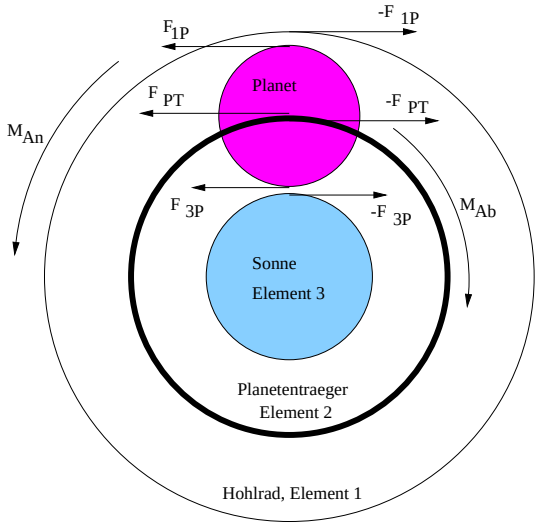

Abbildung 2.6: Kräfte an einem Planetensatz

satzes und unter Berücksichtigung aller äußeren Momente folgende dynamische Beziehungen:

1. Hohlrad:
$$\dot{n}_1 = \frac{1}{J_1}\left(M_{An} - N r_h F_{1P}\right) \tag{2.60}$$
mit $J_1 = J_T + J_H$.

2. Planetenträger:
$$\dot{n}_2 = \frac{1}{J_{PT}}\left(N\frac{r_H + r_S}{2}F_{PT} - M_{K1} - M_{Ab}\right) \tag{2.61}$$

3. Sonne:
$$\dot{n}_3 = \frac{1}{J_S}\left(-N r_S F_{3P} + M_{K1} - M_{B1Fl1}\right) \tag{2.62}$$

4. Planeten:
$$\dot{n}_{Pl} = \frac{1}{J_{Pl}}\left(r_{Pl}F_{1P} - r_{Pl}F_{3P}\right) \tag{2.63}$$

Zusätzlich ist der Impulssatz zu betrachten, da die Planeten auf dem Planetenträger eine translatorische Bewegung ausführen:

$$m_P\frac{r_H + r_S}{2}\cdot\dot{n}_2 = \left(F_{1P} + F_{3P} - F_{PT}\right). \tag{2.64}$$

Die Masse der Planeten m_P ist mit dem Satz von Steiner im Trägheitsmoment des Planetenträgers entsprechend der Anzahl N der Planeten zu berücksichtigen.

Analog zu Gleichung (2.54) können die dynamischen Gleichungen zusammengefasst werden:

$$\begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{PT} + Nm_P\left(\frac{r_H+r_S}{2}\right)^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_S & 0 \\ 0 & 0 & 0 & NJ_{Pl} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{n}_1 \\ \dot{n}_2 \\ \dot{n}_3 \\ \dot{n}_{Pl} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{An} - Nr_H F_{1P} \\ N\frac{r_H+r_S}{2}(F_{1P}+F_{3P}) - M_{Ab} - M_{K1} \\ -Nr_S F_{3P} + M_{K1} - M_{B1Fl1} \\ Nr_P(F_{1P}-F_{3P}) \end{pmatrix} \tag{2.65}$$

mit

$$J'_{PT} = J_{PT} + Nm_P\left(\frac{r_H+r_S}{2}\right)^2 \tag{2.66}$$

bzw. kurz geschrieben:

$$M_z \overrightarrow{\dot{z}} = \overrightarrow{h_z}(t, M_{An}, M_{Ab}, M_{K1}, M_{B1Fl1}) \tag{2.67}$$

mit $\overrightarrow{z}^T = (n_1, n_2, n_3, n_{Pl})$. Setzt man nun Gleichung (2.55) in Gleichung (2.67) ein und multipliziert mit Q^T von links, so ergibt sich:

$$M\overrightarrow{\dot{n}_{P1}} = \overrightarrow{h}(t, \{M_i\}) \tag{2.68}$$

mit $M = Q^T M_Z Q$, $\overrightarrow{h}(t, \{M_i\}) = Q^T \overrightarrow{h_z}(t, \{M_i\})$ und $\overrightarrow{n_{P1}}^T = (n_1, n_3)$. Die Zahnkräfte sind dabei entfallen, da sie innere Kräfte sind. Erhalten geblieben sind die äußeren Momente. In Komponenten lautet diese Gleichung:

$$\begin{pmatrix} J_1 + i_1^2 J'_{PT} + Ni_2^2 J_{Pl} & i_1(1-i_1)J'_{PT} - i_2(1-i_2)NJ_{Pl} \\ i_1(1-i_1)J'_{PT} - i_2(1-i_2)NJ_{Pl} & (1-i_2^2)J'_{PT} + J_S + N(1-i_2)^2 J_{Pl} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \dot{n}_1 \\ \dot{n}_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} M_{An} - i_1(M_{Ab} + M_{K1}) \\ i_1 M_{K1} - M_{B1FL1} - (1-i_1)M_{Ab} \end{pmatrix} \tag{2.69}$$

mit $i_1 = \frac{r_H}{r_H + r_S}$ und $i_2 = \frac{r_H}{r_H - r_S}$. Wenn man die Momente noch zu einem Vektor zusammenfasst und nach $\overrightarrow{\dot{n}_{P1}}$ auflöst, lautet die Gleichung:

$$\overrightarrow{\dot{n}_{P1}} = M^{-1}\Theta \begin{pmatrix} M_{An} \\ M_{Ab} \\ M_{K1} \\ M_{B1FL1} \end{pmatrix} = B \begin{pmatrix} M_{An} \\ M_{Ab} \\ M_{K1} \\ M_{B1FL1} \end{pmatrix} \tag{2.70}$$

mit der Matrix der Momentenfaktoren:

$$\Theta = \begin{pmatrix} 1 & -i_1 & -i_1 & 0 \\ 0 & -(1 - i_{1)} & i_1 & -1 \end{pmatrix}. \tag{2.71}$$

Die Matrix B kann in zwei Zeilenvektoren aufgespalten werden:

$$B = \begin{pmatrix} \overrightarrow{b_1} \\ \overrightarrow{b_2} \end{pmatrix} \tag{2.72}$$

2. und 3. Planetensatz

Die Trägheitsmomente des 2. und 3. Planetensatzes werden auf den Planetenträger des 1. Planetensatzes reduziert und zu diesem addiert. Genauso wird mit dem Trägheitsmoment der Gelenkwelle verfahren. Als Formel lautet das gesamte effektive Trägheitsmoment des Planetenträgers:

$$J_{PT,ges} = J_{PT}^{'} + \frac{J_{P3}}{i_{P3}^2} + \frac{J_{P2} + J_{GW}}{i_{P23}^2}. \tag{2.73}$$

Es sind J_{P2} und J_{P3} die Trägheitsmomente der Planetensätze 2 und 3. Die Größe $J_{PT,ges}$ ist dann an die Stelle der Größe $J_{PT}^{'}$ in (2.69) einzusetzen.

2.2.3.3 Fahrzeugmasse

Aus der Fahrzeugmasse m_{Fzg} und dem dynamischen Radradius r_{dyn} wird nach dem Satz von Steiner das Trägheitsmoment des Fahrzeug berechnet:

$$J_{Fzg} = m_{Fzg} r_{dyn}^2. \tag{2.74}$$

Damit ergibt sich für die Raddrehzahl:

$$\dot{n}_{Fzg} = \frac{1}{J_{Fzg}} \left(i_{HAG} M_{GW} - M_{Wid}(n_{Fzg}) \right) \tag{2.75}$$

mit dem Moment M_{GW} der Gelenkwelle, der Übersetzung des Hinterachsgetriebes i_{HAG}, sowie dem Moment M_{Wid}, das sich aus dem Luftwiderstand ($\sim n_{Fzg}^2$) und dem Rollwiderstand zusammensetzt.

2.2.4 Kraftelemente des Fahrzeugmodells

2.2.4.1 Der Wandler

Das Moment des Wandlers folgt aus dem Verhältnis

$$\nu = \frac{n_1}{n_{MP}}. \tag{2.76}$$

Auf der Seite der Pumpe ergibt sich im Zug-Betrieb folgendes Moment:

$$M_P = M_P(\nu) = k \cdot \lambda(\nu) \cdot n_{MP}^2. \tag{2.77}$$

Dabei ist $\lambda = \lambda(\nu)$ die Leistungszahl, k die Wandlerkonstante. Das Turbinenmoment wird noch zusätzlich durch die Wandlerüberhöhung

$$\mu = \mu(\nu) = \frac{M_T}{M_P} \tag{2.78}$$

bestimmt. Damit gilt für die Turbine:

$$M_T = M_T(\nu) = \mu(\nu) \cdot M_P. \tag{2.79}$$

Im Schub-Betrieb, d.h. wenn das Fahrzeug den Motor treibt, also die Turbine eine höhere Drehzahl als die Pumpe hat, müssen Pumpe und Turbine vertauscht werden. Wird der Wandler genauer modelliert, so sind auch spezielle Kennlinien von $\mu(\nu)$ und $\lambda(\nu)$ für den Schubzustand ins Modell einzubringen. Im Abbildung 2.7 ist eine typische Wandlercharakteristik im Zugbetrieb dargestellt.

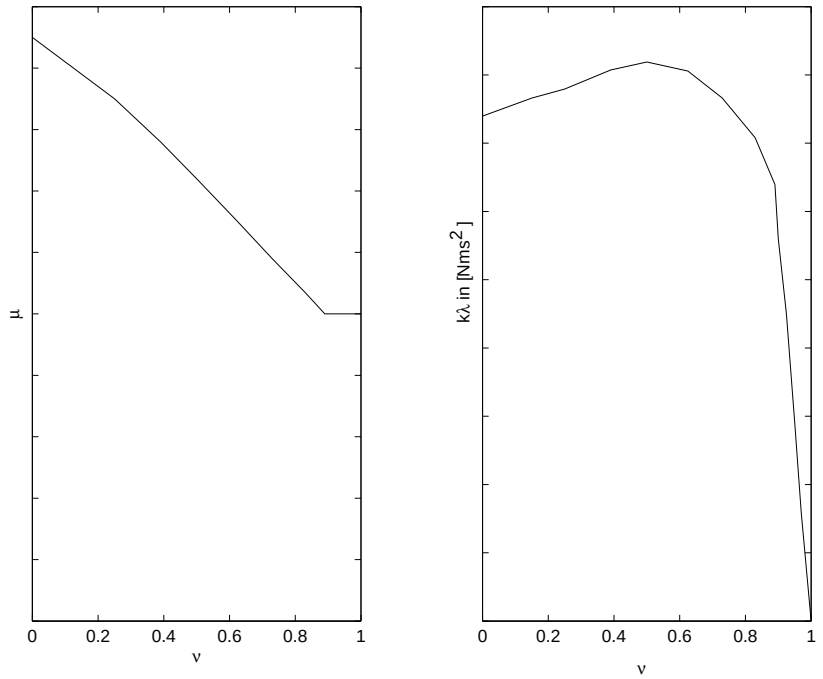

Abbildung 2.7: Wandlercharakteristik $\mu(\nu)$ und $k \cdot \lambda(\nu)$

2.2.4.2 Modellierung der Kupplung K1

Eine Kupplung ist ein Kraftelement mit nichtlinearem Verhalten. Die Nichtlinearität folgt aus der Gleit- und Haftreibung. Ob Haftreibung oder Gleitreibung vorliegt ist abhängig von der Differenzdrehzahl der Kupplungsflächen, dem übertragbaren Moment und dem zu übertragenden Moment.

Gleitreibung: Der Fall der Gleitreibung liegt vor, wenn zwischen beiden Kupplungsflächen eine Differenzdrehzahl

$$\Delta n_{K1} \neq 0 \tag{2.80}$$

vorliegt. Die Kupplung überträgt abhängig vom Vorzeichen der Differenzdrehzahl und vom Zustand des Triebstrangs das Moment:

$$M_{K1} = \begin{cases} M_{Gleit} & bei \quad \Delta n_{K1} > 0 \\ -M_{Gleit} & bei \quad \Delta n_{K1} < 0 \end{cases} \tag{2.81}$$

Dabei ist M_{Gleit} das mit den Reibelementen aktuell übertragbare Moment.

Haftreibung: Der Fall der Haftreibung liegt vor, wenn beide Kupplungsseiten dieselbe Drehzahl haben:

$$\Delta n_{K1} = 0. \tag{2.82}$$

Weiter muss das zu übertragende Moment im Betrag kleiner als das übertragbare Moment M_{Gleit} sein. Das zu übertragende Moment kann mittels der Zwangsbedingung

$$\Delta \dot{n}_{K1} = 0 \tag{2.83}$$

nach der Methode der Lagrangemultiplikatoren für Zwangsbedingungen bestimmt werden. Der Lagrangemultiplikator ist dabei das zu übertragende Moment, welches notwendig ist, um die Differenzdrehzahl zu erhalten. Praktisch kann dies auch durch direktes Einsetzen der Zwangsbedingung (2.83) in die dynamischen Gleichungen (2.69) ermittelt werden. Dabei muss nach dem gesuchten Moment aufgelöst werden, hier M_{K1}. Das Zwangsmoment der Kupplung K1 lautet mit Gleichung (2.72):

$$M_{K1,Zwang} = \frac{\overrightarrow{b_1}\overrightarrow{m} - \overrightarrow{b_2}\overrightarrow{m}}{b_{23} - b_{13}} \tag{2.84}$$

mit $\overrightarrow{m}^T = (M_{An}, M_{Ab}, 0, M_{B1Fl1})$.

Gleiten→Haften: Der Übergang Gleiten→Haften kann nur bei Differenzdrehzahl $\Delta n_{K1} = 0$ stattfinden. Es wird dabei vom übertragbaren Moment M_{Gleit} auf das übertragene Moment (2.84) umgeschaltet. Dies bedeutet im Allgemeinen einen Momentensprung im Triebstrang.

Haften→Gleiten: Der Übergang Haften→Gleiten kann nur stattfinden, wenn das zu übertragende Moment (2.84) größer als das übertragbare Moment M_{Gleit} wird. Es wird dann vom Zwangsmoment auf das übertragbare Moment umgeschaltet.

Insgesamt gilt für die Kupplung K1:

$$M_{K1} = \begin{cases} M_{Gleit} & bei \quad \Delta n_{K1} > 0 \\ M_{K1,Zwang} & bei \quad \Delta n_{K1} = 0 \\ -M_{Gleit} & bei \quad \Delta n_{K1} < 0 \end{cases} . \tag{2.85}$$

2.2.4.3 Modellierung der Bremse B1 und des Freilaufs Fl1

Eine Bremse ist als Spezialfall einer Kupplung zu sehen, wobei eine Seite mit dem Gehäuse verbunden ist und damit eine Drehzahl konstant Null ist. Die Modellierung ist daher identisch mit der Kupplung K1.

Als weiteres Kraftelement kommt ein Freilauf Fl1 hinzu, welcher parallel zu Bremse B1 wirkt. Ein Freilauf ist ein Bauelement, welches sich in einer Drehrichtung drehen lässt und dabei *kein* Moment überträgt. In die Gegenrichtung ist jedoch keine Drehung möglich, der Freilauf stützt das gesamte angreifende Moment ab, welches mit dem Zwangsmoment identisch ist. Ein Freilauf ist anhand folgender Bedingung für die Differenzdrehzahl zu charakterisieren:

$$\Delta n_{Fl1} \geq 0. \tag{2.86}$$

Für die Bremse B1 und den Freilauf Fl1 ist ein gemeinsames Zwangsmoment in analoger Weise zur Kupplung K1 zu bestimmen. Das Zwangsmoment kann nicht für jedes Element einzeln ermittelt werden, da sich beide Elemente auf derselben Achse befinden und das gleiche Element (die Sonne) beeinflussen. Es ist das Zwangsmoment:

$$M_{B1Fl1,Zwang} = -\frac{\overrightarrow{b_2}}{b_{24}}\overrightarrow{m} \tag{2.87}$$

mit $\overrightarrow{m}^T = (M_{An}, M_{Ab}, M_{K1}, 0)$. Der Freilauf ermöglicht die Drehbewegung, sobald für das Zwangsmoment $M_{B1Fl1,Zwang} \geq 0$ gilt.

Wenn die Bremse B1 und der Freilauf Fl1 gleichzeitig wirken, ensteht das Problem der statischen Unbestimmtheit. In der Simulation wird diesem Problem begegnet, indem zuerst der Freilauf betrachtet wird. Kann dieser das Moment nicht mehr abstützen, wird die Bremse betrachtet. Kann auch diese das Moment nicht abstützen, setzt eine Drehbewegung in positiver Richtung ein, d.h. $\Delta n_{B1Fl1} > 0$. Es wirkt das übertragbare Moment der Bremse M_{Gleit}.

Es gilt also insgesamt:

$$M_{B1Fl1} = \begin{cases} M_{B1Fl1,Zwang} & bei \quad \Delta n_{Fl1} = 0 \\ M_{Gleit} & bei \quad \Delta n_{Fl1} > 0 \end{cases} . \tag{2.88}$$

2.2.4.4 Die Gelenkwelle

Die Gelenkwelle wird als Feder-Dämpfer-Element beschrieben. Das Moment der Gelenkwelle ird beschrieben durch:

$$M_{GW}(t) = C \cdot \int_0^t (n_{Ab}(\tau) - n_{HAG}(\tau))\, d\tau + D \cdot (n_{Ab}(t) - n_{HAG}(t)) \tag{2.89}$$

oder

$$M_{GW} = C \cdot \Delta\varphi + D \cdot (n_{Ab}(t) - n_{HAG}(t)). \tag{2.90}$$

2.2.4.5 Anmerkungen zur Berechnung der Zwangsmomente

Die Formeln zur Berechnung der Zwangsmomente lassen sich auch auf formalerem Wege ermitteln. Dazu wird eine holonom-skleronome Zwangsbedingung $g(\overrightarrow{n_{P1}})$ formuliert:

$$g(\overrightarrow{n_{P1}}) = -\overrightarrow{w}^T \cdot \overrightarrow{n_{P1}} = 0. \tag{2.91}$$

Im allgemeinen Fall kann die Zwangsbedingung auch vektorwertig sein, wobei w dann eine Matrix ist. Um die Zwangsbedingung mit den Bewegungsgleichungen (2.68) in Beziehung setzen zu können, muss sie nach der Zeit total differenziert werden. Es ist dann:

$$\dot{g}(\overrightarrow{n_{P1}}) = -\overrightarrow{w}^T \overrightarrow{\dot{n}_{P1}} = 0. \tag{2.92}$$

Die dynamische Gleichung wird mit einem Term aus Zwangsbedingung und Lagrangemultiplikator ergänzt und der entsprechende Freiheitsgrad gesperrt. Es ist dann:

$$\overrightarrow{\dot{n}_{P1}} = M^{-1}(\overrightarrow{h} + \overrightarrow{w}\lambda). \tag{2.93}$$

Setzt man diese Gleichung in die Zwangsbedingung (2.92) ein und löst nach λ auf, so ergibt sich:

$$\lambda = -\left(\overrightarrow{w}^T M^{-1} \overrightarrow{w}\right)^{-1} \left(\overrightarrow{w}^T M^{-1} \overrightarrow{h}\right). \tag{2.94}$$

Dabei ist λ das Moment, das notwendig ist, um die Zwangsbedingung einzuhalten und den Freiheitsgrad zu sperren. Im allgemeinen Fall kann λ auch ein Vektor sein.

2.2.5 Kopplung von Hydraulik- und Fahrzeugmodell

Die Kopplung von Hydraulik und Mechanik erfolgt über die Kupplung. Der Druck im Kupplungskolben bestimmt das maximal wirksame Moment in den Kupplungen des Fahrzeugmodells. Für das maximal übertragbare Moment gilt:

$$M(p_{K,eff}) = N r_m \mu_{ATF}(\Delta n_K) A p_{K,eff}. \tag{2.95}$$

Dabei ist $p_{K,eff}$ der effektiv auf die Lamellen wirkende Druck, N die Anzahl der Lamellen, r_m der mittlere Reibradius, A die Kolbenfläche und $\mu_{ATF}(\Delta n_K)$ der von der Differenzdrehzahl Δn_K abhängige Reibwert der Lamellen. Über die hydraulische Steuerung wird der Druck p_{Anst} eingestellt, welcher die Eigenschaften der jeweiligen Kupplung berücksichtigt. Dabei wird der notwendige Druck, um die Kolbenrückdruckfeder zu überdrücken und die Lamellen in Anlegeposition zu bringen, sowie der zusätzliche Druck, der sich aufgrund der Rotation der Kupplung durch die Fliehkräfte einstellt, berücksichtigt. Damit ist der effektive Druck, der das wirkende Moment bestimmt:

$$p_{K,eff} = p_{Anst} - p_{RFed} + \alpha \cdot n_K^2. \tag{2.96}$$

In dieser Formel ist p_{RFed} der Druck, der benötigt wird, um die Rückdruckfeder zu überdrücken und die Lamellen anzulegen, α ist der Koeffizient für den Beitrag der Kupplungsdrehzahl n_K und p_{Anst} der in der Hydraulik eingestellte Druck.

2.3 Das dynamische Verhalten der Hydraulik

In Kapitel 2.1 wurde eine detaillierte mathematische Modellierung hydraulischer Systeme vorgestellt. Für einen Überblick über das dynamische Verhalten eines Gesamtsystems ist die detaillierte Modellierung mit ihren Nichtlinearitäten eher unübersichtlich. Hilfreich ist eine globalere Sichtweise, wie sie bei linearen Regel-

systemen angewendet wird. Aufgrund der Nichtlinearitäten ist keine geschlossene Transformation vom Zeitbereich in den Frequenzbereich möglich. Eine Übertragungsfunktion des hydraulischen Systems kann damit nur über die Simulation im Zeitbereich ermittelt werden. Die Berechnung der Übertragungsfunktion erfolgt damit nur punktweise. Mit Hilfe der harmonischen Analyse wird Amplitude und Phase der komplexen Übertragungsfunktion bestimmt.

Anhand eines einfachen Beispielsystems wird untersucht, welche Hauptfaktoren die Dynamik der Hydraulik bestimmen und beeinflussen. Auf dieser Basis wird dargestellt, wie ein vereinfachtes phänomenologisches Modell abgeleitet werden kann. Das Beispielsystem ist ein Kupplungskolben mit einer vorgeschalteten Blende. Untersucht werden sollen der Einfluss der Kupplungsfeder, der Blende und der Reibung auf die Dynamik von Druck und Federkraft.

2.3.1 Harmonische Analyse

Mit der harmonischen Analyse (Isermann [16], Natke [27]) kann das Frequenzverhalten eines nichtlinearen Systems $\overrightarrow{N}(\overrightarrow{x}, \overrightarrow{u})$ in einem Arbeitspunkt $\overrightarrow{u_0}$ bestimmt werden. Für das System gelte die Differentialgleichung:

$$\overrightarrow{\dot{x}} = \overrightarrow{f}(\overrightarrow{x}, \overrightarrow{u}). \tag{2.97}$$

Es soll das Frequenzverhalten der Zustandsgröße x_i in Bezug auf die Eingangsgröße u_k im Arbeitspunkt $\overrightarrow{u_0}$ untersucht werden. Die Zustandsgröße x_i muss dazu im Arbeitspunkt eine stationäre Lösung (Fixpunkt) haben, also:

$$\dot{x}_i = f_i(\overrightarrow{x}, \overrightarrow{u_0}) = 0. \tag{2.98}$$

Aus dieser Gleichung folgt ein stationärer Wert für x_i:

$$x_{i,0} = x_i(\overrightarrow{u_0}). \tag{2.99}$$

Der Frequenzgang $A_{ik}(\omega) = f(\omega; x_i(\overrightarrow{u_0}), \hat{u}_k)$ kann dann mit dem folgenden Algorithmus ermittelt werden:

1. Das System in den Fixpunkt $x_{i,0}$ konvergieren lassen,

2. das System mit einer Frequenz ω anregen:

$$\overrightarrow{\dot{x}} = \overrightarrow{f}(\overrightarrow{x}, \overrightarrow{u_0} + \hat{u}_k \sin(\omega t) \cdot \overrightarrow{e_k}). \tag{2.100}$$

   Die Dauer der Anregung muss über eine ganzzahlige Anzahl von Perioden erfolgen.

3. Die Berechnung der Fourierkoeffizienten aus dem mittelwertfreien Signal (Mittelwert=Fixpunkt $x_{i,0}$):

$$a_1(\omega) = \langle x_i - x_{i,0} \mid \cos(\omega t) \rangle \tag{2.101}$$

   und

$$b_1(\omega) = \langle x_i - x_{i,0} \mid \sin(\omega t) \rangle \,. \tag{2.102}$$

4. Die Verstärkung des Systems folgt aus der komplexen Betragsbildung:

$$\hat{x}_i(\omega) = \sqrt{a_1^2 + b_1^2} \tag{2.103}$$

   mit

$$A_{ik}(\omega) = \frac{\hat{x}_i}{\hat{u}_k}. \tag{2.104}$$

5. Für die Phasenbeziehung des Systems folgt analog:

$$\varphi_{ik}(\omega) = \arctan(\frac{b_1}{a_1}). \tag{2.105}$$

Der Frequenzgang des Systems kann durch wiederholtes Durchführen der Punkte 1 bis 5 näherungsweise ermittelt werden.

Bei einem nichtlinearen System kann der Einfluss der Nichtlinearität mittels der höheren Koeffizienten der Fourier-Analyse betrachtet werden. Das nichtlineare System wird, sofern es keine Unstetigkeiten enthält, in eine Taylorreihe entwickelt:

$$f_i(\overrightarrow{x}, \overrightarrow{u}) = f_i(\overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{u_0}) + \frac{\partial f_i(\overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{u_0})}{\partial u_k}(u_k(t) - u_{k,0}) + \frac{1}{2}\frac{\partial^2 f_i(\overrightarrow{x_0}, \overrightarrow{u_0})}{\partial u_k^2}(u_k(t) - u_{k,0})^2 + \cdots \tag{2.106}$$

Mit dem Ansatz $(u_k(t) - u_{k,0}) = \hat{u}_k \sin(\omega t)$ folgt:

$$(u_k(t) - u_{k,0})^2 = \frac{1}{2}\hat{u}_k^2(1 - \cos(2\omega t)). \tag{2.107}$$

Anhand der Additionstheoreme der trigonometrischen Funktionen sieht man, dass bei nichtlinearen System auch die höheren harmonischen Frequenzen auftreten können.

2.3.2 Anpassung von Übertragungsfunktionen

Die mittels der orthogonalen Korrelation ermittelten Übertragungsfunktionen sollen in Beziehung zu bekannten linearen Übertragungsfunktionen gesetzt werden, um das Systemverhalten über bekannte Kenngrößen der linearen Regelungstechnik klassifizieren und einordnen zu können. Dies erfordert eine Anpassung der über die orthogonale Korrelation berechneten Fourier-Koeffizienten erster Ordnung an eine komplexe lineare Übertragungsfunktion $g(\omega; \overrightarrow{x})$. $\overrightarrow{x}$ ist der für die Anpassung freie Parametervektor der Übertragungsfunktion. Das nichtlineare Optimierungsproblem lautet:

$$F(\overrightarrow{x^*}) = \min_{\overrightarrow{x}} F(\overrightarrow{x}) \tag{2.108}$$

mit der zu minimierenden Zielfunktion $F(\overrightarrow{x})$. Als Zielfunktion werden die kleinsten Quadrate gewählt:

$$F(\overrightarrow{x}) = \sum_k \left(c_k\left((a_k + ib_k) - g(\omega_k; \overrightarrow{x})\right)\right)^2 \tag{2.109}$$

mit den komplexen Funktionswerten $a_k + ib_k$ und dem Gewichtsfaktor c_k.

Die gesamte Übertragungsfunktion hat die Form (Föllinger [10]):

$$g(\omega; \overrightarrow{x}) = K \cdot \prod_\nu g_{PT1,\nu}(\omega; \omega_{\nu,0}) \cdot \prod_\mu g_{PT2,\mu}(\omega; \omega_{\mu,0}) \tag{2.110}$$

mit den Übertragungsfunktionen

$$g_{PT1,\nu}(\omega; \omega_{\nu,0}) = \frac{1}{1 - i\frac{\omega}{\omega_{\nu,0}}} \tag{2.111}$$

und

$$g_{PT2,\mu}(\omega;\omega_{\mu,0}) = \frac{1}{1 + 2id_\mu \frac{\omega}{\omega_{\mu,0}} - \frac{\omega^2}{\omega_{\mu,0}^2}}. \tag{2.112}$$

Numerisch einfacher und genauer als die Anpassung von (2.109) ist jedoch die Anpassung der logarithmierten Übertragungsfunktion. Es kann eine Entkoppelung von Amplitude und Phase vorgenommen werden. Die Übertragungsfunktion der Amplitude lautet:

$$F_a(\overrightarrow{x}) = \sum_k c_k^2 \left(\log|a_k + ib_k| - \log|K| - \sum_\nu \gamma_{PT1,\nu} - \sum_\mu \gamma_{PT2,\mu} \right)^2 \tag{2.113}$$

mit $\gamma_{PT1,\nu} = \log|g_{PT1,\nu}(\omega_k)|$ und $\gamma_{PT2,\mu} = \log|g_{PT2,\mu}(\omega_k)|$. Die Übertragungsfunktion der Phase lautet:

$$F_\varphi(\overrightarrow{x}) = \sum_k c_k^2 \left(\arg(a_k + ib_k) - \arg K - \sum_\nu \varphi_{PT1,\nu} - \sum_\mu \varphi_{PT2,\mu} \right)^2 \tag{2.114}$$

mit $\varphi_{PT1,\nu} = \arg g_{PT1,\nu}(\omega_k;\omega_{\nu,0})$ und $\varphi_{PT2,\mu} = \arg g_{PT2,\mu}(\omega_k;\omega_{\mu,0})$. In den beiden obigen Formeln ist c_k der Gewichtungsfaktor der einzelnen Funktionswerte und $\overrightarrow{x}$ der Vektor aller freien Optimierungsparameter:

$$\overrightarrow{x} = (K, \{\omega_{\nu,0}\}, \{\omega_{\mu\,0}, d_\mu\}) \tag{2.115}$$

Da mit (2.113) und (2.114) Amplitude und Phase getrennt sind, lautet das Optimierungsproblem:

$$F(\overrightarrow{x^*}) = \min_{\overrightarrow{x}} \left(\frac{1}{2} \|F_\alpha(\overrightarrow{x})\|_2^2 + \frac{1}{2} \|F_\varphi(\overrightarrow{x})\|_2^2 \right). \tag{2.116}$$

Die Minimierung der Funktion (2.116) kann mit einem Newton-Verfahren oder dem Levenberg-Marqart-Algorithmus ([32]) erfolgen.

In den folgenden Kapiteln werden die auf Basis der harmonischen Analyse ermittelten Übertragungsfunktionen an ein PT2-Glied angepasst. Die freien Parameter sind dabei:

$$\overrightarrow{x} = (\log|K|, \arg K, \omega\, d). \tag{2.117}$$

Die Darstellung erfolgt in der für die Optimierung nach (2.116) angepassten Form.

2.3.3 Kupplungsmodell mit linearer Feder

In einem ersten Ansatz soll die Übertragungsfunktion in Abhängigkeit von der Federkonstanten und der Blende betrachtet werden. Dazu werden die Gleichungen (2.18), (2.20), (2.21) und (2.22) ausgewertet. Die Coulomb-Reibung $F_C(\dot{x})$ und die Newton'sche Reibung R werden vernachlässigt. Es werden bei einer Amplitude $\hat{p}$ und einem Grunddruck $p_0 > \hat{p}$ folgende Parameterkombinationen untersucht:

1. lineare Feder mit der Federkonstanten C_0 und dem Blendendurchmesser $A_{K,zu}$
2. lineare Feder mit der Federkonstanten $2C_0$ und dem Blendendurchmesser $A_{K,zu}$
3. lineare Feder mit der Federkonstanten $2C_0$ und dem Blendendurchmesser $2A_{K,zu}$

Für das Fahrzeug sind dabei die Übertragungsfunktionen für den internen Kupplungsdruck p_K und die Kupplungskraft F_K als Maß für das übertragene Kupplungsmoment relevant. In Abbildung 2.8 ist mit Betrag und Phase die Übertragungsfunktion $G_p(\omega; C, A) = \frac{p_K(\omega;C,A)}{\hat{p}}$ dargestellt, in Abbildung 2.9 die Übertragungsfunktion $G_F(\omega) = \frac{F_K(\omega;C,A)}{\hat{p}}$.

Es zeigt sich das für schwingungsfähige Systeme typische Tiefpass-Verhalten beim Kupplungsdruck $p_K(\omega)$ und bei der Kupplungskraft $F_K(\omega)$. Weiter ist eine deutliche Abhängigkeit von den Parametern Federkonstante und Blendendurchmesser zu beobachten.

Das Ergebnis der Parameteranpassung der berechneten Übertragungsfunktionen an eine PT2-Übertragungsfunktion der Form

$$G_{PT2}(\omega) = \frac{K}{1 + 2d\frac{\omega}{\omega_0} + \frac{\omega^2}{\omega_0^2}} \tag{2.118}$$

ist in Tabelle 2.1 dargestellt. In (2.118) ist ω_0 die Eigenfrequenz, d die Dämpfung und K der komplexe Verstärkungsfaktor.

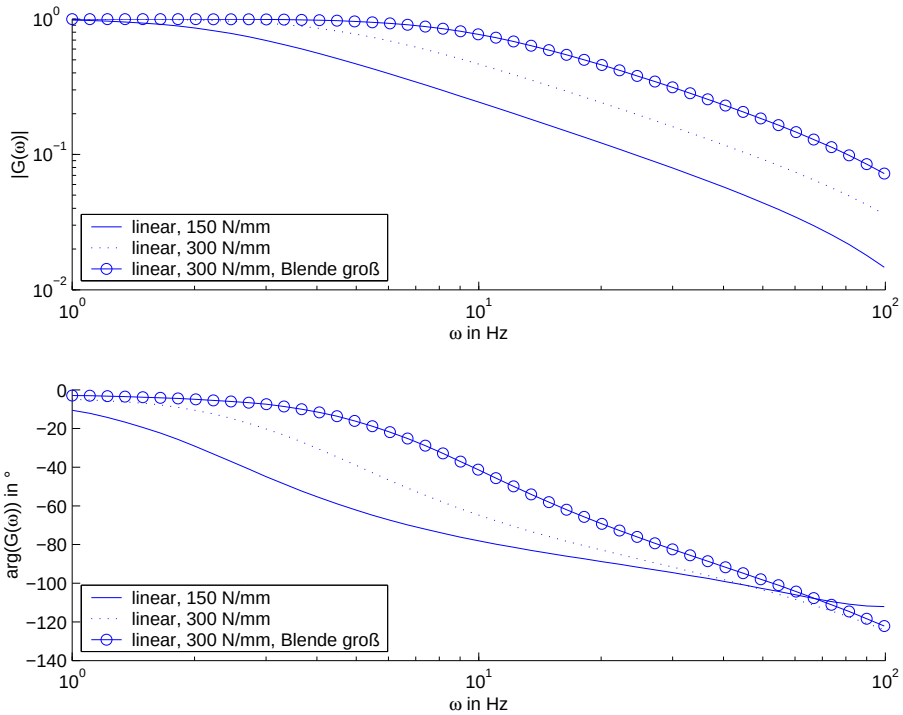

Abbildung 2.8: Übertragungsfunktion des Drucks der linearen Kupplung

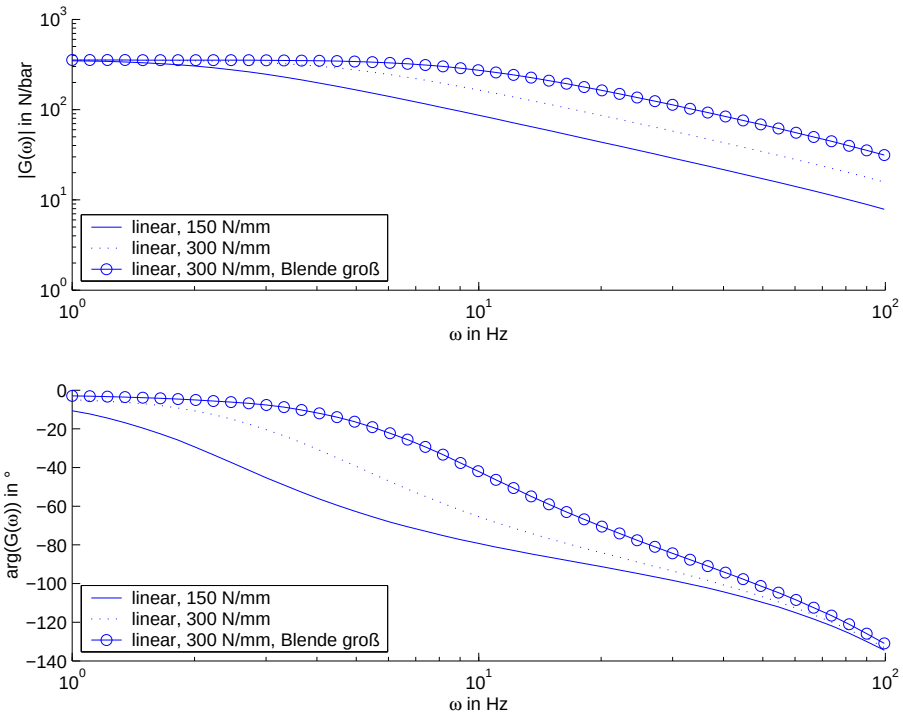

Abbildung 2.9: Übertragungsfunktion der Kupplungskraft der linearen Kupplung

Übertragungsfunktion	$K \left[\frac{N}{bar}\right]$	d	$\omega_0 \left[\frac{rad}{s}\right]$
$G_p(\omega; C_0, A_{K,zu})$	1.08+0.21i	3.29	15.02
$G_F(\omega\ C_0, A_{K,zu})$	376.71+59.08i	2.81	13.84
$G_p(\omega\ 2C_0, A_{K,zu})$	1.03+0.17i	2.12	21.21
$G_F(\omega; 2C_0, A_{K,zu})$	362.74+54.53i	1.97	20.55
$G_p(\omega; 2C_0, 2A_{K,zu})$	1.00+0.11i	1.58	32.95
$G_F(\omega; 2C_0, 2A_{K,zu})$	354.12+33.86i	1.44	31.38

Tabelle 2.1: Parameter der PT2-Übertragungsfunktionen

Vergleicht man die Parameter der Funktionen $G_{p,F}(\omega; C_0, A_{K,zu})$ mit denen der Funktionen $G_{p,F}(\omega; 2C_0, A_{K,zu})$ und $G_{p,F}(\omega; 2C_0, 2A_{K,zu})$ so ist folgender Trend zu erkennen: Wie bei einem System 2. Ordnung erwartet, wird durch Vergrößerung der Federkonstanten die Eigenfrequenz ω_0 vergrößert. Jedoch wird die Dämpfung des Systems vom fließenden Volumenstrom und der damit gekoppelten Nichtlinearität mitbestimmt. Dabei kommen wiederum zwei Effekte zum Tragen. Dies ist erstens ein geringerer Widerstand der Blende bei geringerem Volumenstrom, was in der Dämpfungskonstanten d von $G_{p,F}(\omega; 2C_0, A_{K,zu})$ deutlich wird. Zweitens wird der Widerstand durch eine Vergrößerung der Blende verringert, was bei den Funktionen $G_{p,F}(\omega; 2C_0, 2A_{K,zu})$ deutlich wird. Die Eigenfrequenz der Funktionen $G_p(\omega)$ ist in allen Fällen größer als die der Funktionen $G_F(\omega)$. Dies bedeutet, dass keine starre Kopplung zwischen internem Kupplungsdruck und der Kolbendynamik besteht und die Übertragungsfunktion auch von der Kompressibilität des Öls geprägt wird.

2.3.4 Kupplungsmodell mit nichtlinearer Federkennlinie

Aus der Linearität der Modellierung folgt direkt, dass das System unabhängig vom gewählten Grunddruck und damit unabhängig vom Arbeitspunkt ist. Wie schon im vorigen Abschnitt diskutiert wurde, gibt es eine Abhängigkeit zwischen der Übertragungsfunktion und der Federkraft. Die Kupplung eines Automatikgetriebes hat eine nichtlineare Federkennlinie. Aufgrund dieser Abhängigkeit ergibt sich eine Abhängigkeit der Übertragungsfunktion von der Kolbenposition und damit vom Grunddruck p_0. In Abbildung 2.10 sind die Amplituden der Übertragungsfunktionen $G_p(\omega; C(p_0), A_{K,zu})$ und $G_F(\omega; C(p_0), A_{K,zu})$ dargestellt.

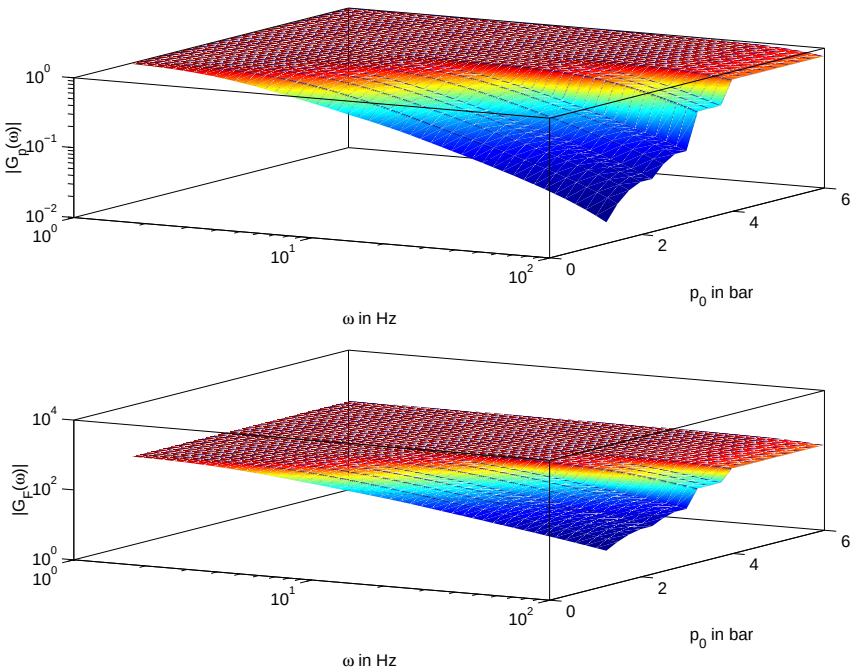

Abbildung 2.10: 3D-Darstellung der Übertragungsfunktion von Druck und Kraft

Die Parameteranpassung der PT2-Funktion an die berechneten Übertragungsfunktionen liefert Parameter, die abhängig vom Grunddruck p_0 sind. Dargestellt sind in Abbildung 2.11 die Eigenfrequenz $\omega_0(p_0)$ und die Dämpfung $d(p_0)$ von Kupplungsdruck und -kraft. Der Verlauf der Dämpfung $d(p_0)$ zeigt wiederum eine deutliche Abhängigkeit von der Federkonstanten $C(p_0) = \frac{dF_K(p)}{dp}\,|_{p_0}$ am Arbeitspunkt p_0. Je größer die Federkonstante ist, desto geringer ist das durch die Blende fließende Ölvolumen, wodurch auch der Widerstand der Blende geringer wird. Dies bewirkt einen monoton fallenden Gesamtwiderstand $d(\omega_0)$. Die Eigenfrequenz $\omega(p_0)$ steigt monoton mit der Federkonstanten $C(p_0)$. Weiter ist die Eigenfrequenz des internen Kupplungsdrucks $\omega_p(p_0)$ größer als die der Kupplungskraft $\omega_F(p_0)$, was als nicht starre Kopplung zwischen internem Kupplungsdruck und der Kupplungskraft zu interpretieren ist.

2.3.5 Einfluss von Reibung

In den bisherigen Betrachtungen wurde der Einfluss der Reibung nicht berücksichtigt. Die Reibung des Kupplungskolbens setzt sich aus den Beiträgen von viskoser

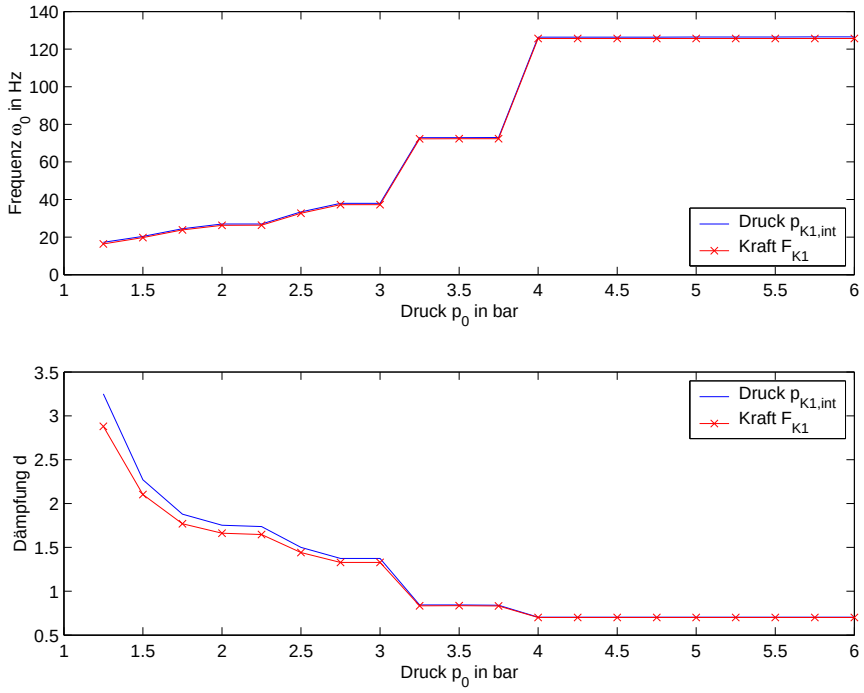

Abbildung 2.11: Verlauf von Eigenfrequenz und Dämpfung

und Coulomb'scher Reibung zusammen. Beide Anteile sind unter anderem von der Temperatur abhängig. Die charakteristischen Größen für die Reibung können in der Praxis nur abgeschätzt werden, denn zum Temperatureinfluss kommen noch Material- und Bauteilstreuungen hinzu. Daher soll hier nur der prinzipielle Einfluss der Reibung auf das Systemverhalten betrachtet werden.

In Abbildung 2.12 sind die Übertragungsfunktionen des internen Kupplungsdrucks mit linearer Feder ohne Reibung, mit viskoser Reibung und mit Coulomb'scher Reibung dargestellt. Analog stellt Abbildung 2.13 die Übertragungsfunktionen der jeweiligen Kupplungskraft dar.

Vergleicht man den Verlauf der Übertragungsfunktionen werden folgende Effekte deutlich:

- Durch den Einfluss der Reibung wird die Dynamik des Drucks im Kupplungszylinder unabhängig von der des Kupplungskolbens. Das Verhalten des Drucks ist dann eher als PT1-Verhalten zu interpretieren (siehe auch Tabelle 2.2).

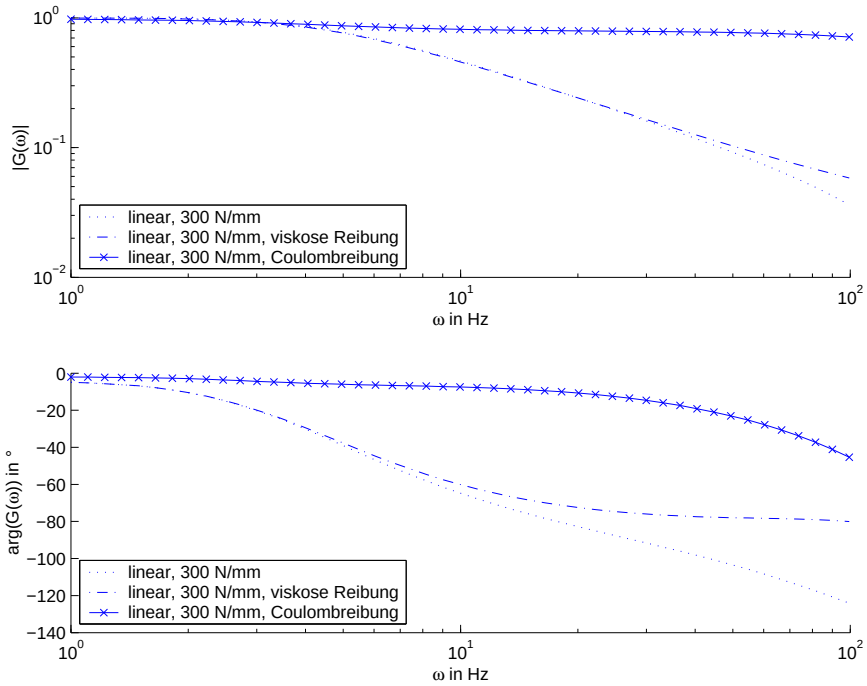

Abbildung 2.12: Übertragungsfunktion des Drucks mit viskoser und Coulomb'scher Reibung

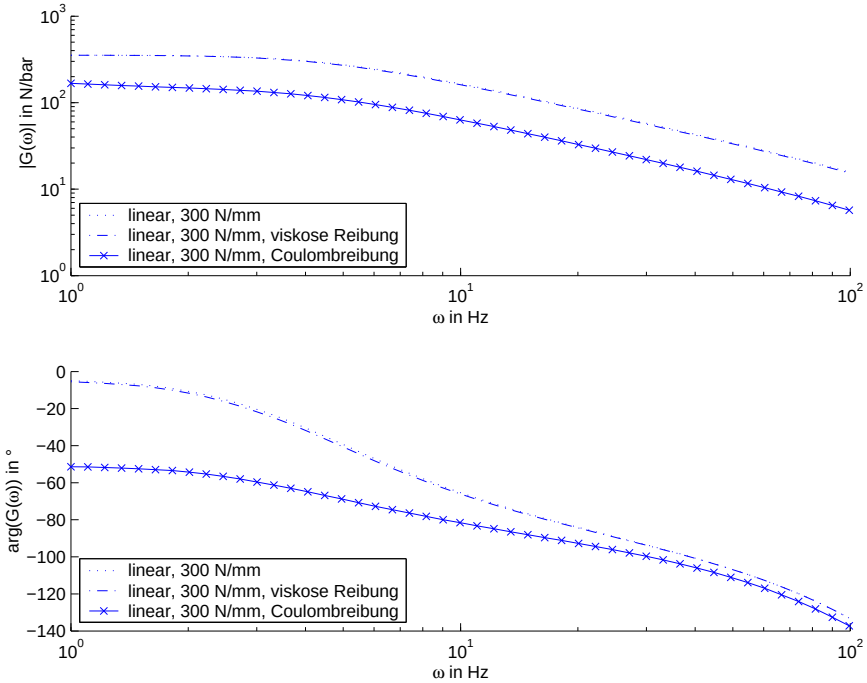

Abbildung 2.13: Übertragungsfunktion der Kraft mit viskoser und Coulomb'scher Reibung

- Die Übertragungsfunktionen der Kraft sind als PT2-Funktionen näherungsweise bestimmbar.

- Die Coulomb'sche Reibung bewirkt eine deutlich verkleinerte Amplitude und eine wesentlich vergrößerte Phase in der Übertragungsfunktion als ein Kupplungskolben ohne Reibung bzw. mit ausschließlich viskoser Reibung. Dies ist die unmittelbare Folge der Grenzreibungskraft F_C von (2.19), die durch den Druck überwunden werden muss, um den Kolben zu bewegen.

Tabelle 2.2 enthält die Parameter der Anpassung an die PT2-Funktion, im Falle der Kupplungsdrücke auch die Parameter der Anpassung an die PT1-Funktion zum Vergleich. Der Optimierungsalgorithmus ist nicht stabil für die Parame-

Übertragungsfunktion	$K\ \left[\frac{N}{bar}\right]$	d	$\omega_0\ \left[\frac{rad}{s}\right]$
$G_p(\omega; 2C_0, A_{K,zu})$	1.03+0.17i	2.12	21.21
$G_F(\omega\ 2C_0, A_{K,zu})$	362.74+54.53i	1.97	20.55
$G_p(\omega\ 2C_0, A_{K,zu}, R)$	(1.03+0.15i)	(6.86)	(70.86)
$G_p(\omega\ 2C_0, A_{K,zu}, R)$ als PT1	1.05+0.13i	-	4.91
$G_F(\omega; 2C_0, A_{K,zu}, R)$	(363.31+52.02i)	(2.01)	(20.44)
$G_p(\omega; 2C_0, 2A_{K,zu}, F_C)$	0.82-0.11i	4.37	863.83
$G_p(\omega; 2C_0, 2A_{K,zu}, F_C)$ als PT1	0.87-0.03i	-	117.79
$G_F(\omega; 2C_0, 2A_{K,zu}, F_C)$	274.52-56.35i	3.02	31.01

Tabelle 2.2: Parameter der angepassten Übertragungsfunktionen

teranpassung der PT2-Übertragungsfunktionen an die berechnete Übertragungsfunktion des Drucks im Kupplungszylinder. Die Entkoppelung von $G_p(\omega)$ und $G_F(\omega)$ bedeutet, dass das PT1-Verhalten nach (2.20) mit $Q_{ab} \approx 0$ im Falle hoher Reibung immer stärker zum Tragen kommt. Bei der Parameteranpassung ist der Algorithmus bestrebt, die PT1-Funktion mit einer PT2-Funktion anzunähern. Dieses Verhalten kann durch den Grenzübergang

$$\omega_{0,PT2} \to \infty\ ,\ d \to \infty \tag{2.119}$$

mit der Nebenbedingung

$$\frac{\omega_{0,PT2}}{2d} \to \omega_{0,PT1} \tag{2.120}$$

beschrieben werden. Der Algorithmus ist in diesem Fall instabil, da dieser in den Iterationen die Eigenfrequenz und die Dämpfung vergrößert. Der dabei durchgeführte Grenzübergang bewirkt, dass der quadratische Anteil zur Übertragungsfunktion verschwindet und nur ein linearer Anteil vorhanden bleibt. Vergleicht man die PT2-Parameter über (2.120) mit der Eigenfrequenz der PT1-Parameter, ergibt sich dieselbe Größenordnung. Also ist die PT1-Übertragungsfunktion statt der PT2-Übertragungsfunktion die physikalisch und numerisch sinnvolle Näherung.

2.3.6 Zusammenfassung der Ergebnisse

Das in den vorigen Abschnitten vorgestellte Verfahren ermöglicht eine Abbildung der Dynamik der nichtlinear geprägten Hydraulik durch ein lineares PT2-Modell. Dabei wurde das Zusammenspiel von Ansteuerung, internem Kupplungsdruck als Referenz für das Hydrauliksystem, und der mechanischen Komponente des Kupplungskolbens untersucht.

Die für das übertragbare Moment der Kupplung relevante Größe ist die Kraft F_K, mit der das Lamellenpaket zusammengedrückt wird. Die Übertragungsfunktion ist in allen Fällen als PT2-Funktion näherungsweise beschreibbar. Die Eigenfrequenz ω_0 wird hauptsächlich durch die Federkonstante bestimmt. In die Dämpfung d gehen neben den Reibungsanteilen auch die dämpfenden Eigenschaften der nichtlinearen Hydraulik ein.

Die Übertragungsfunktion des Kupplungsdrucks p_K ist nicht direkt mit der Übertragungsfunktion der Kupplungskraft F_K verknüpft. Bei vernachlässigbarer Reibung sind die Übertragungsfunktionen vergleichbar. Kann die Reibung im Kupplungskolben nicht vernachlässigt werden, entwickelt p_K eine von F_K unabhängige Dynamik. Die dynamische Kopplung von Kupplungsdruck und Kupplungskraft wird aufgelöst. Wesentlichen Einfluss hat dabei auch die Größe der aktuell relevanten Federkonstanten im Vergleich zur Reibung.

Mit diesem Verfahren besteht die Möglichkeit, ein einfaches, auf beobachtbaren Effekten realisierbares, Hydraulikmodell in Steuergeräten zu implementieren. Für die Algorithmen in der Getriebesteuerung steht damit eine zusätzliche Information zur Verfügung. Die Algorithmen, die unmittelbar die Hydraulik betreffen, können modellbasiert ausgelegt und unterstützt werden.

Kapitel 3

Schaltungsablauf und Optimierung

3.1 Schaltungsarten und Schaltqualität

Abhängig von der Fahrsituation und dem Fahrzeugzustand sind unterschiedliche Schaltungsarten zu unterscheiden. Dies ist erstens die Richtung der Gangänderung, also Hochschaltung oder Rückschaltung. Zweitens sind die aktuellen Momentenverhältnisse ein Kriterium. Dies zeigt sich darin, dass die Drehzahländerung des Motors in Richtung der gewünschten Drehzahländerung des Gangwechsels verläuft oder dass sich der Motor in die Gegenrichtung bewegt. Wenn die Drehzahländerung von Motor und Gangwechsel in dieselbe Richtung geht, so spricht man von einer Freigabeschaltung. Der Motor ist während der Schaltung nur vom Getriebe zu trennen und erreicht von alleine die neue Zieldrehzahl, die dem neuen Gang entspricht. Anders sind die Verhältnisse bei Überhöhungsschaltungen. Hier ist die Richtung der Drehzahländerung des Motors entgegengesetzt der des Gangwechsels. Der Motor muss daher über ein zusätzliches Moment während des Schaltvorgangs in Richtung der Zieldrehzahl bewegt werden. Insgesamt ergeben sich durch Kombination vier unterschiedliche Schaltungsarten:

1. **Zug-Hoch-Schaltung:** Die Hochschaltung wird als Überhöhungsschaltung ausgeführt. Diese Schaltungsart ist typisch bei Beschleunigungsvorgängen. Sie läuft bei allen Motormomenten ab, wenn sich das Fahrzeug im Zug-Betrieb befindet.

2. **Schub-Hoch-Schaltung:** Die Hochschaltung wird als Freigabeschaltung ausgeführt. Diese Schaltungsart ist typisch am Ende einer Beschleunigungsphase, wenn das Antriebsmoment reduziert wird, oder sich das Fahrzeug im Schub-Betrieb befindet, z.B. bei Bergab-Fahrt. Das Motormoment ist bei dieser Schaltung eher niedrig.

3. **Schub-Rück-Schaltung:** Die Rückschaltung wird als Überhöhungsschaltung ausgeführt. Diese Schaltungsart ist typisch für Schaltungen, wenn das Fahrzeug abgebremst wird. Auch hier ist das Motormoment eher niedrig.

4. **Zug-Rück-Schaltung:** Die Schaltung wird als Freigabeschaltung ausgeführt. Diese Schaltungsart ist typisch bei der Einleitung von Beschleunigungsvorgängen. Es soll dabei der Motor in einen höheren Drehzahlbereich gebracht werden, um eine höhere Beschleunigungsleistung zu realisieren. Das Motormoment ist bei diesem Schaltungstyp nicht pauschal klassifizierbar, da es sich während der Drehzahländerung stark verändert.

Um die Aufgabe der Optimierung einer Schaltung lösen zu können, ist ein Optimierungsziel zu definieren. Desweiteren sind Kriterien zu formulieren, die es erlauben, eine Schaltung in Bezug auf das Optimierungsziel zu bewerten, bzw. einen Vergleich von Schaltungen unter Berücksichtigung des Optimierungsziels zu ermöglichen.

Im konkreten Anwendungsfall ist die Schaltqualität des Getriebes insgesamt zu optimieren. Dies bedeutet, dass jede einzelne Schaltung in Bezug auf das Optimierungsziel hin parametriert werden muss. Unter dem Begriff Schaltqualität ist dabei *eine Bewertung des gesamten Verlaufs einer Schaltung durch die Fahrzeuginsassen* zu verstehen (Gebert [12]). Die Bewertung einer Schaltung basiert auf Größen wie der Schaltdauer, der Längsbeschleunigung und dem Schaltruck, sowie dem mit der Drehzahländerung des Motors gekoppelten akustischen Eindruck. Hinzu kommt die Erwartung, wie sich das Getriebe in der aktuellen Situation verhalten sollte. Dies kann z.B. die Reaktionszeit sein zwischen Schaltbefehl und Beginn der Drehzahländerung.

Für die vier dargestellten Grundschaltungsarten kann damit kein übergreifendes Optimierungskriterium formuliert werden. Im Optimierungskriterium ist immer

die Fahrsituation und die Erwartungshaltung der Fahrzeuginsassen zu berücksichtigen.

Für die einzelnen Schaltungsarten sind folgende Beurteilungskriterien denkbar:

1. **Zug-Hoch-Schaltung:** Diese Schaltung wird in der Regel nicht durch direktes Agieren des Fahrers ausgelöst. Es werden daher keine besondere Anforderungen an die Reaktionszeit gestellt. Die Schaltung sollte jedoch möglichst sanft und mit minimalem Ruck ablaufen.

2. **Schub-Hoch-Schaltung:** Auf diese Schaltung können im Prinzip die Überlegungen der Zug-Hoch-Schaltung übertragen werden. Sie wird durch Fahrpedalbewegung des Fahrers ausgelöst.

3. **Schub-Rück-Schaltung:** Diese Schaltung kann durch Wählhebelaktionen des Fahrers als Bremsschaltung ausgeführt werden. Neben minimalem Ruck ist aufgrund der Wählhebelaktion eine kurze Reaktionszeit notwendig.

4. **Zug-Rück-Schaltung:** Diese Schaltung kann durch Fahrpedalbewegung des Fahrers ausgelöst werden. Neben minimalen Ruck erwartet der Fahrer einen schnellen Momentenaufbau zum Beschleunigen, eine kurze Reaktionszeit und nicht zu lange Schaltzeit.

Da bei allen Schaltungsarten minimaler Ruck im Kriterium vorkommt, wird die Optimierung am Beispiel der Zug-Hoch-Schaltung durchgeführt. Aus der Praxis ist bekannt, dass die Zug-Hoch-Schaltung eine der häufigsten Schaltungsarten ist, welche zudem im gesamten Momentenbereich des Motors angewendet wird und fast ausschließlich über das Schaltprogramm ausgelöst wird. Der Fahrer hat auf den Schaltzeitpunkt in diesem Fall keinen direkten Einfluss. An diese Schaltungsart werden daher die höchsten Qualitätsansprüche gestellt. Fazit: eine Schaltung, die nicht erwartet wird und zudem noch qualitativ bedenklich ist, kann beim Fahrer eine sehr schlechte Beurteilung hervorrufen.

3.2 Prinzipieller Ablauf einer Zug-Hoch-Schaltung

Gut wird die Schaltung eines Automatikgetriebes beurteilt, wenn sie vom Fahrer nicht bemerkt oder zumindest nicht als störend und unangenehm empfunden

wird. Ob und wann eine Schaltung stattfindet, ob sie dabei störend ist oder nicht, soll hier nicht behandelt werden. Im Folgenden soll dargestellt werden, wie eine Schaltung abläuft, wie sie sich auf das Fahrzeug auswirkt und damit auch vom Fahrer im Ablauf wahrgenommen wird (siehe auch Haj-Fraj [15]). Eine Schaltung hat zwei Phasen, die vom Fahrer wahrgenommen werden können. Diese sind:

1. die Überschneidungsphase und
2. die Überhöhungsphase, während der die Drehzahländerung stattfindet.

In Abbildung 3.1 sind die einzelnen Phasen mit dem zugehörigen Verlauf der Drehzahlen, des Turbinenmomentes und des Abtriebsmoments einer Überhöhungsschaltung zu sehen ([11]).

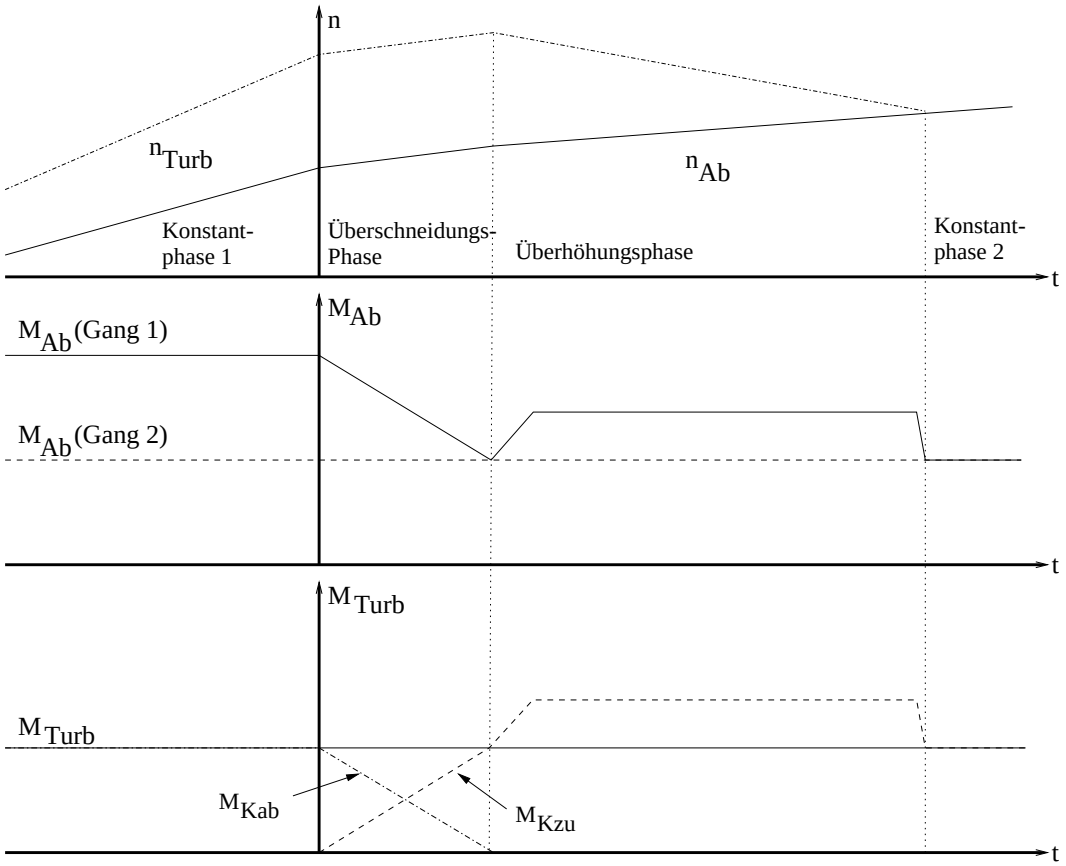

Abbildung 3.1: idealer Verlauf der Drehzahlen n_{Turb} und n_{Ab}, des Turbinenmomentes M_{Turb} und des Abtriebsmomentes M_{Ab} bei Standard-Ansteuerung

Die einzelnen Phasen haben folgende Bedeutung:

1. **Konstantphase 1**: Das gesamte Moment wird über die abzuschaltende Kupplung übertragen. Die zuschaltende Kupplung überträgt noch kein Moment. Jedoch müssen in der Steuerung Maßnahmen eingeleitet werden, so dass die zuschaltende Kupplung mit Beginn der nächsten Phase Moment übertragen kann. In der Hydraulik wird vom Stationärmodus in den Schaltmodus für den entsprechenden Gangwechsel geschaltet, der Kolben der zuschaltenden Kupplung wird mit Öl befüllt.

2. **Überschneidungsphase**: Die hydraulische Steuerung und die beteiligten Kupplungen sind auf die Schaltphase vorbereitet. Die zuschaltende Kupplung wird jetzt angesteuert und beginnt, Moment zu übertragen. Da im Beispiel der Folgegang eine geringere Übersetzung hat, wird das über beide Kupplungen gemeinsam übertragene Abtriebsmoment kleiner. Die zuschaltende Kupplung hat immer noch maximale Differenzdrehzahl, die abschaltende Kupplung hat noch Differenzdrehzahl 0. Von der abschaltenden Kupplung wird anteilig das Moment übertragen, das noch nicht über die zuschaltende Kupplung übertragen wird. Parallel dazu wird durch Absenken des Drucks in der abschaltenden Kupplung auch deren Übertragungsfähigkeit reduziert, so dass am Ende dieser Phase die Kupplung kein Moment mehr übertragen kann.

3. **Überhöhungsphase**: Die abschaltende Kupplung überträgt kein Moment mehr und kann jetzt beginnen eine Differenzdrehzahl aufzubauen. Die zuschaltende Kupplung reduziert die Differenzdrehzahl, indem durch ein zusätzliches Moment der Motor abgebremst wird und damit die Motordrehzahl reduziert wird. Dieses zusätzliche Moment der zuschaltenden Kupplung wird als Überhöhungsmoment bezeichnet. Diese Phase ist zu Ende, wenn die Differenzdrehzahl der zuschaltenden Kupplung 0 ist und die Kupplung in den Haftzustand übergeht.

4. **Konstantphase 2**: Der neue Gang ist geschaltet, die zugeschaltete Kupplung überträgt das gesamte Moment im haftenden Zustand. Die abgeschaltete Kupplung hat jetzt maximale Differenzdrehzahl. In dieser Phase erfolgt noch die Nachbereitung der Schaltung in der Hydraulik, indem die Hydraulik z.B. wieder in den Stationärzustand geschaltet wird.

3.2.1 Ein einfaches Fahrzeugmodell

Das in Kapitel 2.2 aufgestellte Fahrzeugmodell ist für die hier angestellte Betrachtung zu detailliert. Deshalb wird für die Untersuchung von Ansteuerungsprinzipien bei Zug-Hoch-Schaltungen ein einfaches auf die Problematik angepasstes Fahrzeugmodell aufgestellt und diskutiert. Ein besonderes Augenmerk gilt dabei den Phasen 2 (Überschneidung) und 3 (Überhöhung), sowie dem Übergang von Phase 2 nach Phase 3. Das Fahrzeugmodell muss hinreichend genau den Übergang darstellen können. Basis der Betrachtung sei ein Fahrzeugmodell mit drei Massen und einer Elastizität (Abbildung 3.2):

$$\dot{n}_{Turb} = \frac{1}{J_{Turb}}(M_{An} - M_{K1} - M_{K2}) \tag{3.1}$$

$$\dot{n}_{Ab} = \frac{1}{J_{ab}}(i_1 M_{K1} + i_2 M_{K2} - M_{GW}(\varphi, \Delta n)) \tag{3.2}$$

$$\dot{\varphi} = \Delta n = n_{Ab} - n_{HAG} \tag{3.3}$$

$$\dot{n}_{HAG} = \frac{i_{HAG}^2}{J_{Fzg}}(M_{GW}(\varphi, \Delta n) - M_{Wid}(n_{HAG})) \tag{3.4}$$

In der Gleichung ist n_{Turb} die Turbinendrehzahl, M_{Turb} das Antriebsmoment, n_{Ab} die Abtriebsdrehzahl, M_{K1} und M_{K2} die Kupplungsmomente, φ die Verwindung des Triebstrangs, n_{HAG} die Drehzahl am Hinterachsgetriebe, welche ein Maß für die Fahrzeuggeschwindigkeit ist. Das Modell hat somit drei mechanische Freiheitsgrade, die in diesem drehzahlorientierten Minimalmodell mit vier numerischen Freiheitsgraden dargestellt werden. Das Antriebsmoment ist:

$$M_{An} = M_{Turb} - M_{ME} \tag{3.5}$$

mit dem Turbinenmoment M_{Turb} und der Momentreduktion M_{ME} des Motors. Bei dem Modell wird die Näherung gemacht, dass der Wandler im Kupplungsbereich betrieben wird oder überbrückt ist. Dies bedeutet, dass für das Turbinenmoment $M_{Turb} \approx M_{Mot}$ gilt und sich damit auch die Momentenreduktion M_{ME} beim Motor direkt auf die Turbine auswirkt. Parameter der Gleichungen sind die Trägheitsmomente J_{Turb}, J_{Ab}, J_{Fzg}, sowie die Übersetzungen i_1 und i_2 der beiden

Gänge. Das Gelenkwellenmoment ist im Modell:

$$M_{GW}(\varphi, \Delta n) = C\varphi + D\Delta n \tag{3.6}$$

mit

$$\Delta n = n_{Ab} - n_{HAG} \tag{3.7}$$

und der Ersatz-Elastizitätskonstanten C, sowie der Ersatz-Dämpfungskonstanten D des Triebstrangs. In diesem Modell wird der Triebstrang nur durch eine Elastizität repräsentiert, damit ergibt sich auch nur eine Eigenfrequenz.

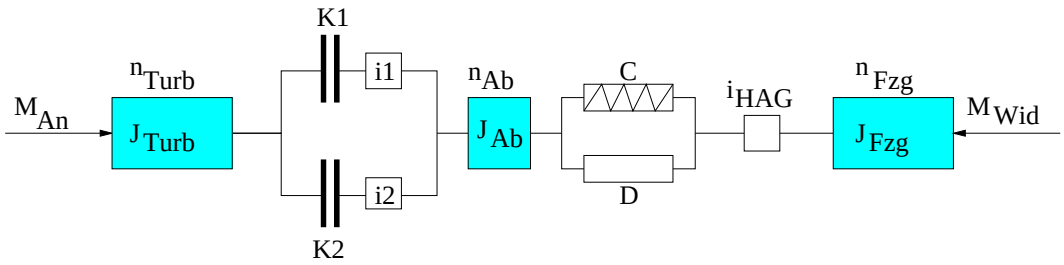

Abbildung 3.2: Fahrzeugmodell mit drei Massen und zwei Kupplungen

Bezogen auf die einzelnen Phasen des Schaltvorgangs sind unterschiedliche Modellkonfigurationen zu betrachten. Während der Phasen 1 und 2 haftet die Kupplung K1 noch, die Drehmassen J_{Turb} und J_{Ab} sind damit miteinander verbunden. Mathematisch wird dies durch folgende Zwangsbedingungen ausgedrückt:

$$n_{Turb} = i_1 n_{Ab} \tag{3.8}$$

$$\dot{n}_{Turb} = i_1 \dot{n}_{Ab} \tag{3.9}$$

Diese Zwangsbedingungen führen auf das Zwangsmoment:

$$M_{K1,Z} = \frac{1}{i_1^2 J_{Turb} + J_{Ab}} \left(J_{Ab} M_{Turb} + i_1 J_{Turb} M_{GW} - (i_1 i_2 J_{Turb} + J_{ab}) M_{K2} \right) \tag{3.10}$$

und die Differentialgleichung:

$$\dot{n}_{Ab} = \frac{1}{i_1^2 J_{Turb} + J_{ab}} \left(i_1 M_{Turb} - M_{GW} + (i_2 - i_1) M_{K2} \right). \tag{3.11}$$

Die Zwangsbedingung reduziert die Zahl der Freiheitsgrade im Fahrzeugmodell von vier auf drei. Turbine und Abtrieb sind nicht mehr unabhängig voneinan-

der. Die Turbinendrehzahl folgt dann aus Gleichung (3.9). In der Konstantphase 1 ist das Kupplungsmoment $M_{K2} = 0$, das gesamte Moment wird über die haftende Kupplung K1 übertragen. Die Kupplung K1 überträgt das Moment $M_{K1,Z}$. Überträgt Kupplung K2 das Moment M_{K2} in Phase 2, so wird das über Kupplung K1 übertragene Moment $M_{Z,K1}$ reduziert. Das von beiden Kupplungen übertragene Moment erhöht das an der Turbine wirkende Kupplungsmoment $M_{Kx,Turb} = M_{K1,Z} + M_{K2}$:

$$M_{Kx,Turb} = \frac{1}{i_1^2 J_{Turb} + J_{Ab}} \left(J_{Ab} M_{Turb} + i_1^2 J_{Turb} \frac{M_{GW}}{i_1} + i_1^2 J_{Turb} (1 - \frac{i_2}{i_1}) M_{K2} \right). \tag{3.12}$$

Die Beschleunigung der Turbine wird somit geringer. Am Abtrieb reduziert sich hingegen das Moment auf $M_{Kx,Ab} = i_1 M_{K1,Z} + i_2 M_{K2}$:

$$M_{Kx,Ab} = \frac{1}{i_1^2 J_{Turb} + J_{ab}} \left(J_{Ab}(i_1 M_{Turb}) + i_1^2 J_{Turb} M_{GW} - J_{Ab}(i_1 - i_2) M_{K2} \right). \tag{3.13}$$

Das Abtriebsmoment verhält sich also gegenläufig zur Ansteuerung von Kupplung K2, solange K1 haftet.

Der Übergang von Phase 2 in Phase 3, und damit der Strukturwechsel, findet statt, wenn das mit K1 übertragbare Moment M_{K1} folgende Ungleichung erfüllt:

$$M_{K1} \leq |M_{K1,Z}|. \tag{3.14}$$

Die Kupplung K1 beginnt zu rutschen. In Phase 3, der Überhöhungsphase, sind alle Freiheitsgrade voneinander unabhängig. Weiter kann aus den Gleichungen (3.10) und (3.14) das Überschneidungsmoment von K2 beim Strukturwechsel berechnet werden:

$$M_{K2,ueber} = \frac{1}{i_1 i_2 J_{Turb} + J_{Ab}} \left(J_{Ab} M_{Turb} + i_1^2 J_{Turb} M_{GW} - (i_1^2 J_{Turb} + J_{ab}) M_{K1} \right) \tag{3.15}$$

Desweiteren erfolgt der Strukturwechsel stetig. Zum Zeitpunkt des Übergangs ist die Beschleunigung des Abtriebs:

$$\dot{n}_{Ab,Phase2}(M_{K2,ueber}) = \dot{n}_{Ab,Phase3}(M_{K2,ueber}). \tag{3.16}$$

Durch den Strukturwechsel selbst entstehen keine Momentensprünge, die das

Fahrzeug zu Schwingungen anregen könnten.

Im Gegensatz zur Überschneidungsphase hat sich der Einfluss der Kupplungsmomente in der Überhöhungsphase verändert. M_{K2} erhöht jetzt das Abtriebsmoment und beschleunigt dabei den Abtrieb. Auf der Turbinenseite bremst M_{K2} weiter die Turbine ab, so dass diese auf das neue Drehzahlniveau gebracht werden kann.

3.2.2 Standard-Ablauf einer Überhöhungsschaltung

Auf Basis des einfachen Fahrzeugmodells (Abbildung 3.2) soll der Ablauf einer Zug-Hoch-Schaltung mit der klassischen (siehe Abbildung 3.1), allein auf die Turbine ausgerichteten, Vorgehensweise demonstriert werden. Nach Förster [11] bestimmt sich das Moment der abschaltenden Kupplung K1 allein aus dem Turbinenmoment und dem Moment der zuschaltenden Kupplung K2:

$$M_{K1} = M_{Turb} - M_{K2}. \tag{3.17}$$

Diese Gleichung folgt aus (3.10), wenn in (3.2) bis (3.4) und (3.6) die Grenzübergänge $C \to \infty$ und $J_{Fzg} \to \infty$ unter der Nebenbedingung $M_{GW} = const.$ betrachtet werden. Aus $C \to \infty$ folgt $n_{Ab} \to n_{HAG}$ und $\dot{n}_{Ab} \to \dot{n}_{HAG}$, der gesamte Triebstrang wird durch den Grenzübergang auf eine Masse reduziert:

$$J_{Ab,C\to\infty} = J_{Ab} + \frac{J_{Fzg}}{i_{HAG}^2}. \tag{3.18}$$

Die Basis der Überhöhungsschaltung nach Förster ist ein Zwei-Massen-Modell. Aus dem Grenzübergang $J_{Fzg} \to \infty$ folgt $J_{Ab,C\to\infty} \to \infty$ und damit Gleichung (3.17).

Legt man Gleichung (3.17) der Überschneidungsphase der Ansteuerung zugrunde, wird aufgrund des kleinen Trägheitsmomentes J_{Ab} und der verzögerten Reaktion des Gelenkwellenmomentes M_{GW} auf die Ansteuerung die Kupplung K1 losreißen. Die Haftungsbedingung (3.14) ist nicht mehr erfüllt. Dieses Ereignis tritt vor dem durch die Ansteuerung angestrebten Überschneidungsende ein, der Triebstrang

beginnt zu schwingen, angeregt durch die sich aufbauende Differenz der Momente:

$$\Delta M_{Ab} = M_{GW} - M_{Ab}. \tag{3.19}$$

Der Strukturwechsel erfolgt stetig, damit ist auch $\Delta M_{Ab}(t)$ stetig. Abbildung 3.3 zeigt das vorzeitige Losreißen der abschaltenden Kupplung noch während der Überschneidungsphase. Die Folge ist die Triebstrangschwingung während der restlichen Schaltung. Durch die Ansteuerung des Überhöhungsmomentes nach der Überschneidung wird der Triebstrang zusätzlich angeregt.

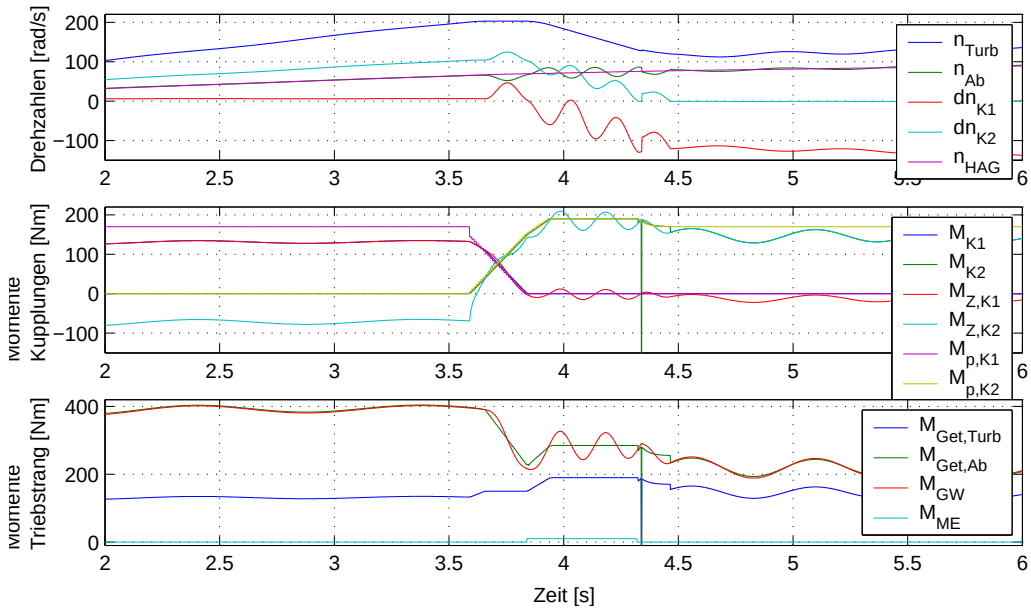

Abbildung 3.3: Simulation der Standard-Ansteuerung mit elastischem Triebstrang

In der Praxis ist die Situation nicht ganz so extrem, bei den unteren Gängen aber dennoch kritisch. Dies liegt vor allem am dynamischen Verhalten der Aktorik und der Hydraulik. Deren dämpfendes PT1-Verhalten bewirkt eine Verschmierung der angesteuerten exakten Überschneidung in Richtung einer positiven Überschneidung. Auch werden qualitativ kritische Schaltungen oftmals durch Freiläufe unterstützt, so dass das Losreißen und damit das physikalische Überschneidungsende sich leichter kontrollieren lassen. Der Freilauf stützt das in der Ansteuerung (3.17) nicht berücksichtigte zusätzliche Moment ab und verhindert so ein vorzeitiges Losreißen. Der Freilauf trägt damit maßgeblich zur Steigerung

der Schaltqualität bei.

Der mechanische und hydraulische Aufbau ist nur ein Baustein für die Schaltqualität. Als weiterer Baustein kommt bei elektronisch gesteuerten Getrieben die Software hinzu. Wird mittels der Software der in Abbildung 3.1 dargestellte Verlauf des Turbinenmomentes M_{Turb} und der Turbinendrehzahl n_{Turb} realisiert, so sind die Parameter zur Modellierung des Momentenverlaufs in der Ansteuerung vorzugeben. Der Verlauf des Turbinenmomentes wird durch vier Größen charakterisiert.

1. Die **Dauer der Überschneidung** t_{us}. Der Verlauf der Momente M_{K1} und M_{K2} ist durch den Algorithmus vorgegeben.

2. Das **Überhöhungsmoment** M_{ueb} bezogen auf das an der Turbine angreifende Moment. Damit ist das Moment an K2: $M_{K2} = M_{Turb} + M_{ueb}$. Da K2 rutscht, ist das Moment durch den Kupplungsdruck von K2 bestimmt. Zudem wird mit dem Moment M_{ueb} auch die Beschleunigung des Fahrzeugs während der Schaltung bestimmt.

3. Die **Dauer** t_{ueb} der Rampe auf das Überhöhungsmoment M_{ueb}.

4. Die **Höhe des Motoreingriffs** M_{ME}. Zusammen mit dem Überhöhungsmoment M_{ueb} ergibt sich insgesamt ein Verzögerungsmoment bezogen auf die Turbine
$$M_{verz} = M_{ueb} + M_{ME}, \tag{3.20}$$
welches ein Maß für den Verlauf von n_{Turb} ist und damit auch für die Gesamtschaltzeit.

Die Parameter t_{us}, M_{ueb}, t_{ueb} und M_{ME} sind typischerweise Kennlinien oder Kennfelder. Damit wird eine Abhängigkeit vom aktuellen Getriebe- und Fahrzustand realisiert, um in möglichst allen Situationen qualitativ optimale Schaltungen darstellen zu können. Die Aufgabe der Getriebeabstimmung besteht nun darin, die Kennfelder im Rahmen der technischen und physikalischen Randbedingungen so zu bestimmen, dass die Schaltungen in allen Situationen qualitativ optimal sind.

Neben den dargestellten Parametern, die die Dynamik des Getriebes in der Schaltphase beeinflussen, gibt es noch zusätzlich Parameter, die keinen unmittel-

baren Einfluss haben. Dazu zählen vor allem Parameter, die die Vorgänge in der Hydraulik zu Beginn der Schaltung beschreiben.

3.3 Optimierung mittels Parametervariation

Im vorherigen Kapitel wurden die Parameter zur Optimierung der Schaltung auf Basis des Steuerungsalgorithmus umrissen. Es sollen nun Optimierungsmöglichkeiten in Betracht gezogen, beleuchtet und in Beziehung gesetzt werden. Neben der reinen Parameter- und Kennfeldoptimierung in der Software werden auch Optimierungsmaßnahmen in der Hydraulik diskutiert.

Optimierungsmaßnahmen in der Hydraulik können jedoch, wenn sie das dynamische Verhalten der Hydraulik maßgeblich beeinflussen, Anpassungen in Software und Parametern nach sich ziehen. Durch gezielte Variation dynamikbestimmender Hydraulikparameter und einer Anpassung der Softwareparameter wird ein iterativer Algorithmus zur globalen Optimierung von Hydraulik und Ansteuerung diskutiert. (Zur Optimierung siehe auch Bork [4] und Gebert [12].)

Um eine Optimierung der Schaltung erfolgreich durchführen zu können, bedarf es noch der Beschreibung von Optimierungskriterien und -zielen. Es muss dabei der Übergang von weichen und unscharfen sprachlichen Beurteilungen zu harten mathematischen Formulierungen bewerkstelligt werden. Gebert [12] stellt ein Verfahren zur automatisierten Optimierung von Steuerungsparametern vor. Im Kern besteht das Optimierungsverfahren aus drei Komponenten:

1. Auf Basis der gemessenen Längsbeschleunigung $a(t)$ und des Rucks $\dot{a}(t)$ wird ein Bewertungskriterium ermittelt und damit ein objektives Maß für den Schaltkomfort dargestellt.

2. Mittels einer Sensitivitätsanalyse wird der Einfluss von Parametern der Steuerung auf das Bewertungskriterium analysiert. Die relevanten Parameter werden mit einer Bewertung ihres Beitrages zum Schaltkomfort extrahiert.

3. Mit einem Optimierungsansatz auf Basis der quadratischen Optimierung erfolgt die Bestimmung der zu variierenden Parameter. Damit verbunden

ist ein Ansatz statistischer Versuchsplanung, um effektive Fahrversuche zur Ermittlung der optimalen Parameter durchzuführen.

Bei diesem Verfahren wird ein Zusammenhang zwischen Komfort-Bewertung und Parametern auf algorithmischer Basis hergestellt. Wesentlich dabei ist, dass die Schaltung als Ganzes betrachtet wird und keine individuelle Bewertung einzelner Steuerungsphasen mit einem speziell angepassten Bewertungskriterium durchgeführt wird.

3.3.1 Optimierungsziele und Maße für die Schaltqualität

Neben der Optimierung bzgl. Schaltkomfort mit Beschleunigung und Ruck können weitere Optimierungskriterien und -ziele betrachtet werden. Bei jedem Schaltvorgang entsteht in dem rutschenden Schaltelement Wärme:

$$W_{schalt} = \int_0^{t_{schalt}} M_{zu}(t) \cdot \Delta n(t) dt \tag{3.21}$$

Die bei einer Schaltung entstehende Wärme darf eine obere Grenze, die durch die mechanische Kupplungsauslegung vorgegeben ist, nicht überschreiten. In der Regel ist die Optimierung der Schaltung nach dem Kriterium (3.21) in der Grundauslegung einer Schaltung zu berücksichtigen. Als weiteres Kriterium kann insbesondere bei Zug-Hoch-Schaltungen die Schaltzeit betrachtet werden. Dabei ist nicht die absolute Schaltdauer von Interesse, sondern es sollen die Schaltzeiten bei allen Motormomenten und Drehzahlen in etwa gleich sein, die Schaltzeit soll also in einem optimalen vorgegeben Intervall liegen:

$$t_{schalt} \in [t_{min}\ ,\ t_{max}]\ . \tag{3.22}$$

Die Kriterien (3.21) und (3.22) betrachten die gesamte Schaltung, analog zum Optimierungskriterium von Gebert [12] .

Es soll alternativ ein Ansatz diskutiert werden, bei dem einzelne Phasen und Phasenübergänge bei der Ansteuerung individuell optimiert werden. Bei einem elastischen Triebstrang ist das Gelenkwellenmoment M_{GW} nicht mit dem Moment $M_{Ab} = i_1 M_{K1} + i_2 M_{K2}$ der Kupplungen bezogen auf den Abtrieb identisch,

jedoch folgt M_{GW} in der Regel dem Verlauf von M_{Ab}. Als Kriterium kann das Folgeverhalten von M_{GW} betrachtet werden:

$$q_M = \int \left(\frac{M_{Ab} - M_{GW}}{M_{GW}} \right)^2 dt. \tag{3.23}$$

Die Skalierung von q_M mit M_{GW} (auch M_{Ab} ist denkbar, da beide Momente dieselbe Größenordnung haben) macht das Kriterium unabhängig vom Lastzustand des Triebstrangs.

Im Fahrzeug sind gemessene Momente normalerweise nicht verfügbar. Beschleunigungen und die damit zusammenhängenden Momente können dann nur durch das Ableiten von Drehzahlen ermittelt werden. Dies ist jedoch aufgrund der begrenzten Genauigkeit der zur Verfügung stehenden Drehzahl nicht mit hinreichender Präzision möglich (Gebert [12]). Es kann daher nur der Verlauf der Drehzahlen betrachtet werden. Zur Bewertung von Triebstrangschwingungen ist folgendes Kriterium geeignet:

$$q_{schw} = \int \left(\frac{n_{Ab} - i_{HAG} n_{Rad}}{i_{HAG} n_{Rad}} \right)^2 dt. \tag{3.24}$$

Zur Skalierung gelten sinngemäß die Ausführungen zu Kriterium (3.23).

Die Kriterien (3.23) und (3.24) sind geeignet, eine einzelne Schaltung in ihrem konkreten Verlauf zu beurteilen. Insbesondere können sie angewandt werden, um einzelne Phasen der Ansteuerung direkt zu optimieren, indem die Kriterien in den einzelnen Phasen minimiert werden. Die Identifikation der zur Optimierung relevanten Parameter gestaltet sich damit ebenfalls einfacher.

3.3.2 Optimierung in der Hydraulik

Für eine Optimierung der Ansteuerung bildet eine an die Anforderungen abgestimmte Hydraulik die Grundlage. Die dazu möglichen Optimierungsmaßnahmen lassen sich grob in zwei Kategorien einteilen. Dies sind:

1. Maßnahmen, die die Genauigkeit, Fehlertoleranz und Stabilität des angesteuerten Drucks betreffen

2. Maßnahmen, die die Dynamik, sowie das Temperaturverhalten der Hydraulik betreffen.

In der Regel können nicht alle Anforderungen gleichzeitig erfüllt werden, so dass ein Kompromiss in der Auslegung der Hydraulik gefunden werden muss. Ansatzpunkte für die Optimierung der Hydraulik sind die Variation der Blendendurchmesser sowie die Modifikation der Schiebergeometrie.

Wie in Kapitel 2.3.3 dargestellt wurde, kann das dynamische Druckfolgeverhalten einer Kupplung allein durch Variation eines maßgeblichen Blendendurchmessers in weiten Grenzen verändert werden. Für eine möglichst direkte Anbindung des Kupplungsdrucks an den Steuerdruck sollten die Blenden ausreichend groß dimensioniert werden. Große Blenden und damit verbundene große Volumenströme lassen die Leitungswiderstände und damit auch die Ölviskosität stärker ins Gewicht fallen. Unmittelbar damit verbunden ist eine deutlich stärkere Temperaturabhängigkeit der Hydraulik. Da die Ölviskosität nichtlinear von der Temperatur abhängig ist, sind die Leitungswiderstände von der Temperatur abhängig. Die Blende hingegen zeigt im Vergleich mit den Leitungswiderständen fast keine Temperaturabhängigkeit.

Neben dem Temperaturverhalten können sich auch große Volumenströme negativ auf die Genauigkeit und die Stabilität der Drücke in der gesamten Hydraulik und insbesondere im aktiven Teilsystem auswirken.

Die Optimierungsmöglichkeiten an den Schiebern sind noch vielfältiger. Für die Fehlertoleranz ist der Verstärkungsfaktor des Schiebers ausschlaggebend. Eine hohe Verstärkung führt zwangsläufig auch zu einer erhöhten Empfindlichkeit der Ansteuerung. Bei hoher Verstärkung muss daher die Ansteuerung der Regelschieber mit möglichst hoher Güte und Genauigkeit erfolgen. Weitere Optimierungsmöglichkeiten bieten die Durchflusskennlinien. Es handelt sich dabei um variable Blenden, so dass das dynamische Verhalten der Hydraulik auch mit ihrer Hilfe beeinflusst werden kann.

Fazit: Alle in den obigen Abschnitten diskutierten Optimierungsmöglichkeiten und deren Wirkungen müssen in angemessenem Rahmen in den Ansteuerungsalgorithmen berücksichtigt werden. Modifikationen in der Hydraulik ziehen Modifikationen in der Software und deren Parametrierung nach sich.

3.3.3 Optimierung der Steuerungsparameter

Im obigen Kapitel wurden Möglichkeiten der Hydraulik und Abhängigkeiten zur Systemoptimierung betrachtet. Für die Standard-Ansteuerung (siehe Kapitel 3.2.2) stehen auf Momenten-Ebene die Parameter t_{us}, M_{ueb}, t_{ueb} und M_{ME} zur Verfügung. Diese Größen sind typischerweise vom Betriebspunkt abhängig. Um diese Abhängigkeit abbilden zu können sind die Größen in Kennlinien und Kennfeldern abgelegt.

Bei den Rampen und damit der dynamischen Ansteuerung der Kupplungen gibt es Abhängigkeiten von der Dynamik der Hydraulik. Es sind nicht beliebig kurze Zeiten möglich, sondern abhängig vom Zieldruck und Arbeitspunkt ist eine minimale Rampenzeit notwendig, um das gewünschte Folgeverhalten der Kupplungen zu erreichen. Damit gibt es einen sinnvollen Bereich, auf den die Rampenzeiten zur Optimierung beschränkt werden können.

Mit Hilfe eines oder mehrerer Optimierungskriterien kann ein Optimierungsproblem für die Standard-Ansteuerung formuliert werden. In der Literatur sind einige Arbeiten zu finden, die sich der Optimierung von Ansteuerungsparametern bei gegebenem Algorithmus widmen (Gebert [12] und Bork [4]). In [4] wird eine Methode zur Optimierung der Schaltqualität mit zwei Optimierungskriterien und unter Berücksichtigung von Randbedingungen vorgestellt. Kernpunkt ist eine Gütefunktion, in der die einzelnen Kriterien G_1 und G_2 pareto-optimal in ein gesamtes Gütekriterium G eingehen, also:

$$G = w_1 G_1 + w_2 G_2 \tag{3.25}$$

mit

$$\sum_{i=1}^{2} w_i = 1. \tag{3.26}$$

Mittels nichtlinearer Optimierung wird die Gütefunktion (3.25) minimiert. Ein in den Grundzügen vergleichbarer Ansatz wird von Gebert [12] vorgestellt.

Dieser Weg soll nicht weiter verfolgt werden, da die Optimierung nur in den Grenzen des Standard-Algorithmus von Förster stattfindet. Die speziellen Eigenheiten eines elastischen Triebstrangs und des Strukturwechsels sind dabei nur indirekt im Optimierungsergebnis berücksichtigt. Im Folgenden sollen Ansätze zur An-

steuerung betrachtet werden, die speziell einen elastischen Triebstrang und den Strukturwechsel in der Ansteuerung und der Optimierung berücksichtigen.

3.3.4 Globale Optimierung von Hydraulik und Steuerung

Nimmt man zu den optimierbaren Parametern auch Hydraulik-Parameter hinzu, kann man von globaler Optimierung sprechen. Unter dem Blickwinkel von Schaltqualität und Ansteuerung kann die Hydraulik angepasst werden.

Wesentlich für den Schaltungsablauf ist das Dynamikverhalten der Hydraulik. Die Blendendurchmesser sind die für die Optimierung zur Verfügung stehenden Parameter. Der Blende ist durch die Konstruktion ein Variationsintervall vorgegeben:

$$0 < D_{Blende} < D_{Leitung}. \tag{3.27}$$

Wenn der Blendendurchmesser D_{Blende} die Größenordnung des Leitungsdurchmessers $D_{Leitung}$ erreicht, verliert die Blende ihren Einfluss als dominierender und praktisch von der Temperatur unabhängiger Widerstand. Es werden Widerstände dominant, die abhängig sind von der Leitungsgeometrie, der Temperatur und der Strömung.

Aufgrund der Komplexität der Optimierungsaufgabe bietet sich ein iterativer Ansatz an:

1. Bestimmung der Blendendurchmesser,
2. Optimierung der Ansteuerung für diese Blende,
3. Variation der Blenden und wiederholen der Optimierung.

Wird dieses Verfahren simulativ angewendet, können damit optimale Blendendurchmesser und damit die geforderte Dynamik der Hydraulik spezifiziert werden. Auch wird der Einfluss der Hydraulik auf die Schaltqualität transparent.

Kapitel 4

Schaltungsablauf mit Abtriebsdrehmoment

4.1 Steuerungskonzept mit Abtriebsdrehmoment

Die Standard-Ansteuerung, die in Kapitel 3.2.2 beschrieben wurde, weist prinzipielle Defizite bei einem elastischen Triebstrang mit kleinen Trägheitsmassen auf. Es wird ausschließlich die Antriebsseite des Getriebes betrachtet. Bei einem elastischen Triebstrang spielt jedoch das über die Gelenkwelle wirkende Moment eine wesentliche Rolle. Der Verlauf dieses Momentes und damit auch der Fahrzeugbeschleunigung bzw. des Rucks ist jedoch entscheidend für den Fahrkomfort und die Schaltqualität. Dies gilt besonders für weiche und schwach gedämpfte Triebstränge. Ziel der neuen Ansteuerung soll daher sein, das Abtriebsmoment zu berücksichtigen und es derart zu modellieren, dass der Strukturwechsel zum erwarteten Zeitpunkt stattfindet und die Schwingungsneigung minimiert wird. Zudem sollen die für die Grundauslegung einer Schaltung relevanten Kriterien wie die während der Schaltung dissipierte Energie und Schaltzeit direkt angewendet werden können. Dies erfolgt durch die Berücksichtigung des Abtriebsdrehmomentes in der Ansteuerung.

Idealerweise folgt das Moment der Gelenkwelle M_{GW} direkt dem durch die Kupplungsansteuerung vorgegebenen Abtriebsmoment. Damit ist auch die Momentendifferenz zum Zeitpunkt des Strukturwechsels möglichst klein, so dass nur eine minimale Anregung des Triebstrangs erfolgt. Nach dem Strukturwechsel wird

das Moment M_{GW} so modelliert, dass das Niveau des Zielgangs eingestellt wird. Wenn dabei die Ansteuerung kompatibel zur Eigendynamik des Triebstrangs ist, wird eine Anregung vermieden. Dies bedeutet damit eine Reduktion des Abtriebsmomentes durch die Kupplungsansteuerung in der Überhöhungsphase.

In den folgenden zwei Abschnitten wird eine mögliche Realisierung der Ansteuerung für die Überschneidungs- und Überhöhungsphase vorgestellt.

4.1.1 Überschneidung

Nach Förster [11] ist es ideal, die Überschneidungsphase mit beiden Kupplungen so zu steuern, dass die sich ergebende Charakteristik der eines Freilaufs entspricht. Bei einem elastischen Triebstrang ist dies nicht mit Formel (3.17) möglich. Das vorzeitige Losreißen der haftenden Kupplung folgt aus der zu niedrigen Ansteuerung der abschaltenden Kupplung K1. Ziel ist es somit, die Überschneidungsphase mit beiden Kupplungen so zu steuern, dass sich die Charakteristik eines Freilaufs ergibt. Aufgrund des zusätzlich wirksamen Momentes M_{GW} der Gelenkwelle ist ein höheres Moment an der abschaltenden Kupplung K1 notwendig. Das mindestens anzusteuernde Moment wird über die Zwangsbedingung (3.10) berechnet.

Nimmt man für die ideale Überschneidung die Charakteristik eines Freilaufs, so ist die Überschneidung unter Berücksichtigung des Momentes M_{GW} der Gelenkwelle neu zu definieren über die Bedingung:

$$M_{Z,K1} = 0. \tag{4.1}$$

Aus der Zwangsbedingung ergibt sich, dass das Moment der zuschaltenden Kupplung K2 am Ende der Überschneidung größer ist als nach der Definition der Überschneidung in (3.17). Es gilt also:

$$M_{K2} \geq M_{Turb}. \tag{4.2}$$

Der Strukturwechsel findet mit einem Moment an der zuschaltenden Kupplung statt, welches die Drehzahlreduktion unmittelbar einleitet. Die Differenz der Momente kann daher im Sinne des Überhöhungsmomentes der Standard-Ansteuerung

interpretiert werden:

$$M_{ueb} = M_{K2} - M_{Turb}. \tag{4.3}$$

Betrachtet man den Abtrieb und die Gelenkwelle während der Überschneidung, so ist:

$$i_1 M_{Turb} > i_2 M_{K2} \geq i_2 M_{Turb}. \tag{4.4}$$

Das Moment am Abtrieb hat somit nicht das Niveau des Folgegangs erreicht, sondern liegt höher. Der wesentliche Unterschied zur Standard-Ansteuerung besteht darin, dass mit dem Ende der Überschneidung ein Moment auf Antriebsseite erreicht wird, das dem Überhöhungsmoment der Standard-Ansteuerung entspricht. Dieser Effekt folgt aus der Elastizität des Triebstrangs.

4.1.1.1 Idealzustand am Ende der Überschneidung

Interpretiert man die Gleichungen (4.3) und (4.4) im Zusammenhang mit der Dynamik des Gelenkwellenmomentes, so lassen sich folgende Bedingungen für ein ideales Überschneidungsende und damit einen idealen Strukturwechsel formulieren:

- Die Überschneidungsphase ist beendet, wenn Bedingung (4.1) erfüllt ist.
- Das Überschussmoment der Kupplung K2 am Ende der Überschneidungsphase sollte das gewünschte Überhöhungsmoment $M_{ueb} = M_{K2} - M_{Turb}$ sein. Das Überhöhungsmoment liegt unter Berücksichtigung von (4.4) im Intervall:

$$M_{ueb} \in \left[0, \frac{i_1 - i_2}{i_2} M_{Turb}\right] \tag{4.5}$$

- Am Abtrieb sollte für die Momentendifferenz möglichst $i_2 M_{K2} - M_{GW} \approx 0$ gelten, um die Anregung des Triebstrangs klein zu halten.

Zur einfacheren Realisierbarkeit sei der Verlauf von M_{K2} während der Überschneidung eine Rampe auf das Zielmoment $M_{K2}(t_{us}) = M_{Turb} + M_{ueb}$. Dabei ist t_{us} die Gesamtdauer der Rampe und damit der Überschneidungsphase. Die Zeit t_{us} ist dann so zu bestimmen, dass die Bedingungen für das Ende der Überschneidung erfüllt werden.

4.1.1.2 Bestimmung des Momentes der abschaltenden Kupplung während der Überschneidung

Getriebe, Gelenkwelle und Fahrzeug können als linearer Zwei-Massen-Schwinger betrachtet werden. Die Schwingung ist dabei der Bewegung eines Fahrzeuges mit starr angenommenem Triebstrang überlagert. Ausgangspunkt für die Überlegungen ist das Gleichungssystem (3.1) bis (3.4) mit der Nebenbedingung, dass Kupplung K1 haftet. Es sind damit nur noch die Gleichungen für $\dot{n}_{Ab}$, $\dot{\varphi}$ und $\dot{n}_{HAG}$ relevant, jedoch ist statt J_{ab} die Gesamtträgheit des 1. Ganges $J_{G1} = J_{ab} + i_1^2 J_{Turb}$ einzusetzen. Um die schwingungsfreie Fahrzeugbewegung von der Schwingung zu separieren, wird für die Zustandsvariablen der Ansatz

$$n_{ab} = n_{ab,r} + n_{HAG}\,,\ \varphi = \varphi_0 + \varphi_r \tag{4.6}$$

in das Gleichungssystem eingesetzt, wobei n_{HAG} und φ_0 die schwingungsfreie Längsbewegung, $n_{ab,r}$ und φ_r die Triebstrangschwingung abbilden. Für die schwingungsfreie Längsbewegung folgt:

$$\varphi_0 = \frac{i_1 M_{Turb} - J_{G1}\dot{n}_{HAG}}{C}. \tag{4.7}$$

Die Relativbewegung φ_r der Getriebedrehmassen gegenüber dem Fahrzeug wird beschrieben durch die Schwingungsgleichung:

$$\ddot{\varphi}_r + \frac{D}{J_{G1}}\dot{\varphi}_r + \frac{C}{J_{G1}}\varphi_r = \frac{i_2 - i_1}{J_{G1}} M_{K2}(t). \tag{4.8}$$

Für diese Gleichung kann eine allgemeine Lösung mit Hilfe der Green'schen Funktion angegeben werden:

$$\varphi_r = \int_{-\infty}^{t} \frac{M_{K2}(t)}{J_{G1}} e^{-\kappa(t-\tau)} \sin(\omega(t-\tau))d\tau \tag{4.9}$$

mit den Konstanten $\kappa = \frac{D}{2J_{G1}}$ und $\omega = \sqrt{\frac{C}{J_{G1}} - \kappa^2}$.

Für eine lineare Ansteuerung mit

$$M_{K2}(t) = \begin{cases} 0\,,\ t \leq 0 \\ \alpha t\,,\ t > 0 \end{cases} \tag{4.10}$$

und der Näherung $D \approx 0$ ergibt sich:

$$\varphi_r(t) = \frac{(i_2 - i_1)\alpha}{C}(t - \frac{\sin \omega_0 t}{\omega_0}). \tag{4.11}$$

Das geschätzte Abtriebsdrehmoment ist dann insgesamt:

$$\hat{M}_{GW} = C \cdot (\varphi_0 + \varphi_r), \tag{4.12}$$

wobei φ_0 nach Gleichung (4.7) und φ_r nach Gleichung (4.11) berechnet werden. Mit dem geschätzten Moment $\hat{M}_{GW}$ kann das zu übertragende Moment von K1 während der Überschneidung nach Gleichung (3.10) berechnet werden.

4.1.2 Überhöhung

Die Überhöhungsphase ist durch die Überschneidung vorbereitet. In dieser Phase ist die zur Einhaltung der Schaltzeit notwendige Verzögerung des Motors zu realisieren und gleichzeitig das Abtriebsmoment auf das Zielniveau des Folgegangs zu modellieren. Um auch hier die Anregung des Triebstrangs möglichst klein zu halten, sollte das Abtriebsmoment mit einem möglichst glatten Verlauf auf das Zielniveau gesteuert werden. Dies kann nur durch eine geeignete Ansteuerung der Kupplung K2 erfolgen. Da das Zielniveau kleiner als das Moment am Ende der Überschneidung ist, muss das Moment der Kupplung K2 während der Überhöhungsphase abgesenkt und an das aktuelle Turbinenmoment herangeführt werden. Realisiert werden kann dies durch eine PT1-Ansteuerung:

$$\dot{M}_{K2} = I_{ueberh}(M_{Turb} - M_{K2}). \tag{4.13}$$

Das Überhöhungsmoment sei als konstant angenommen, um eine konstante Verzögerungsrate des Motors zu erreichen. Mit dem Faktor I_{ueberh} kann eine zum Triebstrang kompatible Reduktion des Abtriebsdrehmomentes erreicht werden. Aufgrund der Reduktion des Kupplungsmomentes M_{K2} ist die Reduktion des Motormomentes dynamisch zu bestimmen:

$$M_{ME,dyn} = M_{Turb} + M_{ueb} - M_{K2}, \tag{4.14}$$

wobei $M_{ME,dyn} \geq 0$ ist. Die Momentenreduktion über die Motorelektronik wird also anhand des Verlaufs von M_{K2} angepasst. Es ist durchaus denkbar, dass die für die Schaltung benötigte Gesamtverzögerung aufgrund der Bedingung (4.5) nicht allein über das Überhöhungsmoment M_{ueb} realisiert werden kann, sondern ein Teil der Verzögerung von vorn herein über die Momentenreduktion M_{ME} des Motors realisiert wird. Aus dem gesamten Verzögerungsmoment der Schaltung M_{verz} ergibt sich dann ein statischer Anteil für den Motoreingriff:

$$M_{ME,stat} = M_{verz} - M_{ueb}. \tag{4.15}$$

Das Gesamtmoment für den Motoreingriff ist dann:

$$M_{ME,ges} = M_{ME,stat} + M_{ME,dyn}. \tag{4.16}$$

4.1.3 Optimierung und Ergebnisse

Der in den vorigen Kapiteln dargestellte Algorithmus hat als freie Parameter das Überhöhungsmoment M_{ueb}, die Überschneidungszeit t_{us} und den Faktor I_{ueberh} für die Überhöhungsphase. Für einen schwingungsfreien Schaltungsablauf sind die Parameter so aufeinander abzustimmen, dass die Bedingungen für die einzelnen Phasen und für den Strukturwechsel optimal erfüllt werden (siehe dazu auch Abbildungen 4.1 und 4.2).

Im Gegensatz zu Gebert [12] und Bork [4] wird nicht der Gesamtablauf der Schaltung optimiert, sondern es werden explizit die einzelnen Phasen einer separaten Optimierung unterzogen. Damit wird die Zahl der zu variierenden freien Parameter je Optimierung reduziert.

Im betrachteten Beispiel werden die Überschneidungszeit t_{us} und der Faktor I_{ueberh} in Abhängigkeit von M_{ueb} optimiert. Das Überhöhungsmoment M_{ueb} und das Antriebsmoment M_{Turb} beschreiben hier den Arbeitspunkt.

Für die Überschneidungsphase wird das Gütekriterium (3.23) angewendet. Die Integration erfolgt dabei über das Zeitintervall $[0, t_{us} + \delta t]$, wobei für die Zeit $\delta t > 0$ der Momentenverlauf am Anfang der Überhöhungsphase betrachtet wird. Damit wird der Momentenverlauf am Abtrieb sowohl während der Überschnei-

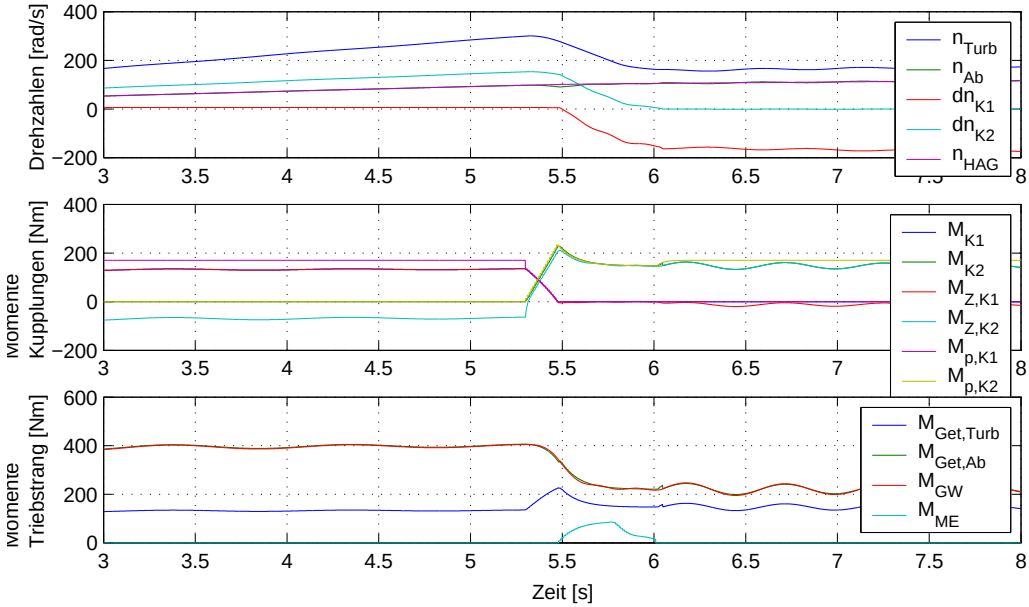

Abbildung 4.1: annähernd idealer Verlauf einer Schaltung

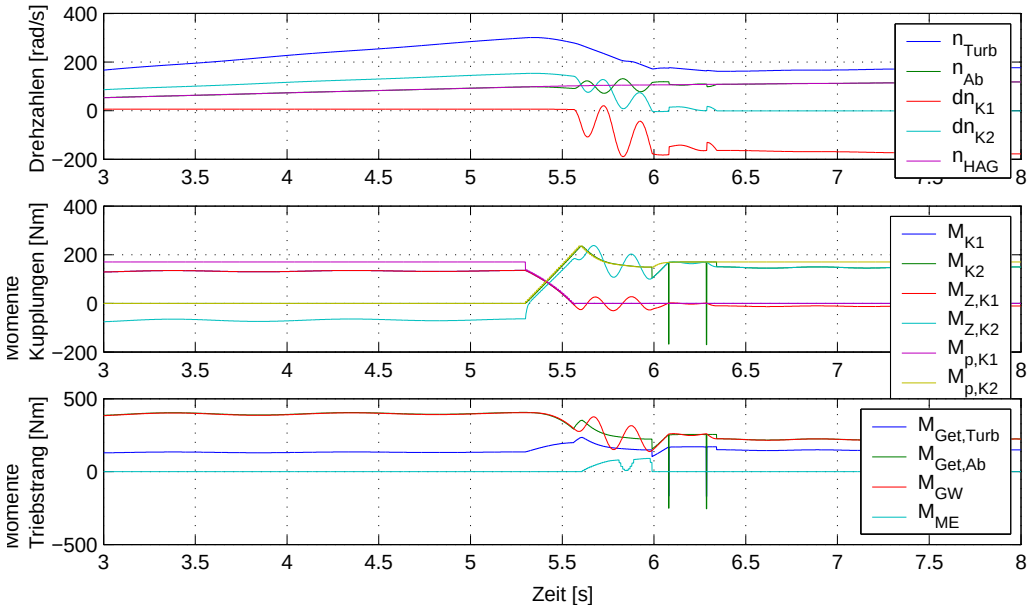

Abbildung 4.2: nicht optimierter Verlauf einer Schaltung

dung, als auch über den angestrebten Strukturwechsel hinweg in die Optimierung einbezogen.

Für die Überhöhungsphase wird das Gütekriterium (3.24) angewendet. Damit wird die Schwingung während der Überhöhung beurteilt. Variiert wird der Faktor I_{ueberh}, der den Verlauf des Abtriebsdrehmomentes charakterisiert. Ziel der Optimierung ist dabei, den Verlauf des Momentes so darzustellen, dass ein glatter Übergang zwischen den einzelnen Phasen stattfindet und der Triebstrang durch die Ansteuerung nicht angeregt wird. Das Abtriebsdrehmoment soll vor dem Ende der Überhöhungsphase das Niveau des Folgegangs erreicht haben. Diese Bedingung wird nicht direkt optimiert, sondern ist indirekt in der Festlegung von M_{ueb} enthalten.

Zur Aufklärung und Darstellung des gesamten Zusammenhangs wird ein Intervall des Überhöhungsmomentes und der Überschneidungszeit bzw. des Faktors I_{ueberh} betrachtet und jeweils äquidistant aufgeteilt. Für jedes Wertepaar $\{M_{ueb}, t_{us}\}$ wird die Überschneidungsphase bewertet. Die Überschneidung ist optimal, wenn gilt:

$$q_M(M_{ueb}, t_{us}) = \min \tag{4.17}$$

Für jedes Überhöhungsmoment M_{ueb} kann so die optimale Überschneidungszeit $t_{us,opt}$ bestimmt werden:

$$q_M(M_{ueb}, t_{us,opt}) = \min q_M(M_{ueb}, t_{us}) \tag{4.18}$$

Mit Kenntnis der optimalen Überschneidungszeit kann der für die Schaltung optimale Faktor I_{ueberh} ermittelt werden. Dazu wird das Wertepaar $\{M_{ueb}, I_{ueberh}\}$ betrachtet. Die Überschneidungszeit der Schaltung wird über (4.18) bestimmt. Analog kann der optimale Faktor bestimmt werden mit:

$$q_{schw}(M_{ueb}, I_{ueberh,opt}) = \min q_{schw}(M_{ueb}, I_{ueberh}). \tag{4.19}$$

In Abbildung 4.3 ist der Zusammenhang für die Überschneidungszeit bei zwei Motormomenten und unterschiedlichen Schaltdrehzahlen dargestellt. Alle Kombinationen des Überhöhungsmomentes M_{ueb} und der Überschneidungszeit t_{us} mit vorgegebenem Motormoment M_{Mot} und vorgegebener Schaltdrehzahl $n_{Turb} = n_{schalt}$ sind mit der Gütefunktion (3.23) ausgewertet und als $\ln(q_M)$ visualisiert. Die op-

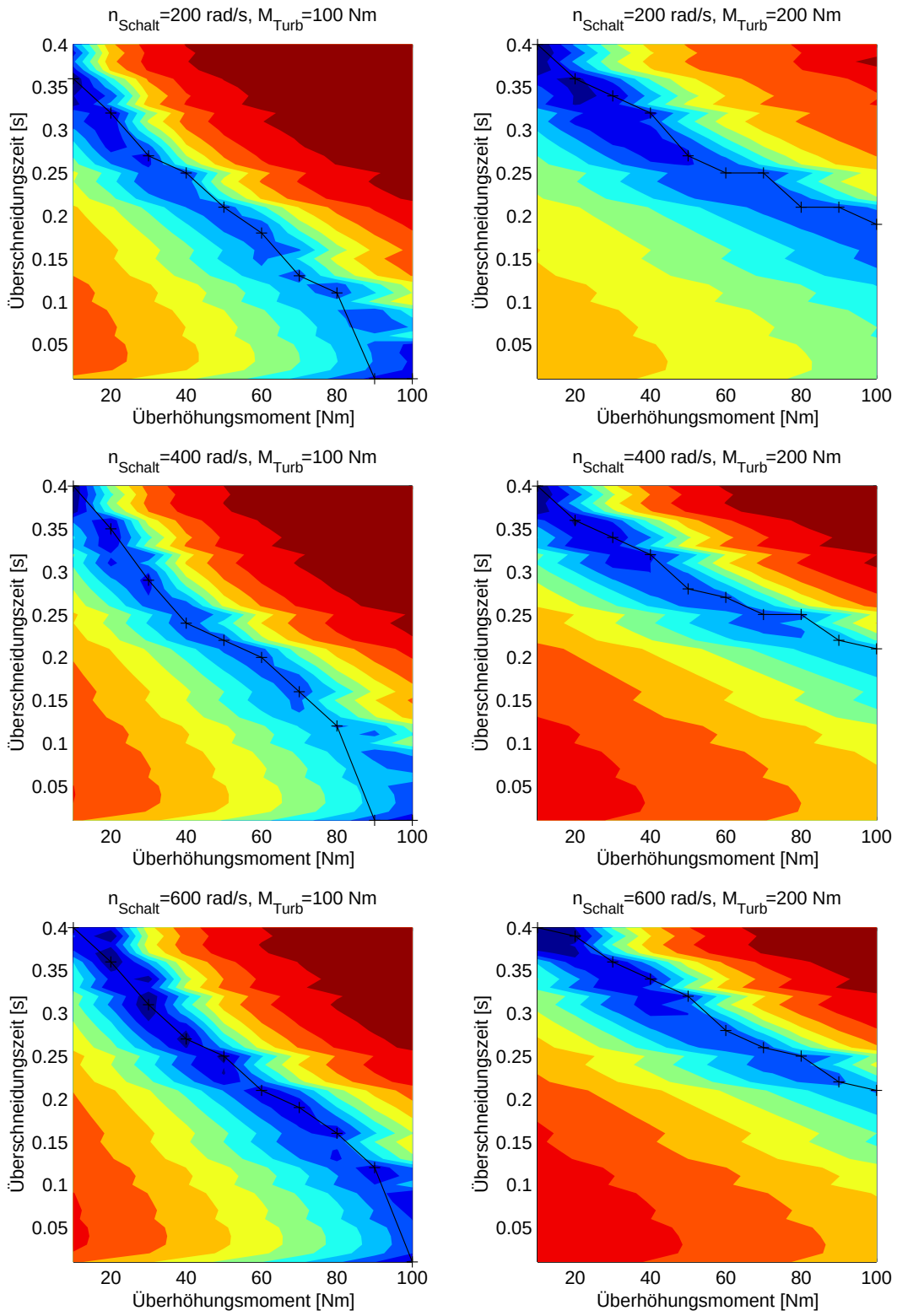

Abbildung 4.3: Optimierung der Überschneidungszeit

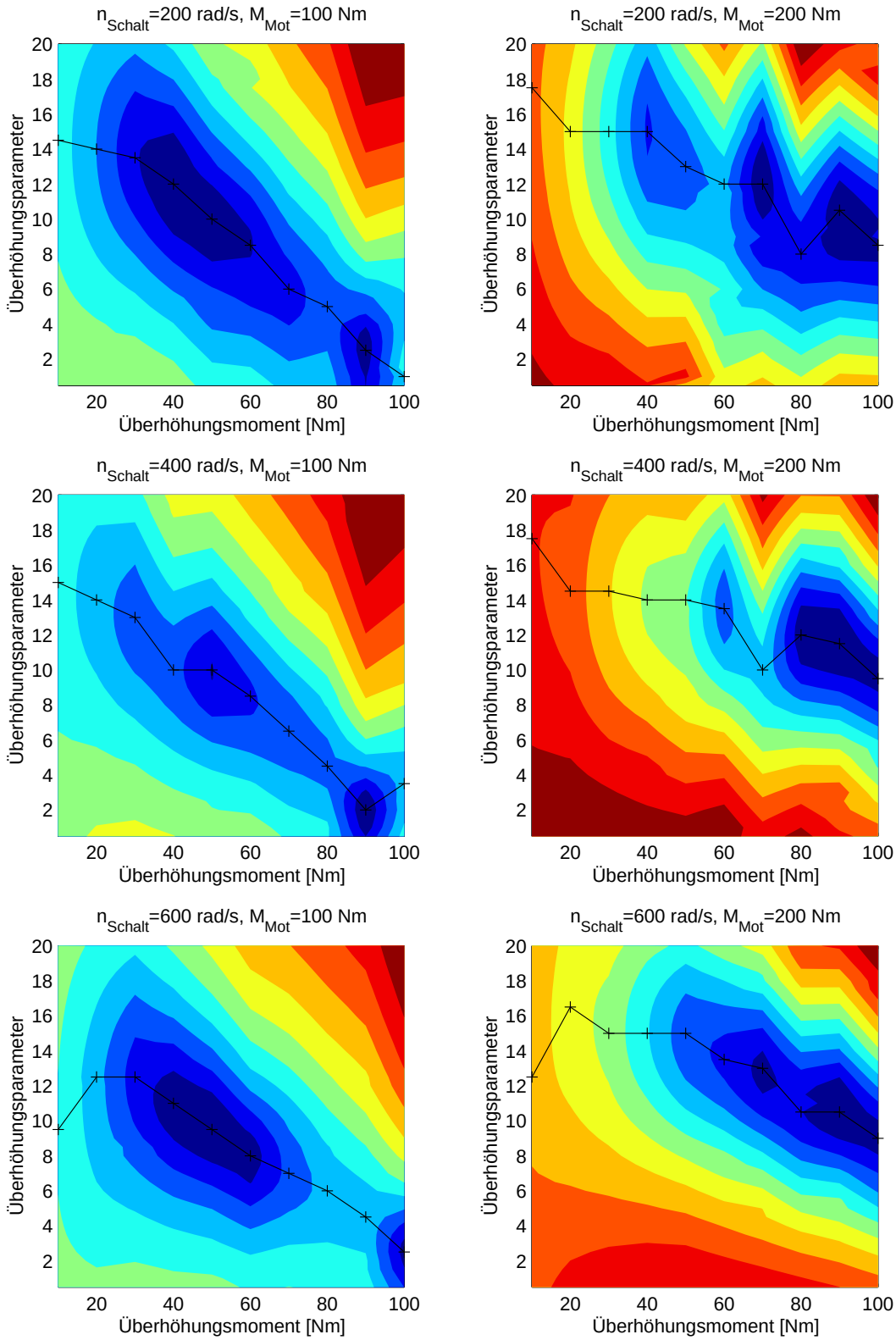

Abbildung 4.4: Optimierung des Überhöhungsparameters

timalen Zeiten t_{us} bei jedem Überhöhungsmoment M_{ueb} sind durch eine schwarze Linie im Diagramm hervorgehoben. Vergleicht man die Einzeldiagramme verschiedener Motormomente und Schaltdrehzahlen untereinander, so kann eine Abhängigkeit des Optimums vom Antriebsmoment M_{Turb} und dem Überhöhungsmoment M_{ueb} festgestellt werden. Es besteht keine Abhängigkeit von der Schaltdrehzahl.

Für den Faktor I_{ueberh} gilt dasselbe, siehe Abbildung 4.4. Hier sind alle Kombinationen von M_{ueb} und I_{ueberh} mit der Gütefunktion (3.24) ausgewertet und als $\ln(q_{schalt})$ dargestellt. Die optimalen Überhöhungsparameter I_{ueberh} sind wieder mit einer schwarzen Linie verbunden. Auch hier ist eine Abhängigkeit von M_{Turb} und M_{ueb} gegeben, die Schaltdrehzahl spielt keine Rolle.

Der Verlauf des Optimums ist in den Diagrammen nicht glatt. Dies ist ein rein numerischer Effekt, der aus dem Einschwingverhalten des sehr schwach gedämpften Modelltriebstrangs resultiert.

Die optimale Überschneidungszeit zeigt eine näherungsweise lineare Abhängigkeit vom Überhöhungsmoment, wobei die Steigung der Geraden vom Antriebsmoment abhängt. Auch der optimale Überhöhungsfaktor kann als Gerade angenähert werden und zeigt ebenfalls eine Abhängigkeit vom Antriebsmoment. In einer konkreten Realisierung dieses Ansteuerungskonzeptes müssten also diese Abhängigkeiten berücksichtigt werden.

4.2 Regelungskonzept mit Abtriebsdrehmoment

Wie im vorhergehenden Kapitel schon angedeutet, kann das Problem der Schaltung in zwei Teilprobleme separiert werden. Dies ist erstens die Momenteneinstellung und zweitens die Drehzahländerung. Für jedes dieser Teilprobleme kann ein separater Regler eingesetzt werden, so dass insgesamt eine Kaskadenregelung realisiert wird.

Der Regler für das Abtriebsdrehmoment stellt dabei den inneren Regelkreis der Kaskadenregelung dar. Er soll das Drehmoment am Abtrieb nach Vorgabe der Führungsgröße schnell und ruckfrei einstellen. In diesem Regler ist die Strukturänderung des Triebstrangs zu berücksichtigen. Es ist zu unterscheiden, ob eine Kupplung haftet oder ob beide Kupplungen gleiten. Der Strukturwechsel findet

optimalerweise mit dem Ende der Überschneidungsphase statt. Dabei ändert sich die Bedeutung der zuschaltenden Kupplung. Während der Überschneidungsphase wird über das zusätzliche Moment der zuschaltenden Kupplung das Moment bei Hochschaltungen auf das Folgegangniveau abgesenkt. Während der Überhöhungsphase bestimmt die zuschaltende Kupplung ausschließlich das Abtriebsdrehmoment, wobei eine Erhöhung des Kupplungsmomentes eine Erhöhung des Abtriebsmomentes bewirkt. Die Struktur des Getriebes während der Schaltung ist in der Reglerstruktur zu berücksichtigen.

Als übergeordneter Regler in der Kaskadenregelung arbeitet der Drehzahlregler. Dieser Regler soll die bei einem Schaltvorgang auftretende Drehzahldifferenz abbauen. Die Ausgabe ist dabei ein Moment, welches den Motor in eine entsprechende Richtung bewegen soll. Dieses Moment ist dabei die Führungsgröße für den Momentenregler. Bei diesem Regler ist keine Berücksichtigung der Systemstruktur notwendig, da die Regelung erst nach dem Strukturwechsel aktiv werden kann.

Die Regler werden durch die überlagerte Steuersoftware aktiviert. Dies geschieht in zwei Phasen:

1. Einstellen des Abtriebsdrehmomentes als Zielmoment nach der Überschneidungsphase.

2. Nach dem Strukturwechsel wird die Drehzahlregelung aktiv. Das Moment der Drehzahlregelung wird dem Überschneidungsmoment überlagert. Der Drehmomentenregler muss die neue Systemstruktur berücksichtigen.

Für den Praxiseinsatz soll ein einfaches und flexibles Reglersystem dargestellt werden. Die Möglichkeiten und Grenzen einfacher Regler und derer Kombination werden unter dem Blickpunkt der automobilen Praxis betrachtet. Die verfügbaren Ressourcen bei Rechenleistung und Speicher begrenzen die einsetzbaren Regler drastisch. Desweiteren müssen die Regler eine einfache und effektive Fehlersuche ermöglichen, d.h. die Zusammenhänge zwischen Reglerverhalten und Regelabweichung müssen klar und direkt erkennbar sein. Auch der Einfluss der Reglerparameter auf das Systemverhalten muss in gewissem Sinn intuitiv und allgemeinverständlich sein.

4.2.1 Regelung des Drehmoments

Die Basis der Regelung ist ein Drehmomentsignal, das mit ausreichender Dynamik und Genauigkeit zur Verfügung steht. Dies kann einerseits ein Sensorsignal sein, andererseits eine Ausgangsgröße aus einem Beobachter.

4.2.1.1 Geregelte Überschneidung

Die Grundgedanken der Steuerung (Kapitel 4.1) sind direkt auf die Regelung des Momentes übertragbar. Mittels eines Reglers wird das Moment $M_{K2}(t)$ der Kupplung K2 während der Überschneidungsphase bestimmt. Das Ende der Überschneidung wird wiederum durch Bedingung (4.1) beschrieben. Die Größe $M_{Z,K1}$ kann jedoch auch unter einem anderen Aspekt gesehen werden, nämlich als Regelabweichung für die Überschneidungsphase. Das Ende der Überschneidung sollte mit Sicherheit erreicht werden. Der einfachste Ansatz, mit dem Bedingung (4.1) erfüllt werden kann, ist ein I-Regler:

$$M_{K2}(t) = I_{us} \int_0^t M_{Z,K1}(\tau) d\tau. \tag{4.20}$$

Dieser Reglertyp hat keine permanente Regelabweichung, womit ein Erreichen des Überschneidungsendes gewährleistet ist. Mit I_{us} wird das dynamische Verhalten des Reglers und damit die Überschneidungszeit beeinflusst. Für den Reglerparameter kann a priori die Bedingung

$$I_{us} > 0 \tag{4.21}$$

angegeben werden. Im Sinne der Überschneidung bedeutet diese Bedingung, dass der Regler ein Moment an der Kupplung K2 aufbauen muss, um das Überschneidungsende und damit die Regelabweichung $M_{Z,K1} = 0$ zu erreichen.

4.2.1.2 Geregelte Überhöhung

Analog zum Steuerungsalgorithmus gilt für das Kupplungsmoment am Ende der Überschneidung:

$$M_{ueb} = M_{K2} - M_{Turb} \geq 0. \tag{4.22}$$

Auch hier ist am Ende der Überschneidung ein Momentenüberschuss vorhanden, der wiederum als Überhöhungsmoment interpretiert werden kann. Ziel der Regelung ist dann, den Momentenüberschuss derart zu reduzieren, dass das Abtriebsdrehmoment wieder einen glatten Verlauf hat. Weiter soll der Regler aktiv eventuell auftretende Schwingungen dämpfen können. Die Reduktion des Überhöhungsmomentes erfolgt über ein PT1-Glied, während die aktive Dämpfung durch ein direktes Einbeziehen des gemessenen Abtriebsmomentes realisiert wird. Fasst man dies in einem Ansatz für einen I-Regler zusammen, ergibt sich:

$$M_{K2}(t) = \int \left(I_{PT1}(M_{Turb}(\tau) - M_{K2}(\tau)) + I_{damp}(M_{GW}(t) - i_2 M_{K2}(t))\right) d\tau. \tag{4.23}$$

Der erste Term mit dem Faktor I_{PT1} im Integral von (4.23) bewirkt ein Absenken des Momentes M_{K2}, ohne die Reaktion des Triebstrangs zu berücksichtigen. Diese wird durch den zweiten Term mit dem Faktor I_{damp} von (4.23) berücksichtigt, indem die Abweichung von $i_2 M_{K2}$ zu M_{GW} reduziert wird. Dieser Anteil des Reglers bewirkt eine Anpassung des Kupplungsmomentes M_{K2} an das Abtriebsmoment M_{GW}, das die aktuelle Triebstrangbewegung widerspiegelt. Dadurch wird die Anregung des Triebstrangs reduziert und dieser aktiv gedämpft. Für die Parameter I_{PT1} und I_{damp} gilt:

$$I_{PT1} > 0 \ , \ I_{damp} > 0. \tag{4.24}$$

Die Reglerstruktur (4.23) ist mit (4.20) identisch, nur die Parameter unterscheiden sich in den einzelnen Phasen. Es ist damit gelungen, einen einfachen Regler auf Basis des Abtriebsdrehmomentes zu realisieren, welcher einen stetigen Momentenverlauf über den Strukturwechsel hinweg ermöglicht. Eine Veränderung in den Reglerparametern aufgrund des Strukturwechsels und damit einer Anpassung der Reglereigenschaften hat keinen Einfluss auf die Stetigkeit des Kupplungsmomentes M_{K2}. Die Anregung des Triebstrangs wird damit reduziert.

Analog zum Steuerungskonzept ist wiederum das gewünschte Verzögerungsmoment M_{verz} über die Auslegung der Schaltung vorgegeben. Der Motoreingriff wird dynamisch über das vorhandene Überhöhungsmoment nach (4.22) bestimmt:

$$M_{ME} = M_{verz} - M_{ueb} = M_{verz} - (M_{K2} - M_{Turb}). \tag{4.25}$$

Zwischen den Parametern I_{PT1} und I_{damp} besteht eine charakteristische Beziehung. Ist $I_{PT1} \gg I_{damp}$, so erhält man das PT1-Verhalten der Steuerung in der Überhöhungsphase. Für optimale Schaltqualität entsteht damit ein zur Steuerung vergleichbarer Aufwand bei der Parameteroptimierung für die Überhöhungsphase. Wird dagegen der aktiv dämpfende Anteil I_{damp} stärker gewichtet, so ist ein deutlich reduzierter Aufwand bei der Optimierung der Parameter notwendig. Der Verlauf des Abtriebsdrehmomentes wird dabei sehr stark durch die dynamischen Eigenschaften des Triebstrangs unmittelbar mitbestimmt.

4.2.2 Regelung der Drehzahl

Eine für den Verlauf der Drehzahländerung relevante Größe ist das Verzögerungsmoment M_{verz}. Über dieses Moment kann nach (4.14) und (4.15) bzw. (4.25) der Motoreingriff bestimmt werden.

Für die Bestimmung von M_{verz} gibt es unterschiedliche Möglichkeiten:

1. Bestimmung von M_{verz} vorab mittels Auslegungs- und Optimierungskriterien wie (3.21) und (3.22).
2. Bestimmung von M_{verz} dynamisch über einen PI-Regler.
3. Bestimmung von M_{verz} über einen Riccati-Regler

Die Drehzahländerung auf Basis der Vorab-Auslegung wurde schon im Steuerungskapitel 4.1 dargestellt. Es sollen nun die beiden Ansätze zur Regelung der Drehzahl dargestellt und diskutiert werden. Es wird in beiden Beispielen eine Kaskadenregelung realisiert werden, wobei die Momentenregelung der Drehzahlregelung unterlagert ist.

4.2.2.1 Der PI-Regler

Der Regler berechnet das Verzögerungsmoment M_{verz}, mit dem die Drehzahldifferenz Δn_{Turb} während der Überhöhungsphase reduziert werden soll. Für diese Aufgabe wird ein PI-Regler untersucht. Mit Beginn der Überhöhungsphase wird

durch den P-Anteil das Verzögerungsmoment M_{verz} bestimmt. Mit fortschreitender Drehzahlreduktion nimmt der Beitrag des P-Anteils zu M_{verz} ab. Der Beitrag durch den I-Anteil nimmt jedoch stetig zu. Für den Schaltungsablauf bedeutet dies konkret:

1. Die Drehzahländerung wird spontan eingeleitet.
2. Die Schaltung wird in einer definierten endlichen Zeit beendet, da über den Beitrag des I-Anteils zu M_{verz} am Schaltungsende der Übergang in den Haftzustand bewirkt wird.

Der PI-Regler für die geregelte Drehzahländerung lautet somit:

$$M_{verz}(t) = P_{verz} \cdot \Delta n_{T,schalt} + I_{verz} \int_0^t \Delta n_{T,schalt} d\tau \tag{4.26}$$

mit der Regelabweichung:

$$\Delta n_{T,schalt} = n_{Turb} - i_2 n_{ab}. \tag{4.27}$$

Der Drehzahlregelung ist die Momentenregelung unterlagert. Dies bedeutet, dass im Verlauf der Schaltung das Verzögerungsmoment immer stärker über den Motoreingriff realisiert wird. Um einen möglichst glatten Übergang am Schaltungsende zu realisieren, sollte der Motoreingriff wieder reduziert werden. Diese Funktionalität kann direkt über den Regler realisiert werden, indem die Parameter P_{verz} und I_{verz} derart gewählt werden, dass gilt:

$$M_{verz}(0) > M_{verz}(t_{us}) > 0. \tag{4.28}$$

Durch die Reduktion von M_{verz} wird damit indirekt der Motoreingriff M_{ME} reduziert.

Durch Einsetzen der Regelabweichung (4.27) in das Triebstrangmodell (3.1)-(3.4) können Fahrzeugbewegung und die Drehzahländerung separiert werden. Dabei ist $M_{K1} = 0$ und $M_{K2} = M_{Turb} + M_{verz}$. Es folgt mit der Näherung $\dot{n}_{ab} \ll \dot{n}_{Turb}$ die Änderung der Differenzdrehzahl:

$$\Delta \dot{n}_{T,schalt} = -\frac{M_{verz}(t)}{J_{Turb}}. \tag{4.29}$$

Mit (4.26) in (4.29), Ableiten und Lösen der sich ergebenden Differentialgleichung folgt:

$$\Delta n_{T,schalt} = \frac{\Delta n_{T,0}}{2}\left(c_1 e^{\gamma_1 t} + c_2 e^{\gamma_2 t}\right) \tag{4.30}$$

Dabei ist in (4.30) $\gamma_{1,2} = \frac{-P}{2J_{Turb}} \pm \sqrt{\frac{P^2}{4J_{Turb}^2} - \frac{I}{J_{Turb}}}$ und $c_{1,2} = 1 \mp \frac{P}{\sqrt{P^2 - 4J_{Turb}I}}$. Mit der Anfangsbedingung $\Delta n_{T,0} = n_{Turb}(0) - i_2 n_{ab}(0)$ kann die Dauer des Schaltvorgangs abgeschätzt werden. Endbedingung für die Dauer ist der Gleit-Haft-Übergang mit $\Delta n_{T,schalt}(t_{us}) = 0$:

$$t_{us} = \frac{J_{Turb}}{\sqrt{P_{verz}^2 - 4J_{Turb}I_{verz}}} \ln \frac{P_{verz} + \sqrt{P_{verz}^2 - 4J_{Turb}I_{verz}}}{P_{verz} - \sqrt{P_{verz}^2 - 4J_{Turb}I_{verz}}}. \tag{4.31}$$

Die Dauer der Überhöhungsphase ist nur abhängig von den Reglerparametern. Dies bedeutet, dass bei großen Drehzahldifferenzen $\Delta n_{T,schalt}$ große Verzögerungsmomente M_{verz} angesteuert werden. Desweiteren ist das Moment $M_{verz}(t_{us})$ am Schaltungsende abhängig von der Drehzahldifferenz.

Im realen Fahrzeug ist das maximal realisierbare Verzögerungsmoment M_{verz} jedoch beschränkt. Auch ist es wünschenswert, wenn $M_{verz}(t_{us})$ genau festgelegt werden kann, um einen definierten und bekannten Momentensprung am Gleit-Haft-Übergang zu bekommen. Dies kann bei diesem Regler nur realisiert werden, wenn eine Abhängigkeit der Reglerparameter vom Fahrzustand am Schaltungsanfang eingeführt wird, also:

$$P_{verz} = P_{verz}(\Delta n(0), M_{Turb}) \; und \; I_{verz} = I_{verz}(\Delta n(0), M_{Turb}). \tag{4.32}$$

Es können bei diesem Reglerkonzept dennoch nur schwer Optimierungskriterien wie die Schaltzeit oder das Moment am Schaltungsende $M_{verz}(t_{us})$ unter vollständiger Berücksichtigung der Randbedingungen erfüllt werden. Es sind zusätzliche Freiheitsgrade notwendig, die über Kennlinien und Kennfelder für die Reglerparameter eingebracht werden müssen. Somit ist die Struktur der Ansteuerung auf der Ebene der Parameter nicht einfacher und übersichtlicher als der aktuelle Stand der Technik.

In Abbildung 4.5 ist der Verlauf einer Schaltung mit PI-Regler dargestellt.

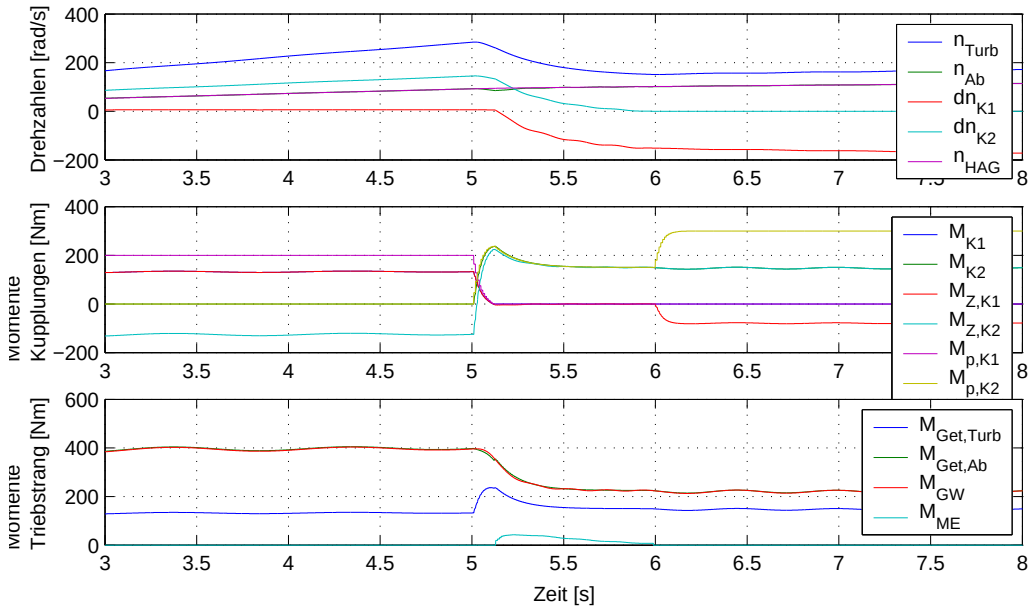

Abbildung 4.5: Schaltung mit PI-Regler

4.2.2.2 Der Riccati-Regler

Im Entwurf des PI-Reglers des vorigen Kapitels können Optimierungskriterien und Randbedingungen nur nachträglich durch geeignete Wahl der Reglerparameter berücksichtigt werden. Im Vergleich zum PI-Regler fließen beim Riccati-Regler (Föllinger [9], Schmid [33]) Gütekriterien in den Reglerentwurf ein. Der Regler soll einen Verlauf der Zustands- und Ansteuergrößen realisieren, der im Sinne der im Entwurf berücksichtigten Gütekriterien optimal ist.

Die mathematische Basis für den Riccati-Regler ist die Variationsrechnung (Föllinger [9], Goldstein [13], Joos [17]). In der Variationsrechnung wird eine Funktion $y(t)$ gesucht, welche ein Gütefunktional $L = L(x, y(x), \dot{y}(x))$ extremal macht, im Regelfall minimiert. Dabei sind die Randwerte vorgegeben mit $y(x_0) = y_0$ und $y(x_1) = y_1$. Die Extremalbedingung der Variationsrechnung ist:

$$I(y) = \int_{x_0}^{x_1} L(x, y(x), \dot{y}(x))dx = Extremum. \tag{4.33}$$

Auf die Regelungstechnik übertragen, wird für ein System der Form $\dot{x} = f(x, u, t)$ eine Ansteuerung $u(t)$ gesucht, die im Zeitintervall $t \in [t_0, t_e]$ ein Gütefunktional minimiert. Zudem wird der Endpunkt $x_e = x(t_e)$ nicht fest vorgeben,

sondern in das Gütefunktional mit einbezogen. Diese Maßnahme bewirkt, dass der Endpunkt dem Regelziel nahe kommt und die Steuergrößen $u(t)$ beschränkt bleiben. Die Systemdynamik wird dabei als Nebenbedingung mit Lagrange-Multiplikatoren berücksichtigt. Damit lautet die Optimierungsbedingung:

$$I = L_e(x_e) + \int_{t_0}^{t_1} \left(L(x(t), u(t), t) - \Psi^T(\dot{x} - f(x(t), u(t), t))\right) dt = Extremum. \tag{4.34}$$

$L_e(x_e)$ ist der Beitrag des Endpunktes. Äquivalent zur Lösung von (4.34) ist die Lösung der Hamilton-Funktion:

$$H(x, u, t) = -L(x(t), u(t), t) + \Psi^T f(x(t), u(t), t). \tag{4.35}$$

Die Lösung kann über die partiellen Hamilton-Differentialgleichungen ermittelt werden:

$$\frac{\partial H}{\partial x} = -\dot{\Psi} \tag{4.36}$$

$$\frac{\partial H}{\partial \Psi} = \dot{x} \tag{4.37}$$

$$\frac{\partial H}{\partial u} = 0 \tag{4.38}$$

Zudem muss bei der Lösung von (4.35) noch der Endpunkt x_e berücksichtigt werden. Dies geschieht mit der Transversalitäts-Bedingung:

$$\Psi(x_e) = -\left(\frac{\partial L_e}{\partial x}\right)_{x_e}. \tag{4.39}$$

Der Regler für das Verzögerungsmoment M_{verz} mit dem Modell (4.29) wird über folgenden Ansatz der Hamilton-Gleichung berechnet:

$$H = -\frac{1}{2}\left(Q\Delta n_{T,schalt}^2 + RM_{verz}^2\right) - \Psi\frac{M_{verz}}{J_{Turb}}. \tag{4.40}$$

Die quadratische Form des Gütefunktionals für n_{Turb} und M_{Verz}mit $Q \geq 0$ und $R \geq 0$ bewirkt ein verlaufs- und stellgrößenoptimales Verhalten von System und Regler. Dies bedeutet, dass über das Optimierungskriterium große Ausschläge und Sprünge in System und Regler reduziert werden sollen und ein möglichst

glatter Verlauf von $\Delta n_{T,schalt}$ und M_{verz} erreicht werden soll. In zu (4.40) analoger Form ist die Endbedingung:

$$L_e = \frac{1}{2} S \Delta n_{T,schalt}^2 \tag{4.41}$$

mit $S \geq 0$ formuliert. Die Hamilton-Differentialgleichungen lauten in diesem speziellen Fall:

$$\frac{\partial H}{\partial \Delta n_{Turb}} = -Q \Delta n_{Turb} = -\dot{\Psi} \tag{4.42}$$

$$\frac{\partial H}{\partial \Psi} = -\frac{M_{verz}}{J_{Turb}} = \Delta \dot{n}_{T,schalt} \tag{4.43}$$

$$\frac{\partial H}{\partial M_{verz}} = -R M_{verz} - \frac{\Psi}{J_{Turb}} = 0 \tag{4.44}$$

$$\Psi(t_e) = -S \Delta n_{T,schalt} \tag{4.45}$$

Da es sich hier um ein lineares System handelt, wird der Regler über einen linearen Ansatz berechnet:

$$M_{verz} = -K(t) \Delta n_{T,schalt}\ ,\ \Psi = -P(t) \Delta n_{T,schalt}. \tag{4.46}$$

Einsetzen von (4.46) in (4.43) führt auf die Riccati-Gleichung:

$$\dot{P} = \frac{P(t)^2}{J_{Turb} R} - Q. \tag{4.47}$$

Die Integration von (4.47) und die Berücksichtigung der Endbedingung $P(t_e) = S$ führen auf:

$$P(t) = \gamma \frac{(S+\gamma) + (S-\gamma) \exp\left(\frac{2Q}{\gamma}(t-t_e)\right)}{(S+\gamma) - (S-\gamma) \exp\left(\frac{2Q}{\gamma}(t-t_e)\right)} \tag{4.48}$$

mit $\gamma = J_{Turb}\sqrt{QR}$. Der Regler nach (4.46) lautet somit:

$$M_{verz}(t) = \sqrt{\frac{Q}{R}} \frac{(S+\gamma) + (S-\gamma) \exp\left(\frac{2Q}{\gamma}(t-t_e)\right)}{(S+\gamma) - (S-\gamma) \exp\left(\frac{2Q}{\gamma}(t-t_e)\right)} \Delta n_{Turb}. \tag{4.49}$$

Aufgrund der endlichen Regeldauer t_e ist (4.49) nichtlinear.

Das Verhalten dieses Reglers kann besser an das System angepasst werden als

der PI-Regler.

- Die Schaltzeit t_e ist im Regelgesetz direkt berücksichtigt.
- Über den Parameter S ist das Moment am Ende der Schaltung einstellbar.
- Der Parameter R bewirkt eine Begrenzung von M_{verz}.
- Über den Parameter Q wird der Verlauf von $\Delta n_{T,schalt}$ beeinflusst.

In Abbildung 4.6 ist der Verlauf einer Schaltung mit einen Riccati-Regler dargestellt.

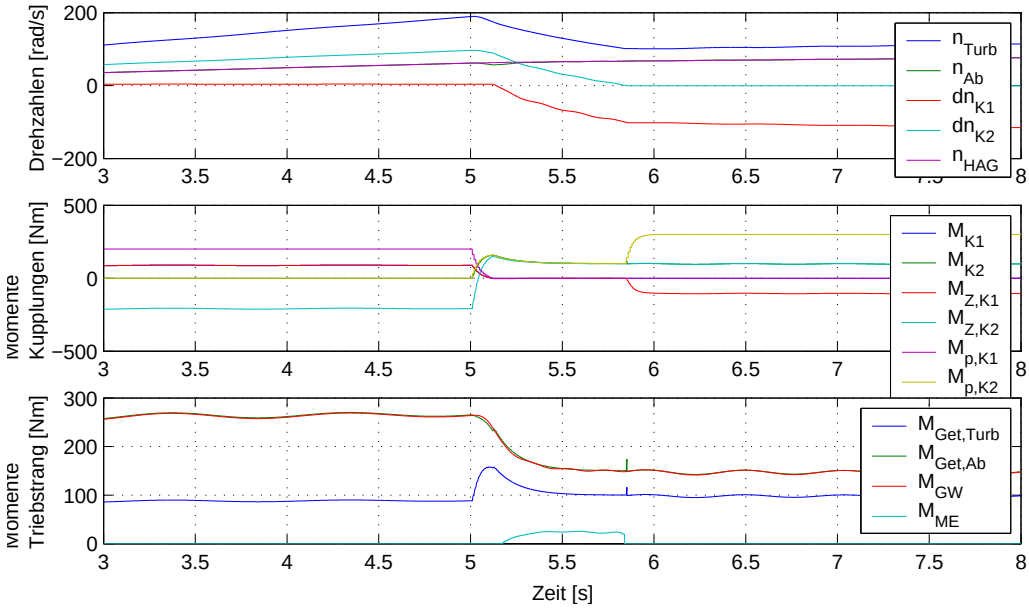

Abbildung 4.6: Schaltung mit Riccati-Regler

Es sind hier ebenfalls nicht alle Regelziele in vollem Umfang realisierbar, sondern es muss ein Kompromiss zwischen den Optimierungszielen durch geeignete Wahl der Parameter Q und R angestrebt werden. Dies wird an der Struktur des Gütefunktionals deutlich.

Die Eindimensionalität von (4.29) erlaubt eine einfache und effiziente Implementierung des Reglers in ein Steuergerät. Zudem kann der Regler einfach parametriert werden, da die Berechnung von $P(t)$ im Steuergerät selbst erfolgen kann.

Die Riccati-Regelung ist im Allgemeinen eine Mehrgrößen-Regelung, d.h. m Zustandsgrößen werden durch n Steuergrößen beeinflusst. $Q^{m\times m}$, $R^{n\times n}$ und $S^{m\times m}$ sind dann symmetrische, positiv-semidefinite Matrizen, $P(t)$ eine symmetrische Matrix-Funktion der Dimension $m \times m$. Zur Berechnung von P ist die Matrix-Riccati-Gleichung für das System $\dot{x} = A(t)x(t) + B(t)u(t)$ zu lösen:

$$\dot{P} = PBR^{-1}B^TP - PA - A^TP - Q. \tag{4.50}$$

Die Lösung dieser Gleichung kann im Allgemeinen nicht analytisch erfolgen. $P(t)$ ist im mehrdimensionalen Fall vorab zu berechnen und als zeitliche Folge von Matrizen $P(t_i)$ im Steuergerät abzulegen. Dies bedeutet einen deutlich komplexeren Aufwand für die Reglerparametrierung und einen deutlich erhöhten Speicherbedarf.

Insgesamt ist der mehrdimensionale Regler ein Vielfaches unhandlicher für den Fahrzeugeinsatz als der eindimensionale Regler. Durch die Matrix-Struktur des Reglers kann die Übersichtlichkeit und Wartbarkeit eingeschränkt werden. Im Praxiseinsatz ist Übersichtlichkeit und Wartbarkeit oberstes Gebot, weil ein Regler nicht nur einmal ausgelegt und angepasst wird, sondern dies für jede Kombination aus Motor, Getriebe und Fahrzeug gemacht werden muss, um ein optimales Ergebnis zu erreichen. Dies ist mit einem einfachen, übersichtlichen und physikalisch transparenten Konzept am besten möglich.

Kapitel 5

Anwendung auf das Getriebe

Die in den Kapiteln 2, 3 und 4.1 dargestellten Prinzipien und Methoden sollen nun auf ein Beispielsystem angewendet werden. Dabei steht die kurzfristige Übertragbarkeit der Methoden und Ansätze in die Praxis im Vordergrund. Es wird das Getriebe W5A330 in einer E-Klasse von Mercedes-Benz am Beispiel der Zug-Hoch-Schaltung vom 1. in den 2. Gang betrachtet. Diese Schaltung ist qualitativ besonders anspruchsvoll. Sie wird praktisch in allen Momentenbereichen ausgeführt. Weiter zeichnet sie sich durch den größten Übersetzungssprung aus. Dies bedeutet, dass während der Schaltung die größte Drehzahldifferenz zwischen den Gängen mit dem zugleich größten Momentensprung am Abtrieb überwunden werden muss.

In einem ersten Schritt wird die Hydraulik in der für die 1-2-Schaltung relevanten Tiefe modelliert und mit Messungen verglichen. In einem zweiten Schritt wird an das Hydraulikmodell das Triebstrangmodell angekoppelt und wiederum anhand von Messungen abgeglichen. Ein besonderes Augenmerk soll darauf liegen, ob alle in der Messung sichtbaren Effekte hinreichend genau modelliert sind.

Um ein Simulationsmodell mit der messbaren Realität abzugleichen, muss es über eine geeignete realistische Ansteuerung stimuliert werden. Für die Vergleichbarkeit ist es optimal, wenn für die Stimulation des Simulationsmodells Ansteuergrößen aus dem Fahrzeug verwendet werden können. Simulation und Messung sind dann damit direkt vergleichbar und Abweichungen sind direkt zu erkennen.

Gibt es bei dieser Art der Stimulation eine hinreichende Übereinstimmung zwischen Modell und Messung, so besteht ferner die Möglichkeit, Rückschlüsse auf

der Messung nicht zugängliche oder nur mit großen Aufwand zugängliche Größen zu ziehen. Zu diesen Größen gehören z.B. Volumenströme in der Schaltplatte, Drücke im Getriebe oder auch das Abtriebsdrehmoment.

5.1 Simulation der Hydraulik

Für die detaillierte Darstellung des Ablaufs einer Schaltung vom 1. in den 2. Gang wurden alle dafür relevanten hydraulischen Elemente modelliert. Die Modellierung basiert dabei auf den in den Kapiteln 2.1.1–2.1.4 dargestellten Methoden. Das Hydraulikmodell ist somit kompressibel mit Druckknoten und Blenden modelliert. Die Parameter der Blenden, der Schiebergeometrie und Durchfluss-Kennlinien, sowie der Federn basieren ausschließlich auf Konstruktionsvorgaben. Für die Kraft-Weg-Kennlinie der Kupplungskolben werden Messdaten verwendet. Die Leitungen sind mit identischem $E/V = const.$ (siehe (2.10)) modelliert, unterschiedliche Leitungsvolumina werden nicht berücksichtigt.

Im Strukturbild 5.1 ist der logische Aufbau des betrachteten hydraulischen Teilsystems dargestellt. Modelliert ist der Block 1-2/4-5 mit drei Schaltschiebern und einem Regelschieber für die abschaltende Kupplung (Magenta), der Regelschieber für den Druck der zuschaltenden Kupplung (grün), sowie den Regelschiebern für Arbeitsdruck und Schmierung (Hellblau). Der Regelschieber für die Schmierung ist hinzugenommen, um einen realistischeren Ölhaushalt zu erhalten, hat jedoch keine unmittelbare Bedeutung für den Ablauf einer Schaltung. Desweiteren sind die Schnittstellendrücke zur Mechanik, die internen Drücke der Kupplungen $pK1_{int}$ (auch $p1$ in den Abbildungen) und $pB1_{int}$ (auch $p2$ in den Abbildungen), die relevanten messbaren Drücke $pK1$ und $pB1$ sowie die Drücke zur Stimulation, also der Modulierdruck und der Schaltdruck, dargestellt.

Die Stimulation des Hydraulikmodells erfolgt mit in der elektronischen Getriebesteuerung gemessenen Solldrücken des Modulierdruckventils und des Schaltdruckventils. Die für die Simulation verwendbaren Messungen zeigen nur einen kurzen Ausschnitt einer Fahrt, so dass anhand der Messung passende Startwerte für die Simulation ermittelt wurden. Auf dieser Basis kann die Simulation erfolgreich durchgeführt werden und ein unmittelbarer Vergleich zwischen Hydraulikmodell und Fahrzeug ist möglich.

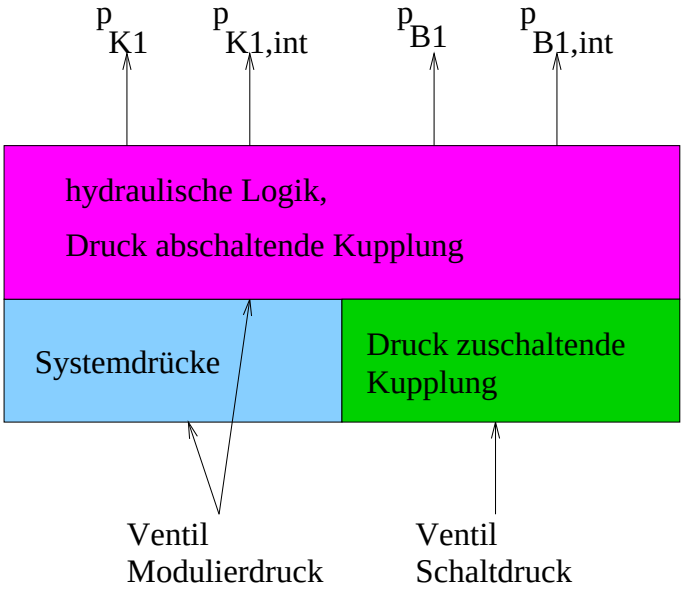

Abbildung 5.1: Strukturbild der Hydraulik

In Abbildung 5.2 ist der gemessene Druckverlauf einer Schaltung mit den Kupplungsdrücken $pK1$ und $pB1$, sowie den Solldrücken des Modulierdrucks und des Schaltdrucks zu sehen. Die Solldrücke werden direkt zur Stimulation des Hydraulikmodells verwendet. In Abbildung 5.3 ist der Verlauf der simulierten Drücke $pK1$ und $pB1$ sowie der Verlauf der internen Kupplungsdrücke $pK1_{int}$ und $pB1_{int}$ zu sehen. In der Simulation sind alle in der Messung sichtbaren Effekte zu erkennen, insbesondere auch die Druckspitze nach der Füllung der zuschaltenden Kupplung K1. In dem für die Schaltung maßgeblichen Zeitintervall von $t \in [2.5s\,,\,4.1s]$ sind die Drücke von Messung und Simulation praktisch deckungsgleich. Zusätzlich zu den Drücken der Messung sind die internen Kupplungsdrücke verfügbar. Dabei ist deutlich der Zusammenhang zwischen dem Nachfüllen der Kupplung bzw. des effektiven Füllendes und der Druckspitze bei $pK1$ zum Zeitpunkt $t \approx 3.2s$ zu erkennen. Die Druckspitze ist eine Folge der Trägheit des Regelschiebers. Der Regelschieber kann nicht schnell genug auf das effektive Füllende der Kupplung reagieren und überfüllt kurzzeitig die Kupplung, wodurch die Druckspitze entsteht. In der Messung tritt die Druckspitze bei $t \approx 3.15s$ auf. Es ist offenbar ein Unterschied in der Kraft-Weg-Kennlinie der Simulation und der Fahrzeugmessung vorhanden. Die Abweichung des Drucks $pK1$ im Bereich $t > 4.1s$ ist die Folge einer vereinfachten Modellierung des hydraulischen Systems. Die Vereinfachung ist zulässig, da sie auf den betrachteten Schaltvorgang keine

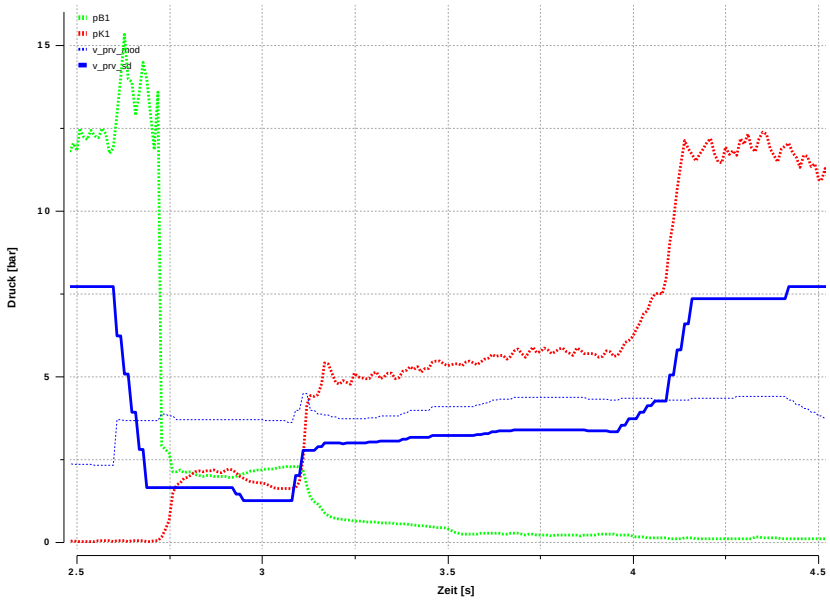

Abbildung 5.2: Druck-Messung einer Schaltung

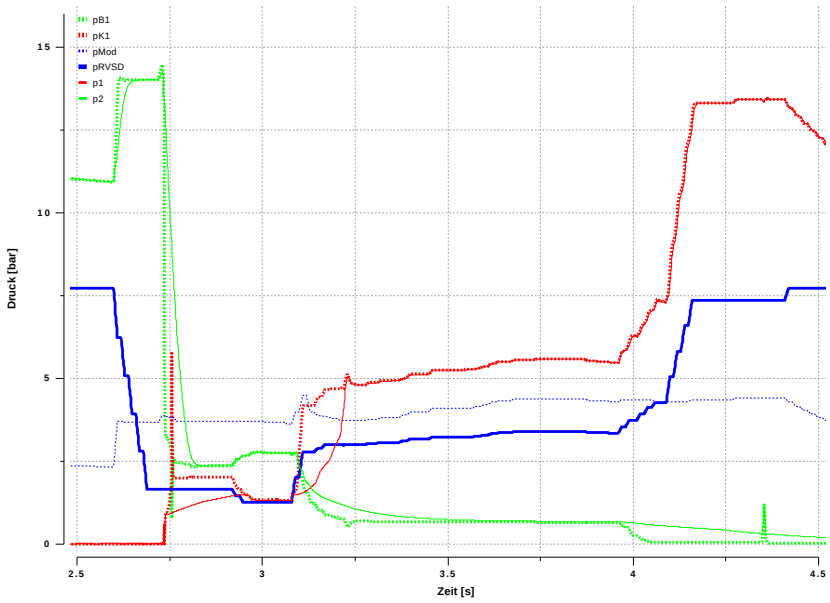

Abbildung 5.3: Druck-Simulation einer Schaltung

Auswirkung hat.

Insgesamt ist das Modell hinreichend genau, um das Verhalten der Hydraulik in allen messbaren Effekten darzustellen. Die Vereinfachung mit $E/V = const.$ für alle Leitungen ist somit zulässig.

5.2 Simulation von Hydraulik und Fahrzeug

Als weiteren Schritt zur Darstellung des beobachteten Triebstrangverhaltens wird das Hydraulikmodell mit dem Getriebe- und Fahrzeugmodell von Kapitel 2.2 kombiniert. Die Kopplung der Teilmodelle erfolgt, wie in Abbildung 5.4 dargestellt, über den effektiven Druck $p_{K,eff}$ nach (2.96) im Kupplungskolben. Für das Fahrzeugmodell sind Parameter der Fahrleistungsrechnung übernommen, die Trägheitsmomente des Getriebes sind ausgependelt.

Auch hier erfolgt die Stimulation des Simulationsmodells mit gemessenen Größen aus der elektronischen Getriebesteuerung. Zusätzlich zu den Solldrücken für das kombinierte Triebstrang- und Hydraulikmodell sind noch das Motormoment und der Motoreingriff während der Schaltung hinzugekommen. Auch hier werden Startwerte für die Simulation aus den Messungen ermittelt.

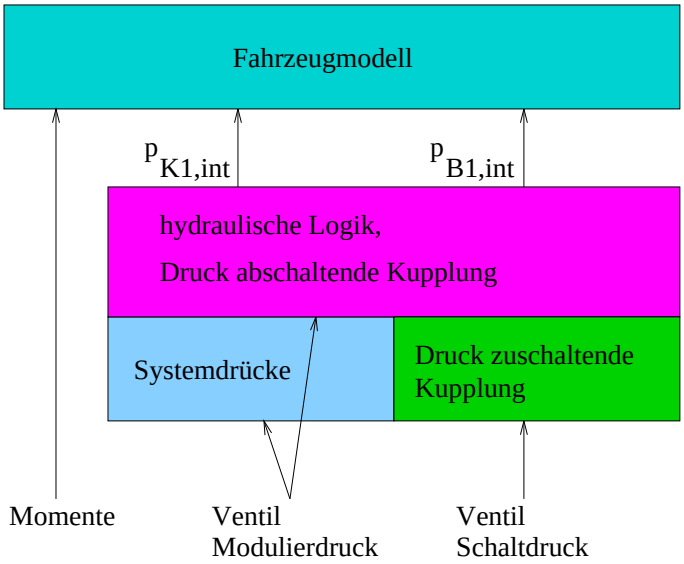

Abbildung 5.4: Blockschaltbild des Gesamtmodells

In Abbildung 5.5 sind zusätzlich zu den Drücken der Verlauf der Turbinendrehzahl n_T und der Sonnendrehzahl n_3 dargestellt. Es ist deutlich die Triebstrang-Schwingung in n_3 zu sehen. Aufgrund des deutlich größeren Trägheitsmomentes der Turbine ist bei der Drehzahl n_T die Amplitude der Schwingung sichtbar kleiner. In Abbildung 5.6 ist die Simulation der Drücke $pK1$, $pB1$, $pK1_{int}$, $pB1_{int}$

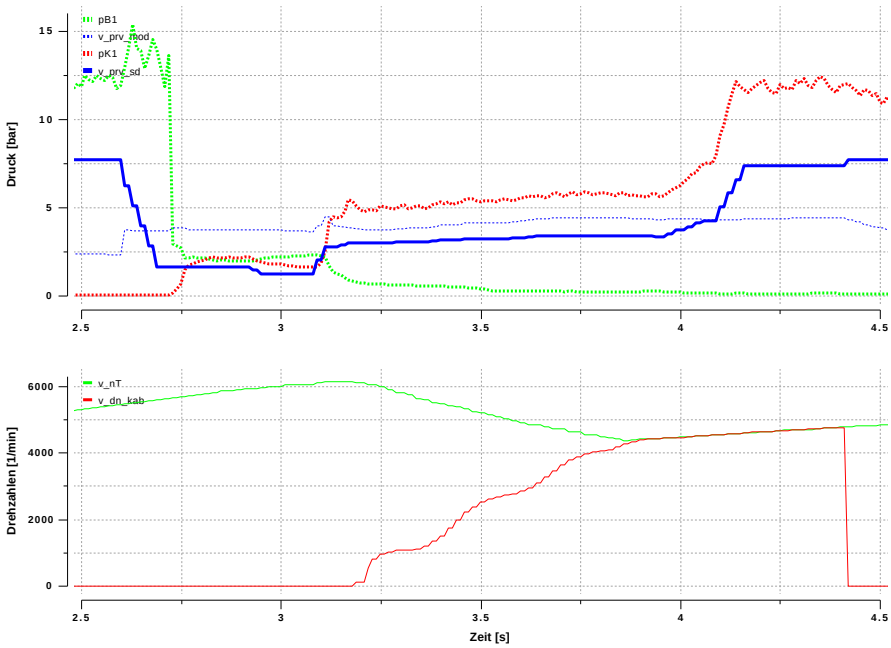

Abbildung 5.5: Fahrzeugmessung mit Druck und Drehzahlen

und der Drehzahlen n_T und n_3 zu sehen. Auch die Drehzahlverläufe von n_T und n_3 zeigen eine gute Übereinstimmung mit der Messung. Die Schwingung des Triebstrangs ist ebenfalls deutlich in der Drehzahl n_3 zu sehen.

Insgesamt ist es mit dem kombinierten Modell möglich, die Wirkung auf die Schaltqualität von Änderungen in der Hydraulik und Ansteuerungskonzepten zu untersuchen. Wesentlich dafür sind Modelle, die die in Messungen beobachteten Effekte hinreichend genau wiedergeben. Es ist jedoch nicht notwendig, Übereinstimmung in den letzten Details der Druck- und Drehzahlverläufe zu erzielen. Für die Anwendung in der Praxis ist es oft ausreichend, die Richtung der effektiven Änderung mittels einer Simulation zu bestimmen und die Wirkungen auf das Gesamtsystem abzuschätzen.

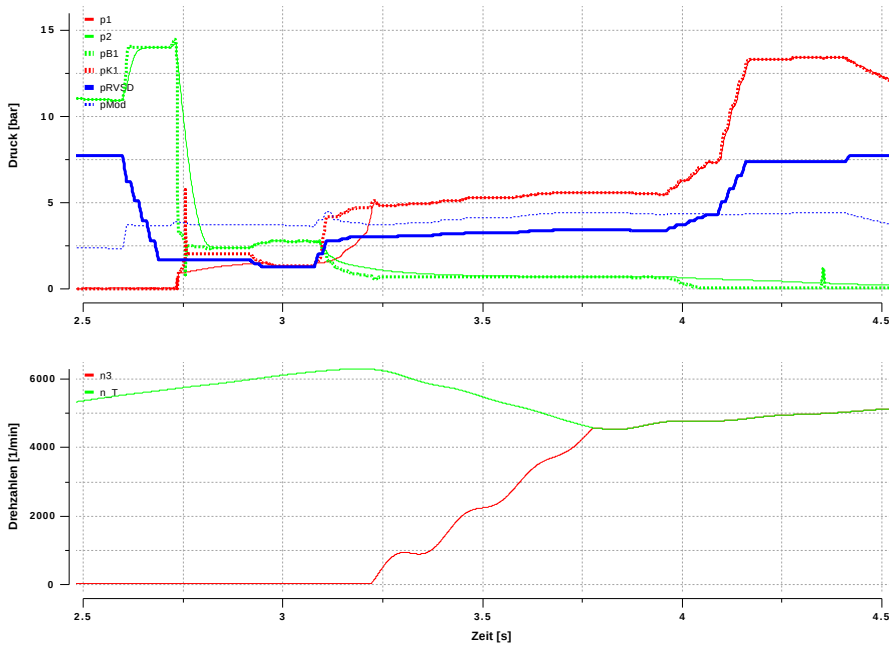

Abbildung 5.6: Fahrzeugsimulation mit Druck und Drehzahlen

5.3 Grenzen der Modelle, Abweichungen zur Realität

Im Hydraulikmodell sind alle Temperaturabhängigkeiten vernachlässigt. Damit sind auch Leitungswiderstände, die durch die Viskosität des Öls bestimmt werden, nicht abgebildet. Das Hydraulikmodell ist damit nur für hohe Temperaturen mit dünnflüssigem Öl gültig. Weiter ist eine exakte Abstimmung des Kupplungskolbens nicht möglich. Füllverhalten, Rückdruckfeder und die Reibung der Dichtungen ist mit großen Streuungen und Temperaturverhalten behaftet. Die Ventildynamik ist in der Modellierung vernachlässigt.

Auch beim Mechanikmodell existieren signifikante Vereinfachungen. So ist das Reibwertverhalten der Lamellen weder durch eine Kennlinie abgebildet, noch werden Effekte aufgrund von Beölung oder Temperatur berücksichtigt. Das Getriebe ist reibungsfrei modelliert. Nicht alle Elastizitäten der Wellen, Reifen und des Fahrwerks sind im Modell eingebaut. Es kann mit dem hier verwendeten Modell

über eine Elastizität nur eine Eigenfrequenz des Triebstrangs dargestellt werden. Diese Elastizität ist eine Kombination aller Elastizitäten.

5.4 Übertragungsverhalten der Hydraulik

Die Anwendung der harmonischen Analyse erfolgt am Beispiel der hydraulischen Steuerung des NAG-Getriebes. Das betrachtete Teilsystem ist dem in Abbildung 2.2 gezeigten System vergleichbar, wobei jedoch mehr Blenden aufgrund der Schaltlogik vorhanden sind. In Kapitel 2.3 wurde nur der Kupplungskolben mit vorgeschalteter Blende betrachtet. Die Übertragungsfunktion des Systems wird damit vom Verhalten des hydraulischen Regelventils mitbestimmt. In Abbildung 5.7 sind die Beträge der Übertragungsfunktionen des internen Kupplungsdrucks und der Kupplungskraft dargestellt.

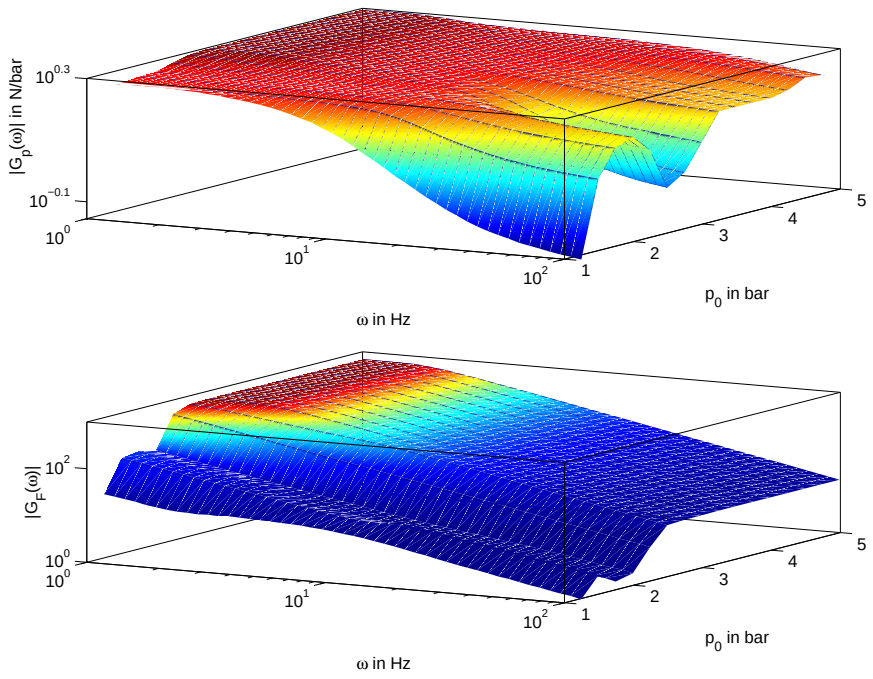

Abbildung 5.7: 3D-Darstellung der Übertragungsfunktionen des Drucks und der Kraft

Die Übertragungsfunktionen des realen Systems unterscheiden sich deutlich von denen in Abbildung 2.10. Das liegt einerseits an der vorhandenen Coulombreibung und der viskosen Reibung, andererseits an der nicht monoton steigenden

Federkonstante $C(p_0) = \frac{dF(p)}{dp}|_{p_0}$. Dies führt zum Einbruch der Amplitude bei der Übertragungsfunktion des Drucks. Vor allem durch die Reibungsbeiträge fällt die Übertragungsfunktion der Kraft bei niedrigem Grunddruck p_0 deutlich ab. Insgesamt zeigen sich in den Übertragungsfunktionen neben den direkten Kupplungseigenschaften auch Randbedingungen des gesamten hydraulischen Systems, wie z.B. die Verstärkung von Regelschiebern oder auch Begrenzungen in der Druckhöhe. Wirkende Randbedingungen verändern den Verlauf der Übertragungsfunktionen nachhaltig.

Auch hier sollen die Übertragungsfunktionen durch PT1- und PT2-Funktionen angenähert werden. Für die Übertragungsfunktion des Drucks wird aufgrund der Reibung eine PT1-Approximation gewählt. Die Übertragungsfunktion der Kraft wird als PT2-Funktion genähert. Der Verlauf der Eigenfrequenz $\omega_0(p_0)$ und der Dämpfung $d_0(p_0)$ ist in Abbildung 5.8 dargestellt.

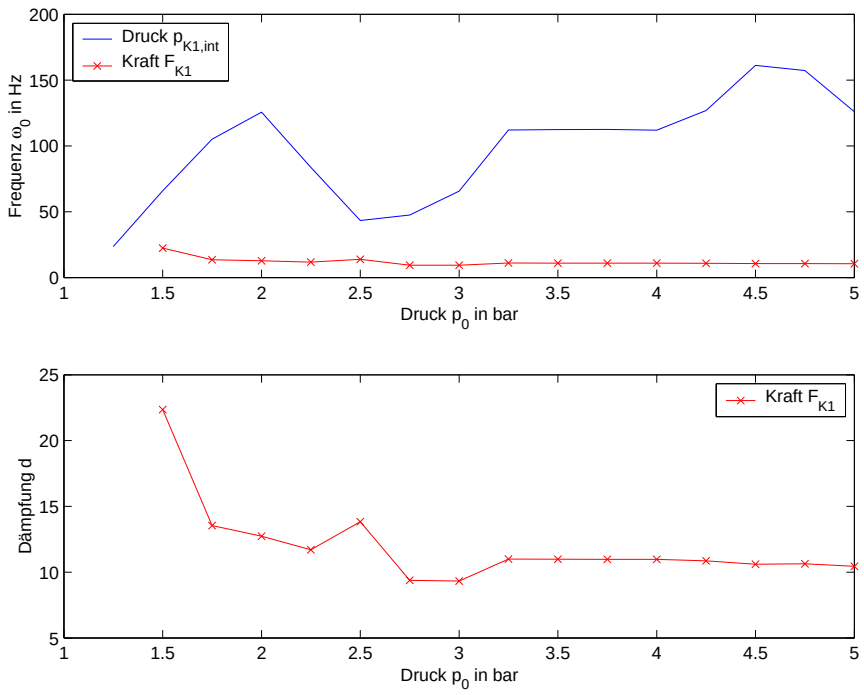

Abbildung 5.8: Verlauf von Eigenfrequenz und Dämpfung

Im Frequenzverlauf des Drucks zeigt sich deutlich die Charakteristik der Kupplungsfeder. Aufgrund der PT1-Näherung kann kein Dämpfungskoeffizient angegeben werden. Die Eigenfrequenzen des Drucks sind deutlich höher, als die der Kraft. Dies bedeutet eine Entkoppelung der Dynamik des Drucks von der der

Kupplungskraft. Bei der Kupplungskraft nimmt die Dämpfung analog zu den Ausführungen in Kapitel 2.3.4 ab. Dies kann wieder über den kleineren Volumenstrom bei größeren Federkonstanten erklärt werden. Jedoch zeigt die Eigenfrequenz keine eindeutige Abhängigkeit von der Federkonstanten. Vergleicht man den Frequenzverlauf mit den Eigenfrequenzen bei Reibung in Kapitel 2.3.5 und den Frequenzverlauf bei nichtlinearer Feder ohne Reibung in Kapitel 2.3.4, so werden die Eigenfrequenzen beim Gesamtsystem vor allem durch die Reibungseinflüsse bestimmt.

Frequenz und Dämpfung der Kraft waren bei einem Druck von $p_0 = 1.25bar$ nicht als PT2-Funktion näherbar, so dass dieser Druck in der Auswertung weggelassen wird. Ursache ist die eingeschränkte Kolbenbewegung bei niedrigen Drücken aufgrund der Randbedingung $x_K \geq 0$ und die Vorspannung der Kolbenrückdruckfeder.

Insgesamt können durch diese Analyse die dominierenden dynamischen Eigenschaften der Gesamthydraulik identifiziert werden. Es besteht damit die Möglichkeit, ein einfaches dynamisches Modell der Hydraulik für Anwendungen in der Getriebesteuerung zu realisieren.

5.5 Optimierung in der Hydraulik

In diesem Kapitel sollen die Optimierungsmöglichkeiten betrachtet werden, die sich in der Hydraulik und Software bieten. Dabei werden sowohl Potenziale als auch Grenzen betrachtet. Der sehr verzögerte Anstieg des internen Kupplungsdrucks $pK1_{int}$ im Vergleich zum Druck $pK1$ ermöglicht eine kontrollierte Ansteuerung deutlich später, als dies von der Ansteuerungssoftware erwartet wird. Um eine bessere Übereinstimmung von Vorgabe-Druck $pK1$ und internem Kupplungsdruck $pK1_{int}$ zu bekommen, soll als Optimierungsmaßnahme die Blende zwischen den beiden Drücken variiert werden. Da der interne Kupplungsdruck deutlich verzögert nachfüllt, erscheint eine Vergrößerung der Blende sinnvoll.

Anhand der Simulation soll die Auswirkung einer vergrößerten Blende auf das Hydraulik-Verhalten und die Schaltqualität abgeschätzt werden. In Abbildung 5.9 sind die Druckverläufe bei identischer Ansteuerung und unterschiedlichen Blenden dargestellt. Die Druckverläufe $pK1$ und $pK1_{int}$ sind die des Originalsy-

stems (oberes Achsenkreuz, rot), die Druckverläufe $pK1_{neu}$ und $pK1_{int,neu}$ sind mit vergrößerter Blende (grün). Im unteren Teil sind die jeweils zugehörigen Drehzahlverläufe der Turbine und der Sonne abgebildet. Durch die Vergrößerung

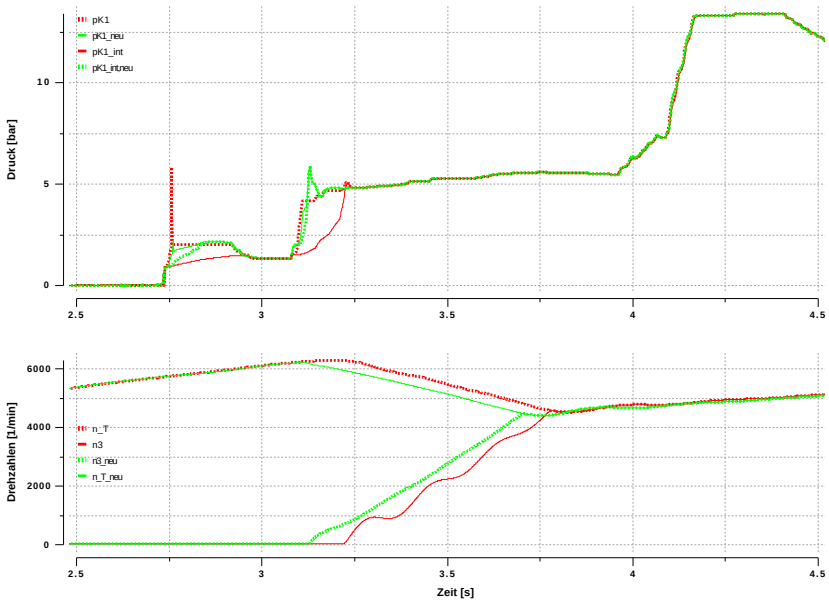

Abbildung 5.9: Auswirkung einer vergrößerten Blende für K1 in der Simulation

der Blende konnte das Folgeverhalten von $pK1_{int}$ verbessert und eine spontanere Ansteuerung erreicht werden. Markant für die vergrößerte Blende ist eine höhere Füllspitze, die auch früher auftritt. Die Schwingung des Triebstrangs konnte durch die spontanere Ansteuerung reduziert werden, da dieser damit besser abgefangen werden konnte.

In Abbildung 5.10 ist der Druck- und Drehzahlverlauf bei unterschiedlichen Blenden dargestellt. Das von der Simulation her erwartete frühere Auftreten der Füllspitze im Druck $pK1$ ist in der Messung ebenfalls zu erkennen. Auch ist eine reduzierte Schwingung des Triebstrangs in den Drehzahlen sichtbar.

Die Simulation ist hinreichend genau, um die Auswirkung von hydraulischen Modifikationen abschätzen zu können.

Die hydraulische Optimierungsmaßnahme ist im Gesamtumfeld des Getriebes abschließend zu bewerten. Eine vergrößerte Blende verändert neben der Dynamik

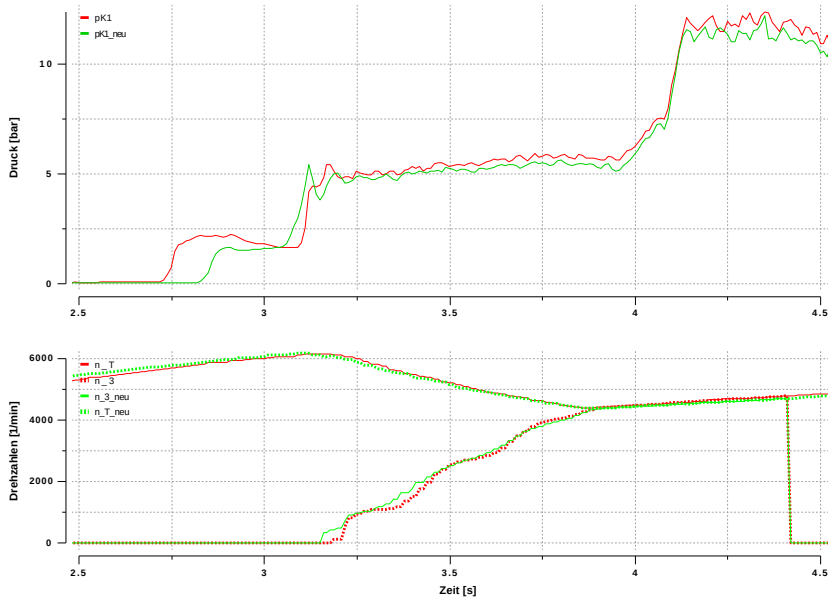

Abbildung 5.10: Auswirkung einer vergrößerten Blende für K1 im Fahrzeug

auch wesentlich das Temperaturverhalten der Hydraulik. Dies muss in der Software berücksichtigt werden, was eine komplette Neuabstimmung der durch die Änderung betroffenen Schaltungen bedeutet. Auch müssen bei einer Änderung der Hydraulik die Kosten für die Optimierungsmaßnahme mit betrachtet werden. Derartige Optimierungen sind damit am Besten bei einem sich in der Entwicklung befindlichen Getriebe denkbar und machbar.

5.6 Optimierung der Ansteuerung

Die Optimierung der Ansteuerung kann in zwei Bereiche aufgeteilt werden:

1. Die Optimierung der Ansteuerung über Parameteroptimierung.
2. Die Optimierung der Ansteuerung durch Optimierung der Algorithmen.

Bei einem in Serie befindlichen Getriebe wird hauptsächlich Parameteroptimierung betrieben. Die Möglichkeiten, die Druck- und damit die Momentenverläufe

den Erfordernissen anzupassen, sind durch die Struktur der Steuerungs-Software begrenzt. Dies gilt insbesondere dann, wenn die Parameter nach anderen Kriterien optimiert werden, als dies bei der Erstellung der Algorithmen der Fall war.

Beste Ergebnisse sind dann zu erzielen, wenn in den Algorithmen die angewendeten Optimierungskriterien berücksichtigt werden und auch eine parallele Weiterentwicklung betrieben wird.

Auf Basis der kombinierten Hydraulik- und Fahrzeug-Simulation wird der in Kapitel 4.1 vorgestellte Steuerungs-Algorithmus implementiert. Ziel dabei ist, die prinzipielle Realisierbarkeit des Algorithmus in einem seriennahen Umfeld zu überprüfen. Dazu müssen die auf Momenten beruhenden Überlegungen auf die hydraulischen und mechanischen Eigenschaften übertragen werden. Die kontrollierte Ansteuerung der abschaltenden Kupplung nach Kapitel 4.1.1.2 muss nicht umgesetzt werden, da bei dieser Schaltung der Freilauf die Funktion der abschalten Kupplung übernimmt. Die abschaltende Kupplung kann somit umgehend entleert werden. Dadurch vereinfacht sich die Ansteuerung erheblich, weil nur noch die zuschaltende Kupplung betrachtet werden muss.

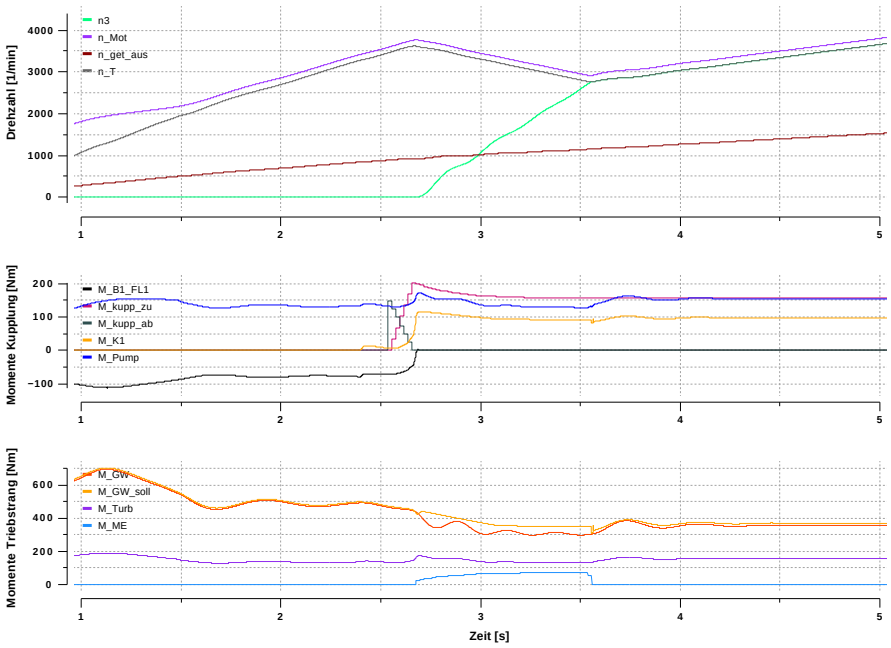

Abbildung 5.11: Simulation mit dem neuen Ansteuerungskonzept

In Abbildung 5.11 ist ein Schaltungsablauf zu sehen, der mit dem neuen Ansteuerungsalgorithmus realisiert wurde. Bei der simulativen Umsetzung des neuen Algorithmus bei einem Plantengetriebe mit Hydraulik treten weitere Einflüsse zutage. Diese werden kurz dargestellt und in ihrer Wirkung diskutiert.

1. Das Füllverhalten und die Nichtlinearität der Kupplung haben einen deutlichen Einfluss auf den Momentenaufbau der Kupplung und damit auf den Verlauf des Abtriebsdrehmomentes. Der Momentenaufbau hat damit eine von der Ansteuerung abweichende Charakteristik. Erstens wird mit Erreichen des Füllendes schon über die zuschaltende Kupplung Moment übertragen, so dass am Abtrieb das Moment schon reduziert wird. Dies bedeutet ein kleineres Überhöhungsmoment für die zuschaltende Kupplung. Zweitens zeigt die Kupplung ein ausgeprägtes Nachfüllen während der Überschneidungsphase. Damit entspricht der reale Momentenverlauf nicht dem Sollverlauf der hydraulischen Vorgabe.

2. Der Momentensprung zwischen den beiden Gängen erlaubt nicht eine Ansteuerung des gesamten Verzögerungsmomentes zum Überschneidungsende hin, sondern ein Teil des Verzögerungsmomentes muss somit zu Beginn der Überhöhungsphase über den Motoreingriff abgedeckt werden.

3. Die Struktur eines Planetensatzes bewirkt, dass in der Überschneidungsphase und der Überhöhungsphase unterschiedliche Trägheitsmassen wirksam sind. Dieser Unterschied bewirkt im konkreten Fall, dass Soll und Ist des Abtriebsdrehmomentes während der Überhöhungsphase nicht übereinstimmen. Das Ist-Abtriebsdrehmoment liegt damit unter dem Soll-Abtriebsdrehmoment. Zudem wirkt das Eingangsmoment auch direkt auf den Abtrieb.

Die grundlegenden Überlegungen von Kapitel 4.1 sind somit nicht direkt übertragbar. Mit dem in Kapitel 4.1.3 dargestellten Optimierungsalgorithmus können die Steuerungsparameter an die Fahrzeugsituation angepasst werden. Es ist jedoch nicht zu erwarten, dass die Schwingungsneigung aufgrund der physikalischen Randbedingungen in vollem Umfang kompensiert werden kann. Es ist eine individuelle Anpassung des Steuerungskonzeptes an das Planetengetriebe notwendig.

Das Füllverhalten der realen Kupplungen hat zur Folge, dass der regelungstechnische Ansatz von Kapitel 4.2 nicht realisierbar ist. Die geregelte Überschneidung kann mit der vorhandenen Hydraulik aufgrund des Nachfüllverhaltens und des damit verbundenen verzögerten Momentenaufbaus nicht realisiert werden. Die Umsetzung des Regelungskonzeptes erfordert damit ein grundsätzliches Redesign der hydraulischen Basiskomponenten sowie der hydraulischen Steuerung.

Kapitel 6

Zusammenfassung und Ausblick

Abschließend sollen die Ergebnisse dieser Arbeit nochmals betrachtet und in Bezug zu Fahrzeug und Praxis gesetzt werden. Prägend bei der Erstellung der Arbeit sind vorhandene industrielle Randbedingungen in der Entwicklung. Die in der Arbeit angewandten und dargestellten Methoden haben sich daher an den Möglichkeiten, Bedürfnissen und verfügbaren Ressourcen orientiert. Charakteristisch für diese Randbedingungen sind z.B.:

- die Verfügbarkeit von kommerziellen Simulationstools,
- die notwendige Genauigkeit der Ergebnisse und Verfügbarkeit der Genauigkeit von Vergleichsmessungen,
- verfügbare Ressourcen in der Steuerung (Speicherplatz, Laufzeit) für die Umsetzung von Algorithmen,
- die Akzeptanz und Wartbarkeit der Algorithmen und Parameter.

Vor diesem Hintergrund werden die einzelnen Punkte der Arbeit zusammengefasst. In Abbildung 6.1 sind die Beziehungen der einzelnen Kapitel untereinander dargestellt.

Ausgangspunkt der Untersuchungen waren offene Fragen zum Verhalten des Antriebsstrangs in der Serienentwicklung. Mit den bisher zur Verfügung stehenden Methoden waren die gemessenen Effekte nicht angemessen zu unterdrücken.

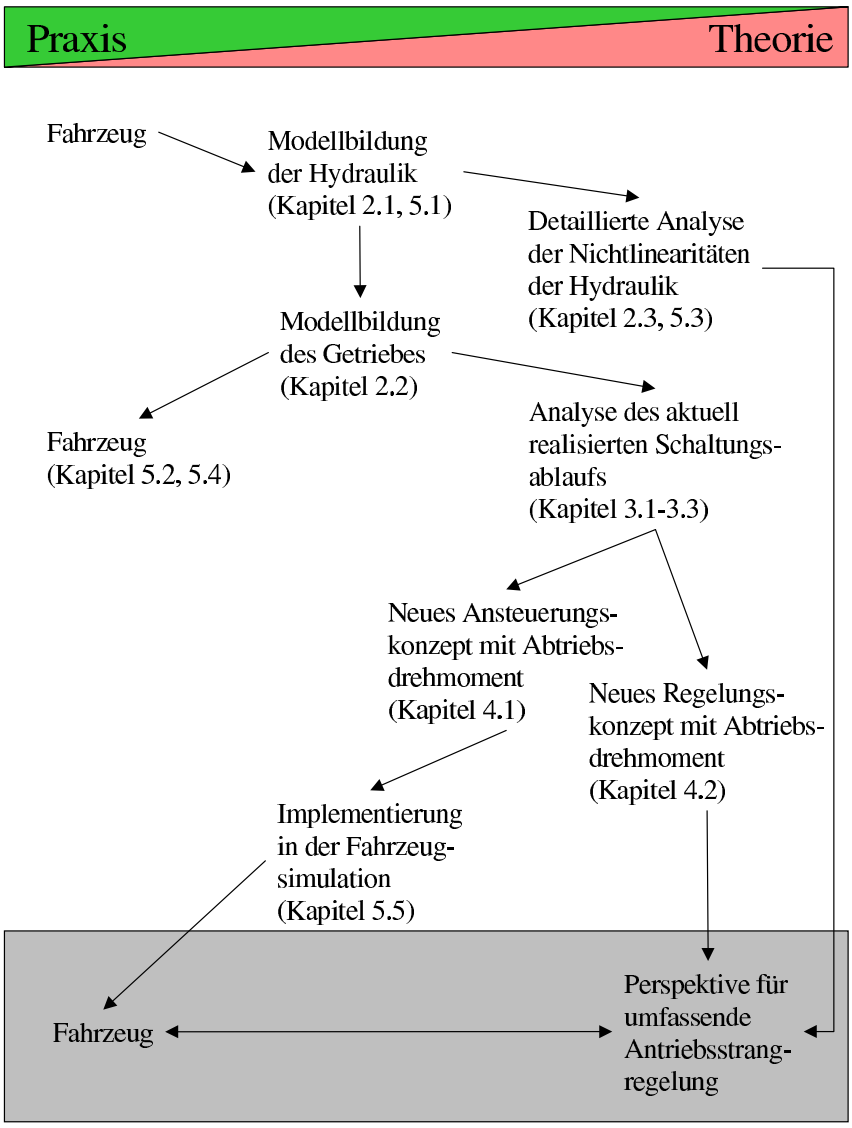

Abbildung 6.1: Struktur der Dissertation

Der erste Schwerpunkt der Untersuchungen ist die Modellierung der bei der 1-2-Schaltung aktiven Komponenten. Die Modellierung ist die mathematisch-physikalische Basis zur Analyse der Effekte und Identifikation der Ursachen. Die Modellierung erfolgt in zwei Schritten.

1. **Die Modellierung der Hydraulik und Verifikation mit Fahrzeugmessungen.** Die Modellierungsmethoden sind in Kapitel 2.1 dargestellt, die Simulationsergebnisse und die Verifikation mit Fahrzeugmessungen in Kapitel 5.1. Durch die Anwendung eines kommerziellen Simulationstools mit den notwendigen numerischen Verfahren wurden die Randbedingungen für die industrielle Anwendung erfüllt. Mit der hierarchischen Strukturierbarkeit des Modells im Simulationstool kann zudem ein komfortabel zu wartendes Hydraulikmodell erstellt werden. Die Stimulation des Modells mit Messwerten der elektronischen Getriebesteuerung hat eine unmittelbare Vergleichbarkeit zwischen Simulation und Fahrzeug bewirkt.

2. **Die Modellierung von Teilen des Antriebsstrangs.** Es wurden die für die 1-2-Schaltung relevanten Komponenten modelliert. Die dabei angewandte Modellierungstechnik ist in Kapitel 2.2, die Simulationsergebnisse und die Verifikation mit Fahrzeugmessungen in Kapitel 5.2 dargestellt. Das Fahrzeugmodell wurde mit dem Hydraulikmodell gekoppelt, so dass Druck-, Drehzahl- und Momentenverläufe in einer Simulation berechnet werden können. Durch die Stimulation mit Messwerten aus der elektronischen Getriebesteuerung ist wiederum der direkte Vergleich zum Fahrzeug gegeben.

Mit der Simulation kann für die Anwendung hinreichend genau die Schwingungen bei der 1-2-Schaltung berechnet werden. Diese ist unter mehreren Aspekten bedeutend:

1. Die im Modell abgebildete Physik korrespondiert zum Fahrzeug, es ist kein wesentlicher Einfluss vernachlässigt.

2. Die Hydraulik kann als primäre Quelle für die Schwingungen ausgeschlossen werden. Als Ursache kann der Strukturwechsel im Getriebe beim Übergang vom Haftzustand in den Gleitzustand identifiziert werden.

3. Das Modell kann damit zur Optimierung von Hydraulik und Ansteuerung eingesetzt werden.

Mit der Simulation wurden Modifikationen von Hydraulik und Ansteuerung untersucht und anschließend im Fahrzeug überprüft. Die Ergebnisse in Bezug auf die Modifikationen der Hydraulik sind in Kapitel 5.5 dargestellt. Auch hier zeigt sich eine ausreichende Übereinstimmung von Messung und vorausgegangener Simulation. Da die Simulationen über die Auswirkungen von Modifikationen in der Hydraulik durch Messungen in vollem Umfang bestätigt werden konnte, wurde für die angewandte Methodik die volle Anwendbarkeit unter Berücksichtigung aller Randbedingungen nachgewiesen.

Neben dem direkten Wechselspiel von Fahrzeug und Simulation erfolgen weiterführende Betrachtungen zu Hydraulik und Ansteuerung. Für ein umfassendes Verständnis, welche konkrete Bedeutung die einzelnen nichtlinearen Komponenten der Hydraulik in Bezug auf die Gesamtdynamik das Systems haben, werden mit der harmonischen Analyse Übertragungsfunktionen ermittelt und Parameteranpassungen an Basisfunktionen aus der Regelungstechnik vorgenommen. Die betrachteten Basisfunktionen sind die PT1-Übertragungsfunktion und die PT2-Übertragungsfunktion. Die Ergebnisse in den Kapiteln 2.3 und 5.4 zeigen, dass sich die Hauptdynamik auf einfache Basisfunktionen reduziert werden kann, wobei die Parameter der Basisfunktionen durch die Nichtlinearitäten des Systems mitbestimmt werden. Dieses Ergebnis bestätigt damit auch den von Borchsenius in [2] und [3] vorgestellten Ansatz der in weiten Teilen inkompressiblen Modellierung der Hydraulik mit ausgewählten kompressiblen Anteilen.

Über die Ursachenforschung bei den Schwingungen während der 1-2-Schaltung hinaus werden die Grundsätze des Schaltungsablaufs betrachtet. Als Ursache für die Schwingung wird ein unausgewogener Verlauf des Abtriebsdrehmomentes während der Schaltung und insbesondere über den Strukturwechsel hinweg identifiziert. In den Kapiteln 3.1 bis 3.3.4 sind diese Betrachtungen dokumentiert und waren Anlass, das Prinzip der Überhöhungsschaltung neu zu diskutieren. Die bisherige Vorgehensweise betrachtet ausschließlich das Moment am Getriebeeingang und den Drehzahlverlauf am Getriebeeingang. Auf Basis eines einfachen Fahrzeugmodells wird das Abtriebsdrehmoment als weitere Eingangsgröße in das Ansteuerungskonzept integriert. Mit dem neuen Ansatz erfolgt neben der Model-

lierung des Drehzahlverlaufs am Getriebeeingang auch eine aktive Modellierung des Momentes am Getriebeausgang. Auch ist damit der Strukturwechsel von der Seite des Abtriebsmomentes her in der Ansteuerung mit berücksichtigt.

Die Prinzipien der neuen Überhöhungsschaltung werden in zwei aufeinander aufbauenden, aber prinzipiell unabhängigen, Algorithmen dargestellt:

1. Der in Kapitel 4.1 vorgestellte Algorithmus berücksichtigt in vollem Umfang die aktuellen Randbedingungen der Fahrzeugtechnik. Der Algorithmus ist in weiten Teilen eine Steuerung. Es werden daher keine zusätzlichen Sensoren benötigt. Auch werden keine über die vorhandenen Möglichkeiten der Antriebsstrang-Regelung (Lehner [24]) gehenden Anforderungen gestellt. Viele Größen, die im bisherigen Konzept der Überhöhungsschaltung auftreten, wurden in den neuen Ansatz mit übernommen. Es steht bei diesem Konzept keine direkte Information über das Abtriebsdrehmoment zur Verfügung, so dass der Ansteuerungsalgorithmus mit einem Optimierungsalgorithmus ergänzt wirde. In Bezug auf die industrielle Umsetzbarkeit bedeutet dies insgesamt, dass das neue Konzept mit den vorhandenen Sensoren und Möglichkeiten der Ansteuerung direkt umgesetzt werden kann. Auch ist ein Know-How-Transfer an andere Mitarbeiter möglich, da viele Begriffe übernommen wurden und nur wenige hinzugefügt wurden. Durch die zweistufige Auslegung, also der Trennung von Momentenansteuerung am Abtrieb und der Drehzahlbestimmung, ist die für die Analyse wichtige Übersichtlichkeit zur Fehlersuche gewahrt.

2. In Kapitel 4.2 werden die Ideen der neuen Überhöhungsschaltung in einem Regelkonzept mit Abtriebsdrehmomenten-Sensor umgesetzt. Es erfolgt eine Regelung des Abtriebsdrehmomentes über einen I-Regler. Der I-Regler ermöglicht einen stetigen Strukturwechsel unter Berücksichtigung der Ansteuerungsprinzipien. Zusätzlich kann der Regler dämpfend auf den Antriebsstrang wirken. Der Regelung des Abtriebsdrehmomentes wird eine Regelung der Getriebeeingangsdrehzahl überlagert. Als Regelungsalgorithmen werden ein PI-Regler und ein eindimensionaler Riccati-Regler betrachtet und bewertet. Insgesamt wird, analog dem Steuerungsalgorithmus, ein zweistufiges Konzept, eine Kaskadenregelung, realisiert. Für die Praxis bedeutet dies, dass dieses Konzept nicht direkt umsetzbar ist, da in

Serienfahrzeugen kein Momentensensor zur Verfügung steht. Es wird bewusst auf mathematisch komplexe Regelungskonzepte verzichtet, da diese im Steuergerät nicht umsetzbar sind. Auch ist dann die Wartbarkeit der Algorithmen in Frage gestellt. Der eindimensionale Riccati-Regler dürfte damit die Grenze der im Steuergerät aktuell umsetzbaren Komplexität darstellen. Insgesamt sind, soweit möglich und sinnvoll, auch bei diesem Ansatz die Randbedingungen unter Serienbedingungen berücksichtigt.

Sowohl beim Steuerungsalgorithmus, als auch beim Regelungsalgorithmus wird ein zweistufiges Kaskadenkonzept verfolgt. Die Regelung bzw. Steuerung der Drehzahl ist unabhängig von der Ansteuerung bzw. Regelung des Abtriebsmomentes. Damit sind insgesamt alle Kombinationen denkbar, aber von unterschiedlicher Qualität. Siehe dazu Tabelle 6.1.

	n_{Turb}-Steuerung	n_{Turb}-PI-Regler	n_{Turb}-Riccati-Regler
M_{Ab}-Steuerung	Kapitel 4.1	denkbar	empfehlenswert
M_{Ab}-Regler	denkbar	Kapitel 4.2	Kapitel 4.2

Tabelle 6.1: Mögliche Kombinationen bei Drehzahl- und Momentenregelung

Die Grundlagen für die Implementierung des neuen Steuerungskonzeptes nach Kapitel 4.1 für die 1-2-Schaltung sind in Kapitel 5.6 dargestellt. Die Implementierung und Erprobung der neuen Ansteuerung im Fahrzeug stellt die konsequente Weiterentwicklung der in dieser Arbeit entwickelten und simulierten Ideen dar.

Auf Basis der neuartigen Überlegungen und Verfahren in den Kapiteln 2.3, 4.1 und 4.2 eröffnen sich neue Perspektiven für eine umfassende Antriebsstrangregelung. Darunter ist aus Sicht des Getriebes eine Regelung der Motordrehzahl, des Getriebeeingangsmomentes und des Abtriebsdrehmomentes zu verstehen.

Die Verfügbarkeit von hinreichend genauen und schnellen Sensorsignalen, insbesondere im Hinblick auf das neue Signal des Abtriebsdrehmomentes, ist Voraussetzung für den neuen Ansatz. Auch sind von der Aktorik Anforderungen bezüglich Geschwindigkeit und Genauigkeit zu erfüllen. Dieser Punkt ist in der vorliegenden Arbeit nicht näher thematisiert, jedoch muss insbesondere bei der Regelung das Verhalten der Aktoren mit berücksichtigt werden. Mit eventuellen Totzeiten im System muss im konkreten Fall gerechnet und umgegangen werden.

Insgesamt ist das gesamte Spektrum vom Fahrzeug über die mathematisch-physikalische Simulation wieder zum Fahrzeug dargestellt. Darüber hinaus werden neue Ansätze für eine optimierte Ansteuerung entwickelt. Diese sind derart aufgebaut, dass eine Implementierung im Fahrzeug unter den Bedingungen der Serienentwicklung realistisch erscheint. Der weiterführende Ansatz mit direkter Drehmomentenregelung des Abtriebs ist der erste Schritt für eine umfassende Regelung des Antriebsstrangs.

Literaturverzeichnis

[1] W. Backé, H. Murrenhoff: "Grundlagen der Ölhydraulik", Umdruck zur Vorlesung, 10. Auflage, Aachen, 1994

[2] F. Borchsenius, F. Pfeiffer: "Alternative Verfahren zur Modellierung hydraulischer Systeme", VDI Berichte, Nr. 1416, 1998

[3] F. Borchsenius, F. Pfeiffer: "Modellierung und Simulation hydraulischer Schaltsysteme", 2. IFK, Dresden, 16./17. Mai 2000

[4] H. Bork, A. Haj-Fraj, F. Pfeiffer: "Optimization of automatic transmissions", Tagungsband, IAC 2000

[5] H. Bossel: "Modellbildung und Simulation", Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 1992

[6] H. Bremer: "Dynamik und Regelung mechanischer Systeme", Teubner, Stuttgart, 1988

[7] A. Burger, G. Gierer, J. Haupt, J. Völkl: "Das neue Fünfgang-Automatikgetriebe für die neue BMW 3er Baureihe", BMW 3er, Sonderausgabe ATZ und MTZ, 1999

[8] I. N. Bronstein, K. A. Semendjajew: "Taschenbuch der Mathematik", Verlag Harri Deutsch, Thun, 1987

[9] O. Föllinger: "Optimale Regelung und Steuerung", R. Oldenbourg Verlag, 3. Auflage, München; Wien, 1994

[10] O. Föllinger: "Regelungstechnik", Hüthig Buch Verlag, Heidelberg, 1994

[11] H. J. Förster: "Automatische Fahrzeuggetriebe", Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1990

[12] J. Gebert: "Adaptive Parametervariation bei Getriebesteuerungen zur Optimierung des Schaltkomforts", Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 424, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2000

[13] H. Goldstein: "Klassische Mechanik", Aula-Verlag, 11. Auflage, Wiesbaden, 1991

[14] A. Haj-Fraj: "Modellierung der Schaltelemente in PKW-Automatikgetrieben", VDI Berichte

[15] A. Haj-Fraj, F. Pfeiffer: "Dynamik der Schaltvorgänge in Automatikgetrieben", VDI Berichte, Nr. 1285, 1996

[16] R. Isermann: "Identifikation dynamischer Systeme 1", Springer-Verlag, 2. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, 1992

[17] G. Joos: "Lehrbuch der Theoretischen Physik", Aula-Verlag, 15. Auflage, Wiesbaden, 1989

[18] N. Köckler: "Numerische Algorithmen in Softwaresystemen", B. G. Teubner, Stuttgart, 1990

[19] U. Kramer, M. Neculau: "Simulationstechnik", Hanser, München, Wien, 1998

[20] C. Kögl, H. Pott: "Formelsammlung der Hydraulik und Pneumatik", O+P "Ölhydraulik und Pneumatik", Konstruktionsjahrbuch 95/96, Vereinigte Fachverlage, Mainz, 1995

[21] P. Krus, K. Weddfelt, J.-O. Palmberg: "Fast Pipeline Models for Simulation of Hydraulic Systems", Transactions of the ASME, Vol. 116, pp. 132-136, March 1994

[22] F. Küçükay, F. Renoth: "Intelligente Steuerung von Automatikgetrieben zur Optimierung von Komfort, Verbrauch und Fahrbarkeit", VDI Berichte, Nr. 1175, 1995

[23] F. Küçükay, J. Gebert: "Schaltkomfort als neue Regelgröße bei PKW-Automatikgetrieben", Tagungsband, Symposium: Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, 18./19.9.1997, Berlin

[24] A. Lehner, T. Klaiber: "Momentenschnittstelle als Kommunikationsschnittstelle im Antriebsstrang", Tagungsband, Symposium: Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, 18./19.9.1997, Berlin

[25] J. Löffler: "Optimierungsverfahren zur adaptiven Steuerung von Fahrzeugantrieben", Dissertation, Universität Stuttgart, 2000

[26] T. Naruse, Y. Nakashima, Y. Murayama, Y. Akiyoshi, T. Kurachi: "A Study on Evaluation Method and Improvement of Shift Quality of Automatic Transmission", SAE 930673

[27] H. G. Natke: "Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse", Vieweg, 2. Auflage, Braunschweig, Wiesbaden, 1988

[28] K. Neuffer: "Elektronische Getriebesteuerung von Bosch", ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 94, 1992

[29] M. Papageorgiou: "Optimierung", R. Oldenbourg Verlag, 2. Auflage, München, Wien, 1996

[30] M. Pettersson, L. Nielsen: "Driveline Modeling and RQV Control with Active Damping of Vehicle Shuffle", SAE 970536

[31] M. Pettersson, L. Nielsen, L.-G. Hedström: "Transmission-Torque Control for Gear Shifiting with Engine Control", SAE 970864

[32] W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, B. P. Flannery: "Numerical Recipes in C", 2nd. Edition, Cambridge University Press, 1996

[33] A. M. Schmid: "Optimale Regelung für Systeme mit variabler Struktur", Diss. ETH Zürich Nr. 10932, 1994

[34] O. J. Smith: "A Controller to Overcome Dead Time", ISA Journal, vol. 6, pp. 28-33, 1959

[35] J. Stoer: “Numerische Mathematik 1”, Springer-Verlag, 7. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, 1994

[36] J. Stoer, R. Bulirsch: “Numerische Mathematik 2”, Springer-Verlag, 3. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, 1990

[37] L. F. Schwab: “Development of a Shift Quality Metric for an Automatic Transmission”, SAE 941009

[38] H. Taniguchi, Y. Ando: “Analysis of a New Automatic Transmission Control System for LEXUS LS400”, SAE 910639

[39] H. Theissen: “Simulation von hydraulischen Systemen mit langen Rohrleitungen”, Ölhydraulik und Pneumatik, Nr. 3, pp. 209-216, 1986

Lebenslauf

Dipl.-Phys. Jochen Koch

Persönliche Daten

Geburtstag:	27.11.1970
Geburtsort:	Nürtingen
Familienstand:	ledig

Schulbildung

1977-1981	Grundschule Neuffen
1981-1990	Schlossgymnasium Kirchheim unter Teck, Abschluss: Abitur

Zivildienst

1990-1991	CVJM und Kreiskrankenhaus in Kirchheim unter Teck

Studium

1991-1993	Studium der Physik an der Universität Ulm bis zum Vordiplom
1993-1997	Studium der Physik an der Universität Stuttgart
1996-1997	Diplomarbeit am Institut für theoretische Physik 2 bei Prof. Dr. G. Haag, Thema: "Modellbildung und Simulation eines nichtlinearen Systems am Beispiel eines KFZ-Aggregates
30.06.1997	Diplom in Physik

Promotion

1997-2001	Anfertigung der Dissertationsarbeit mit dem Thema: "Modellbildung und Simulation eines Automatikgetriebes zur Optimierung des dynamischen Schaltungsablaufs" unter Anleitung von Prof. Dr. G. Haag, Universität Stuttgart und Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. F. Pfeiffer, Universität München.

Arbeitsverhältnisse

1997-1998	Doktorandenstelle bei der DaimlerChrysler AG
seit 1998	bei der DaimlerChrysler AG in der Steuerungsentwicklung für Automatikgetriebe

Jugend forscht

1990	3. Landessieg im Fachbereich Mathematik/Informatik
1991	2. Landessieg im Fachbereich Mathematik/Informatik
seit 1999	Juror im Regionalwettbewerb Nordschwarzwald