

Offline-Optimierung der Fahrverhaltensapplikation mittels Gesamtfahrzeugsimulation

Analyse und Entwicklung des Motor- und Antriebsstrangmodells

Diplomarbeit

verfasst und vorgelegt von

Christoph Windisch

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Studium des Maschinenbaus

Verkehrstechnik

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau

ausgeführt am

Institut für Verbrennungskraftmaschinen

in Zusammenarbeit mit

AVL List GmbH

unter der Betreuung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Dipl.-Ing. Christof Hepp

sowie

Dipl.-Ing. Mario Oswald (AVL)

Graz, Jänner 2013

Arbeit gesperrt bis Februar 2015

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich beim Verfassen dieser Diplomarbeit betreut und unterstützt haben. Danke an Christof Hepp, der mich seitens des Institutes betreute, mir organisatorisch zur Seite stand und als Ansprechpartner stets ein schnelles Feedback zu meiner Arbeit geben konnte. Mario Oswald, mein Betreuer in der Firma AVL, der mir bei der Durchführung des Projekts eine große Hilfe war und für meine detaillierten Fragen die Kontakte zu den internen Kompetenzen vermittelte. Ich danke auch meinem Co-Betreuer Thomas Müller-Werth für die Unterstützung im Fahrzeug an der Teststrecke, bei der Messdatenaufzeichnung und Auswertung.

Ein besonderes Dankeschön möchte ich an meinen Berater zum Thema Fahrverhaltensapplikation und Motorsteuerungsfunktionalitäten, Mario Ninaus richten. In zahlreichen stundenlangen Diskussionen haben wir die tiefsten Abgründe von Motorsteuerungsaspekten erkundet. Wir werden wohl auch in Zukunft noch das eine oder andere Mal aufeinandertreffen und womöglich eines Tages die Fahrverhaltensapplikation revolutionieren.

Außerdem bedanke ich mich bei meinen Lektoren Alexander Trattner, Christoph Leichtfried und aus der nicht-technischen Sparte, meine Freundin Marie-Luise Nowak. Ganz besonders Luise, die unzählige Male die einzelnen Kapitel gelesen hat und mittlerweile wohl selbst im Stande wäre ein Fahrzeug zu applizieren. - Danke für euren Aufwand.

Mein allerherzlichster Dank gilt meiner Familie und meinen Eltern. Luise, meinen beiden Kinder Jakob und Julie - Danke für euer Verständnis und die Unterstützung in den anstrengenden letzten Jahren meines Studiums und dafür, dass ihr mich motiviert und mir Rückhalt gegeben habt.

Danke an meine Eltern, die mich das gesamte Studium hindurch in jeglicher Hinsicht unterstützt haben, die mir die Ausbildung überhaupt erst ermöglicht haben und mir stets zur Seite gestanden sind.

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Kurzfassung

Die Anforderungen an den modernen Antriebsstrang fokussieren neben den Aspekten der Steigerung der Fahrdynamik und der Minimierung des Verbrauchs vor allem auf die Optimierung der Fahrbarkeit. Maßgeblich für das antriebsbedingte Fahrverhalten sind sämtliche Komponenten des Triebstrangs sowie die Drehmomentcharakteristik des Motors.

In einer modernen Motorsteuerung sind eine Vielzahl von umfangreichen Algorithmen dafür verantwortlich den Fahrerwunsch zu erkennen und diesen gezielt umzusetzen. Die Bedatung der Modelle ist die Hauptaufgabe der ECU-Fahrverhaltensapplikation (ECU - **E**ngine **C**ontrol **U**nit). Hierbei wird dem Fahrzeug sein spezifischer Charakter verliehen. Nach heutigem Stand der Technik in der Automobilindustrie wird diese Applikation rein manuell am Prototypen durchgeführt.

Hintergrund dieser Diplomarbeit ist der Versuch die fahrbarkeitsrelevanten Zusammenhänge mittels Erweiterung der Modelle der Fahrdynamiksimulationssoftware VSM (**V**ehicle **S**imulation **M**odel) darzustellen. Dies soll die Generierung eines Basisapplikationsstandes in der Simulation ermöglichen. Im Speziellen würde das eine deutliche Verringerung der zeitintensiven Kalibrierungsarbeit bedeuten, die damit größtenteils an einen früheren Zeitpunkt der Fahrzeugentwicklung verlegt werden könnte, zu dem noch kein Prototyp vorhanden ist ("Frontloading").

Anhand der Fahrmanöver TipIn (positiver Lastwechsel) und TipOut (negativer Lastwechsel) wurde die Machbarkeit dieser Offline-Fahrzeugapplikation studiert. Die Simulationsmodelle wurden an das Referenzfahrzeug - Mini Cooper S (1.6L TGDI) - angepasst und die Ergebnisse im Zuge von Testfahrten abgeglichen.

Aus der Analyse der beiden Systeme mit entscheidendem Einfluss, das Antriebsstrangmodell und das Momentenmodell, ging schon zu Beginn hervor, dass der Schwerpunkt der Arbeit in der möglichst exakten Modellierung des Drehmomentverlaufs liegt. Das bestehende Antriebsstrangmodell erlaubt eine ausführliche Parametrierung der Steifigkeiten, Dämpfung, Trägheiten und Spiele für sämtliche relevante Triebstrangkomponenten, sodass die Wandlung von Motormoment zu Longitudinalbeschleunigung des Fahrzeugs hinreichend genau simuliert werden kann. Zur realistischen Darstellung des dynamischen Drehmomentaufbaus war es zwingend notwendig ein transientes Motormodell einzubinden. Außerdem mussten Komfortfunktionen der untersuchten ECU nachgebildet werden, was nach der Entwicklung einer momentenbasierten Motorsteuerungsstruktur verlangte.

Das Resultat der Diplomarbeit zeigt, dass mit dem angewandten System fahrdynamische Aspekte mit hoher Präzision abgebildet werden können. Die Steuerung einzelner Einflussgrößen fließt folgerichtig in die Berechnung mit ein. Die prinzipielle Machbarkeit einer Offline-Fahrverhaltensoptimierung ist demnach bewiesen, wenn auch die tatsächliche Durchführung vorab nach weiteren Detailentwicklungen verlangt. Vereinfachte Alternativsysteme wurden überlegt.

Abstract

Beside the aspects of increasing vehicle dynamics and reducing fuel consumption, the requirements of the modern drivetrain mainly focus on optimizing the driveability. The torque characteristics of the engine as well as all components of the drivetrain are the substantial drive-related factors of influence on the dynamic vehicle behaviour.

A modern engine control unit (ECU) uses multiple extensive algorithms to detect and convert the drivers input. To parameterize these models is the major task of the ECU-driveability calibration. Thereby the vehicle is given its specific character. State of the art in automotive industry is the manual execution of this work done in a prototype car.

The background of this diploma thesis is the attempt to reproduce the driveability-relevant relations by expanding the models of the dynamic vehicle simulation software VSM (**V**ehicle **S**imulation **M**odel). This should provide the opportunity to generate base application data via simulation. In particular, it would mean a considerable reduction of time-consuming calibration work, which could be brought forward to a point of vehicle development before prototype availability (“Frontloading”).

Based on two driving maneuvers - TipIn (positive load reversal) and TipOut (negative load reversal) - the feasibility of an offline-driveability calibration was reviewed. For the purpose of result verification in road tests the simulation models were aligned to a reference vehicle - Mini Cooper S (1.6L TGDI).

Out of early analysis of the main influential factors - the drivetrain and the engine model - the key aspect of this project was located in maximizing the accuracy of the torque curve. The existing drivetrain model is permitting a detailed parameterization of stiffness, damping, inertia and backlash for all relevant components. Therefore the conversion of torque to longitudinal vehicle-acceleration is simulated sufficiently. To describe the dynamic torque-build-up close to reality a transient engine model was required. Furthermore specific comfort functions of the reviewed ECU had to be replicated, which led to the demand for developing a torque based engine control structure.

The result of this diploma thesis presents the high precision of the applied system concerning computation of driving dynamic aspects. The regulation of individual influencing variables causes logically consistent outcome. The principle feasibility of offline-driveability calibration is proven, although an actual execution claims for more detailed development. Simplified alternative systems are devised.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen	iii
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung	2
1.2 Ausführung und Projektentwicklung	3
1.3 Aufbau der Diplomarbeit	4
2 Grundlagen	5
2.1 Drehmomententstehung im Motor	5
2.1.1 Kenngrößen und Zusammenhänge	6
2.1.2 Realer Drehmomentverlauf	10
2.2 Drehmomentauswirkungen am Antriebsstrang	13
2.2.1 Lastwechsel und Lastschläge	14
2.2.2 Antriebsstrangschwingungen	14
2.3 Motorsteuerung	15
2.3.1 Drehmomentbasierte Funktionsstruktur	17
2.3.2 EGAS-System	18
2.3.3 Beeinflussung des Drehmoments	19
2.3.4 Drehmomentenmodelle in der ECU	24
2.3.5 Umsetzung des Fahrerwunsches	28
2.3.6 Komfortfunktionen	31
3 Istzustandsanalyse	35
3.1 Fahrverhaltensapplikation	35
3.1.1 Fahrzeugcharakteristik	35
3.1.2 Fahrmanöver	36
3.1.3 Bedeutung der Fahrverhaltensapplikation im Laufe der Fahr- zeuggentwicklung	37
3.1.4 Ausführung der Fahrverhaltensapplikation	38
3.1.5 Potenzial der Offline-Applikation	39
3.2 Software	40
3.2.1 AVL-VSM	40
3.2.2 AVL-ARES	46
3.2.3 AVL-DRIVE	51
3.3 Versuchsfahrzeug	58
3.4 Zielsetzung	59

4	ATC - Advanced Torque Control	60
4.1	Vereinfachende Annahmen	61
4.2	Fahrerwunscherkennung	62
4.3	Drehmomentenebene	63
4.3.1	Saugrohrfüllungsmodell	64
4.3.2	Struktur kalkulatorischer Drehmomente	65
4.3.3	Rückwärtsrechnung und Einstellung der Luftfüllung	66
4.3.4	Zündwinkelberechnung	68
4.4	Komfortfunktionen	69
4.4.1	Fahrerwunschfilter (Lastschlagdämpfung/Dashpot)	70
4.4.2	Füllungsvorsteuerung	71
4.4.3	Antiruckelfunktion	71
4.5	Eingliederung in das Basis-ECU-Modell	72
4.5.1	DriCon-Modell	74
5	Simulation	75
5.1	Parametrierung	75
5.1.1	Antriebsstrang-Parametrierung	75
5.1.2	Motormodell- und ECU-Parametrierung	81
5.1.3	Parametrierung der ATC-Funktionen zur Fahrerwunschverarbeitung	84
5.2	Schema und Vorgehensweise	84
5.3	Offline-Fahrverhaltensapplikation	85
5.4	Testversuche zur Antiruckelfunktion	87
6	Ergebnisse	88
6.1	Simulationsvergleich (VSM - ARES - ATC)	88
6.2	ATC Offline-Applikation: Top-Down	94
6.3	ATC Offline-Applikation: Bottom-Up	99
7	Zusammenfassung	101
7.1	Resultat	101
7.2	Ausblick	103
	Abbildungsverzeichnis	105
	Tabellenverzeichnis	108
	Literaturverzeichnis	109

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

a	Beschleunigung	[m/s ²]	\dot{m}_{thr}	Massenstrom über die Drosselklappe	[kg/s]
a_K	Kolbenbeschleunigung	[m/s ²]	m_L	Luftmasse	[kg]
a_{Fzg}	Fahrzeugbeschleunigung	[m/s ²]	M	Drehmoment	[Nm]
c	Torsionssteifigkeit	[Nm/rad]	M_d	Motordrehmoment	[Nm]
d	Dämpfungskonstante	[Nm s]	M_i	inneres Drehmoment	[Nm]
F	Kraft	[N]	M_R	Reaktionsmoment	[Nm]
F_a	Antriebskraft	[N]	n	Drehzahl	[min ⁻¹]
F_g	Gaskraft	[N]	p	Druck	[Pa]
F_h	Massenkräfte	[N]	p_e	effektiver Mitteldruck	[bar]
F_K	Kolbenkraft	[N]	p_i	indizierter Mitteldruck	[bar]
F_r	Radialkraft an der Kurbelwellenkröpfung	[N]	p_{im}	Saugrohrdruck	[Pa]
F_t	Tangentiale Kraft an der Kurbelwellenkröpfung	[N]	p_m	Mitteldruck	[bar]
F_W	Summe der Fahrwiderstände	[N]	P	Leistung	[kW]
H_G	Gemischheizwert	[MJ/m ³]	Q_B	zugeführte Brennstoffwärme	[J]
H_u	unterer Heizwert	[MJ/kg]	r_{dyn}	dynamischer Reifendradius	[m]
i	Übersetzungsverhältnis	[-]	r_{KW}	Kurbelradius	[m]
J	Massenträgheitsmoment	[kg m ²]	rl	relative Luftmasse	[-]
k_m	Massenfaktor	[-]	R_G	spezifische Gaskonstante	[J/kg K]
l_P	Pleuellänge	[m]	S	Zahnflankenspiel	[°]
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	[kg _L /kg _B]	t	Zeit	[s]
m	Masse;	[kg]	T	Temperatur	[K]
m_B	Brennstoffmasse	[kg]	T_{im}	Saugrohrtemperatur	[K]
m_{Fzg}	Fahrzeugmasse	[kg]	V	Volumen	[m ³]
m_{th}	theoretische Ladungsmasse	[kg]	V_G	Volumen Gemisch	[m ³]
\dot{m}_{cyl}	Massenstrom in den Zylinder	[kg/s]	V_H	Hubvolumen des gesamten Motors	[m ³]
			V_L	Volumen Luft	[m ³]
			W	Arbeit	[J]
			W_e	effektive Arbeit	[J]
			W_i	innere Arbeit	[J]
			W_r	Reibungsarbeit	[J]

Griechische Formelzeichen

α	Drosselklappenstellung	[%]
Δ	Differenz zweier Größen	[-]
$\Delta\eta_{rV}$	Verlust durch reale Verbrennung	[-]
$\Delta\eta_{uV}$	Verlust durch unvollkommene Verbrennung	[-]
$\Delta\eta_{Ww}$	Verlust durch Wandwärmeüber- gang	[-]
$\Delta\eta_{Lw}$	Verlust durch Ladungswechsel	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
η_e	effektiver Wirkungsgrad	[-]
η_i	indizierter Wirkungsgrad	[-]
η_m	mechanischer Wirkungsgrad	[-]
η_V	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors	[-]
η_{ZW}	Zündwinkel-Wirkungsgrad	[-]
η_λ	Luftverhältnis-Wirkungsgrad	[-]
λ	Luftverhältnis	[-]
λ_a	Luftaufwand	[-]
λ_S	Schubstangenverhältnis	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ρ_L	Dichte der (Saug-)Luft	[kg/m ³]
φ	Kurbelwinkel	[°KW]
ω	Winkelgeschwindigkeit	[rad/s]
ω_0	Eigenfrequenz	[Hz]

Indizes und Abkürzungen

ARES	AVL Realtime Engine Model
ATC	Advanced Torque Control
Bit	Logikoperator (Wert: 0 oder 1)
CAN	Control Area Network
DI	Direct Injection
DIFF	Differential
DOE	Design of Experiments
DOHC	Double Overhead Camshafts
ECU	Engine Control Unit
FFT	Fast Fourier Transformation
Fzg	Fahrzeug
G/G1/G2	Getriebe/Getriebeeingangswelle/ Getriebeausgangswelle
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
KW	Double Overhead Camshafts
MFB50	Mass Fraction Burned 50%
OT	Oberer Totpunkt
SW	Seitenwelle
TGDI	Turbocharged Gasoline Direct Injection
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VSM	Vehicle Simulation Model
VVT	Variable Valve Timing

nik und Motorentwicklung auf international höchstem Niveau, setzt das Unternehmen seit einigen Jahren verstärkt auf Kompetenzerweiterung in Richtung Entwicklung gesamter Antriebsstrangsysteme und deren Verbindung zum Fahrzeug. Hierfür kann auf eine umfangreiche Palette an eigens entwickelten Simulationsprogrammen zurückgegriffen werden. Ein weiterer Fachbereich, in dem die Firma mit langjähriger Erfahrung punkten kann, ist die Motorapplikation, sowohl in Form von Basiskalibrierung am Prüfstand, als auch die Anpassung des Motors an das Fahrzeug.

VSM bedient sich einer strikt modularen Struktur die es ermöglicht, einzelne Basismodelle durch komplexere zu ersetzen. So ist es beispielsweise möglich anstelle des bislang primär genutzten stationären Motorkennfeldes, das eigenständigen physikalische Motormodell ARES (**AVL Realtime Engine Simulation**) zu implementieren. ARES ist ein Mittelwertmodell (nicht kurbelwinkelaufgelöst), das den Füllungs-, Kraftstoff- und Zündungspfad berechnet, außerdem Kühlsystem, Ölkreislauf und Motorreibung, Turbolader samt Zwischenkühlung bis hin zu Hybridsystemen abbildet und mit einem einfachen Motorsteuerungsmodell ausgerüstet den transienten Drehmomentverlauf des Motors berechnet. Kombiniert mit einem erweiterten Antriebsstrangmodell in VSM, das die ausführliche Modellierung sämtlicher Triebstrangkomponenten wie Kupplung, Wandler, manuelle Getriebe oder Automaten, Kardanwelle, Differentialgetriebe und Halbwellen zulässt, ist es möglich die direkte Auswirkung des Motormoments auf die Fahrzeuglängsbeschleunigung darzustellen.

Aufgrund der vergleichsweise hohen Motorleistung in heutigen Serienfahrzeugen und der technischen Fortschritte bezüglich Ansprechverhaltens, führt das Basismotormoment, das sich aufgrund der Fahrpedaleingabe einstellt, oft zu unerwünschten Reaktionen am Fahrzeug. Aufgabe der Fahrverhaltenskalibrierung ist es, den Drehmomentverlauf über Motorsteuerungsfunktionen zu begrenzen, um ein dem Fahrzeugcharakter entsprechendes Fahrverhalten zu bieten. Die Fahrdynamikapplikation ist somit als Feinabstimmung des Motors in Bezug auf das Fahrzeug zu betrachten.

1.1 Aufgabenstellung

Um die feinen Auswirkungen der Momentenanregung auf den Triebstrang, die sich größtenteils in Form von Schwingungen in der Fahrzeugbeschleunigung äußern, mittels Simulation darstellen zu können, müssen die Modelle eine hohe Genauigkeit aufweisen. Die vorliegende Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Frage ob die Modelle des VSM-Systems diesen Anforderungen entsprechen bzw. an welchen Teilsystemen weiterer Entwicklungsbedarf besteht. Das Projekt wurde in erster Linie als Machbarkeitsstudie mit einem ausführlichen Anteil an Systemanalyse deklariert.

Die Analyse umfasst die Auseinandersetzung mit dem Kernthema Fahrverhaltensapplikation und die Untersuchung der eingesetzten Simulationssoftware VSM auf deren projektbezogene Eignung. Zu diesem Zweck wurde als Versuchsfahrzeug der in der Firma applizierte Mini Cooper S (1.6 Liter Twin-Scroll Turbocharged DI DOHC 16-Valve VVT 4 Cylinder, 6 Speed Manual Transmission) herangezogen.

Von Fahrzeug und Motor waren bereits ausführliche Vermessungsdaten vorhanden. Zusätzliche Testfahrten sollten zur Gewinnung spezifischer Daten zur Modellierung des Mini Coopers in VSM dienen. Mithilfe dieses Modells kann eine direkte, vergleichende Evaluierung der Simulationsgüte stattfinden, wodurch Entwicklungsbedarf aufgezeigt und darauf folgende Erweiterungen überprüft werden können.

Letztendlich soll die Diplomarbeit den Beweis liefern, dass eine Offline-Fahrverhaltensapplikation mit VSM prinzipiell machbar ist. Dazu sollen neben der Analyse der Darstellungsgenauigkeit zur Fahrdynamik eine Drehmomentsteuerung, die konkrete Einwirkungen äquivalent den ECU-Funktionen des realen Fahrzeugs darstellt, entwickelt und deren realistische Auswirkung auf das System überprüft werden.

1.2 Ausführung und Projektentwicklung

Zur gezielten Untersuchung wurden zwei repräsentative Fahrmanöver der Fahrdynamikapplikation ausgewählt; der TipIn beschreibt die zügige Betätigung des Fahrpedals im Schubetrieb des Motors und invers, der TipOut die schnelle Rückführung des Gaspedals auf die Nulllage aus der Beschleunigung. Anhand dieser Lastwechselmanöver wurden die real gemessenen Effekte der Fahrzeugbeschleunigung mit den simulierten Ergebnissen verglichen.

Im Zuge der ersten Analysen wurde ersichtlich, dass die drehmomentbasierte Fahrzyklusvorgabe in Zusammenhang mit einem stationären Motorkennfeld die reale Momentenanregung nicht hinreichend abbilden kann. Die VSM-Struktur wurde um das physikalische Motormodell ARES erweitert um den Genauigkeitsanforderungen hinsichtlich des transienten Drehmomentaufbaus nachzukommen. In ARES ist, parallel zum Motormodell, eine erweiterte Software-ECU zur Steuerung sämtlicher im spezifischen Motormodell ausgeführter Aktuatoren inkludiert. Die Motorsteuerung ist α/n -basiert, die Motorregelgrößen werden also grundlegend über Kennfelder in Abhängigkeit von der Drosselklappenstellung oder der Fahrpedalstellung und der Drehzahl bestimmt. Die präzise Fahrdynamikregelung verlangt jedoch nach der Modellierung der Zusammenhänge in Bezug auf das resultierende Drehmoment. Dennoch diente die vorhandene ECU-Grundstruktur als Basis zur Entwicklung eines bedarfsgerechten, drehmomentgeführten Motorsteuerungsmodells.

Die völlige Neuentwicklung dieser bislang nicht existenten drehmomentgeführten Software-Motorsteuerung wurde zum Kernpunkt der Diplomarbeit. Das ECU-Modell, mit dem Kürzel ATC (**A**dvanced **T**orque **C**ontrol), wurde hinsichtlich der erwünschten Integration fahrzeugäquivalenter Komfortfunktionen modular aufgebaut. Dazu mussten sämtliche relevante Motoreinflüsse in einem drehmomentbasierten Zusammenhang dargestellt und in eine, der Bosch MED17 entsprechende Momentenstruktur übergeführt werden. Letztlich ergab sich eine individuell an ARES angepasste Drehmomenten-ECU die im Zuge der Diplomarbeit zum direkten Vergleich mit Fahrzeugmessdaten und zur Umsetzung der definierten Machbarkeitsstudie die grundlegenden Bosch-Komfortfunktionen beinhaltet. (Für weitere Anwendungen können diese Unterstrukturen nach Belieben durch allgemeine oder auch

spezielle Funktionen für unterschiedlichste Regelungseinsätze substituiert werden.)

Mithilfe des ATC-Modells wurde der Versuch einer Offline-Fahrverhaltensabstimmung anhand der festgelegten Manöver unternommen. Durch die gegebene Parameteräquivalenz des Modells zur realen ECU von Bosch konnten Datenstände transferiert werden um die Ergebnisse zu validieren. Zum objektiven Messdatenvergleich wurde das in der Firma AVL parallel zu VSM entwickelte System DRIVE herangezogen, welches ein quantifizierendes Beurteilungsschema zu verschiedensten Fahrverhaltenskriterien liefert.

1.3 Aufbau der Diplomarbeit

In einem ausführlichen Grundlagenteil wird die Drehmomententstehung im Motor und dessen Auswirkung auf den Antriebsstrang erarbeitet. Dem folgt die Beschreibung grundlegender Motorsteuerungsstrukturen bis hin zu den Komfortfunktionen.

In der Istzustandsanalyse werden die themenspezifischen Untersuchungen die im Zuge der Diplomarbeit durchgeführt wurden ausführlich dargelegt. Die weitreichende Bedeutung der Fahrverhaltensapplikation wird beschrieben um daraus die Motivation und die Potentiale dieser Projektarbeit abzuleiten. Eine Untersuchung der verwendeten Werkzeuge aus Simulation und Versuch ermöglicht eine konkrete Projektdefinition inklusive Zielsetzung.

Die folgenden Kapitel befassen sich konkret mit der Ausführung und den Ergebnissen der Arbeit. Dazu zählen die ausführliche Beschreibung des erarbeiteten Modells ATC sowie die Erläuterung der Vorgehensweise bei der Simulation und den experimentellen Versuchen auf der Teststrecke. Die Anordnung ist keineswegs als chronologische Abfolge zu deuten, da diese Teilbereiche im Zuge des Projekts parallel vonstatten gegangen sind.

Die abschließende Zusammenfassung rekapituliert die Untersuchungen und Entwicklungen und analysiert das Resultat der Diplomarbeit. Die wichtigsten Erkenntnisse werden beschrieben und dienen der Erarbeitung richtungsweisender Zukunftsperspektiven.

Einzelne entscheidende Teilbereiche werden dabei wiederholt, in fortschreitender Spezifizierung an die konkrete Problemstellung, aufgerollt.

Zur graphischen Veranschaulichung wurden einzelne Abbildungen dem firmeninternen Fundus der AVL entnommen. Diese sind nicht explizit referenziert.

2 Grundlagen

Die für das Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs entscheidende Größe seitens des Antriebs ist das Drehmoment. Das effektive Motormoment M_d bestimmt unter Einbezug der Gesamtübersetzung i und nach Abzug der Übertragungsverluste die Antriebskraft F_a .

$$F_a = \frac{M_d \cdot i}{r_{\text{dyn}}} \cdot \eta \quad (2.1)$$

Darin beschreibt r_{dyn} den dynamischen Reifenradius und η den Wirkungsgrad der Kraftübertragung der nach Bosch [2] für querliegende Motoren im Bereich von $\eta = 0,91 \dots 0,95$ liegt. Die Differenz aus Antriebskraft F_a und der Summe der Fahrwiderstandskräfte F_W führen zur Beschleunigung a_{Fzg} des Fahrzeuges mit der Masse m_{Fzg} .

$$a_{\text{Fzg}} = \frac{F_a - F_W}{k_m \cdot m_{\text{Fzg}}} \quad (2.2)$$

Der Massenfaktor k_m erfasst die scheinbare Vergrößerung der Fahrzeugmasse durch die Drehmassen (Räder, Schwungrad, Kurbelwelle usw.) [2].

2.1 Drehmomententstehung im Motor

Um eine Regelung des Drehmoments zu verwirklichen, müssen die grundlegenden Zusammenhänge der Drehmomentbildung im Motor bekannt sein. Bei dem in der vorliegenden Arbeit analysierten Aggregat handelt es sich um einen Ottomotor, eine Verbrennungskraftmaschine nach Viertaktprinzip. Verbrennungskraftmaschinen sind per Definition Maschinen, bei denen durch die Verbrennung eines zündfähigen Luft-Kraftstoff-Gemisches chemische in mechanische Energie umgesetzt wird [3]. Das Otto-Prinzip besagt, dass diese Energieumsetzung durch zyklische, innere Verbrennung, eingeleitet durch Fremdzündung erfolgt. Der untersuchte Motor ist ein Benzinaggregat mit Abgasturbolader und innerer Gemischbildung; er wird homogen bei stöchiometrischem Luftverhältnis betrieben.

2.1.1 Kenngrößen und Zusammenhänge

Die grundlegenden Zusammenhänge werden in Form von Kenngrößen des motorischen Arbeitsprozess definiert. Die nachfolgenden Herleitungen dienen der Bestimmung der Einflussparameter und somit der Regelungsoptionen des Motormoments.

Arbeit und Mitteldruck

Die diskontinuierliche Verbrennung innerhalb des Brennraumes bei veränderlichem Volumen resultiert in einem Zylinder- oder Gasdruckverlauf (siehe Abb. 2.1)

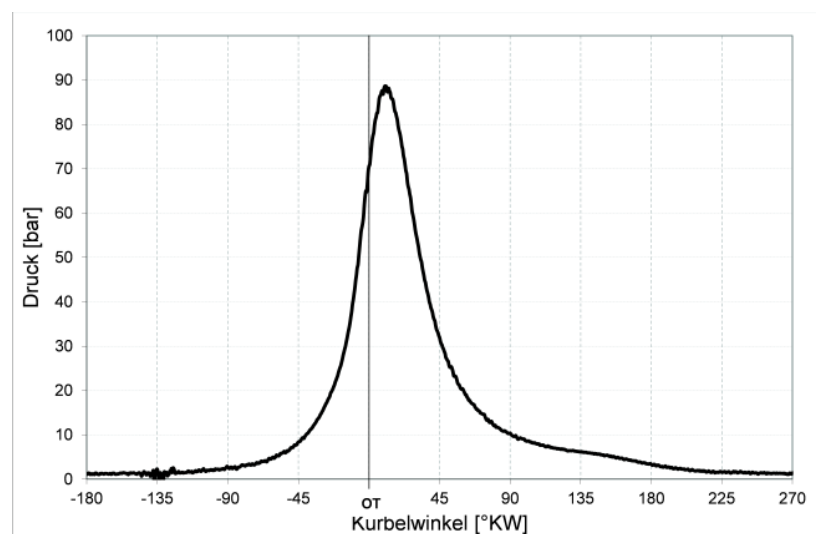
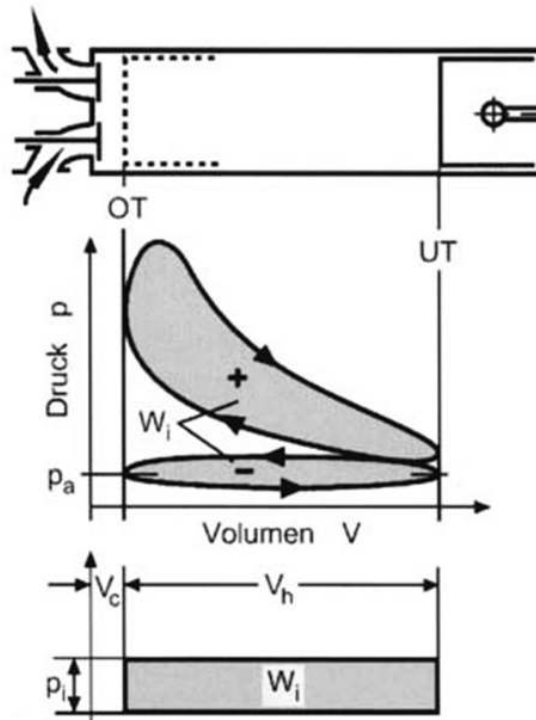


Abbildung 2.1: Gasdruckverlauf über Kurbelwinkel (Yamaha-R6)

Für die technische Arbeit ist die Änderung des Drucks p bezogen auf die Änderung des Volumens V von Interesse. Dieser Verlauf über ein Arbeitsspiel kann in einem p - V -Diagramm (siehe Abb. 2.2) dargestellt werden. [2]

Abbildung 2.2: p - V -Diagramm [1]

Die vom Verlauf der Kurve eingeschlossene Fläche ergibt die Gasarbeit oder innere Arbeit W_i , die durch den Zylinderdruck an der Kolbenoberfläche verrichtete Arbeit. Verläuft die Kurve im Uhrzeigersinn ergibt sich eine positive Arbeit. Des Weiteren wird die effektive Arbeit W_e definiert. Dabei handelt es sich um die innere Arbeit W_i nach Abzug der Reibungsarbeit W_r und somit um die Arbeit die am Kurbelwellenausgang zur Verfügung steht.

$$W_i = \oint p \cdot dV \quad W_e = W_i - W_r \quad (2.3)$$

Durch Einführung des Mitteldrucks (siehe Abb. 2.2) wird eine qualitative Betrachtung des Motors unabhängig vom Hubvolumen V_H möglich. Wie bei der Arbeit wird auch hier zwischen innerem und effektivem Mitteldruck unterschieden. Der innere Mitteldruck p_i kann als spezifische innere Arbeit beschrieben werden [3]:

$$p_i = \frac{W_i}{V_H} \quad p_e = \frac{W_e}{V_H} \quad (2.4)$$

Während der innere Mitteldruck p_i sich aus dem indizierten Zylinderdruck ergibt, wird der effektive Mitteldruck p_e sowie die effektive Arbeit W_e aus dem Kurbelweldrehmoment M_d errechnet.

Leistung und Drehmoment

Über die Leistung P kann der Zusammenhang zwischen Mitteldruck und Drehmoment hergeleitet werden. Definiert als Arbeit pro Zeit wird geschrieben:

$$P = i \cdot n \cdot W \quad \text{oder} \quad P = i \cdot n \cdot p_m \cdot V_H \quad (2.5)$$

bzw.

$$P = M \cdot \omega \quad (2.6)$$

Das Produkt aus der Arbeit W eines Arbeitsspiels und der Motordrehzahl n muss um die Konstante $i \dots$ Arbeitsspiele pro Zeit ($i = 0,5 \dots$ für 4-Takt-Motoren, $i = 1 \dots$ für 2-Takt-Motoren) erweitert werden. Gleichung 2.6 beschreibt die Leistung P über Drehmoment M und Winkelgeschwindigkeit ω . Auch hier kann wieder zwischen indizierter und effektiver Leistung unterschieden werden (Gl. 2.5 und 2.6 ohne Indizes, $p_m \dots$ Mitteldruck allgemein).

Somit kann nun der effektive Mitteldruck mit

$$p_e = \frac{M_d \cdot 2\pi}{V_H \cdot i} \quad (2.7)$$

bestimmt werden. Umgekehrt kann das indizierte Moment M_i über den inneren Mitteldruck p_i beschrieben werden. Für 4-Takt-Motoren:

$$M_i = \frac{p_i \cdot V_H}{4\pi} \quad (2.8)$$

Wirkungsgrad

Entscheidend für die Qualität des Motors ist der Wirkungsgrad η , das Verhältnis aus Nutzen und Aufwand, daher die gewonnene Arbeit W bezogen auf die zugeführte Brennstoffenergie Q_B . Der innere Wirkungsgrad η_i

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} \quad (2.9)$$

berechnet sich äquivalent zum effektiven Wirkungsgrad η_e . Der Zusammenhang ist durch den mechanischen Wirkungsgrad η_m gegeben:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \text{mit} \quad \eta_m = \frac{W_e}{W_i} \quad (2.10)$$

Die Brennstoffenergie Q_B ergibt sich aus der zugeführten Masse an Brennstoff m_B und dessen Heizwert H_U :

$$Q_B = m_B \cdot H_U \quad (2.11)$$

Gemischheizwert

Bei Verbrennungsmotoren ist die in den Zylinder eingebrachte Brennstoffenergie entscheidend für den Mitteldruck und das Drehmoment. [1]

Zur Berechnung dieser Energie wird der Gemischheizwert H_G definiert. Er ist diejenige Energie $m_B \cdot H_U$, die mit $1m^3$ Frischladung - bezogen auf den Außenzustand - in den Zylinder eingebracht werden kann. Bei gemischansaugenden Motoren wird der Gemischheizwert auf $1m^3$ Gemisch V_G , bei luftansaugenden Motoren auf $1m^3$ Luft V_L bezogen. [1]

Der Gemischheizwert H_G für luftansaugende (direkteinspritzende) Motoren:

$$H_G = \frac{m_B \cdot H_U}{V_L} \quad (2.12)$$

mit

$$V_L = \frac{m_L}{\rho_L} \quad \text{und} \quad m_L = \lambda \cdot L_{St} \cdot m_B \quad (2.13)$$

m_L ... Luftmasse, ρ_L ... Luftdichte bezogen auf den Außenzustand, m_B ... Brennstoffmasse, λ ... Luftverhältnis, L_{St} ... Stöchiometrischer Luftbedarf.

Daraus folgt:

$$H_G = \frac{\rho_L \cdot H_U}{\lambda \cdot L_{St}} \quad (2.14)$$

Luftaufwand

Der Luftaufwand ist ein Maß für die dem Motor zugeführte Frischladung [3]. Für Motoren mit innerer Gemischbildung ist dies die Frischladung an Luft m_L bezogen auf die theoretische Ladungsmasse je Arbeitsspiel m_{th} .

$$\lambda_a = \frac{m_L}{m_{th}} \quad (2.15)$$

Die theoretische Frischladung m_{th} entspricht der Füllung des geometrischen Hubvolumens bei Umgebungszustand. Für aufgeladene Motoren kann auch der thermodynamische Zustand nach dem Verdichter als Bezugszustand herangezogen werden.

Über die Gleichungen 2.11, 2.12, 2.13 und 2.15 lässt sich nun die zugeführte Brennstoffenergie Q_B definieren als:

$$Q_B = \lambda_a \cdot V_H \cdot H_G \quad (2.16)$$

Mit den Gleichungen 2.4 und 2.9 ergibt sich der indizierte Mitteldruck p_i zu:

$$p_i = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_i \quad (2.17)$$

Für das effektive Motormoment ergibt sich nach Einsetzen der Gleichungen 2.8 und 2.10:

$$M_d = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \frac{V_H}{4\pi} \quad (2.18)$$

Bei gegebenem Motor ist das Drehmoment also abhängig von Füllung, Gemisch und Wirkungsgrad.

Der innere Wirkungsgrad η_i fasst ausgehend vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_V eine Vielzahl an Einzelverlusten zusammen. Zu den Wichtigsten zählen die Umsetzungsverluste $\Delta\eta_{uV}$, die Verbrennungsverluste $\Delta\eta_{rV}$, die Wandwärmeverluste $\Delta\eta_{Ww}$ sowie die Ladungswechselverluste $\Delta\eta_{LW}$. Allgemeine Zusammenhänge werden in Bezug auf die Zündwinkelverstellung in Kapitel 2.3.3 - Beeinflussung des Drehmoments - grob angeschnitten, für eine ausführliche Beschreibung sei auf die Literatur verwiesen (Pischinger et al. [1]).

2.1.2 Realer Drehmomentverlauf

Die im vorangegangenen Kapitel erarbeiteten Herleitungen beschreiben ein mittleres Drehmoment. Wie aber eingangs erwähnt resultiert die Arbeit eines Hubkolbenmotors aus einem stark variierenden Zylinderdruck. Aus diesem Druckverlauf lässt sich der Gaskraftverlauf, also die vom Gasdruck herrührende Kraft am Kolben errechnen.

Die Aufgabe des Kurbeltriebs ist es, die aus der Gaskraft resultierende oszillierende Kolbenbewegung in eine Rotationsbewegung zu wandeln. Dazu müssen neben deutlichen Verlusten einige Einschränkungen in Kauf genommen werden. Unter anderem entstehen durch die unterschiedlichen Bewegungsformen der einzelnen Bauteile rotierende und oszillierende Massenkräfte die der Gaskraft überlagert sind.

Aus den geometrischen Verhältnissen des Kurbeltriebs ergibt sich die Kolbenbewegung, die nach Reihenbildung und zweifacher Ableitung zur Kolbenbeschleunigung a_K formuliert wird. Sie repräsentiert die aus den oszillierenden Massen resultierenden Kräfte.

$$a_K = r_{KW} \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda_S \cdot \cos 2\varphi) \quad (2.19)$$

r_{KW} ... Kurbelradius, ω ... Winkelgeschwindigkeit, φ ... Kurbelwinkel, λ_S ... Schubstangenverhältnis mit $\lambda_S = \frac{r_{KW}}{l_P}$, l_P ... Pleuellänge. Die Reihenbildung wurde nach dem zweiten Glied abgebrochen.

Daraus wird ersichtlich, dass abhängig vom Schubstangenverhältnis λ_S , die harmonische Bewegung durch Störglieder höherer Ordnung beeinflusst wird [3].

Motornutzmoment

Die aus Gaskraft F_g und Massenkräften F_h resultierende Kolbenkraft F_K wird über die Schubstange an die rotierende Kurbelwelle weitergeleitet, wo sie abhängig vom Kurbelwinkel in einen radialen Anteil F_r und einen tangentialen Anteil F_t aufgeteilt wird. Die Tangentialkraft F_t sorgt für das, in Richtung und Amplitude, stark schwankende Drehmoment M_d an der Welle (siehe Abb. 2.3).

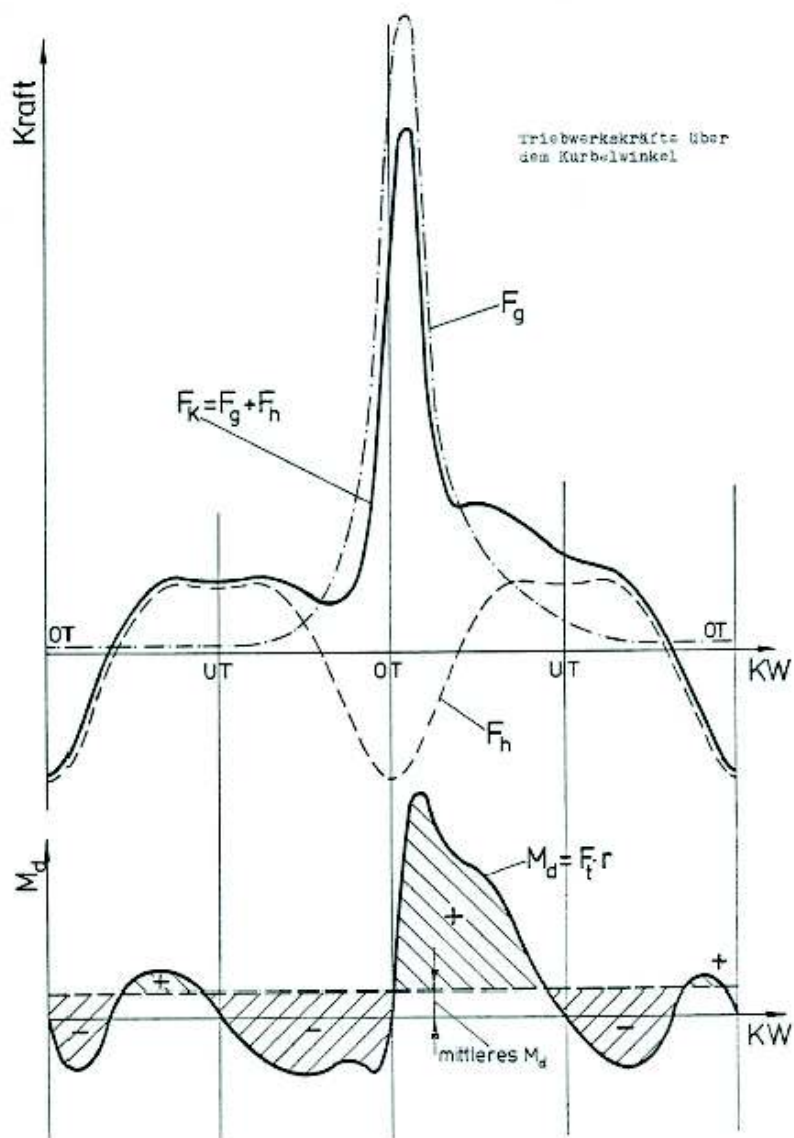


Abbildung 2.3: Triebwerkskräfte und Drehmoment [4]

Durch den Bau von Mehrzylinderaggregaten können die Drehmomentschwankungen reduziert werden. Die Kräfte der einzelnen Zylinder addieren sich phasenverschoben entsprechend den Zündabständen [3]. Am Beispiel des Reihe 4-Zylinder Motors sind die Massenkräfte 2. Ordnung dominant. Je nach Motorlastpunkt - hohe Last, niedrige Drehzahl / niedrige Last, hohe Drehzahl - überwiegen Gaskräfte oder Massenkräfte.

Abbildung 2.4 zeigt den zeitlichen Drehmoment- und Drehzahlverlauf eines 4-Zylinder Motors über zweieinhalb Kurbelwellenumdrehungen.

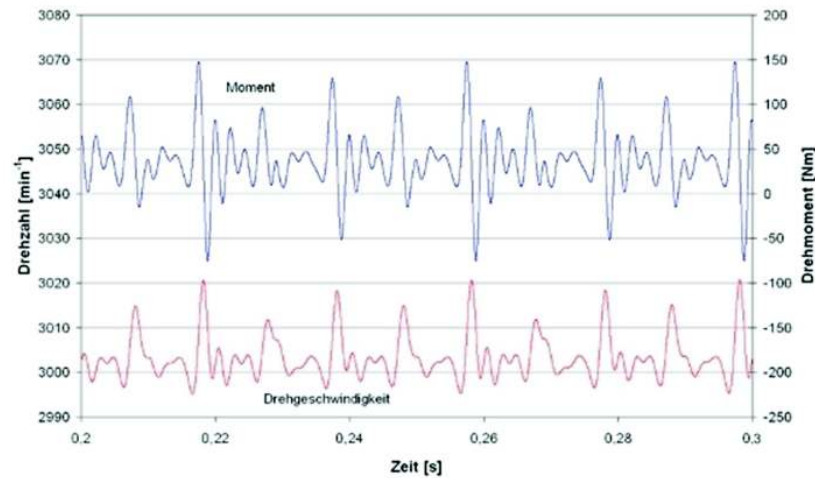


Abbildung 2.4: Zeitlicher Verlauf von Drehmoment und Drehzahl eines Reihe 4-Zylinder Motors (1500 rpm)

Das Schwungrad ist eine weitere Maßnahme zur Reduktion der Drehungleichförmigkeit. Die träge Rotationsmasse kann Energieüberschüsse speichern und bei Defizit wieder abgeben. Gemeinsam mit den trägen Massen des Triebwerks ergibt sich das Motorträgheitsmoment J , dass zur Glättung der Schwingungen beiträgt. Das zweite Newtonsche Gesetz beschreibt den Zusammenhang zwischen Anregungsmoment und Drehbewegung:

$$M = J \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (2.20)$$

Mit steigender Trägheitsmasse reduziert sich folglich auch das Ansprechverhalten des Motors.

Auch wenn die hochfrequenten Schwingungen (Bsp.: 4-Zylinder, 2. Ordnung - 50 Hz bei 1500rpm, siehe Abb. 2.4 / 200Hz bei 6000rpm) des Motors nicht Bestandteil der Fahrdynamikabstimmung sind - sie sind im Fahrzeug als Vibrationen, nicht aber als ruckartige Bewegungen wahrnehmbar - spielen die Zusammenhänge eine bedeutende Rolle in Bezug auf den Drehmomentaufbau im Motor. Für detaillierte Ausführungen zu den Triebwerkskräften sei wiederum auf die Literatur verwiesen (van Basshuysen/Schäfer [3]).

Reaktionsmoment

Resultierend aus der Normalkraft am Kolben, die sich aus der Schrägstellung der Pleuelstange ergibt, entsteht ein, am Motorblock wirkendes Reaktionsmoment, das gemäß *actio = reactio* dem Motornutzmoment entgegenwirkt [3].

Dieses Moment M_R muss von den Motorlagern abgestützt werden. Gemäß Abbildung 2.5 sind die, aus dem Reaktionsmoment resultierenden Anteile der nach dem

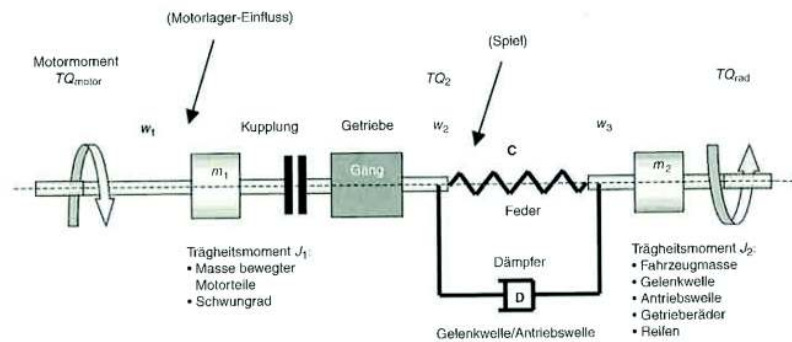


Abbildung 2.6: Antriebsstrang als Zweimassenschwinger [3]

Darin repräsentiert die Masse m_1 alle bewegten Motormassen und das Schwungrad mit dem Trägheitsmoment J_1 . Die Masse m_2 umfasst alle rotierenden Teile des Triebstrangs (Wellen, Zahnräder, Räder), sowie die restliche Fahrzeugmasse. Über die kinematischen Beziehungen können die einzelnen Trägheitsmomente und Steifigkeiten - vor und nach den Übersetzungsstufen bzw. translatorische und rotatorische - auf ein Ersatzträgheitsmoment reduziert werden. Ausführliche Beschreibungen folgen im Kapitel 5.1.1 - Antriebsstrang-Parametrierung.

2.2.1 Lastwechsel und Lastschläge

Unter Lastwechsel versteht man jede Änderung der Motorlast. Diese kann auch durch Zuschalten von Nebenaggregaten hervorgerufen sein. In der Lastwechselapplikation wird aber vorwiegend die vom Fahrer über das Fahrpedal eingeleitete Laständerung abgestimmt.

Jegliche Änderung des Motormoments führt zu einer Anregung des Feder-Dämpfer-Systems Antriebsstrang. Den Extremfall stellt dabei der Wechsel des Motormoments von Zug- in Schubetrieb dar. Durch abruptes Gas geben oder wegnehmen ausgelöst, wird bei zu steilen Momentengradienten, das Fahrzeug über den Anlagewechsel des Motors und des Antriebsstrangs zu Längsschwingungen angeregt.

Beim Anlagewechsel kommt es zum Anschlagen von Spielen; bei intensiven Lastwechseln auch zum Durchschlagen der Motorlager. Diese so genannten Lastschläge sind für den Fahrer als unangenehme, ruckartige Überlagerungen in der Fahrzeuglängsbeschleunigung wahrnehmbar. [18]

2.2.2 Antriebsstrangschwingungen

Die in der Antriebsdynamik untersuchten Torsionsschwingungen lassen sich in tief- und hochfrequente Schwingungen einteilen. Die hochfrequenten (ab 30 Hz), erregt durch Motorungleichförmigkeiten, Unwucht, Teilungsfehler oder Kreuzgelenke, sind

im Allgemeinen nicht Teil der Fahrverhaltensapplikation, da sie zwar hörbar aber zumindest aus fahrdynamischer Sicht nicht spürbar sind. [5]

Die niederfrequenten Schwingungen (ca. 2-10 Hz) werden durch Stöße, wie beispielsweise den Lastschlägen verursacht.

Der Momentenaufbau führt zur Torsion des Antriebsstrangs. Im Fall einer Sprunganregung schwingt das System in seiner Eigenfrequenz ω_0 . Amplitude und Frequenz der Schwingung resultieren aus den Trägheiten J und Steifigkeiten c der TriebstrangkompONENTEN.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{J}} \quad (2.22)$$

Ein starker Lastwechsel gilt als Einzelanregung und kommt der Sprunganregung sehr nahe, wodurch sich bei der darauffolgenden Schwingung annähernd die Eigenfrequenz des Triebstrangs ausbildet (siehe Abb. 2.7).

Mit der Bewegungsgleichung lässt sich der Zusammenhang zwischen Drehschwingungsaus schlägen und Rückstellmomenten zeitlich formulieren:

$$J \cdot \ddot{\varphi} + d \cdot \dot{\varphi} + c \cdot \varphi = M(t) \quad (2.23)$$

Die Gleichung bzw. das Gleichungssystem bei Mehrmassenschwingern wie dem Triebstrang, beschreibt den Verdrehwinkel φ des Systems gegenüber der Ausgangslage, bestimmt durch die Grunddrehzahl. Die kinetische Energie der Drehmassen J wird in der Drehfeder c in potentielle Energie umgewandelt und anschließend wieder abgegeben. Bewegungswiderstände die dem System Energie entziehen und in Wärme umwandeln, sorgen als Dämpfung d für das Abklingen der Schwingung [3].

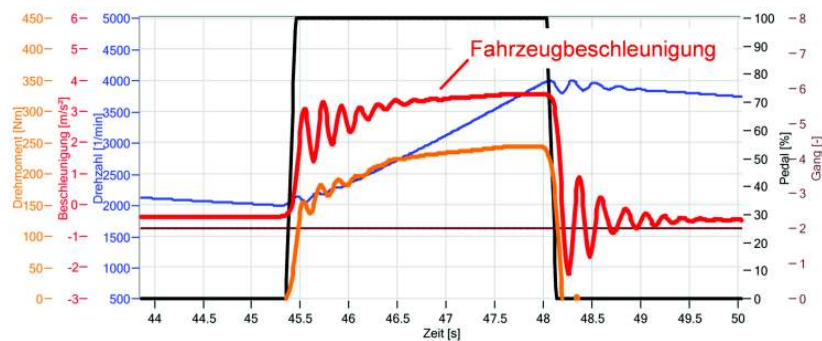


Abbildung 2.7: Schwingungen im Antriebsstrang

2.3 Motorsteuerung

Gestiegene Anforderungen an den Motor und immer komplexer werdende Funktionen führten zur Entwicklung digitaler Steuergeräte. Heutige Entwicklungen im Automobilbau, allem voran notwendige Innovationen, etwa zur Erfüllung der Abgasgesetzgebung, wären ohne dieser Technik nicht mehr möglich [6].

Das Steuergerät empfängt die elektrischen Signale diverser Sensoren und verarbeitet diese in der Signalaufbereitung. Der Mikrocontroller steuert den Funktionsablauf der Software, die die Ausgangswerte berechnet und über eine Endstufe zu den Stellgliedern (Aktoren) weiterleitet (siehe Abb. 2.8) [7].

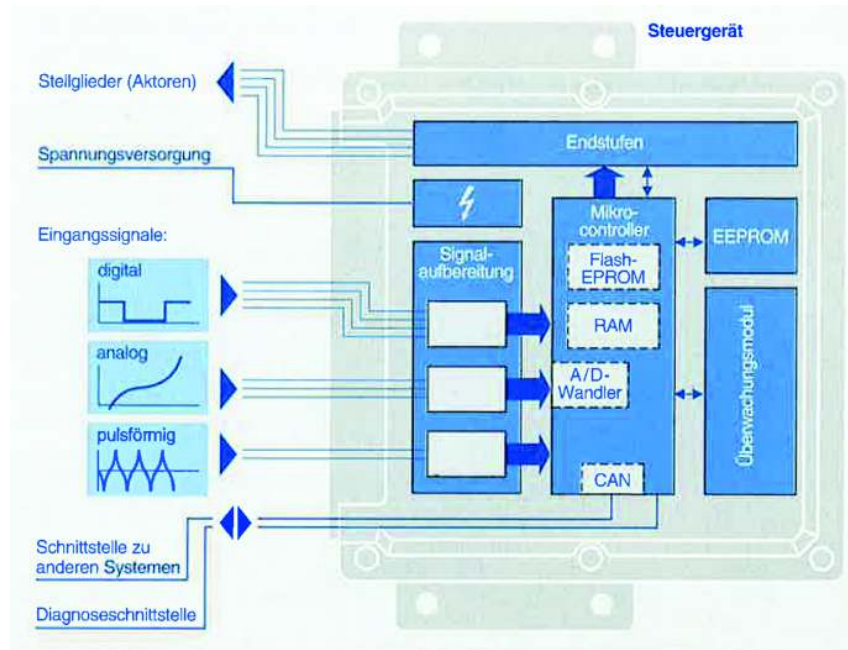


Abbildung 2.8: Signalverarbeitung im Steuergerät [7]

Eine moderne Motorsteuerung übernimmt dabei sämtliche Steuer- und Regelalgorithmen des Motormanagements. Des Weiteren interagiert die Regelung mit anderen Steuergeräten wie dem Getriebesteuergerät oder immer häufiger auch einer Fahrwerkssteuerung (siehe Abb. 2.9).

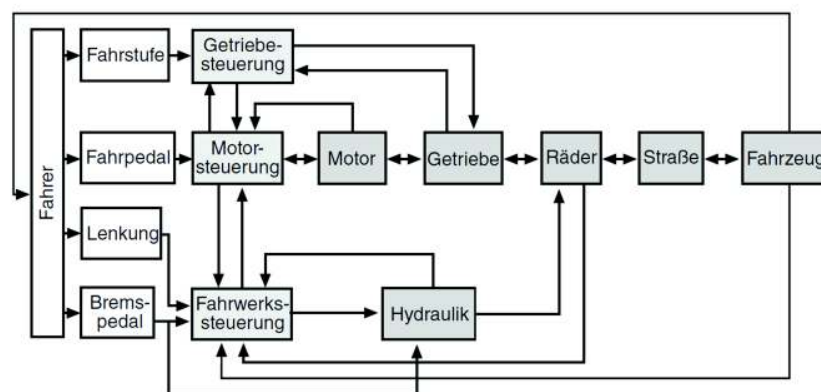


Abbildung 2.9: Vernetzte Fahrzeugfunktionen und Regelkreise [6]

2.3.1 Drehmomentbasierte Funktionsstruktur

Die Motorsteuerung muss heutzutage diffizile Aufgaben erfüllen, die weit über die Steuerung von Einspritzung und Zündung hinausgehen. Die immer strenger werdenden gesetzlichen Anforderungen an Abgasemissionen und Verbrauch, sowie die Steigerung der Sicherheit und des Fahrkomforts verlangen immer flexiblere Steuerungssysteme. Mit der Entkoppelung von Fahrpedal und Drosselklappe (siehe Kapitel 2.3.2 - EGAS-System) wurde die drehmomentbasierte Regulationsstruktur in Motorsteuerungen eingeführt. [8]

Die Struktur, basierend auf physikalischen Größen, allen voran das innere Motormoment, bietet allgemeine Schnittstellen für weitere Systeme. Die ECU wird somit zu einer freistehenden Steuereinheit, welche sich für alle denkbaren Funktionen, auch in Hinblick auf die Gesamtfahrzeugsteuerung, eignet. [8]

Alle externen (Fahrerwunsch, Komfort, Tempomat, ...) und internen (Startmodus, Bauteilschutz, ...) Leistungsanforderungen werden konsequent in einen Drehmoment-Sollwert umgerechnet. Unter Einhaltung der Sicherheitskriterien werden die Drehmomentenwünsche im Interesse von Wirkungsgrad und Fahrbarkeit koordiniert. Das aus den Funktionen errechnete Sollmoment wird unmittelbar in Signale für Füllungssteuerung, Gemischbildung und Zündung umgesetzt (siehe Abb. 2.10). [7]

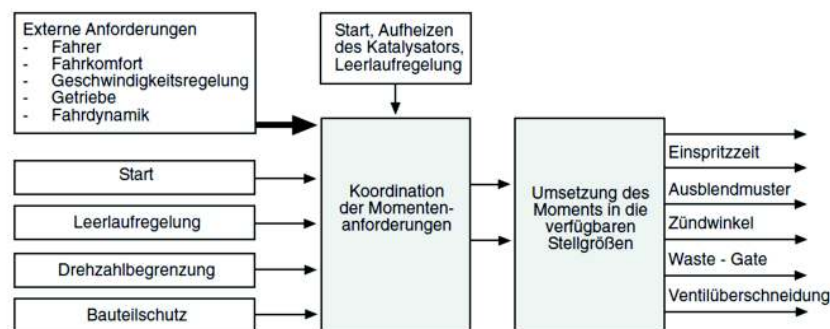


Abbildung 2.10: Drehmomentbasierte Funktionsstruktur [6]

Die bedeutendste aus der Drehmomentenstruktur entstandene Innovation in Bezug auf die Fahrbarkeitsregelung, ist die Kenntnis des Fahrerwunschlagesmomentes.

Erst durch diese Kenntnis können alle Freiheitsgrade des Systems ohne Rückwirkung auf den Fahrer genutzt werden. [8]

Die Drehmomentreaktion auf die Fahrpedaleingabe ist nicht mehr durch betriebspunktspezifische Motoreigenschaften erzwungen, sondern kann gezielt definiert und eingestellt werden.

Eine Drehmomentenregelung kann bedingt auch ohne EGAS-System konzipiert werden. Um die eben angedeutete Funktionsvielfalt zu erreichen und um die Vorteile der Drehmomentführung voll zu nutzen, gilt allerdings das elektronische Gaspedal als Grundvoraussetzung.

2.3.2 EGAS-System

EGAS steht für die mechanische Entkopplung von Fahrpedal und Drosselklappe [3]. Die Fahrereingabe über das Pedal wird nicht mehr direkt über ein Gasseil (Bowdenzug) an die Drosselklappe weitergeleitet. Die Zylinderfüllung und das daraus resultierende Drehmoment sind daher nicht mehr unmittelbar vom Fahrer vorgegeben, vielmehr wird die Fahrpedalstellung in der Motorsteuerung zu einem Fahrerwunsch interpretiert. Über Kennfelder und Funktionen kann eine entsprechende Soll-Luftfüllung berechnet und über den Drosselklappenaktuator eingestellt werden.

Über zwei Fahrpedalsensoren wird die Position des Fahrpedals abgegriffen. Bei dieser höchst sicherheitsrelevanten Messung kommen für gewöhnlich zwei Potentiometer zum Einsatz. Der Schleifer des Potentiometer liefert für gewöhnlich ein Spannungssignal zwischen 0 und 5V das mittels einer im Steuergerät hinterlegten Sensorkennlinie in einen relativen Pedalweg bzw. eine relative Winkelstellung umgerechnet wird. Die redundante Anordnung sendet zur Fehlererkennung zwei voneinander unabhängige Signale an die ECU. Dazu gibt es mehrere ausgeführte Varianten: Im betrachteten Referenzfahrzeug beispielsweise sind die Sensoren invers installiert. Während ein Sensor bei Leerlauf den minimalen Spannungswert erreicht, gibt der Andere seinen Maximalwert aus. Somit kann über eine Plausibilitätsprüfung durch Additionsverfahren in der Überwachungsstruktur der Motorsteuerung neben einem Ausfall oder Fehler der Sensorik auch ein Kurzschluss zwischen den beiden Signalen erkannt werden und gegebenenfalls der Notlaufmodus aktiviert werden. [7][14]

Neben dem Drehmomentwunsch des Fahrers werden funktionale Anforderungen wie die kompensierende Drehmomenterhöhung bei eingeschalteter Klimaanlage, Drehmomentreduktion bei Schaltvorgängen, Anforderungen der Fahrgeschwindigkeitsregelung (z.B. Tempomat) oder eben Eingriffe zur Fahrbarkeitsregelung berücksichtigt [3][7]. Das resultierende Wunschmoment wird in eine Soll-Luftmasse und weiter in ein der Drosselklappenposition entsprechendes Ansteuersignal konvertiert.

Über einen Gleichstrommotor wird der gewünschte Winkel der Drosselklappe eingestellt. Der Drosselklappenwinkel wird ebenso wie der des Fahrpedals messtechnisch abgenommen um die exakte Stellung der Drosselklappe zu überprüfen. [7]

Abbildung 2.11 zeigt das grundlegende Schema des EGAS-Systems inklusive der redundant ausgeführten Sensorik.

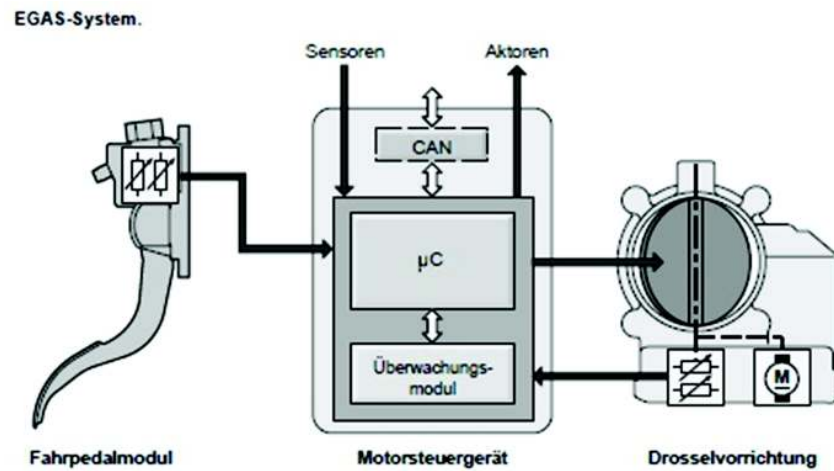


Abbildung 2.11: EGAS-System [7]

Die indirekte Momentensteuerung ist ein hoch sicherheitsrelevantes System. Die komplexe Softwarestruktur verlangt nach ausführlichen Sicherheitskonzepten und Schutzfunktionen. Um bei Systemfehlern einen gefährlichen Fahrzustand zu vermeiden muss beispielsweise eine reduzierte Motorleistung als Basiszustand definiert werden. Zu den wichtigsten Sicherheitskonzepten zählen:

- eine redundante Pedalwerterfassung
- eine redundante Positionserkennung der Drosselklappe oder der Laststeuerorgane
- eine redundante Überwachungseinheit der Laststeuerfunktion
- umfangreiche Sicherheitsfunktionen in der Motorsteuerung

Die Redundanz der Systeme ermöglicht den Vergleich unabhängiger Signale und dient der Plausibilisierung. [6]

2.3.3 Beeinflussung des Drehmoments

Sämtliche Motorregelungsfunktionen der ECU regulieren bei der Stellung der Einflussgrößen rein das innere Drehmoment M_i . Eine Momentenreduktion durch Eingriff am mechanischen Wirkungsgrad wäre aus energetischen Gründen nicht sinnvoll. Auch bei der Motorsteuerung hat, wie generell in der Automobilentwicklung, die Effizienz höchste Priorität. Somit ist auch bei der Fahrverhaltensabstimmung ein möglichst guter Kompromiss aus Fahrbarkeit, Verbrauch und Emissionen anzustreben. Auf einen Eingriff am inneren Wirkungsgrad kann, wie später beschrieben, nicht zur Gänze verzichtet werden, es wird aber versucht diesen so gering wie möglich zu halten.

Der wesentliche Grundsatz bei der Fahrverhaltensapplikation lautet:

**Momentenreduktion durch Verringerung der Energieeinbringung -
nicht durch Verminderung der Energieausbeute!**

In Kapitel 2.1.1 wurde der Zusammenhang für das innere Moment M_i mit

$$M_i = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_i \cdot \frac{V_H}{4\pi} \quad (2.24)$$

hergeleitet. Der hintere Term mit dem Hubvolumen V_H ist bei gegebenen Motor konstant. Die weiteren Beschreibungen können somit über den inneren Mitteldruck p_i , nach Gleichung 2.17

$$p_i = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_i \quad (2.25)$$

ausgeführt werden.

Der innere Mitteldruck und somit auch das Drehmoment sind abhängig von Füllung, Gemisch und indiziertem Wirkungsgrad (siehe Kapitel 2.1.1 bzw. Abb. 2.12).

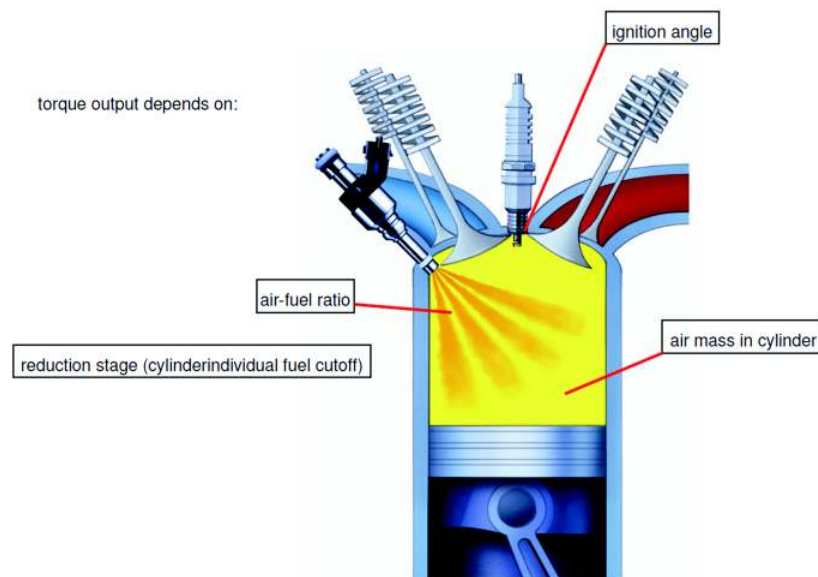


Abbildung 2.12: Innermotorische Einflussparameter auf das Drehmoment

Gemischregelung

Der Gemischheizwert H_G lässt sich durch das Luftverhältnis λ beeinflussen (siehe Gl. 2.14). Die bei Ottomotoren typische Abgasnachbehandlung mit Dreiwegekatalysator verlangt nach einem Luftverhältnis eng am stöchiometrischen Bereich. Somit ist die Drehmomentregelung über das Luftverhältnis, wie es bei Dieselmotoren

üblich ist, nicht zulässig. Für andere Ottomotor-Konzepte, mit den Betriebsarten *Homogen – Mager* oder *Schicht – Ladung* ist die Gemischregelung über Direkteinspritzung eine effektive und schnelle Eingriffsmöglichkeit. In der Übersicht der Einflussparameter (siehe Abb. 2.12) und in der schematischen Darstellung des Drehmomentreglers (siehe Abb. 2.16) ist dieser Regelungspfad daher der Vollständigkeit halber angeführt.

Die verbleibenden Einflussgrößen sind die Füllung und der Wirkungsgrad. Es sei für die Momentenregelung entsprechend dem behandelten Motorkonzept definiert:

$$\Delta p_i, \Delta M_i, \Delta M_d = f(\lambda_a, \eta_i) \quad (2.26)$$

Füllungsregelung

Nach dem vorhin definierten Grundsatz ist der Eingriff über den Wirkungsgrad weitestgehend zu vermeiden. Der Luftaufwand λ_a (siehe Gl. 2.15) wird in erster Linie über die Drosselklappenposition beeinflusst, bei aufgeladenen Motoren wird zusätzlich über das Wastegate, dem Bypassventil an der Abgasturbine, der Ladedruck reguliert. Bei Motoren mit vollvariabler Ventilsteuerung kann über diese eine sehr präzise und effiziente Füllungsregelung realisiert werden.

Die Dynamik dieses Luftpfades hängt unter anderem von Saugrohrvolumen, Querschnitten und Motordrehzahl ab. Mit einer Zeitkonstante im Bereich von mehreren $100ms$ liegt er weit über der Dauer eines Arbeitszyklus und wird daher als langsamer Pfad bezeichnet (siehe Abb. 2.16).

Die Regelung über den Füllungspfad greift direkt an der Energieeinbringung an und ist somit die primäre Steuermethode. Für die möglichst exakte Zumessung von Frischluft und Kraftstoff sind allerdings aufwändige Berechnungsmodelle (Saugrohrfüllungsmodell - siehe Kapitel 2.3.4) notwendig. Die komplexen Zusammenhänge der hochdynamischen Strömungen können trotz aller Aufwände nur näherungsweise beschrieben und berechnet werden.

Aufgrund der hohen Präzisionsansprüche in der Fahrdynamikregelung (z.B. Regelung in Bereichen niedrigen Drehmoments - *Pfenniggasbereich*) und der Forderung nach schnellen, kurbelwinkelsynchronen Eingriffen (z.B. Antiruckelfunktion - siehe Kapitel 2.3.6) ist ein weiterer Pfad notwendig.

Wirkungsgradregelung

Die Momentensteuerung über den Wirkungsgrad wird durch die Zündwinkelverstellung ausgeführt. Dabei kann theoretisch ausgehend von einem wirkungsgradoptimalen Zündwinkel bis hin zum dem Nullmoment (Schubbetrieb) entsprechenden Zündpunkt gestellt werden. In der Realität sind dem aber sowohl nach oben als auch nach unten hin Grenzen gesetzt.

Abhängig von der Brennraumgeometrie und dem Wandwärmeübergangsverhalten eines Motors ergibt sich eine optimale Verbrennungslage. Betrachtet wird hierbei

der Verbrennungsschwerpunkt, also jener Kurbelwinkel $^{\circ}KW$ bei dem die Hälfte des zugeführten Kraftstoffs umgesetzt wurde. Dieser Punkt wird auch als *MFB50* (**M**ass **F**raction **B**urned **50%**) bezeichnet und liegt bei herkömmlichen PKW-Motoren etwa bei $8^{\circ}KW$ nach dem oberen Totpunkt *OT* (siehe Abb. 2.13). Das Optimum ergibt sich aus dem bestmöglichen Kompromiss der Einzelwirkungsgrade.

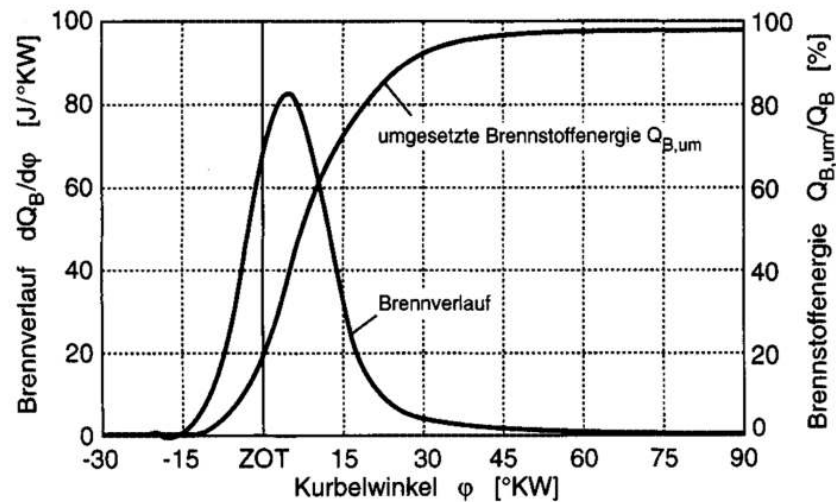


Abbildung 2.13: Brennverlauf und umgesetzte Brennstoffenergie [1]

Die Verbrennung nahe am *OT* bewirkt einen hohen Gleichraumgrad und somit niedrige Verbrennungsverluste $\Delta\eta_{FV}$.

Der adiabate Gleichraumprozess hat bei gegebener zugeführter Brennstoffwärme die beste Energieausnutzung und daher den höchsten thermodynamischen Wirkungsgrad (siehe Abb. 2.14). [1]

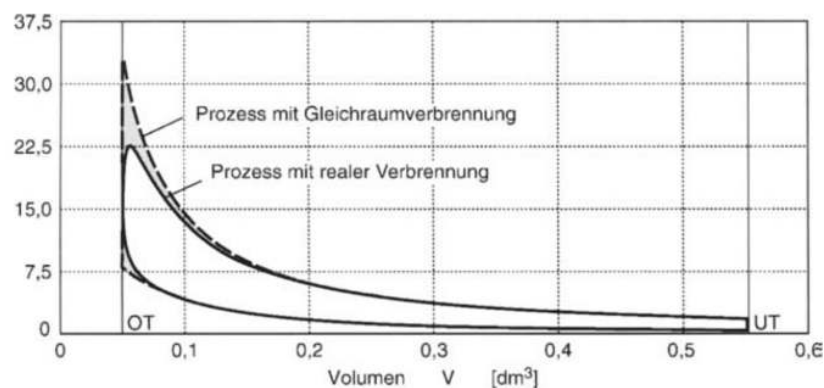


Abbildung 2.14: Gleichraumprozess und reale Verbrennung im p - V -Diagramm [1]

Die frühe Verbrennung, nahe dem *OT*, resultiert aber auch in hohen Zylinderdrücken und Temperaturen, die zu einer Erhöhung des Wandwärmestroms führen. Somit steigen gleichzeitig die Wandwärmeverluste $\Delta\eta_{Ww}$.

Jegliche Veränderung im motorischen Betrieb beeinflusst meist mehrere Teilwirkungsgrade; oft auch in umgekehrter Richtung. Ergeben die aufsummierten Einzelverluste ein Minimum, so kann der Punkt als Optimum definiert werden.

Die exakten thermodynamischen Zusammenhänge der Idealprozesse für Verbrennungskraftmaschinen sind für diese Diplomarbeit von untergeordneter Relevanz. Eine ausführliche Darstellung findet sich in Literatur zum Thema Verbrennungskraftmaschinen (z.B. Pischinger et al. [1] oder van Basshuysen/Schäfer [3]).

Ausgehend vom Optimalpunkt der Zündung lässt sich die Zündwinkelwirkungsgradkennlinie, auch Zündhaken genannt, definieren (siehe Abb. 2.15).

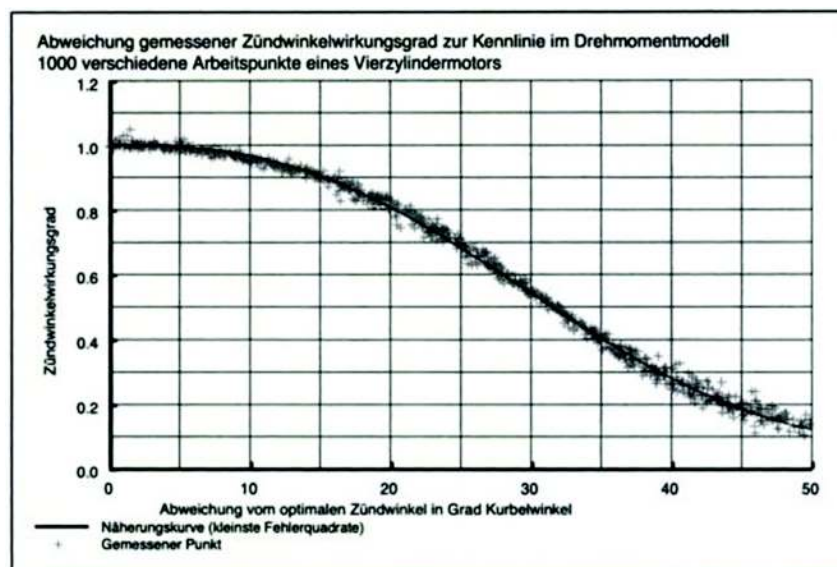


Abbildung 2.15: Zündwinkelwirkungsgradkennlinie [8]

Diese Kennlinie beschreibt den Zündwirkungsgrad zu jedem möglichen Zündzeitpunkt bezogen auf das Optimum mit $\eta_{ZW} = 1$.

Wie eingangs erwähnt ist der optimale Zündpunkt nicht immer erreichbar. Er liegt aufgrund der heute üblichen hohen Verdichtungsverhältnisse meist im klopfenden Bereich [3]. Der oftmals über eine Klopfregelung adaptierte, bestmögliche Zündwinkel wird als Basiszündwinkel bezeichnet. Er definiert das maximal erreichbare Drehmoment des Betriebspunktes.

Nach unten hin ist die Grenze der Verstellung (Zündwinkelspätstellung) durch instabile Verbrennung begrenzt. Somit ist auch das innere Nullmoment nicht erreichbar.

Die Zündwinkelspätstellung ist arbeitszyklussynchron mit einer Zeitkonstante die abhängig von der Motordrehzahl ein bis zwei Größenordnungen kleiner als die des Füllungspfades ist [3]. Der Zündwinkelpfad ist somit der schnelle Eingriffspfad und gerade im hoch transienten Motorbetrieb, welcher die Hauptaufgabe der Fahrverhaltenskalibrierung ist, von großer Bedeutung. Aufgrund des negativen Einflusses auf Verbrauch und Emissionen sollte diese Eingriffsmethode aber nur ergänzend zum

Füllungspfad stehen und die tatsächliche Wirkungsgradbeeinflussung so gering wie möglich sein.

Eine weitere Möglichkeit der Momentenbeeinflussung (siehe Abb. 2.12) ist die Zylinderabschaltung durch Aussetzen von Zündung und Einspritzung. In der Fahrverhaltensapplikation kommt jener Eingriff auf das Motormoment vorwiegend zur erweiterten Dämpfung des Übergangs in die Schubabschaltung bzw. beim Wiedereinsetzen zur Anwendung (siehe Kapitel 2.3.6). Diese Maßnahme wurde im Zuge des Projekts auf Grund von geringer Relevanz bei den untersuchten Manövern (siehe Kapitel 4.1) nicht simuliert, weshalb in dieser Diplomarbeit auf eine detaillierte Ausführung verzichtet wird.

In Abbildung 2.16 ist der schematische Aufbau eines Drehmoment-Reglers dargestellt. In der Skizze sind die Anforderungen, Berechnungspfade und Stellgrößen, die in diesem Kapitel beschrieben wurden, zusammengefasst.

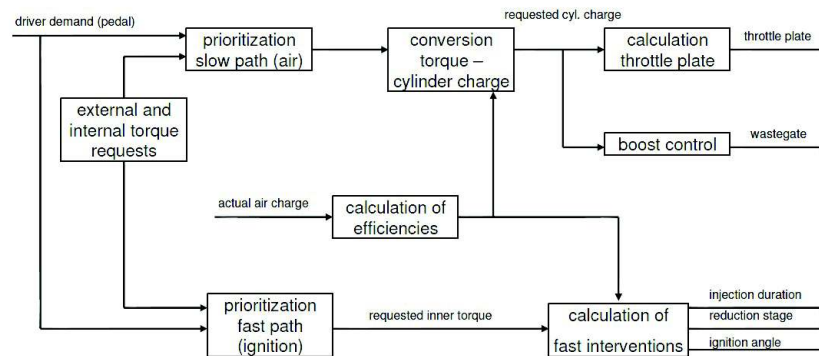


Abbildung 2.16: Drehmomentregler

2.3.4 Drehmomentenmodelle in der ECU

Das Drehmomentmodell der Motorsteuerung berechnet nicht nur das aktuelle Ist-Moment, sondern auch zahlreiche für die Regelung notwendige theoretische Drehmomentgrößen (z.B. minimal und maximal einstellbares Moment). In Kapitel 4.3.2 - Struktur kalkulatorische Drehmomente - werden einige dieser Werte anhand des entwickelten Modells ausführlicher beschrieben. Das aktuelle Kapitel beschreibt die grundlegende Berechnungsstruktur, wie sie in Abbildung 2.17 dargestellt ist.

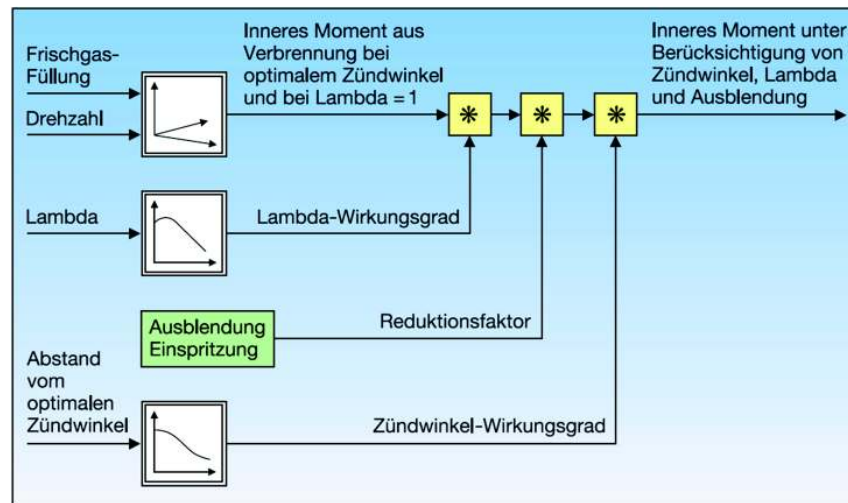


Abbildung 2.17: Einfaches Modell zur Drehmomentrechnung [9]

Die Berechnung bezieht sich auf den jeweiligen Betriebspunkt der über die Motordrehzahl und die relative Luftfüllung rl definiert ist. Diese Größe ist äquivalent dem Luftaufwand λ_a . Während sich der Luftaufwand auf den aktuellen Ansaugluftzustand bezieht, wird die relative Luftfüllung auf einen Normzustand referenziert [8].

In einem Kennfeld ist zu jedem Betriebspunkt ein optimales inneres Moment hinterlegt. Es beschreibt das indizierte Moment bei $\lambda = 1$ und optimalem Zündwinkel (siehe Kapitel 2.3.3). Bei der Motorvermessung am Prüfstand ist dieser Zündpunkt unter Umständen aufgrund von klopfender Verbrennung nicht einstellbar. Für die Applizierung dieses Kennfeldes kann mit klopfesterem Kraftstoff gearbeitet werden, für gewöhnlich werden die Daten jedoch durch Extrapolation unter Einbezug des Zündhakens aus den erreichbaren Messwerten vervollständigt. Selbiges gilt auch für andere Kennfelder, wie jenes des optimalen Zündpunktes.

Die Einflüsse von Zündwinkel und Lambda werden in Wirkungsgradkennlinien hinterlegt. Aus der Differenz des über Lambda korrigierten theoretischen Zündpunkt-Optimums und dem applizierten Basiszündwinkel wird die Zündungsspätstellung ermittelt, welcher ein Zündwinkel-Wirkungsgrad zugeordnet ist. Mit dem Zündwinkel-Wirkungsgrad wie auch mit einem Luftverhältnis-Wirkungsgrad wird das innere Moment korrigiert. Dabei entstehen die inneren Basismomente (siehe Abb. 2.17).

Um aus errechneten Soll-Momenten diverser Korrekturfunktionen die Soll-Luftfüllung sowie Sollwerte für Zündung und Einspritzung zu ermitteln wird dieses Schema invers angewandt (siehe Abb. 2.18).

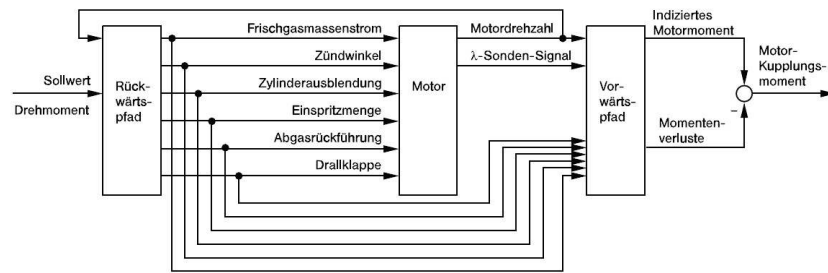


Abbildung 2.18: Vorwärts- und Rückwärtspfad des Drehmomentenmodells [10]

Saugrohrfüllungsmodell

Das Motormanagement erfordert hohe Genauigkeit bei der Zumessung der eingespritzten Kraftstoffmasse oder der Steuerung des Zündzeitpunkts. Für die Berechnung der Zylinderfüllung reicht daher eine Annäherung über Tabellenwerte und Korrekturfaktoren nicht mehr aus. Die physikalischen Zusammenhänge werden daher in immer komplexer werdenden Modellen abgebildet. [3]

Die Frischgasfüllung ist bei homogen betriebenen Ottomotoren die Haupteinflussgröße auf das innere Drehmoment und definiert gleichzeitig die benötigte Kraftstoffmenge [10]. Direkt messbar sind jedoch nur Luftmassenströme über Heißfilm-Luftmassenmesser *HFM*.

Die Approximation der Luftfüllung rein über den Heißfilm-Luftmassensensor war in der Vergangenheit ausreichend. Mittels HFM kann jedoch ausschließlich der in das Saugrohr zufließende Massenstrom bestimmt werden. Für den stationären Motorbetrieb mit konstantem Saugrohrdruck liefert dies richtige Ergebnisse. Bei Lastwechseln ändert sich der zufließende Massenstrom durch die Verdrehung der Drosselklappe spontan. Da sich der Druck am Einlassventil aber erst allmählich einstellt, sind die Auswirkungen auf den abfließenden Massenstrom und die Zylinderfüllung verzögert. [7]

Folgende Effekte haben Einfluss auf die Füllung und sollten daher im Saugrohrmodell berücksichtigt werden [8]:

- Resonanzen im Luftpfad (z.B. Resonanzaufladung)
- Frischluftaufheizung im Brennraum (Dichteverlust)
- Kinetische Trägheit des Luftstromes (Verzögerungs- und Nachlade-Effekt)
- Rückfluss kurz bevor das Einlassventil schließt
- Drosselverluste im Ansaugkanal und am Ventil
- Restgasgehalt durch unvollkommenes Ausschleiben und Abgasgedruck
- Ventilsteuerzeiten, Spülverluste

Für die Lasterfassung werden daher heute üblicherweise die Motordrehzahl, Druck und Temperatur im Saugrohr herangezogen. Zusätzlich müssen die Einflüsse von Zusatzsystemen wie einer variable Ventilsteuerung oder einer Ladungsbewegungsklappe berücksichtigt werden (*p/n-System*). [7]

Die Füllungserfassung über das Saugrohrmodell ist eine der zentralen Funktionen der drehmomentbasierten Motorsteuerung. Dabei dienen Drosselklappenstellung und Drehzahl zur Berechnung des Zuflusses \dot{m}_{thr} . Je nach Verfügbarkeit eines Drucksensors kann der Saugrohrdruck p_{im} gemessen oder aus dem aktuellen Rechenwert des in den Zylinder abfließenden Massenstromes \dot{m}_{cyl} über die allgemeine Gasgleichung berechnet werden (siehe Abb. 2.19). Mit diesen Werten lässt sich über Kennlinien die Frischgasfüllung voraussagen. [10]

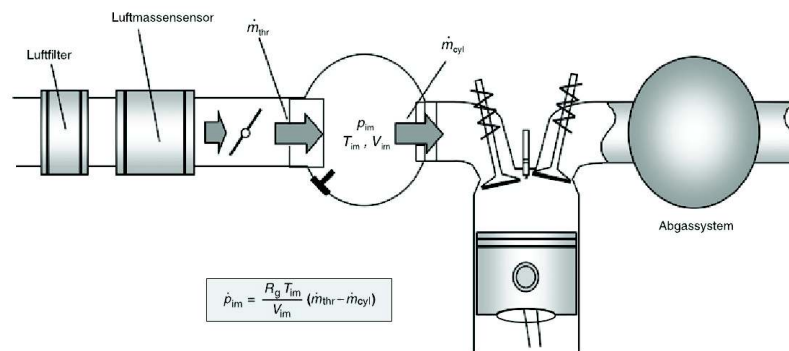


Abbildung 2.19: Saugrohrfüllungsmodell [10]

Zur Berechnung der benötigten Drosselklappenstellung, abhängig von der berechneten Soll-Luftfüllung, wird das Saugrohrmodell invers durchlaufen (siehe Abb. 2.20). Die kalkulierte Luftfüllung bezieht sich auf den aktuellen Saugrohrdruck. Abhängig von der Kurbelwellenstellung variiert die Zeitspanne bis zum Ladungswechselnde und somit bei sich ändernden Druckverhältnissen die tatsächliche Füllung des jeweiligen Zylinders. Für die zylinderindividuelle Anpassung der Kraftstoffmasse wird zur Prädizierung der Luftmasse eine kurbelwinkelbezogene Verzögerungszeit miteinbezogen [15].

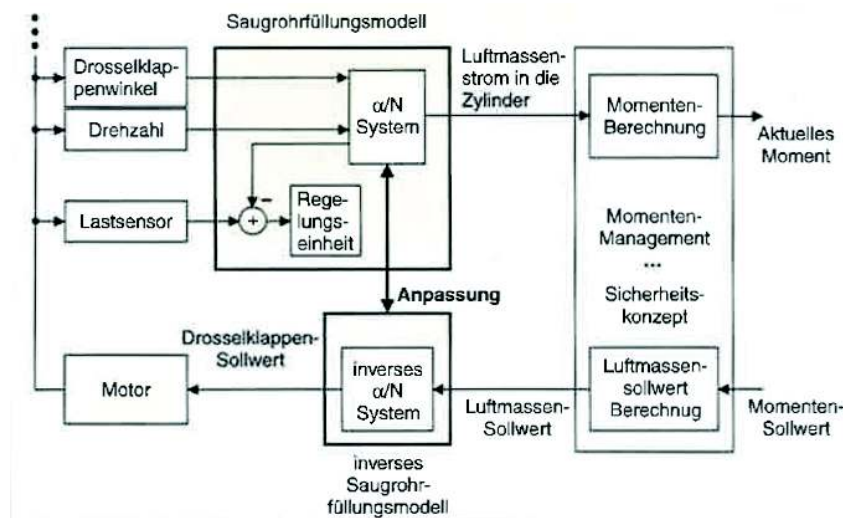


Abbildung 2.20: Vorwärts- und Rückwärts-Luftmassenpfad [3]

2.3.5 Umsetzung des Fahrerwunsches

Der über das Fahrpedal mitgeteilte Fahrerwunsch ist nur eine von vielen Anforderungen die in der Momentenstruktur bearbeitet und koordiniert werden. In der Motorsteuerung werden sämtliche Drehmomente über eine applizierbare Drehmoment-Konstante normiert. Das ermöglicht eine Parametrierung des Systems unabhängig vom Absolutmoment, welches der Motor zur Verfügung stellen kann. Somit können ähnliche Motoren oder Ausbaustufen mit der gleichen Basis appliziert werden. Im Folgenden wird ausschließlich die Verarbeitung des Fahrerwunsches beschrieben.

Pedalkennfeld

Die über die Pedalwertgeber gemessenen Spannungen werden in einen relativen Pedalweg gewandelt (siehe Kapitel 2.3.2). Im Pedalkennfeldern ist, abhängig von der Motordrehzahl, dem relativen Pedalweg ein relatives Drehmoment zugewiesen. Durch dieses Kennfeld definiert sich die Pedalcharakteristik des Fahrzeuges (siehe Abb. 2.21).

Die Pedalkennfelder liegen meist in mehrfacher Ausführung vor. So kann etwa für den Rückwärtsgang eine eigene Charakteristik definiert werden oder auch eine geschwindigkeitsabhängige Kennfeldumschaltung festgelegt werden. Da bei niedrigeren Geschwindigkeiten aufgrund der geringeren Fahrwiderstandskräfte und der höheren Übersetzung eine große Drehmomentreserve besteht, sollten die Pedalkurven zur besseren Dosierbarkeit in diesem Bereich weniger aggressiv angelegt sein.

Vermehrt hat auch der Fahrzeuglenker die Wahl zwischen verschiedenen Fahr-Modi; dabei aktiviert er per Knopfdruck etwa ein sportlicheres oder ökonomischeres Kennfeld.

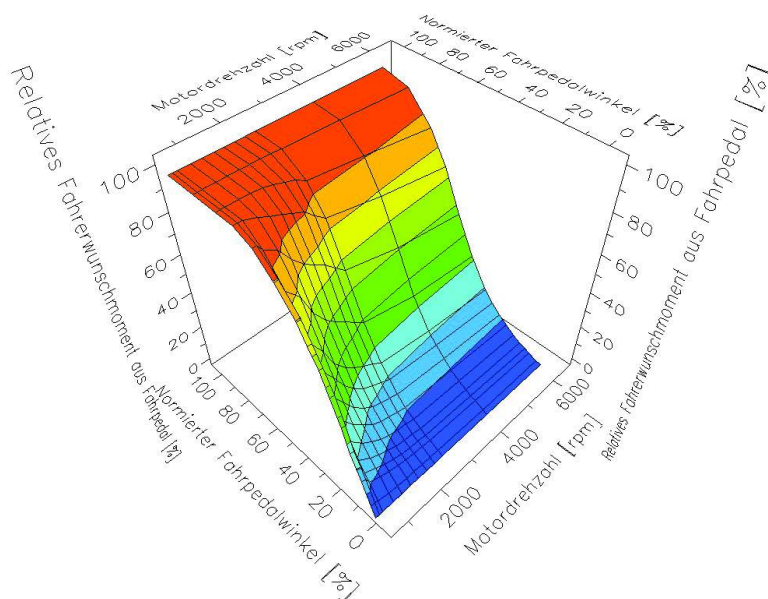


Abbildung 2.21: Pedalkennfeld

Fahrerwunschkalierung

Bei der Fahrerwunschkalierung wird das relative Fahrerwunschmoment in einen auf das Normmoment bezogenen, zulässigen Bereich übergeführt. Dabei unterscheidet man grundsätzlich zwischen Fixpunktskalierung und dynamischer Skalierung.

Bei der Fixpunktskalierung wird ein unveränderlicher Maximalwert definiert dem unabhängig vom Motorbetriebspunkt die Pedalkennfeldausgabe von 100% zugeordnet wird (In der Regel bedeutet das ein voll durchgetretenes Fahrpedal). Vor allem bei Saugmotoren kann dieses maximale Drehmoment aber nur bei einer bestimmten Motordrehzahl erreicht werden. Bei Drehzahlen unter dieser Marke wird daher schon weit vor der 100%-Anforderung das tatsächlich erreichbare Moment überschritten, was bedeutet, dass am Gaspedal ein Leerweg entsteht. Aber auch bei Turbomotoren, bei denen in der Regel das Maximalmoment über weite Drehzahlbereiche konstant abrufbar ist, kann beispielsweise eine Motorüberwachungsfunktion die gegenüber dem Fahrerwunsch priorisiert ist, eine Reduktion des maximal stellbaren Motormoments hervorrufen und den Fahrer somit bereichsweise in der Einflussnahme einschränken.

Das führt zur Überlegung einer dynamischen Skalierung (siehe Abb. 2.22), bei der zumindest das tatsächlich maximale Drehmoment zum einen als Funktion der Motordrehzahl definiert wird und zum anderen etwaige interne Reduktionsanweisungen dynamisch mit eingerechnet werden. Die verhältnismäßige Fahrerforderung wird nun in den aktuell möglichen Bereich interpoliert. Somit kann zwar keine absolute Kalibrierung des Fahrerwunsches mehr erfolgen, dem gegenüber wird jedoch ein Pedalleerweg ausgeschlossen. [16]

Da in der Momentenstruktur mit inneren Drehmomenten gerechnet wird ist das

effektive Nullmoment nicht konstant definiert. Daher wird auch der untere Skalierungsbezug dynamisch appliziert. Das kann über eine Kennlinie geschehen, die zumindest bei Leerlaufdrehzahl dem effektiven Nullmoment entspricht; eine andere Methode ist die generelle Kompensation der Motorverluste über Modellierung des Schleppmoments samt Ladungswchselverlusten und dem Bedarf der Nebenaggregate. Diese Verlustmomentkompensation hat den Vorteil, dass der Übergangspunkt von Zug- auf Schubetrieb und umgekehrt genau bekannt ist, wodurch eine optimale Fahrbarkeitsfilterung für den Anlagewechsel ermöglicht wird. [17]

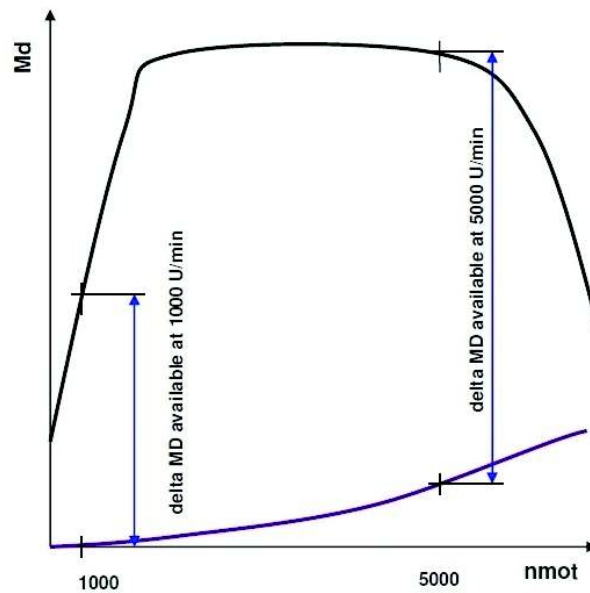


Abbildung 2.22: Dynamische Fahrerwunschskalierung

Fahrerwunschregulierung

Das tatsächlich umgesetzte Motormoment hängt von internen Realisierungsvorgaben sowie von den fahrdynamikspezifischen Begrenzungsanforderungen (siehe Komfortfunktionen - Kapitel 2.3.6) ab.

Für den Fall einer reduzierten Drehmomentausgabe wird dieses anhand zweier Pfade eingestellt. Primär wird über den langsamen Füllungspfad die benötigte Luftmasse reguliert. Eine Füllungsüberhöhung gibt dem Zündungspfad den nötigen Spielraum um schnell und präzise das errechnete Sollmoment einzustellen.

In der Endstufe der Motorsteuerung werden demnach zwei Momentenanforderungen verarbeitet und in Ansteuerungssignale für die zugehörigen Aktuatoren transformiert (siehe Kapitel 2.3.3).

2.3.6 Komfortfunktionen

Die hier behandelten Komfortfunktionen beschränken sich auf die Beeinflussung der Fahrzeuglängsdynamik. Die Regelung wird generell über zwei zusammenwirkende Funktionen beschrieben [3]:

- Lastschlagdämpfung (Load reversal damping)
Prinzip: Steuerung (Fahrerwunsch-Filter)
- Antiruckelfunktion (Anti jerk function)
Prinzip: Regelkreis (Motordrehzahl)

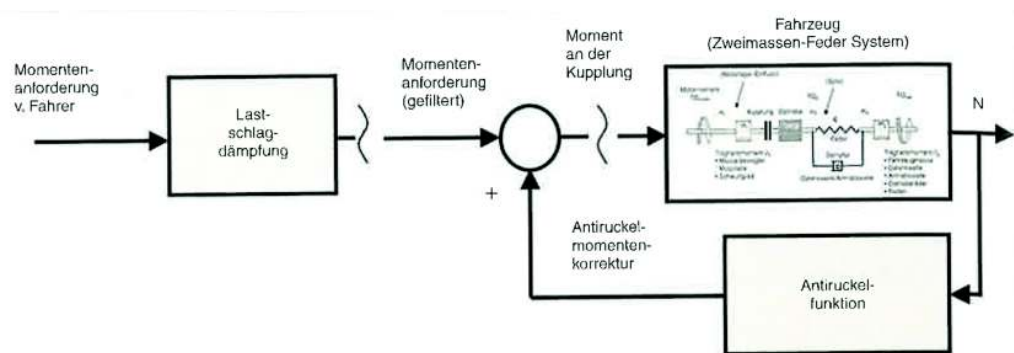


Abbildung 2.23: Anordnung von Lastschlagdämpfung und Antiruckelfunktion in der Momentenstruktur [3]

Wie bereits in Kapitel 2.2.1 - Lastwechsel und Lastschläge - beschrieben wird der Antriebsstrang und somit die Fahrzeuglängsbewegung durch Lastwechsel angeregt. Die Lastschlagdämpfung wirkt als Filter gegen harte Anregungen. Um die Steigerung des Komforts nicht gänzlich auf Kosten der Spontaneität zu erarbeiten, werden vorerst gewisse Restschwingungen akzeptiert und in weiterer Folge in einem zusätzlichen Regelkreis über die Antiruckelfunktion kompensiert (siehe Abb. 2.23). [3]

Lastschlagdämpfung

Die Lastschlagdämpfung mildert starke Anregungen auf Prinzip der Momentenänderungsbegrenzung. Dabei werden, abhängig von der Motorsteuerung, einfache Gradientenbegrenzer, PT1- und PT2-Filter meist in einer mehrstufigen Drehmomentbereichsregelung kombiniert. [18]

Basierend auf einer rampenförmigen Drehmomentbegrenzung erreicht man bei einem Zweimassenschwinger (siehe Kapitel 2.2) die effektivste Reduktion der Schwingungsamplitude, wenn die Rampenanstiegsdauer der Periodendauer bzw. einem ganzzahligen Vielfachen dieser entspricht [3]. Da ein Kompromiss zwischen Komfort und Dynamik gefunden werden soll versucht man über Filterfunktionen die weniger kritischen Bereiche schneller zu durchlaufen. Zudem steht wie eingangs erwähnt die Antiruckelfunktion zur Restschwingungsdämpfung zur Verfügung.

Der positive Lastwechsel aus dem Schubetrieb lässt sich grob in drei Bereiche unterteilen (siehe Abb. 2.24):

- Schleppmomentbereich
- Bereich des Kurbelwellen-Nullmomentes
- Positiver Momentenbereich

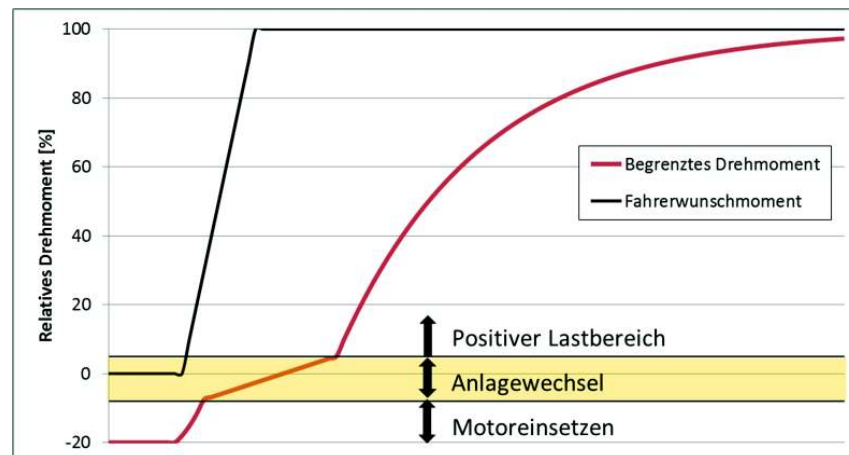


Abbildung 2.24: Bereiche der Lastwechselbegrenzung - TipIn

In Bereich 1, dem Bereich des Schleppmoments, wird der Motoranlagewechsel bei Beendigung der Schubabschaltung abgestimmt. Ein daraus entstehender Wiedereinsetzruck soll nach Möglichkeit nicht oder nur schwach spürbar sein. Es wird zwischen hartem Wiedereinsetzen nach Fahrpedalbetätigung und weichem Wiedereinsetzen bei Absenkung der Motordrehzahl bis zum Eingriff der Leerlaufregelung unterschieden, wobei das TipIn-Fahrmanöver Ersteren zuzuschreiben ist. Dieser Bereich wird sehr schnell durchlaufen und führt vorwiegend nur im Niederlastbereich zu merkbar störenden Reaktionen.

Im Bereich um das effektive Nullmoment kommt es zum Anlagewechsel des Triebstrangs wodurch der Motor in seine Lagerung gedrückt wird. Der Bereich sollte möglichst präzise definiert sein, da hier ein besonders niedriger Drehmomentgradient dafür sorgt, dass der Motor in den zugseitigen Lagern gehalten wird. Eine zu aggressive Abstimmung führt zu einem Zurückprallen aus den Motorlagern und zu erneuten Anlagewechseln die als Ruckeln spürbar sind.

Das Drehmomentverhalten im positiven Momentenbereich definiert ausschlaggebend die Charakteristik des Fahrzeuges, somit das subjektive Empfinden des Fahrers und ist damit maßgeblich für das Kaufverhalten des Kunden. Um in diesem entscheidenden Bereich genügend Freiheitsgrade für die Applikation zu bieten, kommen hier meist Filter höherer Ordnung bzw. Überlagerungen verschiedener Filterfunktionen mit variablen Verstärkern zum Einsatz.

Für die verschiedenen Bereiche kann über weitere Freiheitsgrade zum gefilterten Zündungsmoment eine Überhöhung des Füllungsmoments appliziert werden.

Gerade im Bereich des positiven Motormoments wird häufig eine Unterteilung in weitere Subbereiche vorgenommen. Prinzipiell sind in Motorsteuerung unterschiedlichste Mehrbereichsregelungen realisiert.

Der sogenannte Dashpot regelt die Änderungsbegrenzung des Drehmoments bei negativen Lastwechseln. Die Funktion arbeitet nach ähnlichem Schema mit meist gleicher Bereichsdefinition. Hier soll in erster Linie ein harmonischer Füllungsabbau erfolgen. Dabei soll ein Kompromiss zwischen starkem Ruckeln durch zu gering gefilterten Abbau und zu langsame Reduktion und somit Nachschieben des Fahrzeuges, gefunden werden. Ebenfalls entscheidend ist der Zeitpunkt der Dashpot-Beendigung und die Initialisierung der Schubabschaltung. Nicht nur ein zu früher Abbruch kann unangenehme Folgen auf das Fahrverhalten haben; zu spätes Abschalten kann sich als unnatürliches, nicht dem Fahrerwunsch entsprechendes Fahrverhalten äußern.

Antiruckelfunktion

Die Antiruckelfunktion ist ein Regelkreis, der die nach der Drehmomentfilterung der Lastschlagdämpfung verbleibenden Drehzahlschwingungen reduzieren soll. Im Gegensatz zur Lastschlagdämpfung ist demnach die Motordrehzahl die Regelgröße (siehe Abb. 2.23). Die Eingriffe erfolgen durch gezielte, kurbelwinkelsynchrone Drehmomenteingriffe über den schnellen Zündungspfad.

Zur Identifizierung von Amplitude und Phasenlage der Schwingung wird die Differenz der aktuellen Motordrehzahl zu einer kalkulierten Referenzdrehzahl herangezogen. Ein im Momentenmodell gerechnetes Beschleunigungsmoment kann für die Modellierung dieser geglätteten theoretischen Drehzahl genutzt werden (siehe Abb. 2.25). Andere Ansätze nutzen regelungstechnische Glieder zur Filterung der Schwingung aus dem Signal der Drehzahlmessung. [19]

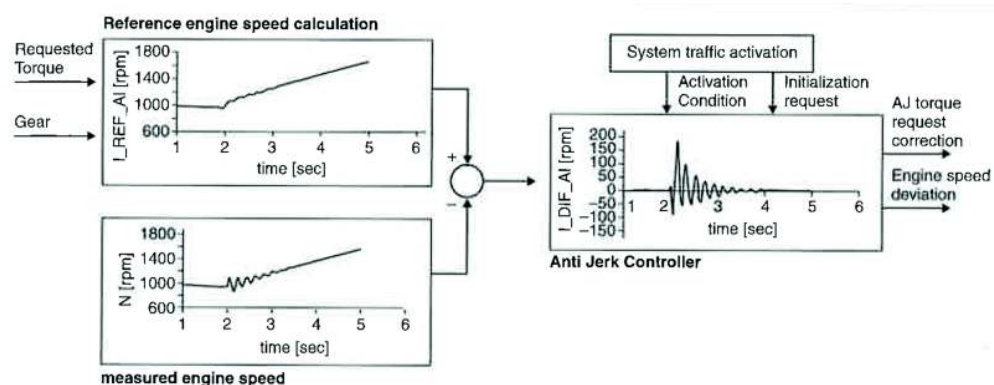


Abbildung 2.25: Differenzdrehzahlberechnung in der Antiruckelfunktion [3]

Die Antiruckelfunktion ist in erster Linie als unterstützende Funktion bei Lastwechseln gedacht. Da sie rein über Wirkungsgradregelung agiert, sind dauerhafte Eingriffe nicht wünschenswert. Über die Applikation von Schwellwerten für die Amplitude kann die Freigabe beeinflusst werden.

Die Drehmomenteingriffe müssen in entgegengesetzter Phasenlage zur Drehzahl-schwingung erfolgen. Die Initialisierung kann ebenfalls über Amplituden-Schwell-werte oder Gradientenrechnung erfolgen. Die Triggerung kann aber auch in Form einer Nulldurchgangserkennung ausgeführt sein (siehe Abb. 2.26).

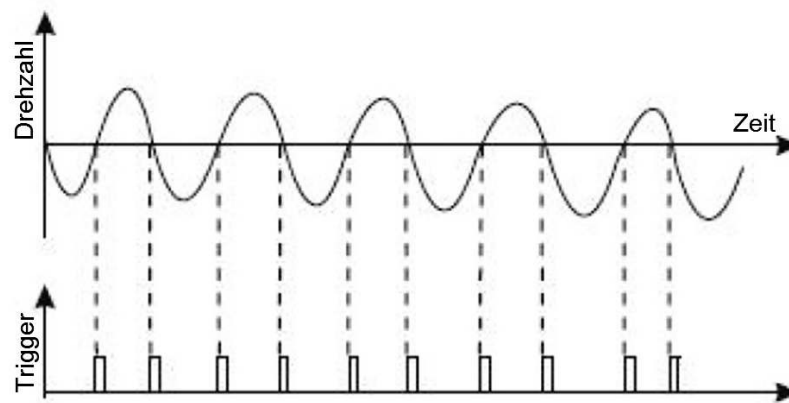


Abbildung 2.26: Triggerung der Antiruckelfunktion

Die Antiruckelfunktion wird meist nur in Kombination mit der Lastschlagdämpfung freigegeben. Andernfalls kann mangels einer Füllungsüberhöhung rein der drehmomentreduzierende Eingriff durch Zündwinkelspätstellung genutzt werden.

3 Istzustandsanalyse

Der erste Schritt der Arbeit war, neben einer initialen Messfahrt mit dem Versuchsfahrzeug, die Situationsanalyse der Fahrzeugapplikation und der Gesamtfahrzeugsimulation sowie der zum Einsatz kommenden Werkzeuge.

Der Evaluierung der derzeitigen Ausführung der Applikation kommt besondere Bedeutung zu. Ausgeführte Schwachpunkte am aktuellen Stand der Technik bilden die Motivation zur Untersuchung des Systems und geben Rückschluss auf das Potential einer neuen Methodik. Anhand der Analyse der gegebenen Simulationssoftware kann die Richtung der Entwicklung prognostiziert und ein klares Ziel in Bezug auf des untersuchte Fahrzeug definiert werden.

3.1 Fahrverhaltensapplikation

Die Applikation des Motors beginnt bei der Basisbedatung am Motorprüfstand und erstreckt sich über Emissions-, Verbrauchs- sowie Akustikabstimmungen bis hin zur Fahrdynamikkalibrierung.

Applikation bedeutet die Anpassung eines Motors an ein bestimmtes Fahrzeug. [7]

Die Fahrverhaltensapplikation hat insofern einen besonderen Stellenwert, als dass hier das Verhalten des Fahrzeugs auf den Fahrerwunsch definiert wird. Dem Fahrzeug wird seine hersteller- und typenspezifische Charakteristik verliehen. In der Fahrdynamikabstimmung wird definiert wie der Kunde sein Fahrzeug in dynamischer Hinsicht wahrnimmt. Neben den akustischen, optischen oder ergonomischen Wirkungen auf den Fahrzeuginsassen zählt die Fahrzeugdynamik zu den am stärksten subjektiv wahrgenommenen Eindrücken des Kunden. Die Fahrdynamik ist somit ein entscheidender Faktor um den Verbraucher vom Produkt zu überzeugen. In Zeiten hoher Konkurrenz gewinnen diese subjektiven Aspekte mehr denn je an Bedeutung für die erfolgreiche Etablierung am Markt.

3.1.1 Fahrzeugcharakteristik

Mit der Definition der Fahrzeugcharakteristik gibt der Hersteller seinem Fahrzeug eine spezielle Kennzeichnung um das Auto in seine Palette zu integrieren. Der Kunde

erkennt darin oft nur unterbewusst einen bestimmten Stil des Fahrens, der ihn zum einen bei der Kaufentscheidung beeinflusst und zum anderen dazu bewegt auch in Zukunft der Marke treu zu bleiben, sofern das Fahrzeug seinem individuellen Charakter entspricht.

In der Fahrzeugkonzipierung spezialisiert sich der Hersteller auf eine gewisse Zielgruppe. Während gewisse Marken generell für Sportlichkeit stehen, sind andere Hersteller auf höchsten Komfort bedacht. Der Unterschied in der Applikation eines Hochklasse-Fahrzeuges steckt jedoch im Detail der konkreten Umsetzung dieser Basisklassifizierung. Abbildung 3.1 soll einen groben Überblick der Fahrzeugeinteilung bezüglich der offensichtlichsten Eigenschaften vermitteln.

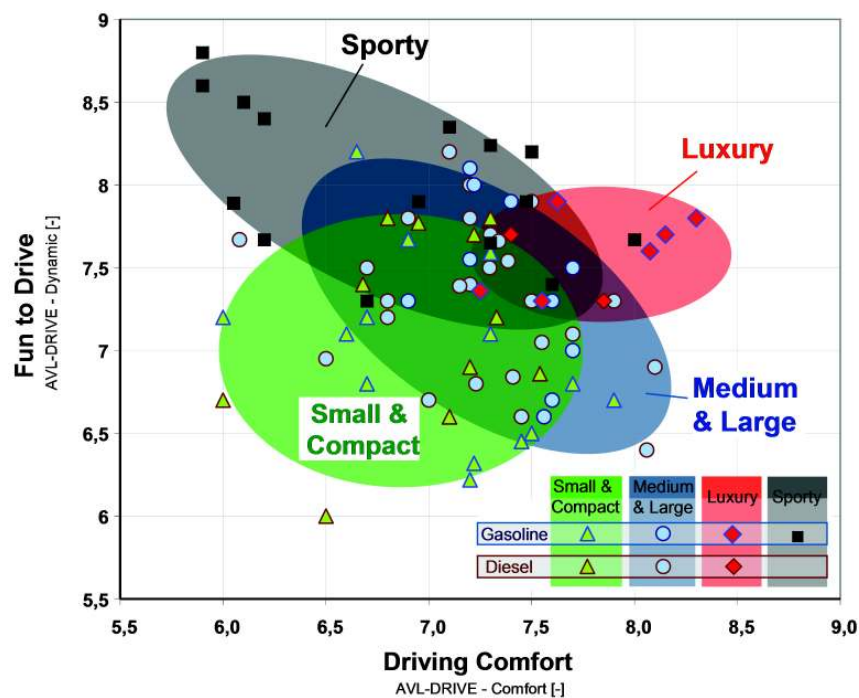


Abbildung 3.1: Kategorisierung von Fahrzeugen über Dynamik und Komfort [12]

3.1.2 Fahrmanöver

Zur Fahrverhaltensapplikation werden unterschiedliche Fahrzustände definiert und separat kalibriert. Um den Rahmen der Untersuchungen in einem sinnvollen Maß zu halten wurden zwei repräsentative Fahrmanöver (TipIn/TipOut) ausgewählt.

Zu den wichtigsten zu applizierenden Fahrzustände der Fahrverhaltensapplikation zählen unter anderem die Beschleunigung, die Verzögerung, die Konstantfahrt, das Anfahren, der Leerlauf sowie der Gangwechsel.

TipIn

Unter TipIn versteht man einen positiven Lastwechsel resultierend aus einer schnellen Fahrpedalaktivierung. Der Unterschied zum Fahrzustand Beschleunigung ergibt sich aus der Pedaländerungsrate. Dazu wird ein Schwellwert festgelegt; übersteigt die Änderungsrate diesen Minimalwert spricht man von einem TipIn. Die Analysesoftware AVL-DRIVE verlangt für die Detektion dieses Manövers zusätzlich das Überschreiten einer minimalen Delta-Pedalposition. [23]

Der Fahrzustand TipIn bestimmt sich unabhängig vom Endzustand des Pedals; abhängig von der Ausgangssituation lässt sich das Manöver jedoch in weitere Unterbetriebszustände eingliedern:

- TipIn aus Schubbetrieb
- TipIn aus Konstantfahrt
- TipIn während Beschleunigung
- TipIn nach Gangwechsel

Das Manöver aus dem Schubbetrieb kommend (Definition: Ausgangs-Fahrzeugbeschleunigung < 0) hat aufgrund des dabei erfolgenden Anlagewechsels die größte Auswirkung auf unerwünschtes Triebstrangverhalten. Die Untersuchungen im Zuge der Diplomarbeit werden daher konkret anhand dieses Fahrmanövers unternommen. Vorwiegend wird die größtmögliche Pedalspreitzung, eine Fahrpedalbetätigung von 0 auf 100%, mit einem Gradienten von 1000%/s angesteuert.

TipOut

Der TipOut beschreibt den negativen Lastwechsellvorgang nach schneller Pedalrücknahme. Die Kriterien zur Abgrenzung von der gewöhnlichen Verzögerung sind ähnlich derer des TipIn-Manövers. Ebenso wird wieder die Klassifizierung über die Fahrzeugbeschleunigung im Ausgangszustand vorgenommen.

Untersucht wird der TipOut nach Beschleunigung. Für Versuch und Simulation wird die zuvor für den TipIn definierte Pedalwertrampe invers durchlaufen.

3.1.3 Bedeutung der Fahrverhaltensapplikation im Laufe der Fahrzeugentwicklung

Die Kalibrierung der Fahrbarkeitsfunktionen beginnt für gewöhnlich in sehr frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung. Erste Prototypen werden etwa nach einem Drittel der Konstruktionszeit gefertigt. Dabei ist es gerade für die Untersuchungen und Abstimmungen des Fahrverhaltens wichtig, die relevanten Komponenten des Antriebsstranges bereits möglichst seriennahe auszuführen.

Die ersten Versuchsfahrzeuge, auch Entwicklungs-Mule genannt, sind aufwändige Einzelanfertigungen. Es wird versucht die technischen Neuerungen in ein bestehendes Chassis älterer Serien zu integrieren. Diese Fahrzeuge entsprechen freilich noch lange nicht dem Endprodukt. In der Fahrzeugentwicklung werden daher im Laufe der Entwicklung mehrere Prototypen gefertigt. Anhand der Fahrdynamikuntersuchungen kann beispielsweise der Antriebsstrang bewertet und verbessert werden.

Diese Vorentwicklungen an Versuchsfahrzeugen sind natürlich auch für andere Entwicklungsschwerpunkte unabdingbar. Die tatsächliche Abstimmung der Fahrverhaltensfunktionen kann trotzdem über Jahre hinweg andauern. Berücksichtigt man auch die Voruntersuchungen in frühen Phasen kann sich der Prozess über etwa drei Viertel der gesamten Entwicklungszeit erstrecken (siehe Abb. 3.2).

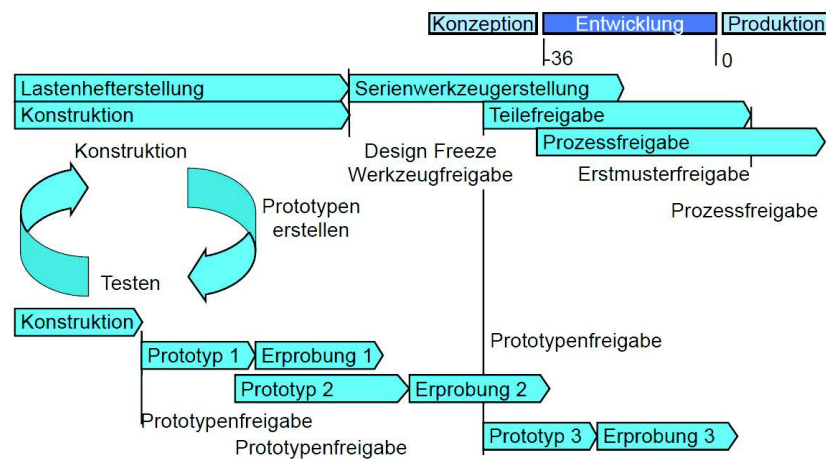


Abbildung 3.2: Phasen der Fahrzeugentwicklung [13]

Die Rücksichtnahme auf das Fahrverhalten in der Automobilentwicklung bedeutet hohe zeitliche und finanzielle Aufwände und kann im schlimmsten Fall nach einer Vielzahl von Entwicklungsstufen der Prototypen verlangen und damit Verzögerungen im Zeitplan bewirken.

Da man, um den technologischen Fortschritt zu halten, vor allem aber auch um die Entwicklungskosten gering zu halten, stets versucht die Markteinführungszeit (Time-to-Market) zu verringern, sind neue innovative Methoden gefragt.

3.1.4 Ausführung der Fahrverhaltensapplikation

Die Abstimmung der Fahrverhaltensfunktionen beginnt mit der Bedatung der ECU-Fahrzeugmodelle anhand der vorhandenen Datensätze aus der Basisapplikation am Motorprüfstand. Dazu zählen beispielsweise die Drehmoment-, Zünd- und Einspritzkennfelder, sowie Zündhaken und Lambda-Wirkungsraddennlinien. Des Weiteren müssen grundlegende Funktionen appliziert werden auf welchen die Fahrdynamikfunktionen aufbauen (z.B. Gangerkennung).

Die eigentliche Abstimmung der Lastschlagdämpfung und der Antiruckelfunktion erfolgt mehrstufig iterativ, da die Funktionen in starker Wechselwirkung zueinander stehen. Um das gesamte Betriebsspektrum des Fahrzeuges zu erfassen, wird nach einem vordefinierten Lastpunktschema mit definierten Ausgangs- und Zielwerten für die Lastwechselmanöver jeder Gang einzeln appliziert.

Zur Reproduzierbarkeit der Manöver stehen dem Applikateur Fahrhilfen zur Verfügung (siehe AVL DriCon-System - Kapitel 3.2.3). Die Auswertung und Beurteilung der Applikation geschieht über die Messdatenaufbereitung durch AVL-DRIVE (siehe Kapitel 3.2.3). Abhängig von den Anforderungen kommen unterschiedliche Messsysteme zum Einsatz; für die Komfortabstimmungen ist vorrangig das Signal des Beschleunigungssensors in Fahrzeuglängsrichtung von Bedeutung.

Um die im vorherigen Punkt angesprochenen Time-to-Market-Ziele realisieren zu können und die Kosten zu minimieren, bauen neue Fahrzeuge gewöhnlich auf bereits vorhandenen Systemen auf. Ein Motor wird meist in mehreren Fahrzeugen eines Herstellers in unterschiedlichen Ausführungen verwendet. Auch der Antriebsstrang eines neuen Autos wird oft weitgehend an ähnliche, bereits bestehende Modelle angepasst. Daher liegt es nahe, die Fahrverhaltenskalibrierung mit einem Basisdatensatz aus Altprojekten zu beginnen.

Aufgrund der stetig anwachsenden Zahl der Freiheitsgrade in einer Motorsteuerung ist eine Bedatung von Null ausgehend nicht mehr denkbar; dafür ist der Kosten- und Zeitdruck zu hoch. Der Applikateur ist gezwungen innerhalb von engen Zeitvorgaben vordefinierte Ziele zu erreichen; eine Optimierung der ECU-Funktionen unter Einsatz aller gegebener Parameter ist kaum mehr realisierbar.

3.1.5 Potenzial der Offline-Applikation

Um die zunehmende Komplexität auch in Zukunft bei günstigen Applikationskosten beherrschen zu können, sind innovative Software- und Applikationsmethoden erforderlich. [8]

Die Offline-Abstimmung über Gesamtfahrzeug-Simulationsmodelle bietet theoretisch die Möglichkeit, die zur Verfügung stehenden ECU-Funktionen in vollem Umfang mit vergleichsweise geringem Aufwand zu applizieren. Voraussetzung dafür ist ein hinreichend genaues Fahrzeugmodell sowie die exakte Nachbildung der in der Motorsteuerung zur Verfügung stehenden Komfortfunktionen. Die Simulationssoftware VSM verfügt über eine integrierte Parameteroptimierung; somit wäre es denkbar geeignete Optimierungsalgorithmen für eine Lastschlagdämpfung oder Antiruckelfunktion zu entwickeln.

Es darf allerdings nicht außer Acht gelassen werden, dass auch die Entwicklung und Anwendung solcher Systeme nicht ohne dem Know-how eines erfahrenen Applikateurs auskommt. Des Weiteren kann die Simulation den Versuch am realen Objekt auch bei heutigem Stand der Technik nicht vollständig ersetzen. Die Ergebnisse solcher, eventuell sogar automatisierter Optimierungssysteme, können daher bestenfalls

als Basisabstimmung betrachtet werden. Die Simulation kann aber durchaus auch richtungsweisend für die tatsächliche Feinabstimmung am Fahrzeug genutzt werden.

Wesentliche Potenziale sind in der Reduktion der frühen Prototypenphase zu sehen. Die Versuche dienen auch zur frühzeitigen Erkennung von Problemen im Antriebsstrang. Auch die Kopplung von bereits bestehenden Motor- und Triebstrangsystemen kann in neuer Anordnung inakzeptable Ergebnisse im Schwingungsverhalten liefern. Gegebenenfalls müssen etwa Steifigkeiten angepasst werden um ungünstige Anregungen auszugleichen. Durch Simulation könnte bereits vorab, ohne Versuchsfahrzeug, das Zusammenspiel der Komponenten und die Realisierbarkeit der Charakteristik überprüft werden.

Hinsichtlich Drehmomentauslegung der Motoren gilt es, gerade für Automobilhersteller die für hohe dynamische Ansprüche stehen, für den gesamten Betriebsbereich ein ausreichendes Basismoment zur Verfügung zu stellen, um den Komfortfunktionen genügend Spielraum zu gewährleisten. Dies bedeutet oft eine gewisse Überdimensionierung auf Kosten von Effizienz und Verbrauch. Durch die Vorabkalkulation der dynamischen Abstimmung kann der Motor gezielter an den Bedarf angepasst werden.

3.2 Software

Die Beschreibung der Simulations- und Analysesoftware stützt sich auf Informationen aus den zugehörigen *Product Guides* und *Manuals* [21][22][23][24][25].

3.2.1 AVL-VSM

VSM ist ein Matlab-Simulink-basiertes Simulationssystem, das sämtliche Fahrzeugkomponenten, wie auch den Motor abbildet (siehe Abb. 3.3). Fahrzeug und Antriebsstrang sind dynamisch miteinander gekoppelt. Die Software ist echtzeitfähig und daher auch für Online-Anwendungen geeignet. Die modulare Grundstruktur ermöglicht den Hardware-in-the-loop Einsatz für unterschiedlichste Komponenten. VSM beinhaltet überdies drei unterschiedliche Fahrermodelle und verschiedene Möglichkeiten der Stecken- bzw. Fahrzyklusgenerierung.

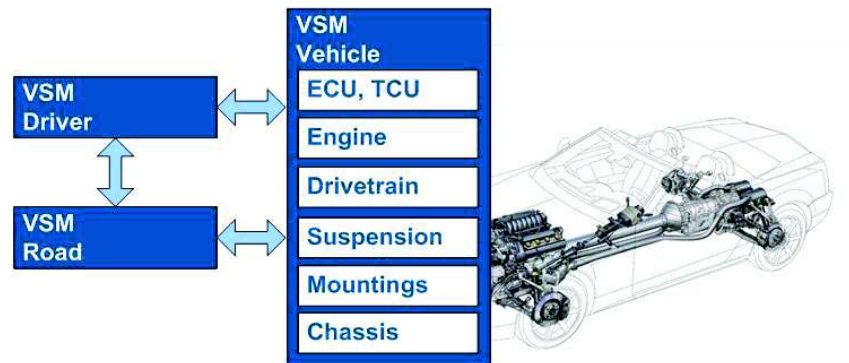


Abbildung 3.3: VSM Subsysteme

Das Fahrzeugmodell des Mini Cooper S wurde ausgehend von einer geeigneten Basisparametrierung der Fahrzeugklasse Kompaktwagen mittels Informationen aus Datenblättern und Messdaten angeglichen. Für die Simulation hinsichtlich der Komfortabstimmung sind die Genauigkeitsanforderungen an das Modell für Chassis und Fahrwerk verhältnismäßig gering. Der Fahrzyklus wird über die Pedalwertvorgabe bei Geradeausfahrt definiert. Ein Fahrermodell und ein Lenkungsmodell werden daher ebenso wenig benötigt, wie die Berechnung der Fahrzeug-Querdynamik. Die Kinematik des Fahrwerks wird dennoch berücksichtigt; der Einfluss auf den Beschleunigungsverlauf ist aber von minderer Bedeutung.

Eine weitere Vereinfachung für diese ersten Untersuchungen ist die starre Motoranbindung an das Chassis. Wie bereits in Kapitel 2.3.6 - Lastschlagdämpfung - beschrieben, spielt bei starken Lastschlägen die Motorabstützung eine wesentliche Rolle und kann bei ungünstiger Auslegung, bzw. bei mangelhafter Abstimmung des Anlagewechsels zu unangenehmen Ruck-Bewegungen des Chassis führen. VSM bietet ein optionales Motorlager-Modell welches die konkrete Definition von Einbaulage, Trägheiten, Steifigkeiten und Dämpfungsfaktoren zulässt. Diese zusätzliche Kräfteinleitung in das Chassis wurde im Zuge dieser Arbeit nicht simuliert.

Detailliertere Modellbeschreibungen beschränken sich daher im Folgenden auf den Triebstrang und den Motor. Dem transienten Motormodell ARES wird aufgrund seiner Komplexität und seiner Stand-Alone-Fähigkeit ein eigenes Unterkapitel gewidmet.

Basis-Motormodell

Im konventionellen Motormodell von VSM wird neben den generellen Motordaten ein stationäres Drehmomentkennfeld abhängig von Drosselklappenposition und Drehzahl definiert (siehe Abb. 3.4 - links unten).

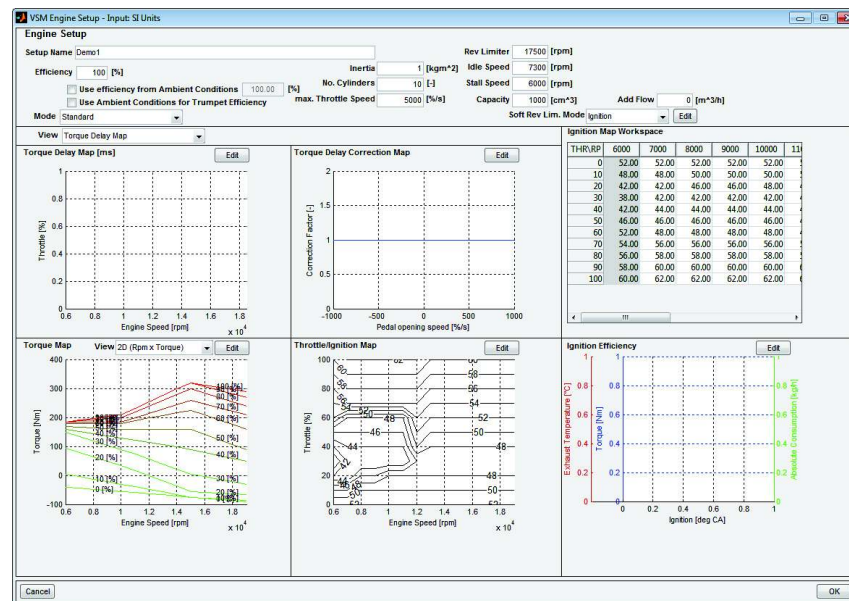


Abbildung 3.4: VSM - Parametrieroberfläche des Motormodells [21]

Zusätzlich können einfache Korrekturen über verschiedenste Wirkungsgradkennfelder appliziert werden.

Ein erweitertes Setup für Turbolader-Motoren definiert über eine zweistufige Gradientenbegrenzung (siehe Abb. 3.5) ein simplifiziertes, transientes Drehmomentverhalten in Abhängigkeit von der Drehzahl und einem gefilterten, initialen Motormoment.

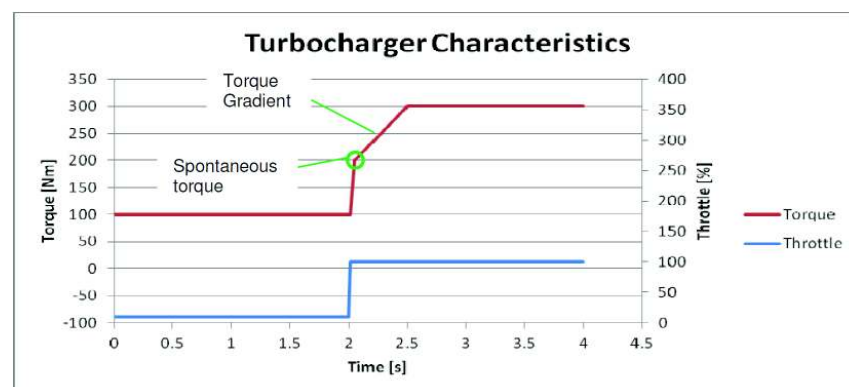


Abbildung 3.5: Annäherung eines transienten Drehmomentverhaltens über die Turbolader-Charakteristik [21]

Das spontane Drehmoment wird nahezu schlagartig aufgebaut bevor in zweiter Instanz das Moment mit definiertem Gradienten an den Wert des Stationärkennfeldes herangeführt wird.

Eine Importfunktion ermöglicht die Generierung der Turbolader-Charakteristik aus Daten definierter Testläufe, die entweder am Motorprüfstand durchgeführt oder mit-

tels ARES simuliert werden. Die Testläufe setzen sich aus Drosselklappensprüngen bei unterschiedlichen Drehzahlen und Ausgangsdrehmomenten zusammen.

Zugehörig zu diesem Basismodell bestehen eine Reihe von elementaren ECU-Funktionen, angefangen bei einem Pedal-Drehmoment-Kennfeld bis hin zu einer einfachen Traktionsregelung.

Antriebsstrangmodell

VSM stellt zwei Antriebsstrangmodelle zur Auswahl. Während das Basismodell eine gangspezifische Parametrierung der gesamtheitlichen Eigenfrequenz und der Dämpfung des Triebstrang vorsieht, kann beim sogenannten *Advanced Drivetrain* den einzelnen Komponenten jeweils eine Steifigkeit, Dämpfung und Trägheit zugeordnet werden (siehe Abb. 3.6). Somit entstehen, gerade durch die zusätzlichen Modelle für elastische Wellen, neue Freiheitsgrade.

Weitere Optionen des erweiterten Antriebsstrangs sind:

- Getriebetypen (MT, AT, CVT)
- Hybrid- und Elektro-Antrieb

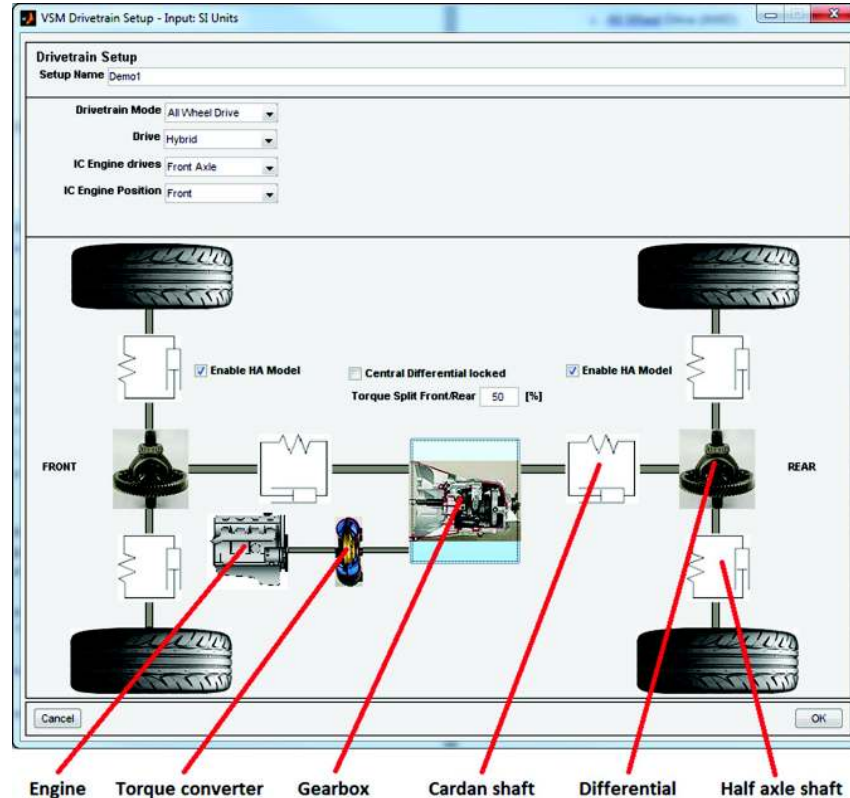


Abbildung 3.6: VSM Advanced Drivetrain - Parametrierungsübersicht [21]

Ein generelles Triebstrangmodell, wie in Abbildung 3.7 dargestellt, besteht aus [11]:

- einem Motormoment als Eingangsgröße
- einem Motorlagermodell mit zwei Freiheitsgraden (Hub- und Nickbewegung)
- einem torsionselastischen Kupplungsmodell inklusive Pedalkennlinie
- einem Getriebemodell zur Wandlung von Drehzahl und Drehmoment für Gangwechseldefinition inklusive Flankenspiel und Reibung
- einem Differentialmodell zur Drehmomentverteilung
- einem torsionselastischen Gelenkwellenmodell zur gleichförmigen Verteilung der Drehbewegung

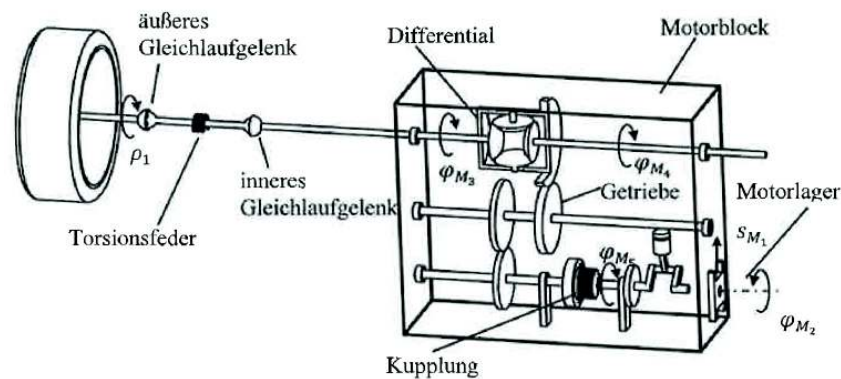


Abbildung 3.7: Einfaches Modell eines Frontantriebs [11]

Im Zuge der Diplomarbeit wurde die Motoranbindung zur Vereinfachung starr angenommen; ein Motorlagermodell ist in VSM enthalten.

Die Elastizität der Kupplung wird in der Getriebeeingangswelle mitberücksichtigt. Im Getriebemodell wird die Trägheit für Eingangs- und Ausgangswelle, ein Wirkungsgrad, das Flankenspiel und selbstverständlich die Übersetzung definiert. Sämtliche Parameter sind gangspezifisch zu applizieren. Schaltmanöver sind per Projektdefinition nicht von Bedeutung.

Im Triebstrangmodell stehen unterschiedliche Differentialtypen zur Auswahl, für die ebenfalls eine Übersetzung, ein Wirkungsgrad und ein Flankenspiel zu parametrieren sind.

Die Modelle der Wellen beinhalten keine Gelenke. Somit werden die aufgrund von Winkeländerungen entstehenden Drehungleichförmigkeiten und Schwankungen in Wirkungsgrad vernachlässigt.

Die Reifen werden, ebenso wie die Chassis-Spezifikationen, in separaten Modulen anhand ausführlicher Modelle (z.B. Pacejka) beschrieben.

VSM-Optimization

VSM bietet mehrere Varianten der Simulation. Die Prototypenversuche des ATC-Modells bedienen sich vorwiegend der Einzel-Simulation bzw. der automatisierten Parametervariation. Die zur Verfügung stehende Optimierungsfunktion soll in späterer Folge, wie in Kapitel 3.1.5 - Potenzial der Offline-Applikation - beschrieben, die Automatisierung vorantreiben.

Diese Simulationsvariante ermöglicht die Ergebnisannäherung an ein definierbares Ziel durch Variation ausgewählter Setup-Parameter entsprechend dem gewählten Optimierungsalgorithmus. Dabei besteht eine direkte Interaktion zwischen VSM und DRIVE; die Analysesoftware evaluiert die Zwischenergebnisse und gibt daraus folgend die Richtung für weitere Variationschritte vor.

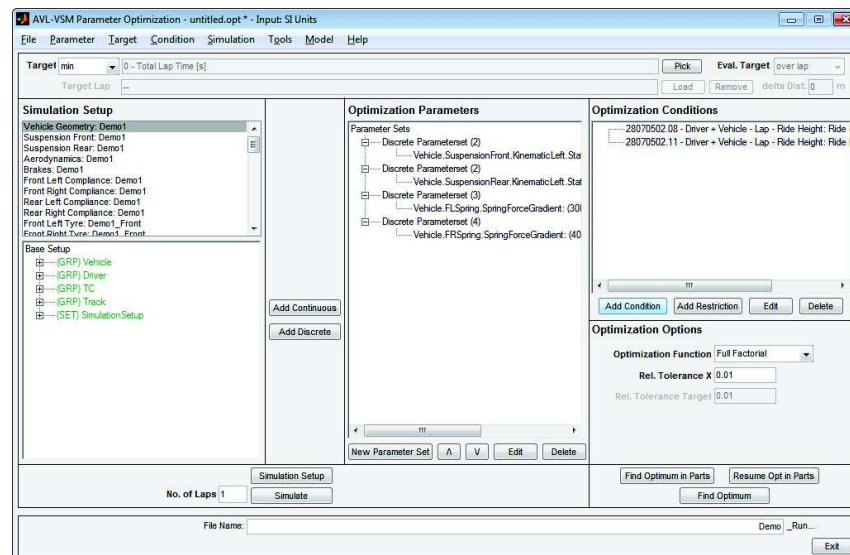


Abbildung 3.8: VSM Parameter Optimization [21]

Das Optimierungskriterium (siehe Abb. 3.8 - oben) kann aus einer vordefinierten Liste gewählt werden; es kann zeitbezogen sein oder an eines der zahlreichen DRIVE-Ratings (siehe Kapitel 3.2.3) anknüpfen.

Aus dem Fahrzeugsetup können die gewünschten Optimierungsparameter (siehe Abb. 3.8 - Mitte) gewählt werden. Der Anwender definiert dabei, ob diese Modifikationsgröße kontinuierlich oder diskret zwischen oberen und unteren Grenzwert variiert wird.

Zusätzlich können Bedingungen bezüglich jeglicher Messgröße aufgestellt werden, die als Voraussetzung für die Gültigkeit eines Versuchs gelten (siehe Abb. 3.8 - rechts oben).

Zur Auswahl stehen die Optimierungsalgorithmen *Full Factorial*, *Binary Search*, *Corner Specific* und *Segment Specific*.

3.2.2 AVL-ARES

ARES (AVL Realtime Engine Simulation) wurde ursprünglich als echtzeitfähiges Stand-Alone Programm (ebenfalls Matlab-Simulink-basiert), in erster Linie für Hardware-in-the-loop Anwendungen konzipiert. In jüngster Zeit verlagerte sich der Anwendungsschwerpunkt zunehmend in Richtung Gesamtfahrzeugsimulation.

Gerade für Fahrdynamiksimulationen ist ein realitätsnaher Drehmomentverlauf nur mittels eines solchen Mittelwertmodells zu verwirklichen. Es kombiniert physikalische Gesetze, etwa für die Berechnung der dynamischen Zylinderfüllung, mit Modellen für die Verbrennung. Neben der Drehmomenterzeugung und den Reibungsverluste wird auch die Motordynamik unter Berücksichtigung des Triebstrang-Gelegenmoments mittels Drehimpulssatz simuliert.

Des Weiteren beinhaltet das System auch Modelle für Öl- und Kühlwasserkreislauf, Abgasrückführung, Turbolader und optional auch unterschiedlichste Energie-Rekuperationsmechanismen; auch Verbrauch, Emissionen sowie einzelne Verluste können berechnet werden. Abbildung 3.9 gibt einen Überblick über die Verknüpfung der einzelnen Submodelle sowie die Schnittstellen nach außen hin.

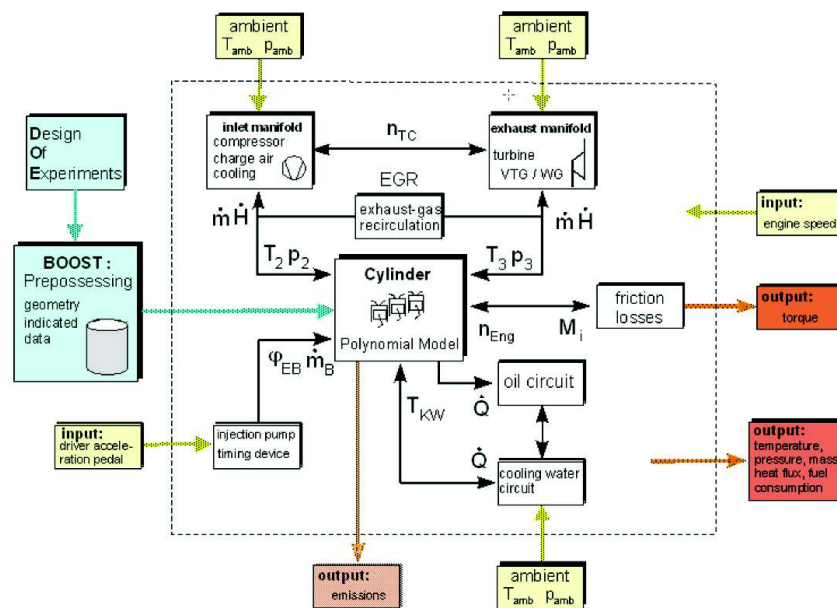


Abbildung 3.9: Schematische Darstellung des Datenflusses am Beispiel eines ARES-Dieselmotor-Modells [25]

Pre-Processing

Die aufwändige Datengenerierung des Zylindermodells erfolgt automatisiert. Dafür können Daten aus der Motorvermessung am Prüfstand sowie aus der eindimensionalen Motorprozessrechnung (z.B. AVL Boost) in ARES importiert werden. Ein Algorithmus generiert die erforderlichen Kennfelder. Eine ähnliche Kalibrierungs-

funktion existiert auch für das Kompressor- und Turbinenmodell und in näherer Zukunft auch für die Drehmomentenkalkulation in der ECU.

In der sogenannten *Preprocessor*-Oberfläche wird die gesamte Parametrisierung visualisiert (siehe Abb. 3.10). In diesem eigenständigen Programm, das von VSM aus aufgerufen werden kann, können die Werte auch neu beschrieben werden. Zusätzlich wird die vom Preprocessor generierte Datenstruktur im Variations- und Optimierungsmodus der Gesamtfahrzeugsimulation aufgerufen, womit sämtliche Parameter auch für automatisierte Simulationsexperimente genutzt werden können.

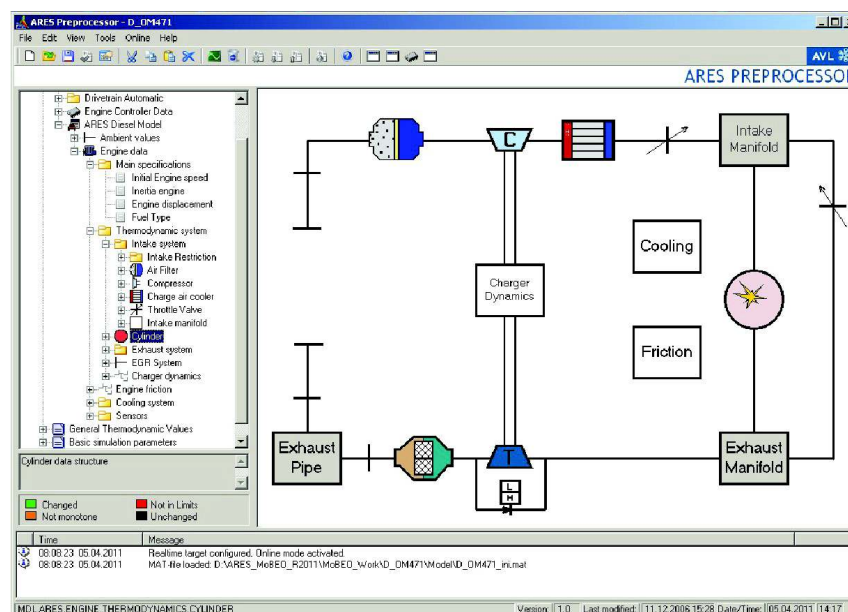


Abbildung 3.10: ARES-Preprocessor [24]

Motormodell

Die zentrale Drehmomentberechnung entspricht der grundlegenden Struktur, wie sie schon in Kapitel 2.3.4 - Drehmomentenmodelle in der ECU - erläutert wurde (siehe Abb. 2.17).

Zur Berechnung der Basisgrößen werden die Aktuatorwerte wie die relative Drosselklappenposition, Zündwinkel, Kraftstoffmasse sowie die aktuelle Drehzahl für das thermodynamische Modell (siehe Abb. 3.11) aufbereitet.

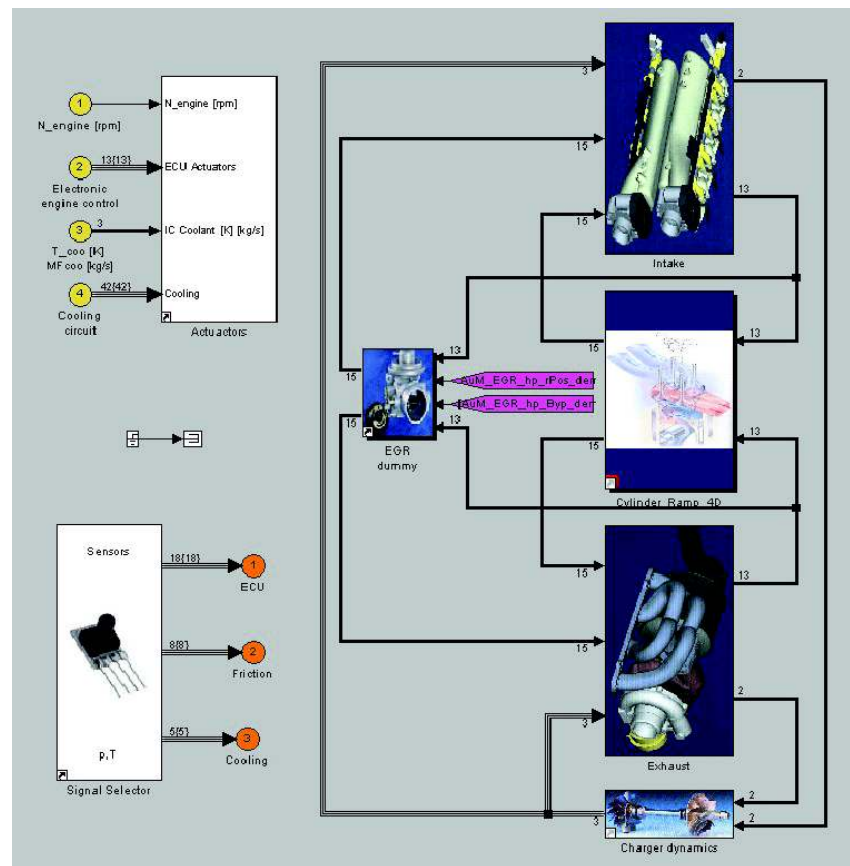


Abbildung 3.11: ARES Thermodynamik-Modell [24]

Im Einlassmodell (siehe Abb. 3.12) sowie im Auslass- und im Turboladermodell werden über die physikalischen Zusammenhänge die thermodynamischen Zustandsgrößen berechnet und dem Zylindermodell übergeben. Dort werden daraus die relative Luftfüllung und das aktuelle Luftverhältnis abgeleitet. Im Verbrennungsmodell wird aus jenen Werten unter Berücksichtigung der Zündung und anderer Einflüsse, wie die der variablen Ventilsteuerung, der dem Drehmoment äquivalente innere Mitteldruck und die Abgasenthalpie ermittelt.

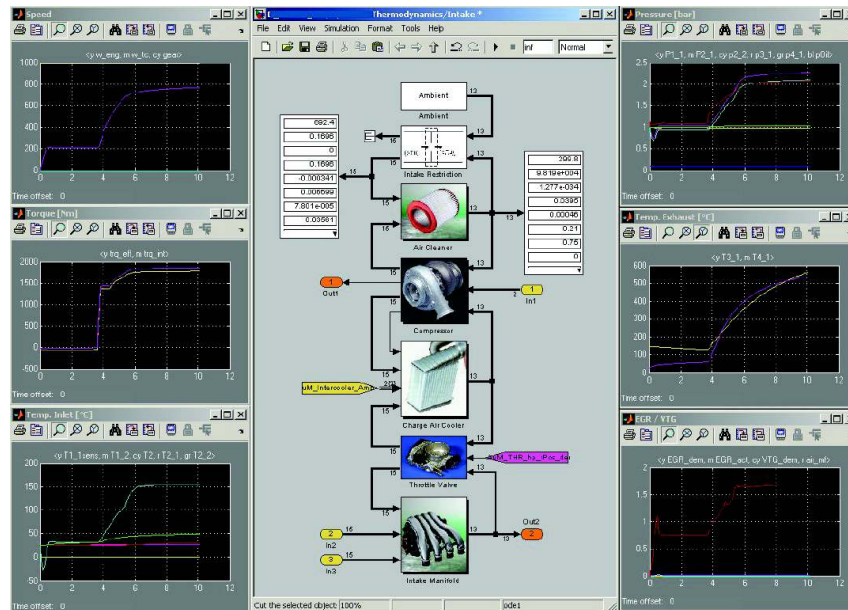


Abbildung 3.12: ARES Ansaugtraktmodell mit Visualisierung in der Stand-Alone-Simulation [24]

Wie aus Abbildung 3.11 und 3.12 ersichtlich, sind alle Teilsysteme in Schleifen ineinander gekoppelt um den gesamten Energiefluss darstellen zu können. Dazu gehört selbstverständlich auch der Wärmefluss, der im Kühlkreislauf separat berücksichtigt wird.

Das Drehmoment wird letztendlich um die berechneten Reibungsverluste reduziert. Außerhalb des Motormodells wird aus sämtlichen zusammenfließenden Momenten (zusätzliche Antriebe, Hilfsaggregate, Wellengegenmoment) mittels Trägheitsgleichung die Drehzahl bestimmt.

ECU-Modell

ARES beinhaltet ein simples Drosselklappe-Drehzahl (α/n) basiertes ECU-Modell, welches in der Simulink-Struktur parallel zum Motormodell angeordnet ist. Darin werden die Sollgrößen sämtlicher Funktionen stationären Kennfeldern entnommen bzw. über Regler ermittelt. Die Kennfelder sind über den ARES-Preprocessor parametrierbar.

Der Eingangsgröße Pedalposition kann etwa über ein Pedalkennfeld eine Charakteristik verliehen werden. Aus einem stationären Durchflusskennfeld wird anschließend die zugehörige relative Wunsch-Luftfüllung ermittelt die den weiteren Kennfeldern (z.B. Zündwinkelkennfeld) als Basis dient. Die benötigte Kraftstoffmasse wird unter vereinfachter Berücksichtigung von transienten Luftmassenänderungen für ein gegebenes Soll-Luftverhältnis berechnet.

Des Weiteren können Regler für Leerlauf, Ladedruck, Abgasrückführung, Saugrohrstellung und Ventilöffnung kalibriert werden.

Im ARES-Preprocessor können dafür unterschiedliche Sensortypen definiert werden. In den Sensor-Einstellungen kann der Wärmeeintrag über die Fläche und die thermische Trägheit appliziert werden. Abbildung 3.14 zeigt die simulierte Abweichung eines Temperatursensorsignals zum Verlauf des exakten Rechenwertes.

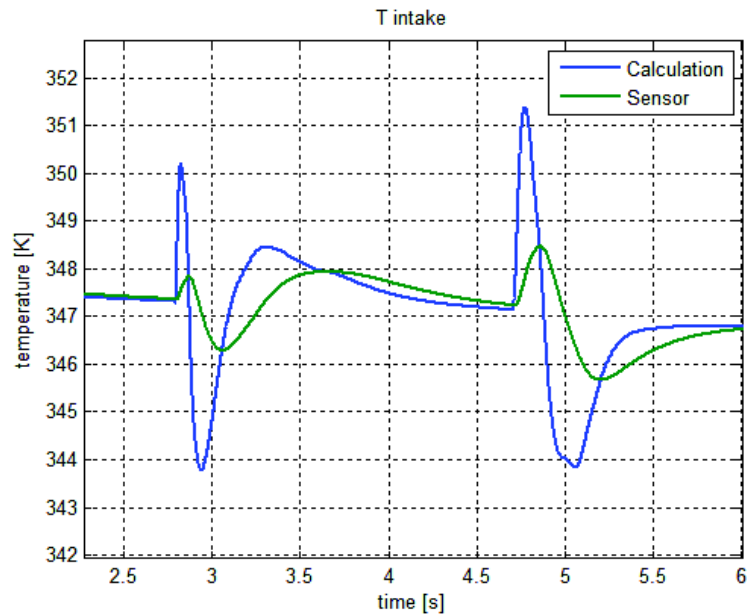


Abbildung 3.14: ARES - Simulierte Ansprechverzögerung eines Temperatursensors

In der Stand-Alone Variante von ARES sind Motor- und ECU-Modell in eine Dummy-Simulationsebene eingebettet. Über eine Steuereinheit können Prüfstandbedingungen oder transiente Zyklen vorgegeben werden.

Für die Eingliederung in VSM besteht eine klare Schnittstellendefinition. Die wichtigsten Eingangsgrößen sind die Pedalstellung aus dem Fahrermodell und das Gegenmoment vom Antriebsstrang. Die Haupta Ausgangsgrößen für generelle Anwendungen die dem Triebstrangmodell übergeben werden sind das Motormoment und die Drehzahl.

3.2.3 AVL-DRIVE

DRIVE ist ein multifunktionales Mess- und Analysesystem, spezialisiert auf die objektive Bewertung von Fahrverhaltensaspekten. Das Programm eignet sich zur Auswertung sowohl von Fahrzeugmessungen als auch von Simulationsergebnissen und ermöglicht den direkten Vergleich.

Für die Anwendung im Fahrzeug besteht ein Hardware-System in dessen Mittelpunkt die DMU (**DRIVE Main Unit**) als Schnittstelle zwischen CAN Bus (**C**ontrol **A**rea **N**etwork), Sensoren, der externen Steuereinheit und dem Auswertegerät agiert (siehe Abb. 3.15).

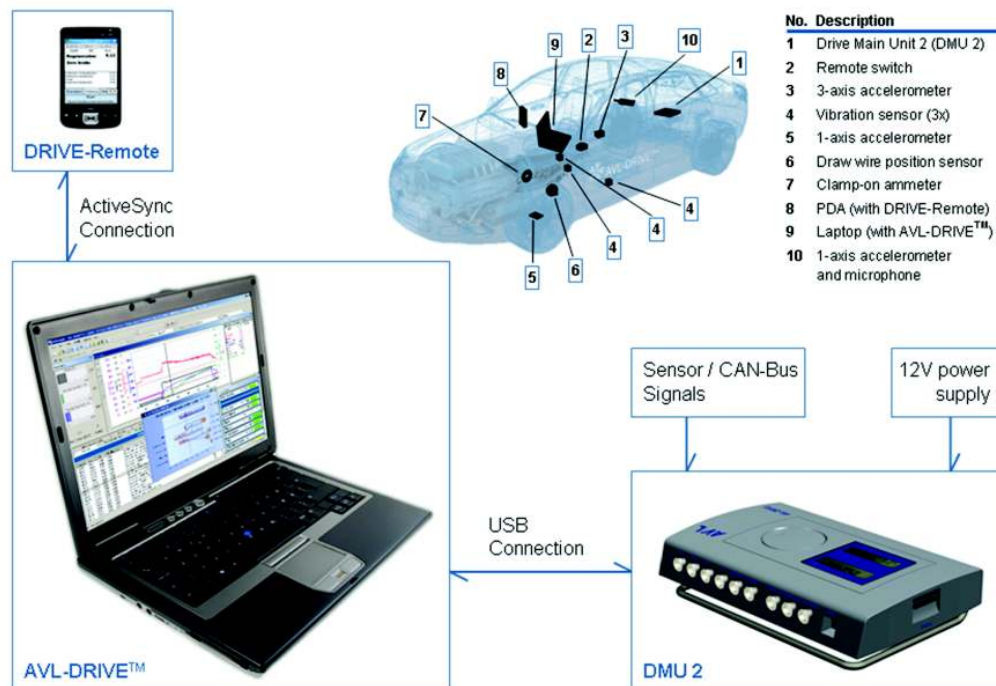


Abbildung 3.15: AVL-DRIVE Messsystem [22]

Als Steuereinheit zur Ausführung des Fahrmanövers dient im konkreten Fall zur Diplomarbeit das später beschriebene AVL-DriCon-System (siehe Kapitel 3.2.3). Die Messung erfolgt mit einer Aufzeichnungsrate von 100 Hz ; das wichtigste Signal zur Fahrdynamikbewertung ist die Beschleunigungsmessung in Fahrzeuginnenrichtung, wobei diese je nach Applikationsbedarf an einem möglichst starren Punkt der Karosserie oder, mit subjektivem Einfluss, an der Nackenstütze des Fahrersitzes erfolgen kann. Die Daten können in Echtzeit an einem Laptop mit installierter DRIVE-Software ausgewertet werden.

Zur technischen Analyse können sämtliche Mess- und Rechenkanäle in Graphen dargestellt werden und auf bestehende Messungen oder Simulationsergebnissen referenziert werden.

Fahrverhaltensbewertung

Die Bewertung erfolgt analog der VDI-Skala (siehe Abb. 3.16) und dient zur schnellen Auswertung der Applikation. Überdies wird durch das objektive Bewertungssystem eine automatisierte Optimierung mit DOE-Tools (**D**esign of **E**xperiments) realisierbar.

AVL-DRIVE™ Driveability Assessment

DR	Evaluation	Description
9 - 10	excellent	The driveability exceeds all customer's expectations
8 - 9	good	The driveability meets all customer's expectations
7 - 8	satisfying	The driveability meets most customer's expectations
6 - 7	acceptable	Driveability at basic level only, does not meet most customer's expectations
5 - 6	poor	Some customers complain about driveability
4 - 5	unacceptable	Most customers complain about the driveability
3 - 4	defective	All customers complain driving the vehicle
2 - 3	unsafe operation	Only limited or unsafe vehicle operation possible
1 - 2	no operation	Vehicle not operational

Abbildung 3.16: AVL-DRIVE Bewertungsschema [22]

Für ganzheitliche, objektive Bewertungen des Fahrzeuges hinsichtlich der Fahrdynamik existiert ein detailliertes Fahrzustands-Konstrukt, in dem einzelne Haupt- und Unterbetriebszustände definiert, bewertet und gewichtet werden. DRIVE kategorisiert dabei mehr als 100 verschiedene Fahrzustände.

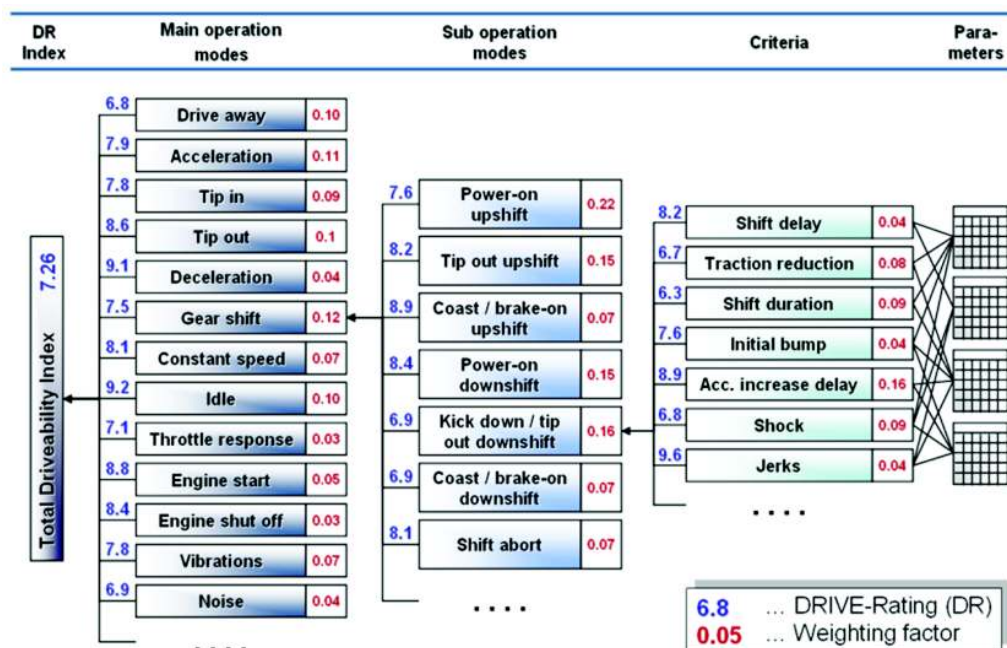


Abbildung 3.17: AVL-DRIVE Strukturierte Bewertung des Gesamtfahrverhaltens [22]

Jeder Unterbetriebszustand erhält seine Benotung aus der Bewertung einzelner Kriterien, basierend auf physikalischen Parametern (siehe Abb. 3.17 - Bsp.: Gangwechselmanöver).

Bewertungskriterien für TipIn und TipOut

Die Bewertung des TipIn aus dem Schubbetrieb kommend erfolgt nach folgenden Kriterien:

- Absolute torque (Absolutes Moment)
- Initial bump (Lastschlag)
- Jerks (Mehrfachschwingungen)
- Kick (Einzelschlag)
- Response delay (Ansprechverzögerung)
- Stumble (Drehmomenteinbruch)
- Torque build-up (Drehmomentaufbau)
- Torque smoothness (Welligkeit des Momentenaufbaus)

Der TipOut aus der Beschleunigung wird über die Kriterien

- Initial bump (Lastschlag)
- Jerks (Mehrfachschwingungen)
- Kick (Einzelschlag)
- Response delay (Ansprechverzögerung)

beurteilt.

Im Folgenden werden, zur deutlichen Abgrenzung im Text, die englischen Bezeichnungen verwendet.

	<p>Absolute torque: Bewertet das erreichte Drehmoment im Vergleich zum theoretisch erwarteten Drehmoment in einer definierten Zeitspanne.</p>
	<p>Initial bump: Ist der maximale positive Beschleunigungsgradient.</p>
	<p>Jerks: Beschreibt die ersten fünf Schwingungsamplituden erster Ordnung in der Längsbeschleunigung.</p>
	<p>Kick: Die erste negative Schwingungsamplitude in der Fahrzeugbeschleunigung.</p>
	<p>Response delay: Ist die Zeit ab Pedalbetätigung bis zum Erreichen eines definierten relativen Beschleunigungswertes.</p>
	<p>Stumble: Ein Momenteneinbruch (beispielsweise aufgrund einer Gemischabmagerung beim Öffnen der Drosselklappe) führt vorerst zu einer Absenkung der Beschleunigung.</p>

Tabelle 3.1: Bewertungskriterien - TipIn (Teil 1) [23]

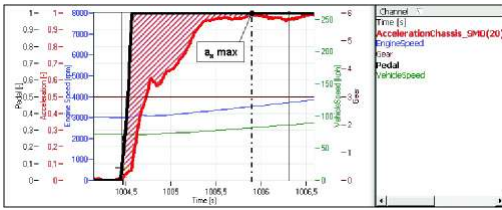
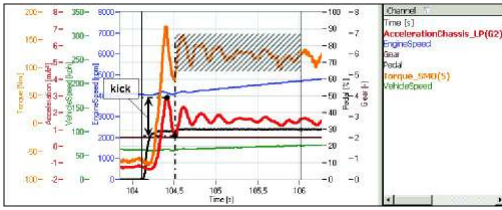
 <p>The plot shows normalized torque build-up (a_max) on the left y-axis (0 to 1) and pedal travel on the right y-axis (0 to 8000) against time (1004.5 to 1006.5 s). A red shaded area indicates the torque build-up, which follows the pedal travel curve.</p>	<p>Torque build-up: Normalisierte Bewertung des Drehmomentaufbaus verglichen mit dem Fahrpedalverlauf.</p>
 <p>The plot shows torque smoothness on the left y-axis (-100 to 200) and torque on the right y-axis (0 to 8000) against time (104.5 to 106.5 s). A 'kick' event is marked at approximately 104.5 s, followed by a sharp increase in torque and subsequent oscillations.</p>	<p>Torque smoothness: Bewertet das Drehmoment-Schwingungsverhalten nach dem Kick.</p>

Tabelle 3.2: Bewertungskriterien - TipIn (Teil 2) [23]

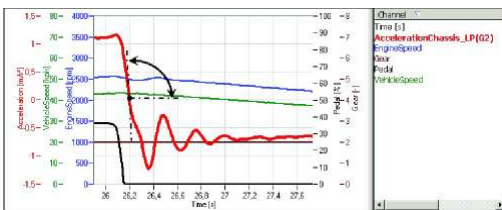
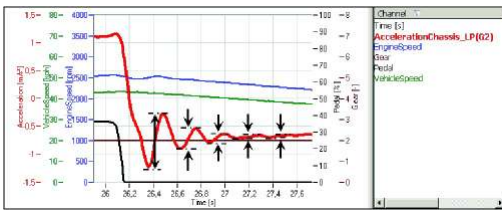
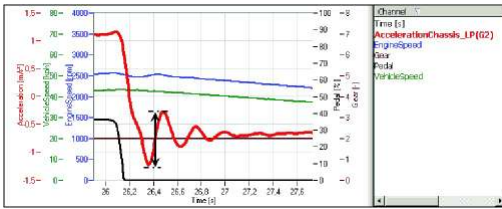
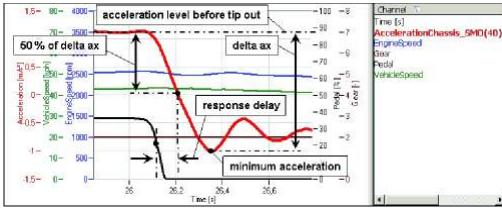
 <p>The plot shows acceleration (m/s²) on the left y-axis (-1.5 to 1.5) and time (26 to 27.6 s). A sharp negative spike in acceleration is labeled as the 'initial bump'.</p>	<p>Initial bump: Der maximale negative Beschleunigungsgradient.</p>
 <p>The plot shows acceleration (m/s²) on the left y-axis (-1.5 to 1.5) and time (26 to 27.6 s). Five positive peaks in the acceleration signal are marked with arrows and labeled as 'jerks'.</p>	<p>Jerks: Beschreibt die ersten fünf positiven Amplituden des Beschleunigungssignals.</p>
 <p>The plot shows acceleration (m/s²) on the left y-axis (-1.5 to 1.5) and time (26 to 27.6 s). The first positive peak in the acceleration signal after the initial bump is labeled as the 'kick'.</p>	<p>Kick: Der erste positive Schwingungsausgang nach dem TipOut.</p>
 <p>The plot shows acceleration (m/s²) on the left y-axis (-1.5 to 1.5) and time (26 to 27.6 s). Key parameters are labeled: 'acceleration level before tip out', 'delta ax', 'response delay', and 'minimum acceleration'.</p>	<p>Response delay: Ist die Verzugszeit zwischen Pedalrücknahme und Erreichen eines definierten relativen Beschleunigungswertes.</p>

Tabelle 3.3: Bewertungskriterien - TipOut [23]

AVL-DriCon

Der Einfluss des Fahrers bei Versuchen und in der Applikation kann enorme Auswirkungen auf das Ergebnis haben. Gerade für derart präzisen Abstimmungsversuche des Drehmomentaufbaus und die möglichst exakte Wiedergabe der kleinsten Einflüsse in der Simulation, ist es unabdingbar diesen Fahrereinfluss zu eliminieren. Jeder TipIn und jeder TipOut muss absolut reproduzierbar sein.

In der AVL wurde daher ein System entwickelt, welches ohne direkten ECU-Zugriff auskommt um das Fahrmanöver definiert ablaufen zu lassen. Die Signaleinspeisung erfolgt über den Pedalwertgeber des Drive-by-wire-Systems. Die aktuellen Messdaten aus dem CAN-Bus des Fahrzeugs werden dazu verwendet um etwa eine Manöverinitialisierung in Abhängigkeit von der Motordrehzahl durchzuführen. Die Eingliederung des Systems in den Messaufbau ist in Abbildung 3.18 dargestellt.

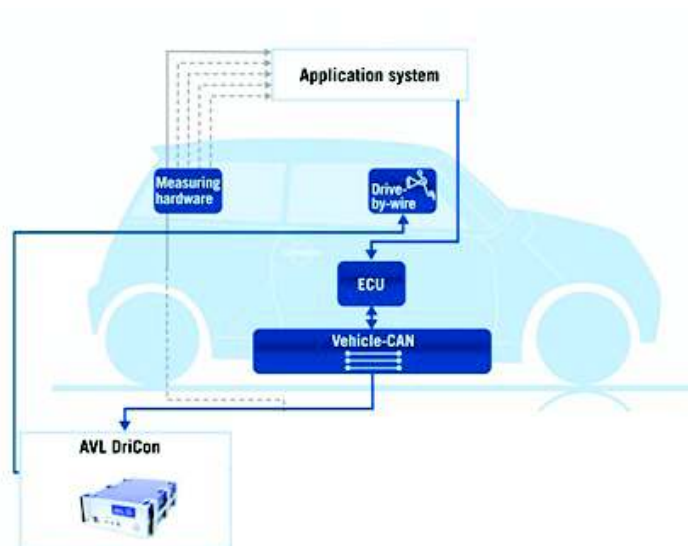


Abbildung 3.18: AVL-DriCon Systemschema

Über dieses System können die konkreten TipIn-/TipOut-Fahrmanöver, wie in Kapitel 3.1.2 - Fahrmanöver - festgelegt, gefahren werden. Vorgegeben werden die Initialwerte für Drehzahl und Pedal, die Endwerte sowie der Pedalrampen-Gradient.

AVL-DriCon eignet sich des Weiteren hervorragend für präzises Fahren eines Geschwindigkeitsprofils wie es zum Beispiel Emissionszyklen verlangen. Es kann auf der Teststrecke, aber auch am Rollenprüfstand angewandt werden und ist auch bei automatisierten Testabläufen in Kombination mit DOE-Optimierungssystemen anwendbar.

3.3 Versuchsfahrzeug

Die Modelle wurden in Anlehnung an das zur Verfügung stehende Testfahrzeug, ein Mini Cooper S - Modell 2007 entwickelt. Diese frontgetriebene Sportversion des Mini Cooper mit etwa 1200kg Leergewicht wird von einem Aggregat aus der Motorenfamilie Prince der BMW/PSA Gruppe angetrieben. Es handelt sich dabei um Reihe-4-Zylinder Ottomotoren mit 1,4 - 1,6 Liter Hubraum mit Direkteinspritzung und variabler Ventilsteuerung (VVT). Im Mini Cooper S liefert der Turbobenziner die maximalen 240Nm bereits bei 1600rpm und hält diese konstant bis 5000rpm . Die Spitzenleistung von 128kW (175PS) wird bei 5500rpm erreicht (siehe Abb. 3.19).

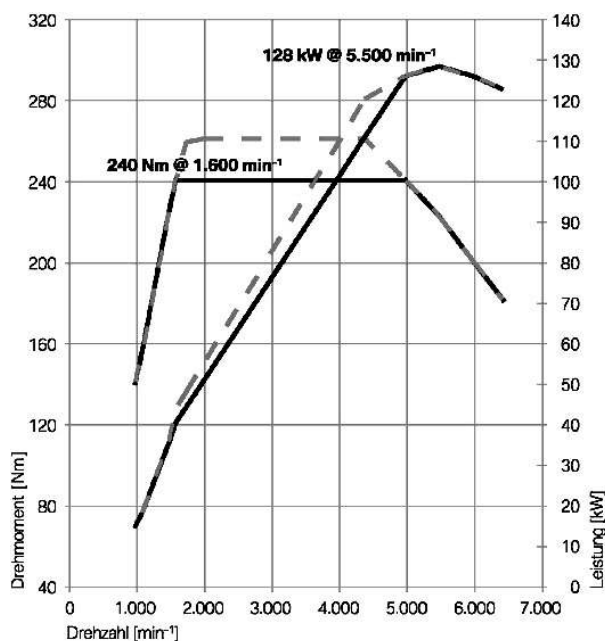


Abbildung 3.19: Drehmoment und Leistung des Mini Cooper S

Die Aufladung wird über einen Twin-Scroll-Turbolader generiert. Dabei werden die Abgasströme der zwei inneren und der zwei äußeren Zylinder voneinander getrennt in Spiralen geleitet und unmittelbar vor der Turbine zusammengeführt. Dadurch kann die Dynamik der Druckstöße optimal genutzt werden und ein Turboloch in den unteren Drehzahlen fast vollständig umgangen werden, was das frühe Erreichen des Maximalmoments ermöglicht.

Die Aufladung und die Direkteinspritzung führen zur hohen Literleistung von 110PS/l und ermöglichen, trotz der sportlichen Abstimmung des Mini Coopers, einen relativ niedrigen Verbrauch von $6,9\text{ l}/100\text{km}$ (laut Herstellerangaben) und geringe Emissionswerte auf EURO4 Niveau.

Gesteuert wird der Motor über das MED17-Steuergerät von Bosch, auf dessen Funktionalitäten in der vorliegenden Diplomarbeit bis zu einem gewissen Grad eingegangen wird.

3.4 Zielsetzung

Erste Untersuchungen haben belegt, dass der Verlauf der Fahrzeugbeschleunigung mittels des erweiterten Antriebsstrangmodells und dem Einsatz des transienten Motormodells ARES in der Simulation gut reproduzierbar ist. Mängel bestehen vorwiegend in der Modellparametrierung und in den Steuerungsfunktionen.

Bezüglich Drehmoment und Fahrdynamik sind zum verfügbaren Referenzfahrzeug ausreichende Vermessungsdaten vorhanden; konstruktive Eigenheiten der Hardwarekomponenten können jedoch größtenteils nur abgeschätzt werden. Die Parametrierung der Steifigkeiten und Massen der Triebstrangkomponenten basiert daher in erster Instanz auf Näherungswerte. Eine konkretisierte Feinabstimmung sollte durch systematische Auswertung der Messdaten aus dem Fahrzeugversuch realisierbar sein.

Die Entwicklung einer geeigneten drehmomentgeführten Software-Motorsteuerung (ATC-Modell) wurde zum Kernpunkt der Diplomarbeit. Um eine Basis für die Vergleichbarkeit zwischen Simulationsergebnissen und Fahrzeugmessung zu schaffen, sollen innerhalb der Momentenebene des ECU-Modells Komfortfunktionen implementiert werden, welche jenen der Bosch MED17 nachempfunden sind. Dies soll eine Offline-Applikation nach äquivalenten Parametern ermöglichen.

Angesichts der positiven Erkenntnisse aus der Systemanalyse wurde die Zielsetzung bewusst hoch angesetzt. Durch den Einsatz des ARES-Motormodells, gesteuert durch die neu entwickelte ATC-Motorsteuerung soll das simulierte, dynamische Drehmomentverhalten möglichst exakt an jenes des realen Motors angepasst werden. Die Anpassung der Triebstrangparametrierung soll für eine ebenso präzise Widerspiegelung der längsdynamischen Fahrzeugcharakteristik sorgen. Die Ausführung einer beispielhaften Offline-Fahrverhaltensabstimmung anhand der integrierten Komfortfunktionen soll zeigen, dass die steuerungstechnischen Eingriffe folgerichtig in die Drehmomentberechnung und in den simulierten Fahrzeug-Beschleunigungsverlauf eingehen.

Um die Tauglichkeit für Fahrverhaltens-Vorabstimmungen zu beweisen, soll anhand einzelner Lastpunkte ein Applikationsstand von 75% erreicht werden. Das bedeutet, die für das Fahrzeug definierten dynamischen Eigenschaften welche über die objektiven DRIVE-Ratings formuliert werden, sollen ausgehend von einer Basisparametrierung zu etwa drei Viertel an die Werte der ausgeführten Abstimmung des Mini Coopers angenähert werden. Dazu ist ein iteratives Zusammenspiel aus Simulation und Fahrzeugversuchen vorgesehen.

Der Erfolg der Diplomarbeit soll jedoch nicht aufgrund von Zahlenwerten gemessen werden; neben der Analyse der Machbarkeit soll das Projekt vor allem auch Aufschluss über das Verhältnis von Nutzen und Aufwand der Systematik geben. Aus der Arbeit werden Erkenntnisse für zukunftsorientierte Systeminnovationen, gegebenenfalls auch in Form von alternativen Verfahren erwartet.

4 ATC - Advanced Torque Control

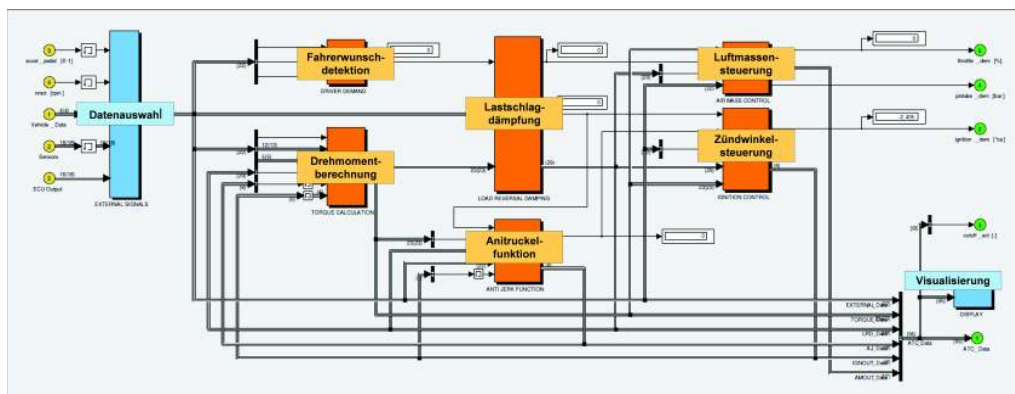


Abbildung 4.1: Hauptebene der Advanced Torque Control

Wie bereits in der Einleitung (siehe Kapitel 1.2) angedeutet, musste zur folgerichtigen Abbildung der Einwirkung von Fahrverhaltensfunktionen im Zuge der Diplomarbeit eine drehmomentbasierte Software-Motorsteuerung entwickelt werden. ATC (**A**dvanced **T**orque **C**ontrol) ist der Überbegriff für das entstandene ARES-spezifische ECU-Modell (siehe Abb. 4.1).

Während die Nachbildung spezieller Komfortfunktionen, abgesehen von der Abgrenzung zu einem projektbezogenen sinnvollen Funktionsrahmen, keine außergewöhnliche Herausforderung darstellte, wurde im Zuge der Entwicklung und nach Abgleich mit Messdaten das Ausmaß an individuelle Funktionen zur Drehmomentenrechnung stetig umfangreicher.

Die Abbildungen sind in reduzierter Form dargestellt und sollen primär der Veranschaulichung der Modellierungsarbeit dienen. Da einzelne Modelle Äquivalenz zu patentierten Funktionen aus Bosch-Motorsteuerungen aufweisen werden die Ausführungen verallgemeinert formuliert und darauf geachtet, dass keine geschützten Detailinformationen, welche nicht auch in irgendeiner Form veröffentlicht wurden, preisgegeben werden.

4.1 Vereinfachende Annahmen

In eine reale Motorsteuerung sind unzählige Funktionen miteinander verkettet und nehmen auch Einfluss auf die Komfortregelung. Für die Entwicklung der Software-ECU, mit dem Ziel der Simulation eindeutig definierter Manöver unter Standardbedingungen, mussten daher klare Grenzen und Vereinfachungen definiert werden. Das Projekt soll die Machbarkeit der Fahrverhaltenssimulationen beweisen. Es besteht demnach keinerlei Anforderung auf Vollständigkeit des Funktionsrahmens; das Modell wurde jedoch so strukturiert, dass Erweiterungen für Folgeuntersuchungen jederzeit realisierbar sind.

Die Advanced Torque Control beinhaltet die grundlegenden Funktionalitäten um den transienten Motorbetrieb auf drehmomentbasierter Ebene zu steuern und über die bekannten Komfortfunktionen in Luft- und Zündungspfad zu beeinflussen. Vereinfachungen wurden vor allem für den Motorbetrieb, aber auch für die Momentenrechnung und die Steuerfunktionalitäten getroffen.

Da es sich bei der Motorsimulation um ein Einzylinder-Mittelwertmodell handelt können keine drehwinkelaufgelösten Drehmomentschwankungen dargestellt werden. Diese hochfrequenten Änderungen wirken sich auf das Schwingungsverhalten des Motors aus und sind für die wahrnehmbare Fahrdynamik grundsätzlich nicht von Bedeutung, da sie durch die Schwungmassen größtenteils kompensiert werden. Eine Einschränkung der Simulationsgenauigkeit ergibt sich allerdings im Niederlastbereich, beispielsweise beim Heranführen des Drehmoments an den Nullpunkt vor der Schubabschaltung. Dabei ist in ausgeführten Motorsteuerungen zur gedämpften Absenkung des Moments nach Erreichen der minimalen Last bei voll gefeuertem Betrieb meist eine sequenzielle Abschaltung der einzelnen Zylinder in einer Zeitspanne von wenigen Arbeitszyklen vorgesehen. Für das Mittelwertmodell besteht eine vereinfachte Funktion die das Ist-Moment nach dem prozentualen Anteil der aktiven Zylinder skaliert. Für die ersten Dynamiksimulationen wurde diese Funktion allerdings noch nicht in das ATC-Modell integriert.

Eine weitere Annahme bezieht sich auf die Kraftstoffeinspritzung. Auch bei Betriebsmodi mit stöchiometrischem Luftverhältnis werden im realen Fahrzeug Eingriffe auf das Luftverhältnis, wie beispielsweise eine Beschleunigungsanreicherung, durchgeführt. Das Kraftstoff-Luftverhältnis wird in der Simulation außerhalb des ATC-Modells geregelt. Da die Berechnung der Kraftstoffzumessung auf einem simulierten HFM-Sensor beruht, kommt es durchaus zu Abweichungen vom stöchiometrischen Kraftstoffbedarf, welche im Momentenmodell über Lambda-Wirkungsgrade berücksichtigt werden. Der Sollwert für das Luftverhältnis wird jedoch konstant mit $\lambda = 1$ vorgegeben.

Des Weiteren wurde davon ausgegangen, dass der Motor auf Betriebstemperatur ist und Standard-Umgebungsbedingungen vorherrschen. Es sind diesbezüglich keine Kompensationsfunktionen vorgesehen. Das bedeutet, dass kein Warmlaufmodus oder etwa eine Betriebsstrategie zum Katalysator heizen applizierbar ist. Generell wird vom Standard-Motorbetriebsmodus ausgegangen.

4.2 Fahrerwunscherkennung

Das ECU-Modell bekommt als Eingangsgröße den relativen Pedalwert des Fahrermoduls. In Abhängigkeit von der Drehzahl wird diesem Wert über die Pedalkennfelder (siehe Kapitel 2.3.5) ein relatives Drehmoment zwischen 0 und 100% zugewiesen. In der Parametrierung kann festgelegt werden, ob die Standardkennfelder oder alternative (z.B. Sport) Kennfelder herangezogen werden. Dafür sind jeweils zwei Datensätze hinterlegt, zwischen denen, über einen geschwindigkeitsabhängig definierten Faktor, linear interpoliert wird.

In einem weiteren Schritt wird die so gewonnene relative Anforderung zwischen einem minimal und maximal abrufbaren Moment (siehe Kapitel 4.3.2), wie in Abbildung 4.2 dargestellt, dynamisch zu einem relativen Drehmomentwunsch skaliert.

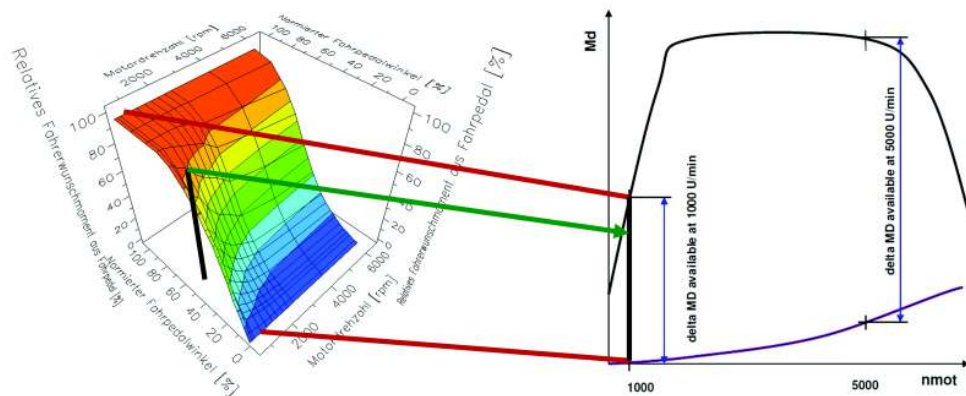


Abbildung 4.2: Überführung des Fahrpedalwertes in einen Drehmomentwunsch

Die prozentuale Anforderung aus dem Pedalkennfeld dient des Weiteren der Leerlauf- und Vollasterkennung über Schwellwertvergleiche. Wird einer der beiden Zustände erkannt, wird das jeweilige Informationsbit gesetzt und weiteren Funktionen zur Verfügung gestellt. Ein aktiviertes Leerlaufbit ist neben anderen Bedingungen die Grundvoraussetzung zur Schubabschaltungsfreigabe - die Vorstufe zur tatsächlichen Abschaltung. Ist die Schubabschaltbereitschaft gegeben, soll das Drehmoment über eine Komfortfunktion geregelt an das innere Nullmoment herangeführt werden. Demzufolge muss die Fahrerwunschskalierung mit gegebenem Minimalwert überbrückt und der Output auf Null gesetzt werden.

4.3 Drehmomentenebene

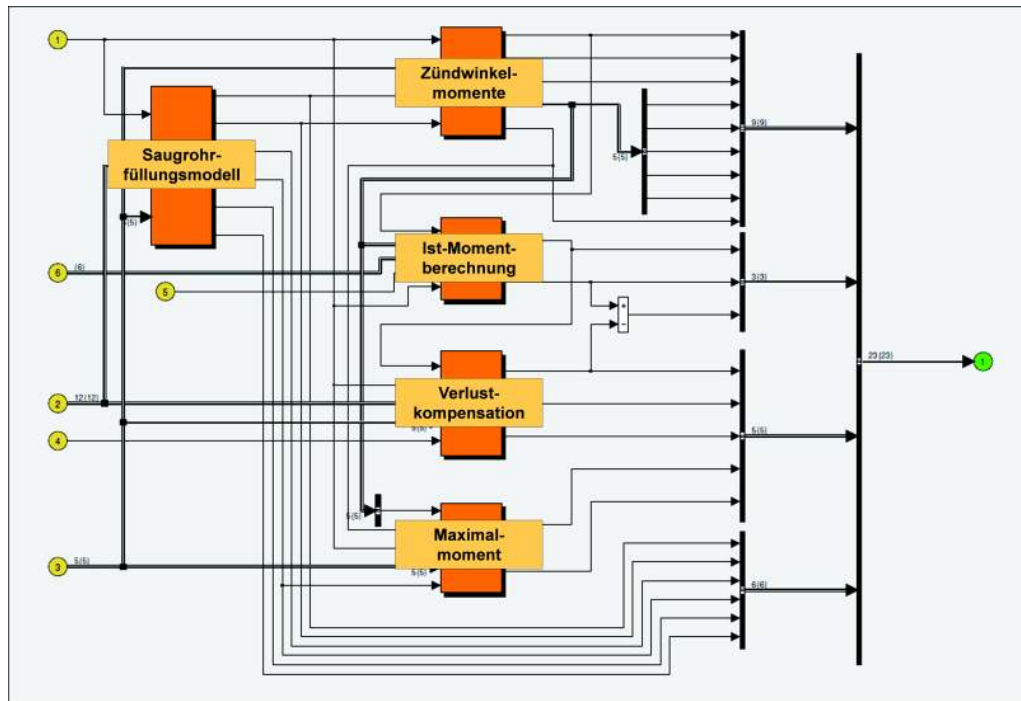


Abbildung 4.3: Aufbau der Drehmomentenebene

Ein in die Momentenebene überführtes Signal ist unabhängig vom simulierten Motor oder der Steuermethode und kann daher nach gleichen Prozessen verarbeitet werden. Innerhalb dieser Ebene können unterschiedlichste Funktionalitäten frei implementiert, reduziert oder substituiert werden.

Abbildung 4.3 zeigt die Blockstruktur der Drehmomentenebene mit dem Saugrohrfüllungsmodell und der unterteilten Aufbereitung der kalkulatorischen Momente.

4.3.1 Saugrohrfüllungsmodell

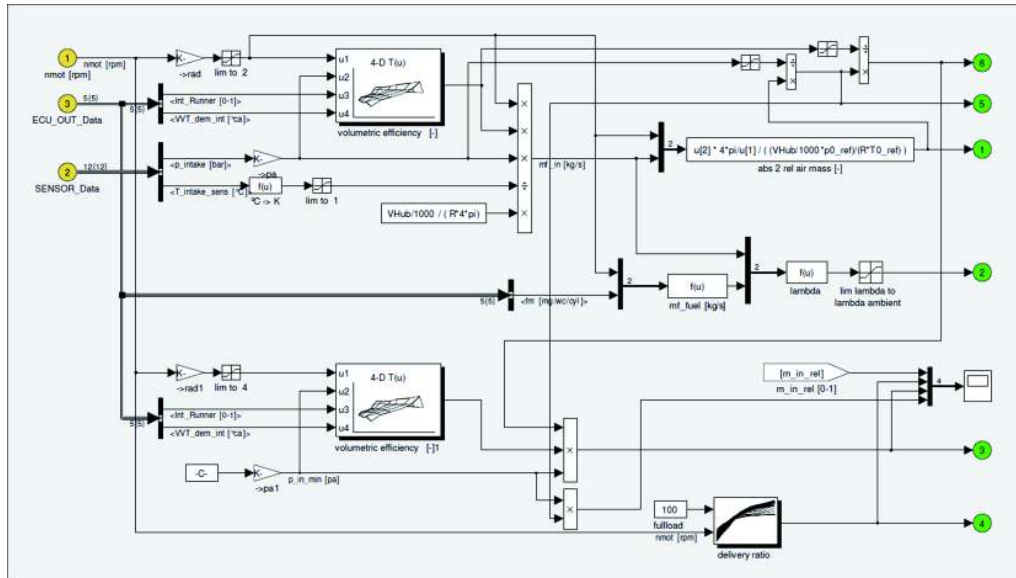


Abbildung 4.4: Saugrohrfüllungsmodell der Advanced Torque Control

Aus der ausführlichen thermodynamischen Simulation des Ansaugtraktes im ARES-Motormodell errechnet sich der Saugrohrdruck, der auch als fiktives Drucksensorsignal ausgegeben wird. Dieser Druck und die Motordrehzahl bilden die Basis eines Kennfeldes im ECU-Momentenmodell in dem, gewonnen aus der Motorvermessung am Prüfstand, der Betriebszustands-zugehörige Luftaufwand (*volumetric efficiency*) hinterlegt ist. Diese auf den Saugrohrzustand bezogene Kenngröße, umgerechnet auf Referenzdruck und -temperatur, stellt die aktuelle relative Luftfüllung dar (siehe Abb. 4.4).

Parallel zur Berechnung der Ist-Luftmasse werden eine, aus dem minimal zulässigen Saugrohrdruck resultierende relative Mindest-Luftmasse und eine, bei gegebener Drehzahl, dem ungedrosselten, stationären Betrieb entsprechende, maximale relative Luftmasse ausgegeben.

Ebenfalls in das Submodell integriert ist die Berechnung des Luftverhältnisses λ . Über die allgemeine Gasgleichung wird der aktuelle Massenstrom und in weiterer Folge der stöchiometrische Kraftstoffbedarf ermittelt. Die Berechnung der Kraftstoffzumessung findet, auf Grund der bei geringen Abweichungen vom stöchiometrischen Luftverhältnis untergeordneten Auswirkung auf das Drehmoment, derzeit noch außerhalb der Momentenstruktur in der ARES-Basis-ECU statt (siehe Kapitel 4.1). Über Verhältnisbildung wird im Saugrohrmodell aus dem soeben ermittelten stöchiometrischen Kraftstoffbedarf und der extern ermittelten Kraftstoffmenge die Korrektur des Lambda-Wertes vorgenommen.

Somit stehen nun alle Größen zur Verfügung um die im folgenden Kapitel beschriebenen Drehmomente zu berechnen. Grundlage für die Drehmomentberechnung ist

ein Kennfeld in dem last- und drehzahlabhängig der innere Mitteldruck für den jeweils optimalen Zündwinkel und $\lambda = 1$ hinterlegt ist. Daraus können normierte Drehmomente für unterschiedliche Basisgrößen mit verschiedenen Wirkungsgraden gerechnet werden, um eine Struktur von Drehmoment-Rechengrößen zu generieren.

4.3.2 Struktur kalkulatorischer Drehmomente

In der Drehmomentenstruktur werden neben dem aktuellen Ist-Moment weitere Größen für die einzelnen ECU-Funktionen gerechnet. In den vorangegangenen Kapiteln wurden bereits das maximal und minimal erreichbare Moment zur Fahrerwunschskalierung besprochen. Für die Wirkungsgradrechnung werden außerdem unter Betracht der gegebenen Luftfüllung weitere Grenzmomente abhängig vom zulässigen Stellbereich des Zündwinkels unterschieden. Sämtliche Momente werden als Relativwerte, bezogen auf ein als Fixwert appliziertes inneres Bezugsmoment, gerechnet.

Die folgende Tabelle gibt einen Überblick einiger berechneter Momente mit den unterschiedlichen Annahmen in Bezug auf die wichtigsten Einflussgrößen Motordrehzahl n , relative Luftmasse rl , Lambdawirkungsgrad η_λ und Zündwinkelwirkungsgrad η_{zw} .

Rechengröße	n	rl	η_λ	η_{zw}
Ist-Moment	Ist	Ist	Ist	Ist
Maximal-Moment	Ist	Max	Ist	Basis
Optimales Zündwinkelmoment	Ist	Ist	Ist	1
Basis-Zündwinkelmoment	Ist	Ist	Ist	Basis
Minimales Zündwinkelmoment	Ist	Ist	Ist	Spät

Tabelle 4.1: Annahmen für die Berechnung unterschiedlicher Drehmomentgrößen

(Abkürzungen: Ist ... aktuelle Ist-Größe, Basis ... betriebspunktabhängiger Basiszündwinkel, Spät ... betriebspunktabhängiger spätest möglicher Zündwinkel, Max ... betriebspunktabhängige maximale stationäre Füllung)

Die Zündwinkelmomente beziehen sich demnach auf aktuelle Füllungszustände und definieren die über die Wirkungsgradregelung realisierbare Drehmomentspanne (siehe Abb. 4.5). Das Ist-Moment muss folglich, mit einem Zündwinkel innerhalb der Stellgrenzen, immer im Bereich zwischen dem Basis-Zündwinkelmoment und dem minimalen Zündwinkelmoment liegen.

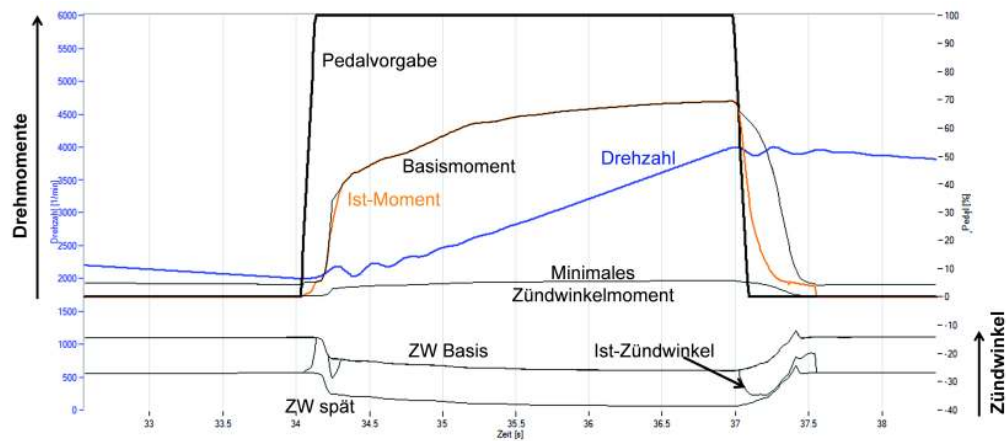


Abbildung 4.5: Begrenzende Zündwinkelmomente

Das Minimal-Drehmoment zur Fahrerwunschskalierung entspricht dem Verlustmoment. Dazu besteht ein Modell zur Berechnung der aktuellen Reibungs- und Ladungswechselverluste (siehe Abb. 4.6). Zusätzlich wird dieses Verlustmoment über einen Tiefpassfilter geglättet um sprunghafte Änderungen im Fahrerwunschkmoment, die ein für den Fahrer nicht nachvollziehbares Fahrverhalten verursachen könnten, zu vermeiden.

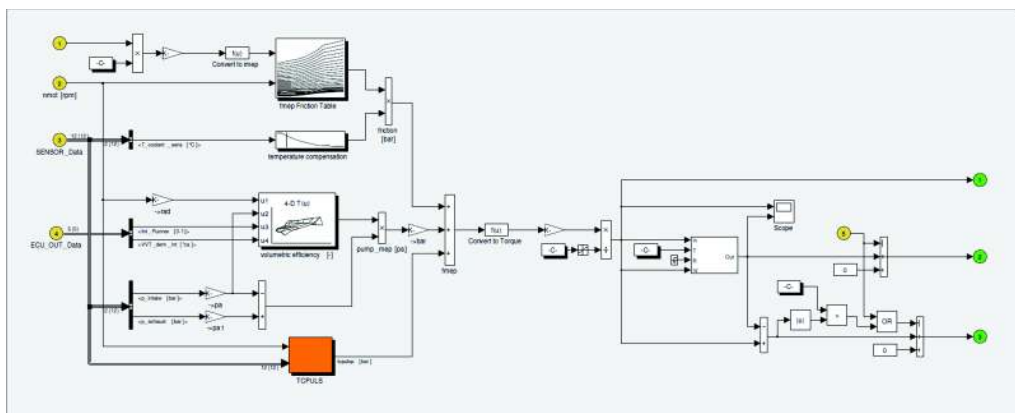


Abbildung 4.6: Verlustmomentkompensation in der Advanced Torque Control

4.3.3 Rückwärtsrechnung und Einstellung der Luftfüllung

Das Fahrerwunschkmoment wird unter Einbezug von Begrenzungsfunktionen bzw. gegebenenfalls innermotorischer Anpassungen in ein Soll Drehmoment für den langsamen Füllungspfad und in eines für den schnellen Zündungspfad aufgeteilt. Sind keine drehmomentbeeinflussenden Funktionen aktiv sind diese beiden Momente ident. Das Luftpfad-Moment entspricht immer jenem Drehmoment, das sich bei Zündung im Basiszündpunkt bei gegebenem Luftverhältnis einstellt.

Im Rückwärtsmodell des Saugrohrs wird invers zum Vorwärtspfad aus dem inneren

Motormoment eine relative Soll-Luftfüllung und die dazu benötigten Stellgrößen für die, die Zylinderfüllung beeinflussenden Systeme, berechnet (siehe Abb. 4.7).

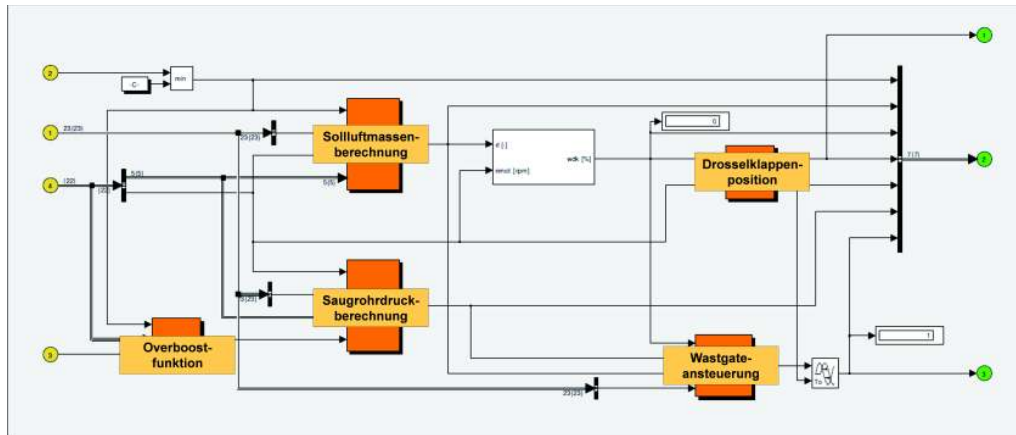


Abbildung 4.7: Rückwärtspfad des Saugrohrmodells

Die aus Kapitel 4.3.1 - Saugrohrfüllungsmodell - bekannten Lastkennfelder beschreiben den indizierten Mitteldruck bei optimalen Zündwinkel und $\lambda=1$. Daher muss das auf aktuelle Bedingungen und den Basiszündwinkel bezogene relative Soll Drehmoment über den Zündwinkel- und Lambdawirkungsgrad rückgerechnet, anschließend in ein Absolutmoment überführt und über den bekannten Hubraum in einen Mitteldruck gewandelt werden. Das angesprochene Kennfeld wird invers angewandt um die Sollgröße für die relative Luftfüllung zu erhalten.

Für die Saugrohrdruckbegrenzung zur Einhaltung des Nennmoments wird äquivalent eine Füllungsgröße für das in einer Kennlinie hinterlegte maximale Motormoment ermittelt. Derzeit nur als Dummy-Block im Modell enthalten kann eine Overboost-Funktion appliziert werden, die über einen Skalierungsfaktor die Maximalwertberechnung beeinflusst.

Aus der relativen Soll-Luftfüllung wird, nach Bezugstransformation auf den aktuellen Ansaugluftzustand, über das inverse Füllungskennfeld für stationären Betrieb eine Soll-Drosselklappenstellung ermittelt.

Parallel wird für eine weitere Luftmassen-Stelleinheit der entsprechende Ansteuerwert berechnet. Die Ladedruckregelung über das abgasseitige Bypassventil (Wastgate) des Turboladers erfolgt extern in der Basis-ECU. Ein tiefpassgefiltertes PID-Glied regelt auf Kennfeldbasis das Ventil, welches im Abgastraktmodell berücksichtigt wird. Ist das Advanced Torque Control Modell aktiv wird dieser Kennfeldwert durch den im Rückwärts-Saugrohrmodell errechneten Soll-Saugrohrdruck ersetzt. Über eine Minimalauswahl wird dieser Solldruck zur Einstellung der dem Nennmoment entsprechenden Luftfüllung begrenzt.

Das Saugrohrdruckmodell unterstützt die präzise Stellung des Luftpfades. Durch die Einführung dieses Systems kann das stationäre Nennmoment des Motormodells präziser eingestellt werden. An dieser Stelle der ATC-Struktur besteht für Weiterentwicklungen die Möglichkeit zur Integration von Turboladerstrategien. Wichtige

Aspekte in der Turboladersteuerung sind der Erhalt des Ansprechverhaltens, ausreichendes Drehmoment vor allem im unteren Drehzahlbereich, aber auch die Vermeidung eines unnötig hohen Abgasgegendrucks.

Für eine präzise Ladedruckregelung ist jedoch ein ausführliches physikalisches Turboladermodell notwendig. Abbildung 4.8 zeigt die vereinfachte schematische Struktur eines solchen Modells.

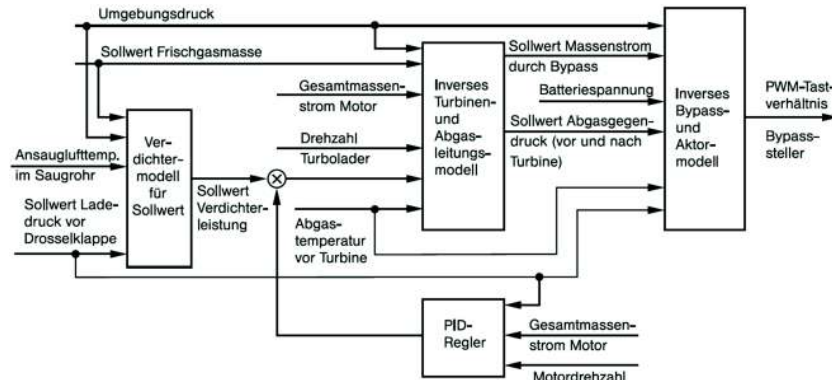


Abbildung 4.8: Modellbasierte Ladedruckregelung [10]

Für die untersuchten Funktionalitäten sind mit der Drosselklappenstellung und dem Saugrohrdruck die für die Luftmassenregulierung benötigten Größen gegeben. Diese werden, bevor sie endgültig dem Motormodell als Stellgrößen übergeben werden, über eine drehwinkelbezogene Verzögerungszeit prädiert (siehe Kapitel 2.3.4). Die Lastprädiktion ist zwar in einem Mittelwertmodell ohne ausführliche Einspritzkalkulation generell nicht von Bedeutung, da die Ergebnisse aber mit realen Systemen verglichen werden ist es wichtig den Verzug im Momentenaufbau miteinzubeziehen.

4.3.4 Zündwinkelberechnung

Die Füllungsregelung ist, wie bereits in Kapitel 2.3.3 - Beeinflussung des Drehmoments - ausgeführt, der langsame Pfad der Drehmomentstellung. Sobald innerhalb der Momentenstruktur eine Funktion mit dem Ziel der exakten Regulierung des Drehmoments aktiv ist, wird die Vorgabe für die Füllungsregelung überhöht und die Zündwinkelverstellung freigegeben.

Damit kann jeglicher Zündpunkt innerhalb der Grenzen aus Basiszündwinkel, der aus innermotorischen Gründen (Klopfen) bestmöglich realisierbare Zündwinkel und dem spätest möglichen Zündwinkel der eine stabile Verbrennung zulässt, gewählt werden (siehe Abb. 4.9). So kann das aus der Luftfüllung resultierende überhöhte Drehmoment von Zyklus zu Zyklus, schnell und exakt auf das eigentliche Sollmoment reduziert werden.

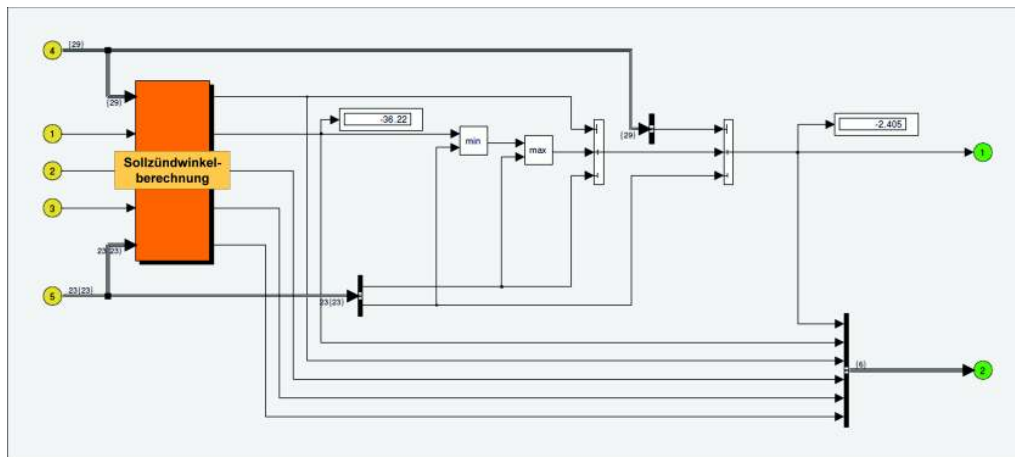


Abbildung 4.9: Zündwinkelberechnung

Die Eingriffe der Antiruckelfunktion müssen in Intensität und Timing äußerst präzise sein und werden daher rein über den Zündungspfad geregelt. Diese stark oszillierende Delta-Momentenanforderung wird daher dem, aus den üblichen Begrenzungsfunktionen errechneten Soll-Zündwinkelmoment hinzu addiert.

Das Verhältnis des resultierenden Sollmoments zum optimalen Zündwinkelmoment beschreibt den Faktor, um den das bei gegebenen Bedingungen maximal mögliche Drehmoment reduziert werden muss, den Zündwinkelwirkungsgrad. Über den inversen Zündhaken wird die nötige Zündwinkelrücknahme ermittelt. Befindet sich der resultierende Zündpunkt innerhalb der Grenzen, wird dieser als Ausgabewert an das Motormodell transferiert.

Im Falle der Schubabschaltung wird prinzipiell der spätest mögliche Zündwinkel ausgegeben um beim Wiedereinsetzen den Momentensprung auf möglichst geringem Niveau zu halten.

Endet die Anforderung zur Zündwinkelkorrektur (abgesehen von den ohnehin kurzzeitigen Eingriffen der Antiruckelfunktion), wird die Wirkungsgradreduktion gedämpft abgeschaltet.

4.4 Komfortfunktionen

Die Komfortfunktionen sind klar abgegrenzte Module innerhalb der Momentenstruktur. Sie können daher für Vergleichssimulationen jederzeit aktiviert oder deaktiviert werden. Konkret handelt es sich dabei um eine Fahrerwunschbegrenzung bestehend aus Lastschlagdämpfung, Dashpot und mehreren Unterfunktionen sowie einer Antiruckelfunktion zur Regulierung von Drehzahlschwingungen.

Bei der Modellierung der Komfort-Struktur wurde im Zuge der Diplomarbeit, welche in erster Linie als Machbarkeitsstudie deklariert ist, darauf Wert gelegt die Funktionalitäten der Bosch MED17 des Referenzfahrzeugs möglichst exakt widerzuspiegeln.

Laut Zieldefinition sollte auch die Parameterstruktur in weiten Bereichen dem realen System entsprechen. Somit könnte das Applikationsergebnis der Offline-Optimierung direkt für Vergleichsmessungen übernommen werden.

4.4.1 Fahrerwunschfilter (Lastschlagdämpfung/Dashpot)

Die Begrenzungsfunktionen des Fahrerwunschlages unterteilen sich in vier Bereiche. Die Lastschlagdämpfung ist der Hauptbereich des positiven Lastwechsels, der Dashpot filtert die Drehmomentreduktion beim negativen Lastwechsel. Zusätzlich bestehen zwei weitere Funktionen für die Regelung des Anlagewechsels und den Übergang zur Schubabschaltung bzw. für das Wiedereinsetzen.

Die einzelnen Funktionen dämpfen die Laständerungen über unterschiedliche Filter und Begrenzer. Besonders entscheidend ist bereits die Definition und die korrekte Detektion der einzelnen Bereiche und damit verbunden, die Einschalt-, Umschalt- und Abschaltkriterien.

Die Steuergröße für die einzelnen Module ist das Drehmoment aus der Fahrerwunschkalibrierung; geregelt wird das aktuelle innere Ist-Moment. Zusätzlich werden die Drehmoment-Rechengrößen aus der Momentenstruktur, einige externe Messgrößen der Fahrzeugsimulation, wie etwa die Fahrzeuggeschwindigkeit oder der aktive Gang, sowie Bit-Werte der Fahrzustandserkennung, und Informationen aus den jeweils anderen Filterfunktionen verarbeitet, um Aktivierungsfunktionen und Reinitialisierungsprozedere zu steuern und die Filterparameter dynamisch zu regulieren.

Jede Teilfunktion stellt neben dem gefilterten Ausgangsmoment oft mehrere Schaltbits, die in der gemeinsamen Überstruktur nach definiertem Priorisierungsschema die Auswahl des Soll-Drehmoments bewirken (siehe Abb. 4.10).

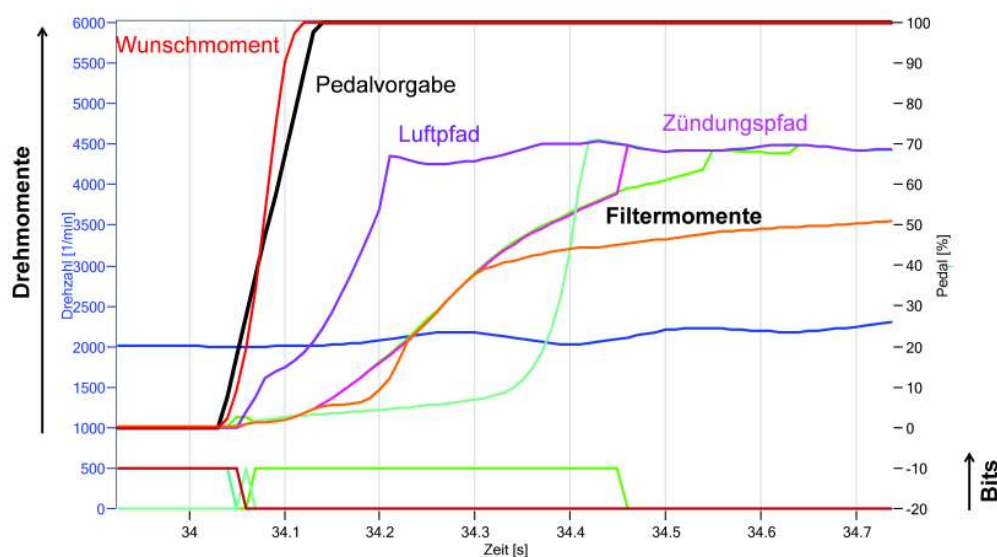


Abbildung 4.10: Drehmomente und Filter-Outputs bei TipIn

4.4.2 Füllungsvorsteuerung

Die Begrenzungsfunktionen bedienen sich der Füllungsvorsteuerung um der Trägheit des Luftpfades über eine Luftmassenüberhöhung zu entgegenen und gleichzeitig Spielraum für den schnellen Zündungspfad zu schaffen. Die in den Filtern berechneten Sollmomente werden der Zündwinkelsteuerung übergeben. In einer separaten Unterstruktur wird die benötigte Vorsteuerung für den langsamen Füllungspfad bestimmt. Im Idealfall steht der Zündwinkelwirkungsgrad-Steuerung dadurch immer ein ausreichender Stellbereich in beiden Richtungen (Drehmomenterhöhung/-senkung) zur Verfügung, um den tatsächlichen Drehmoment-Output möglichst präzise zu regulieren. Zusätzlich gewährleistet die Füllungsvorsteuerung auch der Antiruckelfunktion den benötigten Handlungsspielraum. [20]

Das zur Skalierung des Fahrerwunschs moments herangezogene minimale Drehmoment entspricht, wie bereits in Kapitel 4.3.2 - Struktur kalkulatorischer Drehmomente - erläutert, dem gefilterten Verlustmoment. Die Filterung soll abrupte Änderungen im Wunschmoment verhindern. Auch die Begrenzungsfunktionen der Komfortstruktur bedienen sich des gefilterten, skalierten Drehmoments. Da die Verlustkompensation nichts desto trotz mit hoher Genauigkeit erfolgen soll, wird die Differenz aus dem gefilterten und ungefilterten Verlustmoment nach der Fahrerwunschbegrenzung sowohl dem Zündungs-Sollmoment als auch, im ersten Schritt der Vorsteuerungsbeziehung, dem Luftpfad-Moment beaufschlagt.

Für die Funktionen der positiven Lastwechselbegrenzung wird per Kennfeld gangabhängig die gewünschte Füllungsüberhöhung für unterschiedliche Fahrer-Eingabekriterien definiert.

Die Dashpot-Regelung zielt in erster Linie darauf ab, die Drosselklappe definiert zu schließen. Daher wird beim negativen Lastwechsel anstatt eines Kennfeldes eine dem Dashpot-Modell gleichwertige Filterfunktion zur Berechnung der Füllungsüberhöhung genutzt.

4.4.3 Antiruckelfunktion

Wie auch bei der Fahrerwunschbegrenzung können generelle Aktivierungsbedingungen appliziert werden. Hierbei kann bestimmt werden ob die Regelung immer aktiv ist oder nur ergänzend zu Lastschlagdämpfung und Dashpot agiert. Da eine dauerhafte Regelung aus Motorwirkungsgradgründen ohne Füllungsüberhöhung arbeiten muss, können nur negative Momenteneingriffe realisiert werden. Zudem sollte die Funktion nicht auf Störeinflüsse von außen reagieren. Daher wird die Funktion meist nur parallel zur Lastwechseldämpfung freigegeben. Über die Definition einer Zeitkonstante kann das Abschalten der Antiruckelfunktion nach Beendigung der Drehmoment-Begrenzungsfunktionen verzögert werden.

Für die Ausführung einer Ruckeldämpfung zur Reduktion der Motordrehzahl-Schwingungen gibt es mehrere Ansätze (siehe Kapitel 2.3.6). Das vorliegende Modell basiert

auf dem Vergleich eines künstlich generierten Drehzahlsignals mit der tatsächlichen Motordrehzahl.

Die Abweichung der tatsächlichen Drehzahl wird für die Errechnung einer fiktiven Lastkorrektur zur Modellierung der kalkulierten Referenzdrehzahl und für die Separierung der Drehschwingung herangezogen. So wird in weiterer Folge der in der Zündwinkelstellung berücksichtigte Momenteneingriff und die Triggerung ermittelt.

Um kontraproduktive Eingriffe im Bereich des Amplitudenumkehrpunktes zu vermeiden wird das Signal in einem applizierten Bandbereich um Null eliminiert; gleichzeitig werden dadurch Schwingungen mit vermeintlich unbedeutend kleiner Amplitude ignoriert.

4.5 Eingliederung in das Basis-ECU-Modell

Die Advanced Torque Control ist als Unterfunktion in die Oberfläche der ARES-Basis-ECU eingegliedert (siehe Gesamtschaltplan - Abb. 3.13). Ausgeführt als modulares System kann sie jederzeit über ein Aktivierungs-Bit im ARES-Preprocessor zu- oder abgeschaltet werden. Die einzelnen, im Momentenmodell beeinflussten Stellgrößen (siehe Ausgangsgrößen in Abbildung 4.11) werden dabei über Schalter (siehe Abb. 4.12) umgeleitet.

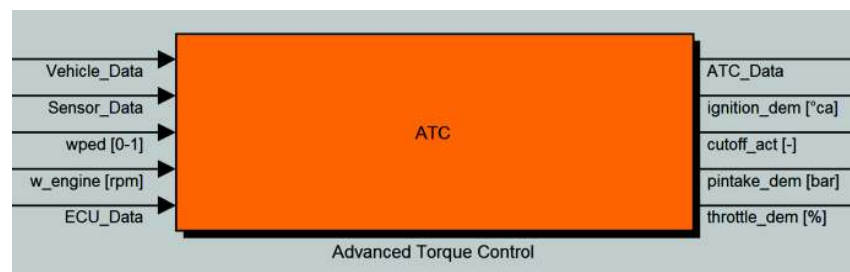


Abbildung 4.11: Eingängen und Ausgängen der modularen Advanced Torque Control

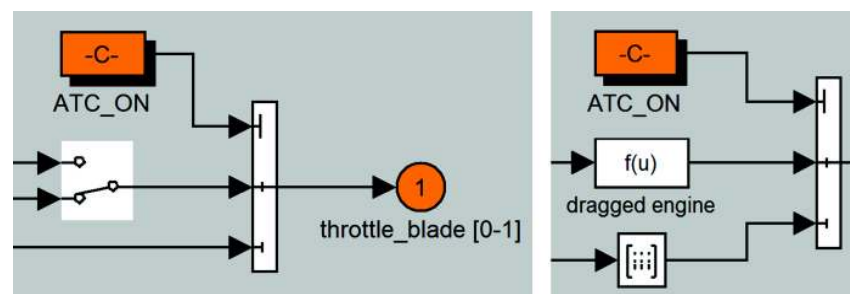


Abbildung 4.12: Schaltungen der ATC-Steuerung in der Basis-ECU

Die Eingangssignale für die Drehmoment-Steuerung sind:

- die Pedalwertvorgabe *wped*
- die Motordrehzahl *w_engine*
- generelle Daten aus der Fahrzeugsimulation *Vehicle_Data*
- Sensor-Daten aus dem Motormodell *Sensor_Data*
- und die, in der Basis-ECU berechneten Ausgangsgrößen *ECU_Data*

Der Pedalwert wird in der vorliegenden Untersuchung nicht vom Fahrermodul vorgegeben, sondern im, an das AVL-DRIVE-Steuersystem angelehnte DriCon-Modul generiert (siehe Kapitel 4.5.1).

Die verwendeten Fahrzeugdaten sind im speziellen Fall die Fahrgeschwindigkeit, die aktive Gangwahl sowie das Signal der Gangwechselanforderung. Im Datenstrang Sensor-Daten finden sich alle vom Motormodell übergebenen Informationen, die als simuliertes Sensorsignal vorliegen. Aus dem Basis-ECU-Modell werden Steuergrößen, deren Regelung außerhalb des ATC-Modells vonstatten geht, übernommen und für die Drehmomentenrechnung genutzt (*ECU_Data*). Dazu zählen beispielsweise die eingespritzte Kraftstoffmenge sowie die Stellgrößen der variablen Ventilsteuerung.

Wie im Kapitel 4.3 - Drehmomentenebene - erwähnt, ist das System äußerst flexibel in Bezug auf alternative Modellfunktionalitäten. In der Advanced Torque Control kann im Subblock *External Signals* (siehe Abb. 4.1) aus einem Großteil der gerechneten Daten der Gesamtfahrzeugsimulation zur Steuerung unterschiedlichster Funktionen gewählt werden.

ATC übergibt derzeit vier Stellwerte an die Basis-ECU, die teils direkt an das Motormodell weitergeleitet werden:

- die Drosselklappen-Sollposition *throttle_dem*
- der einzustellende Saugrohrdruck *pintake_dem*
- der Zündwinkel *ignition_dem*
- das Schubabschaltungs-Signal *cutoff_act*

Die Drosselklappen-Vorgabe kann im separaten *Throttle*-Modul von einem Mindest-Saugrohrdruckregler überstimmt werden. Der Soll-Saugrohrdruck wird der *Boost Pressure Control* übergeben, in der die Wastgate-Ansteuerung geregelt wird. Bei aktiver Schubabschaltung wird die Kraftstoffbedarf auf Null gesetzt.

Im ATC-Datenstrang sind ausführliche Informationen aus den einzelnen Berechnungsschritten für die Datenauswertung zusammengefasst.

4.5.1 DriCon-Modell

Das Prinzip des DriCon-System wurde bereits in Kapitel 3.2.3 - AVL-DRIVE - beschrieben. Für die Fahrverhaltenssimulation zu dieser Arbeit wurde ein Modell entwickelt, welches den Fahrpedalwert nach gleicher Vorgehensweise drehzahlabhängig generiert (siehe Abb. 4.14).

Das Modell kann unabhängig von der ATC-Steuerung aktiviert werden; ist es deaktiviert, wird der Pedalwert des VSM-Fahrermodells weitergegeben (siehe Abb. 4.13).

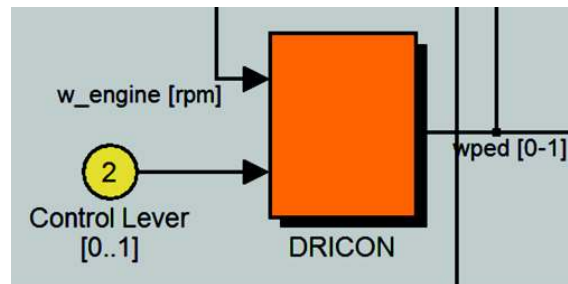


Abbildung 4.13: DriCon-Intervention zur Pedalwertgenerierung

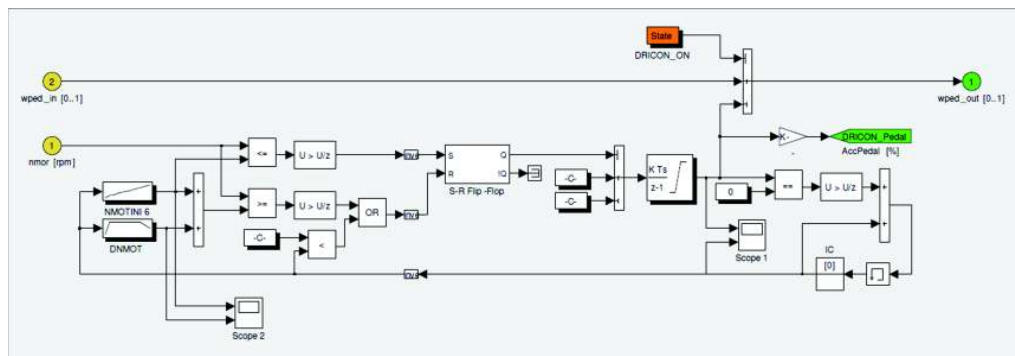


Abbildung 4.14: DriCon-Modell

Der Anwender kann den Pedal-Zielwert und die Rampendauer sowie die Initial- und die Zieldrehzahl vorgeben. Die Drehzahlschwellen können für mehrere aufeinanderfolgende Manöver über gleichrangige Tabellen appliziert werden.

Ein Manöverzähler detektiert die aktuell gewünschte Vorgabe. Ausgehend vom Pedalwert $wped = 0$ wird bei Erreichen der Initialdrehzahl die vorgegebene Rampe bis zum Zielwert gesteuert; nach Erreichen der Zieldrehzahl wird mit inversen Gradienten das Signal wieder auf Null zurückgeführt.

5 Simulation

Erste Simulationen fanden bereits zeitgleich mit der ersten Messdatengenerierung an der Teststrecke statt. Dabei bestätigte sich schnell die zwingende Notwendigkeit einer transienten Motormoment-Abbildung, die bereits in den Voruntersuchungen angenommen wurde. Parallel zur Modellentwicklung wurde die Simulation kontinuierlich zur Verifikation einzelner Teilsysteme und Funktionen genutzt. Dazu werden in diesem Kapitel einige Beispiele in Zusammenhang mit der Modellparametrierung dargestellt, bevor letztendlich das ausgeführte Schema der Offline-Fahrverhaltensoptimierung erläutert wird.

5.1 Parametrierung

Für die Fahrzeugparametrierung wurde ein bestehendes Grundsetup der entsprechenden Fahrzeugklasse herangezogen. Der Mini Cooper S lässt sich als sportlicher Kleinwagen einstufen. Aus Datenblättern wurden die generellen Fahrzeugdaten implementiert; besondere Genauigkeitsanforderungen bestanden dabei nur in den Modellen des Antriebsstrangs und des Motors.

Die Triebstrang-Parametrierung und die Kalibrierung des Motormodells sollten, aufgrund der starken Wechselwirkungen zueinander, parallel ausgeführt werden. Streng genommen setzt jedoch die Abstimmung des Antriebsstrangs eine genügend genaue Abbildung des Momentenverlaufs voraus. Zum besseren Verständnis beginnt das Kapitel dennoch mit den Ausführungen zum Antriebsstrang.

5.1.1 Antriebsstrang-Parametrierung

Für die Triebstrang-Parametrierung, die ohne konkrete Daten zu den Teilkomponenten, ausgehend von einem VSM-Grundsetup geschehen sollte, wurde eine Strategie entwickelt um aus den vorhandenen Fahrzeugmessungen Rückschlüsse auf die Ursache und Herkunft von Abweichungen im Schwingungsverhalten zu ziehen. Dazu bediente man sich grundlegender, simplifizierter Zusammenhänge zur Festlegung der Haupteinflussgrößen für die repräsentativen Eigenschaften zur Beschreibung einer Schwingung.

Wie bereits in den Grundlagen (siehe Kapitel 2.2) und in der Softwareanalyse (siehe Kapitel 3.2.1) beschrieben wurde, ist das Antriebsstrangmodell eine Koppelung aus Feder-, Dämpfer- und Trägheitselementen, unterbrochen durch Übersetzungsglieder mit Spielen (siehe Abb. 5.1).

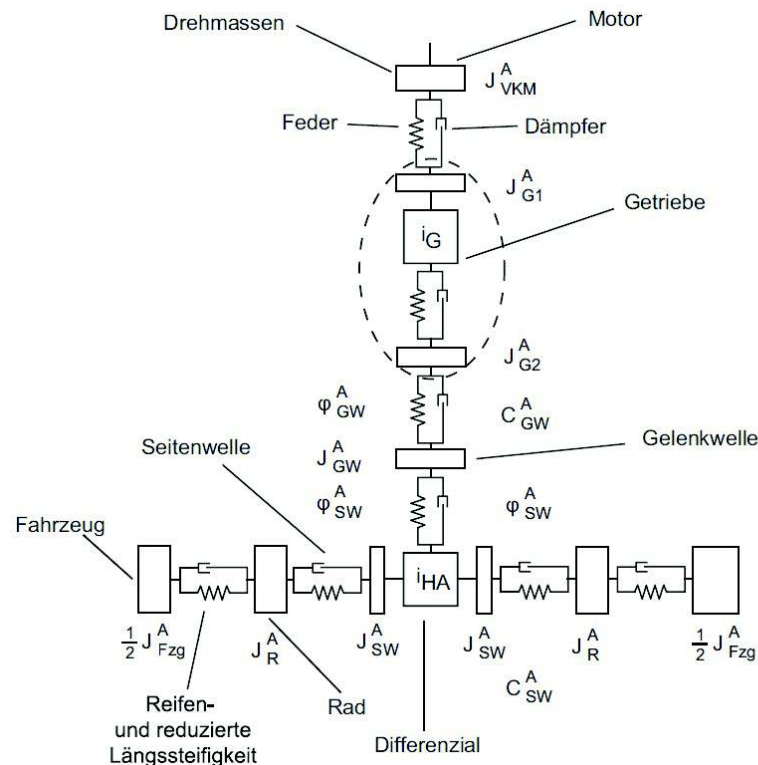


Abbildung 5.1: Ausführliches Antriebsstrangmodell von Motor bis Fahrzeug [5]

Für die vergleichende Parametrierung werden die Charakteristika der Schwingung - die Amplitude, die Frequenz und das Abklingverhalten - herangezogen. Während sich letzteres, unter der Annahme von reibungsfreien Bewegungen, ausschließlich durch die Dämpfungskonstante definiert, ist die ungedämpfte Amplitude stark abhängig von der Anregung und der Energieaufnahmefähigkeit der Feder. Die Periodendauer der Schwingung entspricht bei einer Sprunganregung, die bei derart spontaner Anregung eines TipIn-Manövers in erster Näherung angenommen werden kann, der Eigenfrequenz des Systems (siehe Kapitel 2.2.2).

Grundlegende Annahmen

Für ein System aus n Komponenten, daher n Freiheitsgraden ergeben sich n Eigenfrequenzen und n Eigenformen. Die Eigenformen beschreiben die normierten Ausschläge der einzelnen Subsysteme vom Motor bis zum Fahrzeug. Die Fahrbarkeit hängt primär von den tieffrequenten Schwingungen ($2-10\text{ Hz}$) ab, daher werden die Untersuchungen anhand der ersten Torsionsschwingungseigenform durchgeführt.

Charakteristisch für die niedrigste Eigenfrequenz ist das Schwingen des Motors gegenüber den übrigen Antriebsstrangkomponenten. Der Knoten der Schwingung wird in erster Näherung in der Fahrzeugmasse angenommen. Dominiert wird die erste Eigenform vorwiegend von der Motorträgheit und der Komponente mit der geringsten Steifigkeit, welche im Fall einer Serienschaltung mehrerer Federelemente den Haupteinfluss auf die Gesamtsteifigkeit repräsentiert. Unter diesen Annahmen lässt sich das System zu einem Einmassenschwinger reduzieren (siehe Abb. 5.2). [5]

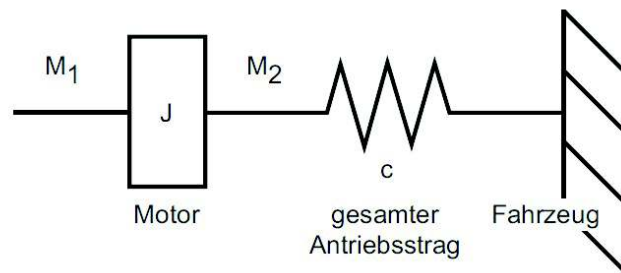


Abbildung 5.2: Modell eines Einmassenschwingers [5]

Die einzelnen Massenträgheiten und Torsionssteifigkeiten lassen sich, wie im Folgenden ausgeführt, über die Übersetzungsstufen hinaus in ein Ersatzsystem überführen. [5]

Reduktion von Trägheitsmomenten

Für zwei durch eine Übersetzung i getrennte Trägheitsmassen (siehe Abb. 5.3) mit den Drehwinkeln

$$\varphi_1 = \varphi_2 \cdot i \quad (5.1)$$

muss nach dem Prinzip der rotatorischen Energieerhaltung gelten:

$$W = \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 = \frac{1}{2} \cdot J_2^* \cdot \dot{\varphi}_1^2 \quad (5.2)$$

Daraus definiert sich die Ersatzträgheit:

$$J_2^* = \frac{J_2}{i^2} \quad (5.3)$$

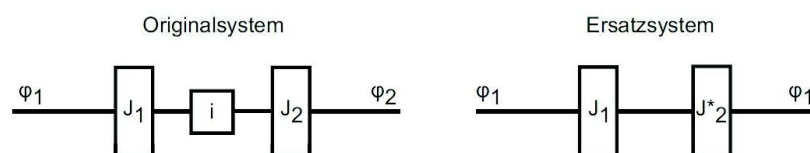


Abbildung 5.3: Reduktion der Trägheiten [5]

Da sich seriell gekoppelte Massenträgheiten durch Addition zu einem Einmassensystem

$$J^* = J_1 + J_2^* = J_1 + \frac{J_2}{i^2} \quad (5.4)$$

zusammenführen lassen, verifiziert sich die Annahme, dass die bewegten Massen des Motors unter den einzelnen Trägheiten den größten Einfluss auf das Schwingungsverhalten haben.

Reduktion von Federsteifigkeiten

Die Reduktion von Steifigkeiten, getrennt durch eine Getriebestufe (siehe Abb. 5.4) mit einer zusätzlichen Winkelverdrehung auf beiden Seiten

$$\varphi_3^* = \varphi_3 \cdot i \quad \text{und} \quad \varphi_4^* = \varphi_4 \cdot i \quad (5.5)$$

erfolgt über die Gleichsetzung der potentiellen Energien:

$$W = \frac{1}{2} \cdot c_2 \cdot (\varphi_4 - \varphi_3)^2 = \frac{1}{2} \cdot c_2^* \cdot (\varphi_4^* - \varphi_3^*)^2 \quad (5.6)$$

Für die Ersatzfedersteifigkeit ergibt sich äquivalent zur Ersatzträgheit:

$$c_2^* = \frac{c_2}{i^2} \quad (5.7)$$

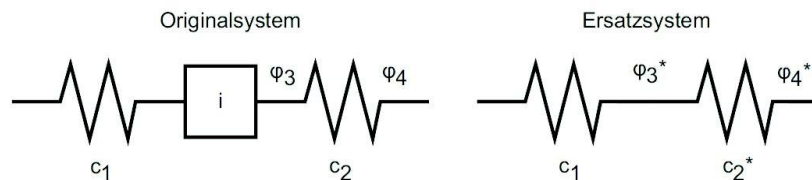


Abbildung 5.4: Reduktion der Federsteifigkeiten [5]

Da Serienschaltungen von Federn reziprok addiert werden,

$$c^* = \frac{c_1 \cdot c_2^*}{c_1 + c_2^*} = \frac{c_1 \cdot c_2}{i^2 \cdot c_1 + c_2} \quad (5.8)$$

ergibt sich der Haupteinfluss für das Ersatzsystem im Bereich nach der Übersetzung aus der Komponente mit der geringsten Steifigkeit. Die übrigen Feder-elemente dürfen dabei keinesfalls vernachlässigt werden; die Annäherung der simulierten Schwingung an die Messung kann jedoch in erster Instanz über die verhältnismäßig weichen Halbwellen erfolgen.

Systematische Parametrierung

Das Referenzsignal für den Abgleich war die Längsbeschleunigungsmessung aus dem Fahrzeugversuch in verschiedenen Lastpunkten und Gängen. Dieses Signal gibt ein Abbild der Schwingung, die sich zusammengefasst aus allen Einflüssen der einzelnen Triebstrangkomponenten einstellt.

Für die vergleichende Kalibrierung musste in erster Instanz der Drehmomentaufbau dem realen Verlauf angenähert werden. Dazu wird in der Messdatenanalyse der Motormomentenverlauf aus der Fahrzeugbeschleunigung abgeleitet.

Die Verformung des Reifens und der Radschlupf sind in der Gesamtfahrzeugsimulation in separaten Modellen berücksichtigt; sie wurden jedoch für die Antriebsstrangparametrierung nicht näher betrachtet. Für die Anpassungen wurden sowohl bei der Fahrzeugmessung als auch in der Simulation die Komfortfunktionen deaktiviert.

Das System zur Modellparametrierung unterteilt sich in fünf Schritte:

- **Schritt 1:** Grundanpassung der mittleren Schwingungsfrequenz durch die Einstellung der Eigenfrequenz ω_0 des Gesamtsystems über die Motorträgheit J_{VKM} und die Seitenwellensteifigkeit c_{SW} .
- **Schritt 2:** Gangspezifische Abstimmung der Schwingungsfrequenz über die Trägheit J_{G1} und die Steifigkeit c_{G1} der Getriebeeingangswelle.
- **Schritt 3:** Korrektur der Systemanregung zur Amplitudenanpassung über die Flankenspiele in Getriebe S_G und Differential S_{DIFF} .
- **Schritt 4:** Anpassung der höheren Eigenformen über Steifigkeiten und Trägheitsmassen der einzelnen Teilsysteme (wurde vernachlässigt).
- **Schritt 5:** Einstellung des Abklingverhaltens über die Dämpfungsparameter.

Die übergeordnete Frequenz der Antriebsschwingung variiert größtenteils nur in Abhängigkeit von der Getriebestufe. Diese Abweichung entsteht in erster Linie durch den quadratischen Einfluss der Übersetzungen i der einzelnen Gänge auf die Motorträgheit. Daher werden für die Berechnung der Sollgrößen, die einzelnen Torsionssteifigkeiten und Trägheitsmomente gangspezifisch in ein abtriebsseitiges Referenzsystem überführt.

Da von den beiden, in Schritt 1 herangezogenen Stellgrößen, eine vor (J_{VKM}) und eine nach (c_{SW}) der Übersetzungsstufe positioniert ist, kann aus der, bei vorgegebenen Soll-Eigenfrequenzen aus Gleichung 2.22 ($\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{J}}$) erhaltenen, infiniten Kombinationsreihe für die gesuchten Größen das Verhältnis gefunden werden, welches im Mittel die beste Annäherung in allen Gängen ergibt.

Zur weiteren Frequenzanpassung der einzelnen Gänge wurden in Schritt 2 vorwiegend die im Getriebemodell gangabhängig applizierbaren Parameter für Steifigkeiten und Trägheitsmassen variiert.

An dieser Stelle der Parametrierung sollte nun bei gleichwertiger Motormomentanregung die resultierende Triebstrangschwingung weitestgehend mit der Referenz-

schwingung in Frequenz, aber auch in Amplitude übereinstimmen. Gegebenenfalls kann in Schritt 3 über die Spiele in Getriebe S_G und Differential S_{DIFF} die Intensität der Anregung nachfolgender Komponenten korrigiert werden.

Liegen in der Auswertung höherfrequente Schwingungsmaxima vor ($> 10Hz$), so kann die Ursache dafür in den spezifischen Eigenfrequenzen der Teilsysteme gesucht werden (Schritt 4). Auf die Abstimmung dieser höheren Eigenformen wurde im Zuge dieser Arbeit verzichtet.

Im letzten Schritt wird nun über eine der Seitenwelle und eine dem Getriebe zugeschriebenen Dämpfungskonstante ein gleichwertiges Abklingen der Schwingung eingestellt.

Die nachfolgende Tabelle gibt einen Überblick, der in den einzelnen Schritten variierten Parameter:

	J_{VKM}	c_{G1}	J_{G1}	J_{G2}	d_G	c_{SW}	J_{SW}	d_{SW}	S_G	S_{DIFF}
Schritt 1	X					X				
Schritt 2		X	X	X						
Schritt 3									X	X
Schritt 4		X	X	X		X	X			
Schritt 5					X			X		

Tabelle 5.1: Variationsparameter der schrittweisen Triebstrang-Modellabstimmung

Auswertung der Resultate

Der Vergleich der Messung mit dem zugehörigen simulierten Manöver basierte auf Frequenzspektren die über FFT (*Fast Fourier Transformation*) erstellt wurden.

Hierfür wurden die aufgezeichneten Messdaten in Matlab eingelesen. Über eine entwickelte Manövererkennungsroutine wurden die einzelnen TipIn und TipOut Ereignisse separiert und in einer, nach Initialbedingungen geordneten Struktur abgelegt.

In einem weiteren Berechnungsskript wurde mittels Hochpassfilterung der relevante Frequenzbereich isoliert und anschließend in die frequenzbasierte Darstellung transformiert. Neben dem grafischen Vergleich wird dabei zusätzlich die Frequenz der maximalen Beschleunigungsamplitude ausgegeben.

Die folgenden beiden Abbildungen zeigen beispielhaft die Gegenüberstellung der Beschleunigungsschwingung aus Messversuch und Simulation im Zeitbereich (siehe Abb. 5.5) und in der spektralen Frequenzdarstellung (siehe Abb. 5.6) - (TipIn, 1.Gang, Pedal von 0 auf 100% in 100ms, Ausgangsdrehzahl: 2000rpm, Komfortfunktionen deaktiviert). In rot gefärbt ist der relevante Frequenzbereich der Fahrverhaltensapplikation hervorgehoben.

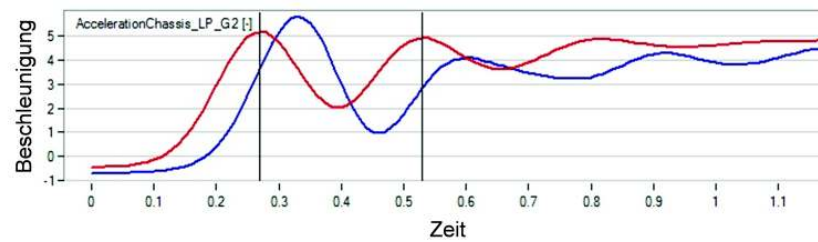


Abbildung 5.5: Gegenüberstellung des Fahrzeugbeschleunigungssignals eines TipIn-Manövers aus Messung (blau) und Simulation (rot) mit unterschiedlichem Ansprechverhalten (Manöverinitialisierung zeitgleich bei Sekunde 0)

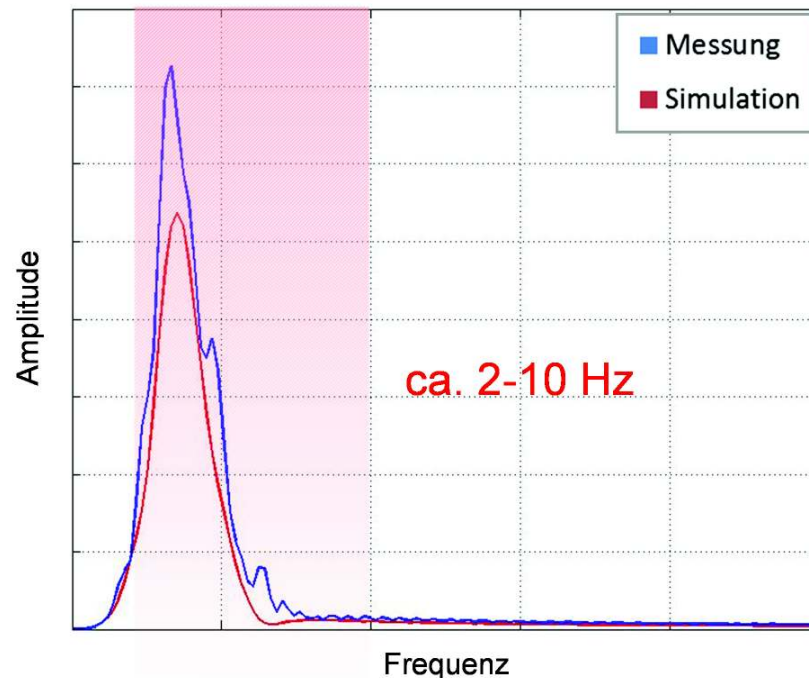


Abbildung 5.6: Gegenüberstellung der Fahrzeugbeschleunigung eines TipIn-Manövers aus Messung (blau) und Simulation (rot) in spektraler Form - System-Eigenfrequenz bei $3,3\text{ Hz}$

5.1.2 Motormodell- und ECU-Parametrierung

Prinzipiell war ein voll parametrisiertes ARES-Modell zum Motor des Mini Cooper S vorhanden. Die Abstimmung des Fahrzeuges wurde größtenteils in der AVL durchgeführt, daher waren Daten aus Motorvermessungen am Prüfstand verfügbar, die zur Modellgenerierung herangezogen wurden. Einige Parameter spezifischer Systemkomponenten waren jedoch nicht bekannt und wurden daher abgeschätzt oder angenähert (z.B. das Trägheitsmoment des Turboladers).

Im Laufe der Entwicklung der Advanced Torque Control und der hierfür durchgeführten Abstimmungssimulationen wurden sukzessiv kleinere Änderungen, zum einen in der Parametrierung des Prince-Motors, zum anderen aber auch am generellen Motormodell, vorgenommen. Somit konnte dieses Projekt neben der Evaluierung der Fahrverhaltenssimulation auch der Weiterentwicklung des ARES-Modells dienen. Anhand von zwei konkreten Beispielen sollen die Vorgänge zur ATC-bezogenen, erweiternden Motorparametrierung dargestellt werden.

Abstimmung des stationären Betriebes

In einer momentengeführten Steuerung ist die Präzision der Drehmomentabbildung von größter Bedeutung. Eine ungenaue Fahrerwunschskalierung kann zum Beispiel eine falsche Zuordnung der Betriebsbereiche bedeuten. Somit könnten kritische Manöver wie der Anlagewechsel nicht mehr entsprechend kontrolliert werden; sämtliche weitere Funktionen würden versagen. Eine momentengeführte ECU definiert sich durch die präzise Vorgabe des einzustellenden Drehmoments. Entspricht das tatsächlich resultierende Abtriebsmoment nicht der Vorgabe, wären zahlreiche Funktionen der Motorsteuerung fortwährend aktiv um den Abbau der Abweichung, unter Umständen auch mit Wirkungsgradeinbußen, zu erwirken.

Während der Entwicklung wurden solche Probleme im Zusammenhang mit den Drehmoment-Funktionen erkannt, dessen Ursache auf ungenaue Luftmasseneinstellung zurückführte. Da Teilsysteme des Motors für die Parametrierung getrennt vermessen wurden und sich die Datengenerierung gewisser Kennfelder der Extrapolationen bedient, sind kleine kalkulierte Fehler nicht ungewöhnlich; für die präzisen Aktuator-Kalkulationen des ATC-Systems erhöht sich jedoch die Genauigkeitsanforderung.

Der Grund für die Luftmassenabweichungen wurde in einer unzureichend genauen, kennfeldorientierten Definition der Saugrohrdruckvorgabe für den Wastegate-Regler detektiert. Das gab den Anstoß zur Integration einer drehmomentgeführten Saugrohrdruckregelung in der Advanced Torque Control.

Die Ausführung dieser Funktion wurde bereits in Kapitel 4.3.3 - Rückwärtsrechnung und Einstellung der Luftfüllung - beschrieben. Das Resultat der Nennmomentregulierung und Ansätze zur Overboost-Definition werden in Abbildung 5.7 gezeigt.

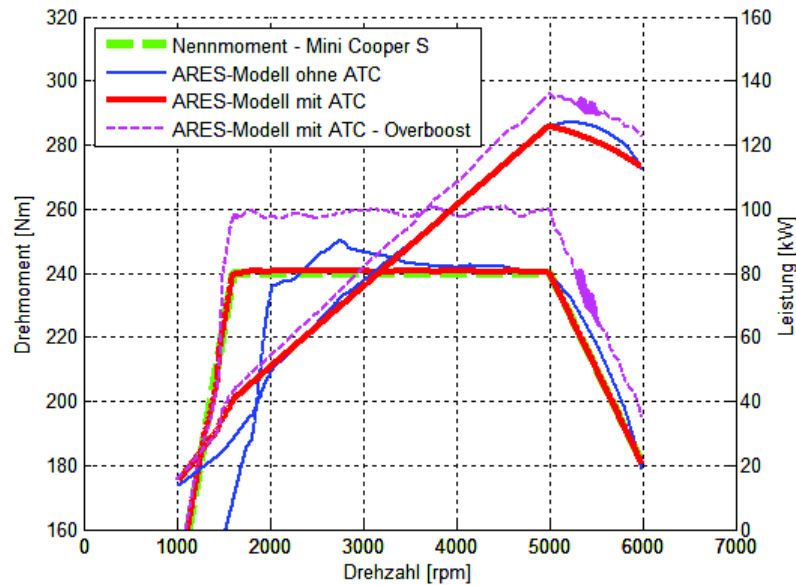


Abbildung 5.7: Anpassung der stationären Vollast - Drehmoment/Leistung

Eine weitere, die Triebstranganregung und die Komfortfunktionen stark beeinflussende Unstimmigkeit, wurde in einem im Vergleich zur Fahrzeugmessung überhöhten Schleppmoment ausgemacht. Die Lösung des Problems wurde in der Anpassung der Regelung für den minimal zulässigen Saugrohrdruck, äquivalent zum realen Motor, gefunden.

Dieser Fehler im stationären Bereich hatte deutliche Auswirkungen auf die zu untersuchenden dynamischen Ereignisse. Es handelt sich hierbei um den Initialzustand eines jeden TipIn-Manövers, welcher das resultierende Triebstrang-Schwingungsverhalten in Bezug auf die Amplitude entscheidend beeinflusst. Die Anpassung konnte eine deutliche Verbesserung der simulierten Drehmomentanregung erwirken und war somit ein weiterer wichtiger Schritt in Bezug auf den objektiven Vergleich der Simulation mit der Messung.

Abstimmung des instationären Betriebes

Eine gute Korrelation des instationären Drehmomentverhaltens ohne zusätzliche Funktionseinwirkungen ist die Grundvoraussetzung für die korrekte Offline-Abstimmung der Fahrverhaltensfunktionen.

Nach dem Abgleich des eingeschwungenen Zustands verblieben dennoch empfindliche Abweichungen, vor allem in der transienten Entwicklung der Zylinderfüllung. In analytischen Simulationsreihen für stationären und instationären Motorbetrieb konnte durch Auswertung der detaillierten Drehmomentaufschlüsselung in der ATC-Steuerung die Ursache des Problems konkret der Dynamik des Turbolader-Systems zugewiesen werden. Die Genauigkeit der stationären Turbo-/Kompressor-Kennfelder

konnte verifiziert werden. Nach Überprüfung weiterer Füllungseinflüsse konnte die Massenträgheit des Turboladers, welche sich auf den, für gewöhnlich nicht gemessenen Drehzahlverlauf des Auflade-Systems und damit den Betriebspunkt von Turbine und Kompressor auswirkt, für die inkorrekte Drehmomentenabbildung verantwortlich gemacht werden.

Auswirkungen der Abstimmungsoptimierung sind in Kapitel 6.1 - Simulationsvergleich (VSM - ARES - ATC) - zu sehen.

5.1.3 Parametrierung der ATC-Funktionen zur Fahrerwunschverarbeitung

Die in der Motorsteuerung hinterlegten Pedalkennfelder werden in Bezug auf die gewünschte Fahrzeugcharakteristik vorgegeben, weshalb sie für die Simulation, ebenso wie einige generelle Konstanten und Kennlinien der Drehmomentenkalkulation, aus der Fahrzeugparametrierung des Mini Cooper S übernommen und festgehalten wurden.

Die Modellierung der ECU-Funktionen wurde zwar auf ein überschaubares, sinnvolles Maß reduziert, dennoch werden auch im ATC-Modell 67 Variablen und Kennfelder zur Applikation der Komfortfunktionen verarbeitet. Für die Machbarkeitsstudie zur VSM-Fahrverhaltenskalibrierung wurden diese Parameter in Haupt- und Nebensstellgrößen unterteilt.

Für die Simulation wurden demnach neun Freiheitsgrade für die positive und weitere fünf Freiheitsgrade für die negative Lastwechseldämpfung festgelegt und anhand einer Basisvorgabe belegt. Die übrigen Größen wurden aus dem Datensatz der realen ECU übernommen.

Untersuchungen zur Funktionalität der modellierten Antiruckeldämpfung wurden separat anhand einiger Testsimulationen durchgeführt. Dazu wurde ebenfalls ein Basisdatensatz herangezogen und einige wenige Parameter zur Variation ausgewählt.

5.2 Schema und Vorgehensweise

Die Simulation wurde nach gleichem Prinzip wie die Fahrzeugmessung durchgeführt. Wie in der Fahrdynamikapplikation üblich, wurden die TipIn- und TipOut-Manöver nach einem festgelegten Matrixschema, geordnet nach Start- und Zielwert für Pedal und Drehzahl, in den einzelnen Gängen abgehandelt.

Untersucht wurde der Bereich zwischen 1000 und 6000 *rpm*, im 1., 2. und 3. Gang. Die Manöverinitialisierung wurde beginnend mit 1000 *rpm* in 500 *rpm*-Schritten bis auf 5000 *rpm* gesteigert. Das Pedal wurde mit einer Rampendauer von 100 *ms* von 0 auf 100% geführt und bei Erreichen der Zieldrehzahl mit gleichem Gradienten wieder auf 0% gesetzt. Die Zieldrehzahl wurde als Delta-Drehzahl zum Initialwert mit

$\Delta 2000rpm$ appliziert und nach oben hin bei $6000rpm$ begrenzt. Sowohl die Fahrzeugmessung als auch die Simulation wurde nach diesem Muster jeweils mit und ohne Komfortfunktionen ausgeführt. Hinzu kamen Versuche mit einem Pedal-Delta von $\Delta 50\%$. Abbildung 5.8 zeigt den Verlauf von Fahrpedalstellung und Motordrehzahl einer Simulationsreihe eines Gangs.

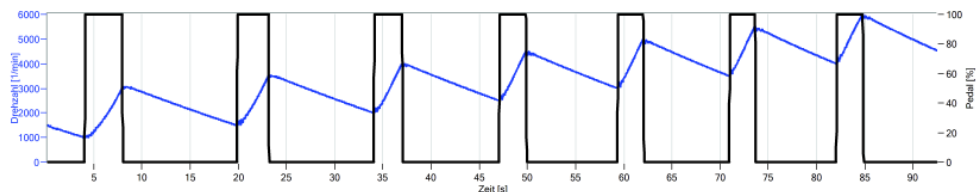


Abbildung 5.8: Simulationszyklus für TipIn und TipOut (Pedal und Drehzahl)

Die Abstimmungen des ATC-Komfortsystem wurden ausgehend von der Basisparametrierung (siehe Kapitel 5.1.3) durchgeführt. Bei der Offline-Parametrierung wurde versucht über die Lastschlagdämpfung unterschiedliche Fahrzeugcharakteristika zu erarbeiten - eine hoch komfortable, eine äußerst sportliche und einer dem Mini Cooper S entsprechende Abstimmung.

5.3 Offline-Fahrverhaltensapplikation

Wie bereits in Kapitel 5.1.3 erwähnt wurde ein reduziertes Ausmaß essentieller Parameter zur vereinfachten Grundabstimmung herangezogen (siehe Kapitel 5.1.3). Zur Kalibrierung der einzelnen Betriebspunkte wurde die Auswirkung auf das übrige Kennfeld nicht weiter berücksichtigt. In der realen Applikation muss bei der Abstimmung einzelner Parameter auf deren Einfluss hinsichtlich des gesamten Betriebsbereichs geachtet werden.

Die einzelnen Teilbereiche des Lastschlags wurden in ihren entscheidenden Eigenheiten und in Bezug auf unterschiedliche Bewertungskriterien abgestimmt. Zur Bewertung der Simulationsergebnisse wurden die DR-Ratings aus AVL-DRIVE herangezogen.

Positiver Lastwechsel

Die manuelle Optimierung für die positive Lastwechseldämpfung begann mit der Festlegung der Ein- und Umschaltsschwellen der einzelnen Unterfunktionen. Da es sich bei den Manövern aus dem Schubbetrieb kommend um schnelles, hartes Wiedereinsetzen handelt wird die zugehörige Regelung übergangen. Der Initiator zur Dämpfungsaktivierung ist somit ein konstantes Kupplungsmoment unter der Anlagewechselschwelle um das Durchfahren dieser über die Begrenzungsfunktion zu

regeln. Die Umschaltung auf die eigentliche Lastschlagfilterung im positiven Drehmomentbereich ist ebenfalls kupplungsmomentabhängig und soll harmonisch in den Verlauf der bereits entstandenen Drehzahlschwingung eingreifen.

Zuvor wurde ein akzeptables Delta-Moment für die Anlagenwechselregelung gesucht. Dieses wurde stetig erhöht bis die resultierende Schwingung den Toleranzbereich überschritt. Im Bereich des positiven Drehmoments wurde über die veränderliche Zeit- und Dämpfungskonstante der Drehmomentverlauf auf etwaige kritische Schwingungssituationen konkret angepasst. Um dies in erster Instanz ohne Einschränkung applizieren zu können wurde vorerst eine großzügige Füllungsüberhöhung parametrisiert. Diese wurde nach der Kurvenoptimierung zur Vermeidung großer Wirkungsgradeinbußen durch übertriebenen Zündwinkelngriff wieder reduziert, wobei der aus der Filterfunktion resultierende Drehmomentverlauf in Richtung Basismomentenverlauf geführt wurde.

Letztendlich wurde das Ende der Lastschlagdämpfung, ebenfalls unter Berücksichtigung der Drehzahlschwingung festgesetzt. Um eine Verstärkung der Schwingung zu vermeiden wurde der Punkt der Abschaltung in die fallende Drehzahlflanke gesetzt.

Negativer Lastwechsel

Bei der Dashpot-Regelung wird auch die Füllungsteuerung über einen Filter eingestellt, daher kann in diesem Fall nicht wie im Fall des positiven Lastwechsels eine Übersteuerung zur Vereinfachung der Grundabstimmung genutzt werden.

Die richtige Einstellung der Auslöseschwelle ist wieder von immanenter Wichtigkeit, da die Filterung weder zu lange noch zu schwach ausfallen soll. Außerdem muss darauf geachtet werden, dass die beiden Filter für Luft- und Zündungspfad nicht zu stark divergieren um ein Aufsitzen des Zündpunktes an seinen Grenzen zu vermeiden.

Über die Zeitkonstante des Filters wurde versucht das Drehmoment möglichst zügig abzubauen und dennoch einen flachen Momentenverlauf in Hinblick auf den Anlagenwechsel zu gewährleisten. Auch hierbei musste wieder darauf geachtet werden, dass der Wunschmomentenverlauf nicht zu einer großen Wirkungsgradreduktion durch zu hohe Anforderungen an die Zündwinkelverstellung führt.

Die Festlegung der kupplungsmomentabhängigen Abbruchschwelle markiert den Übergang zur Schubabschaltungs-Regelung. Auch hier wird über eine Filterkonstante das Abregeln auf das innere Nullmoment realisiert. Durch stetiges Verringern der Zeitkonstante konnte in der DRIVE-Analyse der Punkt eruiert werden, an dem ein eindeutiger Ruck durch zu schnelle Abschaltung detektierbar ist.

5.4 Testversuche zur Antiruckelfunktion

In der Antiruckelfunktion existiert eine Reihe von Parametern, welche zur Errechnung der modellierten Drehzahl bzw. zur Gewichtung einiger Steuerwerte dienen. Für die Funktionsanalyse des Modells wurden diese als gegeben betrachtet. In den Testsimulationen wurde in erster Instanz vorwiegend mit den Auslöseschwellen und den Verzögerungs-Zeitkonstanten experimentiert.

Ziel war es die Wirkung des Modells aufzuzeigen. Da aufgrund zu hoher Aufwände in dieser ersten Machbarkeitsstudie auch im Bereich der Lastwechseldämpfung keine Feinabstimmung vorgenommen werden konnte, erwies sich die exakte Applikation der Antiruckelfunktion als wenig aussagekräftig und wurde daher aus dem Fahrzeugdatensatz vorab parametrisiert.

Hauptaugenmerk der Diplomarbeit war die Untersuchung der Lastschlagdämpfung. Da noch keine ausführlichen Ergebnisse der modellierten Antiruckelfunktion vorhanden sind wird auch im kommenden Kapitel - Ergebnisse - nicht näher darauf eingegangen.

6 Ergebnisse

Im Folgenden werden einige Ergebnisse zu den im vorangegangenen Kapitel erläuterten Simulationen präsentiert. Der erste Teil (siehe Kapitel 6.1) zeigt die generelle Auswirkung der transienten und der momentengesteuerten Motorkalkulation auf die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugsimulation. Im Weiteren werden die Resultate der Offline-Fahrverhaltensapplikation mittels der Advanced Torque Control sowie die Validierung der Simulation mit den realen Fahrzeugmessungen dargestellt.

Sofern nicht explizit erwähnt, beziehen sich die Abbildungen auf das Lastwechselmanöver aus TipIn und TipOut im zweiten Gang, initialisiert bei 2000rpm mit einer linearen Pedalwertrampe von 0 auf 100% in 100ms bzw. einer äquivalenten Pedalrückstellung nach Erreichen einer Motordrehzahl von 4000rpm , dar. Dieses konkrete Beispiel wurde im Zuge der Simulation am ausführlichsten untersucht. Abgesehen davon gewährt die Darstellung unterschiedlicher Abstimmungen anhand ein und desselben Fahrmanövers die repräsentative Vergleichbarkeit.

6.1 Simulationsvergleich (VSM - ARES - ATC)

Die präzise Darstellung der Momentenanregung ist essentiell um realistische Aussagen über das Triebstrangverhalten treffen zu können. Die Vorgabe auf Basis eines stationären Kennfeldes führt bei der Simulation des TipIn-Manövers zu einem nahezu sprunghaften Aufbau des Drehmoments (siehe Abb. 6.1). Einfache Gradientenbegrenzer reichen nicht aus um die Vorgänge beim Anlagewechsel der einzelnen Triebstrangverbindungen hinreichend abzubilden. Mit dem physikalischen Modell ARES wurden die füllungsbeeinflussenden Effekte wie auch die Turboladerdynamik berücksichtigt und der Drehmomentaufbau näher an die Realität herangeführt (siehe Abb. 6.2). Die beiden Abbildungen zeigen die immensen Unterschiede im resultierenden Längsbeschleunigungsverlauf des Fahrzeugs.

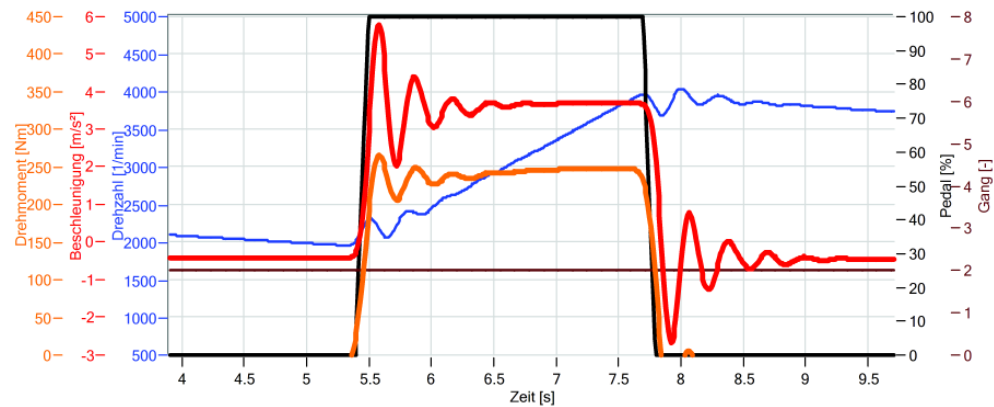


Abbildung 6.1: Triebstranganregung beim TipIn/TipOut - Simulation mit stationärem Motorkennfeld

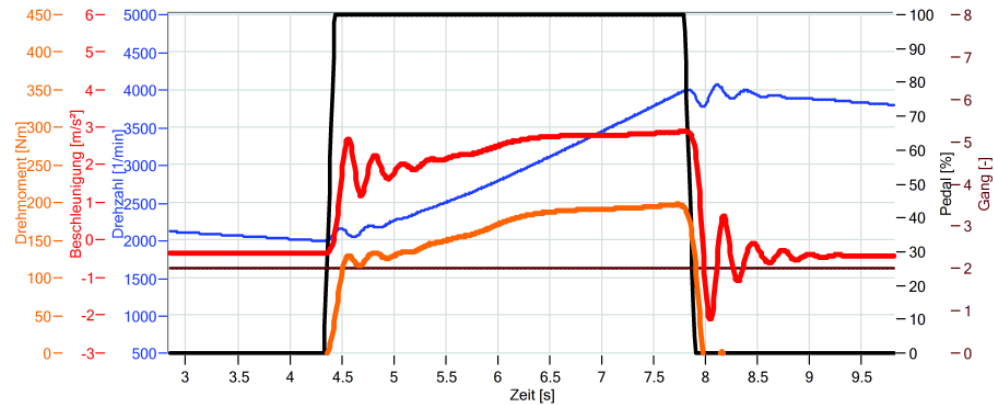


Abbildung 6.2: Triebstranganregung beim TipIn/TipOut - Simulation mit transientem Motormodell ARES

Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass der Unterschied im Füllungsaufbau (positiver Lastwechsel) wesentlich gravierender ist, als beim Füllungsabbau (negativer Lastwechsel). In Abbildung 6.2 ist zu sehen, dass das dynamische Drehmoment, in dieser Simulation aus einer frühen Parametrierungsstufe des Modells, übermäßig träge reagiert. In den mehr als drei Sekunden Volllastbetrieb wird das Maximalmoment nicht erreicht, was nicht der Realität entspricht.

Die Kurven in Abbildung 6.3 zeigen das Resultat einer modifizierten Motorparametrierung und die Auswirkungen der verbesserten Steuerung durch das drehmomentbasierte ATC-Modell mit deaktivierten Komfortfunktionen.

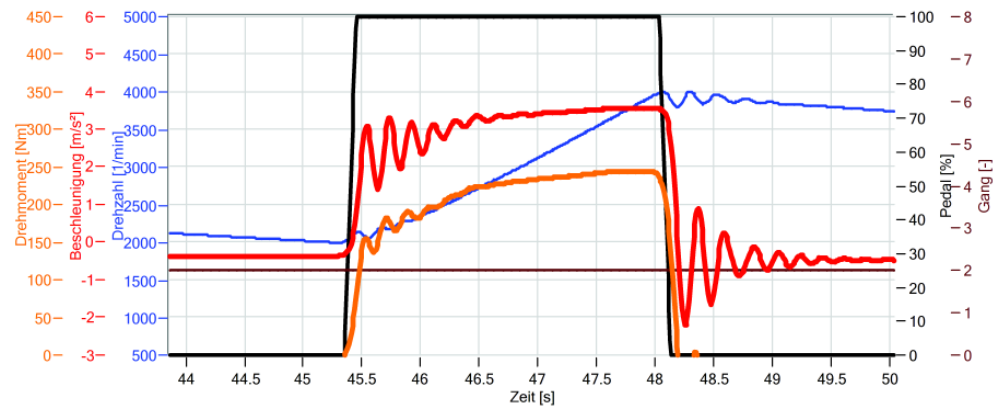


Abbildung 6.3: TipIn/TipOut - Drehmomentsteuerung mit der Advanced Torque Control

Bei genauer Betrachtung kann man im Vergleich mit Abbildung 6.2 erkennen, dass vor allem der spontane Drehmomentaufbau aufgrund reduzierter Turboladerträglichkeit einen steileren Gradienten aufweist. Ein Resultat daraus ist der ebenso höhere Kick (die erste Schwingungsamplitude) in der Längsbeschleunigung. Weiters sorgt die kalkulierte Drehmomentsteuerung für einen harmonisch gekrümmten Momentenaufbau bis hin zum Maximalwert. Während die Aktuator-Sollwerte der herkömmlichen α/n -ECU aus stationären Kennfeldern ermittelt werden, basiert die Steuerung im ATC-Modell auf einer Vielzahl berechneter Istgrößen, allen voran das aktuelle Ist-Moment.

Abbildung 6.4 zeigt dasselbe Manöver mit gleicher Grundparametrierung, jedoch mit aktivierter, basisparametrierter Lastschlagdämpfung und Antiruckelfunktion.

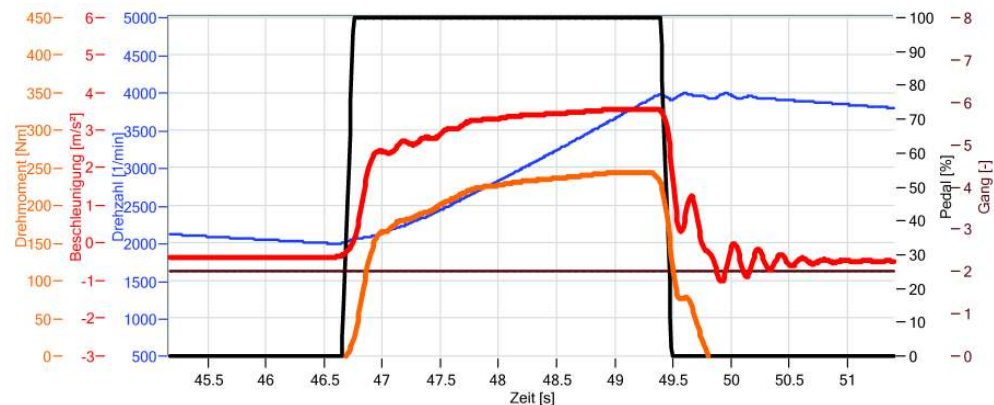


Abbildung 6.4: TipIn/TipOut mit Lastschlagdämpfung und Antiruckelfunktion

Die Grundabstimmung der Lastschlagdämpfung liefert im dargestellten Lastpunkt (siehe Abb. 6.4) bereits gute, wenn auch übermäßig komfortable Ergebnisse für den positiven Lastwechsel. Es sind keinerlei Primärschläge (Kick und Jerks) erkennbar und auch das Nachschwingen ist gut gedämpft. Die Einwirkung der Dashpot-

Funktion an der negativen Lastwechselflanke hingegen ist schon alleine aufgrund des schlechten Timings nicht sehr effizient.

Abbildung 6.5 zeigt dasselbe Manöver, simuliert mit gleicher Abstimmung in einem anderen Betriebspunkt (Initialisierung bei $1000rpm$). Die lang nachschwingende Auslenkung nach der Momentenerhöhung verlangt nach einer Verfeinerung in der Abstimmung der Antiruckelfunktion.

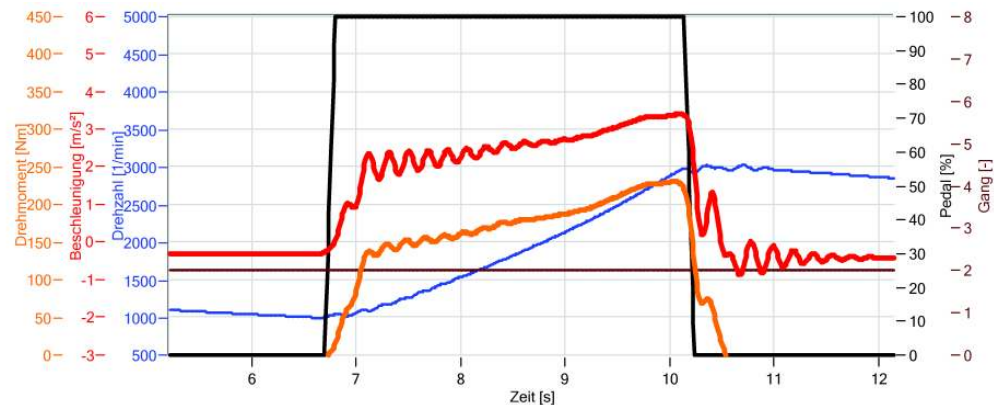


Abbildung 6.5: TipIn/TipOut ($1000rpm$) - Mangelhafte Abstimmung der Antiruckelfunktion

Abbildung 6.6 stellt das Manöver bei höherer Drehzahl (Initialisierung bei $4500rpm$) nach Anpassung der Dashpot-Funktion dar. Anhand des Vergleichs des TipIn zum selben Manöver bei niedrigeren Drehzahlen (siehe Abb. 6.4 und Abb. 6.5) kann man erkennen, dass die Lastschlagdämpfung einen deutlich höheren Drehmomentgradienten zulässt. Die Ausbildung der Schwingung in der Fahrzeuglängsbeschleunigung ist dennoch geringer, da aufgrund der höheren Fahrwiderstände bei höheren Geschwindigkeiten, trotz gleichem Antriebsmoment, die effektive Beschleunigungskraft reduziert ist (siehe Kapitel 2 - Gl. 2.2). In weiterer Folge kommt es zur Annäherung des Motorbetriebs an den auslegungsbedingten Punkt des maximalen Massendurchsatzes des Ansaugtraktes wodurch der Drehmomentanstieg deutlich abflacht. Bei Sekunde 5 (siehe Abb. 6.6) wird die Motordrehzahl von $5000rpm$ überschritten bis zu der das maximale Drehmoment abrufbar ist; daher reduziert sich die Antriebskraft trotz weit geöffneter Drosselklappe.

Der Übergang beim Auslösen der Dashpot-Filterung erfolgt nicht sauber und der Füllungsabbau ist zu träge appliziert. Wie zu sehen ist, fällt auch die Drehzahl nicht unmittelbar ab. Dieses Nachschieben ist entgegen der vom Fahrer erwarteten Verzögerung nach der Fahrpedalrücknahme. Aufgrund der langsamen und unzureichenden Annäherung an des Nullmoment resultiert auch die Schubabschaltung (siehe Abb. 6.6 - Sekunde 8,5) in einem Lastwechselschlag, wodurch eine weitere Schwingung induziert wird.

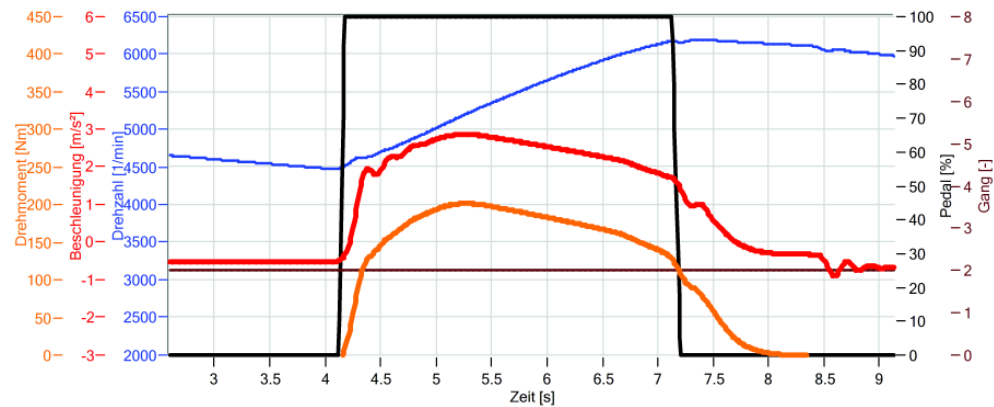


Abbildung 6.6: TipIn/TipOut (4500rpm) - Übermäßige Dashpot-Filterung

In Abbildung 6.7 ist das Resultat des Abgleichs von Motor- und Triebstrangparametrierung anhand eines TipOut Manövers ohne Komforteingriffe ausgehend von einer Motordrehzahl von 4000rpm dargestellt. Abgesehen davon, dass der Verzögerungsgradient sowie die Schwingung in Amplitude und Frequenz sehr gut übereinstimmen, sind sowohl in der gemessenen Kurve (grün), als auch im simulierten Ergebnis (rot) eine teilweise Auslöschung je eines Schwingungsausschlages im Beschleunigungssignal ersichtlich. Diese überlagerte Störung kann aus dem neuerlichen Anschlagen eines Zahnflanken- oder Gelenkspiels bei der Schwingung um den Anlagewechsel resultieren. Während dieses Phänomen in der gemessenen Kurve bereits bei der ersten Rückschwingung auftritt, geschieht dies im Simulationsergebnis erst bei der zweiten Amplitude. Bezeichnend ist jedoch, dass es in beiden Fällen den letzten Nulldurchgang und somit die letzte Beschleunigungsumkehr am Abtrieb markiert. Ab diesem Punkt werden die Verbindungen im Triebstrang am schubseitigen Anschlag gehalten.

Abbildung 6.8 zeigt die Bewertung der beiden Kurven aus Abbildung 6.7 durch AVL-DRIVE. Auch hier wird die gute Übereinstimmung in den einzelnen Teilaspekten widerspiegelt. Die größte Differenz der Simulation zur Messung besteht demnach im Kriterium Mehrfachschwingungen. Das deutlich schwächere Abklingverhalten in der Kalkulation ist in Abbildung 6.7 deutlich zu erkennen. Selbiges gilt jedoch auch für Teilkriterien mit weniger gravierenden Unterschieden, was die Qualität des Bewertungssystems unterstreicht.

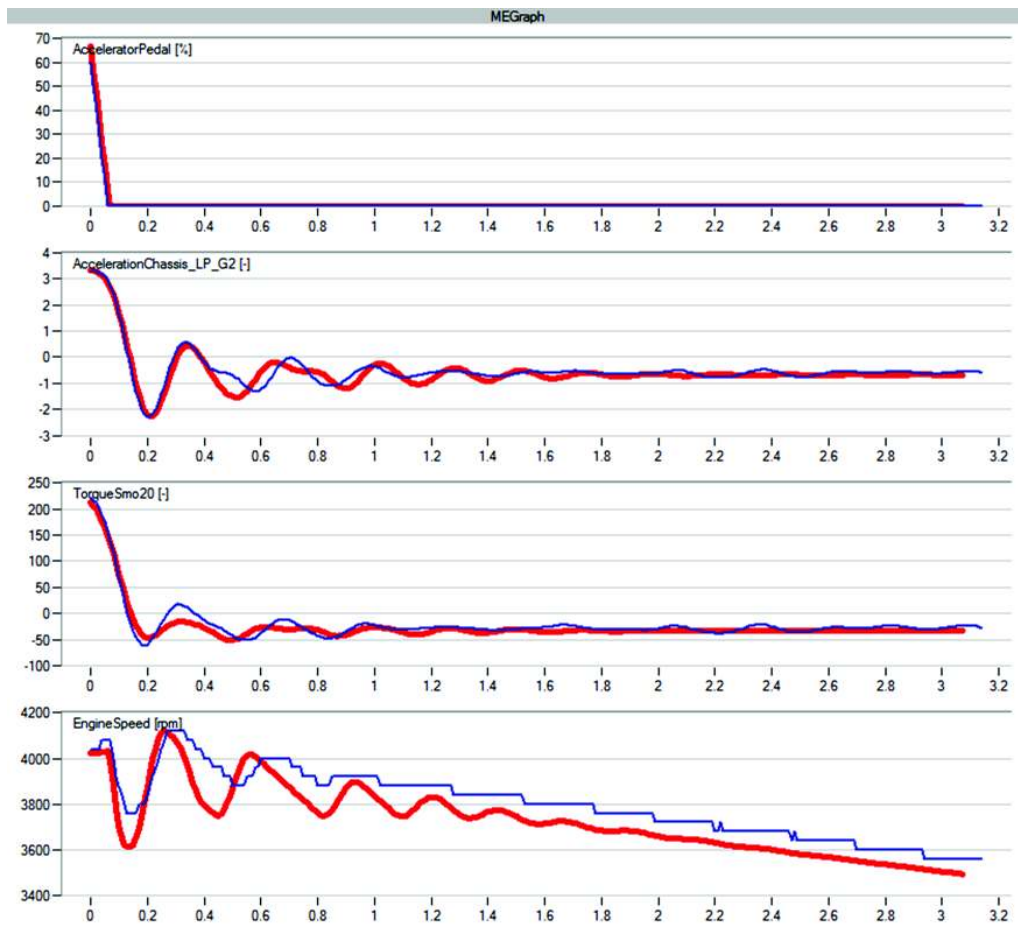


Abbildung 6.7: TipOut ohne Komfortfunktionen (Vergleich: blau ...Messung - rot ...Simulation)

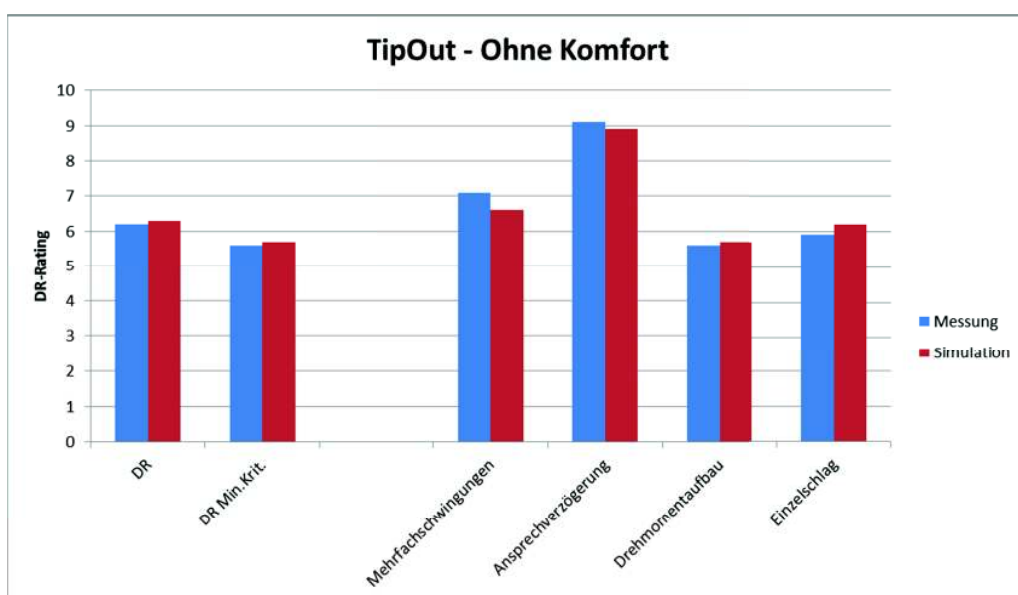


Abbildung 6.8: TipOut ohne Komfortfunktionen (Vergleich der DR-Ratings: Messung - Simulation)

6.2 ATC Offline-Applikation: Top-Down

Im Folgenden wird der Versuch einer Offline-Optimierung ausgehend von einer Basisbedatung der Komfortfunktionen (siehe Kapitel 5.1.3) beschrieben. Es wurde versucht geeignete Abstimmungskonfigurationen für verschiedenste verschiedene Charakteristik-Aspekte in der Simulation zu eruieren.

In Abbildung 6.9 ist ersichtlich, dass die Simulation des komplexen Drehmomentaufbaus beim TipIn in ihren Tendenzen hinsichtlich der einzelnen Fahrverhaltenskriterien gut abgebildet wird, jedoch ein gewisser Offset zur Bewertung der Messergebnisse besteht.

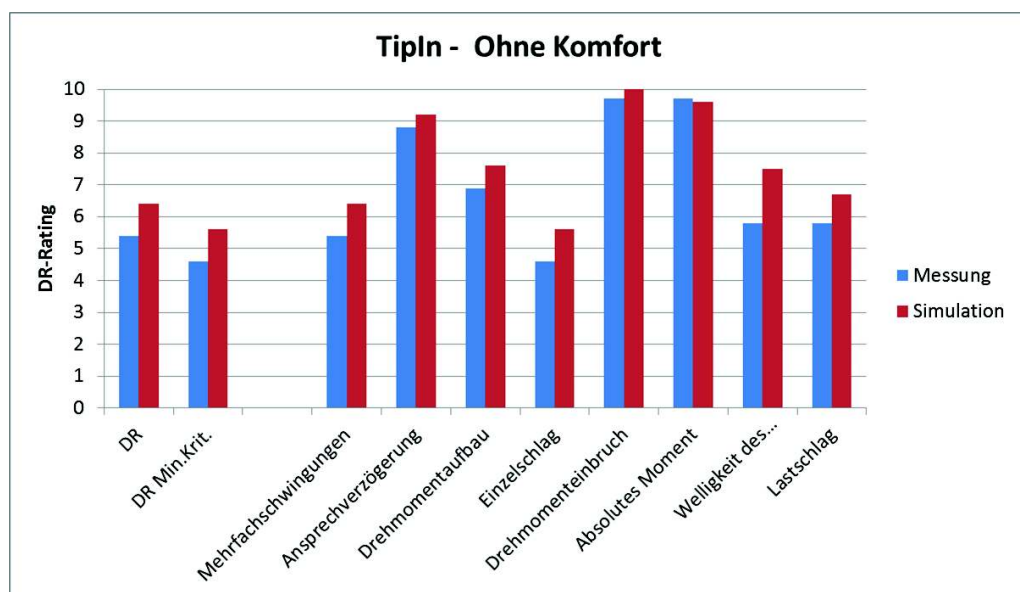


Abbildung 6.9: TipIn ohne Komfortfunktionen (Vergleich der DR-Ratings: Messung - Simulation)

Diese Abweichungen wirken sich nicht unwesentlich auf das Resultat der Offline-Applikation aus. Die Tatsache, dass die Parametrierung des physikalische Motormodell und der Abgleich des Drehmoment-Outputs anhand eines Rechenkanals der Fahrzeugmessdaten erfolgte, ist mit Sicherheit ein entscheidender Faktor bei der Fehlersuche. Das Motordrehmoment in der Fahrzeugmessung wurde aus der Messung des Beschleunigungssensors rückgerechnet und ist über Triebstrangeinflüsse verfälscht. Ausführliche Daten der ECU-Ausgabe wurden erst bei der zweiten Testfahrt aufgezeichnet, die jedoch aufgrund einiger Verspätungen gleichzeitig als provisorische Simulationsevaluierung den Abschluss der Diplomarbeit bedeutete. Anhand der in der Validierungsmessfahrt gesammelten Daten konnten Verbesserungspotentiale im Modell gefunden werden. Die Erkenntnisse wurden bislang jedoch nur teilweise umgesetzt. Des Weiteren muss untersucht werden, ob eventuell auch andere Motorsteuerungsfunktionen Einfluss auf den Motorbetrieb im Fahrzeug nehmen die in der Simulation noch nicht berücksichtigt werden.

Die teils mangelhafte Abstimmung des grundlegenden Motorverhaltens resultiert in der unerwünschten Berücksichtigung gewisser Aspekte in der Komfortabstimmung. Dennoch können aufgrund der übereinstimmenden Darstellung von Tendenzen, Einflüsse der Momentenbegrenzung folgerichtig in das Ergebnis miteinbezogen werden. Die Resultate der Offline-Abstimmung sind somit keineswegs falsch sondern lediglich mit Abweichungen behaftet und steuern wichtige Erkenntnisse für die Systemanalyse bei.

Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse der Offline-Fahrverhaltensapplikation. Ausgehend von der Basisbedatung wurde vorerst versucht das gemessene Beschleunigungsverhalten des Mini Coopers nachzubilden (siehe Abb. 6.10). Im Weiteren wurden Alternativ-Setups ermittelt, die je ein sehr sportliches sowie ein äußerst komfortables Verhalten repräsentieren (siehe Abb. 6.12 - TipIn und Abb. 6.14 - TipOut). Parallel zu den Abbildungen werden die zugehörigen DR-Ratings dargestellt (siehe Abb. 6.11, Abb. 6.13 und Abb. 6.15)

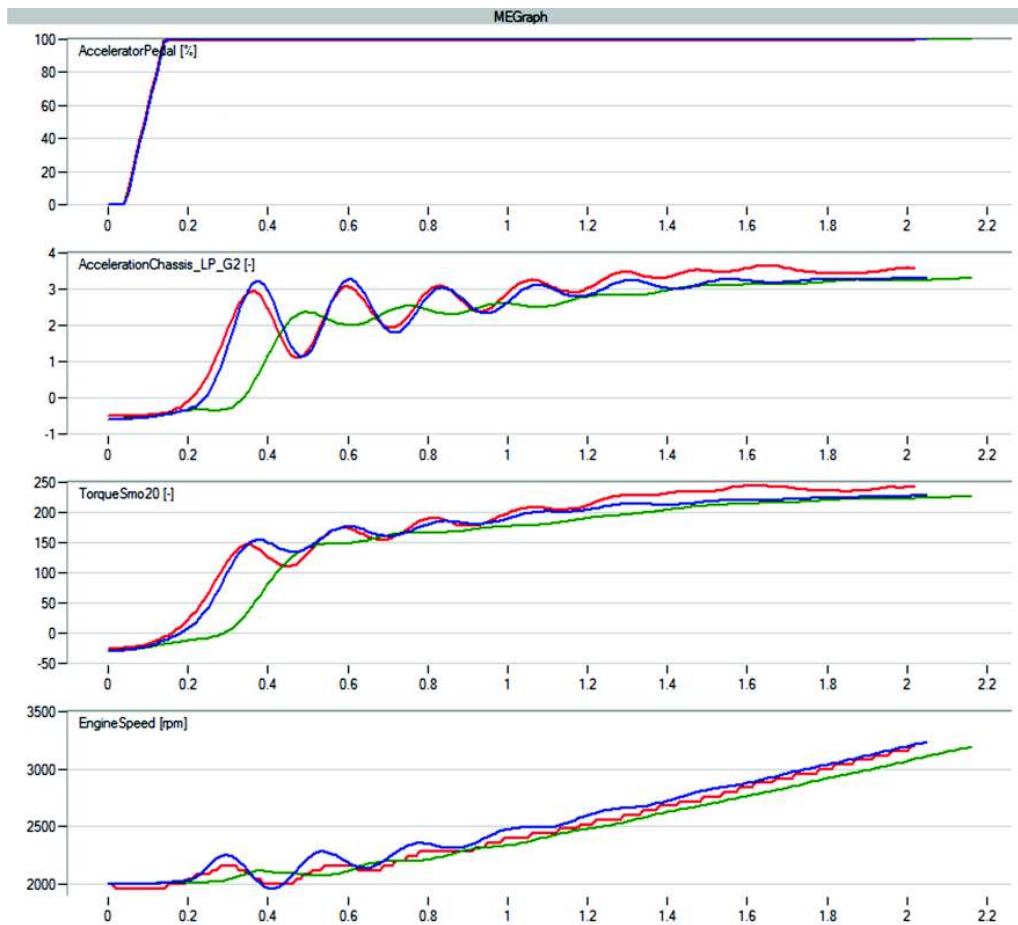


Abbildung 6.10: Offline-Optimierung der Lastschlagdämpfung (rot ... Messung, blau ... Simulation-Mini, grün ... Simulation-Basis)

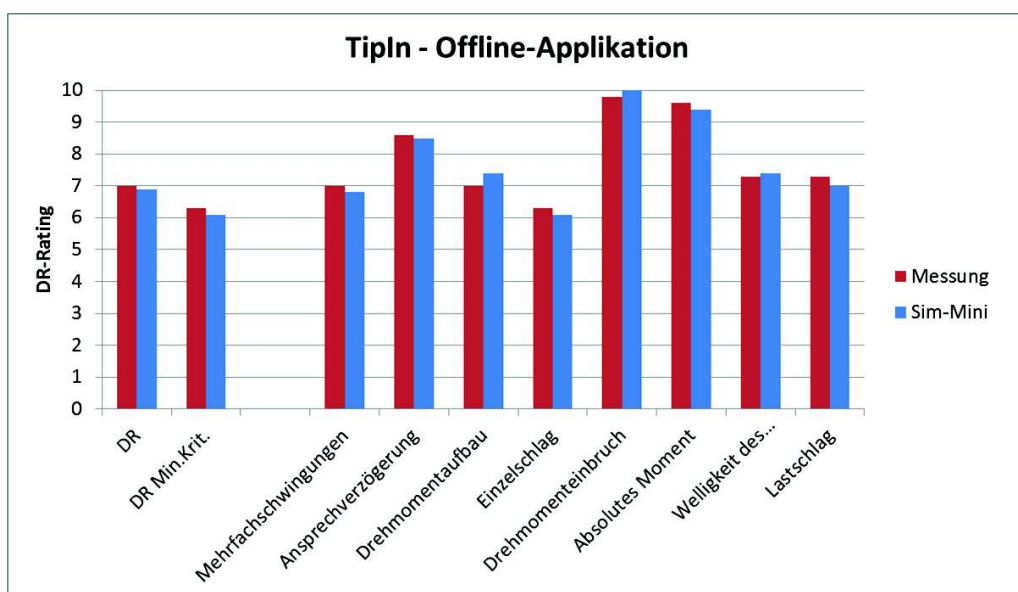


Abbildung 6.11: Offline-Optimierung der Lastschlagdämpfung - DR-Ratings

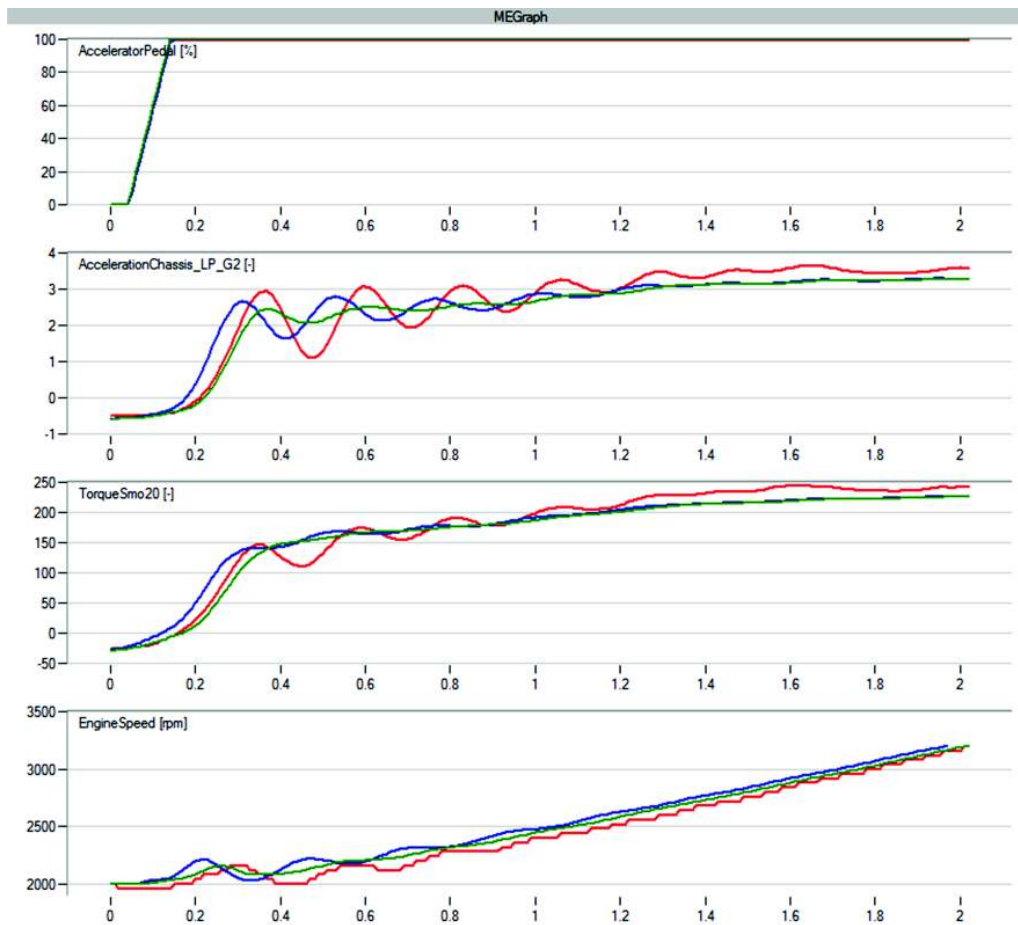


Abbildung 6.12: Offline-Optimierung der Lastschlagdämpfung (rot ... Messung, blau ... Simulation-Sport, grün ... Simulation-Komfort)

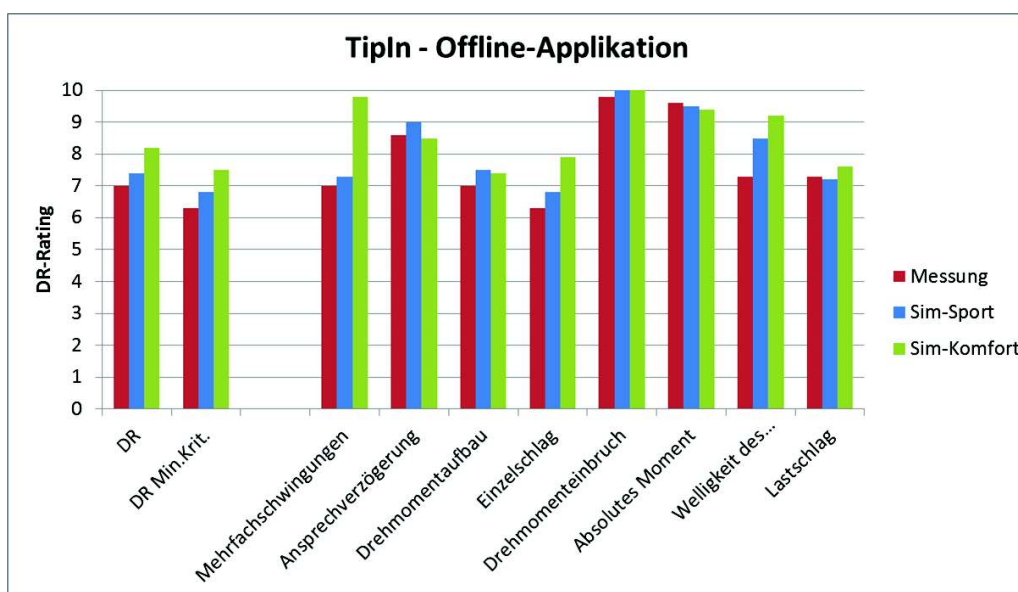


Abbildung 6.13: Offline-Optimierung der Lastschlagdämpfung - DR-Ratings

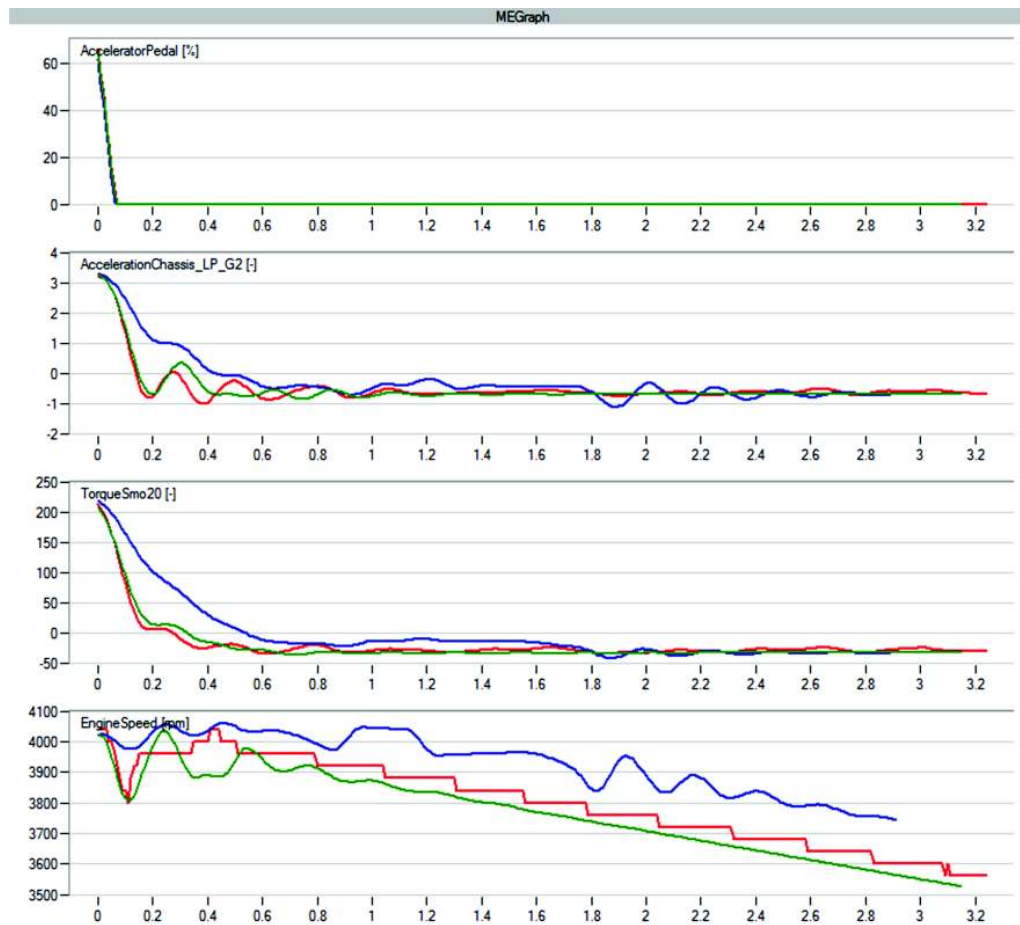


Abbildung 6.14: Offline-Optimierung des Dashpots (rot ...Messung, blau ...Simulation-Komfort, grün ...Simulation-Mini)

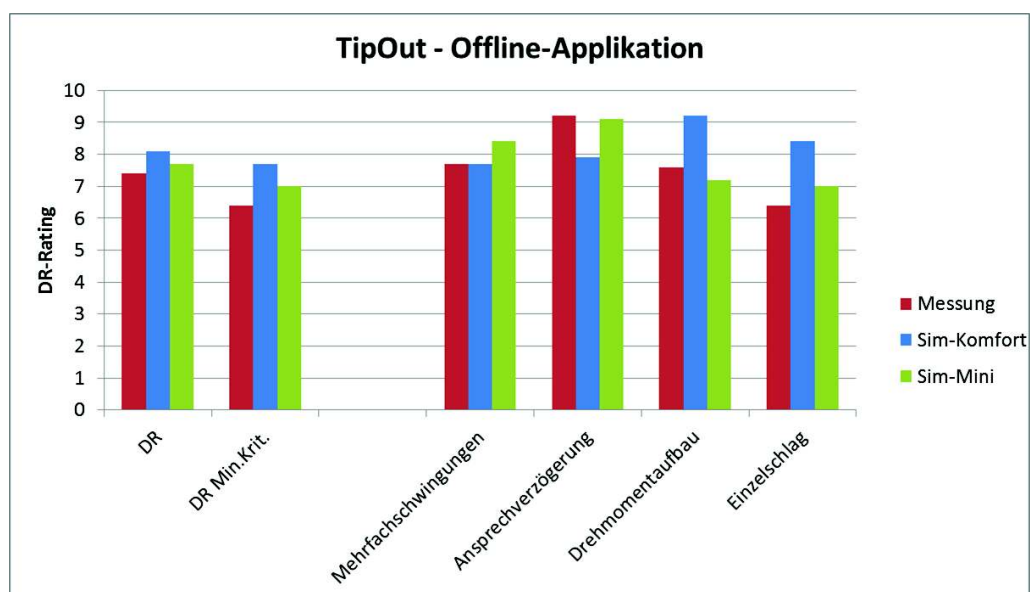


Abbildung 6.15: Offline-Optimierung des Dashpots - DR-Ratings

Anhand der DR-Ratings wurden die Optimierungsergebnisse bewertet und weiterer Abstimmungsbedarf einzelner Teilaspekte abgeleitet. (siehe Abb. 6.16).

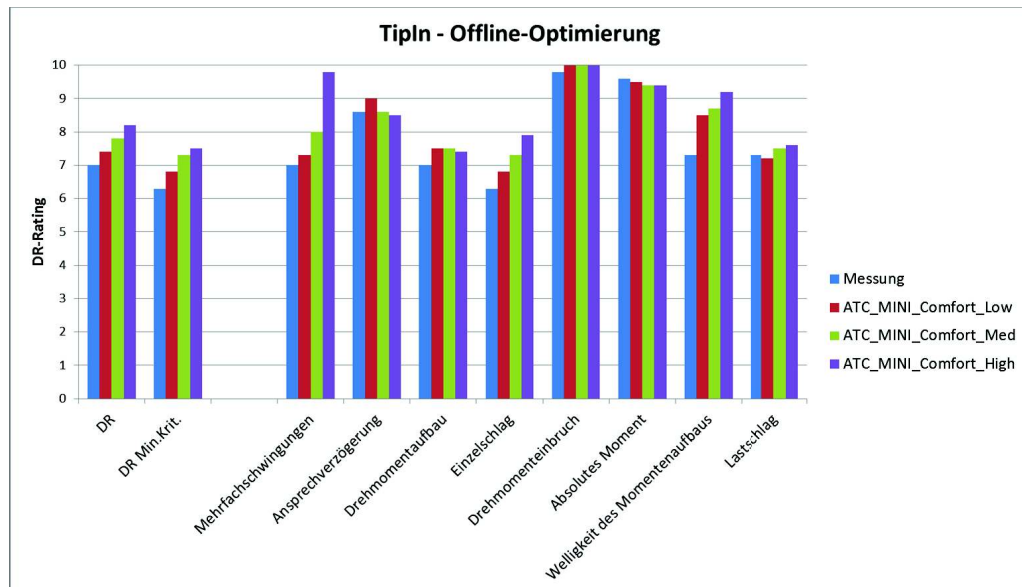


Abbildung 6.16: Optimierung der Fahrverhaltensabstimmung anhand der DRIVE-Ratings ausgehend von einem Basisdatenstand

Eine Ausführliche Ergebnisvalidierung ist derzeit noch ausständig. Eine Aussage über die absolute Simulationsgenauigkeit ist somit auf diesem Wege nicht möglich. In der direkten Offline-Applikation konnte jedoch die Funktionsweise der Modelle überprüft werden. Die Advanced Torque Control mit ihren Komfortfunktionen und Steuerungseigenschaften für das ARES-Motormodell arbeitet demnach erwartungsgemäß. Die Simulation kann die Feinheiten der Fahrdynamik darstellen.

6.3 ATC Offline-Applikation: Bottom-Up

Die Evaluierung der Abbildungsgenauigkeit des Modells musste somit in umgekehrter Richtung erfolgen. Dazu wurde der Datenstand der Mini Cooper S - MED17-ECU in die Modelle der Advanced Torque Control eingelesen. Nach einigen kleineren Anpassungen des Motormodells mit Rücksicht auf die Abstimmung ohne Komforteingriffe konnten die Ergebnisse erstaunlich nahe an die realen Vorgaben angenähert werden (siehe Abb. 6.17 - Die Ergebnisse sind aus Diskretionsgründen nicht anhand der Endabstimmung dargestellt!).

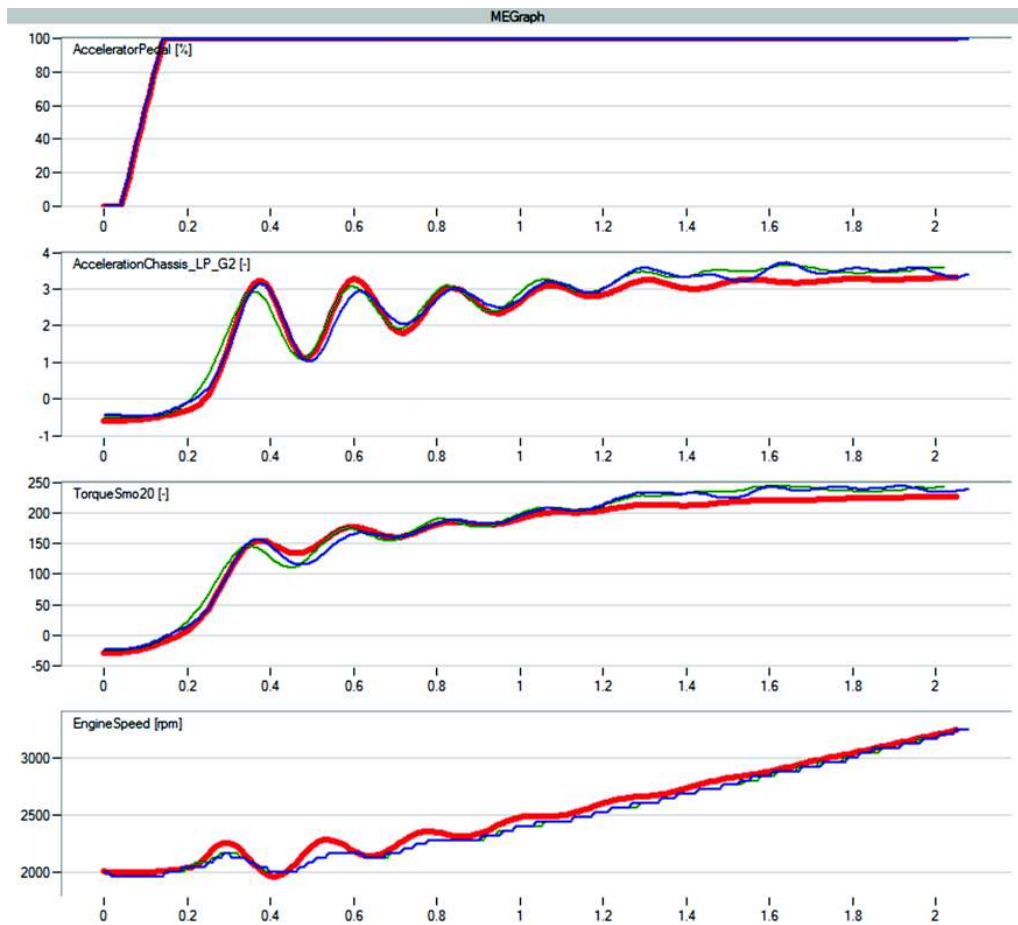


Abbildung 6.17: TipIn mit Komfortfunktionen (Vergleich: blau/grün ... Messung - rot ... Simulation)

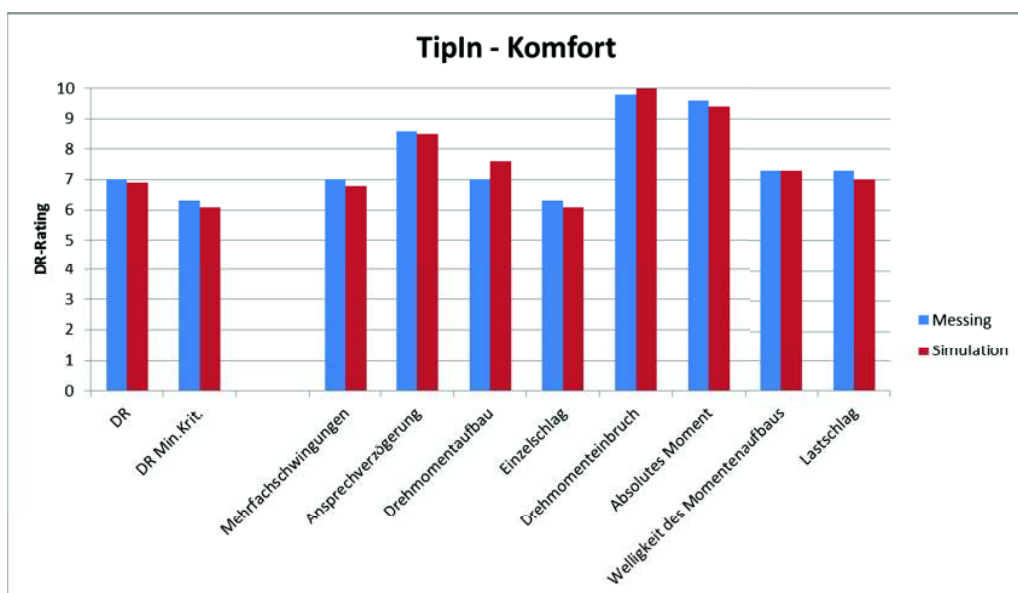


Abbildung 6.18: TipIn mit Komfortfunktionen (Vergleich der DR-Ratings: Messung - Simulation)

7 Zusammenfassung

Zu Beginn der Diplomarbeit war der Weg der Entwicklung nur ansatzweise vorhersehbar. Erste Simulationen mittels bestehenden Modellen wurden mit den Messdaten des Referenzfahrzeugs verglichen um den konkreten Entwicklungsbedarf abzuleiten. Die Analyse führte zur Modellierung einer momentengeführten ECU um dem Bedarf der exakteren Darstellung und Steuerung des Drehmomentaufbaus nachzukommen. Mit der neu entwickelten Regelung des transienten Motormodells ARES konnten zufriedenstellende Ergebnisse in Bezug auf die Anregung erreicht werden. Die neue Softwaremotorsteuerung wurde so konzipiert, dass die der im Mini Cooper S verbauten Bosch ECU - MED17 nachempfundenen Komfortfunktionen integriert werden konnten.

Zum Abgleich des Triebstrangmodells wurde ein spezielles System überlegt um aus den begrenzten Messdaten, die rein das Verhalten des Gesamtsystem widerspiegeln, die spezifischen Eigenschaften der einzelnen Komponenten herauszufiltern.

Durch Parametrierung der Komfortfunktionen wurde in einer manuellen Offline-Optimierung versucht, ausgehend von einem Basis-Applikationsstand die Charakteristik des realen Fahrzeugs und gegebenenfalls sogar eine Verbesserung zu erreichen. Ergebnisvalidierungen anhand des Versuchsfahrzeugs sollen in näherer Zukunft folgen.

7.1 Resultat

Speziell die Ergebnisse aus der Rückwärtsrechnung sind äußerst vielversprechende erste Indikatoren, dass das untersuchte System für die Offline-Optimierung der Fahrverhaltensapplikation geeignet ist. Die Approximation an die reale Lösung ist sehr zufriedenstellend. Doch auch die Erkenntnisse aus dem Versuch der Offline-Applikation zeigen Potential. Das entwickelte Motorsteuerungsmodell kann hoch komplexe Zusammenhänge folgerichtig in der Drehmomentsimulation umsetzen. Zusätzlich bietet die allgemeine, modulare Ausführung die Aussicht auf Anwendung in unterschiedlichsten Gebieten abseits der untersuchten Thematik.

Das Motormodell ARES kann die physikalischen Aspekte gut abbilden und das Triebstrangmodell der Gesamtfahrzeugsimulation VSM lässt sich einwandfrei parametrieren. Mit der Advanced Torque Control ist nun auch die Möglichkeit der

sinnigeren Steuerung gegeben.

Der Fortschritt der technischen Simulation in den letzten Jahren ist enorm. Ergebnisse solcher spezifischer Simulationen lassen sich bereits erstaunlich nahe an die Realität heranführen. Angesichts dieser Tatsache drängt sich die Frage auf, ob die allgemeine Hypothese: *"Die Simulation wird den Versuch nie vollständig ersetzen!"* nicht doch eines Tages dementiert werden muss.

Die Entwicklungskette eines Fahrzeugs in Bezug auf den Antriebsstrang mittels AVL-Tools könnte in näherer Zukunft wie folgt aussehen:

- Konzipierung des Motors durch Prozessrechnung und Ladungswechselsimulation mit AVL BOOST
- Auslegung der Komponenten mittels Mehrkörpersimulation AVL TIMING DRIVE
- Kalkulation der Preprocessing-Daten für AVL ARES, ebenfalls durch AVL BOOST
- Erstellung eines Lastkollektives mittels AVL VSM oder AVL CRUISE
- Wellenberechnung samt TVA (Torsional Vibration Analysis) zur Parametrierung des Advanced Drivetrain Modells in AVL VSM
- Automatisierte Kalibrierung des Motor- und ECU-Modells über den AVL ARES PREPROCESSOR
- Weitere Motor- und Triebstranganalysen mittels VSM in Kombination mit ARES und ATC
- Fahrverhaltensabstimmung mittels VSM, ARES und ATC durch den integrierten Optimizer
- Objektive Evaluierung der Simulationsergebnisse in AVL DRIVE

Selbstverständlich würde dieser Prozess immer noch auf allen Ebenen in direkter Kooperation mit dem Versuch stehen.

Wenn auch die Machbarkeit präziser Fahrdynamiksimulationen in weiten Bereichen bewiesen wurde, konnten nicht alle gesetzten Ziele erreicht werden. Der Umfang der nötigen Modellierung ist groß und um tatsächlich eine Offline-Applizierung der ECU-Fahrverhaltensfunktionen durchführen zu können müssen weitere Bemühungen in Form von Folgeprojekten aufgenommen werden. Andererseits übertrifft das System die Funktionalitätsanforderungen vieler allgemeiner Anwendungen.

Eine der wichtigsten Erkenntnisse war, dass eine konkrete Offline-Fahrdynamikabstimmung nicht ohne dem Wissen eines erfahrenen Applikateurs auskommt, weder in der Versuchsplanung noch in der Parametrierung; selbiges sollte auch für eine in Zukunft denkbare automatisierte Optimierung gelten.

7.2 Ausblick

Die Modelle des ATC-Systems wurden spezifisch an die Funktionalität der Bosch MED17 Motorsteuerung angepasst. Dies diente der Vergleichbarkeit mit dem untersuchten Testfahrzeug. Für allgemeine Anwendungen macht die Parametrierung gemäß einer speziellen ECU keinen Sinn, es sollen Projekte unterschiedlichen Ausmaßes, unabhängig vom untersuchten Fahrzeug realisierbar sein. Daher wird der erste Schritt der Weiterentwicklung die Verallgemeinerung der Funktionen sein. Außerdem sollen die übrigen Funktionen zur allgemeinen Motorsteuerung, die bisher in der Basis-ECU ausgeführt wurden, in die Momentenebene integriert werden, um das Modell ATC zu einer eigenständigen Software-ECU zu entwickeln.

In der internen Anwendung zur Fahrzeugapplikation wird ein System zur Vorgabe des einzustellenden, optimierten Drehmomentverlaufs angestrebt. Dabei sollen stark vereinfachte Modelle zur Drehmomentbegrenzung der Darstellung eines an die Fahrzeugcharakteristik angepassten Beschleunigungsverlaufs dienen. Die Generierung der Zielvorgabe ist dabei unabhängig von der Parameterstruktur der fahrzeugspezifischen Motorsteuerung. Dem Applikateur würde somit die Arbeit im Fahrzeug insofern erleichtert werden, als dass er bei der Kalibrierung der zahlreichen ECU-Parameter nicht mehr auf die Optimierung einzelner Teilaspekte der Fahrdynamik achten müsste; seine Aufgabe würde darin bestehen, über die Regelung die vorgegebene Drehmomentkurve zu reproduzieren. Die Applikation wäre damit auch am HIL-Motorprüfstand denkbar, da die Auswirkung auf das Fahrverhalten bereits in der Offline-Kalkulation berücksichtigt wäre.

Solch ein verallgemeinertes Modell eignet sich aber auch zur unabhängigen Komponentenauslegung. Angefangen beim Motor kann zum Beispiel noch vor Beginn des Fertigungsprozesses die konzipierte Drehmomentbereitstellung in Bezug auf die gewünschte Fahrdynamik evaluiert werden. So kann zum einen eine in späteren Phasen irreversible Untermotorisierung, die eventuell in Teilen des Betriebskennfeldes ein träges Ansprechverhalten verursacht, frühzeitig erkannt werden. Mittels VSM-Simulation kann ermittelt werden ob ein dem Charakter des Fahrzeugs entsprechender Beschleunigungsverlauf aus dynamischer und stationärer Sicht überhaupt realisierbar ist.

Im Zuge dessen ist auch die Überprüfung der weiteren Antriebsstrangkomponenten möglich. Sind potentielle Probleme hinsichtlich des Schwingungsverhaltens einzelner Wellen oder Resonanzen im Gesamtsystem zu erwarten, so kann dies in der Gesamtfahrzeugsimulation aufgezeigt werden. Das Zusammenspiel aus Drehmomentbereitstellung und dessen Entwicklung bis hin zum Rad und der daraus resultierenden Fahrzeugbeschleunigung kann bereits vor Verfügbarkeit von Prototypen getestet werden.

Wie bereits in den ersten Kapiteln der Arbeit angedeutet, spielt auch die Anbindung des Motors in der Karosserie eine wesentliche Rolle für die auf den Fahrzeuginsassen wirkenden Anregungen. Es ist geplant das bestehende VSM-Motorlagermodell hinsichtlich seiner Darstellungsgenauigkeit, bezogen auf die durch das Motorstütz-

moment eingeleiteten Ruckbewegungen in das Chassis, zu prüfen.

Bei Bedarf wird es nach wie vor die Option geben spezielle Regelungsfunktionen zu implementieren. Innerhalb der Momentenstruktur sind klare Schnittstellen definiert um jegliche Art von Komfortfunktionen, aber auch andere Eingriffe zwischen Fahrerwunsch und den Laststellgliedern zu schalten. Modellexterne, simulierte Fahrzeugmessgrößen können beliebig in der Interface-Ebene des ATC-Systems abgerufen werden. Somit ist die Steuerung keinesfalls auf längsdynamische Effekte beschränkt; demnach können beispielsweise auch Fahrstabilitätsregler oder, mit Tendenz in Richtung Rennsportanwendungen, eine Traktionskontrolle realisiert werden. Ein weiterer Schritt wäre die Lastkontrolle bei Gangwechselmanövern; ein weiteres essentielles Fahrmanöver in der Fahrbarkeitsregelung.

In der heutigen Zeit sind Hybridsysteme sowie unterschiedlichste Energierückgewinnungsmethoden stark im Kommen. Die kombinierte Steuerung mehrerer Antriebseinheiten, die gegebenenfalls auch invers als Generator betrieben werden können, ist höchst komplex. Gerade hier kommt es zu erhöhtem Bedarf an geeigneten Simulationstools. Wie im ATC-Modell bereits im Bereich der Füllungssteuerung über Drosselklappe und Turbolader-Wastegate, kann eine Teilung des angestrebten Drehmoments auch auf ein Multi-Antriebssystem umgelegt werden. Dazu wäre eine Teilsystem-Wirkungsgradrechnung denkbar, um den kombinierten Einsatz von Systemen wie Abgasenergieerückgewinnern gegenüber füllungsoptimierenden Systemen wie einem Turbolader, einem Kompressor und einer variablen Ventilsteuerung an der Verbrennungskraftmaschine, im Zusammenspiel mit einem elektrischen Zusatzantrieb betriebszustandsabhängig zu koordinieren.

Im Zusammenhang mit den soeben genannten Aspekten wird ein weiterer Einsatzbereich des Modells ersichtlich, die ECU-Funktionsentwicklung. Neue Regelungssysteme könnten mittels Simulation getestet werden. Hierbei könnte, unproblematisch im Vergleich zu Funktionstests an realen Fahrzeug-Prototypen, zusätzlicher Entwicklungsbedarf oder die generelle Eignung der Software aufgezeigt werden.

Wie man sieht gibt es zahlreiche Ideen zu Projektfortführungen, die teilweise bereits kurz vor der Umsetzung stehen. Die Tatsache, dass das Modell mit unterschiedlichsten weiteren Softwareprodukten kombinierbar ist sorgt für weitere Vielfalt. Die direkte Analysemöglichkeit der gegebenenfalls sogar automatisch optimierten Simulationsergebnisse mittels DRIVE und dessen objektiven Bewertungsalgorithmus macht das System besonders interessant.

Abschließend sei zu erwähnen, dass sich die Projektarbeit im Zuge der Ausführung in eine sehr spezifische, unvorhersehbare Richtung entwickelte. Angesichts der umfangreichen, eben genannten Potentiale, die sich aus dem Resultat ergeben, kann man dennoch von einem großen Erfolg sprechen. Bereits jetzt ist abzusehen, dass es hierbei nicht bei einer einmaligen Machbarkeitsstudie bleibt; die Firma AVL kann aus dem entstandenen Modell großen Nutzen ziehen indem unterschiedlichste Abwandlungen davon in Kundenprojekten eingesetzt werden. Die hochwertige Simulations-Produktpalette des Unternehmens wird um eine innovative Lösung erweitert und die Vorreiterrolle am Markt bestätigt.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schema Gesamtfahrzeugsimulationsmodell [1]	1
2.1	Gasdruckverlauf über Kurbelwinkel (Yamaha-R6)	6
2.2	p - V -Diagramm [1]	7
2.3	Triebwerkskräfte und Drehmoment [4]	11
2.4	Zeitlicher Verlauf von Drehmoment und Drehzahl eines Reihe 4-Zylinder Motors (1500 rpm)	12
2.5	Reaktionsmoment [3]	13
2.6	Antriebsstrang als Zweimassenschwinger [3]	14
2.7	Schwingungen im Antriebsstrang	15
2.8	Signalverarbeitung im Steuergerät [7]	16
2.9	Vernetzte Fahrzeugfunktionen und Regelkreise [6]	16
2.10	Drehmomentbasierte Funktionsstruktur [6]	17
2.11	EGAS-System [7]	19
2.12	Innermotorische Einflussparameter auf das Drehmoment	20
2.13	Brennverlauf und umgesetzte Brennstoffenergie [1]	22
2.14	Gleichraumprozess und reale Verbrennung im p - V -Diagramm [1]	22
2.15	Zündwinkelwirkungsgradkennlinie [8]	23
2.16	Drehmomentregler	24
2.17	Einfaches Modell zur Drehmomentrechnung [9]	25
2.18	Vorwärts- und Rückwärtspfad des Drehmomentenmodells [10]	26
2.19	Saugrohrfüllungsmodell [10]	27
2.20	Vorwärts- und Rückwärts-Luftmassenpfad [3]	28
2.21	Pedalkennfeld	29
2.22	Dynamische Fahrerwunschskalierung	30
2.23	Anordnung von Lastschlagdämpfung und Antiruckelfunktion in der Momentenstruktur [3]	31
2.24	Bereiche der Lastwechselbegrenzung - TipIn	32
2.25	Differenzdrehzahlberechnung in der Antiruckelfunktion [3]	33
2.26	Triggerung der Antiruckelfunktion	34
3.1	Kategorisierung von Fahrzeugen über Dynamik und Komfort [12]	36
3.2	Phasen der Fahrzeugentwicklung [13]	38
3.3	VSM Subsysteme	41
3.4	VSM - Parametrieroberfläche des Motormodells [21]	42

3.5	Annäherung eines transienten Drehmomentverhaltens über die Turbolader-Charakteristik [21]	42
3.6	VSM Advanced Drivetrain - Parametrierungsübersicht [21]	43
3.7	Einfaches Modell eines Frontantriebs [11]	44
3.8	VSM Parameter Optimization [21]	45
3.9	Schematische Darstellung des Datenflusses am Beispiel eines ARES-Dieselmotor-Modells [25]	46
3.10	ARES-Preprocessor [24]	47
3.11	ARES Thermodynamik-Modell [24]	48
3.12	ARES Ansaugtraktmodell mit Visualisierung in der Stand-Alone-Simulation [24]	49
3.13	ARES ECU-Modell	50
3.14	ARES - Simulierte Ansprechverzögerung eines Temperatursensors	51
3.15	AVL-DRIVE Messsystem [22]	52
3.16	AVL-DRIVE Bewertungsschema [22]	53
3.17	AVL-DRIVE Strukturierte Bewertung des Gesamtfahrverhaltens [22]	53
3.18	AVL-DriCon Systemschema	57
3.19	Drehmoment und Leistung des Mini Cooper S	58
4.1	Hauptebene der Advanced Torque Control	60
4.2	Überführung des Fahrpedalwertes in einen Drehmomentwunsch	62
4.3	Aufbau der Drehmomentenebene	63
4.4	Saugrohrfüllungsmodell der Advanced Torque Control	64
4.5	Begrenzende Zündwinkelmomente	66
4.6	Verlustmomentkompensation in der Advanced Torque Control	66
4.7	Rückwärtspfad des Saugrohrmodells	67
4.8	Modellbasierte Ladedruckregelung [10]	68
4.9	Zündwinkelberechnung	69
4.10	Drehmomente und Filter-Outputs bei TipIn	70
4.11	Eingängen und Ausgängen der modularen Advanced Torque Control	72
4.12	Schaltungen der ATC-Steuerung in der Basis-ECU	72
4.13	DriCon-Intervention zur Pedalwertgenerierung	74
4.14	DriCon-Modell	74
5.1	Ausführliches Antriebsstrangmodell von Motor bis Fahrzeug [5]	76
5.2	Modell eines Einmassenschingers [5]	77
5.3	Reduktion der Trägheiten [5]	77
5.4	Reduktion der Federsteifigkeiten [5]	78
5.5	Gegenüberstellung des Fahrzeugbeschleunigungssignals eines TipIn-Manövers aus Messung (blau) und Simulation (rot) mit unterschiedlichem Ansprechverhalten (Manöverinitialisierung zeitgleich bei Sekunde 0)	81
5.6	Gegenüberstellung der Fahrzeugbeschleunigung eines TipIn-Manövers aus Messung (blau) und Simulation (rot) in spektraler Form - System-Eigenfrequenz bei $3,3Hz$	81
5.7	Anpassung der stationären Vollast - Drehmoment/Leistung	83

5.8	Simulationszyklus für TipIn und TipOut (Pedal und Drehzahl)	85
6.1	Triebstranganregung beim TipIn/TipOut - Simulation mit stationärem Motorkennfeld	89
6.2	Triebstranganregung beim TipIn/TipOut - Simulation mit transientem Motormodell ARES	89
6.3	TipIn/TipOut - Drehmomentsteuerung mit der Advanced Torque Control	90
6.4	TipIn/TipOut mit Lastschladämpfung und Antiruckelfunktion	90
6.5	TipIn/TipOut (1000rpm) - Mangelhafte Abstimmung der Antiruckelfunktion	91
6.6	TipIn/TipOut (4500rpm) - Übermäßige Dashpot-Filterung	92
6.7	TipOut ohne Komfortfunktionen (Vergleich: blau ... Messung - rot ... Simulation)	93
6.8	TipOut ohne Komfortfunktionen (Vergleich der DR-Ratings: Messung - Simulation)	93
6.9	TipIn ohne Komfortfunktionen (Vergleich der DR-Ratings: Messung - Simulation)	94
6.10	Offline-Optimierung der Lastschlagdämpfung (rot ... Messung, blau ... Simulation-Mini, grün ... Simulation-Basis)	96
6.11	Offline-Optimierung der Lastschlagdämpfung - DR-Ratings	96
6.12	Offline-Optimierung der Lastschlagdämpfung (rot ... Messung, blau ... Simulation-Sport, grün ... Simulation-Komfort)	97
6.13	Offline-Optimierung der Lastschlagdämpfung - DR-Ratings	97
6.14	Offline-Optimierung des Dashpots (rot ... Messung, blau ... Simulation-Komfort, grün ... Simulation-Mini)	98
6.15	Offline-Optimierung des Dashpots - DR-Ratings	98
6.16	Optimierung der Fahrverhaltensabstimmung anhand der DRIVE-Ratings ausgehend von einem Basisdatenstand	99
6.17	TipIn mit Komfortfunktionen (Vergleich: blau/grün ... Messung - rot ... Simulation)	100
6.18	TipIn mit Komfortfunktionen (Vergleich der DR-Ratings: Messung - Simulation)	100

Tabellenverzeichnis

3.1	Bewertungskriterien - TipIn (Teil 1) [23]	55
3.2	Bewertungskriterien - TipIn (Teil 2) [23]	56
3.3	Bewertungskriterien - TipOut [23]	56
4.1	Annahmen für die Berechnung unterschiedlicher Drehmomentgrößen .	65
5.1	Variationsparameter der schrittweisen Triebstrang-Modellabstimmung	80

Literaturverzeichnis

- [1] Rudolf Pischinger, Manfred Klell, Theodor Sams: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 3. Aufl. Wien: Springer, 2009. - ISBN 978-3-211-99276-0
- [2] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch. 24. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2002. - ISBN 3-528-13876-9
- [3] Richard van Basshuysen / Fred Schäfer (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2005. - ISBN 3-528-23933-6
- [4] Helmut Eichlseder: Kolbenmaschinen, Vorlesungsmanuskript, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 1999/2000.
- [5] Robert Fischer, Gunter Jürgens, Ferit Küçükay, Rolf Najork, Burkhard Pollak: Das Getriebebuch. Wien: Springer, 2012. - ISBN 978-3-7091-0876-5
- [6] Helmut Eichlseder, Manfred Klütting, Walter F. Piock: Grundlagen und Technologien des Ottomotors. Wien: Springer, 2008. - ISBN 978-3-211-25774-6
- [7] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Ottomotoren-Management. 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2005. - ISBN 3-8348-0037-6
- [8] Rolf Isermann [Hrsg.]: Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren. Berlin: Springer, 2003. - ISBN 3-540-44286-3
- [9] Stefan Unland, Harald Stuhler, Axel Stuber: Neue effiziente Applikationsverfahren für die physikalisch basierte Motorsteuerung ME7. Publikation, MTZ Motorentechische Zeitschrift: 1998. - 59(1998)11
- [10] Henning Wallentowitz, Konrad Reif (Hrsg.): Handbuch Kraftfahrzeugelektronik - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2006. - ISBN 978-3-528-03971-4
- [11] Dieter Schramm, Manfred Hiller, Roberto Bardini: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. 3. Aufl. Berlin Heidelberg: Springer, 2010. - ISBN 978-3-540-89313-4
- [12] Helmut List: Künftige Antriebssysteme im rasch veränderlichen globalen Umfeld. Publikation - AVL List GmbH, Wiener Motorensymposium: 2009.

-
- [13] Bernhard Hohlfeld: Embedded Software-Engineering im Bereich Automotive, Vorlesungsunterlagen, Fakultät Informatik, Technische Universität Dresden, 2011.
 - [14] Patentanmeldung DE19631699A1: Verfahren zur Erfassung der Position eines beweglichen Teiles und eine Positionserfassungseinrichtung. Angemeldet am 06.08.1996, veröffentlicht am 12.02.1998, Anmelder: Mannesmann VDO AG, Erfinder: Peter Köppler, Uwe Clemen
 - [15] Patentanmeldung DE102005059436A1: Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine. Angemeldet am 13.12.2005, veröffentlicht am 14.06.2007, Anmelder: Robert Bosch GmbH, Erfinder: Ernst Wild
 - [16] Patentanmeldung EP1752639: Verfahren zur Fahrerwunschskalierung. Angemeldet am 26.07.2006, veröffentlicht am 14.02.2007, Anmelder: Siemens AG, Erfinder: Johannes Feder, Fernando Guillen Castillo
 - [17] Patentanmeldung DE102005011027A1: Verfahren und Vorrichtung zum Betreiben einer Brennkraftmaschine. Angemeldet am 08.03.2005, veröffentlicht am 14.09.2006, Anmelder: Robert Bosch GmbH, Erfinder: Dirk Hartmann, Henri Barbier, Huiping Li
 - [18] Patentanmeldung DE19905604A1: Verfahren und Vorrichtung zur Dämpfung von ruckartigen Fahrzeugbewegungen. Angemeldet am 11.02.1999, veröffentlicht am 17.08.2000, Anmelder: Robert Bosch GmbH, Erfinder: Klaus Ries-Mueller
 - [19] Patentanmeldung DE10315410A1: Verfahren zum Betreiben eines Verbrennungsmotors mit einer Drehmomentüberwachung. Angemeldet am 04.04.2003, veröffentlicht am 14.10.2004, Anmelder: Robert Bosch GmbH, Erfinder: Gerit Edler Von Schwertführer
 - [20] Patentanmeldung DE102005062123A1: Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine eines Kraftfahrzeugs. Angemeldet am 23.12.2005, veröffentlicht am 28.06.2007, Anmelder: Robert Bosch GmbH, Erfinder: Jung Olaf, Jörg Fischer
 - [21] AVL: AVL-VSM Offline V3.581 User Manual. 2012, www.avl.com
 - [22] AVL: AVL-DRIVE V3.4.0 Product Guide. 2011 - AT2046E, Rev. 22, www.avl.com
 - [23] AVL: AVL-DRIVE V3.4.0 Function Description - Manual Transmission. 2011 - Rev. 16, www.avl.com
 - [24] AVL: ARES-MOBEO V1.0 User Guide. 2012, www.avl.com
 - [25] AVL: ARES Engine Model V1.0 User Manual. 2006, www.avl.com