
**Nichtlineare modellprädiktive Regelung von
Mild-Hybridantrieben mit elektrischer Zusatzaufladung**

Philip Griefnow

Nichtlineare modellprädiktive Regelung von Mild-Hybridantrieben mit elektrischer Zusatzaufladung

Nonlinear Model Predictive Control of Mild Hybrid Powertrains with Electric Supercharging

Von der Fakultät für Maschinenwesen
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Philip Griefnow

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jakob Lukas Andert
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Abel

Tag der mündlichen Prüfung: 9. Juli 2021

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Vorwort

Die vorliegende Dissertation ist im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter bei dem Lehr- und Forschungsgebiet Mechatronik in mobilen Antrieben der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen entstanden. Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jakob Andert für die Betreuung meiner Arbeit, die kompetente Unterstützung und das exzellente Forschungsumfeld. Ebenso danke ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Abel sehr herzlich für die Übernahme des Korreferates und sein damit verbundenes Interesse an meiner Arbeit. In gleichem Maße möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schröder für die Übernahme des Prüfungsvoritzes bedanken.

Ein außerordentlicher Dank gilt auch den Kollegen des Lehr- und Forschungsgebiets Mechatronik in mobilen Antrieben, des Lehrstuhls für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme sowie den Mitarbeitern der FEV Europe GmbH. Der rege fachliche Austausch, die interdisziplinäre Zusammenarbeit im Rahmen der Forschung und die enge Kooperation in der 48V-Entwicklung haben einen entscheidenden Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet. An dieser Stelle möchte ich insbesondere Herrn Dr.-Ing. Serge Klein, Frau Dr.-Ing. Feihong Xia, Herrn Michael Engels M.Sc., Herrn Phillip Stoffel M.Sc., Herrn Moritz Jakoby M.Sc., Herrn Sami Al Salk B.Sc. und Herrn Dejan Jolovic B.Sc. hervorheben. Des Weiteren möchte ich den Herren Robyn Zielewicz, Hermann Hamm, Marcel Gödecke, Thomas Mayer, Tobias Breuer, Konstantin Sasse sowie Frau Louisa Nagel für die Unterstützung im Rahmen ihrer Abschlussarbeiten und studentischen Hilfstätigkeiten ausdrücklich danken.

Der größte Dank gilt meiner Frau Jana und meinem Sohn Mattheo, die diese Arbeit mit ihrer Rücksicht, ihrem Verständnis und ihrer täglichen Unterstützung überhaupt erst möglich gemacht haben. Vielen Dank! Ebenso sehr danke ich meinen Eltern Jutta und Dietmar sowie meinem Bruder Christopher für die familiäre Unterstützung in dieser Zeit. Ein weiterer Dank gilt meinen engsten Freunden, die mich auch in diesem arbeitsintensiven Lebensabschnitt stets begleitet haben.

Kurzfassung

Im Umfeld einer stark zunehmenden 48V-Elektrifizierung greift die vorliegende Arbeit die besonderen Herausforderungen für das Antriebsmanagement von 48V-Mild-Hybrid-Antrieben mit einer elektrischen Zusatzaufladung auf und stellt ein modellprädiktives Regelungskonzept vor, das in der Lage ist, das Ansprechverhalten und den Kraftstoffverbrauch gegenüber heuristischen Verfahren nach Stand der Technik zu verbessern.

48V-Mild-Hybrid-Antriebe mit einem elektrifizierten Luftpfad zeichnen sich durch eine starke Interaktion zwischen Antrieb und elektrischem System aus, die sich maßgeblich auf die Freiheitsgrade und Komplexität des Antriebsmanagements auswirkt. Nicht zuletzt wegen der zunehmenden 48V-Elektrifizierung in den diversen Fahrzeugdomänen sowie einer begrenzten elektrischen Energie und Leistungsfähigkeit ist eine intelligente Energie- und Leistungsverteilung entscheidend, um die begrenzten Ressourcen konkurrenzfähig ausgelegter 48V-Systeme bestmöglich einzusetzen.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte modellprädiktive Antriebsmanagement ermöglicht eine optimierungsbasierte Regelung des Riemenstartergenerators sowie des elektrifizierten Luftpfads über die Stellglieder der Drosselklappe, des Wastegates und des elektrischen Verdichters. Es basiert auf einer nichtlinearen modellprädiktiven Regelung (englisch: Nonlinear Model Predictive Control, NMPC), die neben dem Antriebsmoment den Energieverbrauch unter Berücksichtigung des Batterieladezustands optimiert. Schwerpunkt der Arbeit bildet die Konzeption, Entwicklung und simulative Untersuchung des optimierungsbasierten Regelungskonzeptes. Fokus der Untersuchung ist neben einer Analyse des Reglerverhaltens in exemplarischen Fahrsituationen, die Bewertung des Ansprechverhaltens und Kraftstoffverbrauchs in dynamischen Fahrzyklussimulationen.

Die implementierte NMPC basiert auf einem nichtlinearen Differential-Algebraischen Gleichungssystem zur Beschreibung der Systemdynamik. Das dynamische Optimierungsproblem wird über ein Multiple-Shooting-Verfahren diskretisiert und über eine sequentielle quadratische Programmierung (SQP) mit einem generalisierten Gauss-Newton-Verfahren gelöst. Die Implementierung erfolgt über die MATLAB-basierte Softwareumgebung ACADO (englisch: Automatic Control And Dynamic Optimization). Mit einer Zeitschrittweite von 40 ms und einem Prädiktionshorizont von 720 ms kann die NMPC in Verbindung mit einer Begrenzung der SQP-Iterationen auf dem PC echtzeitfähig implementiert werden. Die Regelung ist in der Lage die Antriebsfreiheitsgrade über den gesamten Betriebsbereich auch unter hohem Störgrößeneinfluss stabil zu regeln. Sie ermöglicht darüber hinaus einen zielgerichteten und Kraftstoffverbrauch senkenden Einsatz des 48V-Systems ohne die Fahrdynamik nachteilig zu beeinflussen. In dem vorgestellten Antriebskonzept können unter idealen Voraussetzungen Verbrauchseinsparungen von bis zu 10,3 % im Realfahrzyklus gegenüber einem regelbasierten Antriebsmanagement nach Stand der Technik erzielt werden. Prinzipiell steigt das Potential mit zunehmender Kenntnis über den zukünftigen Fahrverlauf und abnehmendem Fahrereinfluss. Die Gewichtung der NMPC ermöglicht indessen eine Verschiebung zwischen effizientem und dynamischem Fahrverhalten.

Insgesamt stellt das vorgestellte modellprädiktive Antriebsmanagement eine aussichtsreiche Methode dar, Hybridantriebe mit elektrifizierten Aufladungskonzepten im Hinblick auf die Fahrdynamik und den Kraftstoffverbrauch effektiv zu regeln. Da es im Gegensatz zu heuristischen Verfahren ohne anwendungs- und situationsspezifische Regelwerke auskommt, lässt sich der Ansatz auf gleichartige Antriebskonzepte übertragen und ist somit geeignet den Entwicklungs-, Anpassungs- und Kalibrierungsaufwand perspektivisch zu verringern.

Abstract

In the context of a strongly increasing 48V electrification this thesis takes up the special challenges of the powertrain management of 48V mild hybrid powertrains with electric supercharging and presents a model predictive control concept, which is able to improve the response behaviour and the fuel consumption compared to state-of-the-art heuristic approaches.

48V mild hybrid powertrains with an electrified air path are characterized by a strong interaction between the powertrain and the electrical system. This has significant impact on the degrees of freedom and the complexity of powertrain management. In addition, increasing 48V electrification in the various vehicle domains as well as limited electrical energy and power are further reasons for the importance of an intelligent energy and power management, which makes the best possible use of the limited resources of cost efficiently designed 48V systems.

The model predictive powertrain management developed in this work enables an optimization-based control of the belt starter generator as well as the electrified air path via the actuators of the throttle valve, the waste gate and the electric supercharger. It is based on a nonlinear model predictive control (NMPC), which optimizes the drive torque and energy consumption taking into account the battery state of charge. The focus of the work is the conception, development and simulative investigation of the optimization-based control concept. The investigations concentrate on the one hand on the analysis of the controller behaviour in exemplary driving situations and on the other hand on the evaluation of the response behaviour and fuel consumption in dynamic driving cycle simulations.

The implemented NMPC is based on a nonlinear differential algebraic equation system to describe the system dynamics. The continuous time optimal control problem is discretized through multiple shooting and solved by sequential quadratic programming (SQP) with a generalized Gauss-Newton method. The implementation is done via the MATLAB-based toolkit ACADO (Automatic Control And Dynamic Optimization). With a discretization time of 40 ms and a prediction horizon of 720 ms the NMPC can be implemented in real-time on the PC in combination with a limitation of the SQP iterations. The controller is able to robustly control the powertrain's degrees of freedom over the entire operating range, even under the influence of high disturbances. Furthermore, it enables a targeted and fuel saving use of the 48V system without negatively influencing the driving dynamics. Under ideal conditions, the presented NMPC can achieve fuel savings of up to 10.3% in a real world driving cycle compared to a state-of-the-art rule based powertrain management. In principle, the potential increases with increasing knowledge about the future driving demand and decreasing driver influence. The weighting of the NMPC allows a calibration between efficient and dynamic driving behaviour.

Overall, the NMPC powertrain management represents a promising method of effectively controlling hybrid powertrains with an electrified air path with regard to driving dynamics and fuel consumption. Since, in contrast to heuristic methods, it does not require application and situation specific sets of rules, the approach can be transferred to similar powertrain concepts and is thus suitable for reducing the development, adaptation and calibration effort in the future.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	V
Tabellenverzeichnis	VII
Abkürzungsverzeichnis	IX
Symbolverzeichnis	XI
1. Einleitung	1
1.1. Hintergrund	1
1.2. Motivation und Zielsetzung	1
1.3. Aufbau und Inhalt der Arbeit	3
1.4. Publikationen und Patente	3
2. Grundlagen und Stand der Technik	5
2.1. Hybridisierung	5
2.1.1. Hybridisierungsgrad	5
2.1.2. Parallele Hybridarchitekturen	7
2.2. 48V-Elektrifizierung	8
2.2.1. 48V-Bordnetz	8
2.2.2. 48V-Technologien in der Serie und Vorentwicklung	9
2.2.3. Elektrisch unterstützte Aufladung	10
2.2.4. 48V-Mild-Hybrid mit elektrischer Zusatzauladung	12
2.3. Modellprädiktive Regelung	18
2.3.1. Nomenklatur	18
2.3.2. Struktur und Prinzip der modellprädiktiven Regelung	19
2.3.3. Nichtlineare modellprädiktive Regelung	21
2.4. Simulationsbasierte Entwicklung	26
2.4.1. Model-in-the-Loop	26
2.4.2. Modellierungsgüte	27
2.5. Energiemanagement von 48V-Mild-Hybrid-Fahrzeugen	27
2.5.1. Definition und Bereiche des Energiemanagements	28
2.5.2. Klassifikation von Antriebsmanagementstrategien	29
2.5.3. Herausforderungen für 48V-Mild-Hybrid-Antriebe	31
2.5.4. Stand der Technik von Antriebsmanagementstrategien	33
2.5.5. Einordnung und Positionierung dieser Arbeit	38
3. Simulationsumgebung	39
3.1. Co-Simulation	39
3.2. Fahrzeugdynamik-, Umgebungs-, und Fahrermodell	41
3.3. Fahrmanöver	41
3.3.1. Volllastbeschleunigungen	41
3.3.2. Fahrzyklen	41
3.4. Referenzfahrzeug	42
3.5. Triebstrang	42
3.6. 48V-Mild-Hybrid-Antrieb	43
3.6.1. 48V/12V-Bordnetz	44
3.6.2. Batterien	44

3.6.3. Gleichspannungswandler	49
3.6.4. 12V-Lastmodell	50
3.6.5. Riemenstartergenerator	50
3.6.6. Elektrischer Verdichter	52
3.6.7. Verbrennungsmotor	54
4. Regelbasiertes Antriebsmanagement	59
4.1. Vollastbeschleunigungen	59
4.1.1. Analyse des Ansprechverhaltens	59
4.1.2. Analyse der Effizienz	61
4.2. Fahrzyklen	63
5. Modellprädiktives Antriebsmanagement	65
5.1. Regelungskonzept	65
5.2. Prozessmodellierung	66
5.2.1. Massenbilanz	68
5.2.2. Luftmassenstrom	68
5.2.3. Kraftstoffmassenstrom	69
5.2.4. Drosselgleichung	69
5.2.5. Abgasturbolader	70
5.2.6. Elektrischer Verdichter	75
5.2.7. Drosselklappe	76
5.2.8. Verbrennungsmotorisches Drehmoment	78
5.2.9. Riemenstartergenerator	80
5.2.10. 48V-Batterie	81
5.2.11. Fahrzeuglängsdynamik	81
5.3. Entwicklung der NMPC	83
5.3.1. Prozessmodell	83
5.3.2. Validierung des Prozessmodells	83
5.3.3. Optimierungsproblem	85
5.3.4. Referenz- und Parametertrajektorien	87
5.3.5. Implementierung und Parametrierung in ACADO	88
5.4. Analyse des modellprädiktiven Antriebsmanagements	90
5.4.1. Zeitschrittweite und Prädiktionshorizont	90
5.4.2. Gewichtung der Kostenfunktion	91
5.4.3. Verhalten der NMPC in exemplarischen Fahrsituationen	92
5.5. Vergleich der Antriebsmanagementstrategien	94
5.6. Maßnahmen zur Verringerung der Rechenzeit	97
5.6.1. Komplexität des Prozessmodells	98
5.6.2. OCP und Parameter der NMPC	98
6. Zusammenfassung und Ausblick	99
6.1. Zusammenfassung	99
6.2. Ausblick	100
A. Anhang	101
A.1. Demonstratorfahrzeug	101
A.2. Simulationsbasierte Entwicklung	101
A.2.1. Terminologie	101
A.2.2. Frontloading	102
A.2.3. V-Modell	103
A.2.4. Testverfahren	104
A.2.5. Metriken zur Bewertung der Modellierungsgüte	105
A.3. Co-Simulation	106
A.3.1. Fahrzyklen	106

A.3.2. Doppelkupplungsgetriebe	107
A.3.3. Bordnetzkomponenten	108
A.3.4. 12V-Batteriemodell	108
A.3.5. Validierung des 48V-Batteriemodells	109
A.3.6. Validierung des DC/DC-Wandler-Modells	110
A.3.7. Validierung des Riemenstartergenerator-Modells	111
A.3.8. Thermisches Netzwerk des elektrischen Verdichters	112
A.3.9. Technische Daten des Abgasturboladers und elektrischen Verdichters .	112
A.3.10. GT-POWER [®] Verbrennungsmotormodell	113
A.4. Regelbasiertes Antriebsmanagement	113
A.4.1. Bilanzierung der Antriebseffizienz	113
A.4.2. Betriebslinien bei Vollastbeschleunigungen	114
A.4.3. Fahrzyklussimulationen	114
A.5. Modellprädiktives Antriebsmanagement	115
A.5.1. Parameter der modellprädiktiven Luftpfadregelungen	115
A.5.2. Prozessmodell der NMPC	115
A.5.3. Parametrierung des Prozessmodells	118
A.5.4. Stellgrößen- und Zustandsbeschränkungen	125
A.5.5. Gewichtung der Kostenfunktion	125
A.5.6. Integratorschrittweite	126
A.5.7. Fahrzyklussimulationen	126
Literaturverzeichnis	129

Abbildungsverzeichnis

1.1.	Konzept des modellprädiktiven Antriebsmanagements	2
2.1.	Hybridisierungsgrade	6
2.2.	Topologien paralleler Hybridarchitekturen	7
2.3.	Definition der Spannungsbereiche des 48V-Bordnetzes	9
2.4.	48V-Technologien in der Serie und Vorentwicklung	10
2.5.	Elektrisch unterstützte Aufladung	11
2.6.	48V-Mild-Hybrid-Antrieb des FEV AMG A48V	13
2.7.	Riementrieb des FEV AMG A48V	14
2.8.	Volllastkennlinien des FEV AMG A48V	17
2.9.	Nomenklatur zur Beschreibung der modellprädiktiven Regelung	19
2.10.	Struktur einer modellprädiktiven Regelung	20
2.11.	Prinzip einer modellprädiktiven Regelung	20
2.12.	SQP-basiertes Verfahren zur numerischen Lösung einer NMPC	24
2.13.	Multiple-Shooting-Verfahren	25
2.14.	Model-in-the-Loop-Simulation	27
2.15.	Aufteilung von Energiemanagementfunktionen	28
2.16.	Klassifikation von Antriebsmanagementstrategien	29
2.17.	Vergleich eines 48V-MHEV und Hochvolt-PHEV	31
2.18.	Vergleich regelbasierter Antriebsmanagementstrategien mit dem FEV AMG A48V Demonstratorfahrzeug	32
2.19.	Stand der Technik von Antriebsmanagementstrategien	34
2.20.	Regelbasierte Betriebsstrategie des FEV AMG A48V Demonstratorfahrzeugs	35
2.21.	Konventionelle Hybridstrategie zur Drehmomentaufteilung	35
3.1.	Modellbildungsvarianten	39
3.2.	Aufbau der Co-Simulation	40
3.3.	Triebstrangmodell	43
3.4.	48V-Mild-Hybrid-Antrieb der Co-Simulation	43
3.5.	48V/12V-Bordnetz	44
3.6.	Elektrisches Batterie-Ersatzschaltbild	44
3.7.	Thermisches Netzwerk der Batteriemodelle	46
3.8.	Spannungsbereich und -verhalten der 48V-Batterie	47
3.9.	Auszug aus der Validierung des 48V-Batteriemodells	48
3.10.	Wirkungsgrad des DC/DC-Wandler-Modells	50
3.11.	Leistungscharakteristik des Riemenstartergenerator-Modells	51
3.12.	Auszug aus der Validierung des Riemenstartergenerator-Modells	52
3.13.	Co-Simulationsmodell des elektrischen Verdichters	53
3.14.	Effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch des Referenzmotors	54
3.15.	Verbrennungsschwerpunktlage, Turbineneintrittstemperatur und Verbrennungs- luftverhältnis des Verbrennungsmotormodells	55
3.16.	Kennfelder des ATL und eV	56
3.17.	Einfluss der elektrischen Aufladung auf den Verbrennungsmotor	57
3.18.	Einfluss der elektrischen Aufladung auf den Ladedruckaufbau	58
4.1.	Vergleich der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien	60
4.2.	Ansprechverhalten der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien	61
4.3.	Antriebseffizienz der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien	62

4.4.	Folgeverhalten und Streckenverbrauch der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien	64
5.1.	Struktur des modellprädiktiven Antriebsmanagements	65
5.2.	Schematischer Aufbau des 48V-Mild-Hybrid-Antriebs	67
5.3.	Parametrierung des volumetrischen Wirkungsgrads	69
5.4.	Parametrierung der Turbineneintrittstemperatur	72
5.5.	Parametrierung des Turbinenmassenstroms	73
5.6.	Parametrierung des Wastegatemassenstroms	74
5.7.	Parametrierung des Turbinendruckverhältnisses	75
5.8.	Parametrierung der Rotationsenergie des ATL und eV	76
5.9.	Parametrierung des Drosselklappendruckverhältnisses	77
5.10.	Parametrierung des inneren Wirkungsgrads	79
5.11.	Parametrierung des elektrischen Wirkungsgrads des RSG	80
5.12.	Validierung des Prozessmodells der NMPC	84
5.13.	Rechenzeit der NMPC	90
5.14.	Variation der NMPC-Gewichte	92
5.15.	NMPC in dynamischen Fahrsituationen	93
5.16.	NMPC-Betrieb bei Beschleunigungen	94
5.17.	Folgeverhalten und Streckenverbrauch der modellprädiktiven Antriebsmanagementstrategien	95
5.18.	Betriebsbereiche des Verbrennungsmotors im RDEC	95
5.19.	Ansteuerung des Abgasturboladers im RDEC	96
5.20.	Betriebsbereiche des elektrischen Verdichters im RDEC	96
A.1.	RCP-System des FEV AMG A48V Demonstratorfahrzeugs	101
A.2.	Frontloading durch simulationsbasierte Entwicklung	102
A.3.	Erweitertes V-Modell für eine modellbasierte virtuelle Produktentwicklung	103
A.4.	V-Modell der automobilen Softwareentwicklung	104
A.5.	Morphologische Analyse automobiler funktionsorientierter Testverfahren	105
A.6.	Geschwindigkeits- und Laststromprofil des WLTC	106
A.7.	Geschwindigkeits- und Höhenprofil des RDEC	107
A.8.	Validierung des 48V-Batteriemodells	109
A.9.	Validierung des DC/DC-Wandler-Modells	110
A.10.	Validierung des Riemenstartergenerator-Modells	111
A.11.	Thermisches Netzwerk des elektrischen Verdichters	112
A.12.	GT-POWER® Verbrennungsmotormodell	113
A.13.	Bilanzierung der Antriebseffizienz	113
A.14.	Betriebslinien der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien im Kennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs	114
A.15.	Berechnung des Kraftstoffmitteldrucks	119
A.16.	Parametrierung des Reibmitteldrucks	120
A.17.	Parametrierung des isentropen Verdichterwirkungsgrads des ATL	121
A.18.	Parametrierung des isentropen Verdichterwirkungsgrads des eV	122
A.19.	Sigmoidfunktion für den elektrischen Wirkungsgrad des RSG	123
A.20.	Modellierungsgüte der Verbrennungsmotordrehzahl	124
A.21.	Betriebsbereiche des Verbrennungsmotors im WLTP	127
A.22.	Ansteuerung des Abgasturboladers im WLTP	127
A.23.	Betriebsbereiche des elektrischen Verdichters im WLTC	128

Tabellenverzeichnis

2.1.	Übersicht der wesentlichen Klassen des ACADO-Toolkits	22
2.2.	Vergleich der Antriebsmanagementstrategien	30
3.1.	Technische Daten des Referenzfahrzeugs	42
3.2.	Lastszenarien des 12V-Lastmodells	50
4.1.	Regelbasierte Antriebsmanagementstrategien	59
5.1.	Klassifikation modellprädiktiver Antriebsmanagementstrategien	66
5.2.	Prädiktion des Kurbelwellendrehmoments der NMPC	87
5.3.	NMPC-Parameter in ACADO	88
5.4.	Gewichtungsvarianten der NMPC	92
A.1.	Technische Daten der Fahrzyklen	106
A.2.	Übersetzungen des Doppelkupplungsgetriebes	107
A.3.	Technische Daten der Bordnetzkomponenten	108
A.4.	Skalierung der Innenwiderstände des 12V-Batteriemodells	108
A.5.	Technische Daten des Abgasturboladers und elektrischen Verdichters	112
A.6.	Fahrzyklussimulationen der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien	114
A.7.	Stellzeiten modellprädiktiver Luftpfadregelungen	115
A.8.	Parameter modellprädiktiver Luftpfadregelungen	115
A.9.	Stoffwerte des Prozessmodells	118
A.10.	Randbedingungen des Prozessmodells	118
A.11.	Parameter des Verbrennungsmotors	119
A.12.	Parametrierung des volumetrischen Wirkungsgrads	119
A.13.	Parametrierung des inneren Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors	119
A.14.	Parametrierung des Reibmitteldrucks des Verbrennungsmotors	119
A.15.	Parameter des Abgasturboladers	120
A.16.	Parametrierung der Rotationsenergie des ATL	120
A.17.	Parametrierung des isentropen Verdichterwirkungsgrads des ATL	120
A.18.	Parametrierung des Wastegate-Entladungskoeffizienten	121
A.19.	Parametrierung der Turbineneintrittstemperatur	121
A.20.	Parameter des elektrischen Verdichters	121
A.21.	Parametrierung der Bypassfunktion für den eV	121
A.22.	Parametrierung des isentropen Verdichterwirkungsgrads des eV	122
A.23.	Parametrierung der Rotationsenergie des eV	122
A.24.	Parameter der Drosselklappe	122
A.25.	Parametrierung des Entladungskoeffizienten der Drosselklappe	122
A.26.	Parameter des Riemenstartergenerators	123
A.27.	Parametrierung des elektrischen Wirkungsgrads des RSG	123
A.28.	Parameter der 48V-Batterie	123
A.29.	Parameter zur Schätzung der Verbrennungsmotordrehzahl	124
A.30.	Stellgrößen- und Zustandsbeschränkungen des OCP	125
A.31.	Gewichtungsfaktoren der NMPC	125
A.32.	Wahl der Integratorschrittweite der NMPC	126
A.33.	Fahrzyklussimulationen der modellprädiktiven Antriebsmanagementstrategien	126

Abkürzungsverzeichnis

bzw.	beziehungsweise
d. h.	das heißt
etc.	et cetera
el.	elektrisch
u. d. N.	unter den Nebenbedingungen
z. B.	zum Beispiel

Akronyme

ACADO	Automatic Control And Dynamic Optimization
ACOSAR	Advanced Co-Simulation Open System Architecture
AGM	Absorbent Glass Mat
ARE	Absolute Relative Error
ASM	Automotive Simulation Models
ATL	Abgasturbolader
AUTOSAR	Automotive Open System Architecture
AW	Antriebswelle
BDF	Backward Differentiation Formulas
BMS	Battery Management System
BRM	Boost Recuperation Machine
CPU	Central Processing Unit
DAE	Differential Algebraic Equation
DAT	Double Arm Tensioner
DK	Drosselklappe
DKG	Doppelkupplungsgetriebe
DP	Dynamische Programmierung
eATL	Elektrisch unterstützter Abgasturbolader
ECMS	Equivalent Consumption Minimization Strategy
ECU	Engine Control Unit
EEM	Elektrisches Energiemanagement
EM	Elektrische Maschine
ESB	Ersatzschaltbild
eV	Elektrischer Verdichter
eWP	Elektrische Wasserpumpe
FEV	Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren
FMI	Functional Mock-up Interface
HCU	Hybrid Control Unit
HEV	Hybrid Electric Vehicle
HIFI-ELEMENTS	High Fidelity Electric Modelling and Testing
HiL	Hardware-in-the-Loop
HMI	Human Machine Interface
HNMPCC	Hierarchical Nonlinear Model Predictive Control
KI	Künstliche Intelligenz
KKT	Karush-Kuhn-Tucker
KW	Kurbelwelle, Kurbelwinkel
LET	Low-End Torque
LFP	Lithium Ferrous Phosphate
LTI	Linear Time Invariant

MFB	Mass Fraction Burned
MHEV	Mild Hybrid Electric Vehicle
MiL	Model-in-the-Loop
MPC	Model Predictive Control
MVEM	Mean Value Engine Model
NLP	Nichtlineares Programm/ Nichtlineare Programmierung
NMC	Nickel Manganese Cobalt
NMPC	Nonlinear Model Predictive Control
nOT	nach Oberem Totpunkt
NRMSE	Normalized Root Mean Square Error
OCp	Optimal Control Problem
OCV	Open Circuit Voltage
PERSIST	Powertrain control architecture Enabling Reusable Software development for Intelligent System Tailoring
PHEV	Plug-in Hybrid Electric Vehicle
PiL	Processor-in-the-Loop
PMP	Pontryagin's Minimum-Prinzip
PMSM	Permanentmagnet-Synchronmotor
QCA	Quadratic Control Area
QP	Quadratisches Programm/ Quadratische Programmierung
RC	Parallelschaltung von Widerstand und Kapazität
RCP	Rapid Control Prototyping
RDE	Real Driving Emissions
RDEC	Real Driving Emissions Cycle
RE	Relative Error
RMSE	Root Mean Square Error
RMSRE	Root Mean Square Relative Error
RSG	Riemenstartergenerator
SiL	Software-in-the-Loop
SOC	State Of Charge
SQP	Sequentielle Quadratische Programmierung
TCU	Transmission Control Unit
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VM	Verbrennungsmotor
VTG	Variable Turbinengeometrie
WG	Wastegate
WLTC	Worldwide Harmonized Light Duty Vehicles Test Cycle
WLTP	Worldwide Harmonized Light Duty Vehicles Test Procedure
ZMS	Zweimassenschwungrad

Symbolverzeichnis

Operatoren

X	Matrix
x	Vektor
∂x	Partielle Ableitung
\dot{x}	Zeitliche Ableitung
\bar{x}	Mittelwert
\tilde{x}	Normierung (dimensionslose Größe)
\hat{x}	Schätzung

Lateinische Symbole

A	Fläche	m^2
B	Volumetrischer Streckenverbrauch	l km^{-1}
b	Spezifischer Kraftstoffverbrauch	$\text{g kW}^{-1} \text{h}^{-1}$
C	Kapazität, Beiwert	F, 1
c	Spezifische Wärmekapazität	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
d	Distanz	m
E	Energie	J
e	Fehler	
F	Kraft	N
f	Funktion	
g	Gravitationskonstante	m s^{-2}
\mathbf{g}	Gradientenvektor des QP	
H	Horizont	1
h	Spezifische Enthalpie, Höhe	J kg^{-1} , m
H	Hesse-Matrix des QP	
I	Strom	A
i	Übersetzung	1
J	Massenträgheitsmoment, Kostenfunktion	kg m^2 , 1
k	Koeffizient	
L	Luftbedarf	1
l	Länge	m
M	Drehmoment	Nm
m	Masse	kg
MFB_{50}	Verbrennungsschwerpunktlage	1
N	Anzahl	1
n	Drehzahl	min^{-1}
P	Leistung	W
p	Druck	Pa
Q	Wärme	J
R	Ohmscher Widerstand, Spezifische Gaskonstante	Ω , $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
r	Radius	m
R^2	Bestimmtheitsmaß	1
s	Spezifische Entropie	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
SOC	Ladezustand	1
T	Temperatur, Zeitschrittweite	K, s

t	Zeit	s
U	Spannung	V
u	Stellgröße	
V	Volumen	m^3
v	Geschwindigkeit	m s^{-1}
w	Sollwert	
P	Gewichtung der Endbedingung	
Q	Gewichtung der Regelgröße	
R	Gewichtung der Stellgröße	
S	Gewichtung der Relaxationsvariablen	
x	Differentieller Zustand	
y	Regelgröße	
z	Algebraischer Zustand	

Griechische Symbole

α	Steigungswinkel	rad
χ	Relatives Bewertungskriterium	1
ϵ	Relaxationsvariable	
η	Wirkungsgrad	1
Γ	Strafterm	
γ	Gang	1
κ	Isentropenexponent	1
λ	Verbrennungsluftverhältnis	1
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad s^{-1}
ϕ	Winkel	rad
Π	Druckverhältnis	1
Ψ	Durchflussfunktion	1
ρ	Dichte	kg m^{-3}
τ	Zeitkonstante	s
θ	Parameter	
ξ	Kraftstoffäquivalenzfaktor	1
ζ	Hilfsfunktion	

Indizes

12V	12V-Spannungsebene
A	Antrieb
AG	Abgas
AGK	Abgaskrümmen
ARE	Absoluter relativer Fehler
ASS	Ansaugstutzen
ATL	Agbgasturbolader
Aus	Austritt
AW	Antriebswelle
B	Bremse
Basis	Basisvariante
Batt	Batterie
Buck	Tiefsetzstellbetrieb
Byp	Bypass
C	Control
Col	Coulomb
DAE	Differential Algebraic Equation
DCDC	Gleichspannungswandler
Diff	Differential

DK	Drosselklappe
Dyn	Dynamisch
e	Effektiv
D	Drossel
Eff	Effektiv
Ein	Eintritt
El	Elektrisch
End	Ende, Endwert
Eqv	Äquivalent
eV	Elektrischer Verdichter
f	Finit
FW	Fahrerwunsch
Fzg	Fahrzeug
Geh	Gehäuse
Gen	Generatorisch
Ges	Gesamt
Get	Getriebe
Gl	Gleich
HD	Hochdruck
i	Indiziert
Ideal	Ideal
Ist	Istwert
K	Kraftstoff
Kom	Kompromiss
Konv	Konvektion
Kor	Korrigiert
Krit	Kritisch
KW	Kurbelwelle
Lad	Laden
Lag	Lagrange
Li	Links
Lim	Limitierung, Beschränkung
L	Luft
LW	Ladungswechsel
Max	Maximum
May	Mayer
me	Effektiver Mitteldruck
Mech	Mechanisch
mi	Indizierter Mitteldruck
Min	Minimum
mk	Kraftstoffmitteldruck
Mot	Motorisch
mr	Reibmitteldruck
N	Nennwert
NRMSE	Normierte Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme
OCV	Leerlaufklemmenspannung
Opt	Optimal
P	Prädiktion
Rad	Rad
RC	RC-Glied
RE	Relativer Fehler
Re	Rechts
Red	Reduziert
Ref	Referenz

Reib	Reibung
Rel	Relaxation
RMSE	Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme
RMSRE	Wurzel der mittleren relativen Fehlerquadratsumme
Roll	Rollwiderstand
RSG	Riemenstartergenerator
s	Sample
Sig	Sigmoid
Soll	Sollwert
St	Stöchiometrisch
Steig	Steigung
T	Turbine
Th	Thermisch
U	Umgebung
u	Unterer
Ugl	Ungleich
V	Verdichter
Verl	Verlust
VM	Verbrennungsmotor
Vol	Volumetrisch
W	Widerstand
Wa	Wand
WG	Wastegate
ZMS	Zweimassenschwungrad
Zyl	Zylinder

1. Einleitung

1.1. Hintergrund

In Anbetracht der zunehmend restriktiveren CO₂- und Abgasgesetzgebung setzen viele Automobilhersteller auf eine starke Elektrifizierung der Fahrzeugflotte. Die technischen Lösungsansätze reichen von verschiedenen Hybridkonzepten bis hin zu batterieelektrischen Fahrzeugen. [1], [2] Auch wenn das CO₂-Reduktionspotenzial mit dem Elektrifizierungsgrad steigt, können zunehmende System- und Entwicklungskosten, aber auch Einschränkungen in der elektrischen Reichweite die Marktdurchdringung begrenzen. [1] Daher sind skalierbare Technologien mit überschaubaren Zusatzkosten sowie eine hohe Marktdurchdringung erforderlich, um als Automobilhersteller kurzfristig in den verschiedenen Märkten erfolgreich zu sein und einen ökologisch und ökonomisch nachhaltigen Übergang in die Elektromobilität zu gewährleisten. Vor diesem Hintergrund spielt die 48V-Elektrifizierung neben der Entwicklung von Hochvolt-Hybrid- und Elektrofahrzeugen eine entscheidende Rolle in der Elektrifizierungsstrategie vieler Automobilhersteller. [2]–[6]

Über eine 48V-Hybridisierung lassen sich mit einem technologisch und finanziell moderaten Mehraufwand kurzfristig signifikante CO₂-Einsparungen in der Fahrzeugflotte realisieren [5], [6]. Dabei erschließt die 48V-Technologie nicht nur Potentiale durch technologieinhärente Hybridfunktionen wie regenerativem Bremsen oder Lastpunktoptimierung, sondern auch durch Synergieeffekte im Gesamtkonzept des Antriebsstranges, beispielsweise durch ein extremes Downsizing [7], [8]. Zudem bieten Funktionen wie Motorstoppsregeln [9]–[13] oder elektrifizierte Aufladungskonzepte [14]–[16] erhebliche Verbrauchseinsparungen im Realbetrieb und die Möglichkeit das bislang unzureichend genutzte Potential im Rahmen von Öko-Innovationen (englisch: eco-innovations¹) weiter auszuschöpfen [2], [17]. Gleiches gilt für den Einsatz elektrifizierter Abgasnachbehandlungssysteme, die einen entscheidenden Beitrag zur Verringerung der Schadstoffemissionen im Realbetrieb (englisch: Real Driving Emissions, RDE) leisten können [18], [19]. Somit ist die 48V-Technologie ein ressourcenschonender und kosteneffizienter Elektrifizierungsansatz, der auf etablierter Antriebstechnik basiert und eine uneingeschränkte Fahrzeugreichweite aufrechterhält. Die geringen Zusatzkosten, der begrenzte Entwicklungsaufwand und die Vielzahl an kundenrelevanten Zusatzfunktionen machen diese Technologie besonders attraktiv und liefern stichhaltige Argumente für eine hohe Marktdurchdringung, die einen wertvollen Beitrag auf dem Weg zu einer umweltschonenden Mobilität leisten kann [20], [21]. [3]–[5], [22]–[25]

1.2. Motivation und Zielsetzung

Im Zuge der stark zunehmenden 48V-Elektrifizierung in den Bereichen der Aufladung, Fahr-dynamik, Klimatisierung und Abgasnachbehandlung [20], [22], [26], [27] ergeben sich aufgrund der begrenzten elektrischen Energie- und Leistungsfähigkeit gegenüber Hochvolt-Systemen besondere Herausforderungen für das 48V-Energiemanagement. [28] Aus diesem Grund liegt ein starker Fokus aktueller Forschung auf dem Energiemanagement von 48V-Systemen mit dem Ziel, die begrenzten Ressourcen über eine vorausschauende Betriebsstrategie mit einer intelligenten Energie- und Leistungsverteilung bestmöglich zu nutzen. [3], [5], [28]–[35]

¹Im Rahmen der europäischen Gesetzgebung sind Öko-Innovationen Technologien, die Kraftstoffverbraucheinsparungen im realen Fahrbetrieb zeigen, aber nicht durch das offizielle Testverfahren erfasst werden. Für den Einsatz dieser Technologien können sich Fahrzeughersteller bis zu 7 g km⁻¹ in ihrer Neuwagenflotte anrechnen lassen. Jedoch lagen die dadurch realisierten CO₂-Einsparungen im Jahr 2017 durchschnittlich nahe Null.[17]

Insbesondere die starke Interaktion von Antrieb und elektrischem System von 48V-Mild-Hybrid-Antrieben mit einer elektrifizierten Aufladung erhöht die Komplexität und Freiheitsgrade der Betriebsstrategie. Aktuelle Forschungsergebnisse zu globalen Optimierungsansätzen zeigen auf, dass ein gezielter Einsatz der Freiheitsgrade des elektrifizierten Luftpfads sowie des Elektromotors den Kraftstoffverbrauch positiv beeinflussen kann [33], [36], [37]. Der Stand der Technik verdeutlicht, dass zurzeit heuristische [4], [38]–[41] und auf Äquivalenzkosten-Minimierung (englisch: Equivalent Consumption Minimization Strategy, ECMS) beruhende [42]–[44] Verfahren existieren, es aber an optimierungsbasierten Ansätzen fehlt, die eine kausale Regelung der Systemfreiheitsgrade des elektrifizierten Luftpfads und Elektromotors ermöglichen. Diese Themenstellung greift diese Arbeit auf und stellt ein modellprädiktives Antriebsmanagement zur Regelung eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebs mit einer elektrischen Zusatzaufladung vor, das mit einer regelbasierten Strategie nach Stand der Technik verglichen wird. [3]

Das Konzept des gewählten Antriebsmanagements ist in Abbildung 1.1 skizziert und umfasst eine nichtlineare modellprädiktive Regelung (englisch: Nonlinear Model Predictive Control, NMPC) des Antriebsmomentes bei gleichzeitiger Optimierung des Energieverbrauchs unter zielgerichtetem Einsatz des 48V-Systems. Schwerpunkt und Innovation dieser Arbeit liegen in der Entwicklung und Untersuchung des Regelungskonzeptes, das den elektrifizierten Luftpfad über die Drosselklappe (DK), das Wastegate (WG), den elektrischen Verdichter (eV) sowie den Riemenstartergenerator (RSG) des Mild-Hybrid-Antriebs regelt. Der Regelungsansatz ist über die Referenzgrößen für die Antriebsdrehmomente sowie den Batterieladezustand prinzipiell mit anderen übergeordneten Energiemanagementstrategien kombinierbar. Die Fahrverlaufsprädiktion bildet ein eigenes, umfassendes Forschungsgebiet, das nicht Gegenstand dieser Arbeit ist, sodass auf vereinfachte Grenzbetrachtungen zwischen Unkenntnis und idealer Kenntnis des zukünftigen Fahrverlaufs zurückgegriffen wird. [3]

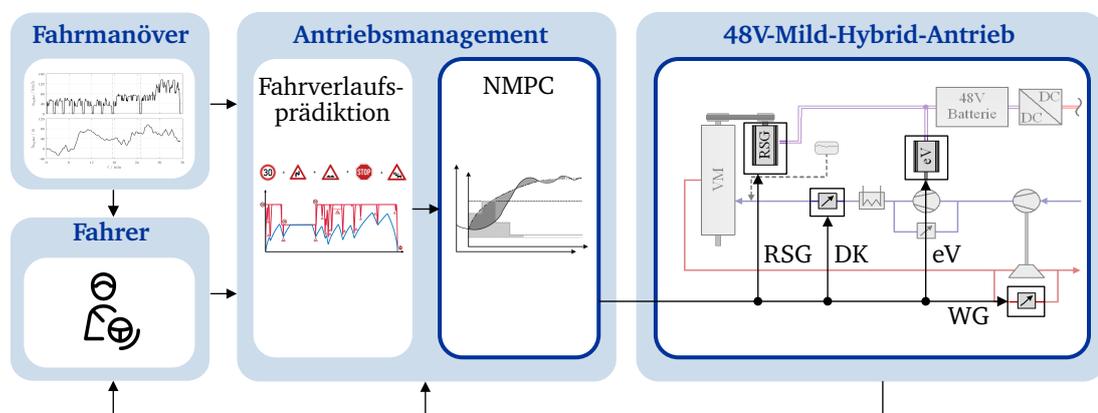


Abbildung 1.1. Konzept des modellprädiktiven Antriebsmanagements (DK: Drosselklappe, WG: Wastegate, eV: Elektrischer Verdichter, RSG: Riemenstartergenerator) nach [3]

Zentrale Arbeitshypothese ist, dass eine modellprädiktive Regelung des 48V-Mild-Hybrid-Antriebs mit elektrischer Zusatzaufladung den Zielkonflikt zwischen Ansprechverhalten und Energieverbrauch unter Einsatz und Berücksichtigung der elektrischen Energie- und Leistungsfähigkeit verbessern kann. Der optimierungsbasierte Ansatz soll das Antriebsmanagement in die Lage versetzen, auf unterschiedliche Fahranforderungen und Betriebsbedingungen angemessen zu reagieren. Im Gegensatz zu heuristischen Verfahren soll es ohne komplexe und häufig anwendungs- sowie situationsspezifische Regelwerke auskommen, sodass ein generisches Verfahren für gleichartige Antriebe ableitbar ist, das perspektivisch den Entwicklungs-, Anpassungs- und Kalibrierungsaufwand verringern kann. Zudem fügt es sich in eine branchenübergreifende Entwicklungstendenz ein, systeminhärente Potentiale allein durch die Nutzung von Informationen und intelligenten Regelungen weitgehend nutzbar zu machen. [3]

1.3. Aufbau und Inhalt der Arbeit

In Kapitel 2 werden zunächst die technischen Grundlagen der Hybridisierung, 48V-Elektrifizierung und elektrifizierten Aufladung dargelegt. Des Weiteren werden die Grundlagen und eingesetzten Methoden zur modellprädiktiven Regelung sowie die Motivation für die Verwendung einer simulationsbasierten Entwicklungsmethode erläutert. Darauf aufbauend erfolgt eine Definition und umfassende Darstellung zum Stand der Technik des Energiemanagements. In diesem Zusammenhang wird intensiv auf die Literatur relevanter Antriebsmanagementstrategien sowie die besonderen Herausforderungen für 48V-Mild-Hybrid-Antriebe mit einer elektrifizierten Aufladung eingegangen. In diesem Kontext wird die Positionierung dieser Arbeit und der Erkenntnisgewinn für die Wissenschaft herausgearbeitet.

Anschließend werden in Kapitel 3 die Modelle der eingesetzten Co-Simulation detailliert beschrieben. Gleichzeitig wird auf das Vorgehen zur Validierung sowie die entsprechenden Ergebnisse eingegangen.

In Kapitel 4 erfolgt eine Beschreibung und Analyse des regelbasierten Antriebsmanagements. Im Zuge dessen werden geeignete Bewertungskriterien sowie die Referenz für das modellprädiktive Antriebsmanagement abgeleitet.

In Kapitel 5 werden zu Anfang Aufbau und Konzept des modellprädiktiven Antriebsmanagements anhand einer übergeordneten Darstellung erläutert. Im Rahmen der Prozessmodellierung werden die physikalischen Zusammenhänge umfassend aufgearbeitet. Darauf aufbauend wird das Prozessmodell zur Beschreibung der Systemdynamik abgeleitet und das Optimierungsproblem der NMPC formuliert. Die Implementierung, Parameter und Varianten des modellprädiktiven Antriebsmanagements werden im Anschluss ausgearbeitet. Nach einer detaillierten Analyse des modellprädiktiven Antriebsmanagements in exemplarischen Fahrsituationen erfolgt ein übergreifender Vergleich hinsichtlich des Ansprechverhaltens und Kraftstoffverbrauchs in den betrachteten Fahrzyklen. Zum Abschluss der Arbeit werden mögliche Maßnahmen zur Verbesserung der Rechenzeit im Hinblick auf eine echtzeitfähige Implementierung in einer realen Fahrzeuganwendung diskutiert.

1.4. Publikationen und Patente

Die nachfolgenden Publikationen stehen in Bezug zur Promotion und sind während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der RWTH Aachen University entstanden. Die Motivation der Arbeit entspringt der Entwicklung mehrerer 48V-Mild-Hybrid Demonstratorfahrzeuge, die ich während meiner Tätigkeit begleitet habe und in den Veröffentlichungen

P. Griefnow, J. Andert, M. Engels et al., „Advanced Powertrain Functions and Predictive Operating Strategies for 48 V Mild Hybrid Vehicles,“ in *27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, (Aachen, Germany, 08.–10. 10. 2018), Bd. 2, Institute for Automotive Engineering (RWTH Aachen University) & Institute for Combustion Engines (RWTH Aachen University), 2018, S. 1669–1694. [4]

R. Savelsberg, P. Griefnow, G. Birmes et al., „Advanced Powertrain Functions of 48V Hybrid Vehicles – Efficient powertrains does not exclude driving pleasure,“ in *18th International VDI Congress Dritev (Drivetrain For Vehicles)*, (Bonn, Deutschland, 27.–28. 06. 2018), Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), Ser. VDI-Berichte, VDI Verlag, 2018, S. 499–516. [27]

P. Griefnow, J. Andert, R. Savelsberg et al., „FEV A 48 V Mild-Hybrid – Optimierung der BRM Betriebsstrategie im 48 V-Bordnetz,“ in *Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement (EEHE)*, (Bamberg, 17.–18. 05. 2017), Ser. Haus der Technik, 2017. [23]

J. Schaub, C. Frenken, P. Griefnow et al., „FEV ECObrid – a 48V mild hybrid concept for passenger car Diesel engines,“ in *Internationaler Motorenkongress 2017*, Ser. Proceedings, J. Liebl, C. Beidl (Hrsg.), Springer Vieweg, 2017, S. 245–260. [45]

J. Schaub, C. Frenken, P. Griefnow et al., „48-V-Mildhybrid-Konzept für Pkw-Dieselmotoren,“ *ATZextra*, Jg. 22, Nr. 1, S. 22–27, 2017. [46]

umfassend dargelegt ist. Die Arbeiten

M. Engels, P. Griefnow, J. Andert et al., „Prüfstandskonzept zur Entwicklung ausfallsicherer Niedervolt-Energiebordnetze,“ *ATZextra*, Jg. 25, Nr. 2, S. 36–40, 2020. [47]

S. Klein, P. Griefnow, D. Guse et al., „Virtual 48 V Mild Hybridization: Efficient Validation by Engine-in-the-Loop,“ *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, Jg. 7, Nr. 3, 2018. [48]

P. Griefnow, J. Andert & D. Jolovic, „Next-Generation Low-Voltage Power Nets Impacts of Advanced Stop/Start and Sailing Functionalities,“ *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, Jg. 10, Nr. 2, S. 556–573, 2017. [13]

J. Ogrzewalla, E. Morra, P. Griefnow et al., „Energy Balance of 48 V Mild Hybrid Vehicles with Electric Driven Supercharger,“ in *Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement VII*, Ser. Haus der Technik Fachbuch, C. Hoff, O. Sirch (Hrsg.), expert verlag, 2016, S. 95–107. [49]

sind im Rahmen der Methodik- und Simulationsentwicklung entstanden. Die Publikationen

P. Griefnow, M. Jakoby, L. Dörschel et al., „Nonlinear Model Predictive Control of Mild Hybrid Powertrains With Electric Supercharging,“ *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Jg. 70, Nr. 9, S. 8490–8504, 2021. [3]

F. Xia, P. Griefnow, F. Tidau et al., „Electric Torque Assist and Supercharging of a Downsized Gasoline Engine in a 48V Mild Hybrid Powertrain,“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 235, Nr. 5, S. 1245–1255, 2021. [50]

P. Griefnow, J. Andert, J. Richenhagen et al., „Holistic Energy Management of 48V Mild Hybrid Vehicles,“ in *19th International Congress ELIV (Electronics In Vehicles)*, (Bonn, Deutschland, 16.–17. 10. 2019), Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), Ser. VDI-Bericht, VDI Verlag, 2019, S. 127–138. [35]

P. Griefnow, J. Andert, G. Birmes et al., „Optimierungsbasiertes Energiemanagement für 48-V-Mildhybrid-Antriebe,“ *ATZextra*, Jg. 24, Nr. 2, S. 42–47, 2019. [34]

P. Griefnow, J. Andert, F. Xia et al., „Real-Time Modeling of a 48V P0 Mild Hybrid Vehicle with Electric Compressor for Model Predictive Control,“ in *WCX SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2019-01-0350 (Detroit, MI, United States, 09.–11. 04. 2019), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2019. [51]

sowie das Patent

J. Andert, P. Griefnow, D. Jolovic et al., „ANTRIEBSSTRANG FÜR EINEN HYBRIDANTRIEB,“ Patent DE102020003248A1, 2020. [52]

stehen in unmittelbarem Bezug zur Entwicklung und Untersuchung des modellprädiktiven Antriebsmanagements.

2. Grundlagen und Stand der Technik

2.1. Hybridisierung

Ein vielversprechender Ansatz zur Verringerung der CO₂- und Schadstoffemissionen von Kraftfahrzeugen ist die Hybridisierung. Laut [53] zeichnet sich ein Hybridfahrzeug durch den Einsatz von mindestens zwei verschiedenen (fahrzeugeigenen) Energiewandlern und -speichern für den Antrieb des Fahrzeuges aus. Auch wenn grundsätzlich eine Vielzahl von Kombinationen denkbar sind, handelt es sich im Automobilbereich in der Regel um Hybrid-Elektrofahrzeuge (englisch: Hybrid Electric Vehicle, HEV), in denen die Antriebsenergie definitionsgemäß aus einem chemischen und einem elektrischen Energiespeichersystem zu Verfügung gestellt wird. [53]–[55]

Der Durchbruch bei der Markteinführung von Hybridfahrzeugen gelang Toyota 1997 mit dem Prius [56]. Seitdem wurde die Hybridtechnologie stetig weiterentwickelt und gehört heute zum Stand der Technik, der in der Literatur, unter anderem in [21], [54]–[57], umfassend beschrieben ist. Daher beschränkt sich dieser Abschnitt auf eine übergeordnete Darstellung der Hybridisierungsgrade und Parallelhybrid-Hybridarchitekturen zur Einordnung des für diese Arbeit relevanten Mild-Hybrid-Antriebs.

2.1.1. Hybridisierungsgrad

Hybridfahrzeuge bieten im Vergleich zu konventionellen (verbrennungsmotorischen) Fahrzeugen zusätzliche Freiheitsgrade und für Hybridantriebsstränge typische Funktionen, die den Hybridisierungsgrad festlegen. Eine Übersicht der Hybridisierungsgrade ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

Die Hybridfunktionen unterscheiden sich in ihrem Leistungsbedarf und somit auch in der Spannungslage des Hybridsystems sowie den möglichen Potentialen zur CO₂-Reduktion. Die Einsparpotentiale hängen von den individuellen Fahrzeugkonzepten ab und stellen eine Größenordnung dar, die sich an der Darstellung von [56, S. 25] und den Ausführungen von [21, S. 18 ff] orientiert.

Der klassische Mikro-Hybrid ist ein konventioneller Antriebsstrang mit einem 12V-System und gemäß Definition kein echter Hybridantrieb, da das Fahrzeug ausschließlich über den Verbrennungsmotor (VM) angetrieben wird [21]. Charakterisierend sind Stopp-Start-Funktionalitäten, die teilweise bis zum Motorstopp-Segeln reichen [10], [58] und ein intelligentes Generator- bzw. Energiemanagement sowie eine Elektrifizierung von bestimmten Nebenaggregaten erfordern [56], [59], [60]. Auch wenn zum Teil Riemenstartergeneratoren (RSG) eingesetzt werden [61], reicht die 12V-Spannungslage zwar für einen komfortablen Motorstart aus, aber nicht für eine nennenswerte elektrische Drehmomentunterstützung im höheren Drehzahlbereich. [21], [54]

Mild-Hybridfahrzeuge (englisch: Mild Hybrid Electric Vehicle, MHEV) verfügen neben dem VM über eine leistungsfähige elektrische Maschine (EM) mit einer Traktionsbatterie, die in der Regel mindestens auf einer 48V-Spannungsebene arbeiten. Die EM kann die Stopp-Start-Funktionalitäten übernehmen und darüber hinaus zur Anfahrunterstützung, Bremsenergieerückgewinnung, Lastpunktverschiebung und Beschleunigung eingesetzt werden. Begriffsbestimmend ist die Unterstützung der Traktion mit einem elektrischen Drehmoment. Rein elektrisches Fahren ist je nach Fahrzeugkonzept nicht oder nur sehr eingeschränkt möglich. [21] Die höhere Spannungslage ermöglicht allerdings eine weitere Elektrifizierung von Nebenaggregaten sowie den Einsatz von elektrischen Hochleistungsverbrauchern. Je nach Auslegung des Antriebsstranges sowie der Bremsanlage ist es möglich, einen erheblichen Teil

der kinetischen Energie zurückzugewinnen und in der Batterie zu speichern. Über die EM kann zudem der Betriebspunkt des VM im Hinblick auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch optimiert werden. Dies kann sowohl durch eine Lastpunktanhebung zur Verringerung der Drosselverluste, als auch durch eine Lastpunktabsenkung zur Vermeidung des ineffizienteren Volllastbetriebes erfolgen. [54], [57]

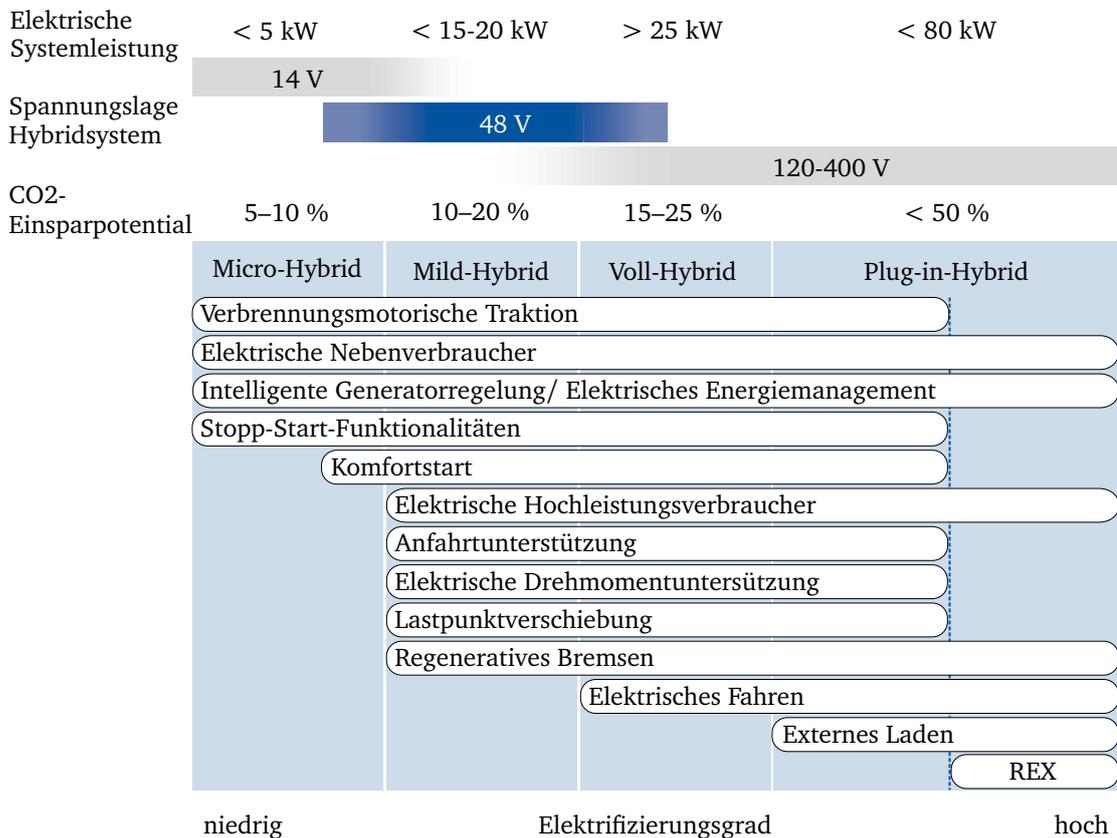


Abbildung 2.1. Hybridisierungsgrade in Anlehnung an [21], [56]

Eine weitere Erhöhung der elektrischen Leistung des Hybridsystems ermöglicht neben dem verbrennungsmotorischen und kombinierten auch einen rein elektrischen Fahrbetrieb. Die Energieflüsse können je nach Hybridarchitektur parallel, seriell oder leistungsverzweigt strukturiert werden. Auch wenn elektrisches Fahren durch die neuesten Entwicklungen in der 48V-Technologie mit Spitzenleistungen von bis zu 30 kW darstellbar ist [62], sind heutzutage noch ausschließlich Hochvoltsysteme im Serieneinsatz. Die elektrisch erzielbare Reichweite hängt maßgeblich von der Batteriekapazität ab und beträgt größtenteils nur wenige Kilometer, die dennoch ausreichen, um signifikante Kraftstoffverbrauchsvorteile zu erzielen. [21]

Verfügen Voll-Hybridfahrzeuge über einen Anschluss zur externen Batterieladung, werden sie als Plug-in-Hybrid (englisch: Plug-in Hybrid Electric Vehicle, PHEV) bezeichnet. Plug-in-Hybride haben in der Regel eine größere Batteriekapazität und ermöglichen somit deutlich größere elektrische Reichweiten. Die realisierbaren Verbrauchsvorteile hängen entscheidend vom Ladeverhalten des Fahrers sowie seinem Nutzerprofil ab und machen sich insbesondere im Kurzstreckenverkehr bemerkbar. Dahingegen kann sich das Zusatzgewicht der größeren Batterie gegenüber Voll-Hybridfahrzeugen im Langstreckenverkehr und bei hohen Geschwindigkeiten mit verbrennungsmotorischem Betrieb nachteilig auswirken. [21]

2.1.2. Parallele Hybridarchitekturen

Hybridarchitekturen können weiterhin nach den Energieflüssen eingeteilt werden [21]. Parallele Hybridarchitekturen zeichnen sich dadurch aus, dass ein mechanischer Durchtrieb vom VM bis zum Rad möglich ist. [56] Im Gegensatz zu Voll- und Plug-in-Hybridfahrzeugen, finden sich in Mild-Hybrid-Antriebssträngen ausschließlich parallele Hybridarchitekturen wieder, die sich anhand der Einbauposition der elektrischen Maschine im Antriebsstrang unterscheiden. Die grundsätzlich möglichen Parallelhybrid-Topologien sind in Abbildung 2.2 dargestellt und unterscheiden sich in ihren Eigenschaften.

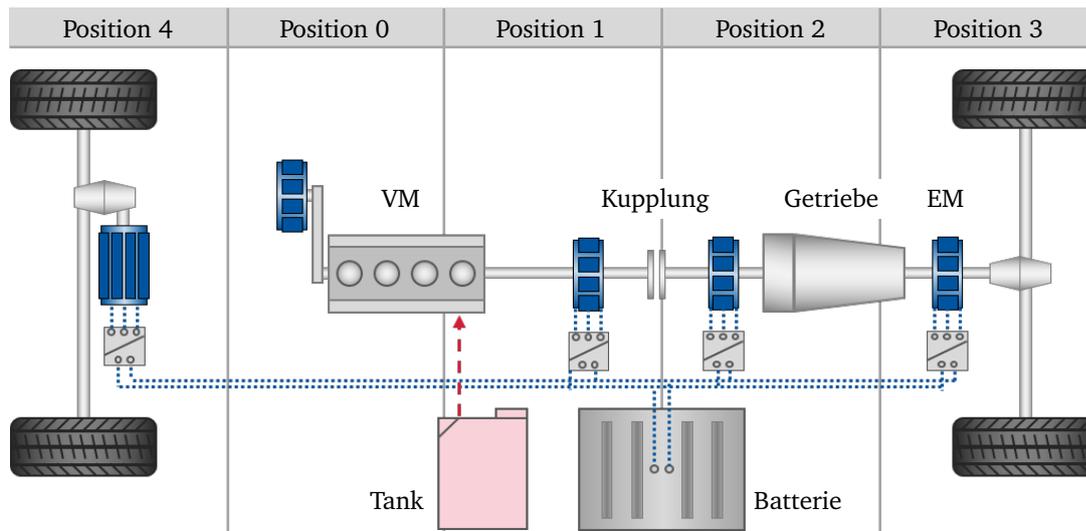


Abbildung 2.2. Topologien paralleler Hybridarchitekturen nach [21]

In der P0-Topologie ist die EM im Riementrieb des VM integriert. Die installierbare elektrische Leistung hängt somit von der maximal übertragbaren Leistung des Riementriebes ab. Diese Hybridtopologie hat einen vergleichsweise geringen Integrationsaufwand und ermöglicht bereits viele der typischen Hybridfunktionen, wie beispielsweise Lastpunktverschiebung, elektrische Drehmomentunterstützung oder Rekuperation. [21]

In der P1-Topologie wird die EM direkt mit der Kurbelwelle (KW) am Abtrieb des VM verbunden, sodass im Vergleich zur P0-Topologie höhere Leistungen übertragbar sind. Jedoch unterscheiden sich die Topologien in ihren darstellbaren Funktionen kaum voneinander, wenngleich die höhere elektrische Leistung sowie die direkte Kopplung mit dem VM Vorteile für den Motorstart, die Laufruhe und die Bremsenergieerückgewinnung mit sich bringen. In beiden Topologien ist ein elektrischer Fahrbetrieb nicht sinnvoll darstellbar, da der VM mitgeschleppt werden muss. [21], [63]

Sind VM und EM über eine Kupplung mechanisch entkoppelbar (P2-, P3- oder P4-Topologie), ist auch rein elektrisches Fahren sinnvoll darstellbar. Zudem kann das Rekuperationspotential durch ein Abkoppeln des VM in Verzögerungsphasen nochmals gesteigert werden. Den Vorteilen steht allerdings ein erhöhter Integrationsaufwand gegenüber. Während sich die P2- und P3-Topologien insbesondere im Hinblick auf den Integrationsaufwand und die Auslegung der EM unterscheiden, bietet eine P4-Topologie darüber hinaus die Möglichkeit eines Allradantriebes. In der P2-Topologie ist durch die Integration einer weiteren Kupplung zwischen EM und Getriebe zudem ein Starten des VM über die EM möglich. Prinzipiell können die Topologien und ihre Funktionen durch den Einsatz mehrerer EM natürlich auch kombiniert werden. Eine solche Kombination ist insbesondere dann sinnvoll, wenn sich dadurch mehr Funktionen darstellen lassen, z. B. Allradantrieb bei P0+P4- oder Komfortstart bei P0+P2/P3/P4-Topologien. [21], [63]

2.2. 48V-Elektrifizierung

Die zunehmend restriktivere CO₂- und Abgasgesetzgebung, aber auch die regional unterschiedlichen Bedingungen auf dem Energiemarkt sowie die diversen Kundenanforderungen verlangen nach neuen Technologien der Automobilhersteller. Derzeit konzentrieren sich die technischen Lösungen überwiegend auf die Elektrifizierung und reichen von verschiedenen Hybridkonzepten bis hin zu reinen batterieelektrischen Fahrzeugen. Grundsätzlich steigt mit dem Elektrifizierungsgrad das lokale CO₂-Reduktionspotenzial, jedoch auch die System- und Entwicklungskosten, die die Marktdurchdringung begrenzen können [1]. Daher sind skalierbare Technologien mit überschaubaren Zusatzkosten sowie eine hohe Marktdurchdringung erforderlich, um als Automobilhersteller kurzfristig in den verschiedenen Märkten erfolgreich zu sein und einen ökologisch und ökonomisch nachhaltigen Übergang in die Elektromobilität zu gewährleisten. Dementsprechend spielt die 48V-Elektrifizierung neben der Entwicklung von Hochvolt-Hybrid- und Elektrofahrzeugen eine entscheidende Rolle in der Elektrifizierungsstrategie vieler Automobilhersteller. [4], [5]

Über eine 48V-Hybridisierung lassen sich mit einem technologisch und finanziell moderaten Mehraufwand kurzfristig signifikante CO₂-Einsparungen in der Fahrzeugflotte realisieren. Dabei erschließt die 48V-Technologie nicht nur Potentiale durch technologieinhärente Hybridfunktionen wie regenerativem Bremsen oder Lastpunktoptimierung, sondern auch durch Synergieeffekte im Gesamtkonzept des Antriebsstranges, beispielsweise durch ein extremes Downsizing [7], [8]. Zudem bietet der Einsatz elektrisch beheizter Katalysatoren ein erhebliches Potential zur Verringerung der Schadstoffemissionen im Realbetrieb (englisch: Real Driving Emissions, RDE) [18], [19]. Die 48V-Technologie stellt somit einen ressourcenschonenden und kosteneffizienten Elektrifizierungsansatz dar, der auf etablierter Antriebstechnik basiert und eine uneingeschränkte Fahrzeugreichweite aufrechterhält. Die geringen Zusatzkosten, der begrenzte Entwicklungsaufwand und die Vielzahl an kundenrelevanten Zusatzfunktionen machen diese Technologie besonders attraktiv und liefern stichhaltige Argumente für eine hohe Marktdurchdringung, die einen wertvollen Beitrag zu einer umweltschonenden Mobilität leisten kann [20], [21]. [4], [5], [22]–[25]

2.2.1. 48V-Bordnetz

Elektrische Systeme mit einer Gleichspannung über 60 V unterliegen den besonderen Sicherheitsvorschriften der [64] und ziehen kostenintensive Schutzmaßnahmen nach sich, die sich entlang der gesamten Wertschöpfungskette von der Komponentenentwicklung und -absicherung über die Berücksichtigung von Überwachungsfunktionen bis hin zur Wartung der Hochvolt-Fahrzeuge erstrecken [64]. Auch wenn 48V-Systeme gemäß [65] zusätzliche Anforderungen mit sich bringen, ist die Komplexität weitaus geringer und vergleichbar zu 12V-Systemen, sodass die Technologie ähnlich gute Voraussetzungen für eine standardisierte Markteinführung bietet. [22], [65]–[68]

Die Spannungsbereiche des 48V-Bordnetzes sind in der [65] definiert und in Abbildung 2.3 dargestellt. Die Untergrenze des dynamischen Überspannungsbereiches folgt aus der in [64] definierten Berührungsschutzspannung von 60 V und ist zwingend einzuhalten. Der statische Überspannungsbereich bildet eine Sicherheitsreserve zum oberen Betriebsbereich, der lediglich zur Bremsenergieerückgewinnung und Kalibrierung des Energiespeichers zulässig ist. Der uneingeschränkte Betriebsbereich liegt zwischen 36 V und 52 V. Der untere Betriebsbereich ist nur temporär zulässig und erfordert aktive Gegenmaßnahmen um in dem uneingeschränkten Betriebsbereich zurückzukehren. [22], [65]

Gegenüber dem 12V-Bordnetz ermöglicht die 48V-Spannungslage eine Vervierfachung der Leistung bei gleichem Strom und schafft somit wertvolle Freiheitsgrade für eine Elektrifizierung von Nebenaggregaten sowie den Einsatz von elektrischen Hochleistungsverbrauchern [69], beispielsweise im Bereich der Fahrdynamik [70], [71], des Komforts [72] oder der elektrisch unterstützten Aufladung [7], [14], [73]–[75]. Ebenso können Verbraucher aus dem 12V- in das 48V-Bordnetz migrieren, sodass über die Reduktion von Kabelquerschnitten

erhebliche Gewichtseinsparungen realisiert werden können [26], [66]. Ein Überblick über die umfangreichen Elektrifizierungsmöglichkeiten, unter anderem in den Bereichen der Aufladung, Fahrdynamik, Klimatisierung und Abgasnachbehandlung, ist in den Darstellungen von [20], [22], [26], [27] zu finden.

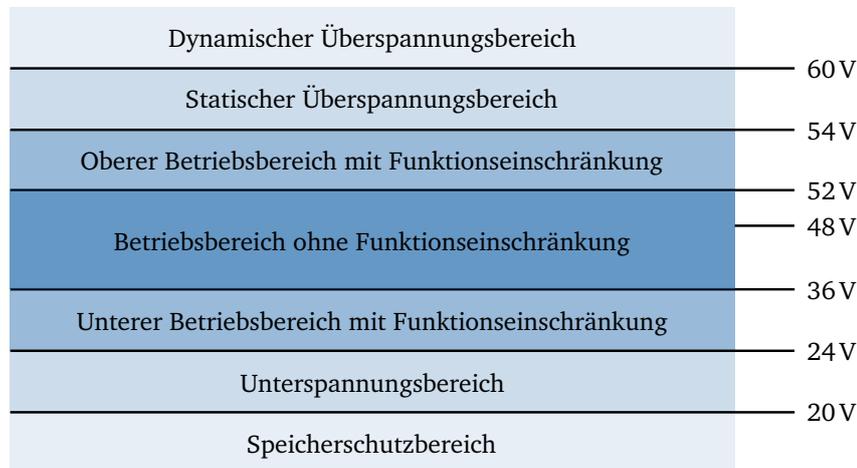


Abbildung 2.3. Definition der Spannungsbereiche des 48V-Bordnetzes nach [65]

2.2.2. 48V-Technologien in der Serie und Vorentwicklung

Die 48V-Technologie hat sich binnen weniger Jahre in der Elektrifizierungsstrategie vieler Automobilhersteller etabliert und befindet sich bereits in diversen Anwendungen im Serieneinsatz. Das starke Engagement in der Vorentwicklung sowie der hohe Innovationsschub auf Seiten der Automobil- und Komponentenhersteller sprechen für einen zunehmenden Ausbau der 48V-Technologie, der sich auch in zahlreichen Marktprognosen widerspiegelt. Abbildung 2.4¹ stellt einen Auszug von 48V-Anwendungen aus der Serie und Vorentwicklung. Die Klassifikation erfolgt anhand des 48V-Systems auf der Abszisse und der zuvor erläuterten Hybridtopologie auf der Ordinate. Hinsichtlich des 48V-Systems wird zwischen einer Basishybridisierung, bestehend aus EM, Batterie und Gleichspannungswandler sowie der Kombination mit weiteren 48V-Verbrauchern und/oder einer elektrisch unterstützten Aufladung unterschieden.

Die Basishybridisierung mit einem RSG dominiert herstellerübergreifend die Markteinführung in der ersten Generation und ist im Wesentlichen auf die geringen Zusatzkosten bei einem signifikanten CO₂-Reduktionspotential zurückzuführen [76]–[80]. Nicht zuletzt mit dem VW Golf hat sich die 48V-Hybridisierung auch in den volumenstarken Fahrzeugsegmenten etabliert [81]. In den höheren Fahrzeugsegmenten sind weitergehende 48V-Elektrifizierungen im Bereich der Fahrdynamik, des Komforts sowie der Fahrleistung vertreten. Hervorzuheben ist insbesondere Daimler, die mit dem ersten Reihensechszylinder-Ottomotor ohne Riemenantrieb und einem P1-Kurbelwellen-Startergenerator die Möglichkeiten einer konsequenten 48V-Elektrifizierung aufzeigen [75]. Das Aggregat findet sich in zwei Varianten (mit und ohne elektrischer Zusatzaufladung) in mehreren Baureihen wieder. Die Konzeptfahrzeuge mit hohen Hybridisierungsgraden zeigen zudem das weitreichende Potential der 48V-Technologie auf [62]. Darüber hinaus wird deutlich, dass die im Fokus dieser Arbeit stehenden 48V-Mild-Hybrid-Antriebe mit einer elektrisch unterstützten Aufladung schon heute eine hohe Relevanz haben und somit auch ein industrielles Interesse an innovativen Regelungsansätzen zur Optimierung des Gesamtsystems besteht.

¹Die Darstellung basiert auf einer umfangreichen Literaturrecherche und den Bekanntmachungen der jeweiligen Automobilhersteller, erhebt aber keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

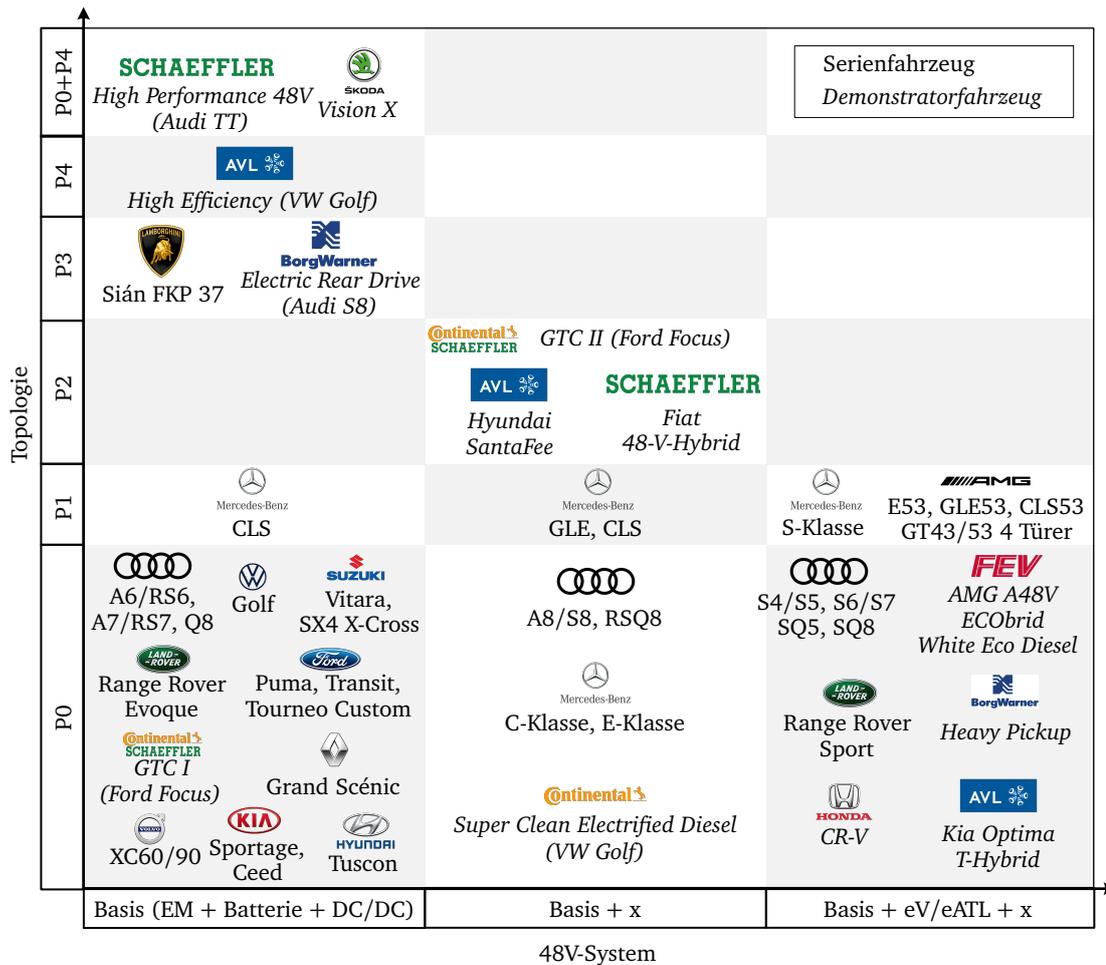


Abbildung 2.4. 48V-Technologien in der Serie und Vorentwicklung

2.2.3. Elektrisch unterstützte Aufladung

Eine wichtige Maßnahme zum effizienteren Betrieb von VM ist das Downsizing. Das Prinzip des Downsizings beruht auf der Verschiebung von Betriebspunkten zu günstigeren Wirkungsgraden. Diese liegen bei höheren Mitteldrücken, sodass eine Reduktion des Hubvolumens zu der gewünschten Lastpunktverschiebung führt. Damit weiterhin eine ausreichende Drehmomentreserve zu Verfügung steht, muss der Vollastmitteldruck mithilfe eines leistungsfähigen Aufladesystems angehoben werden. [82] Geringere Wandwärme-, Reibungs- und Ladungswechselverluste resultieren schließlich in einer höheren Effizienz. In Verbindung mit einem Downsizing, d. h. einer Verschiebung der Betriebspunkte über die Getriebeabstufungen zu niedrigeren Drehzahlen und höheren Lasten, können darüber hinaus weitere Einsparpotentiale erschlossen werden. [8], [82], [83]

Die hohen Mitteldrücke von Downsizing-Motoren werden in der Regel über eine Abgasturboaufladung realisiert. Die Auslegung des Verdichterlaufrads einstufiger Systeme stellt stets einen Kompromiss zwischen maximaler Leistung (Stopfgrenze) und dem Ansprechverhalten bei niedrigen Drehzahlen (englisch: Low-End Torque, LET) (Pumpgrenze) dar. Der Einsatz eines kleinen Abgasturboladers (ATL) ermöglicht bereits bei niedrigen Drehzahlen einen hohen Ladedruck und somit ein hohes LET, bringt jedoch aufgrund des begrenzten Schluckvermögens von Verdichter und Turbine Einschränkungen im Bereich der Maximalleistung mit sich. Neben der geringeren Maximalleistung führt ein höherer Abgasgedruck zu einem Anstieg der Ladungswechselverluste und somit des Kraftstoffverbrauchs. [84] Für die hohen spezifischen Leistungen von Downsizing-Konzepten sind hingegen große ATL erforderlich,

die das Ansprechverhalten bei niedrigen Motordrehzahlen, auch bekannt als „Turboloch“, erheblich beeinträchtigen [7], [85]. Um diesen Zielkonflikt zwischen effizientem Downsizing und dynamischem Ansprechverhalten zu entspannen, gibt es verschiedene Technologien, die in der Automobilindustrie zur Anwendung kommen. [83]

- Optimierung der Turbinengeometrie (z. B. Massenträgheit, VTG, Twin-Scroll-Turbine)
- Mechanisch unterstützte Abgasturboaufladung (mechanischer Kompressor)
- Mehrstufige Abgasturboaufladung
- Registeraufladung
- Hybridisierung des Antriebsstrangs
- Elektrisch unterstützte Aufladung

Die Optimierung der Turbinengeometrie ist eine naheliegende Maßnahme, die vielfach zum Einsatz kommt. Eine variable Turbinengeometrie (VTG) ist bei Dieselmotoren sehr weit verbreitet. In Ottomotoren ist sie aufgrund der höheren Abgastemperaturen nur unter Einsatz kostenintensiver, hoch temperaturbeständiger Werkstoffe einsetzbar und deshalb nur in wenigen Serienanwendungen vertreten [86]. Eine mechanisch unterstützte Abgasturboaufladung kann das LET nur bedingt verbessern, da der Kompressor über die von der Abgasenthalpie abhängigen Ausgangsleistung des VM angetrieben wird [83]. Konzepte mit mehrstufiger Abgasturboaufladung oder Registeraufladung bieten zusätzliche Freiheitsgrade, um hohe spezifische Leistungen mit einem hohen LET zu verbinden. Allerdings gehen diese Konzepte mit zusätzlichen Komponenten und dementsprechenden Gewicht, Bauraum und Kosten einher. Eine mehrstufige Abgasturboaufladung erhöht darüber hinaus die thermische Trägheit des Abgassystems und kann sich daher nachteilig auf die Abgasnachbehandlung auswirken [87]. Eine sehr wirkungsvolle Methode zur Verbesserung des Ansprechverhaltens ist die Hybridisierung, wobei die realisierbare Drehmomentunterstützung in direkter Abhängigkeit zur Leistungsfähigkeit des elektrischen Systems steht.

Eine elektrisch unterstützte Aufladung erschließt hingegen, wie unter anderem in [4], [38], [40], [88]–[90] ausgeführt, sehr hohe Drehmomentreserven des VM mit einer vergleichsweise geringen elektrischen Leistung. Die Antriebsleistung resultiert nach wie vor aus dem verbrennungsmotorischen Prozess und kann ein Vielfaches der zur Aufladung eingesetzten elektrischen Leistung betragen, sodass diese Technologie insbesondere durch die 48V-Elektrifizierung einen starken Aufwind erfährt. Bei der elektrisch unterstützten Aufladung wird im Wesentlichen zwischen zwei Konzepten unterschieden, die in Abbildung 2.5 skizziert sind (vgl. [15], [91]).

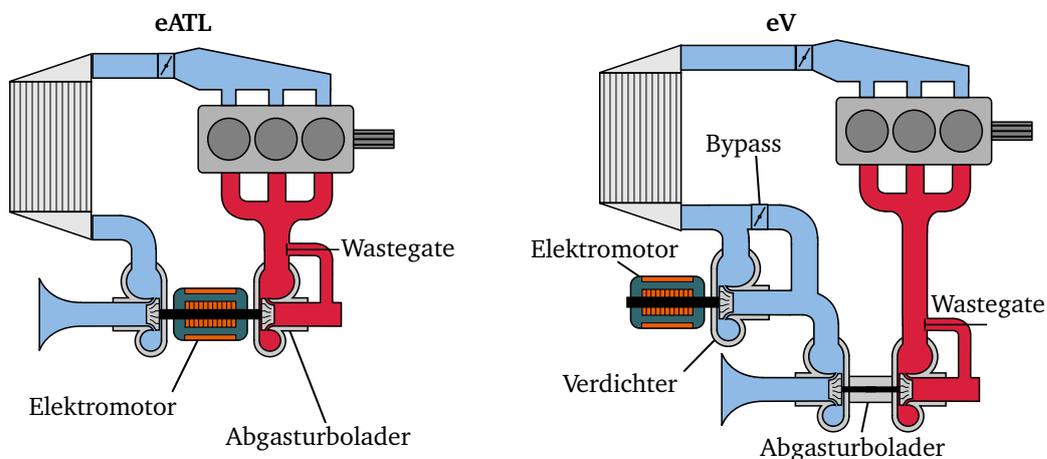


Abbildung 2.5. Elektrisch unterstützte Aufladung (links: Elektrisch unterstützte Abgasturboaufladung, eATL; rechts: Elektrische Zusatzaufladung, eV)

Bei einer elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung ist der Elektromotor mechanisch mit der Welle des ATL verbunden. Der elektrisch unterstützte Abgasturbolader (eATL) kann über den Elektromotor unabhängig von der Abgasenthalpie beschleunigt oder gebremst werden und ermöglicht eine große Dimensionierung von Verdichter und Turbine zur Erreichung hoher spezifischer Leistungen. Der eATL kann nicht nur das LET unterstützen, sondern auch elektrische Energie aus der Abgasenthalpie generieren. Zudem wirkt sich der geringere Abgasgegendruck positiv auf die Abgastemperaturen aus und erlaubt eine Verringerung der Kraftstoff-Luftgemisch-Anfettung im Nennleistungsbereich (Vollastanfettung), die zu erheblichen Verbrauchseinsparungen im realen Betrieb führen kann. Da es sich bei der elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung in der Regel um ein einstufiges Aufladungskonzept handelt, sind die Freiheitsgrade bei der Auslegung des Verdichters aufgrund des weiten Betriebsbereiches begrenzt. Hier kann eine variable Verdichtergeometrie den Betriebsbereich, d. h. insbesondere die Pumpgrenze bei niedrigen Massenströmen und somit das LET positiv beeinflussen [16], [92]. [14]–[16], [74], [90]

Die elektrische Zusatzaufladung ist hingegen ein zweistufiges Aufladungskonzept, in dem ein zusätzlicher elektrischer Verdichter (eV) die Aufladung in Reihe zu dem ATL unterstützt. Grundsätzlich sind diverse Anordnungen des ATL, eV und Ladeluftkühlers denkbar, die unter anderem in [7], [93], [94] erörtert sind. Hinsichtlich der Anordnung ist je nach Schwerpunkt des Antriebskonzeptes eine Abwägung von mehreren Gesichtspunkten, wie LET, Transientverhalten, Effizienz, Emissionen und Bauteilschutz, erforderlich. Auch in diesem Konzept kann die Aufladung unabhängig von der Abgasenthalpie unterstützt werden, allerdings bietet die zweite Druckstufe zusätzliche Freiheitsgrade zur Erweiterung des Betriebsbereiches, da der eV nicht durch die Pumpgrenze des ATL begrenzt ist. Auch wenn manche Systeme einen dauerhaften Betrieb des eV ermöglichen [73], ist im Allgemeinen ein Bypass zum einstufigen Betrieb ohne eV erforderlich. Der Bypass erlaubt zudem eine individuelle Auslegung des eV-Lauftrags, da nicht notwendigerweise der gesamte Betriebsbereich des VM abgedeckt werden muss. Für leistungs-, verbrauchs- und emissionsoptimierte VM ist die elektrische Zusatzaufladung eine vielversprechende Technologie, die heute schon in diversen Serienfahrzeugen in Verbindung mit einem 48V-System, wie in [75], [95]–[97] beschrieben, eingesetzt wird. [7], [45], [46], [98]–[100]

2.2.4. 48V-Mild-Hybrid mit elektrischer Zusatzaufladung

Im Fokus dieser Arbeit steht die modellprädiktive Regelung eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebs mit elektrischer Zusatzaufladung. Die wissenschaftlichen Fragestellungen haben sich insbesondere aus der Entwicklung eines 48V-Mild-Hybrid-Demonstratorfahrzeugs ergeben, die der Verfasser im Rahmen seiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der RWTH Aachen University federführend begleitet hat. Da das 48V-System sowie die regelbasierte Referenzstrategie weitgehend auf dieser Entwicklung beruhen, wird der Antriebsstrang des Demonstratorfahrzeugs mit seinen Komponenten und Eigenschaften ausführlich erläutert.

Fahrzeugaufbau

Die FEV Europe GmbH hat in Zusammenarbeit mit der RWTH Aachen University und weiteren Partnern aus der Automobilindustrie ein 48V-Mild-Hybrid-Demonstratorfahrzeug entwickelt. Das Basisfahrzeug ist ein Mercedes-Benz AMG A45 4MATIC mit einem 7-Gang-Doppelkupplungsgetriebe (DKG) und einem 2,0-Liter-Vierzylinder-Ottomotor mit Direkteinspritzung. Die hohe spezifische Leistung von 133 kW l^{-1} wird über einen Twin-Scroll-ATL erreicht. Trotz der zweiflutigen Turbine, Variabilitäten der Ein- und Auslassnockenwelle zur Erhöhung der Spülluftmengen im Teillastbereich sowie einer optimierten Software ist das maximale Drehmoment von 450 N m erst ab einer Drehzahl von 2250 min^{-1} verfügbar. [101] Das eingeschränkte Drehmoment im niedrigen Drehzahlbereich (englisch: Low-end Torque) führt zu einem spürbar verzögerten Ansprechverhalten, das über eine 48V-Elektrifizierung verbessert werden kann. Sowohl eine elektrifizierte Aufladung als auch eine elektrische Drehmomentunterstützung können die Elastizität insbesondere im verbrauchsgünstigen, niedrigen

Drehzahlbereich erheblich verbessern [38]. Auch wenn die 48V-Technologie in diesem Fall zur Verbesserung der Fahrdynamik eingesetzt wird, kann dieses Potential in Verbindung mit einem Downsizing und Downspeeding auch zur weiteren Effizienzsteigerung des Antriebsstrangs genutzt werden [8], [98]. Der 48V-Mild-Hybrid-Antrieb des Demonstratorfahrzeugs ist in Abbildung 2.6 schematisch dargestellt.

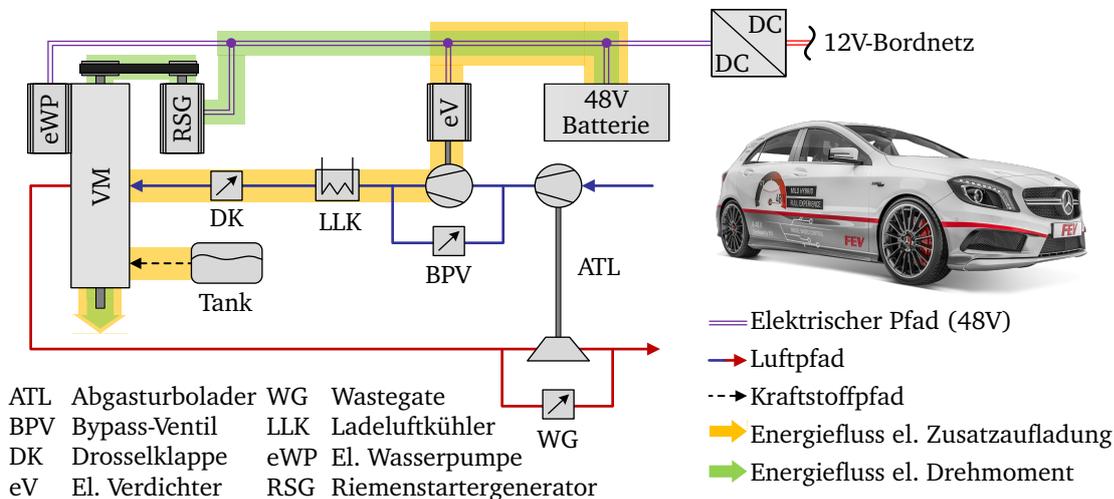


Abbildung 2.6. 48V-Mild-Hybrid-Antrieb des FEV AMG A48V nach [4], [34]

Zentrales Element des 48V-Systems ist der Riemenstartergenerator (RSG) im Riementrieb des VM. Die P0-Topologie ermöglicht veritable Hybridfunktionen wie Rekuperation, Lastpunktverschiebung, elektrische Drehmomentunterstützung sowie ein komfortables Starten des VM. Da die mit dem Riemen maximal übertragbare Leistung begrenzt ist und eine permanente Kopplung zum VM besteht, ist die P0-Topologie nicht für rein elektrisches Fahren prädestiniert. Der elektrische Verdichter (eV) ist im Ladeluftpfad nach dem Verdichter des Twin-Scroll-ATL stromaufwärts des Ladeluftkühlers positioniert. Der eV erreicht maximale Druckverhältnisse von 1,45 und kann den Ladedruck und damit das Ansprechverhalten in Betriebsbereichen niedriger Abgasenthalpie unabhängig vom ATL signifikant erhöhen [102]. Der Bypass ist pneumatisch aktuiert und schließt automatisch, wenn der Druck stromabwärts des eV den durch den ATL im Bypass resultierenden Druck übersteigt. [4], [7], [27], [34]

Riemenstartergenerator (RSG): Die Boost Recupration Machine[®] (BRM) von SEG-Automotive ersetzt als RSG den konventionellen 12V-Generator in der P0-Position. Im Vergleich zu anderen parallelen Hybridarchitekturen kann der RSG mit leichten Modifikationen in den Antrieb integriert werden. In Abbildung 2.7 sind die Anpassungen im Riementrieb des Mercedes AMG M133 Serienmotors dargestellt. Der RSG nimmt etwa den Bauraum des konventionellen Generators ein und hat ein Übersetzungsverhältnis von 2,64 zur Kurbelwelle des VM. Der Mubea Doppelarmspanner (englisch: Double Arm Tensioner, DAT) ermöglicht eine bidirektionale Kraftübertragung. Bei Lastwechseln zwischen Generator- und Motorbetrieb kann der DAT rotieren und den entsprechenden Leertrum spannen. Zur Realisierung geeigneter Umschlingungswinkel ist die Riemenführung überarbeitet und durch die 48V-Elektrifizierung der Wasserpumpe vereinfacht. Insgesamt veranschaulichen die Umbaumaßnahmen den moderaten Aufwand zur Realisierung einer P0-Mild-Hybridisierung. [4], [23]

Im Vergleich zu einem herkömmlichen Generator mit einer elektrischen Leistung von 2,5 kW erhöht die BRM das Gesamtgewicht lediglich um 17%, sodass die auf das Gewicht bezogene Leistung um den Faktor 4,2 verbessert werden kann. Die Basis der BRM ist ein fremderregter, fünfphasiger Klauenpolgenerator. Durch eine integrierte Leistungselektronik können im motorischen Betrieb bis zu 9,8 kW mechanische Leistung an den Riementrieb abgegeben werden, sodass schnelle, komfortable Starts sowie eine spürbare Drehmomentunterstützung des VM

möglich sind. Das Startmoment kann bis zu 56 N m am Abtrieb der BRM betragen, was in dem Demonstratorfahrzeug einem Kurbelwellendrehmoment von 148 N m entspricht. Die hohe Spannungslage ermöglicht eine maximale Generatorleistung von 12,5 kW. So können hohe Rekuperationsraten in Verzögerungsphasen signifikante Energiemengen zurückgewinnen. Darüber hinaus trägt die erhöhte elektrische Dauerleistung dazu bei, den Leistungsbedarf zukünftiger Anwendungen decken zu können. [4], [23]

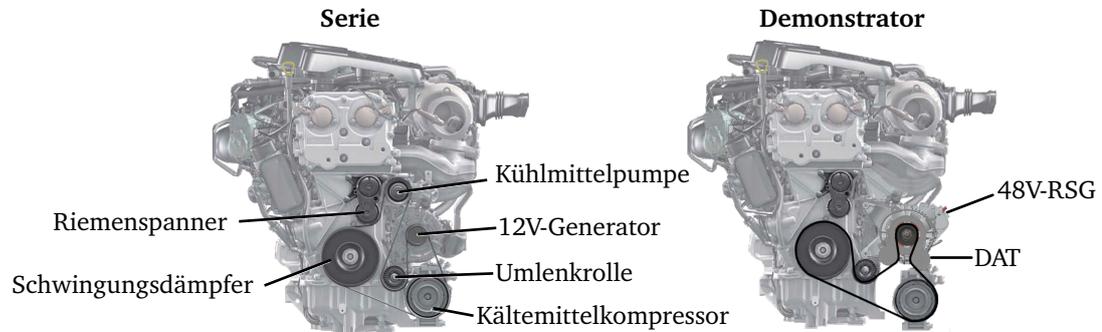


Abbildung 2.7. Mechanische Integration des RSG im Mercedes AMG M133 nach [103]

Die BRM ist luftgekühlt, während die Leistungselektronik über den Niedertemperaturkreislauf wassergekühlt wird. Intelligente Softwarefunktionen überwachen die relevanten Bauteiltemperaturen und leiten bei Bedarf limitierende Maßnahmen ein, um thermische Randbedingungen zuverlässig einzuhalten. Die BRM erreicht einen Gesamtwirkungsgrad von bis zu 88 % (EM, Leistungselektronik und Kühlung) und arbeitet somit deutlich effizienter als konventionelle Klauenpolgeneratoren mit passiven Gleichrichtern. In Phasen mit geringem Leistungsbedarf ermöglicht die Schwächung des Erregerfeldes ein zusätzliches Potenzial gegenüber permanenterrregten Synchronmaschinen. Die BRM bietet neben einer Drehmoment-, Drehzahl- und Spannungsregelung weitere Funktionen zur Limitierung der elektrischen Betriebsgrößen, die über die CAN-Schnittstelle eine Integration in die Antriebsstrangsteuerung und das elektrische Energiemanagement ermöglichen. [4], [23]

Elektrischer Verdichter (eV): Der 48V eBooster[®] von BorgWarner wird von einem effizienten, bürstenlosen, Permanentmagnetmotor angetrieben, der bei einem Maximalstrom von 130 A Hochlaufzeiten von unter 230 ms ermöglicht. In Kombination mit einem möglichen Druckverhältnis von 1,45 und langen Betriebsdauern kann die Dynamik des Ladedruckaufbaus aus dem niedrigen Drehzahl- und Lastbereich deutlich erhöht werden. [102] Weitergehende Informationen zum Konzept und Layout der elektrischen Zusatzaufladung des FEV AMG A48V Demonstratorfahrzeugs sind in [7], [27], [104] beschrieben.

Batterie: Die verwendete 48V-Batterie von A123 Systems basiert auf einer sehr leistungsfähigen Lithium-Eisenphosphat-Technologie (LiFePO₄, englisch: Lithium Ferrous Phosphate, LFP) [105]. LFP-basierte Kathoden haben im Vergleich zu den weit verbreiteten Metalloxiden wie beispielsweise LiNi_{1/3}Mn_{1/3}Co_{1/3}O₂ (englisch: Nickel Manganese Cobalt, NMC) eine geringere Energiedichte, aber Vorteile hinsichtlich der Sicherheit, Zyklenlebensdauer und Schnellladefähigkeit, die für 48V-Anwendungen entscheidend sein können.

Die höhere Energiedichte von NMC ist auf das höhere Redoxpotential der Nickel-, Mangan- und Kobaltionen zurückzuführen. Die vergleichsweise hohen Rohstoffpreise gegenüber Eisen (Ni: 11 € kg⁻¹, Mn: 2 € kg⁻¹, Co: 55 € kg⁻¹, Fe: 0,67 € kg⁻¹, Stand September 2018 [106]) wirken sich jedoch negativ auf die Kosten aus, wenngleich der auf die Energie bezogene Preisvorteil aufgrund der geringeren Energiedichte nicht so deutlich ausfällt [107]. In Bezug auf die Sicherheit führen die intrinsischen Materialeigenschaften von LFP zu einer guten thermischen Stabilität. LFP weist aufgrund der starken kovalenten Bindungen der Sauerstoffatome im Phosphatmolekül im Gegensatz zu den oxidischen Kathodenmaterialien keine Anzeichen von Sauerstoffentwicklung auf, sodass bis 300 °C keine stark exothermen Effekte

auftreten. Zudem wirkt sich das niedrigere Spannungspotential positiv auf die Reserve im Stabilitätsbereich des Elektrolyten aus. [107], [108] Die Zyklenlebensdauer ist aufgrund der vergleichsweise geringen Volumenänderung während der Interkalation von Lithium-Ionen hervorragend. Das Volumen der delithierten Phase ist nur um 6,8 % geringer, sodass materialermüdende Alterungseffekte infolge mechanischer Spannungen erheblich verlangsamt werden können [108]. Die vergleichsweise geringe elektrische und Lithium-Ionen Leitfähigkeit stellen große Herausforderungen für die LFP-Technologie dar. Während die Lithium-Ionen Leitfähigkeit durch innovative Produktions- und Beschichtungsverfahren zur Erzeugung von Partikel- und Schichtgrößen im Nanometer-Bereich verbessert werden kann, bieten Kohlenstoffbeschichtungsverfahren sowie Dotierungen des Kathodenmaterials Möglichkeiten die geringe elektrische Leitfähigkeit signifikant zu erhöhen. [107], [108]

Die UltraPhosphate™ Pouch-Zelle hat eine Nennkapazität von 8 Ah. Durch die Reihenschaltung von 14 Zellen ergibt sich für die 48V-Batterie ein nutzbarer Spannungsbereich von 24 bis 54 V, der den zulässigen Spannungsbereich des 48V-Bordnetzes ausreizt [65]. Der weite Temperaturbereich von -30 bis 65 °C, das gute Kaltstartverhalten sowie die Akzeptanz hoher C-Raten sind prädestiniert für Mild-Hybrid-Anwendungen mit hohen Leistungsanforderungen. In dem Demonstratorfahrzeug ist die Batterie mit einer aktiven Luftkühlung ausgestattet, um eine hohe Verfügbarkeit der 48V-Funktionalitäten zu gewährleisten. [4], [105]

Gleichspannungswandler: Der bidirektionale DC/DC-Wandler ist luftgekühlt und hat eine nominelle Leistung von 3 kW, wobei kurzzeitig auch Spitzenleistungen von bis zu 3,6 kW abgerufen werden können. Der DC/DC-Wandler koppelt das 48V-System mit dem konventionellen 12V-Bordnetz und bietet neben dem klassischen Hochsetz- und Tiefsetzstellbetrieb auch die Möglichkeit, die 48V-Zwischenkreiskondensatoren vor dem Systemstart aus dem 12V-Bordnetz vorzuladen. [23]

Elektrische Wasserpumpe (eWP): Die 48V-Elektrifizierung der Wasserpumpe erleichtert einerseits die Auslegung des Riementriebs und ermöglicht andererseits einen drehzahlunabhängigen Betrieb. Die CWA950 von Pierburg erreicht bei einer maximalen Drehzahl von 7000 min⁻¹ einen Kühlmittelvolumenstrom von bis zu 300 l min⁻¹ in dem Hochtemperaturkühlkreislauf des Demonstratorfahrzeugs bei einer maximalen elektrischen Leistung von ca. 800 W. Der durchschnittliche Leistungsbedarf im realen Fahrbetrieb ist jedoch deutlich geringer und beträgt unter sonnigen Fahrbedingungen etwa 50 W. [4], [109]

Rapid Control Prototyping (RCP): Das Demonstratorfahrzeug wird von einer Mild-Hybrid-Software betrieben, die auf einem ETAS ES910 RCP-Entwicklungssteuergerät ausgeführt wird. Alle Mild-Hybrid-Komponenten, einschließlich eines Kamerasensors zur Verkehrserkennung sowie einer Mensch-Maschine-Schnittstelle (englisch: Human Machine Interface, HMI), sind über einen separaten CAN-Bus mit dem Entwicklungssteuergerät verbunden (siehe Abbildung A.1). Die HMI-Hardware basiert auf einer kommerziellen Plattform. Über das individuelle Layout kann der Fahrer die verschiedenen Antriebsstrangfunktionen auswählen und erhält darüber hinaus grafisch unterstützte Informationen über das Mild-Hybrid-System. Die Mild-Hybrid-Softwarefunktionen wie Rekuperation, Lastpunktverschiebung, elektrische Drehmomentunterstützung oder Zusatzverdichtung können über einen EHOOKS-basierten Emulatortastkopf(ETK)-Bypass² zum Motorsteuergerät (englisch: Engine Control Unit, ECU) implementiert werden. [4], [23]

Softwareumgebung und Fahrzeugfunktionen

Durch die hohe Komplexität und Varianz elektrifizierter Antriebsstränge ist Software zu einem elementaren Kosten- und Innovationsfaktor in der Automobilentwicklung geworden [111].

²Über die ETK-Schnittstelle können die Ein- und Ausgangssignale von Bypass-Funktionen in Echtzeit mit der ECU ausgetauscht werden. Die Bypass-Funktionen können in MATLAB/Simulink® entwickelt, mithilfe der RCP-Umgebung ETAS INTECRIO® zusammengeführt und auf dem Simulationscontroller des RCP-Entwicklungssteuergeräts implementiert. [110]

Aus diesem Grund sind Maßnahmen zur Verbesserung der Flexibilität, Qualität und Wiederverwendbarkeit von automobiler Software erforderlich. AUTOSAR (englisch: AUTomotive Open System ARchitecture [112]) verfolgt diese Ziele, konzentriert sich aber auf die Standardisierung der Basissoftware [113]. In der Anwendungsschicht werden zwar die Syntax und Semantik der Schnittstellen für die sechs Fahrzeugbereiche „Body and Comfort“, „Transmission“, „Powertrain“, „Chassis“, „Occupant and Pedestrian Safety“ sowie „HMI, Multimedia and Telematic“, aber keine anwendungsspezifischen Funktionen für den Antriebsstrang spezifiziert [113], [114]. Die skalierbare Softwarearchitektur PERSIST (englisch: Powertrain control architecture Enabling Reusable Software development for Intelligent System Tailoring) der FEV konzentriert sich auf hybride Antriebsstränge und baut auf den Schnittstellenrichtlinien [115], [116] des AUTOSAR-Standards auf [111]. PERSIST ermöglicht über systematische Strukturierung und einheitliche Entwurfsprinzipien eine konsistente Architektur in der Softwarekomponenten zwischen Prototypen- und Serienanwendungen wiederverwendet und somit zwischen maximaler Flexibilität und Qualität skaliert werden können [113]. Die modulare Softwarearchitektur verfolgt einen dezentralen und komponentenorientierten Ansatz, um die Wiederverwendbarkeit und Testbarkeit zu erhöhen, den Aufwand für Schnittstellenänderungen gering zu halten und die Fehleranfälligkeit bei Komponentenvariationen zu minimieren. Dadurch wird neben der Anpassungsfähigkeit auch die Softwarequalität signifikant verbessert. [23], [111] Die konkrete Softwarearchitektur und Antriebsstrangsteuerung des Demonstratorfahrzeugs ist in [23], [27] detailliert erläutert, sodass an dieser Stelle nur auf die wesentlichen Fahrzeugfunktionen im Zusammenhang mit der 48V-Elektrifizierung eingegangen wird.

Generatorbetrieb und Bremsenergierückgewinnung (Rekuperation): Zur elektrischen Energieversorgung des Fahrzeugs wird der RSG als Generator betrieben. Die erforderliche mechanische Energie kann entweder durch den VM oder während einer Verzögerung durch die kinetische Energie des Fahrzeugs bereitgestellt werden. Im Generatorbetrieb wird das geforderte Drehmoment in Abhängigkeit der Ladestrategie des Hybridmanagements vom VM vorgesteuert, während im Rekuperationsbetrieb ein Teil des Bremsmoments über den RSG zur Fahrzeugverzögerung gestellt wird. Da das Demonstratorfahrzeug über ein unverändertes konventionelles Bremssystem verfügt, ist eine ideale Aufteilung des Bremsmoments nicht möglich, sodass das Potential der Bremsenergierückgewinnung nicht vollständig ausgeschöpft werden kann.

(Motorstopp-)Segeln: Neben der Bremsenergierückgewinnung hat Motorstopp-Segeln einen wesentlichen Einfluss auf das CO₂-Reduktionspotenzial, insbesondere im realen Fahrbetrieb. Segelstrategien konzentrieren sich auf die Schleppverluste im Schubbetrieb. Anstelle einer Unterbrechung der Kraftstoffeinspritzung in Schubphasen (Schubabschaltung) kann der Motor vom Antriebsstrang entkoppelt werden, um den Abbau der kinetischen Energie zu verlangsamen. Die beim Ausrollen mit entkoppeltem VM zurückgelegte Strecke ist abhängig von der Fahrzeugmasse, den Antriebsstrangträgheiten sowie der Fahrzeuglängsdynamik und kann bei einer Verzögerung von 100 auf 50 km h⁻¹ verdoppelt werden [9]. Grundsätzlich kann der Motor im Leerlauf betrieben oder gestoppt werden. In [9], [10] wird dargelegt, dass das Potential zur Verbrauchseinsparung stark vom Fahrzyklus, seinen Toleranzen und der Fahrweise abhängt. In mehreren Untersuchungen werden Einsparpotentiale von bis zu 12% aufgezeigt [9]–[12]. Dabei kann der zeitliche Segelanteil im realen Fahrbetrieb bis zu 50% betragen. In Antriebsstrangtopologien ohne Kupplung zwischen VM und EM (P0 oder P1 Topologie) wirken sich die reduzierten Rekuperations- und Ladephasen direkt auf die elektrische Energiebilanz aus, sodass konventionelle 12V-Singulär-Batterie-Bordnetze nicht in der Lage sind das elektrische System auszugleichen und Dual-Batterie- und/oder Dual-Spannungs-Bordnetze erforderlich sind. [13]. Die Motorstopp-Segel-Funktion des Demonstratorfahrzeugs erreicht im realen Fahrbetrieb in Verbindung mit einer prädiktiven, kamerabasierten Betriebsstrategie eine Verbrauchseinsparung von 4,9% gegenüber der Referenz mit 48V-System und Rekuperation [4].

RSG-Motorstopp-Start: Der Motorstart ist eine der zentralen Herausforderungen für die erfolgreiche Einführung energiesparender Motorstopp-Segelfunktionen, aber auch um herkömmliche Motorstopp-Start-Funktionen komfortabler zu gestalten. Konventionelle 12V-Startermotoren werden in der Regel als Permanentmagnet- oder Reihenschluss-Gleichstrommotoren ausgeführt. Reihenschluss-Gleichstrommotoren eignen sich wegen des hohen Anlaufmomentes besonders gut zum Überwinden des Losbrechmomentes beim Motorstart. Dennoch nimmt das Drehmoment beider Motorenarten aufgrund der geringen Spannungslage mit zunehmender Drehzahl sukzessive ab, sodass bei einer herkömmlichen Auslegung die maximal erreichbare Zieldrehzahl des VM auf einen Bereich von etwa 150 bis 250 min^{-1} begrenzt ist. Daher gibt die Motorsteuerung die Einspritzung nach der Initiierung des Einspritzsystems schnellstmöglich frei, sodass die Verbrennung den VM beschleunigen kann. [117], [118] Dabei führen sowohl die dynamischen Gaskräfte der Verbrennung als auch die Motorresonanzen zu unangenehmen Drehungleichförmigkeiten, die den Startkomfort beeinträchtigen. Der 48V-RSG kann dahingegen sein Drehmoment über einen deutlich weiteren Drehzahlbereich aufrechterhalten, sodass der VM auch bei späterem Einsatz der Verbrennung wesentlich schneller beschleunigt werden kann. Zusätzlich können Drehungleichförmigkeiten über eine geeignete Regelung reduziert und somit der Komfort im Fahrzeuginnenraum spürbar gesteigert werden. [4], [119] Verglichen mit dem konventionellen Startsystem des Basisfahrzeugs kann mithilfe des RSG, je nach Kalibrierung, die Startzeit um bis zu zwei Drittel oder die für den Start benötigte Energiemenge sowie das Überschwingen der Motordrehzahl reduziert werden. [4]

Elektrische Zusatzaufladung und Drehmomentunterstützung: Das 48V-System des Demonstratorfahrzeugs bietet mit der elektrischen Zusatzaufladung und der elektrischen Drehmomentunterstützung zwei Funktionen zur Verbesserung des Ansprechverhaltens, die über das HMI ausgewählt und separat oder in Kombination verwendet werden können. Der Einfluss auf das maximale Kurbelwellendrehmoment des AMG M133 Motors ist in Abbildung 2.8 anhand der stationären Volllastkennlinien dargestellt. Zum Vergleich der Dynamik im niedrigen Drehzahlbereich ist weiterhin die Kennlinie des 2,0-Liter-Reihenvierzylinder-Ottomotors M270 mit einer spezifischen Leistung von $77,5 \text{ kW/l}$, der unter anderem in der Baureihe W176 im Mercedes-Benz A250 zum Einsatz kommt, eingezeichnet [120].

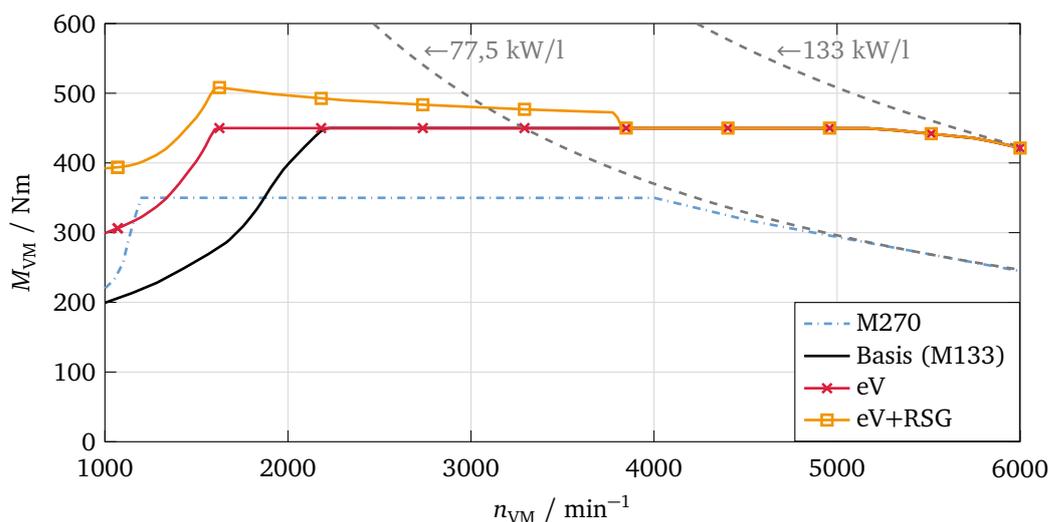


Abbildung 2.8. Einfluss der 48V-Elektrifizierung auf das maximale Kurbelwellendrehmoment des FEV AMG A48V in Anlehnung an [7] mit den Daten für die Serienmotoren M270 [120] und M133 [103]

Es ist deutlich zu erkennen, wie die Anhebung der Maximalleistung durch den großen ATL des M133 die Eckdrehzahl zum Erreichen des maximalen Drehmoments zu höheren Drehzahlen

verschiebt. Die geringere Dynamik im niedrigen Drehzahlbereich kann über die Schaltstrategie des DKG teilweise kaschiert werden, geht aber mit einem höheren Kraftstoffverbrauch einher [121]. Im Gegensatz dazu kann der zusätzliche Ladedruck des eV das LET deutlich anheben, sodass das maximale Drehmoment bereits bei 1600 min^{-1} erreicht wird. Gleichzeitig kann der RSG den VM über einen weiten Drehzahlbereich unterstützen, wobei sich das maximale Drehmoment des RSG im Feldschwächebereich prinzipbedingt erheblich verringert.

Die Wirkprinzipien beider Funktionen sind grundlegend verschieden und anhand der Energieflüsse in Abbildung 2.6 veranschaulicht. Während der RSG die elektrische Leistung über den Riementrieb direkt auf die Motorkurbelwelle überträgt, stellt der eV die Antriebsleistung indirekt über die Aufladung des VM zu Verfügung. Im Verhältnis zur elektrischen Eingangsleistung weist die elektrische Zusatzaufladung daher deutlich höhere Drehmomentreserven auf, die infolge des höheren Ladedrucks aber auch mit einer Steigerung des Kraftstoffmassenstroms bei gleichbleibendem Luftverhältnis einhergehen. [4], [23] Weiterhin steigt im hohen Lastbereich die Klopfneigung, sodass sich die erforderliche Spätverstellung der Zündung auch negativ auf den indizierten Wirkungsgrad des VM auswirkt [7]. Beide Funktionen speisen sich aus dem 48V-System und sind als Teil des Antriebsmanagements eng mit dem elektrischen Energiemanagement verknüpft. Die unterschiedlichen Wirkprinzipien, das nichtlineare Systemverhalten sowie die Wechselwirkungen zwischen Antrieb und elektrischem System stellen besondere Herausforderungen an das Antriebsmanagement und bilden den Schwerpunkt dieser Arbeit.

2.3. Modellprädiktive Regelung

Die modellprädiktive Regelung (englisch: Model Predictive Control, MPC) ist ein optimierungsbasiertes Regelungsverfahren mit dem Ziel ein System bzw. einen Prozess optimal zu regeln [122], [123]. Die Theorie der optimalen Regelung basiert weitgehend auf den Arbeiten von Pontryagin, Bellmann und Goldstine und ist eine Erweiterung der Variationsrechnung, die ein dynamisches Optimierungsproblem anhand einer Kostenfunktion über die Wahl der Systemparameter, sogenannter Stellgrößen, optimiert [123], [124]. Sie ermöglicht eine systematische Herangehensweise zur Auslegung optimaler Regelungen und ist für unbeschränkte, lineare, zeitinvariante (englisch: Linear Time Invariant, LTI) Systeme mit quadratischen Kostenfunktionen sowohl für zeitkontinuierliche als auch zeitdiskrete Systeme analytisch lösbar [123], [125]. Auch wenn für nichtlineare Systeme sowie Systeme mit Zustands- und/oder Stellgrößenbeschränkungen, wie sie in der Praxis in der Regel vorkommen, im Allgemeinen keine analytische Lösung hergeleitet werden kann, ist die MPC sehr weit verbreitet, da Optimalität durch Verwendung von Näherungslösungen im laufenden Betrieb angestrebt werden kann [123]. Die große Stärke der MPC liegt in der Handhabung gekoppelter Mehrgrößensysteme und der expliziten Berücksichtigung von Zustands- und Stellgrößenbeschränkungen. Zudem erlaubt die Optimierung eines Gütefunktional eine sehr anschauliche Reglerauslegung. [122] Die Theorie und Praxis der MPC ist in der Literatur mit diversen Schwerpunkten, unter anderem in [122], [123], [126], umfassend beschrieben, sodass hier nur auf die Grundzüge und für diese Arbeit relevanten Aspekte eingegangen wird.

2.3.1. Nomenklatur

Die Nomenklatur zur Beschreibung der MPC ist in Abbildung 2.9 dargestellt und orientiert sich an der Arbeit [127]. Die Regelgrößen $\mathbf{y}(t) \in \mathbb{R}^{N_y}$ werden aus den Systemzuständen $\mathbf{x}(t) \in \mathbb{R}^{N_x}$ berechnet. Die Referenzen $\mathbf{r}(t) \in \mathbb{R}^{N_y}$ werden unter Berücksichtigung der Systemdynamik aus den Sollwerten der jeweiligen Regelgrößen $\mathbf{w}(t) \in \mathbb{R}^{N_y}$ abgeleitet und stellen einen realisierbaren Pfad zur Ausgleiche der Regelabweichung dar. So werden beispielsweise sprungartige Änderungen, die nicht oder nur mit sehr hohem Stellgrößenaufwand realisierbar wären, geglättet. Die Stellgröße $\mathbf{u}(t) \in \mathbb{R}^{N_u}$ ist die Lösung des Optimierungsproblems und unterliegt den Beschränkungen $\mathbf{u}_{\text{Max}}(t)$ und $\mathbf{u}_{\text{Min}}(t)$. Analog dazu können ebenso Zustände und daher auch Regelgrößen beschränkt sein. [127]

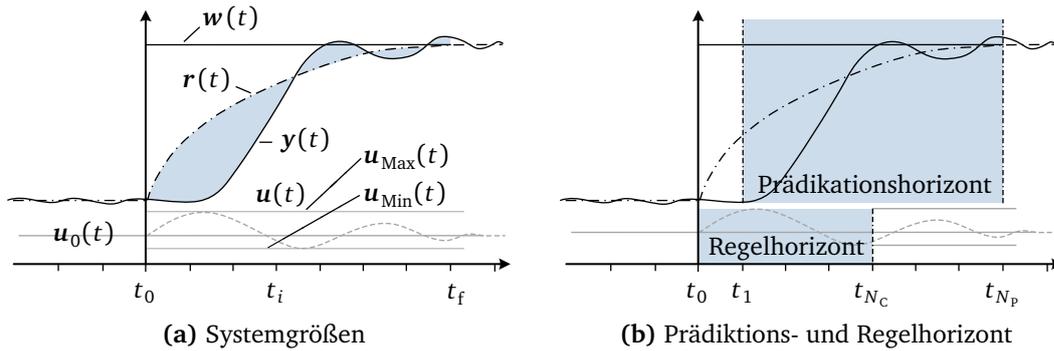


Abbildung 2.9. Nomenklatur zur Beschreibung der MPC in Anlehnung an [127], [128]

Der Zeitpunkt t_0 beschreibt den gegenwärtigen Startzeitpunkt des Regelalgorithmus, sodass Indizes kleiner Null in der Vergangenheit und Indizes größer Null in der Zukunft liegen. In Verbindung mit der festen Zeitschrittweite T_s ergeben sich die diskreten Zeitpunkte

$$t_i = t_0 + i \cdot T_s \quad \text{mit } i = \{1, \dots, N_p\} \quad (2.1)$$

auf dem finiten Prädiktionshorizont $t_f - t_0 = N_p \cdot T_s$. Über einen tiefgestellten Index werden die korrespondierenden Systemgrößen zu bestimmten Zeitpunkten (z.B. $\mathbf{u}_i := \mathbf{u}(t_i)$) oder über einem Horizont (z.B. $\mathbf{u}_{\{i, \dots, j\}} := [\mathbf{u}(t_i), \dots, \mathbf{u}(t_j)]^T$) beschrieben. Entsprechend Abbildung 2.9 werden der

$$\text{Prädiktionshorizont} \quad H_p := \{1, \dots, N_p\} \quad (2.2)$$

$$\text{und Regelhorizont} \quad H_c := \{0, \dots, N_c \leq N_p - 1\} \quad (2.3)$$

definiert. [127]

2.3.2. Struktur und Prinzip der modellprädiktiven Regelung

Die grundsätzliche Struktur einer MPC ist in Abbildung 2.10 skizziert. Sie besteht aus dem zu regelnden System (Prozess), dem Prozessmodell sowie dem Optimierer. Das Prozessmodell modelliert den zur Regelung relevanten Prozess des Systems und ermöglicht die Prädiktion der Regelgröße $y(t)$ in Abhängigkeit des aktuellen Systemzustands \mathbf{x}_0 und der Stellgrößentrajektorie \mathbf{u}_{H_c} . Der Optimierer nutzt das prädizierte Systemverhalten \mathbf{y}_{H_p} und eine zukünftige, hypothetische Referenztrajektorie \mathbf{r}_{H_p} zur Minimierung eines Gütemaßes, der sogenannten Kostenfunktion $J(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t))$, die im Allgemeinen von dem initialen Systemzustand \mathbf{x}_0 und der Stellgrößentrajektorie $\mathbf{u}(t)$ abhängt. Dabei handelt es sich um ein dynamisches Optimierungsproblem, da die Kostenfunktion über die zeitliche Abfolge der Stellgrößentrajektorie minimiert wird und Stellgrößen zu früheren Zeitpunkten den Wert der Kostenfunktion zu späteren Zeitpunkten aufgrund der Systemdynamik beeinflussen [129]. Die damit verbundene Komplexität kann einen erheblichen Aufwand zur Lösung des Optimierungsproblems erfordern [129]. Der Optimierungsalgorithmus hängt maßgeblich von der Beschaffenheit der Kostenfunktion und somit auch von dem Prozessmodell und seinen Zustands- und Stellgrößenbeschränkungen ab. Ergebnis der Optimierung ist die optimale Stellgrößentrajektorie $\mathbf{u}_{\text{Opt}, H_c}$, von der nach dem Prinzip des gleitenden Horizonts (englisch: receding horizon) nur der erste Wert $\mathbf{u}_{\text{Opt}, 0}$ gestellt wird, um im nächsten Zeitschritt den Prozess der Optimierung unter Berücksichtigung des neuen Systemzustands zu wiederholen. [123], [127], [129], [130] Die Rückführung (englisch: feedback) des tatsächlichen Systemverhaltens im geschlossenen Regelkreis ist das wesentliche Unterscheidungsmerkmal zur Steuerung und ermöglicht den Ausgleich von Modellfehlern und Störungen [122].

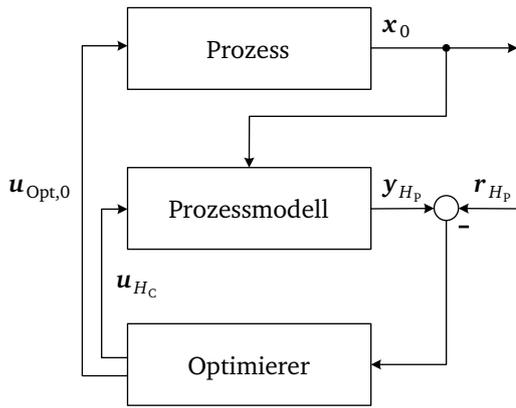


Abbildung 2.10. MPC-Struktur nach [130]

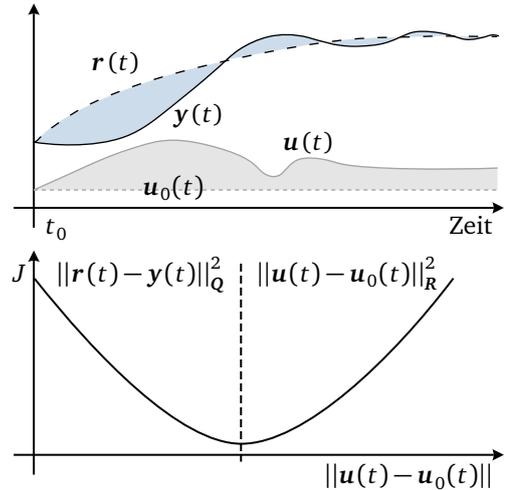


Abbildung 2.11. MPC-Prinzip nach [127]

Das Prinzip der MPC ist in Abbildung 2.11 für ein unbeschränktes LTI-System

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t), \quad \mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0 \quad (2.4a)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \mathbf{x}(t) \quad (2.4b)$$

veranschaulicht. Auf Basis des prädizierten Systemverhaltens und der zukünftigen Referenztrajektorie wird in diesem Beispiel die Kostenfunktion in Form der verbleibenden Regelabweichung am Ende des betrachteten Prädiktionshorizonts sowie der quadratischen Regelfläche (englisch: Quadratic Control Area, QCA)

$$J(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t)) = \|\mathbf{y}(t_{N_p}) - \mathbf{r}(t_{N_p})\|_{\mathbf{P}}^2 + \int_{t_1}^{t_{N_p}} \|\mathbf{y}(t) - \mathbf{r}(t)\|_{\mathbf{Q}}^2 dt + \int_{t_0}^{t_{N_C}} \|\mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_0(t)\|_{\mathbf{R}}^2 dt, \quad (2.5)$$

mit den gewichteten, quadratischen Normen der Abweichung zur Referenztrajektorie

$$\|\mathbf{y}(t) - \mathbf{r}(t)\|_{\mathbf{C}}^2 := (\mathbf{y}(t) - \mathbf{r}(t))^T (\cdot) (\mathbf{y}(t) - \mathbf{r}(t)) \quad (2.6)$$

sowie des Aufwands zu dieser Umsteuerung

$$\|\mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_0(t)\|_{\mathbf{R}}^2 := (\mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_0(t))^T \mathbf{R} (\mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_0(t)) \quad (2.7)$$

über die Wahl der Stellgrößentrajektorie minimiert. Darüber hinaus ist beispielsweise auch eine Berücksichtigung der Stellgrößenänderung denkbar, um die Systemdynamik zu dämpfen. Der Stellenwert einzelner Kostenbestandteile kann über die Gewichtungsmatrizen \mathbf{P} , \mathbf{Q} und \mathbf{R} , die neben dem Regel- und Prädiktionshorizont sowie der Zeitschrittweite die Einstellparameter des modellprädiktiven Reglers darstellen, beeinflusst werden. [127] Das Optimalsteuerungsproblem (englisch: Optimal Control Problem, OCP)

$$\mathbf{u}_{\text{Opt}}(t) = \arg \min_{\mathbf{u}(t)} J(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t)) \quad (2.8)$$

mit der quadratischen Kostenfunktion (Gl. 2.5) und dem LTI-System (Gl. 2.4) führt für den unbeschränkten Lösungsraum auf eine Matrix-Riccati-Gleichung, die analytisch lösbar ist. Bei geeigneter Wahl der Gewichtungsmatrizen, d. h. bei Erfüllung der Definitheitsanforderungen (vgl. [129]), ist das OCP konvex und hat bei der Extremstelle ein globales Optimum. [123], [127] Die Lösung ist eine vom Anfangszustand unabhängige, lineare Zustandsrückführung, die einen Spezialfall der MPC darstellt und als Optimalregler bezeichnet wird. [129]

Reale Systeme unterliegen in der Regel Zustands- und Stellgrößenbeschränkungen, die den Lösungsraum einschränken. Sofern die Beschränkungen linear sind, bleibt die grundlegende Struktur des Optimierungsproblems erhalten und führt das quadratische Programm (QP)

$$\tilde{\mathbf{u}}_{\text{Opt},H_C} = \arg \min_{\tilde{\mathbf{u}}_{H_C}} \tilde{\mathbf{u}}_{H_C}^\top \mathbf{H} \tilde{\mathbf{u}}_{H_C} + \mathbf{g}^\top \tilde{\mathbf{u}}_{H_C} \quad (2.9a)$$

$$\text{u. d. N.} \quad \mathbf{0} = \mathbf{A}_{\text{Gl}} \tilde{\mathbf{u}}_{H_C} - \mathbf{b}_{\text{Gl}}, \quad (2.9b)$$

$$\mathbf{0} \geq \mathbf{A}_{\text{Ugl}} \tilde{\mathbf{u}}_{H_C} - \mathbf{b}_{\text{Ugl}} \quad (2.9c)$$

mit der symmetrischen Hesse-Matrix $\mathbf{H} \in \mathbb{R}^{N_u \times N_u}$, dem Gradientenvektor $\mathbf{g} \in \mathbb{R}^{N_u}$, den entsprechenden Nebenbedingungen sowie der Stellgrößenabweichung

$$\tilde{\mathbf{u}}(t) := \mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_0(t), \quad (2.10)$$

sodass sich die optimale Stellgrößentrajektorie immer in Relation zur Initialisierung über

$$\mathbf{u}_{\text{Opt},H_C} = \mathbf{u}_{0,H_C} + \tilde{\mathbf{u}}_{\text{Opt},H_C} \quad (2.11)$$

ergibt. Sofern das QP lösbar ist, ist die Lösung in einer endlichen Zeit möglich, auch wenn der Aufwand maßgeblich von der Optimierungsfunktion und Anzahl der Ungleichungsnebenbedingungen abhängt. Für eine positiv-semidefinite Hesse-Matrix, ist das QP konvex und hinsichtlich der Komplexität ähnlich zu linearen Programmen. [131] Da sich die Hesse-Matrix aus den System-Matrizen des LTI-Systems sowie den Gewichtungsmatrizen der Kostenfunktion zusammensetzt, ist eine Aussage über die Definitheit möglich (vgl. [127]).

Für die Lösung von QP existieren diverse numerische Lösungsverfahren, die unter anderem auf Active-Set oder Interior-Point Methoden beruhen. Während Active-Set Methoden im Allgemeinen eine Vielzahl an Iterationsschritten mit vergleichsweise geringem Rechenaufwand erfordern, benötigen Interior-Point Methoden weniger Iterationsschritte mit höherem Rechenaufwand. Für sehr große Optimierungsprobleme sind Interior-Point Methoden daher oftmals effizienter. Dahingegen bieten Active-Set Methoden die Möglichkeit eines Warm-Starts (englisch: hot start), der die Konvergenzgeschwindigkeit des Algorithmus substantiell verbessern kann. Bei einem Warm-Start werden die Lösung und zum Teil Daten aus dem vorherigen Zeitschritt als Ausgangspunkt für das aktuelle QP gewählt, anstatt das Optimierungsproblem gänzlich neu zu lösen. [131]–[133] Ein prominenter Active-Set basierter Lösungsverfahren ist qpOASES³. QP stellen eine wichtige Art von Optimierungsproblemen dar, da sie auch als Teilproblem zur Lösung von nichtlinearen Programmen (NLP) über sequentielle quadratische Programmierung (SQP) auftreten [131], [137]–[139].

2.3.3. Nichtlineare modellprädiktive Regelung

Eine Vielzahl von technischen Prozessen, insbesondere auch von Hybrid-Antrieben mit elektrifizierter Aufladung, ist nichtlinear. Auch wenn nichtlineare Optimierungsprobleme große Herausforderungen für eine echtzeitfähige Regelung mit sich bringen, führen die Fortschritte in der Algorithmik und Rechenkapazität dazu, dass die nichtlineare modellprädiktive Regelung (englisch: Nonlinear Model Predictive Control, NMPC) vermehrt Anwendung findet [139]–[141]. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Konzeption und Anwendung einer NMPC in einem 48V-Mild-Hybrid-Antrieb mit elektrischer Zusatzaufladung liegt und nicht auf der numerischen Optimierung und Implementierung, wird hier auf die Softwareumgebung ACADO (englisch: Automatic Control And Dynamic Optimization) zurückgegriffen, die bereits in [141], [142] für die Regelung des Luftpfads eines zweistufig-turboaufgeladenen Ottomotors

³ „qpOASES is an open-source C++ implementation of the recently proposed online active set strategy, which was inspired by important observations from the field of parametric quadratic programming (QP). It has several theoretical features that make it particularly suited for model predictive control (MPC) applications.“ [134] Für weitergehende Informationen wird auf die Arbeiten [135], [136] der Entwickler von qpOASES verwiesen.

sowie in [143] für die Abgasnachbehandlung eines dieselmotorischen Langstreckentransporters erfolgreich eingesetzt wurde. Die ACADO-Softwareumgebung wird im folgenden Abschnitt kurz vorgestellt. Anschließend erfolgt eine formale Beschreibung der NMPC, die sich an der ACADO-Implementierung orientiert und in den Arbeiten von [132], [137], [138], [144], [145] weitgehend dokumentiert ist.

ACADO-Toolkit

Das ACADO-Toolkit ist eine Softwareumgebung und Algorithmensammlung zur automatischen Regelung und dynamischen Optimierung, die unter anderem eine anwendungsorientierte Entwicklung und Implementierung einer NMPC ermöglicht [146]. Die Softwareumgebung basiert auf C++ und bietet eine Schnittstelle zur MATLAB-basierten Implementierung. Die in ACADO entwickelten Regler können außerdem über eine automatisierte C-Code-Generierung in andere Umgebungen, wie z. B. MATLAB/Simulink[®], exportiert werden. Tabelle 2.1 gibt einen Überblick wesentlichen Klassen des ACADO-Toolkits.

Tabelle 2.1. Übersicht der wesentlichen Klassen des ACADO-Toolkits nach [144]

Klasse	Beschreibung
Optimierungsalgorithmen	Übergeordnete Optimierungswerkzeuge zur Implementierung numerischer Lösungsalgorithmen
NLP-Solver	Schnittstelle zu numerischen Lösungsalgorithmen für NLP
Dynamische Diskretisierung	Schnittstelle zu Diskretisierungsalgorithmen
Integratoren	Routinen zur num. Lösung von Anfangswertproblemen
Funktionsevaluierung	Funktionsauswertung und Differentiation
Expressionsauswertung	Untergeordnete mathematische Operationen

Die Klassen **Funktionsevaluierung** und **Expressionsauswertung** ermöglichen die Definition von Gleichungssystemen in MATLAB-Syntax und werden unter anderem zur automatisierten Differentiation, Code-Optimierung und Konvexitätsprüfung verwendet.

Die Klasse **Integratoren** bietet verschiedene Integrationsroutinen zur numerischen Lösung von Anfangswertproblemen, wie zum Beispiel explizite und implizite Runge-Kutta Verfahren oder sogenannte BDF-Integratoren (englisch: Backward Differentiation Formulas), die sich für steife Differential- oder Differential-Algebraische-Gleichungssysteme eignen.

Die Klasse **Dynamische Diskretisierung** stellt Algorithmen zur Diskretisierung des OCP zu Verfügung und umfasst neben Kollokation (siehe [147]) Methoden wie Single- und Multiple-Shooting, die in [148] ausgeführt sind und im weiteren Verlauf erläutert werden.

Die Klasse **NLP-Solver** bietet zum einen eine Sammlung integrierter numerischer Lösungsalgorithmen für NLP und SQP, wie beispielsweise qpOASES, und zum anderen eine Schnittstelle zur Integration externer Lösungsalgorithmen, wie beispielsweise FORCES.

In der Klasse **Optimierungsalgorithmen** sind Methoden zusammengefasst, die das Optimierungsproblem in eine geeignete Formulierung für den NLP-Solver überführen. Da die Lösungsalgorithmen typischerweise mit vollbesetzten Matrizen arbeiten, sind an dieser Stelle diverse Kondensationstechniken zu nennen (siehe [132], [137], [149]). Zudem umfasst die Klasse weitere Verfahren, wie beispielsweise eine Gauss-Newton Hesse-Approximation, die zur Implementierung einer SQP erforderlich ist. Da diese Methoden eine umfassende mathematische Beschreibung erfordern, wird hier auf eine ausführliche Darstellung verzichtet und auf die entsprechende Literatur verwiesen. [137], [138], [144]

Optimierungsproblem

Die nichtlineare Systemdynamik kann über ein über Differential-Algebraisches-Gleichungssystem (englisch: Differential Algebraic Equation, DAE)

$$\mathbf{0} = \mathbf{f}_{\text{DAE}}(t, \dot{\mathbf{x}}(t), \mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t)) = \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{f}_{\text{DAE}}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t)) \\ \mathbf{g}_{\text{DAE}}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t)) \end{pmatrix} \quad (2.12)$$

mit den differentiellen Zuständen $\mathbf{x}(t) \in \mathbb{R}^{N_x}$, den algebraischen Zuständen $\mathbf{z}(t) \in \mathbb{R}^{N_z}$, den Stellgrößen $\mathbf{u}(t) \in \mathbb{R}^{N_u}$ und den zeitabhängigen Parametern $\boldsymbol{\theta}(t) \in \mathbb{R}^{N_\theta}$ dargestellt werden. Die Funktion $\mathbf{f}_{\text{DAE}} : [t_0, t_f] \times \mathbb{R}^{N_x+N_z} \times \mathbb{R}^{N_x+N_z} \rightarrow \mathbb{R}^{N_x+N_z}$ sollte glatt oder zumindest im Hinblick auf die Diskretisierungsmethode hinreichend oft stetig differenzierbar sein. Darüber hinaus wird angenommen, dass die Jacobi-Matrix $\frac{\partial \mathbf{f}_{\text{DAE}}}{\partial (\dot{\mathbf{x}}, \mathbf{z})}$ regulär ist, d. h. der Index des DAE-Systems ist Eins. In der Praxis kann die Funktion \mathbf{f}_{DAE} oftmals in die semi-implizite Darstellung auf der rechten Seite, in der die abhängigen Variablen des DAE-Systems a priori in die differentiellen Zustände und die algebraischen Zustände partitioniert sind, mit den Funktionen $\mathbf{f}_{\text{DAE}} : [t_0, t_f] \times \mathbb{R}^{N_x} \times \mathbb{R}^{N_z} \rightarrow \mathbb{R}^{N_x}$ und $\mathbf{g}_{\text{DAE}} : [t_0, t_f] \times \mathbb{R}^{N_x} \times \mathbb{R}^{N_z} \rightarrow \mathbb{R}^{N_z}$ überführt werden. [144], [145], [150]

Die NMPC des DAE-Systems (Gl. 2.12) führt auf ein OCP der allgemeinen Form

$$\min_{\mathbf{x}(\cdot), \mathbf{z}(\cdot), \mathbf{u}(\cdot)} J(\mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t)) = \int_{t_0}^{t_f} J_{\text{Lag}}(\mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t)) dt + J_{\text{May}}(\mathbf{x}(t_f)) \quad (2.13a)$$

$$\text{u. d. N. } \mathbf{0} = \mathbf{x}(t_0) - \mathbf{x}_0, \quad (2.13b)$$

$$\mathbf{0} = \dot{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{f}_{\text{DAE}}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t)), \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (2.13c)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{g}_{\text{DAE}}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t)), \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (2.13d)$$

$$\mathbf{0} \geq \mathbf{f}_{\text{Lim}}(\mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t)), \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (2.13e)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{f}_f(\mathbf{x}(t_f)) \quad (2.13f)$$

mit der Kostenfunktion (Gl. 2.13a), die sich aus dem Integralterm (Lagrange-Term) und dem Endkostenterm (Mayer-Term) zusammensetzt, der Anfangsrandbedingung (Gl. 2.13b), der nichtlinearen Systemdynamik (Gl. 2.13c – 2.13d), den Stellgrößen- und Zustandsbeschränkungen (Gl. 2.13e) sowie der Endrandbedingung (Gl. 2.13f). Es wird vorausgesetzt, dass die Funktionen J_{Lag} , J_{May} , \mathbf{f}_{Lim} und \mathbf{f}_f mindestens zweimal stetig differenzierbar in ihren Argumenten sind. Darüber hinaus wird für die Terme der Kostenfunktion in Anlehnung an (Gl. 2.5) ein quadratisches Gütemaß

$$J_{\text{Lag}}(\mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t)) = \frac{1}{2} \|f_{J_{\text{Lag}}}(\mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t))\|_2^2 \quad (2.14a)$$

$$J_{\text{May}}(\mathbf{x}(t_f)) = \frac{1}{2} \|f_{J_{\text{May}}}(\mathbf{x}(t_f))\|_2^2 \quad (2.14b)$$

zugrunde gelegt (vgl. [122], [127]). [144]

Numerische Verfahren für die nichtlineare modellprädiktive Regelung

Das zeitkontinuierliche OCP (Gl. 2.13) stellt ein infinit-dimensionales Optimierungsproblem dar. Eine Lösung ist in dieser Form im Regelfall nicht möglich [137]. Jedoch kann das zeitkontinuierliche OCP über direkte Methoden in ein diskretes, finit-dimensionales NLP transformiert werden, das mithilfe von modernen, numerischen Optimierungsverfahren gelöst werden kann. Das NLP ist in der Regel nicht konvex. Newton-basierte Optimierungsverfahren sind jedoch in der Lage, über eine Lösung der nichtlinearen Karush-Kuhn-Tucker (KKT) Bedingungen (siehe [131], [132]) lokale Optima zu finden [138]. Newton-basierte Optimierungsverfahren versu-

chen durch eine sukzessive Linearisierung des Optimierungsproblems einen Punkt zu finden, der die KKT-Bedingungen erfüllt. Wesentliche Unterschiede gibt es jedoch in der Behandlung der Ungleichheitsnebenbedingung des KKT-Systems [132]. Während Interior-Point-Methoden die nicht-glatte Ungleichheitsbedingung über eine glatte nichtlineare Annäherung ersetzen, besteht SQP in der sequentiellen Approximation des NLP durch konvexe QP. Ein entscheidender Vorteil der SQP gegenüber Interior-Point-Methoden ist die Möglichkeit eines Warm-Starts, die insbesondere für eine echtzeitfähige NMPC von Relevanz ist [132]. [138]

In dieser Arbeit kommt ein SQP-basiertes Verfahren zur Anwendung, das auf den Arbeiten von [132], [137], [138] beruht und in Abbildung 2.12 skizziert ist. Zu jedem diskreten Zeitschritt (Gl. 2.1) der NMPC wird mit den aktuellen Messwerten x_0 das zeitkontinuierliche OCP (Gl. 2.13) formuliert. Das OCP wird über Multiple-Shooting diskretisiert und in das NLP (Gl. 2.19) überführt. Aufgrund der quadratischen Kostenfunktion (Gl. 2.14) kann das NLP über eine SQP mit einem generalisierten Gauss-Newton-Verfahren gelöst werden [132]. Die letzten beiden Schritte in Abbildung 2.12 beschreiben also die SQP, in der nach dem generalisierten Gauss-Newton-Verfahren das resultierende QP iterativ gelöst wird. [138] Das Verfahren ist unter anderem in [132], [137], [138] umfassend beschrieben, sodass an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen wird.

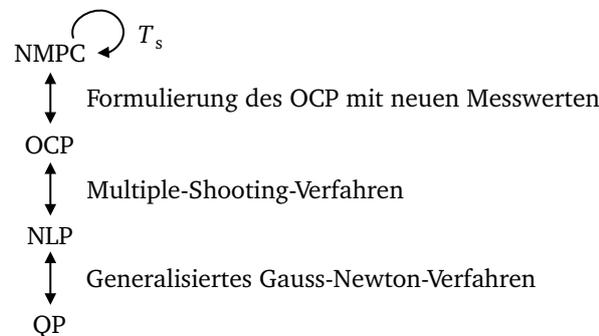


Abbildung 2.12. SQP-basiertes Verfahren zur numerischen Lösung einer NMPC nach [138] (NMPC: Nonlinear Model Predictive Control, OCP: Optimal Control Problem, NLP: Nonlinear Program, QP: Quadratic Program)

Multiple-Shooting

Multiple-Shooting zählt zu den direkten Verfahren der optimalen Regelung. Direkte Verfahren überführen das zeitkontinuierliche OCP in ein diskretes, finit-dimensionales NLP. Einer der wichtigsten Vorteile gegenüber indirekten Verfahren ist die einfache Handhabung von Ungleichungsbedingungen, wie (Gl. 2.13e). Dies liegt daran, dass speziell entwickelte Lösungsalgorithmen für NLP mit strukturellen Änderungen in den aktiven Nebenbedingungen während des Optimierungsvorgangs umgehen können. Alle direkten Verfahren basieren auf einer diskreten Parametrierung der Stellgrößentrajektorie

$$\mathbf{u}(t) = \hat{\mathbf{u}}_i, \quad \forall t \in [t_i, t_{i+1}] \quad \text{mit} \quad i = \{0, \dots, N_C\}, \quad (2.15)$$

unterscheiden sich aber in der Handhabung der Zustandstrajektorie. Es wird unterschieden zwischen sequentiellen und simultanen Verfahren. [148]

Bei sequentiellen Verfahren, wie dem Single-Shooting, werden die Zustandstrajektorien als implizite Funktion der Stellgrößentrajektorie und des Anfangszustands betrachtet. Da (Gl. 2.13b – 2.13d) die differentiellen und algebraischen Zustände bei einer gegebenen Stellgrößentrajektorie eindeutig bestimmen, können die Zustandstrajektorien über ein numerisches Integrationsverfahren zunächst simuliert werden, sodass die Nebenbedingungen (Gl. 2.13b – 2.13d) erfüllt sind, um anschließend ein reduziertes NLP zu lösen [132]. Simulations- und Optimierungsiterationen verlaufen also sequentiell und das NLP hat nur die diskretisierte Stellgrößentrajektorie als Optimierungsfreiheitsgrade. [148]

Im Gegensatz dazu nutzen simultane Ansätze eine Parametrierung der Zustandstrajektorien

als Optimierungsvariablen im NLP und repräsentieren die Kontinuität und Konsistenz des DAE-Systems über geeignete Gleichheitsbedingungen. Simulation und Optimierung laufen also gleichzeitig ab, und erst bei der Lösung des NLP stellen die Zustände tatsächlich eine gültige Lösung des DAE-Systems dar. [148]

Ein weit verbreitetes simultanes Verfahren für die NMPC ist das Multiple-Shooting [151], das im Rahmen dieser Arbeit zur Anwendung kommt und in Abbildung 2.13 veranschaulicht ist.

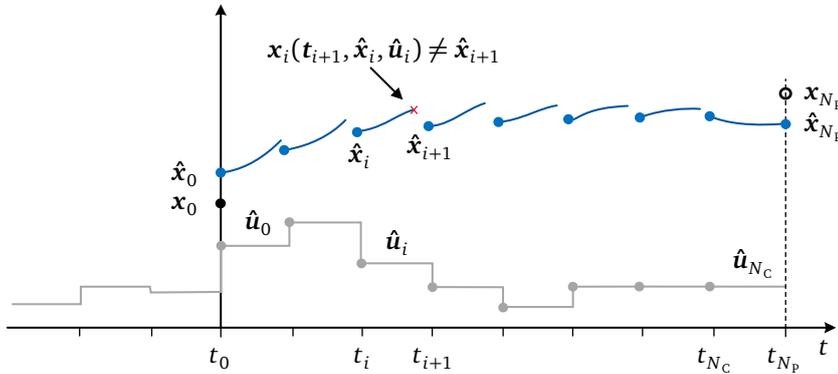


Abbildung 2.13. Multiple-Shooting-Verfahren nach [148]

Im Gegensatz zum Single-Shooting werden auch die Zustandstrajektorien über eine Schätzung diskretisiert

$$\mathbf{x}(t_i) = \hat{\mathbf{x}}_i, \quad i = \{0, \dots, N_P\}, \quad (2.16a)$$

$$\mathbf{z}(t_i) = \hat{\mathbf{z}}_i, \quad i = \{0, \dots, N_C\}, \quad (2.16b)$$

mithilfe derer die Zustandswerte des DAE-Systems unter Berücksichtigung eines impliziten Integrationsverfahrens auf jedem Intervall $[t_i, t_{i+1}]$ unabhängig voneinander bestimmt werden können. Wenn $\mathbf{x}_i(t_{i+1}, \hat{\mathbf{x}}_i, \hat{\mathbf{z}}_i, \hat{\mathbf{u}}_i)$ den differentiellen Zustand zum Zeitpunkt t_{i+1} als Ergebnis der numerischen Integration beschreibt, kann über die Kontinuitätsbedingungen

$$\mathbf{0} = \hat{\mathbf{x}}_{i+1} - \mathbf{x}_i(t_{i+1}, \hat{\mathbf{x}}_i, \hat{\mathbf{z}}_i, \hat{\mathbf{u}}_i), \quad i = \{0, \dots, N_C\}, \quad (2.17)$$

und Konsistenzbedingungen

$$\mathbf{0} = \mathbf{g}_{\text{DAE},i}(t_{i+1}, \hat{\mathbf{x}}_i, \hat{\mathbf{z}}_i, \hat{\mathbf{u}}_i), \quad i = \{0, \dots, N_C\}, \quad (2.18)$$

sichergestellt werden, dass die Lösung des NLP das DAE-System (Gl. 2.12) erfüllt [152]. [148] Mit $N_P = N_C + 1 := N$ und dem vollen Horizont $H := \{0, \dots, N\}$ führt das Multiple-Shooting-Verfahren schließlich auf das NLP

$$\min_{\hat{\mathbf{x}}_H, \hat{\mathbf{z}}_{H_C}, \hat{\mathbf{u}}_{H_C}} \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{N-1} \|f_{J_{\text{Lag}},i}(\hat{\mathbf{x}}_i, \hat{\mathbf{z}}_i, \hat{\mathbf{u}}_i)\|_2^2 + \|f_{J_{\text{May}},N}(\hat{\mathbf{x}}_N)\|_2^2 \quad (2.19a)$$

$$\text{u. d. N.} \quad \mathbf{0} = \hat{\mathbf{x}}_0 - \mathbf{x}_0, \quad (2.19b)$$

$$\mathbf{0} = \hat{\mathbf{x}}_{i+1} - \mathbf{x}_i(t_{i+1}, \hat{\mathbf{x}}_i, \hat{\mathbf{z}}_i, \hat{\mathbf{u}}_i), \quad i = \{0, \dots, N-1\}, \quad (2.19c)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{g}_{\text{DAE},i}(t_{i+1}, \hat{\mathbf{x}}_i, \hat{\mathbf{z}}_i, \hat{\mathbf{u}}_i), \quad i = \{0, \dots, N-1\}, \quad (2.19d)$$

$$\mathbf{0} \geq \mathbf{f}_{\text{Lim},i}(\hat{\mathbf{x}}_i, \hat{\mathbf{z}}_i, \hat{\mathbf{u}}_i), \quad i = \{0, \dots, N-1\}, \quad (2.19e)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{f}_f(\hat{\mathbf{x}}_N). \quad (2.19f)$$

Da das NLP (Gl. 2.19) im Vergleich zu einem Single-Shooting Ansatz zusätzliche Optimierungsvariablen (Gl. 2.16) und Randbedingungen (Gl. 2.19c – 2.19d) enthält, kann Multiple-Shooting auch als ein „lifted“ Newton-Verfahren des ursprünglichen Optimierungsproblems

aufgefasst werden [153]. Auch wenn das NLP im Gegensatz zu einem sequentiellen Verfahren erst bei Konvergenz eine gültige Lösung des DAE-Systems repräsentiert, bringen simultane Verfahren eine Reihe von Vorteilen mit sich [148], [152]. Die Untersuchungen von [153] zeigen, dass der Rechenaufwand gegenüber einem „non-lifted“ Newton-Verfahren nahezu beibehalten werden kann und dass das resultierende NLP in den linearen Teilproblemen besser konditioniert ist. Die Parametrierung der Zustandstrajektorie bietet darüber hinaus zusätzliche Freiheitsgrade bei der Initialisierung und ermöglicht beispielsweise eine Berücksichtigung von Optimierungsergebnissen aus dem vorherigen Zeitschritt. Viel entscheidender ist aber, dass sich die Newton-basierten Optimierungsverfahren unterschiedlich verhalten und für den simultanen Ansatz schnellere lokale Konvergenzraten zu beobachten sind [132]. Multiple-Shooting zeigt insbesondere Vorteile für instabile oder hochgradig nichtlineare Systeme, da die Nichtlinearität gleichmäßig über die Knoten der Diskretisierung verteilt ist [132]. Dadurch wird die Stabilität verbessert und eine robuste Berücksichtigung von Zustands- und Endbedingungen ermöglicht, sodass Multiple-Shooting insbesondere in der Entwicklung echtzeitfähiger NMPC eingesetzt wird. [132], [138], [148], [151] Aufgrund der ausgeprägten Nichtlinearitäten des betrachteten 48V-Mild-Hybrid-Antriebs mit elektrischer Zusatzaufladung wird im Rahmen dieser Arbeit das Multiple-Shooting-Verfahren eingesetzt.

2.4. Simulationsbasierte Entwicklung

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der Entwicklung eines modellprädiktiven Antriebsmanagements zur Regelung eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebs mit elektrischer Zusatzaufladung. Hybride Antriebsstränge zeichnen sich durch eine starke Interaktion verschiedener Domänen aus und stellen aufgrund des nichtlinearen Systemverhaltens sowie der damit verbundenen Komplexität eine besondere Herausforderung an die Betriebsstrategieentwicklung. Aufgrund der Vielzahl an Freiheitsgraden bietet eine simulationsbasierte Entwicklung diverse Vorteile in der Konzeptionierung und Auslegung komplexer Energiemanagementstrategien [154]. Auf diese wird in Anhang A.2 im Detail eingegangen und die Motivation zum Einsatz einer simulationsbasierten Entwicklungsmethode abgeleitet.

Die Einordnung dieser Arbeit im Entwicklungsprozess ist in Anhang A.2.3 ausführlich dargestellt. Im V-Modell von [155] ordnet sich diese Arbeit in der interdisziplinären Systementwicklung auf dem linken Flügel ein und befindet sich auf der Entwicklungsstufe der „Modellbildung und ersten Simulation“, im Rahmen derer das Potential eines modellprädiktiven Antriebsmanagements für den betreffenden Antrieb im Rahmen von Gesamtfahrzeugsimulationen untersucht wird.

Das Entwicklungsprodukt sind die Funktionen des Antriebsmanagements. Nach dem V-Modell der automobilen Softwareentwicklung von [156] wird zwischen Modellentwicklung, Codeentwicklung und Systemintegration unterschieden (siehe Abbildung A.4). Codeentwicklung und Systemintegration stellen insbesondere für nichtlineare modellprädiktive Regelungskonzepte eine besondere Herausforderung dar. Die Rechenkomplexität und damit verbundene Hardwareanforderungen hängen sehr stark von dem Regelungskonzept ab und können zu jeweils sehr spezifischen Lösungen führen. Daher konzentriert sich diese Arbeit auf eine Iteration in der Modellebene unter Einsatz einer Model-in-the-Loop (MiL)-Simulation, um den Reifegrad des Regelungskonzeptes zu erhöhen und die Voraussetzungen für die nachfolgenden Entwicklungsstufen zu schaffen.

2.4.1. Model-in-the-Loop

MiL bezeichnet eine simulationsbasierte Entwicklungsmethode, mit der neue Funktionen in einer rechnerbasierten Simulationsumgebung entwickelt, getestet und optimiert werden können [157]. Das Prinzip einer MiL-Simulation ist in Abbildung 2.14 am Beispiel der automobilen Funktionsentwicklung skizziert. Bestimmendes Merkmal ist die Integration eines Simulationsmodells der Funktionalität in eine Simulationsumgebung des Gesamtsystems, die sowohl die Regelung als auch die Regelstrecke sowie deren Interaktion mit der Umgebung und

dem Fahrer enthält. Auf diese Weise können Fahrzeugfunktionen im geschlossenen Regelkreis (englisch: closed loop) in einer frühen Phase der Entwicklung untersucht werden [158]. Die Regelstrecke umfasst im Allgemeinen das physikalische Grundsystem mit seinen Aktoren und Sensoren, deren Komplexität und Detaillierungsgrad von der zu entwickelnden Funktion abhängen [158]–[160]. Je nach Anwendung können die Simulationsmodelle der Regelstrecke, aber auch des Reglers, eine hohe Rechenzeit mit sich bringen. Da MiL-Simulationen im Gegensatz zu hardwarebasierten Testverfahren (siehe Anhang A.2.4) keine Echtzeitfähigkeit voraussetzen, schafft diese Methode wertvolle Freiheitsgrade in der Entwicklung komplexer Energiemanagementfunktionen für hybride Antriebsstränge [154], [157].

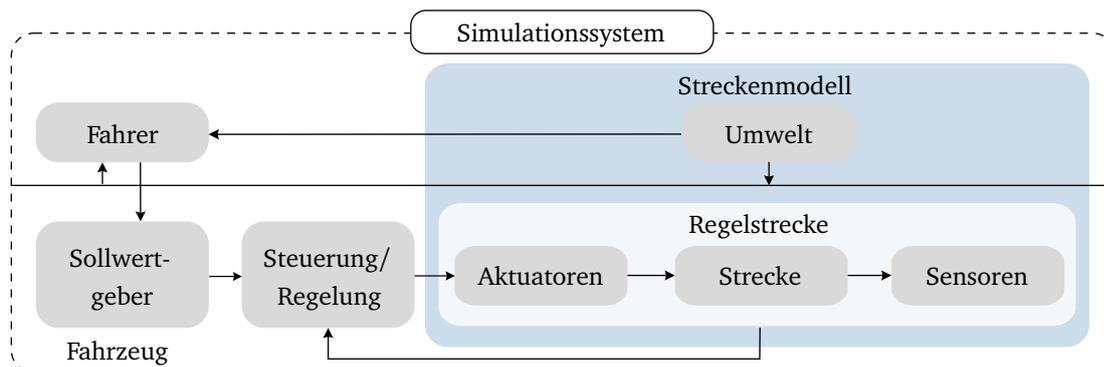


Abbildung 2.14. Aufbau einer Model-in-the-Loop-Simulation zur Entwicklung von Fahrzeugfunktionen nach [161]

2.4.2. Modellierungsgüte

Zur Bewertung der Modellierungsgüte können verschiedene Kriterien herangezogen werden. Eine bewährte Methode ist die Verwendung von Metriken, die den Modellfehler beschreiben [162], [163]. Im Rahmen der Arbeit werden folgende Metriken verwendet:

- Relativer Fehler (englisch: Relative Error, RE)
- Absoluter relativer Fehler (englisch: Absolute Relative Error, ARE)
- Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme (englisch: Root Mean Square Error, RMSE)
- Wurzel der mittleren relativen Fehlerquadratsumme (englisch: Root Mean Square Relative Error, RMSRE)
- Normalisierte Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme (englisch: Normalized Root Mean Square Error, NRMSE)

Zur Bewertung linearer Zusammenhänge wird darüber hinaus das Bestimmtheitsmaß R^2 herangezogen. Die mathematische Formulierung der Metriken ist in Anhang A.2.5 dargelegt.

2.5. Energiemanagement von 48V-Mild-Hybrid-Fahrzeugen

Im folgenden Abschnitt wird aufbauend auf einer Definition und Beschreibung der Bereiche des Energiemanagements, eine Möglichkeit zur Klassifikation anhand der Funktionsweise der Energiemanagementstrategien vorgestellt. Anschließend werden die spezifischen Herausforderungen sowie der Stand der Technik im Bereich des Antriebsmanagements von 48V-Mild-Hybrid-Antrieben mit elektrischer Zusatzaufladung herausgearbeitet. Da der Umfang an Publikationen zu diesem konkreten Antriebsstrang begrenzt ist, wird auch auf Untersuchungen zu anderen Antriebssträngen zurückgegriffen, die sich auf einzelne Teilsysteme übertragen lassen. Anhand der vorgestellten Klassifikation werden die jeweiligen Antriebsmanagementstrategien eingeordnet und anschließend der Beitrag dieser Arbeit zur Erweiterung des Wissensstandes auf diesem Forschungsgebiet konkretisiert.

2.5.1. Definition und Bereiche des Energiemanagements

Auch wenn keine einheitliche Begriffsdefinition oder Nomenklatur für das Energiemanagement⁴ existiert, umfasst es im Allgemeinen Verfahren zur Koordination der Energie- und Leistungsbereitstellung im Fahrzeug [28]. Dabei betreffen Energiemanagementfunktionen unterschiedliche Domänen, sodass der Begriff wie in [28] ausgeführt, unter anderem für die Regelung von Hybridfahrzeugen, des elektrischen Energiebordnetzes sowie des Thermomanagements Anwendung findet. In Anlehnung an [28] können Energiemanagementfunktionen in Hybridfahrzeugen entsprechend Abbildung 2.15 eingeteilt werden.

Das übergeordnete **Fahrzeugmanagement** koordiniert die Energie- und Leistungsflüsse zwischen den einzelnen Domänen des Energiemanagements. [28]

Das **Thermomanagement** gewinnt insbesondere vor dem Hintergrund alternativer Antriebe zunehmend an Bedeutung und befasst sich mit der effizienten Verteilung und Nutzung thermischer Energie im Fahrzeug [83], [164]. Es umfasst unter anderem die Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums sowie die Regelung und Temperaturüberwachung der thermischen Kreisläufe im Fahrzeug. Da das thermische Verhalten einzelner Komponenten starken Einfluss auf die Betriebs- und Leistungsfähigkeit des Antriebsstrangs nehmen kann, ergeben sich hier Potentiale, die vom Thermomanagement genutzt werden können. Das Thermomanagement wird im Rahmen dieser Arbeit nicht näher betrachtet. Für weitergehende Informationen wird auf [28], [83], [164], [165] verwiesen.

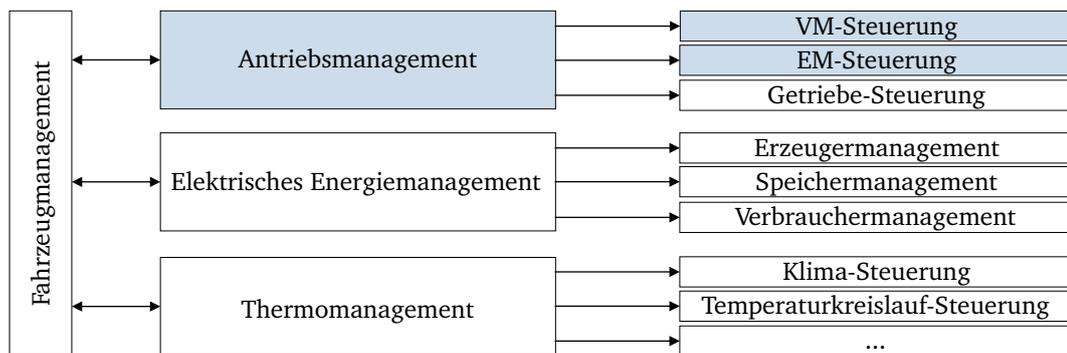


Abbildung 2.15. Aufteilung von Energiemanagementfunktionen nach [28]

Das **elektrische Energiemanagement** (EEM) besteht im Wesentlichen aus dem Erzeuger-, Speicher- und Verbrauchermanagement und koordiniert die Erzeugung, Speicherung und Verteilung der elektrischen Energie. Im Vordergrund stehen neben einer zuverlässigen Energiebereitstellung für Funktionen auch die effiziente Energieerzeugung und -nutzung. In Verbindung mit hybriden Antriebssträngen ergeben sich daher starke Wechselwirkungen mit dem Antriebsmanagement und zusätzliche Herausforderungen für die Koordination beider Domänen, die in [28] thematisiert werden. In [28] wird ein adaptives Energiemanagement für 48V-Kraftfahrzeugbordnetze vorgestellt, das sich auf das EEM und die Spannungsstabilität im 48V-Bordnetz konzentriert. Unter Berücksichtigung einer Lastprädiktion des Verbrauchermanagements werden anhand einer adaptiven Zustandsdiagnose des 48V-Energiespeichers die Leistungs- bzw. Stromgrenzen der EM sowie ein dynamisches Ladezustandsfenster ermittelt und an das Antriebsmanagement übergeben. [28], [60] Der Ansatz steht somit nicht in Konkurrenz zu dem in dieser Arbeit entwickelten Antriebsmanagement, sondern stellt eine geeignete Methode dar, das zulässige Ladezustandsfenster sowie die elektrischen Leistungsgrenzen für den 48V-Mild-Hybrid-Antrieb zu Verfügung zu stellen.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem **Antriebsmanagement**, das sämtliche Funktionen und Komponenten des Antriebsstrangs in Abhängigkeit der Fahranforderung und den jeweiligen Betriebsbedingungen koordiniert. Dabei werden neben der Fahranforderung weitere Ziele,

⁴In der Literatur wird der Begriff Betriebsstrategie oftmals synonym oder als Bestandteil des Energiemanagements verwendet (vgl. Liebl2014, Hofmann2014). [28]

wie Energiebedarf, Emissionen, Fahrdynamik, Fahrbarkeit, Komfort und Lebensdauer verfolgt [166]. Diese Ziele stehen teilweise in einem Zielkonflikt und erfordern eine Priorisierung, die unter anderem von der Fahrsituation und den Betriebsbedingungen abhängen kann. Die Regelung der Antriebsstrangfreiheitsgrade resultiert schließlich in einer Optimierungsaufgabe. Die zusätzlichen Freiheitsgrade von Hybridantrieben führen zu einer Erhöhung der Komplexität und bringen neue Herausforderungen für das Antriebsmanagement (oder auch **Hybridmanagement**) mit sich. [56] Das Hybridmanagement ist ein intensives Forschungsgebiet und beispielsweise in den Studien [167]–[169] umfangreich aufgearbeitet. Durch die Vielfalt an Hybridanwendungen ergibt sich ein extrem weites Spektrum an Antriebsmanagementstrategien, die im folgenden Abschnitt klassifiziert werden.

2.5.2. Klassifikation von Antriebsmanagementstrategien

Antriebsmanagementstrategien lassen sich nach ihrer Funktionsweise, wie in Abbildung 2.16 dargestellt, in heuristische⁵ (regelbasierte) und optimierungsbasierte Strategien unterteilen [170].

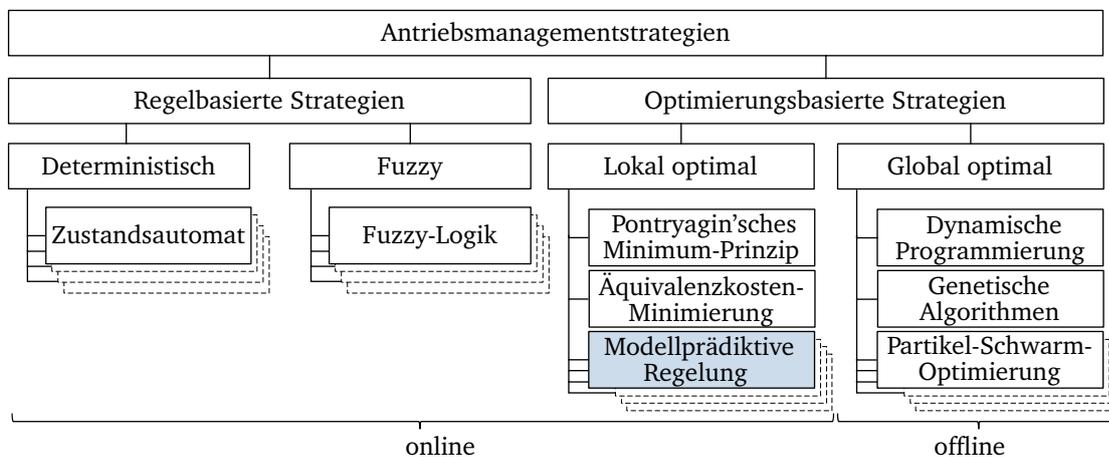


Abbildung 2.16. Klassifikation von Antriebsmanagementstrategien nach [169], [171], [172]

Regelbasierte Strategien beruhen auf Expertenwissen oder mathematischen Modellen und nutzen ein vorab definiertes, deterministisches oder auf unscharfer Entscheidungslogik (Fuzzy-Logik) basierendes Regelwerk [171]. Dieses kann relativ einfache, intuitive Regeln beinhalten oder aus komplexen Optimierungsergebnissen oder Effizienzanalysen abgeleitet sein [170], [173]. Regelbasierte Strategien ermöglichen eine echtzeitfähige, transparente und robuste Implementierung, bieten eine hohe Zuverlässigkeit und sind daher im Antriebsmanagement sehr weit verbreitet [28], [169], [174]. Nichtsdestotrotz bringen sie einige Herausforderungen mit sich. Es gibt keine generische Herangehensweise zur Entwicklung regelbasierter Strategien, sodass die Entwicklung, Anpassung und Kalibrierung für die unterschiedlichen Antriebsstränge und Betriebsbedingungen mit einem enormen Zeit- und Kostenaufwand einhergehen. Zudem ist die Regelung sehr stark von der Auslegung und den berücksichtigten Betriebsbedingungen abhängig, sodass die Ansteuerung in der Regel suboptimal ist und nicht die Potentiale von optimierungsbasierten Ansätzen erreicht. [169], [170], [174]

Optimierungsbasierte Strategien beruhen auf der Minimierung einer Ziel- bzw. Kostenfunktion, in der die jeweiligen Ziele des Antriebsmanagements berücksichtigt werden. Dabei ist in Hybridfahrzeugen die energieeffiziente Erfüllung der Fahranforderung unter Berücksichtigung eines zulässigen Ladezustandsverlaufs der Batterie von besonderem Interesse.

⁵Die Heuristik entspringt dem griechischen Wort für „finden, entdecken“ und steht laut Duden für die Wissenschaft von den Verfahren, Probleme zu lösen. In diesem Zusammenhang beschreibt es das Finden von Regeln und Gesetzmäßigkeiten zur Ableitung von regelbasierten Strategien.

Optimierungsbasierte Strategien lassen sich in global optimale und lokal optimale (suboptimale) Strategien unterteilen. [175]

Global optimale Strategien setzen a-priori Wissen über den gesamten Fahrverlauf voraus, mithilfe dessen anhand der Kostenfunktion die optimale Betriebsstrategie, z. B. über numerische Verfahren, bestimmt werden kann [175], [176]. Aufgrund des erforderlichen a-priori Wissens und der in der Regel hohen Rechenkomplexität für Hybridfahrzeuganwendungen können global optimale Strategien nur offline berechnet und somit nicht in Echtzeit angewendet werden [167], [169], [171]. Dennoch stellen sie aufgrund ihrer globalen Optimalität eine wichtige Referenz dar und können zur Analyse der optimalen Betriebsweise sowie zur Entwicklung und Auslegung von echtzeitfähigen Strategien eingesetzt werden [170]. Die Lösung des Optimierungsproblems kann unter anderem über dynamische Programmierung (DP), genetische Algorithmen oder Partikel-Schwarm-Optimierung ermittelt werden, wobei sich die DP aufgrund der zuverlässigen Bestimmung des Optimums sowie der oftmals geringeren Rechenzeit als numerische Methode etabliert hat [170], [171].

Lokal optimale Strategien reduzieren globale Optimierungsprobleme auf eine Folge lokaler Optimierungsprobleme und begrenzen infolgedessen auch den erforderlichen Rechenaufwand. Dies ermöglicht eine online-fähige Implementierung optimierungsbasierter Strategien. Weit verbreitete Verfahren sind das Pontryagin'sche Minimum-Prinzip (PMP), darauf aufbauende Strategien zur Äquivalenzkosten-Minimierung (englisch: Equivalent Consumption Minimization Strategy, ECMS) und die modellprädiktive Regelung (englisch: Model Predictive Control, MPC). [169] Eine umfassende Darstellung der PMP- und ECMS-basierten Verfahren ist in [177]–[179] zu finden. Für einen generellen Überblick zu den verschiedenen Ausprägungen der MPC wird auf [180] und Kapitel 2.3 verwiesen.

Darüber hinaus lassen sich Antriebsmanagementstrategien anhand ihrer Kenntnis über den zukünftigen Fahrverlauf unterscheiden. Während kausale Strategien ausschließlich auf aktuellen, vergangenen und/oder statistischen Informationen beruhen, erfordern akasale Strategien a-priori Kenntnis über den zukünftigen Fahrverlauf. Dementsprechend sind global optimale Strategien per se akasual, während regelbasierte und lokal optimale Strategien (sofern sie auf statistischen und/oder prädizierten Daten beruhen) kausal und somit online implementierbar sind. [170], [175], [181] In Tabelle 2.2 sind die für diese Arbeit relevanten Antriebsmanagementstrategien nach der Darstellung von [173] zusammengefasst.

Tabelle 2.2. Vergleich der Antriebsmanagementstrategien nach [173] (DP: Dynamische Programmierung, MPC: Model Predictive Control, ECMS: Equivalent Consumption Minimization Strategy)

Strategie	Kausalität	Optimalität	Rechenaufwand	Kalibrieraufwand
DP	akausal	global optimal	sehr hoch	mittel
MPC	kausal	lokal optimal	sehr hoch	mittel
ECMS	kausal	lokal optimal	hoch	mittel
Regelbasiert	kausal	suboptimal	niedrig	hoch

Unter den kausalen Strategien bringen modellprädiktive Regelungsverfahren in der Regel den höchsten Rechenaufwand mit sich, auch wenn dieser maßgeblich von der Dimension und Komplexität des Optimierungsproblems sowie dem gewählten Lösungsverfahren abhängt. Der Rechenaufwand ECMS-basierter Verfahren hängt einerseits von der Dimension des Optimierungsproblems und andererseits von den Methoden zur Bestimmung des Äquivalenzfaktors ab und kann daher ebenfalls variieren. Die Methoden lassen sich nach [179], [182] im Wesentlichen in drei Kategorien einteilen, die entweder auf einer Fahrverlaufserkennung, einer Fahrverlaufvorhersage oder der Rückmeldung des aktuellen Fahrzeugzustands beruhen und entscheidenden Einfluss auf das Potential der ECMS nehmen. [174] Gegenüber ECMS-

basierten Verfahren kann die Prädiktionsfähigkeit der MPC das Regelungsergebnis prinzipiell verbessern [174]. Zudem erlaubt die MPC eine explizite Berücksichtigung von Zustands- und Stellgrößenbeschränkungen [122]. Gleichzeitig ergeben sich gegenüber regelbasierten Strategien Vorteile hinsichtlich des Kalibrierungsaufwands [173]. Aus diesen Gründen wird im Rahmen dieser Arbeit auf ein modellprädiktives Regelungsverfahren zurückgegriffen.

2.5.3. Herausforderungen für 48V-Mild-Hybrid-Antriebe

Auch wenn 48V- und Hochvolt-Hybridtechnologien ähnliche Eigenschaften und Hybridfunktionen aufweisen, gibt es fundamentale Unterschiede in der Auslegung des elektrischen Systems. Abbildung 2.17 zeigt einen Vergleich der Betriebsbereiche eines 48V-Mild-Hybrids (MHEV) und Hochvolt-Plug-in-Hybrids (PHEV) im WLTC (englisch: Worldwide Harmonized Light Duty Vehicles Test Cycle) bei ladungserhaltendem Betrieb. Die Darstellung veranschaulicht, dass sich die Betriebsbereiche der Batterie und EM des 48V-Systems deutlich in Richtung der Systemgrenzen verlagern.

Bei der Vielzahl an weiteren Elektrifizierungsmöglichkeiten im Bereich der Aufladung, Fahr-dynamik, Klimatisierung und Abgasanlage (siehe Kapitel 2.2.1), ist somit schon heute absehbar, dass die Leistungs- und Energiereserven konkurrenzfähig ausgelegter 48V-Systeme begrenzt sein werden. Weitere 48V-Komponenten erhöhen die Systemkomplexität und Dynamik der Lastanforderungen. Damit einher gehen zusätzliche Freiheitsgrade, dynamische Randbedingungen und zunehmende Wechselwirkungen zwischen den Energiemanagementfunktionen. So kommt auch [28] zu dem Schluss, dass die begrenzte elektrische Systemleistung im Vergleich zu Hochvolt-Systemen besondere Herausforderungen für das elektrische Energiemanagement und Antriebsmanagement sowie deren Interaktion mit sich bringen. Nicht zuletzt deswegen liegt ein starker Fokus aktueller Forschung auf dem Energiemanagement von 48V-Systemen (siehe z. B. [28]–[35]) mit dem Ziel, die begrenzten Ressourcen über eine vorausschauende Betriebsstrategie mit einer intelligenten Energie- und Leistungsverteilung bestmöglich zu nutzen. [5], [34], [35]

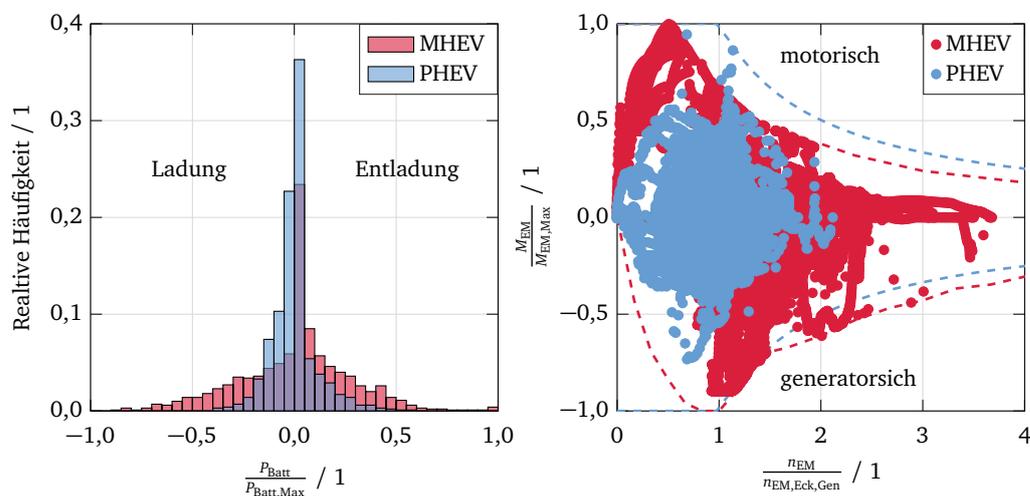


Abbildung 2.17. Vergleich eines 48V-Mild-Hybrids (MHEV) und Hochvolt-Plug-in-Hybrids (PHEV) im WLTC bei Ladungserhaltung [34]

Mit Blick auf das Antriebsmanagement von 48V-Mild-Hybrid-Antrieben mit elektrischer Zusatzaufladung ergeben sich konkrete Herausforderungen, die anhand einer Fahrzeugmessung mit dem in Kapitel 2.2.4 vorgestellten Demonstratorfahrzeug veranschaulicht werden sollen. In Abbildung 2.18 ist ein Vergleich regelbasierter Antriebsmanagementstrategien in einer Vollastbeschleunigung im vierten Gang dargestellt. Die jeweiligen Fahrzeugmessungen sind anhand der Fahrpedalstellung (hier nicht dargestellt) synchronisiert.

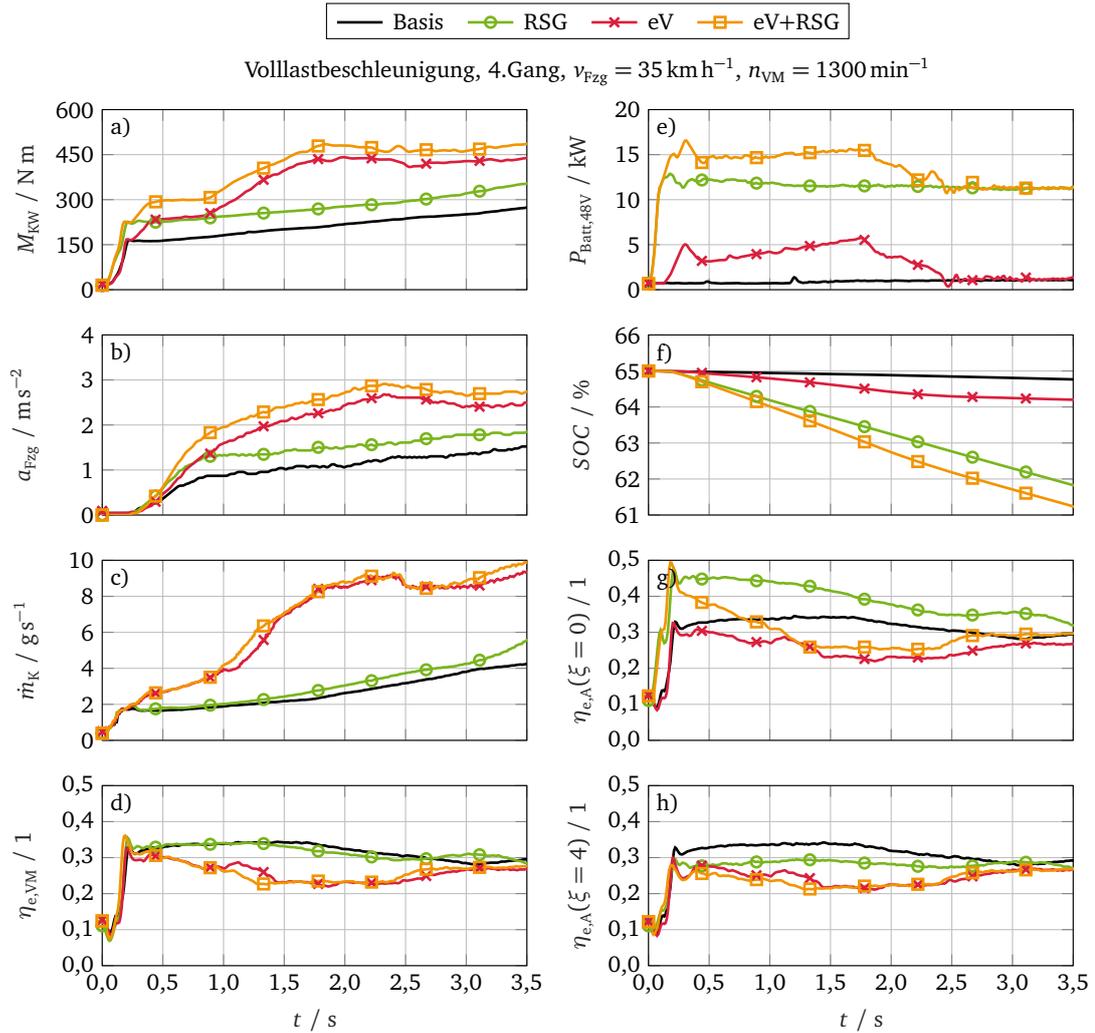


Abbildung 2.18. Vergleich regelbasierter Antriebsmanagementstrategien mit dem FEV AMG A48V Demonstratorfahrzeug bei einer Volllastbeschleunigung im vierten Gang (Basis: RSG und eV inaktiv, RSG: El. Drehmomentunterstützung, eV: El. Zusatzaufladung, eV+RSG: Kombiniertes Betrieb)

Es wird deutlich, dass die Wahl der Strategie erheblichen Einfluss auf das Antriebsmoment an der Kurbelwelle (a), respektive das Ansprechverhalten nimmt und sich unmittelbar in der Fahrzeugbeschleunigung (b) äußert. Der Einsatz einer elektrischen Zusatzaufladung führt zu einem beachtlichen Anstieg des Kraftstoffmassenstroms (c). In der Betrachtung des momentan berechneten effektiven Wirkungsgrads des VM

$$\eta_{e,VM} = \frac{M_{VM}\omega_{VM}}{\dot{m}_K h_u} \quad (2.20)$$

wird ersichtlich, dass der schnelle Drehmomentanstieg des VM und der daraus resultierende Betrieb im Bereich des LET mit geringeren effektiven Wirkungsgraden einhergeht (d). Auf dieses Phänomen wird in Kapitel 4.1.2 noch dezidiert eingegangen. An der Stelle sei aber schon vorweggenommen, dass Vorteile im effektiven Wirkungsgrad stark von der Betriebsweise des VM abhängen und sich unter anderem erst in Verbindung mit einer Anpassung der WG-Ansteuerung, beispielsweise durch eine Verringerung der Ladungswechselverluste, ergeben. Daraus folgt gleichzeitig, dass eine effizienzorientierte Betriebsstrategie den gesamten Luftpfad einschließlich der Abgasturboaufladung in Betracht ziehen muss. Des Weiteren zeigt sich, dass die jeweiligen Betriebsstrategien das elektrische System unter-

schiedlich stark belasten (e-f). Während die elektrische Zusatzaufladung in dem betrachteten Antriebskonzept eine sehr hohe Drehmomentreserve bei vergleichsweise geringer Belastung des 48V-Systems zu Verfügung stellt, führt die elektrische Drehmomentunterstützung nur zu einer moderaten Verbesserung des Ansprechverhaltens, trotz eines sehr hohen elektrischen Leistungsbedarfs. Da die Leistungs- und Energiereserven des 48V-Systems begrenzt sind, ist die Leistungsverteilung zwischen dem eV und RSG von besonderer Bedeutung. Einerseits beeinflusst sie die elektrische Energiebilanz und sollte sich daher am Ladezustand und der Batterie sowie deren zustandsabhängiger Leistungsfähigkeit orientieren. Andererseits nimmt die Leistungsverteilung direkten Einfluss auf die Freiheitsgrade des eV und RSG und legt somit auch indirekt den möglichen Lösungsraum für das Antriebsmanagement fest. Denn der verbrennungsmotorische Betriebspunkt und somit auch der Wirkungsgrad bei einer gegebenen Lastanforderung ergibt sich erst in Verbindung mit elektrischen Drehmoment des RSG, das im Falle einer a-priori festgelegten Leistungsverteilung eingeschränkt und für eine effizienzorientierte Betriebsstrategie suboptimal sein kann.

Eine effizienzorientierte Betriebsstrategie sollte sich allerdings nicht nur nach dem verbrennungsmotorischen Wirkungsgrad richten, sondern auch eine von den Betriebsbedingungen abhängige Bewertung der elektrischen Energie berücksichtigen. Deutlich wird dies am instantan berechneten effektiven Wirkungsgrad des Antriebs

$$\eta_{e,A} = \frac{(M_{VM} + i_{RSG}M_{RSG})\omega_{VM}}{\dot{m}_K h_u + \xi (P_{eV,El} + P_{RSG,El})}, \quad (2.21)$$

der die mechanische Antriebsleistung an der Kurbelwelle ins Verhältnis zur eingesetzten Leistung setzt. Die elektrische Leistung geht mit einem Kraftstoffäquivalenzfaktor ξ in die Bilanz ein und hat einen großen Einfluss auf den effektiven Wirkungsgrad des Antriebs (g-h). Der Kraftstoffäquivalenzfaktor hängt prinzipiell vom Wirkungsgrad der Erzeugung elektrischer Energie im Fahrzeug ab. Aufgrund der begrenzten Batteriekapazität hat jedoch kurzfristig der Batterieladezustand sowie das Rekuperationspotential im voraus liegenden Fahrverlauf einen deutlich stärkeren Einfluss. In Abbildung 2.18 ist der effektive Antriebswirkungsgrad für zwei Fälle dargestellt. Während die elektrische Leistung im Grenzfall $\xi = 0$, beispielsweise aufgrund eines hohen Batterieladezustands und einer bevorstehenden Bergabfahrt, kostenlos ist (g), steht der Äquivalenzfaktor von vier gleichbedeutend mit einem Gesamtladewirkungsgrad von 25 % (h). Deutlich wird, dass die Effizienzbetrachtung in beiden Fällen sehr unterschiedlich ausfällt und in einem effizienzorientierten Antriebsmanagement Berücksichtigung finden sollte. [51]

Zusammenfassend muss das Antriebsmanagement eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebs mit elektrischer Zusatzaufladung primär den Zielkonflikt zwischen Ansprechverhalten und Effizienz unter Einsatz und Berücksichtigung der Energie und Leistungsfähigkeit des elektrischen Systems auflösen. Im Zuge dessen sollte das Antriebsmanagement anpassungsfähig sein, um auf unterschiedliche Fahrbedingungen und Betriebsbedingungen angemessen zu reagieren. In Ergänzung zu den primären gibt es weitere, allgemeine Herausforderungen. Die Antriebsseigenschaften können in den verschiedenen Fahrzeugsegmenten variieren, sodass ein generischer Ansatz zur Lösung dieses Zielkonflikts wünschenswert ist, um den Entwicklungs-, Anpassungs- und Kalibrierungsaufwand zu verringern. Ebenso sollte der Ansatz im Hinblick auf weitere Ziele, wie Emissionen oder Lebensdauer, erweiterbar sein und eine Kombination mit anderen 48V-Managementfunktionen ermöglichen. Darüber hinaus sollte sich das Prinzip auch auf andere Parallelhybrid-Topologien anwenden lassen.

2.5.4. Stand der Technik von Antriebsmanagementstrategien

Abbildung 2.19 ist das Ergebnis einer umfassenden Literaturrecherche zum Stand der Technik von Antriebsmanagementstrategien. In der Darstellung sind die jeweiligen Publikationen zu den Antriebsmanagementstrategien anhand des untersuchten Antriebsstrangs und des

eingesetzten Verfahrens eingeordnet. Über die Legende wird weiterhin unterschieden, ob sich die jeweiligen Strategien ausschließlich auf den Luftpfad oder die übergeordnete Drehmomentaufteilung zwischen VM und EM (Hybridstrategie, siehe Abbildung 2.21) beziehen oder beide Domänen kombinieren. Im Folgenden werden die einzelnen Strategien zunächst detailliert erläutert, um darauf aufbauend diese Arbeit zu positionieren und gegenüber dem Stand der Technik abzugrenzen.

HV-HEV-eATL		[183]	[184]		[36]
48V-MHEV-eV	[38] [4] [39] [40] [41]	[42]	[44]	Dissertation Griefnow	[37] [33]
48V-MHEV	[29] [31] [185]	[42] [186] [187] [30]	[188]	[32] [189]	
HV-HEV			[181] [190] [174]		
VM-eV			[191] [192]		
VM-eATL			[193] [194] [195]		
VM-ATL			[196] [141] [197] [198] [142] [199]		
	Regelbasiert	ECMS	MPC	KI	DP

Luftpfad
Hybridstrategie
Kombination

Abbildung 2.19. Übersicht zum Stand der Technik von Antriebsmanagementstrategien

Regelbasiertes Antriebsmanagement

In dem FEV AMG A48V Demonstratorfahrzeug werden eV und RSG über eine fahrleistungsorientierte regelbasierte Betriebsstrategie mit prioritätsbasierter Leistungsaufteilung gesteuert. Der Ansatz ist in Abbildung 2.20 veranschaulicht. Er besteht aus den drehmomentunterstützenden Funktionen im Antriebsmanagement sowie der übergeordneten Leistungsaufteilung im elektrischen Energiemanagement. [34]

Die elektrische Zusatzaufladung wird über das Druckverhältnis zwischen dem gewünschten und aktuellen Ladedruck im Saugrohr gesteuert. Solange der WG-geregelte ATL nicht den gewünschten Ladedruck liefert, wird der Druck im Luftpfad über den eV zusätzlich erhöht. Die erforderliche Drehzahl wird anhand des eV-Kennfeldes berechnet und anschließend entsprechend der verfügbaren elektrischen Leistung limitiert.

Im Gegensatz zur elektrischen Zusatzaufladung, bei der die Antriebsenergie aus der zusätzlichen Luft- und Kraftstoffmasse resultiert, wandelt der RSG elektrische Leistung direkt in mechanische Antriebsleistung, die den VM über den Riementrieb unterstützt. Die Energieflüsse sind in Abbildung 2.6 veranschaulicht. Das vom RSG geforderte Drehmoment folgt aus der Differenz zwischen dem effektiven Drehmoment des VM und dem Fahrerwunsch. Bei Betätigung des Fahrpedals ist diese Differenz positiv, sodass der RSG das Drehmomentdefizit im transienten Betrieb unter Berücksichtigung der elektrischen Leistungsbegrenzung kompensiert. [34]

Die elektrischen Leistungsgrenzen der jeweiligen 48V-Komponenten werden vom elektrischen Energiemanagement vorgegeben (vgl. [28]). Auch während einer Beschleunigung muss die 48V-Batterie neben dem eV und RSG die Kühlmittelpumpe sowie das 12V-System über den DC/DC-Wandler sicher versorgen. Da diese aufgrund der begrenzten Leistungsfähigkeit dazu möglicherweise nicht in der Lage sein kann, muss eine situationsabhängige Priorisierung der 48V-Komponenten vorgenommen werden, die in der Darstellung für die Entladung während einer Beschleunigung skizziert ist. Die verfügbare Batterie-Entladeleistung wird vom Bat-

terienagementsystem (BMS) vorgegeben. Die vorgehaltene elektrische Entladeleistung der jeweiligen 48V-Komponente wird anschließend in Abhängigkeit ihrer Priorität und der tatsächlichen Leistungsaufnahme höher priorisierter Verbraucher berechnet. Die hohe Priorität des 12V-Systems sowie der Motorkühlung dient der Sicherstellung eines zuverlässigen Fahrzeugbetriebs. Die verbleibende Leistung wird dem eV und RSG unter Berücksichtigung eines kalibrierbaren Leistungsverhältnisses zu Verfügung gestellt. [34]

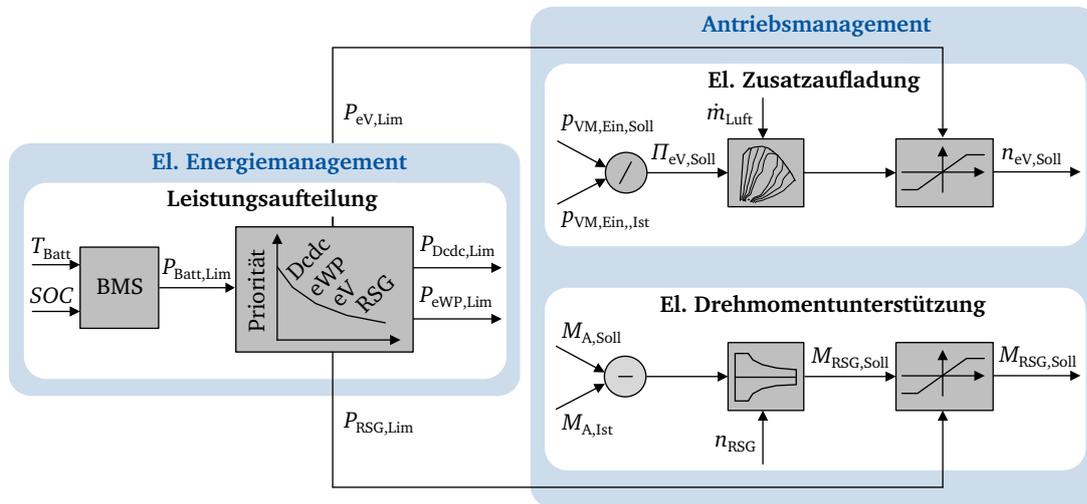


Abbildung 2.20. Fahrleistungsorientierte regelbasierte Betriebsstrategie mit prioritätsbasierter Leistungsaufteilung des FEV AMG A48V Mild-Hybrid-Demonstratorfahrzeugs nach [34]

Eine vergleichbare Strategie wird in [38] zur Regelung des Sechszylinder-Ottomotors M256 mit elektrischer Zusatzaufladung und einem P1-Kurbelwellen-Startergenerator von Daimler vorgestellt. Auch hier erfolgt eine prioritätsbasierte Leistungsaufteilung mit einer hohen Priorisierung der Nebenaggregate. Im Fokus der Untersuchung liegt die Leistungsaufteilung zwischen eV und P1-EM im Hinblick auf eine fahrleistungsoptimierte Betriebsstrategie. Anhand von Lastsprunguntersuchungen auf einem Hardware-in-the-Loop-Motorenprüfstand wird geschlossen, dass eine Priorisierung des eV aufgrund des hohen Drehmomentvermögens bei einer deutlich geringeren Batteriebelastung vorteilhaft ist. Zudem zeigt sich, dass der Einfluss auf die Fahrdynamik bei hohen Drehzahlen geringer wird und ein verminderter Einsatz beider Aggregate zugunsten des elektrischen Energiebedarfs und der thermischen Batteriebelastung sinnvoll sein kann. Eine Betrachtung der Effizienz oder von Einflüssen des Fahrverlaufs oder Batteriezustands auf das Antriebsmanagement wird hingegen nicht thematisiert. [38]

Auch in den Demonstratorfahrzeugen von [39], [40] und [200] sowie in der simulativen Untersuchung von [41] kommen regelbasierte Strategien zur Regelung eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebs mit elektrischer Zusatzaufladung zur Anwendung. Die prinzipielle Struktur dieser Konzepte ist in Abbildung 2.21 skizziert.

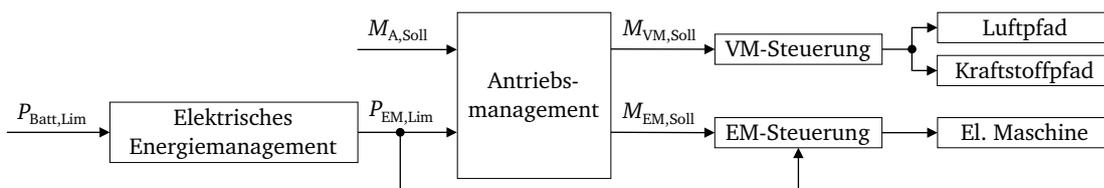


Abbildung 2.21. Antriebsmanagement mit konventioneller Hybridstrategie zur Drehmomentaufteilung zwischen VM und EM in Parallelhybridfahrzeugen

Eine übergeordnete Hybridstrategie bestimmt die Drehmomentaufteilung zwischen VM und RSG, während die Regelung des eV Bestandteil der Ladedruckregelung einer untergeordneten VM-Steuerung ist. Die übergeordnete Drehmomentaufteilung orientiert sich an der Hochvolt-Hybridentwicklung und stellt eine etablierte Herangehensweise dar. Jedoch schränkt sie in einem derartigen 48V-Antriebskonzept ebenfalls a-priori die Freiheitsgrade zur Ansteuerung ein, da sowohl der eV als auch der RSG zu einem schnellen Drehmomentaufbau an der Kurbelwelle beitragen können.

Die Fahrleistungsuntersuchungen in [39]–[41] kommen ebenfalls zu dem Ergebnis, dass eine elektrische Zusatzverdichtung die Performance gegenüber einer rein elektrischen Drehmomentunterstützung erheblich verbessern kann. Allerdings deuten die Kraftstoffverbrauchsuntersuchungen von [40] und [41] daraufhin, dass ein häufiger Einsatz der drehmomentunterstützenden Funktionen zu einem Mehrverbrauch führen kann. Insbesondere in [41] wird deutlich, dass der gleiche 48V-Mild-Hybrid-Antriebsstrang bei Einsatz des eV zu einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs in den drei untersuchten Fahrzyklen führt. Daher erscheint die Untersuchung einer effizienzorientierten Betriebsstrategie unter gesamtheitlicher Einbindung der Systemfreiheitsgrade vielversprechend.

Derartige regelbasierte Antriebsmanagementstrategien sind weit verbreitet. Auch wenn diese regelbasierten Ansätze durch weiterführende Abhängigkeiten verbessert werden können, gibt es prinzipielle Nachteile. Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, führt die regelbasierte Leistungsaufteilung zwischen eV und RSG zu einer Einschränkung der Freiheitsgrade. Zudem reagiert das Antriebsmanagement lediglich auf den aktuellen Systemzustand und passt die Stellgrößen unabhängig vom erwarteten Lastszenario an. Da aber das zeitliche Verhalten des Drehmomentaufbaus sowie die Effizienz maßgeblich von dem Lastszenario, der gewählten Betriebsstrategie des elektrifizierten Mild-Hybrid-Antriebs (VM einschließlich ATL, eV und RSG) und den elektrischen Systemgrenzen abhängen, ist diese Ansteuerung in der Regel suboptimal [4], [51]. [34]

Optimierungsbasiertes Antriebsmanagement

Hybridstrategien: Eine Reihe von optimierungsbasierten Strategien befassen sich mit der Optimierung der übergeordneten Drehmomentaufteilung zwischen VM und EM von Hybridantrieben. So wird in [42] ein ECMS-basierter Ansatz unter Beibehaltung der regelbasierten eV-Regelung aus [41] vorgestellt. Der Äquivalenzfaktor des ECMS wurde a-priori für jeden Fahrzyklus ermittelt. Im Fokus der Untersuchung steht die Gegenüberstellung stöchiometrischer Verbrennungsmotorkonzepte ($\lambda=1$) in einem 48V-Mild-Hybrid-Antrieb. Verglichen wird ein klassisches $\lambda=1$ -Konzept mit einem effizienzoptimierten $\lambda=1$ -VM mit Millerbrennverfahren, das zur Unterstützung des verringerten LET zusätzlich einen eV einsetzt. In beiden Konzepten führt der ECMS-basierte Ansatz zu einer Absenkung der Lastspitzen des VM. Allerdings legt eine detaillierte Analyse im zeitlichen Verlauf des WLTC offen, dass die regelbasierte Priorisierung des eV die lastabsenkenden Verbrauchsvorteile im dynamischen Mittellast-Bereich des WLTC vermindert. Diese Nachteile werden jedoch durch die Effizienzvorteile des Miller-VM im Hochlastbereich überkompensiert und führen auf eine Reduktion der CO₂-Emissionen von bis zu 1,5 % in den untersuchten Fahrzyklen. [42] Es liegt daher der Schluss nahe, dass im kombinierten Betrieb von RSG und eV noch Optimierungspotential besteht.

Daneben existieren weitere regelbasierte [29], [31], mitunter auf Optimierungsergebnissen beruhende regelbasierte [185], ECMS-basierte [30], [186], [187], modellprädiktive [188] oder auf künstlicher Intelligenz basierende [32], [189] Ansätze für 48V-Mild-Hybrid-Antriebe ohne elektrifizierten Luftpfad, die ausschließlich die übergeordnete Drehmomentaufteilung adressieren. Diese Antriebsmanagementstrategien lehnen sich oftmals an der Hochvolt-Hybridtechnologie an, dessen Entwicklungsstand in der Literatur noch deutlich umfangreicher dargestellt ist [168], [169], [180], [201] und auch einige Anwendungsbeispiele im Bereich der modellprädiktiven Regelung hat [174], [181], [190].

Parallelhybrid-Antriebe mit elektrifiziertem Luftpfad: In Kombination mit einem elektrifizierten Luftpfad gibt es nur wenige Untersuchungen zu optimierungsbasierten Strategien. In [44] wird in Erweiterung zu [42] eine ECMS-basierte Online-Strategie zur Regelung eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebes mit elektrischer Zusatzaufladung entwickelt. Über eine Berücksichtigung der elektrischen Leistungen von RSG und eV im Kraftstoffmassenstromäquivalent erreichen sie eine zusätzliche CO₂-Einsparung gegenüber der regelbasierten Strategie. Allerdings beruht der ECMS-Ansatz auf einem stationären Kennfeld für den Kraftstoffmassenstrom, sodass die von der eV-Ansteuerung abhängige Effizienz des VM, beispielsweise durch eine Verringerung der Ladungswechselverluste, nicht berücksichtigt werden kann. Die Strategie reguliert letztlich die elektrische Leistung von RSG und eV und verhindert, im Gegensatz zur regelbasierten Strategie, insbesondere einen übermäßigen Einsatz des eV. [44] Sie ist allerdings nicht in der Lage die Freiheitsgrade des elektrifizierten Luftpfads im Hinblick auf das transiente Ansprechverhalten und die verbrennungsmotorische Effizienz zielgerichtet einzusetzen.

In [37] wird ein globaler Optimierungsansatz für das Antriebsmanagement eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebes mit einem leistungsverteilter Verdichter (englisch: Power Split Supercharger) vorgestellt, bei dem der Elektromotor über ein Planetengetriebe mit dem Verdichter und der Kurbelwelle verbunden ist. Er verfügt über zwei Betriebsmodi, die entweder eine elektrische Aufladung oder eine mechanische Verbindung zur Kurbelwelle ermöglichen. In Beschleunigungsphasen ergibt sich somit eine ähnliche Fragestellung hinsichtlich der elektrischen Aufladung und Drehmomentunterstützung. Es gibt jedoch fundamentale Systemunterschiede: Es handelt sich um eine einstufige elektrische Aufladung, d. h. das System verfügt über keine Abgasurboaufladung. Zudem handelt es sich um eine binäre Entscheidung und keinen kontinuierlichen, kombinierten Betrieb. Der optimale Betrieb wird über eine DP mit einem vereinfachten, kennfeldbasierten Modell ermittelt. Die Untersuchungen zeigen einerseits, dass die optimale Betriebsstrategie von den Fahrzyklen insbesondere wegen der Lastanforderung und dem Rekuperationspotential abhängen. Andererseits wird deutlich, dass eine elektrische Aufladung zum Erreichen eines hohen Drehmoments erforderlich ist, aber auch teilweise bei moderaten Lastanforderungen sinnvoll sein kann, da sie zu einem effizienteren Betriebspunkt des VM bei einem geringen elektrischen Energiebedarf führt. [37] In Verbindung mit weiterführenden Optimierungsergebnissen aus [33] werden in [43] regelbasierte Strategien zur Festlegung des Betriebsmodus (Elektrische Aufladung oder Drehmomentunterstützung) abgeleitet. In Kombination mit einer ECMS für die elektrische Drehmomentunterstützung, deren fahrzyklusabhängige Äquivalenzfaktoren aus der DP stammen, werden Kraftstoffreduktionspotentiale nahe des Optimums erreicht. Neben der Tatsache, dass die Äquivalenzfaktoren aus der globalen Optimierung abgeleitet sind, haben derartige Ansätze den Nachteil, dass sie individuelle Lösungen darstellen, die in der Regel nicht ohne Weiteres auf andere Betriebsbedingungen oder Fahrzeugsegmente übertragbar sind. Darüber hinaus kommt auch [202] zu dem Schluss, dass eine kraftstoffoptimale Betriebsstrategie immer vom Fahrzenario, dem Transientverhalten und der elektrischen Energieverfügbarkeit abhängt [202]. [33], [37], [43], [202]

In [183] wird ein P1-Hochvolt-Hybrid mit einem Dieselmotor und elektrisch unterstützter Abgasurboaufladung in einem Nutzfahrzeug untersucht. Schwerpunkt der Arbeit ist die Entwicklung eines online-fähigen ECMS-Algorithmus zur Regelung der beiden Elektromotoren sowie der VTG-Ansteuerung und Abgasrückführung. Die Äquivalenzfaktoren basieren in diesem Fall auf einer ladezustandsabhängigen Fuzzy-Logik. Die Stellgrößen werden allerdings nicht gemeinsam, sondern sequentiell optimiert. Zudem sind die Ansteuerungsfreiheitsgrade der beiden Elektromotoren gekoppelt und somit eingeschränkt. Nichtsdestotrotz macht die Arbeit deutlich, dass eine optimierungsbasierte Strategie zur Festlegung der Systemfreiheitsgrade Kraftstoffreduktionspotentiale eröffnet. [183]

Die Autoren von [36] untersuchen die gleiche Hybridtopologie in einer ottomotorischen Anwendung mit elektrisch unterstützter Abgasurboaufladung und zeigen im Rahmen einer global optimalen DP die Vorteile des eATL auf das Ansprechverhalten und den Kraftstoffverbrauch auf. Die elektrisch unterstützte Abgasurboaufladung kann das Ansprechverhalten

deutlich verbessern, wenngleich sich der Einfluss mit zunehmender Leistung der P1-EM verringert. Des Weiteren führt der Einsatz des eATL zu einer zusätzlichen Kraftstoffeinsparung von unter einem Prozent, was nochmals zum Ausdruck bringt, dass eine intelligente Betriebsstrategie von entscheidender Bedeutung ist, wenn neben dem Ansprechverhalten auch Kraftstoffverbrauchsvorteile erschlossen werden sollen. [36]

Der gleiche Antriebsstrang kommt auch in Rennanwendungen zum Einsatz. In [184] wird die Entwicklung einer zweistufigen MPC zur Optimierung der Rundenzeit und des Energiebedarfs dargestellt. Der übergeordnete Regler ermittelt die optimale Leistungsaufteilung zwischen VM und P1-EM entlang der Rennstrecke, die unmittelbar umgesetzt wird, sofern der Fahrer die maximale Leistung anfordert. Eine Aktualisierung in den einzelnen Sektoren ist ausreichend, um den Kraftstoffbedarf und Ladezustand zielführend zu beeinflussen. Dahingegen wird in Phasen, in denen der Fahrer nicht die maximale Leistung abrufen, ein untergeordneter, schneller Regler mit einem linearisierten Prozessmodell eingesetzt. Dieser übernimmt die Leistungsaufteilung der übergeordneten MPC als Führungsgröße und optimiert den Energiehaushalt über eine höher aufgelöste Drehmomentaufteilung, sodass infolgedessen die Rundenzeit zusätzlich verbessert werden kann. [184] Letztlich handelt es sich bei dem Ansatz aber auch um eine übergeordnete Drehmomentaufteilung, die aufgrund der Modellierungstiefe nicht in der Lage ist die Potentiale und Dynamik des elektrifizierten Luftpfads zu beeinflussen.

Konventionelle Antriebe mit elektrifiziertem Luftpfad oder Abgasturboaufladung: Darüber hinaus existieren weitere Arbeiten zur modellprädiktiven Regelung von konventionellen Antrieben mit einer elektrischen Zusatzaufladung [191], [192], einer elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung [193]–[195], sowie einer ein- [196] oder mehrstufigen Abgasturboaufladung [141], [142], [197]–[199], die sich überwiegend auf die Luftpfadregelung konzentrieren. Dennoch liefern diese Untersuchungen einen wichtigen Erkenntnisgewinn im Hinblick auf die Prozessmodellierung, Reglerarchitektur und Integration der überwiegend nichtlinearen modellprädiktiven Regelungen.

2.5.5. Einordnung und Positionierung dieser Arbeit

In der im vorherigen Abschnitt dargestellten Übersicht (siehe Abbildung 2.19) wird deutlich, dass ein modellprädiktiver Regelungsansatz zur übergreifenden optimierungsbasierten Regelung der elektrischen Zusatzaufladung und Drehmomentunterstützung eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebes nicht Stand der Technik ist. Die onlinefähigen optimierungsbasierten Strategien für Parallelhybride mit einem elektrifizierten Luftpfad [42]–[44], [183], [184] konzentrieren sich weitgehend auf die übergeordnete Hybridstrategie zur Drehmomentaufteilung und nicht auf die Freiheitsgrade des elektrifizierten Luftpfads. Zugleich legen die globalen Optimierungsansätze [33], [36], [37] dar, dass deren Berücksichtigung in einer übergreifenden Optimierung CO₂-Reduktionspotentiale erschließen kann. Die ECMS-basierte Online-Strategie in [44] nimmt über das Kraftstoffäquivalent zwar positiven Einfluss auf die Leistungsverteilung zwischen RSG und eV, ist aber nicht in der Lage die Systemfreiheitsgrade im Hinblick auf das transiente Ansprechverhalten und die Effizienz optimal einzusetzen, da sie die Wechselwirkungen zwischen dem 48V-Mild-Hybrid-Antrieb und dem elektrifizierten Luftpfad nicht berücksichtigt. Darüber hinaus zeigen eine Reihe von Untersuchungen zu konventionellen Antrieben [141], [142], [191]–[199] auf, dass sich modellprädiktive Regelungsverfahren in der Luftpfadregelung bewährt haben.

Vor diesem Hintergrund soll im Rahmen dieser Arbeit eine modellprädiktive Regelung für einen 48V-Mild-Hybrid-Antrieb mit elektrischer Zusatzaufladung entwickelt werden. Die modellprädiktive Regelung soll die Wechselwirkungen zwischen Mild-Hybrid-Antrieb und elektrifiziertem Luftpfad abbilden, sodass sie in der Lage ist, die Systemfreiheitsgrade zur Optimierung von Ansprechverhalten und Energieverbrauch unter Berücksichtigung der elektrischen Systemrandbedingungen zielgerichtet einzusetzen.

3. Simulationsumgebung

3.1. Co-Simulation

Hybridfahrzeuge umfassen eine Reihe von physikalischen Domänen, wie beispielsweise der Mechanik, Elektrotechnik, Thermodynamik oder Informationstechnik, die teilweise den Einsatz domänenspezifischer Simulationswerkzeuge erfordern. Auf diese Weise kann die Modellqualität einzelner Teilsysteme erheblich verbessert werden. Um das Verhalten des Gesamtsystems zu analysieren, ist eine Kopplung der einzelnen Teilsysteme in einer Gesamtsimulation erforderlich. In diesem Zusammenhang werden in der Literatur unterschiedliche Begriffe für die jeweiligen Vorgehensweisen verwendet, sodass hier die Begriffsdefinition anhand von [203], [204] und [205] kurz erläutert wird.

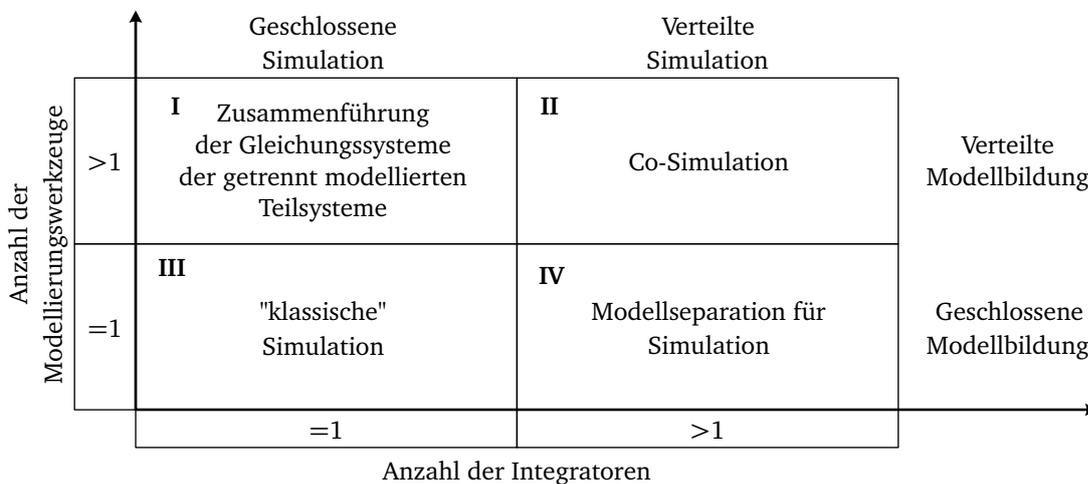


Abbildung 3.1. Modellbildungsvarianten nach [204]

In Abbildung 3.1 sind die Modellbildungsvarianten in Abhängigkeit der Anzahl an Integratoren und Modellierungswerkzeugen dargestellt. Grundsätzlich kann die Modellierung multidisziplinärer Systeme in einem (geschlossene Modellbildung) oder mehreren Simulationswerkzeugen (verteilte Modellbildung) erfolgen. Ebenso kann die Simulation des multidisziplinären Systems mit einem (geschlossene Simulation) oder mehreren Integratoren (verteilte Simulation) ausgeführt werden. Letzteres ist auf mathematische Gesichtspunkte zurückzuführen, da spezialisierte Integratoren für einzelne domänenspezifische Systeme vorteilhaft oder notwendig sein können. In der monolithischen Simulation wird das in einem Werkzeug modellierte System von einem Integrator gelöst, während bei einer Modellkopplung eine Zusammenführung der Gleichungssysteme erforderlich ist. Wird das System einer geschlossenen Modellbildung mit mehreren Integratoren getrennt simuliert, handelt es sich um eine partitionierte Simulation. Eine Co-Simulation beschreibt demzufolge eine Kopplung mehrerer Simulationswerkzeuge und Integratoren, d.h. mehrere, verteilte Integratoren sind für die Lösung des Gesamtmodells verantwortlich. Grundsätzlich kann die Kopplung der Co-Simulation auf Programm- oder Modellebene durchgeführt werden. Auf der Programmebene erfolgt die Berechnung parallel in mehreren Programmen, sodass ein synchronisierter Austausch von Zustandsgrößen zwischen den Simulatoren erforderlich ist. Im Gegensatz dazu erfolgt die Kopplung auf Modellebene in einer gemeinsamen Co-Simulationsumgebung, sodass die Programme einen Modellimport bzw. -export inklusive des Solvers unterstützen

müssen. In diesem Fall verbindet und koordiniert die Co-Simulationsumgebung die Teilmodelle. Die dazu erforderlichen Koppelalgorithmen betreffen unter anderem die Synchronisation, Kausalität und Approximation an den Schnittstellen der Teilmodelle. [204], [205]

In dieser Arbeit wird MATLAB/Simulink[®] von MathWorks als Co-Simulationsumgebung eingesetzt. Der Modellimport kann sowohl über die proprietäre MATLAB/Simulink[®] S-Function als auch über den werkzeugunabhängigen Schnittstellenstandard Functional Mock-up Interface¹ (FMI) erfolgen [208], [210]. Der Aufbau der Co-Simulation ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Die Co-Simulation basiert auf den Ergebnissen des Forschungsprojektes Advanced Co-Simulation Open System Architecture² (ACOSAR) und untergliedert sich in das Fahrmanöver, das Fahrermodell, die Fahrzeugsoftware und das Streckenmodell des Gesamtfahrzeugs mit seinen Komponenten und der Umgebung [48], [51], [212]. Fahrmanöver, Fahrer, Fahrdynamik und Umgebung sind über kommerziell verfügbare Automotive Simulation Models (ASM) von dSPACE modelliert, die ebenso wie die Fahrzeugsoftware und elektrischen Komponenten des Bordnetzes auf MATLAB/Simulink[®] basieren. Verbrennungsmotor- und Triebstrangmodell sind in den kommerziellen Simulationwerkzeugen GT-POWER[®] von Gamma Technologies bzw. SimulationX[®] von ESI ITI physikalisch modelliert. Auf die einzelnen Teilmodelle wird in den nachfolgenden Kapiteln detailliert eingegangen.

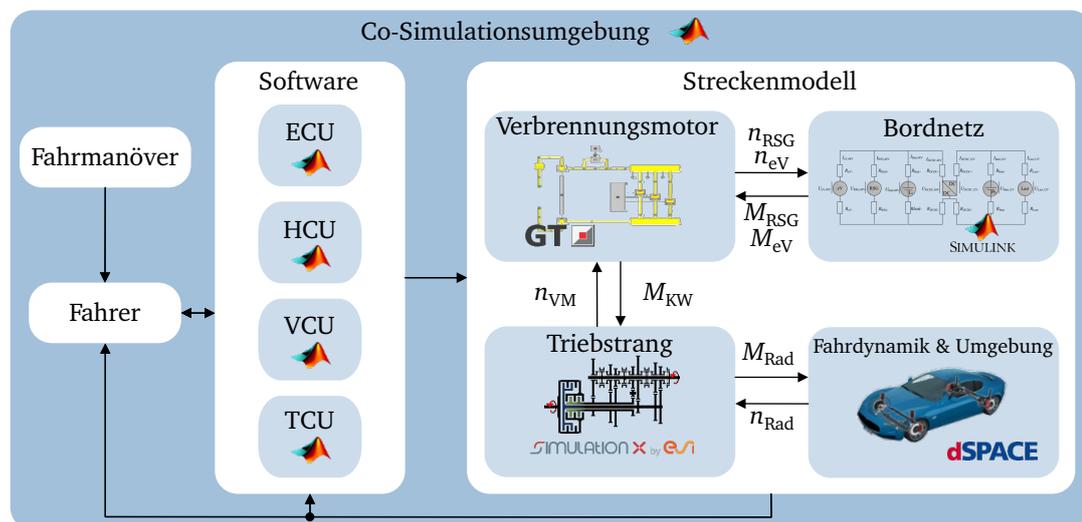


Abbildung 3.2. Aufbau der Co-Simulation nach [51]

Die Co-Simulation folgt dem Prinzip der Vorwärtssimulation (vgl. [166], [174], [205]). Ausgehend von dem Geschwindigkeitsprofil des Fahrmanövers regelt das Fahrermodell über Fahr- bzw. Bremspedal die Abweichung zur aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Fahrzeugsoftware reagiert auf den Fahrerwunsch und regelt unter anderem das Antriebsmoment an der Kurbelwelle, das sich aus dem verbrennungsmotorischen und elektrischen RSG-Drehmoment zusammensetzt und über den Triebstrang zur Bewegung des Fahrzeugs führt. Die Zustandsgrößen des Fahrzeugs werden zum Fahrermodell und zur Fahrzeugsoftware zurückgeführt und schließen den Regelkreis. Die Vorwärtssimulation bildet die Interaktion zwischen Fahrer, Fahrzeug und Fahrzeugsoftware realitätsnah ab und schafft so die Voraussetzungen für eine Analyse, Erweiterung und Optimierung der Betriebsstrategie [205].

¹FMI ist ein werkzeugunabhängiger Standard, der sowohl den Modellaustausch als auch die Co-Simulation dynamischer Modelle mit einer Kombination aus XML-Dateien und kompiliertem C-Code unterstützt. [206], [207] Für weitergehende Informationen zum FMI-Standard wird auf [208], [209] verwiesen.

²ACOSAR reagiert auf die starke industrielle Nachfrage nach einer konsistenten, nahtlosen (virtuellen) Systementwicklung und -validierung. Dazu nutzt ACOSAR einen modularen Co-Simulationsansatz, der eine flexible Systementwicklung und die Integration domänenspezifischer Subsysteme ermöglicht. [211]

3.2. Fahrzeugdynamik-, Umgebungs-, und Fahrermodell

Fahrzeugdynamik-, Umgebungs-, Fahrermodell sind Bestandteil der dSPACE ASM Fahr-dynamiksimulation (englisch: ASM Vehicle Dynamics) [213]. Hierbei handelt es sich um offene Modelle, die durch den Anwender parametrisiert, geändert und erweitert werden können. Nachfolgend werden analog zu [48], [51], [212] nur die wesentlichen Merkmale der Modelle beschrieben. Für weitergehende Informationen wird auf die Softwaredokumentation, Produktinformation [213] und weitere Literatur [214] verwiesen.

Das **Fahrzeugdynamikmodell** wird durch eine Mehrkörpersimulation mit elf Freiheitsgraden modelliert, die im Wesentlichen aus der Fahrzeugkarosserie, den Rädern sowie Komponenten zur Modellierung von Aerodynamik, Reifen, Federung, Bremse und Lenkung besteht. Dementsprechend bildet es die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik des Fahrzeugs ab. [213]

Das **Umgebungsmodell** besteht im Wesentlichen aus der Straße, die über Koordinaten und das zugehörige Höhenprofil abgebildet wird. Darüber hinaus können weitere Attribute, wie die Fahrbahn oder Kurvenradien, definiert werden. [213]

Das **Fahrermodell** steuert das Fahrzeug über das Lenkrad, Fahr- und Bremspedal. Kuppelung und Schaltung entfallen aufgrund des automatisierten Doppelkupplungsgetriebes. Das Fahrermodell regelt somit die Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs und versucht dem Straßenverlauf bei einem gewünschten Geschwindigkeitsprofil zu folgen. Das Fahrerverhalten kann über eine individuelle Kalibrierung angepasst werden. [48], [51], [213]

3.3. Fahrmanöver

Das Fahrmanöver definiert die Geschwindigkeitsvorgabe für das Fahrermodell. Dies ist einerseits über distanzabhängige Geschwindigkeitsbeschränkungen oder aber über individuelle Geschwindigkeitsprofile möglich. Auf diese Weise können sowohl genormte Fahrzyklen als auch Realfahrzyklen, z.B. im Rahmen der RDE-Gesetzgebung, berücksichtigt werden. [213]

3.3.1. Vollastbeschleunigungen

Aufgrund des kurzen Szenarios, relativ gleichbleibenden Randbedingungen sowie geringer Quereinflüsse sind Vollastbeschleunigungen sehr gut geeignet, um einerseits Ansprechverhalten und Effizienz der Antriebsmanagementstrategien gegenüberzustellen und andererseits die physikalischen Effekte und Einflussparameter zu analysieren. Während der Vollastbeschleunigungen wird der Gang fixiert. Über eine Variation der Gänge und Startgeschwindigkeiten respektive -drehzahlen werden verschiedene Lastsituationen abgebildet. Zudem können weitere Randbedingungen des Antriebsmanagements, wie beispielsweise die elektrische Leistungsbegrenzung, variiert werden. Der zeitliche Verlauf eines Vollastbeschleunigungsszenarios ist in Kapitel 4.1 in Abbildung 4.1 beispielhaft skizziert.

3.3.2. Fahrzyklen

Fahrzyklen eignen sich, um die unterschiedlichen Antriebsmanagementstrategien in dynamischen Fahrmanövern hinsichtlich ihres Verhaltens und Kraftstoffverbrauchs zu untersuchen. Für eine gute Vergleichbarkeit des Kraftstoffverbrauchs ist darauf zu achten, dass die Energiebilanz des elektrischen Energiespeichers über dem Zyklus neutral ist. Die wesentlichen Daten der nachfolgenden Fahrzyklen sind in Tabelle A.1 in Anhang A.3.1 zusammengefasst.

Worldwide Harmonized Light Duty Vehicles Test Cycle (WLTC)

Als repräsentativer, gesetzlicher Normzyklus wird der WLTC aus dem europäischen WLTP-Testverfahren herangezogen [215]. Der WLTC wird auf ebener Fahrbahn durchgeführt. Der elektrische Leistungsbedarf des 12V-Bordnetzes stammt aus einer realen WLTC-Messung mit dem Referenzfahrzeug. Geschwindigkeits- und Stromprofil sind in Abbildung A.6 dargestellt.

Real Driving Emissions Cycle (RDEC)

Da die vorgestellten 48V-Technologien insbesondere in sehr dynamischen und lastwechselintensiven Fahrsituationen zum Einsatz kommen, wird darüber hinaus ein Realfahrzyklus betrachtet. Der RDEC ist hinsichtlich der Streckenanteile (Stadt, Land, Autobahn), des Höhenprofils sowie der Beschleunigungsanforderungen RDE-konform [216], [217], aber zur Optimierung der Simulationsdauer auf ein Drittel der ursprünglichen Gesamtdistanz von 100 km skaliert. Der elektrische Leistungsbedarf des 12V-Bordnetzes folgt dem mittleren Lastszenario des nachfolgend noch beschriebenen 12V-Lastmodells. Geschwindigkeits- und Höhenprofil sind in Abbildung A.7 dargestellt.

3.4. Referenzfahrzeug

Das heckgetriebene A-Segment-Fahrzeug ist mit einem 6-Gang-DKG und einem turboaufgeladenen 0,9-Liter-Dreizylinder-Ottomotor mit Saugrohreinspritzung ausgestattet. Die technischen Daten sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Das Basisfahrzeug hat einen konventionellen Antriebsstrang und wird im Rahmen der Modellbildung mit einem 48V-System hybridisiert. Die Kalibrierung des Fahrdynamikmodells ist anhand von Ausrollversuchen mit dem Basisfahrzeug, bei denen das Fahrzeug von einer Startgeschwindigkeit von 135 km h^{-1} zum Stillstand kommt, erfolgt. Die Ausrollversuche wurden 16 Mal wiederholt und führen auf eine durchschnittliche Abweichung der Ausrollzeit von unter zwei Prozent innerhalb eines 10 km h^{-1} Geschwindigkeitsintervalls, beispielsweise $105\text{-}95 \text{ km h}^{-1}$. [212]

Tabelle 3.1. Technische Daten des Referenzfahrzeugs

Komponente	Parameter	Wert
Fahrzeuginerik	Fahrzeugmasse	1150 kg
	Querschnittsfläche	$2,25 \text{ m}^2$
	Luftwiderstandsbeiwert	0,43
	Dynamischer Reifenradius ³	0,289 m
	Rollwiderstandsbeiwert ³	0,0084
Getriebe	Art	6-Gang-DKG
Verbrennungsmotor	Art	3-Zylinder-Ottomotor
	Einspritzsystem	Zentraleinspritzung
	Hubraum	0,91
	Maximale Leistung	66 kW
	Maximales Drehmoment	130 N m

3.5. Triebstrang

Das Triebstrangmodell basiert auf den Arbeiten von [48], [212] und ist in SimulationX[®] nach einem physikalischen, akausalen Ansatz modelliert. SimulationX[®] basiert auf der Modellierungssprache Modelica[®] und stellt Komponentenbibliotheken aus diversen physikalischen Domänen zu Verfügung. Das Triebstrangmodell, bestehend aus dem 6-Gang-DKG und den Triebstrangelementen einschließlich der Antriebsachse und den Rädern, ist über eindimensionale, rotationsmechanische Elemente modelliert und in Abbildung 3.3 dargestellt. [212]

³Das ASM Fahrdynamikmodell greift auf ein semi-empirisches Reifenmodell nach der „Magic-Formula“ von [218] zurück, das zustandsabhängige dynamische Reifenradien sowie Rollwiderstandsmomente verwendet. Daher werden an dieser Stelle ein konstanter dynamischer Reifenradius nach der Näherungsformel von [219] und ein aus Ausrollversuchen ermittelter Rollwiderstandsbeiwert angegeben. [212]

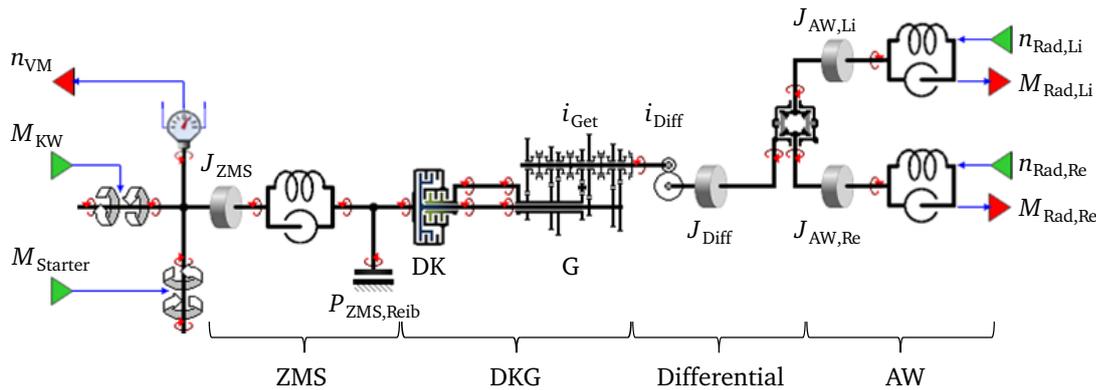


Abbildung 3.3. Aufbau des Triebstrangmodells in SimulationX® [212]

Das Modell wird durch das Kurbelwelldrehmoment stimuliert und berechnet die Drehmomente an der Antriebswelle (AW) sowie die Kurbelwelldrehzahl mithilfe der Raddrehzahlen des Fahrdynamikmodells. Das Zweimassenschwungrad (ZMS) wird mit seiner Trägheit, den zugehörigen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften sowie Reibungsverlusten modelliert. Die Kupplungen des DKG sind als starre Reibelemente unter Berücksichtigung der Haft- und Gleitreibung modelliert. In dem Getriebeteil werden die Massenträgheiten der Getriebestufen mit den jeweiligen Übersetzungen (siehe Tabelle A.2) und Synchronisationselementen berücksichtigt. Der detaillierte Aufbau des Getriebes, die Getriebesteuerung (englisch: Transmission Control Unit, TCU) und die Fahrzeugtests zur Kalibrierung des Triebstrangmodells sind in [212] dargelegt. Die Validierung des Triebstrangmodells liefert bei einer Integrations-schrittweite von 0,5 ms gute Ergebnisse und wird mit einem eingebetteten Integrator als MATLAB/Simulink® S-Function in die Co-Simulation integriert. [48], [212]

3.6. 48V-Mild-Hybrid-Antrieb

Das 48V-System ist weitgehend von dem in Kapitel 2.2.4 beschriebenen Demonstratorfahrzeug abgeleitet. Der 48V-Mild-Hybrid-Antrieb ist in Abbildung 3.4 dargestellt und unterscheidet sich im prinzipiellen Aufbau lediglich hinsichtlich der Saugrohreinspritzung und der mechanisch angetriebenen Kühlmittelpumpe. Der Antrieb stellt ein multidisziplinäres System dar und zeichnet sich durch die starke Interaktion zwischen der thermodynamischen und elektrischen Domäne aus. Daher zeigt dieses Kapitel neben der Modellierung des elektrischen Systems sowie des VM auch auf die Vorteile eines Co-Simulationsansatzes auf.

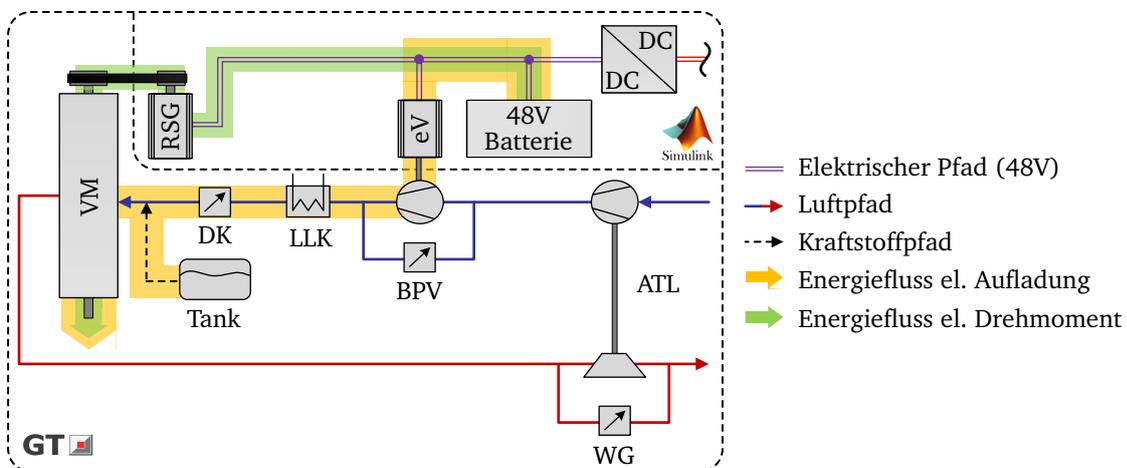


Abbildung 3.4. 48V-Mild-Hybrid-Antrieb der Co-Simulation nach [51]

3.6.1. 48V/12V-Bordnetz

Der Aufbau des elektrischen Bordnetzes ist in Abbildung 3.5 skizziert. Das 48V-System bestehend aus RSG, eV und Lithium-Ionen-Batterie ist über einen bidirektionalen DC/DC-Wandler mit dem 12V-System verbunden, das über eine Bleisäure-Batterie sowie ein dynamisches 12V-Lastmodell abgebildet wird. Das Modell des elektrischen Bordnetzes umfasst auch die Leitungswiderstände, die experimentell ermittelt sind. Die wesentlichen technischen Daten der Bordnetzkomponenten sind in Tabelle A.3 in Anhang A.3.3 zusammengefasst.

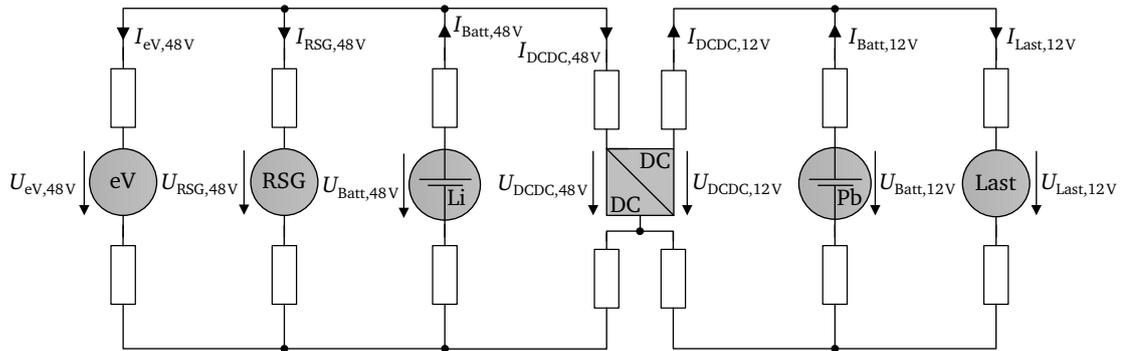


Abbildung 3.5. Aufbau des 48V/12V-Bordnetzes nach [51]

3.6.2. Batterien

Spannungsverhalten

Die Batterien werden über dynamische Ersatzschaltbilder (ESB) modelliert und basieren auf bereits veröffentlichten Arbeiten [13], [51]. Dieser weit verbreitete Ansatz bildet das Spannungsverhalten an den Batteriepolen nach und eignet sich daher für die Modellierung existierender Batterien [220], [221]. Das zugrunde gelegte elektrische ESB ist in Abbildung 3.6 dargestellt und besteht aus einer Spannungsquelle, einem ohmschen Widerstand und zwei RC-Gliedern, die jeweils aus einer Parallelschaltung von einem ohmschen Widerstand und einer Kapazität bestehen. [13]

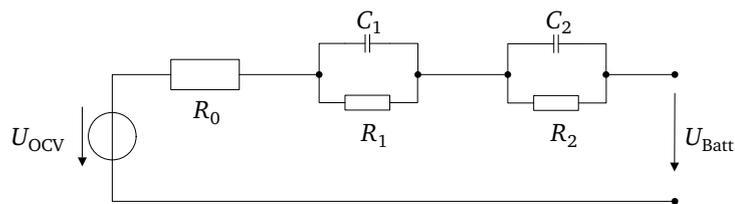


Abbildung 3.6. Elektrisches Batterie-Ersatzschaltbild nach [13]

Aus dem zweiten Kirchhoff'schen Gesetz folgt der Zusammenhang für die Batterieklemmenspannung

$$U_{\text{Batt}} = U_{\text{OCV}} - R_0 I_{\text{Batt}} - U_{\text{RC},1} - U_{\text{RC},2} \quad (3.1)$$

mit dem Batteriestrom

$$I_{\text{Batt}} = \begin{cases} > 0 & \text{Entladung} \\ < 0 & \text{Ladung} \end{cases}, \quad (3.2)$$

und der vom Ladezustand (englisch: State Of Charge, SOC) abhängigen Leerlaufklemmenspannung (englisch: Open Circuit Voltage, Open Circuit Voltage)

$$U_{\text{OCV}} = f(\text{SOC}), \quad (3.3)$$

sowie den temperatur-, ladezustands- und stromabhängigen ESB-Parametern

$$R_i = f(T_{\text{Batt}}, SOC, I_{\text{Batt}}) \quad \text{mit } i = \{0, 1, 2\}, \quad (3.4)$$

$$C_i = f(T_{\text{Batt}}, SOC, I_{\text{Batt}}) \quad \text{mit } i = \{1, 2\}, \quad (3.5)$$

die folgerichtig auch stromrichtungsabhängige Parametersätze beinhalten. Die Leerlaufklemmenspannung kann, wie in [222] beschrieben, über Relaxationsmessungen, d.h. eine stufenweise Entladung und Ladung der Batterie mit stromlosen Ruhephasen ermittelt werden. Die erforderliche Dauer der Ruhephasen hängt maßgeblich von den temperaturabhängigen Diffusions- und Ausgleichsprozessen ab. Sie ist bei Bleisäure-Batterien deutlich länger als bei Lithium-Ionen-Batterien. Bei ausreichend langer Ruhephase ist der Temperatureinfluss in der Regel vernachlässigbar. Die Auflösung der Leerlaufklemmenspannung kann über die ent- bzw. geladene Ladungsmenge zwischen den Ruhephasen reguliert werden und sollte insbesondere im hohen und niedrigen Ladezustandsbereich aufgrund der starken Nichtlinearität feiner gewählt werden. Das Verfahren ist in den experimentellen Arbeiten von [223], [224] exemplarisch dargelegt. Die Spannungen der RC-Glieder folgen aus der Differentialgleichung

$$\frac{dU_{\text{RC},i}}{dt} = \frac{I_{\text{Batt}}}{C_i} - \frac{U_{\text{RC},i}}{R_i C_i} \quad \text{mit } i = \{1, 2\}, \quad (3.6)$$

und bilden das zeitliche Verhalten der Durchtritts-, Kristallisations- und Diffusionsüberspannungen unter Last ab [13], [225]. Das Relaxationsverhalten im stromlosen Betrieb bei zum Zeitpunkt t_0 öffnenden Batterieschützen wird über drei Relaxations-Glieder

$$U_{\text{Rel},i} = k_{\text{Rel},i} \cdot (U_{\text{RC},1}(t_0) + U_{\text{RC},2}(t_0)) \cdot \left(1 - e^{-\frac{t-t_0}{\tau_{\text{Rel},i}}}\right) \quad (3.7)$$

mit den temperatur- und ladezustandsabhängigen

$$\text{Koeffizienten} \quad k_{\text{Rel},i} = f(T_{\text{Batt}}, SOC) \quad (3.8)$$

$$\text{und Zeitkonstanten} \quad \tau_{\text{Rel},i} = f(T_{\text{Batt}}, SOC) \quad (3.9)$$

für $i = \{1, 2, 3\}$ beschrieben. Diese relaxieren die bis dahin aufgebaute Überspannung der RC-Glieder, sodass sich die Batteriespannung über den Zusammenhang

$$U_{\text{Batt}} = U_{\text{OCV}} + \sum_{i=1}^{N=3} U_{\text{Rel},i} \quad (3.10)$$

ergibt. Das stark nichtlineare Spannungsverhalten hängt maßgeblich von den Batteriezustandsgrößen Temperatur, Ladezustand und Strom ab. Dem wird durch die zustandsabhängigen ESB-Parameter (Gl. 3.4 – 3.5) Rechnung getragen. Die Widerstände und Kapazitäten können über Strom- und Spannungsmessungen unter Last, beispielsweise nach [226], ermittelt werden. Dazu wird die Sprungantwort der Spannung bei einer sprungförmigen Strombelastung über eine Dauer von mindestens zehn Sekunden gemessen. Aus einer Variation der Stromamplitude, des Ladezustands sowie der Temperatur resultieren schließlich die zustandsabhängigen ESB-Parameter (vgl. [13], [223], [224]).

Ladezustandsmodell

Das Ladezustandsmodell basiert auf einer Integration des Batteriestromes

$$SOC(t) = SOC_0 - \frac{1}{C_N} \int_{t_0}^t \eta_{\text{Col}} I_{\text{Batt}} dt \quad (3.11)$$

unter Berücksichtigung des initialen Batterieladezustands SOC_0 , der Batterienennkapazität C_N^4 und des temperaturabhängigen Coulomb'schen Wirkungsgrads

$$\eta_{Col} = \begin{cases} 1 & I_{Batt} \geq 0 \\ f(T_{Batt}, SOC) & I_{Batt} < 0 \end{cases} \quad (3.12)$$

für den Ladevorgang [13], [225]. Für weitergehende Untersuchungen zum Coulomb'schen Wirkungsgrad und dessen experimentelle Bestimmung wird auf [228]–[230] für Bleisäure-Batterien bzw. [231] für Lithium-Ionen-Batterien verwiesen.

Thermisches Modell

Das thermische Verhalten der Batterien wird über thermische Netzwerke modelliert. Diese bilden das thermische Verhalten über ein Ersatzsystem ab und bestehen aus Punktmassen m_i (Knoten) mit einer homogenen Temperatur T_i und Wärmeübergangskoeffizienten $k_{Th,ij}$, die den Wärmestrom

$$\dot{Q}_{ij} = k_{Th,ij} (T_j - T_i) \quad (3.13)$$

zwischen den Knoten i und j in Abhängigkeit ihrer Temperaturdifferenz beschreiben [165]. Nach dieser Definition hat die einem Knoten zugeführte Wärme stets ein positives Vorzeichen. Das Temperaturverhalten eines Knotens i folgt nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik aus seiner Energiebilanz

$$m_i c_{p,i} \frac{\delta T_i}{\delta t} = \dot{Q}_i + \sum_{j=1}^{N_i} k_{Th,ij} (T_j - T_i) \quad (3.14)$$

unter der Berücksichtigung von N_i Verbindungen zu anderen Knoten des thermischen Netzwerks. Der Wärmestrom \dot{Q}_i umfasst die Summe der dem Knoten i darüber hinaus zu- oder abgeführten Wärme, z.B. infolge einer elektrischen Leistung. Die Betrachtung aller Knoten führt schließlich auf ein lineares Gleichungssystem, dessen Lösung das Temperaturverhalten der Punktmassen beschreibt. Da die Geometrie in thermischen Netzwerken vernachlässigt wird, handelt es sich um ein nulldimensionales Modell, dessen Parameter nicht notwendigerweise mit den physikalischen Parametern übereinstimmen müssen. Vielmehr erfolgt die Parametrierung der isobaren Wärmekapazitäten $c_{p,i}$ und Wärmeübergangskoeffizienten $k_{Th,ij}$ anhand von gemessenen Temperaturverläufen. [165] Für weitergehende Informationen zu der Modellierung von thermischen Netzwerken wird auf [165], [232] verwiesen.

Das thermische Netzwerk der Batterien ist in Abbildung 3.7 skizziert. Es berücksichtigt Ersatzmassen für die Batteriezellen und das umgebende Gehäuse. Dementsprechend erfolgt der Wärmeaustausch mit der Umgebung ausschließlich über das Gehäuse, während der Wärmeeintrag infolge der elektrischen Leistung nur auf die Batteriezellen wirkt. Die zusätzlichen Freiheitsgrade im Vergleich zum Ansatz von [233] ermöglichen eine genauere Abbildung der Dynamik der Batterietemperatur.

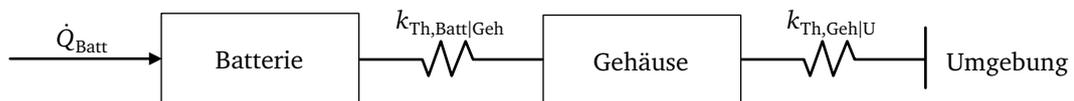


Abbildung 3.7. Thermisches Netzwerk der Batteriemodelle

Mathematisch ist das System nach (Gl. 3.14) über die beiden Knoten $i = \{\text{Batt, Geh}\}$ mit

⁴Die Nennkapazität von Bleisäure-Batterien ist nach [227] über eine 20-stündige Vollentladung, d.h. 1/20 C, bei einer Umgebungstemperatur von 25 °C definiert. Analog dazu definiert [226] die Nennkapazität von Lithium-Ionen-Batterien bei der gleichen Umgebungstemperatur und 1 C für Hybrid- bzw. 1/3 C für Elektrofahrzeuge.

jeweils einer Verbindung $N_i = 1$ und der jouleschen Verlustwärme der Batteriezellen

$$\dot{Q}_{\text{Batt}} = (U_{\text{OCV}} - U_{\text{Batt}}) I_{\text{Batt}} \geq 0 \quad (3.15)$$

sowie dem Wärmeaustausch mit der Batterieumgebung

$$\dot{Q}_{\text{Geh}} = k_{\text{Th,Geh|U}} (T_{\text{U}} - T_{\text{Geh}}) \quad (3.16)$$

beschrieben. Der reversible Wärmeeffekt infolge der Entropieänderung beim Lade- bzw. Entladevorgang wird vernachlässigt (vgl. [165]).

48V-Batterie

Das 48V-Lithium-Ionen-Batteriemodell basiert auf der 48V-Batterie von A123 Systems (siehe Kapitel 2.2.4). Die Batterie besteht aus einer Reihenschaltung von 14 LFP/Graphit-Zellen mit einer Nennkapazität von 8 Ah [105], [234]. Die UltraPhosphate™ Hochleistungszelle ermöglicht laut Datenblatt Entladeströme von bis zu 1200 A bei einer maximalen Dauer von zehn Sekunden. Das Batterie-System ist hingegen auf Spitzenströme von bis zu 600 A für $t \leq 2$ s bzw. 370 A für $t \leq 10$ s für das Laden und Entladen begrenzt [233]. Die Stromfähigkeit hängt von der Temperatur und dem Ladezustand ab, da diese Zustandsgrößen das Spannungsverhalten maßgeblich beeinflussen. Das Spannungsverhalten der 48V-Batterie ist in Abbildung 3.8 dargestellt. Die berechneten Spannungsverläufe basieren auf den jeweiligen zehn Sekunden Innenwiderständen der Batterie mit Stützstellen im Ladezustandsbereich von 10-90 %. Daher ist die Aussagekraft in den Randbereichen eingeschränkt, aber auch von untergeordnetem Interesse, da Ladezustandsbereiche unter 10 bzw. über 90 Prozent zu vermeiden sind. Weiterhin sind die nach [65] definierten Spannungsbereiche visualisiert.

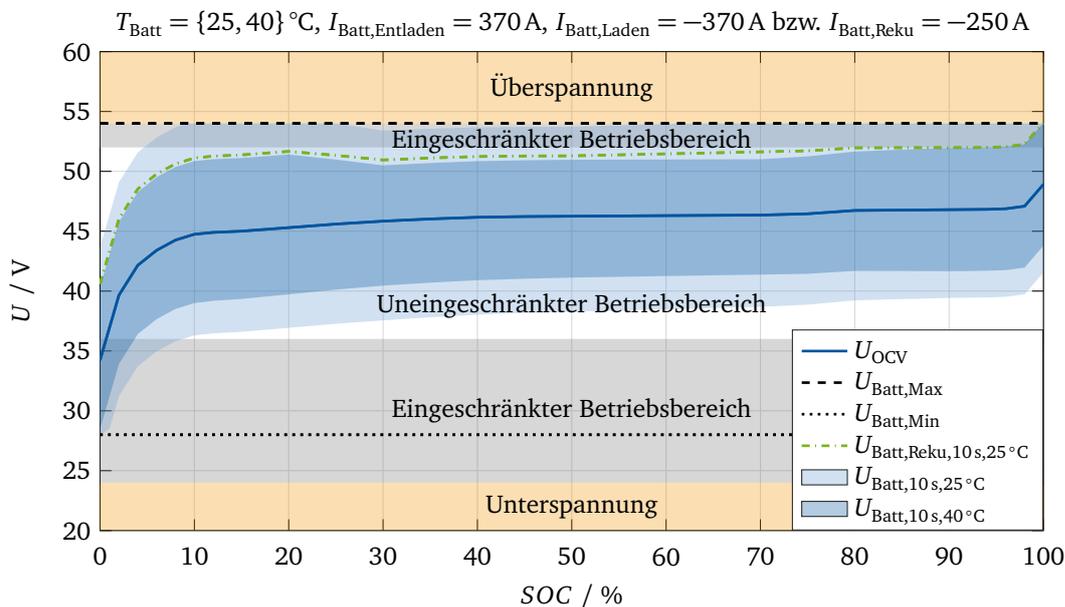


Abbildung 3.8. Spannungsbereich und -verhalten der 48V-Batterie

Die Lage der Leerlaufklemmenspannung ermöglicht bei idealen Temperaturbedingungen im Bereich von 40 °C einen uneingeschränkten Betrieb über einen weiten Ladezustandsbereich. Bei niedrigeren Temperaturen verlangsamen sich die chemischen Reaktionsprozesse in den Zellen, die zu einer Erhöhung des Innenwiderstands und somit der Spannungsabfälle führen. In diesem Fall begrenzt die maximale Batteriespannung von 54 V die Stromfähigkeit der Batterie. Diese setzt sich zusammen aus der maximal zulässigen Zellspannung von 3,71 V respektive 51,94 V Batteriespannung und den Übergangswiderständen der strom-

führenden Bauelemente. Demzufolge schöpft der Energiespeicher den zur Rekuperation zulässigen eingeschränkten Betriebsbereich des 48V-Bordnetzes optimal aus. In Verbindung mit dem maximalen Ladestrom des RSG von 250 A kann das Rekuperationspotential auch bei Temperaturen von 25 °C über den gesamten Ladezustandsbereich ausgenutzt werden. In Entladerichtung ermöglicht der Energiespeicher bei den dargestellten Temperaturen hohe Stromamplituden ohne Spannungseinschränkungen und profitiert von dem flachen Gradienten der Leerlaufklemmenspannung. Theoretisch kann der Energiespeicher bis zu einer minimalen Zellspannung von 1,71 V bzw. Batteriespannung von 24 V betrieben werden, allerdings ist die Mindestspannung zeitabhängig auf 2 V pro Zelle begrenzt. Nach [65] ist der eingeschränkte Betriebsbereich unter 36 V ohnehin nur temporär zulässig und über aktive Gegenmaßnahmen zu verlassen.

Auch wenn die Leistungsfähigkeit des Energiespeichers viele Freiheiten zum Betrieb des 48V-Systems ermöglicht, gehen hohe Stromamplituden immer mit einer Temperaturzunahme einher, sodass eine zielgerichtete Regelung der Batterieleistung bei kosteneffizienten, luftgekühlten Konzepten unausweichlich ist, um eine hohe Systemverfügbarkeit zu gewährleisten. Die ESB-Parameter des Batteriemodells basieren, wie zuvor beschrieben, auf Stromsprungbelastungen des Batterie-Systems mit einer Dauer von zehn Sekunden bei einer Variation von Temperatur, Ladezustand und Stromamplitude. Zur Validierung des Batteriemodells dient eine Fahrzeugmessung mit dem Demonstratorfahrzeug in einem Realfahrzyklus, der in [13] ausführlich beschrieben ist. Die Ergebnisse sind in Anhang A.3.5 zusammengefasst. Die elektrische Dynamik ist in Abbildung 3.9 auszugsweise veranschaulicht.

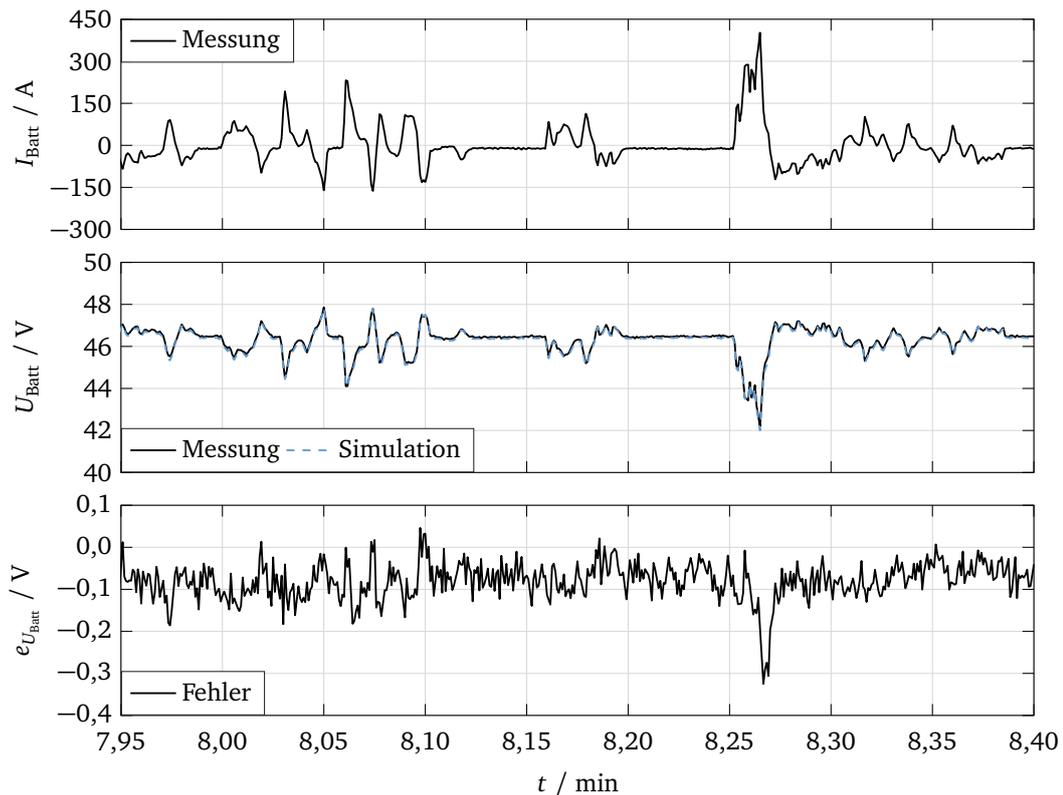


Abbildung 3.9. Validierung des 48V-Batteriemodells nach [51], Auszug Abbildung A.8

Das Batteriemodell weist selbst bei sehr dynamischen Strombelastungen einen geringen Modellfehler auf. Dieser liegt in Abbildung 3.9 unter 0,33 V und im Bereich moderater Stromamplituden noch deutlich darunter. Über die 65-minütige Fahrzeugmessung liegt der RMSE der Batteriespannung bei $e_{\text{RMSE}, U_{\text{Batt}}} = 0,15 \text{ V}$ und der Batterietemperatur bei $e_{\text{RMSE}, T_{\text{Batt}}} = 0,3 \text{ °C}$ und belegt somit eine ausgezeichnete Modellierungsgüte (siehe Abbildung A.8). [51]

12V-Batterie

Das 12V-Bleisäure-Batteriemodell basiert auf den bereits veröffentlichten Untersuchungen an einer 80 Ah AGM-Batterie [13]. Die Ergebnisse der Parametrierung sowie der Modellvalidierung anhand von Fahrzeugmessungen sind in [13] dargelegt. Die ESB-Parameter werden für diese Anwendung auf eine 60 Ah AGM-Batterie angepasst. Die Skalierung der Innenwiderstände erfolgt über eine kapazitätsabhängige Korrelation

$$R_{i,60\text{Ah}} = \frac{k_{C_{N,0}} + k_{C_{N,1}} C_{N,60\text{Ah}}}{k_{C_{N,0}} + k_{C_{N,1}} C_{N,80\text{Ah}}} \cdot R_{i,80\text{Ah}} = 1,131 \cdot R_{i,80\text{Ah}} \quad \text{mit } i = \{0, 1, 2\}, \quad (3.17)$$

mit den Koeffizienten in Tabelle A.4 in Anhang A.3.4, die aus den Untersuchungen von [230] abgeleitet ist. Die Zeitkonstanten werden beibehalten, sodass sich die Kapazitäten der RC-Glieder aus dem Zusammenhang

$$\tau_i = R_i C_i \Leftrightarrow C_{i,60\text{Ah}} = \frac{R_{i,80\text{Ah}}}{R_{i,60\text{Ah}}} C_{i,80\text{Ah}} \quad \text{mit } i = \{1, 2\} \quad (3.18)$$

ergeben. Da der Schwerpunkt dieser Arbeit auf dem 48V-System liegt, ist das Vorgehen in Anbetracht des Aufwands zur Vermessung und Parametrierung einer 12V-Batterie ergebnisorientiert und so gewählt. Die möglichen Abweichungen in der Strom- und Spannungsdynamik der 12V-Batterie wirken sich gleichermaßen auf den Leistungsbedarf im 48V-System aus und haben auf die Aussagekraft der Untersuchungen keinen nennenswerten Einfluss.

3.6.3. Gleichspannungswandler

Der DC/DC-Wandler wird über einen effizienzorientierten Ansatz modelliert, der den Wirkungsgrad der Leistungsübertragung beschreibt. Da der DC/DC-Wandler die Leistung im regulären Fahrbetrieb ausschließlich von dem 48V- in das 12V-System speist, beschränkt sich die Modellierung auf den Tiefsetzstellbetrieb (englisch: buck mode) [51]. Das Modell berechnet die Leistung der 48V-Spannungsebene

$$P_{\text{DCDC}} = \frac{P_{\text{DCDC},12\text{V}}}{\eta_{\text{DCDC},\text{Buck}}} \quad (3.19)$$

aus dem Leistungsbedarf $P_{\text{DCDC},12\text{V}}$ der 12V-Spannungsebene unter Verwendung eines messtechnisch ermittelten Wirkungsgrads $\eta_{\text{DCDC},\text{Buck}}$ im Tiefsetzstellbetrieb. Ein Regler führt den Strom des DC/DC-Wandlers auf der 12V-Spannungsebene nach, um den gewünschten Sollwert im 12V-System zu erreichen. Das Regelungskonzept ähnelt der in [13] vorgestellten Spannungsregelung, mit dem Unterschied, dass hier der DC/DC-Wandler anstelle des Generators zum Einsatz kommt.

Der Wirkungsgrad im Tiefsetzstellbetrieb ist in Abbildung 3.10 dargestellt. Grundlage ist der Bosch DC/DC-Wandler des Demonstratorfahrzeugs [23], [235]. Der Wirkungsgrad basiert auf Strom- und Spannungsmessungen an einem Prüfstand bei einer Eingangsspannung von 48 V, einer Ausgangsspannung von 14 V sowie einer Bauteiltemperatur von etwa 55 °C. Temperatur- und Spannungsänderungen nehmen grundsätzlich Einfluss auf den Wirkungsgrad, werden aber aufgrund der verhältnismäßig geringen Leistungsänderungen in dem vereinfachten Modell vernachlässigt. Die Messungen beschränken sich auf den primären Betriebsbereich des DC/DC-Wandlers, sodass der Kennlinienverlauf in Anlehnung an die Untersuchungen von [236] und [237] extrapoliert ist. Die Modellvalidierung anhand einer Fahrzeugmessung ist in Anhang A.3.6 zusammengefasst und verdeutlicht, dass die Eingangsleistung des DC/DC-Wandlers im dynamischen Betrieb über den Wirkungsgrad mit einer mittleren Abweichung von $e_{\text{RMSE},P_{\text{DCDC}}} = 7,5 \text{ W}$ trotz des Temperaturunterschieds zur ermittelten Kennlinie sehr gut abgebildet werden kann.

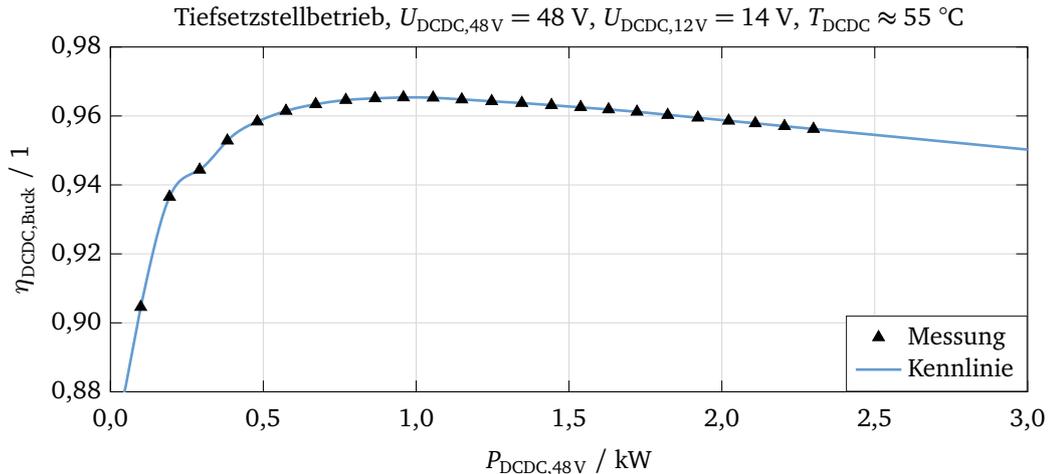


Abbildung 3.10. Wirkungsgrad des DC/DC-Wandler-Modells

3.6.4. 12V-Lastmodell

Das 12V-Lastmodell ist eine Entwicklung im Rahmen des EU-Forschungsprojektes High Fidelity Electric Modelling and Testing⁵ (HIFI-ELEMENTS). Es basiert auf physikalischen und empirischen Modellen, die eine Vielzahl von Verbrauchern im 12V-System repräsentieren. Neben Dauerverbrauchern wie Steuergeräten, Infotainment oder Abblendlicht sind auch Kurzzeitverbraucher (Blinker, Fernlicht, Scheibenwischer etc.) sowie Komfortverbraucher (Sitzheizung, Gebläselüfter etc.) modelliert. Die jeweiligen Verbrauchermodelle bilden das elektrische Lastverhalten ab und beruhen im Wesentlichen auf Strom- und Spannungsmessungen im Fahrzeug in verschiedenen Betriebsituationen und -bedingungen. Die Realfahruntersuchungen im Straßenverkehr dienen gleichzeitig als empirische Grundlage zur Ermittlung der Anschaltdauern und -häufigkeiten der Kurzzeit- und Komfortverbraucher. Auf diese Weise werden verschiedene Lastszenarien definiert, die sich mit dem Fahrzyklus der MiL-Simulation kombinieren lassen. Die Lastszenarien sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst und so ausgelegt, dass sie im Mittel einen bestimmten Leistungsbedarf erreichen.

Tabelle 3.2. Lastszenarien des 12V-Lastmodells

Lastszenario	Basis	Mittel	Hoch	Extrem
Mittlere Verbraucherleistung / W	280	470	700	1040

3.6.5. Riemenstartergenerator

Der 48V-RSG wird, wie in [13] ausgeführt, über einen kennfeldbasierten Ansatz mit drehzahl-, drehmoment- und spannungsabhängigen Leistungscharakteristiken modelliert, sodass sich die elektrische Leistung aus dem funktionalen Zusammenhang

$$P_{\text{RSG,El}} = U_{\text{RSG}} I_{\text{RSG}} = f(n_{\text{RSG}}, M_{\text{RSG}}, U_{\text{RSG}}) = \begin{cases} > 0 & \text{motorisch} \\ < 0 & \text{generatorisch} \end{cases}, \quad (3.20)$$

ergibt. Die Dynamik des Drehmoments wird über ein Verzögerungsglied erster Ordnung

$$\tau_{M_{\text{RSG}}} \frac{dM_{\text{RSG}}}{dt} = M_{\text{RSG,Ref}} - M_{\text{RSG}} \quad (3.21)$$

⁵HIFI-ELEMENTS arbeitet an einer Standardisierung von Modellschnittstellen für elektrische Antriebsarchitekturen und zeigt das Potential anhand von branchenrelevanten Anwendungsbeispielen unter Einsatz etablierter Standards und Werkzeuge auf [238].

mit der Zeitkonstante $\tau_{M_{\text{RSG}}}$ und dem Referenzdrehmoment $M_{\text{RSG,Ref}}$, wie in [51], [174], [190] dargelegt, abgebildet. Das Drehmoment

$$M_{\text{RSG}} := M_{\text{RSG,El}} - M_{\text{RSG,Reib}} \quad (3.22)$$

beschreibt das mechanische Abtriebsmoment des Elektromotors, abzüglich des Reibdrehmomentes $M_{\text{RSG,Reib}}$, sodass negative Drehmomente im Übergangsbereich nicht zwangsweise mit einer generatorischen Ausgangsleistung einhergehen. Die Riemenübersetzung des RSG ist analog zum Demonstratorfahrzeug definiert:

$$i_{\text{RSG}} = 2,64. \quad (3.23)$$

Grundlage des Modells ist der im Demonstratorfahrzeug eingesetzte RSG [4], [239]–[241]. Die Leistungs- und daraus abgeleitete Wirkungsgradcharakteristik resultiert aus stationären Messungen an einem 48V-Elektromotoren-Prüfstand. Über eine Variation von Drehzahl, Drehmoment und Gleichspannung des RSG werden die Zustandsabhängigkeiten bei einer Stator-temperatur von etwa 80 °C ermittelt. Da die Spannung des RSG über die Leitungswiderstände im 48V-System proportional zur Batteriespannung ist, wird die Leistungscharakteristik in Anlehnung an das Spannungsverhalten der Batterie unter Last (vgl. Abbildung 3.8 und Abbildung A.8) in einem Spannungsbereich von 36 V – 48 V für den motorischen bzw. 44 V – 54 V für den generatorischen Betrieb ermittelt. Die Kennfelder der elektrischen Leistung sowie der Verlustleistung

$$P_{\text{RSG,Verl}} = |P_{\text{RSG,El}} - P_{\text{RSG,Mech}}| \quad (3.24)$$

sind in Abbildung 3.11 bei einer Gleichspannung von $U_{\text{RSG}} = 48\text{V}$ exemplarisch dargestellt.

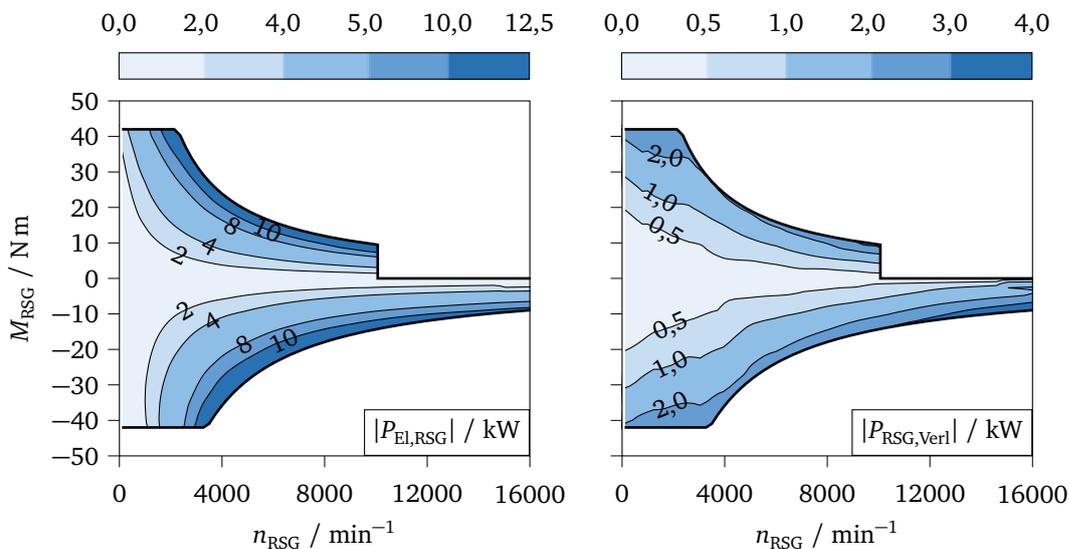


Abbildung 3.11. Leistungscharakteristik des Riemenstartergenerator-Modells

Das maximale Drehmoment ist auf 42 N m begrenzt. Im motorischen Betrieb ist der RSG bei 10000 min^{-1} herstellerseitig abgeriegelt. Dahingegen erstreckt sich der generatorische Betrieb über den dargestellten Bereich hinaus bis zu einer maximalen Drehzahl von 18000 min^{-1} . Im Feldschwähebereich ist der RSG motorisch wie auch generatorisch bei einer elektrischen Eingangs- bzw. Ausgangsleistung von etwa $P_{\text{RSG,El}} = 12,5\text{ kW}$ auf der Gleichspannungsseite begrenzt, was letztlich auf die maximale Stromgrenze zurückzuführen ist. Aufgrund der mechanischen Verluste ist der Grunddrehzahlbereich im generatorischen Betrieb erkennbar stärker ausgeprägt. Im nicht dargestellten Startbetrieb kann der RSG bei kurzzeitiger Überlast Drehmomente von bis zu 56 N m zum Starten des Verbrennungsmotors zu Verfügung stellen. Das Modell wird anhand einer Realfahrzyklus-Messung mit dem Demonstratorfahrzeug va-

liert. Die Messungen berücksichtigen einen dynamischen Betrieb des RSG einschließlich RSG-Motorstart, regenerativem Bremsen sowie motorischem Betrieb zur Drehmomentunterstützung. Die Validierungsergebnisse sind in Anhang A.3.7 zusammengefasst. Das Modell zeigt mit einer mittleren Abweichung von $e_{\text{RMSE}, M_{\text{RSG}}} = 0,44 \text{ N m}$ für das Drehmoment und $e_{\text{RMSE}, P_{\text{RSG, EI}}} = 257 \text{ W}$ für die elektrische Leistung eine gute Übereinstimmung mit der Fahrzeugmessung. Auch im transienten Betrieb, der auszugsweise in Abbildung 3.12 dargestellt ist, liefert das Modell überzeugende Ergebnisse, auch wenn das Leistungsverhalten während des Motorstarts im Bereich von $t = 23,24 \text{ s}$ mit Spitzenströmen von bis zu 300 A unterschätzt wird. Letzteres ist auf eine unzureichende Abbildung des transienten Überstrombetriebs des RSG während des Motorstarts in den Leistungscharakteristiken zurückzuführen. [23], [51]

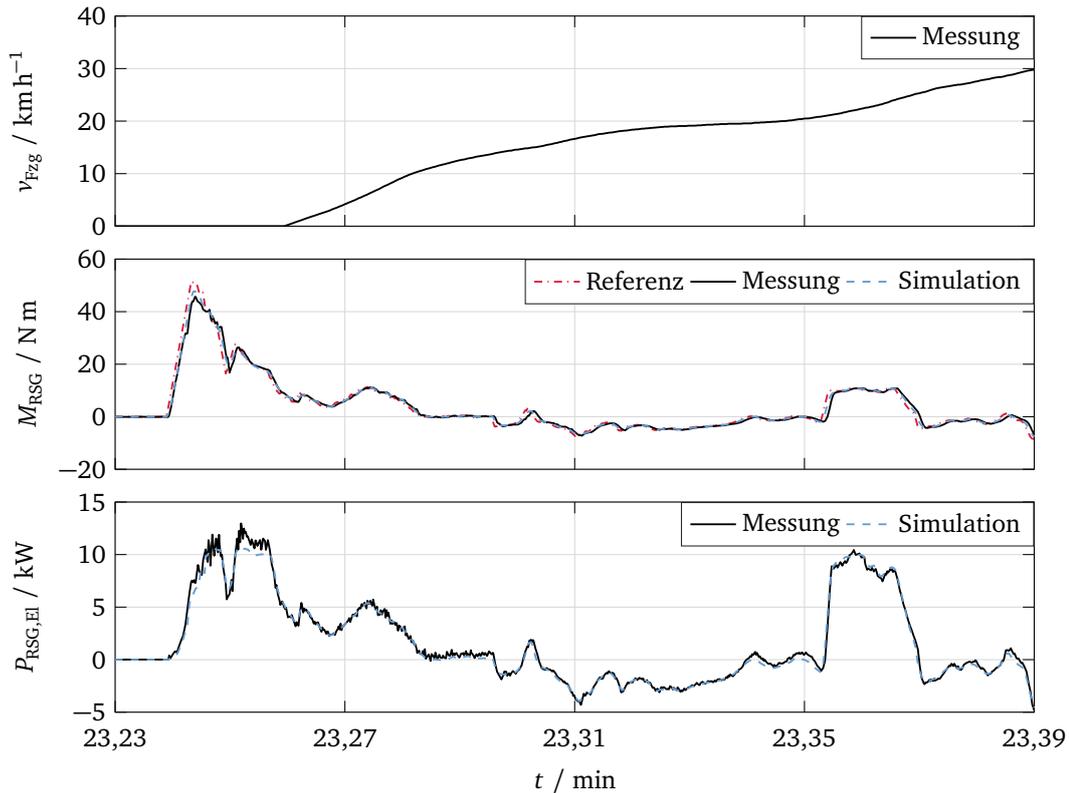


Abbildung 3.12. Validierung des Riemenstartergenerator-Modells nach [51], Auszug Abbildung A.10

3.6.6. Elektrischer Verdichter

Aufgrund der starken Wechselwirkungen zwischen dem eV und dem Luftpfad des Verbrennungsmotors ist der eV sowohl Teil des 48V/12V-Bordnetzmodells in Abbildung 3.5 als auch des GT-POWER[®] Verbrennungsmotormodells in Abbildung A.12 und stellt somit ein interdisziplinäres Co-Simulationsmodell auf Komponentenebene dar. Der Aufbau und die Schnittstellen des Modells sind in Abbildung 3.13 skizziert. [51] Die Mechanik und Thermodynamik des eV sind Bestandteil des Verbrennungsmotormodells, während das elektrische und thermische Verhalten des Elektromotors in MATLAB/Simulink[®] modelliert sind. In GT-POWER[®] wird der eV über eine ideale Drehmomentquelle angetrieben, sodass die Drehzahl des eV nach dem zweiten Newton'schen Gesetz aus seiner Massenträgheit und der Belastung des Verdichterrades über den Zusammenhang

$$J_{\text{eV}} \frac{d\omega_{\text{eV}}}{dt} = M_{\text{eV}} - M_{\text{Last}} \quad (3.25)$$

beschrieben wird. Das aktuelle Drehmoment des eV wird im elektrischen Modell berechnet. Die Betriebsstrategie entspricht im Grundsatz der des Demonstratorfahrzeugs (siehe Kapitel 2.2.4) und ist in der Hybridsteuerung (englisch: Hybrid Control Unit, HCU) implementiert. Der Drehzahlregler des Elektromotors berechnet das Referenzdrehmoment auf Basis der Differenz zwischen angeforderter und aktueller Drehzahl des eV. Analog zum RSG wird die Dynamik des Drehmoments über ein Verzögerungsglied erster Ordnung

$$\tau_{M_{eV}} \frac{dM_{eV}}{dt} = M_{eV,Ref} - M_{eV} \quad (3.26)$$

mit der Zeitkonstante $\tau_{M_{eV}}$ und dem Referenzdrehmoment $M_{eV,Ref}$ abgebildet. Ebenso ergibt sich die elektrische Leistung über drehzahl-, drehmoment- und spannungsabhängige Leistungscharakteristiken

$$P_{eV,El} = U_{eV} I_{eV} = f(n_{eV}, M_{eV}, U_{eV}) = \begin{cases} > 0 & \text{motorisch} \\ < 0 & \text{generatorisch} \end{cases} \quad (3.27)$$

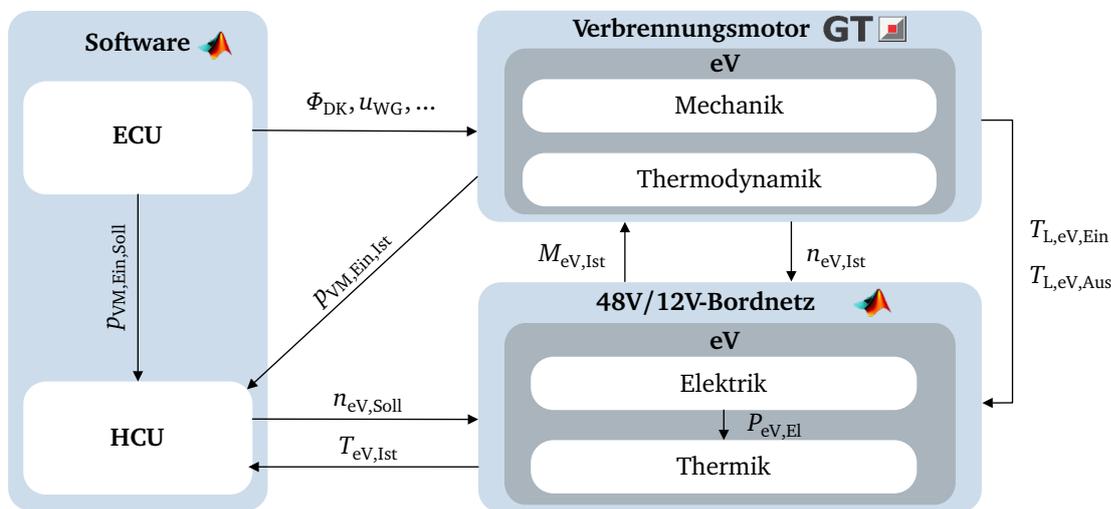


Abbildung 3.13. Softwareschnittstellen und Co-Simulationsmodell des elektrischen Verdichters nach [51]

Die Verlustleistung des Elektromotors bildet gleichzeitig den Wärmeeintrag für das thermische Modell. Analog zu den Batteriemodellen wird das thermische Verhalten des eV über ein thermisches Netzwerk modelliert, das in Anhang A.3.8 in Abbildung A.11 skizziert ist. Das thermische Netzwerk ist deutlich komplexer und bildet die wesentlichen Bauteile des eV über Punktmassen ab. Der Wärmeeintrag durch die elektrische Verlustleistung teilt sich auf die Leistungselektronik, den Rotor und den Stator bestehend aus den Kupferwicklungen und dem umgebenden Eisen auf. Die Bauteile der Verdichterseite sind an die Temperaturen des Luftpfads aus dem Verbrennungsmotormodell gekoppelt. Verdichterdeckel und -gehäuse sind mit der Lufttemperatur am Verdichteraustritt und das Verdichterrad mit der mittleren Temperatur von Verdichterein- und austritt verknüpft. Über das Gehäuse des Elektromotors wird die Wärme an ein konstantes Temperaturniveau des Niedertemperaturkühlkreislaufes abgegeben. [51]

Die Parametrierung des thermischen Netzwerks ist anhand von beschleunigungsintensiven Fahrzeugmessungen erfolgt. Zur verbesserten Abbildung der Temperaturdynamik werden zum Teil drehzahlabhängige Wärmeübergangskoeffizienten eingesetzt. Die kritischen Bauteiltemperaturen aus dem thermischen Modell werden in der HCU-Betriebsstrategie berücksichtigt und können über eine Leistungseinschränkung die Überhitzung des eV vermeiden. [51]

3.6.7. Verbrennungsmotor

Das Verbrennungsmotormodell stammt aus den Untersuchungen von [50], [51], [242], [243] und basiert auf Messdaten eines 0,9-Liter-Dreizylinder-Ottomotors mit einstufiger Abgas-turboaufladung und Saugrohreinspritzung. Im Rahmen der 48V-Elektrifizierung wird das Modell um den eV mit einem Bypass erweitert. Der Bypass wird in Abhängigkeit der eV-Drehzahl gesteuert. Die Schwellwerte der Schalthysterese sind anhand des eV-Kennfeldes so gewählt, dass der eV bereits ein minimales Druckverhältnis aufgebaut hat. Der Verbrennungsmotor ist als eindimensionales, strömungsdynamisches System in GT-POWER[®] modelliert und umfasst im Wesentlichen die in Abbildung 3.4 visualisierten Komponenten des Mild-Hybrid-Antriebs exklusive des elektrischen Systems. Die vereinfachte GT-Modellstruktur ist in Anhang A.3.10 in Abbildung A.12 dargestellt. Zur Optimierung der Rechenzeit werden Ein- und Auslasskrümmer jeweils als einzelnes Strömungselement modelliert. Der Kraftstoff wird über ein Einspritzventil in das Saugrohr eingespritzt. ATL und eV werden über Wellenobjekte modelliert. Die thermodynamischen Eigenschaften der Strömungsmaschinen sind über drehzahl- und massenstromabhängige Kennfelder beschrieben, mit dem Luftpfad verknüpft und ermöglichen so eine Berechnung des strömungsdynamischen Verhaltens. [50], [51]

Basismotormodell

Die Kalibrierung des Basismotormodells ohne 48V-Elektrifizierung erfolgt anhand stationärer Betriebspunktmessungen des Referenzmotors an einem Verbrennungsmotorprüfstand. In Abbildung 3.14 ist der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch des Referenzmotors und der absolute relative Fehler des Verbrennungsmotormodells mit der Basiskalibrierung dargestellt. Die Abweichungen liegen größtenteils unter vier Prozent und in weiten Teilen des Betriebskennfeldes unter einem Prozent. Größere Abweichungen über acht Prozent treten lediglich in minimalen Bereichen der Vollastanfertigung sowie bei sehr niedrigen effektiven Mitteldrücken auf, die maßgeblich durch den Reibmitteldruck beeinflusst werden. [50]

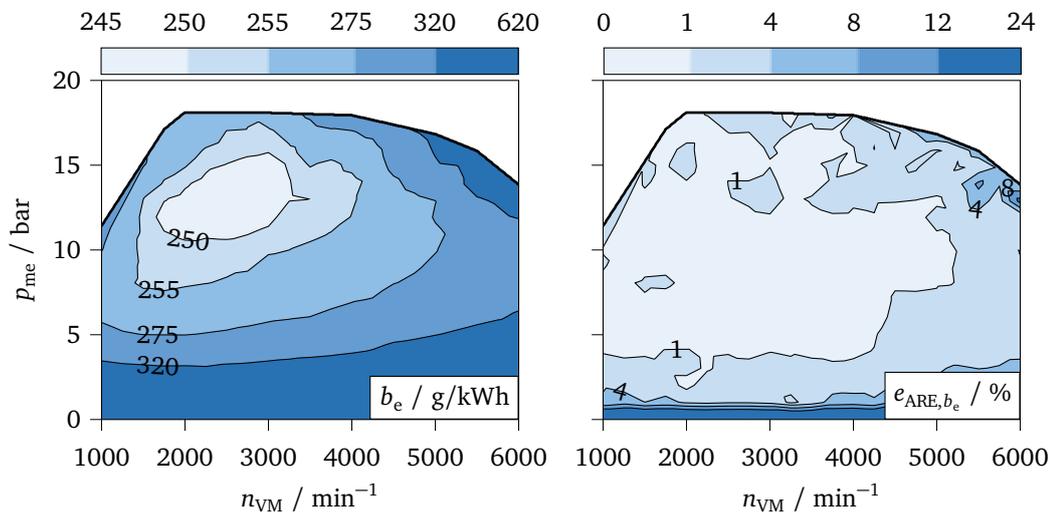


Abbildung 3.14. Spezifischer Kraftstoffverbrauch des Referenzmotors und Abweichung des Verbrennungsmotormodells mit der Basiskalibrierung nach [50] (links: Referenzmotor; rechts: ARE des Basismotormodells)

Die Verbrennungsschwerpunktlage, Turbineneintrittstemperatur und das Verbrennungsluftverhältnis der Basiskalibrierung sind in Abbildung 3.15 dargestellt. Die Verbrennungsschwerpunktlage wird über den Winkel MFB_{50} , bei dem 50% der eingesetzten Kraftstoffmasse verbrannt sind (englisch: Mass Fraction Burned, MFB), in °KW nach oberem Totpunkt (nOT) beschrieben. Das LET ist zum einen über die Dynamik des ATL und zum anderen durch die

zunehmende Klopfneigung bei hoher Last und niedrigen Drehzahlen begrenzt. Während die Dynamik durch die Auslegung und Trägheit des ATL weitgehend festgelegt ist, kann die Klopfneigung durch eine spätere Zündung zum möglichst frühen Erreichen des Spitzendrehmoments gesenkt werden (a). Die spätere Verbrennungsschwerpunktlage führt zwar zur gewünschten Senkung der Brennraumtemperatur, geht aber auch mit einer geringeren Effizienz einher. Zudem kann eine sehr späte Zündung zu einer unvollständigen Verbrennung und somit einem Anstieg der HC-Emissionen führen, sodass dieser Mechanismus nur begrenzt einsetzbar ist [83]. Im höheren Drehzahlbereich ist der limitierende Faktor für die stöchiometrische Verbrennung die zum Bauteilschutz maximal zulässige Turbineneintrittstemperatur von $930\text{ }^{\circ}\text{C}$, die auf den Messdaten des Referenzmotors beruht (b). Auch hier erfordert die zunehmende Klopfneigung eine spätere Zündung, die wiederum eine Erhöhung der Abgastemperatur zur Folge hat. Bei turboaufgeladenen Motoren wird dieser Effekt durch den erhöhten Abgasgegendruck und damit verbundenen Restgasgehalt weiter verstärkt. Über eine Anfechtung des Kraftstoff-Luftgemisches kann die Verbrennungs- und Abgastemperatur durch die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes wirkungsvoll gesenkt werden (c). Allerdings geht dies auch mit einer signifikanten Verringerung des Wirkungsgrads und Anstieg der CO_2 -Emissionen einher, da die zusätzliche Kraftstoffmasse aufgrund des Luftmangels nicht an der Verbrennung teilnehmen kann. [50], [51]

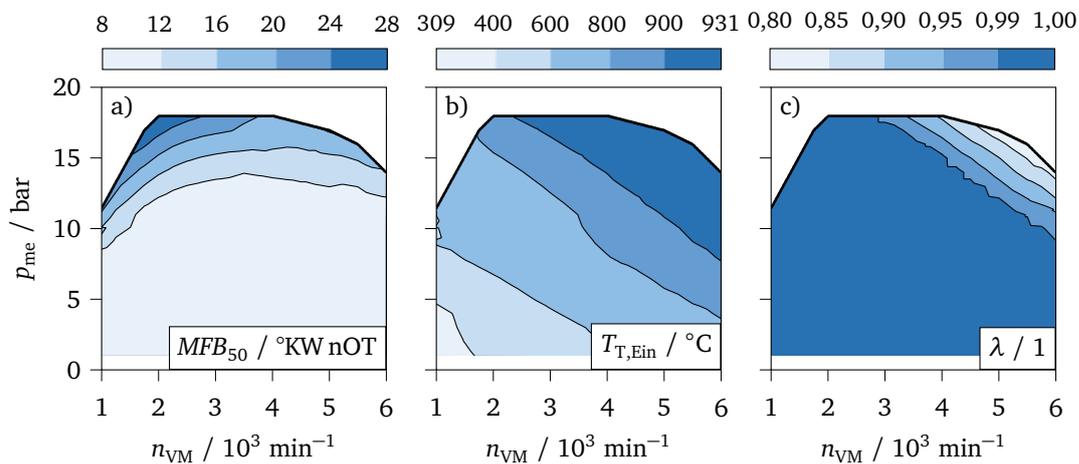


Abbildung 3.15. Verbrennungsschwerpunktlage (a), Turbineneintrittstemperatur (b) und Verbrennungsluftverhältnis (c) des Verbrennungsmotormodells mit der Basiskalibrierung

Verbrennungsmotormodell mit elektrischer Zusatzaufladung

Grundsätzlich bietet die von der Abgasenthalpie unabhängige elektrische Zusatzaufladung die Möglichkeit einen größeren, effizienteren ATL mit geringerem Abgasgegendruck einzusetzen, da das begrenzte Ansprechverhalten im niedrigen Drehzahlbereich über den eV kompensiert werden kann. Auf diese Weise können über die Systemauslegung weitere signifikante Verbrauchspotentiale erschlossen werden [244]. Ebenso ist eine weitere Anhebung des LET bei gleichbleibendem ATL über den zusätzlichen Ladedruck des eV denkbar. Jedoch ist dieser Betriebsbereich, wie im vorangegangenen Abschnitt erläutert, nur begrenzt erweiterbar und geht mit Effizienznachteilen einher. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Untersuchung von Betriebsstrategien für den 48V-Mild-Hybrid-Antrieb liegt, bleibt der ATL und die Volllastcharakteristik des VM unverändert.

In [50] werden zwei verschiedene eV-Layouts untersucht. Wegen der unveränderten Volllastcharakteristik kann der eV mit dem höheren Druckverhältnis nahezu keine Dynamikvorteile im Bereich des LET geltend machen, sodass sich der eV mit dem höheren maximalen Massendurchsatz für diese Untersuchungen besser eignet, da er im gesamten Betriebsbereich des VM eingesetzt werden kann.

Die Kennfelder und Vollastbetriebslinien des ATL und eV sind in Abbildung 3.16 dargestellt. Entsprechend der vorangegangenen Ausführungen wird die Vollastbetriebslinie beibehalten, sodass der eV transient die Dynamik des Ladedruckaufbaus und stationär den Betriebsbereich des ATL beeinflussen kann. Die wesentlichen technischen Daten der Strömungsmaschinen sind in Tabelle A.5 in Anhang A.3.9 zusammengefasst. Die elektrische Zusatzaufladung bietet nun zusätzliche Freiheitsgrade zum effizienteren Betrieb des Verbrennungsmotors. Durch den Einsatz des eV kann der Abgasgedrueck des ATL reduziert werden, was sich positiv auf die Ladungswechselearbeit und den Restgasgehalt auswirkt. Die geringere Klopfneigung ermöglicht eine frühere, effizientere Verbrennung, die gleichzeitig geringere Abgastemperaturen zur Folge hat und eine Reduktion der Anfettung im hohen Drehzahl- und Lastbereich ermöglicht. Dementsprechend kann die Kalibrierung bei Verwendung des eV unter Berücksichtigung der Klopfneigung sowie der maximal zulässigen Turbineneintrittstemperatur, wie in [50] beschrieben, angepasst werden.

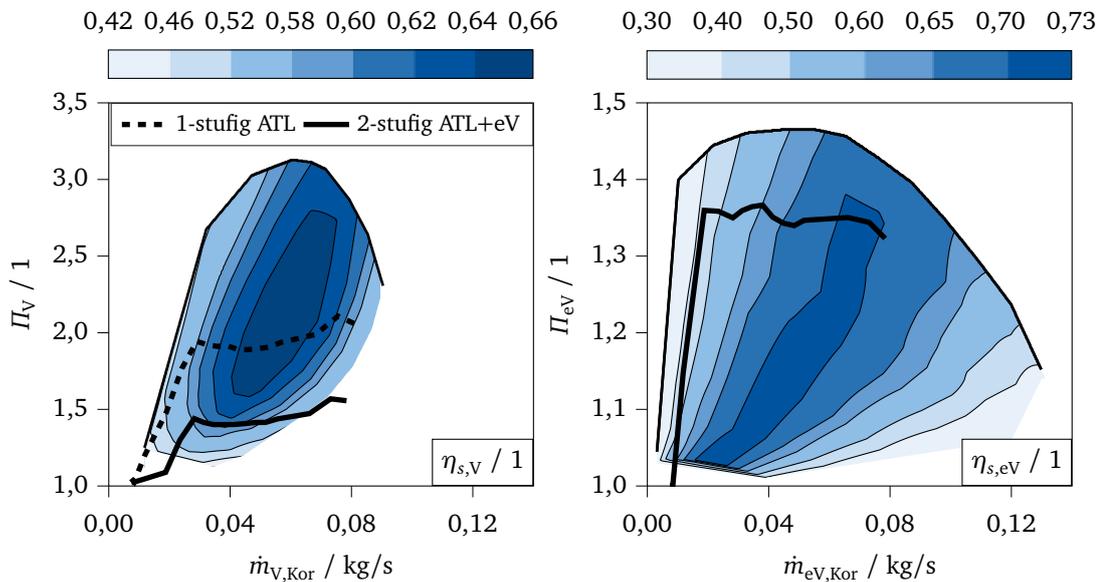


Abbildung 3.16. Kennfelder des ATL (links) und eV (rechts) nach [50]

In Abbildung 3.17 ist der Einfluss der elektrischen Zusatzaufladung auf den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch (a), das Verbrennungsluftverhältnis (b) und Abgasgedrueck (d) sowie die erforderliche elektrische Leistung zum stationären Betrieb des eV (c) dargestellt. Ab einem effektiven Mitteldruck von etwa 14 bar wird das WG teilweise geschlossen, da sich der eV bereits an der Grenze seines maximalen Druckverhältnisses befindet. Die Verbrauchsvorteile von bis zu 7,9% im Nennleistungsbereich (a) sind vorwiegend auf die geringere Vollastanfettung zurückzuführen (b). In niedrigen Drehzahlbereichen korreliert der Verbrauchsvorteil mit der Reduktion des Abgasgedruecks (a,d). Die geringere Ladungswechselearbeit führt zu einem geringeren indizierten Mitteldruck und somit zu einem geringeren Kraftstoffbedarf. [50]

Die elektrische Leistung zum stationären Betrieb des eV ist in dem effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch in Abbildung 3.17 nicht berücksichtigt, wirkt sich aber maßgeblich auf die Gesamteffizienz aus. Ein tatsächlicher Effizienzvorteil ergibt sich nur dann, wenn der unterstellte Wirkungsgrad zur Bereitstellung der elektrischen Leistung ausreichend hoch ist. Dieser minimal erforderliche Ladewirkungsgrad folgt aus dem Zusammenhang

$$\dot{m}_{K,eV} = b_{e,eV} \left(P_{VM,e,eV} + \frac{1}{\eta_{Lad}} P_{eV,El} \right) \stackrel{!}{<} \dot{m}_{K,Basis} = b_{e,Basis} P_{VM,e,Basis} \quad (3.28)$$

und liegt selbst in günstigen Betriebspunkten jenseits von 57%. Im Ladebetrieb setzt sich

der Ladewirkungsgrad aus dem effektiven Wirkungsgrad des VM, dem generatorischen Wirkungsgrad des RSG sowie dem Ladewirkungsgrad der Batterie zusammen, sodass diese Werte nicht erreichbar sind. Im Hinblick auf die Effizienz ist der Einsatz des eV demnach nur bei einem Überangebot an elektrischer Energie, beispielsweise durch Rekuperation, sinnvoll. Insbesondere bei kleinen Energiespeichern, wie sie in 48V-Anwendungen zum Einsatz kommen, können wiederkehrende intensive Bremsphasen eine aktive Entladung des Energiespeichers erfordern, um die maximale Rekuperationsfähigkeit dauerhaft aufrechtzuerhalten. Aus dieser Betrachtung lässt sich bereits ableiten, dass sich eine effizienzorientierte Betriebsstrategie an dem aktuellen und erwartbaren Ladezustandsverlauf des Energiespeichers orientieren sollte, um die potentiellen Wirkungsgradvorteile in energetisch sinnvollen Fahrsituationen auszunutzen. [4], [51]

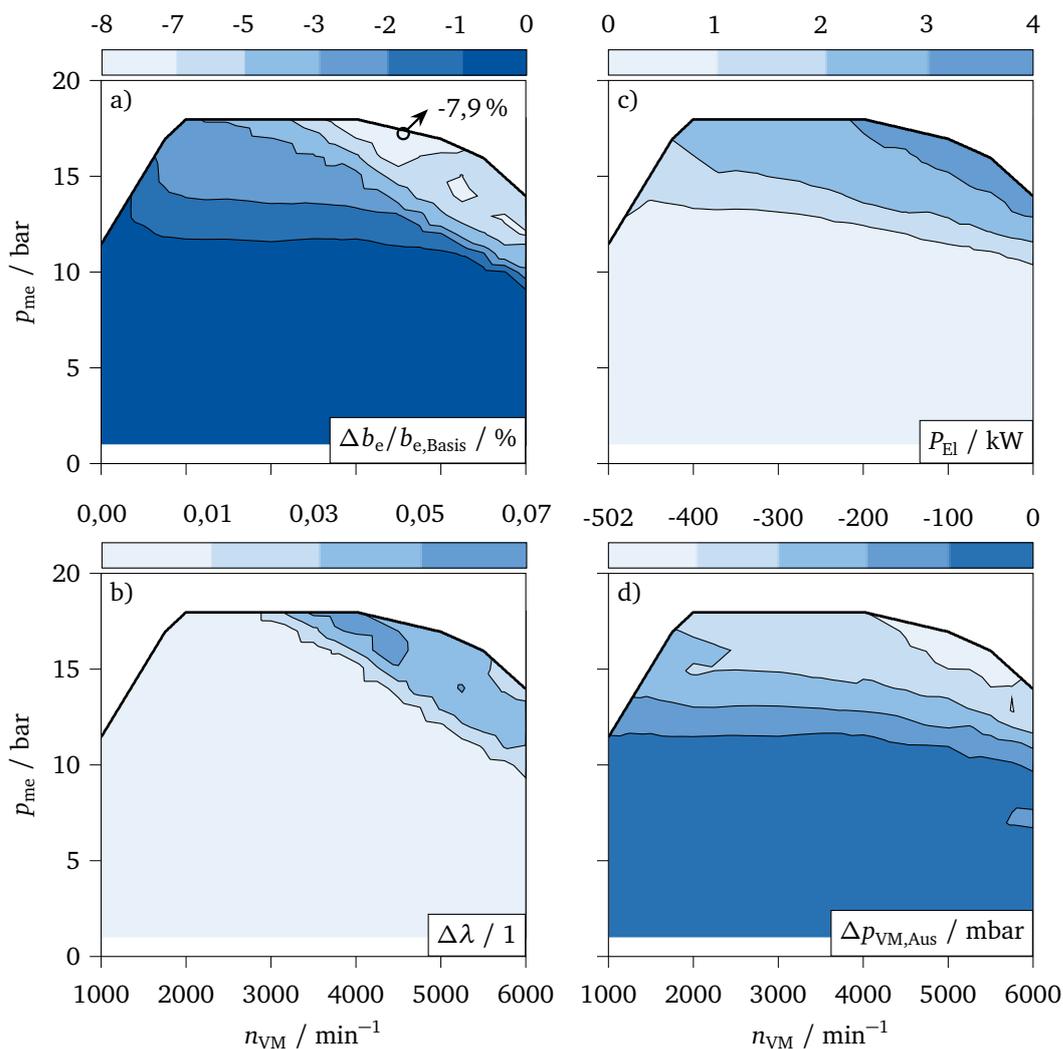


Abbildung 3.17. Änderung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs (a), Verbrennungsluftverhältnisses (b) und Abgasgedrucks (d) bei elektrischer Zusatzaufladung im Vergleich zum Basismotormodell sowie die elektrische Leistung zum stationären Betrieb des eV (c) nach [50]

Darüber hinaus kann die elektrische Zusatzaufladung zur Verbesserung des Ansprechverhaltens im transienten Betrieb beitragen. Der zusätzliche Ladedruck des eV führt einerseits zu einem höheren Drehmoment und andererseits durch den erhöhten Luftmassenstrom zu einer Steigerung der Abgasenthalpie und einem schnelleren Ansprechen des ATL. In Abbildung

3.18 ist der Ladedruckaufbau bei einem Volllastsprung bei einer konstanten Drehzahl von 2000 min^{-1} dargestellt. Zum einen zeigt das Basismotormodell eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten des Referenzmotors. Zum anderen wird deutlich, dass die elektrische unterstützte Aufladung bereits bei einer mechanischen Antriebsleistung des eV von $2,5 \text{ kW}$ zu einem deutlich schnelleren Ladedruckaufbau führt und den maximalen Ladedruck schon $1,3 \text{ s}$ nach der Volllastanforderung erreicht.

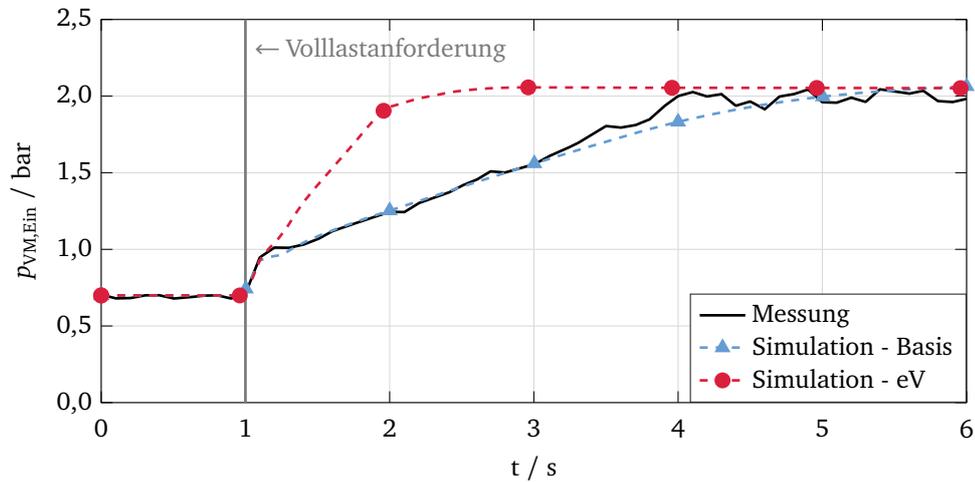


Abbildung 3.18. Ladedruckaufbau des Referenzmotors sowie des Verbrennungsmotormodells mit und ohne elektrischer Zusatzaufladung bei einem Volllastsprung und konstanter Motordrehzahl von 2000 min^{-1} nach [51]

4. Regelbasiertes Antriebsmanagement

Das regelbasierte Antriebsmanagement ist weitgehend aus dem Demonstratorfahrzeug (siehe Kapitel 2.5.4) übernommen und bildet die Referenz für die modellprädiktive Regelung. Die modellbasierten Funktionen werden unter Verwendung von PERSIST (siehe Kapitel 2.2.4) direkt in die MiL-Simulation integriert, für die vorliegende Fahrzeuganwendung angepasst und kalibriert. Die Anpassungen beziehen sich insbesondere auf die Vernachlässigung der nicht vorhandenen 48V-Wasserpumpe, sowie zusätzliche Label zur Kalibrierung bzw. Variation der Prioritäten von DC/DC-Wandler, eV und RSG. Zudem kann die elektrische Leistungsbegrenzung der Batterie wahlweise auf einen konstanten Wert festgelegt oder analog zum Fahrzeug dynamisch aus dem BMS bestimmt werden. Im Hinblick auf das Antriebsmanagement werden die in Tabelle 4.1 zusammengefassten regelbasierten Strategien betrachtet. Die Rekuperation mit dem RSG ist lediglich in der Basisstrategie deaktiviert.

Tabelle 4.1. Regelbasierte Antriebsmanagementstrategien

Basis	Rekuperation, el. Zusatzaufladung und el. Drehmomentunterstützung inaktiv
Reku	Rekuperation aktiv
eV	Rekuperation und el. Zusatzaufladung aktiv
RSG	Rekuperation und el. Drehmomentunterstützung aktiv
RSG+eV	Rekuperation, el. Zusatzaufladung und el. Drehmomentunterstützung aktiv, Priorisierung RSG, d. h. verbleibende el. Leistung steht dem eV zu Verfügung
eV+RSG	Rekuperation, el. Zusatzaufladung und el. Drehmomentunterstützung aktiv, Priorisierung eV d. h. verbleibende el. Leistung steht dem RSG zu Verfügung

In Erweiterung zu den Erkenntnissen aus den Fahrzeuguntersuchungen in Kapitel 2.5.3 werden die regelbasierten Strategien im Hinblick auf ihr Ansprechverhalten, die Effizienz und ihre Abhängigkeit von der elektrischen Leistungsbegrenzung näher untersucht.

4.1. Vollastbeschleunigungen

Die elektrische Zusatzaufladung und Drehmomentunterstützung werden, wie in Kapitel 2.5 beschrieben, vielfach vor dem Hintergrund der Antriebselastizität diskutiert, welche sich im Rahmen von Vollastbeschleunigungen untersuchen lässt. Da die Rekuperation während einer Vollastbeschleunigung keinen Einfluss nimmt, führen Basis- und Reku-Strategie zu identischen Ergebnissen, sodass auf die Darstellung letzterer in den nachfolgenden Untersuchungen verzichtet wird.

4.1.1. Analyse des Ansprechverhaltens

In Abbildung 4.1 ist der zeitliche Verlauf der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien aus Tabelle 4.1 in einer Vollastbeschleunigung im dritten Gang bei einer Startdrehzahl von 1250 min^{-1} und einer konstanten elektrischen Leistungsbegrenzung von 12 kW gegenübergestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass das maximale Drehmoment mit der Basis-Strategie ohne die drehmomentunterstützenden Funktionen erst über drei Sekunden nach der Vollastanforderung erreicht wird und die Motordrehzahl dementsprechend langsam zunimmt. Der

eV unterstützt hingegen direkt den Ladedruckaufbau und führt zu einem schnelleren Ansprechen des ATL, sodass das Spitzendrehmoment deutlich früher erreicht wird. Es wird zudem ersichtlich, dass der eV nicht bei seinem maximalen Druckverhältnis arbeitet, was letztlich auf die Begrenzung des LET, respektive des Ladedrucks im niedrigen Drehzahlbereich zurückzuführen ist. In Bezug auf das Ansprechverhalten unterscheiden sich die Strategien RSG, **RSG**+eV und **eV**+RSG nur unwesentlich, wenngleich die Beanspruchung des 48V-Systems bei ausschließlicher Drehmomentunterstützung des RSG deutlich stärker ausfällt. Zudem führen die unterschiedlichen Prioritäten in den kombinierten Strategien zu leichten Unterschieden im eV-Druckverhältnis und RSG-Drehmoment.

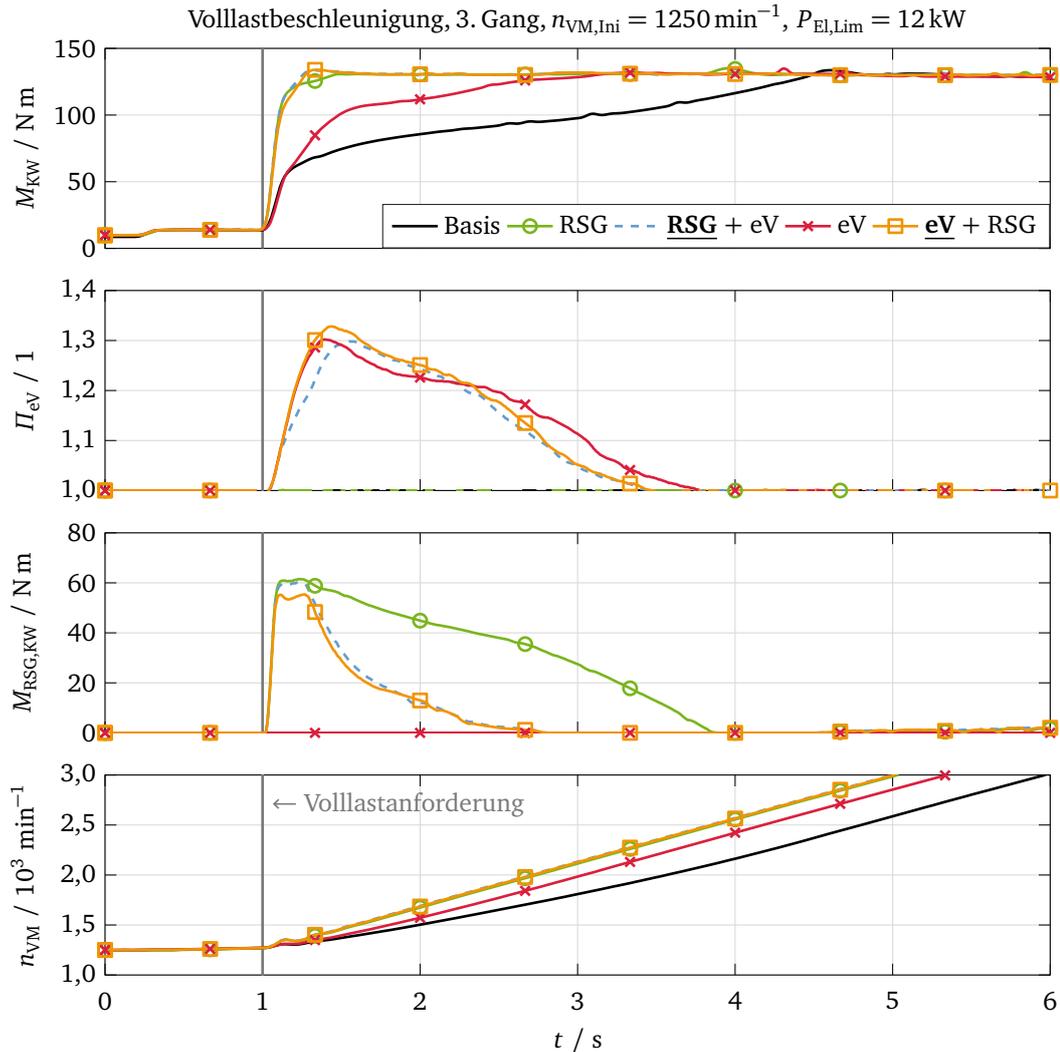


Abbildung 4.1. Vergleich der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien (siehe Tabelle 4.1) bei einer Volllastbeschleunigung im dritten Gang

Ein gängiges Kriterium zur Bewertung des Ansprechverhaltens ist die Zeit bis zum Erreichen der 90 Prozent Schwelle des maximalen Drehmoments (englisch: time to torque)

$$\Delta t_{0,9 M_{KW,Max}} = t(0,9 M_{KW,Max}) - t_0 \quad (4.1)$$

mit dem maximalen KW-Drehmoment $M_{KW,Max}$ und dem Zeitpunkt der Volllastanforderung t_0 . In Abbildung 4.2 ist die Ansprechzeit der verschiedenen Strategien in Abhängigkeit der für die drehmomentunterstützenden Funktionen verfügbaren Leistung des 48V-Systems in

einer Volllastbeschleunigung im fünften Gang dargestellt. Je geringer die elektrisch verfügbare Leistung, desto vorteilhafter ist der priorisierte Einsatz des eV, da sich die elektrische Leistungsbegrenzung übermäßig stark auf das verfügbare RSG-Drehmoment auswirkt. Dahingegen kann der eV sein Potential schon bei sehr geringen elektrischen Leistungen entfalten. Bei verfügbaren Leistungen oberhalb von 12 kW weisen die kombinierten Strategien keine Unterschiede mehr auf, da beide Aggregate voll versorgt werden. Trotz vollen elektrischen Drehmoments in diesem Leistungsbereich reicht die RSG-Strategie nicht ganz an die kombinierten Strategien heran, führt aber zu beachtlichen Fahrleistungsvorteilen, während der alleinige Einsatz des eV die Ansprechzeit nur begrenzt verbessern kann.

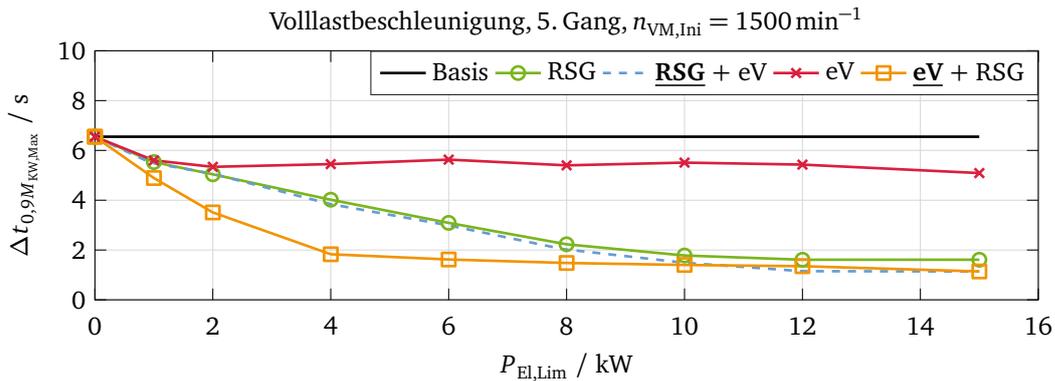


Abbildung 4.2. Vergleich der Ansprechzeit (englisch: time to torque) der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien (siehe Tabelle 4.1) bei einer Volllastbeschleunigung im fünften Gang

Insgesamt bleibt festzuhalten, dass der RSG in dem betrachteten 48V-Mild-Hybrid-Antrieb einen vergleichsweise hohen Einfluss auf das Ansprechverhalten nimmt. Ursache dafür ist das insgesamt geringe maximale Drehmoment des VM von 130 N m, von dem der RSG bei der gewählten Riemenübersetzung schon etwa 85 % im niedrigen Drehzahlbereich erreichen kann. Zudem werden die Potentiale des eV in der Antriebsstrangauslegung nicht vollumfänglich ausgeschöpft, da ATL und LET unverändert bleiben. Die Vergleichbarkeit der Antriebsmanagementstrategien bleibt unter diesen gleichbleibenden Gegebenheiten allerdings gewahrt. Darüber hinaus kann in anderen Fahrzeugkonzepten, wie beispielsweise dem Demonstratorfahrzeug, der Einfluss des RSG auf das Antriebsmoment erheblich geringer sein, sodass der eV im Hinblick auf das Ansprechverhalten deutlich höhere Potentiale erschließt. Demzufolge können Schlussfolgerungen zur optimalen Betriebsweise je nach Antriebsstrang unterschiedlich ausfallen. Das unterstreicht den Bedarf an einem optimierungsbasierten Antriebsmanagement, das auf die vielfältigen Ausprägungen eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebs mit elektrischer Zusatzaufladung anwendbar ist.

4.1.2. Analyse der Effizienz

Zur Bewertung der Effizienz wird auf den mittleren effektiven Antriebswirkungsgrad des Beschleunigungsszenarios zurückgegriffen. Dieser ergibt sich aus dem Effektivwert

$$\bar{\eta}_{e,A} = \sqrt{\frac{1}{t(n_{VM,End}) - t_0} \int_{t_0}^{t(n_{VM,End})} \eta_{e,A}(t)^2 dt} \quad (4.2)$$

mit dem effektiven Antriebswirkungsgrad $\eta_{e,A}$ nach (Gl. 2.21), dem Zeitpunkt der Volllastanforderung t_0 , sowie dem Zeitpunkt zum Erreichen einer gleichen Verbrennungsmotorenddrehzahl $t(n_{VM,End})$, d. h. der gleichen kinetischen Energie bei fixiertem Gang für die

unterschiedlichen Strategien. Letzterer definiert demnach den Zeitbereich der Bilanzierung und hat maßgeblichen Einfluss auf das Bewertungskriterium. Zur Veranschaulichung ist der mittlere effektive Antriebswirkungsgrad in Anhang A.4 in Abbildung A.13 für verschiedene Enddrehzahlen dargestellt. Es wird deutlich, dass das Bewertungskriterium bei niedrigeren Enddrehzahlen aussagekräftiger wird, da der Zeitbereich des transienten Drehmomentaufbaus einen höheren Einfluss nimmt. Aus diesem Grund wird in der nachfolgenden Auswertung eine Enddrehzahl von 2000 min^{-1} zugrunde gelegt. Abbildung 4.3 zeigt den mittleren effektiven Antriebswirkungsgrad der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien in Abhängigkeit des Kraftstoffäquivalenzfaktors für den elektrischen Energieeinsatz ξ für verschiedene Gänge und elektrisch verfügbare Leistungen. An dieser Stelle sei angemerkt, dass es sich bei der Variation über dem Kraftstoffäquivalenzfaktor um dieselben Simulationsergebnisse für die jeweiligen Strategien handelt, da dieser lediglich in die Berechnung des Bewertungskriteriums (siehe Gl. 2.21)) eingeht.

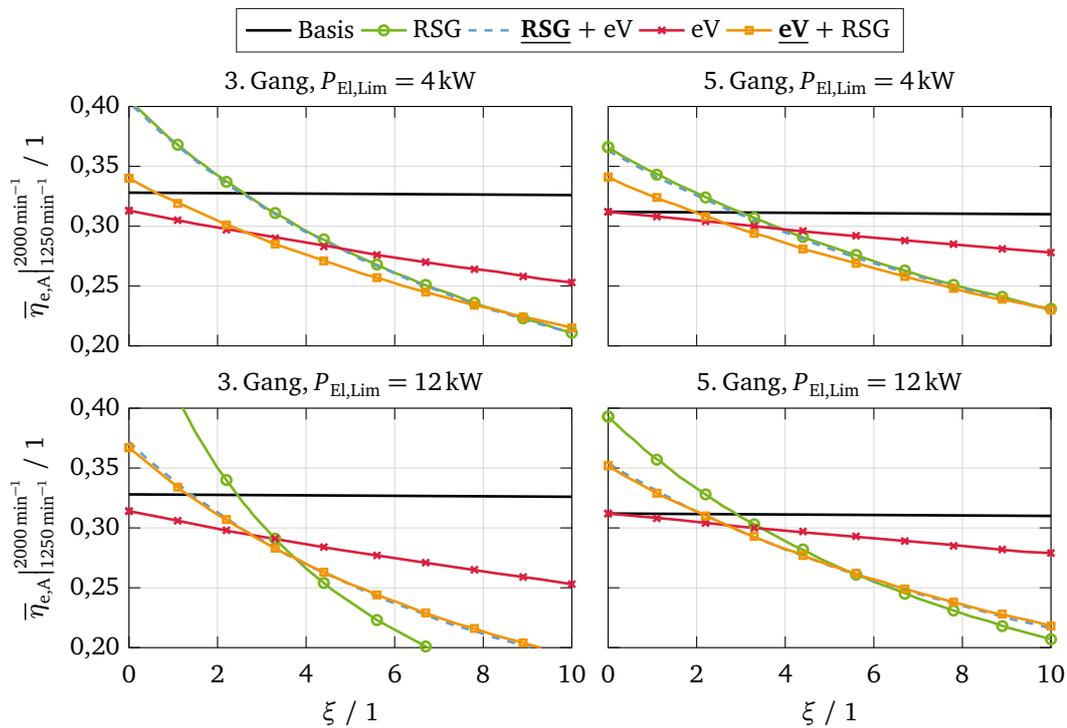


Abbildung 4.3. Vergleich des mittleren effektiven Antriebswirkungsgrads (Gl. 4.2) der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien (siehe Tabelle 4.1) in Abhängigkeit des Kraftstoffäquivalenzfaktors bei Vollastbeschleunigungen für verschiedene Gänge und elektrisch verfügbare Leistungen

Da der Drehmomentaufbau bei der Basis-Strategie nicht vom elektrischen System unterstützt wird, ist der Verlauf konstant. Für die anderen Strategien nimmt die Antriebseffizienz in Richtung niedriger Kraftstoffäquivalenzfaktoren erwartungsgemäß zu, da der Einfluss des elektrischen Energiebedarfs zunehmend geringer wird. Deutlich wird, dass sowohl der Gang als auch die elektrische Leistungsbegrenzung Einfluss auf die Verläufe nehmen. Im Vergleich der Leistungsbegrenzungen für die jeweiligen Gänge wird ersichtlich, dass der absolute Wertebereich der Antriebseffizienz mit zunehmender Leistungsbegrenzung größer wird und im Bereich niedriger Äquivalenzfaktoren höhere Potentiale eröffnet. Beim Vergleich der Gänge wird der Wertebereich kleiner bzw. die Verläufe liegen näher beieinander. Hier kommt der gleiche Effekt, wie bei der Wahl der Enddrehzahl zum Tragen, da der bilanzierte Zeitbereich bei den Vollastbeschleunigungen in hohen Gängen deutlich größer wird.

Bemerkenswert ist in jedem Fall, dass der Einsatz des RSG sowohl im alleinigen als auch kombinierten Betrieb hohe Potentiale eröffnet, aber durch den hohen elektrischen Energieeinsatz

auch eine starke Abhängigkeit vom Kraftstoffäquivalenzfaktor aufweist. Folglich besteht hier auch eine Verbindung zum Batterieladezustand in der jeweiligen Fahrsituation.

Die Verläufe der eV-Strategie sind für die jeweiligen Gänge annähernd identisch, da der eV bei einer Leistungsbegrenzung von 4 kW nahezu uneingeschränkt betrieben werden kann. Klar wird aber, dass der effektive Antriebswirkungsgrad in derartigen Vollastbeschleunigungen bei unveränderter WG-Regelung im Vergleich zur Basis-Strategie gleichbleibend oder geringer wird. Der deutliche Rückgang bei niedrigen Gängen ist auf den ineffizienteren Betriebsbereich nahe des LET zurückzuführen, der in Abbildung A.14 in Anhang A.4 für die unterschiedlichen Antriebsmanagementstrategien veranschaulicht ist. Bei höheren Gängen ist der Drehzahlgradient während der Vollastbeschleunigung wesentlich geringer, sodass auch die Basis-Strategie näher am LET operiert.

Hinsichtlich der kombinierten Strategien ist anzumerken, dass sich die Verläufe bei hoher elektrischer Leistungsverfügbarkeit annähern, da beide Aggregate uneingeschränkt betrieben werden können und sich erst bei Leistungseinschränkungen erhebliche Unterschiede bemerkbar machen.

Insgesamt legt die Analyse offen, dass der mittlere effektive Antriebswirkungsgrad der unterschiedlichen regelbasierten Antriebsmanagementstrategien selbst in einem eng definierten Vollastbeschleunigungsszenario von einer Reihe von Einflussfaktoren abhängt. Neben der Lastsituation nehmen die elektrische Leistungsbegrenzung und der Stellenwert der elektrischen Energie entscheidenden Einfluss auf die Effizienz. Prinzipiell wird der Einsatz der drehmomentunterstützenden 48V-Funktionen mit zunehmenden Kosten der elektrischen Energie ineffizienter. Allerdings sind die Verläufe der unterschiedlichen Strategien und deren Schnittpunkte mit der Basis-Strategie sehr unterschiedlich. Es lässt sich unterstreichen, dass eine effizienzorientierte Betriebsstrategie die Fahrsituation, den Batterieladezustand und die elektrische Leistungsbegrenzung berücksichtigen muss. Anderenfalls können die Betriebsstrategien zwar zu einem besseren Ansprechverhalten, aber auch zu einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs führen. [50]

4.2. Fahrzyklen

Zur Bewertung der Antriebsmanagementstrategien in den Fahrzyklussimulationen werden Kriterien für das Ansprechverhalten und den Kraftstoffverbrauch definiert. Das Ansprechverhalten wird über das Folgeverhalten in Form der Abweichung zur Referenzgeschwindigkeit entlang des Fahrzyklus bewertet. Für den Kraftstoffverbrauch wird der volumetrische Streckenverbrauch herangezogen. Zur Übersichtlichkeit werden die relativen Abweichungen der Bewertungskriterien für die jeweilige Strategie i gegenüber einer definierten Referenzstrategie Ref dargestellt:

$$\chi_{e_{\text{RMSE},v_{\text{Fzg}}},i}^{\text{Ref}} := \frac{e_{\text{RMSE},v_{\text{Fzg}},i} - e_{\text{RMSE},v_{\text{Fzg}},\text{Ref}}}{e_{\text{RMSE},v_{\text{Fzg}},\text{Ref}}}, \quad \text{mit} \quad e_{\text{RMSE},v_{\text{Fzg}}} = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{j=1}^N (v_{\text{Ref}} - v_{\text{Fzg}})_j^2}, \quad (4.3)$$

$$\chi_{B_{\text{K}},i}^{\text{Ref}} := \frac{B_{\text{K},i} - B_{\text{K},\text{Ref}}}{B_{\text{K},\text{Ref}}}, \quad \text{mit} \quad B_{\text{K}} = \frac{V_{\text{K}}}{d_{\text{Fzg}}}. \quad (4.4)$$

Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.4 veranschaulicht. Die absoluten Werte sowie weitere Daten zu den Fahrzyklussimulationen sind in Tabelle A.6 in Anhang A.4 zusammengefasst. Generell wird auf eine neutrale elektrische Energiebilanz geachtet, sodass keine Korrektur des Kraftstoffverbrauchs erfolgt. Allerdings gibt es Strategien (Reku, eV), die teilweise nicht in der Lage sind, den Energieüberschuss aus der Bremsenergie rückgewinnung gänzlich umzusetzen. Daher wird in Tabelle A.6 ergänzend das entsprechende Kraftstoffäquivalent angegeben. Die Berechnung ist in [13] ausführlich erläutert.

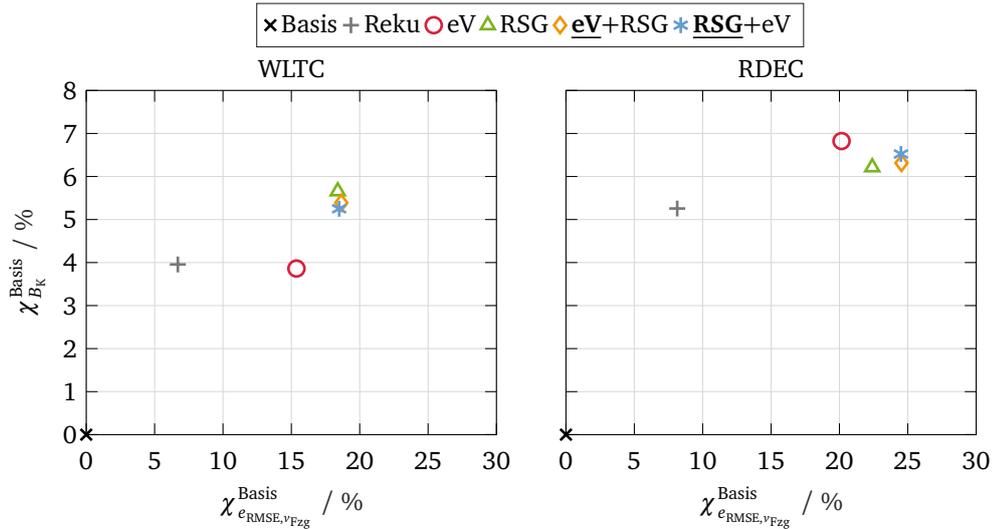


Abbildung 4.4. Vergleich des Folgeverhaltens und Streckenverbrauchs der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien (siehe Tabelle 4.1) im WLTC und RDEC

Das Folgeverhalten ist auf der Abzisse und der Verbrauch auf der Ordinate aufgetragen. Je weiter die Punkte im Graphen oben rechts liegen, desto besser verhält sich die jeweilige Strategie in Bezug auf die Referenz. Erwartungsgemäß zeigen alle Strategien eine Verbesserung im Vergleich zur Basis. Zudem wird ersichtlich, dass das Potential im dynamischen RDEC insgesamt zunimmt. Darüber hinaus liefern die Fahrzyklussimulationen plausible Einsparpotentiale von fünf bis sieben Prozent mit einem 48V-P0-Mild-Hybrid-System, die vergleichbar zu anderen Studien [42], [245], [246] sind.

Bereits die Rekuperation hat einen erheblichen Einfluss auf den Verbrauch, da sie die elektrische Energieverfügbarkeit erhöht und infolgedessen den Generatorbetrieb zur Erzeugung elektrischer Energie verringert. Das schnelle Ansprechen des elektrischen Drehmoment wirkt sich zudem positiv auf das Folgeverhalten aus.

Der alleinige Einsatz des eV kann das Ansprechverhalten im WLTC zwar verbessern, hat aber keinen positiven Einfluss auf den Verbrauch, was letztlich auf die im vorherigen Abschnitt beschriebene Verschiebung zu ineffizienteren Betriebsbereichen zurückzuführen ist. Im RDEC stellt sich die Situation anders dar. Der Betrieb des eV vermindert den Einsatz des ATL in den deutlich intensiveren, hohen Lastbereichen und durch das schnelle Ansprechen auch den Zeitanteil in diesen Betriebsbereichen. Gleichzeitig bedarf er nur eines geringen elektrischen Energieeinsatzes, sodass in Verbindung mit dem verminderten Generatorbetrieb das höchste Verbrauchspotential im RDEC erschlossen wird.

Die Strategien unter Einsatz des RSG erschließen aufgrund des elektrischen Energieüberschusses die höchsten Verbrauchspotentiale im WLTC. Allen voran die Strategie mit alleinigem Betrieb des RSG, da sie in Summe weniger elektrische Energie verbraucht und die einzige Phase des generatorsichen Betriebs im letzten Teil des WLTC verkürzt. Die kombinierten Strategien zeigen hingegen das beste Ansprechverhalten und weisen aufgrund der uneingeschränkten Leistungsverfügbarkeit der Batterie nur minimale Unterschiede auf. Im RDEC profitieren die kombinierten Strategien in beiden Bewertungskriterien vom Einsatz des eV und schneiden insgesamt am besten ab.

Es zeigt sich, dass die kombinierten Strategien zwar das beste Ansprechverhalten erreichen, aber im Verbrauch geringfügig zurückliegen. Zudem hat der Fahrzyklus merklichen Einfluss auf die verbrauchsärmste Strategie, sodass hier offensichtlich Potential besteht, mit einer fahrsituationsabhängigen, optimierungsbasierten Strategie neben dem Ansprechverhalten auch den Verbrauch weiter zu verbessern. Aufgrund der vergleichbaren Ergebnisse in beiden Fahrzyklen und dem besseren Ansprechverhalten bei eingeschränkter Leistungsfähigkeit, wird die eV+RSG-Strategie als Referenz für das modellprädiktive Antriebsmanagement im folgenden Kapitel herangezogen.

5. Modellprädiktives Antriebsmanagement

5.1. Regelungskonzept

Das modellprädiktive Antriebsmanagement für den 48V-Mild-Hybrid-Antrieb mit elektrischer Zusatzaufladung soll nachfolgende Anforderungen erfüllen:

- Regelung des Antriebsmomentes über den VM und RSG
- Erfüllung des Fahrerwunsches
- Verringerung des Kraftstoffverbrauchs
- Leistungsverteilung zwischen eV und RSG unter Einhaltung der el. Systemgrenzen
- Regelung des Batterieladezustands unter Einhaltung der Ladezustandsgrenzen
- Einhaltung von weiteren Stellgrößen- und Zustandsbeschränkungen

Die grundlegende Struktur des Regelungskonzeptes ist in Abbildung 5.1 skizziert. Die NMPC ist das zentrale Element und soll eine optimierungsbasierte Regelung des Antriebsmomentes zur Erreichung einer gewünschten Fahranforderung $M_{KW,Ref}$ ermöglichen. Zur Optimierung wird auf ein Prozessmodell zurückgegriffen, das die Systemdynamik der zur Regelung relevanten Prozesse im transienten Betrieb hinreichend genau abbildet. Grundsätzlich wird das Antriebsmoment über das verbrennungsmotorische und elektrische Drehmoment des 48V-Mild-Hybrid-Antriebs gestellt. Praktisch erfolgt die Regelung des VM-Drehmoments über die Aktoren des elektrifizierten Luftpfads in Form des Drosselklappenwinkels ϕ_{DK} , der Wastegateansteuerung u_{WG} sowie des eV-Drehmoments M_{eV} , während das elektrische Drehmoment M_{RSG} direkt über den RSG gestellt wird. [3]

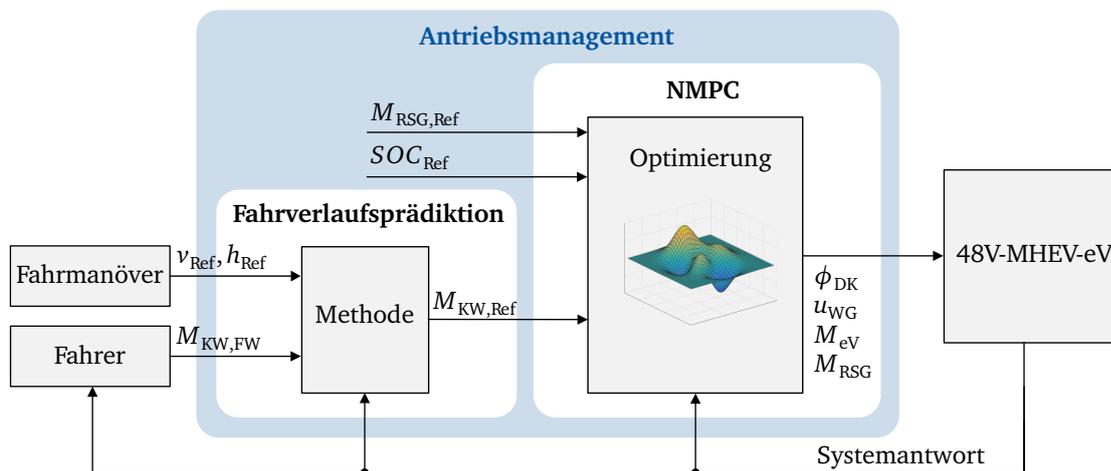


Abbildung 5.1. Struktur des modellprädiktiven Antriebsmanagements nach [3]

Nach [180] lassen sich modellprädiktive Antriebsmanagementstrategien hinsichtlich der Methoden zur Fahrverlaufsprädiktion in die in Tabelle 5.1 dargestellten Kategorien einordnen [174]. Die Annahme des aktuellen konstanten Fahrerwunschkomentes („Konstant“) und die a priori Kenntnis des Fahrzyklus („Ideal“) stellen gewissermaßen die Grenzfälle zwischen Unkenntnis und idealer Kenntnis über den zukünftigen Fahrverlauf dar. Sie sind einfach zu implementieren und bieten die Möglichkeit, das Potential des Regelungsansatzes nach

unten und oben abzuschätzen. Weitere Ansätze verwenden Methoden der Stochastik [247]–[249] oder künstlichen Intelligenz [250]–[256] und basieren entweder auf historischen und aktuellen Fahrverlaufsdaten des eigenen Fahrzeugs oder Car2X- und Streckeninformationen zur vorausschauenden Fahrverlaufsprädiktion. [257] Diese Ansätze werden intensiv erforscht und bilden ein eigenes Fachgebiet, das nicht Schwerpunkt dieser Arbeit ist, sodass hier im Wesentlichen die Grenzfälle „Konstant“ und „Ideal“ betrachtet werden. [3]

Tabelle 5.1. Klassifikation modellprädiktiver Antriebsmanagementstrategien anhand der Prädiktionsmethode nach [180] (KI: Künstliche Intelligenz)

Methode	Beschreibung
Konstant	Aktuelles Fahrerwunschmodent über dem Prädiktionshorizont
Exponentiell	Exponentielle Abhängigkeit vom aktuellen Fahrerwunschmodent
Stochastisch	Prädiktion über z. B. Markow-Prozess
KI	Prädiktion über neuronale Netze, Bayes-Algorithmen etc.
Telemetrie	Prädiktion mithilfe von Car2X- und Streckeninformationen
Ideal	A priori Kenntnis des Fahrzyklus

Zur Regelung des Antriebsmomentes muss das Antriebsmanagement in der Lage sein, neben dem elektrischen Drehmoment des RSG auch das Drehmoment des VM über die Freiheitsgrade des elektrifizierten Luftpfads zu stellen. Mehrere Untersuchungen zur modellprädiktiven Luftpfadregelung (siehe Abbildung 2.19) belegen, dass aufgrund der Systemdynamik relativ kurze Stellzeiten erforderlich sind. Die Übersicht in Tabelle A.7 in Anhang A.5 zeigt, dass die verwendeten Stellzeiten im Bereich von 10-50 ms liegen. Dementsprechend sind die Prädiktionshorizonte auf einen Bereich von mehreren Zehntelsekunden bis wenigen Sekunden begrenzt, da der Berechnungsaufwand mit dem Prädiktionshorizont überproportional steigt. Dahingegen weisen [174], [188] daraufhin, dass eine Optimierung des Kraftstoffverbrauchs unter Einsatz des elektrischen Energiespeichers einen deutlich weiteren Prädiktionshorizont erfordert und je nach Fahrstrecke, Verkehrslage und Fahrertyp einige Sekunden bis hin zu einer Minute betragen sollte. Neben der Fahrverlaufsprädiktion ist auch der Zeitbedarf zur Ausschöpfung des nutzbaren Batterieladezustandsbereichs ein entscheidender Faktor [188].

Da der Fokus dieser Arbeit auf der Antriebsregelung liegt, wird vereinfachend eine konstante Referenz für den Batterieladezustand vorgegeben. Das Referenzdrehmoment für den RSG $M_{\text{RSG,Ref}}$ wird zu Null gesetzt, um den Stellgrößenaufwand zu minimieren. Prinzipiell kann das Regelungskonzept über die Referenzgrößen aber auch mit übergeordneten Energiemanagementstrategien kombiniert werden. Dies ist beispielsweise im Rahmen einer hierarchischen nichtlinearen modellprädiktiven Regelung (englisch: Hierarchical Nonlinear Model Predictive Control, HNMPC) möglich, die vorteilhaft sein kann, wenn übergeordnete Optimierungsziele, wie der betriebspunktabhängige Kraftstoffverbrauch sowie der Batterieladezustand, eine langsame Systemdynamik aufweisen, während die Systemregelung eine hochfrequente Ansteuerung erfordert [174], [190], [258]–[262]. Derartige Regelungskonzepte können möglicherweise weitere Potentiale eröffnen, werden im Rahmen der Arbeit aber nicht näher betrachtet und bieten Anknüpfungspunkte für zukünftige Untersuchungen.

5.2. Prozessmodellierung

Der schematische Aufbau des Antriebs ist in Abbildung 5.2 dargestellt und kann als offenes thermodynamisches System betrachtet werden.

5.2.1. Massenbilanz

Unter der Annahme eines offenen stationär durchströmten Fließsystems führt die Massenbilanz (Kontinuitätsgleichung)

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{\text{Ein}} - \dot{m}_{\text{Aus}} \stackrel{!}{=} 0 \quad (5.11)$$

unmittelbar auf den Abgasmassenstrom

$$\dot{m}_{\text{AG}} = \dot{m}_{\text{V}} + \dot{m}_{\text{K}} = \dot{m}_{\text{T}} + \dot{m}_{\text{WG}}, \quad (5.12)$$

der von der angesaugten Luftmasse \dot{m}_{V} sowie der eingespritzten Kraftstoffmenge \dot{m}_{K} abhängt und sich schließlich im Abgasstrang in die Massenströme durch die Turbine \dot{m}_{T} und das Wastegate \dot{m}_{WG} aufteilt. [83], [264] Analog dazu führt eine stationäre Betrachtung der Teilsysteme entlang der Ansaugstrecke zu einer direkten Abhängigkeit der Luftmassenströme

$$\dot{m}_{\text{L}} = \dot{m}_{\text{DK}} = \dot{m}_{\text{eV}} = \dot{m}_{\text{V}}. \quad (5.13)$$

5.2.2. Luftmassenstrom

Der VM kann als volumetrische Pumpe betrachtet werden, dessen Luftvolumenstrom \dot{V}_{L} vom volumetrischen Wirkungsgrad η_{Vol} und der Verbrennungsmotordrehzahl n_{VM} abhängt. In Verbindung mit der Dichte der einströmenden Luft im Saugrohr (nach DK bzw. vor VM) $\rho_{\text{L,VM,Ein}}$ folgt unter Berücksichtigung des idealen Gasgesetzes, dem Hubvolumen V_{VM} und der Taktzahl des Viertaktmotors der Luftmassenstrom

$$\dot{m}_{\text{L}} = \rho_{\text{L,VM,Ein}} \dot{V}_{\text{L}} = \frac{p_{\text{VM,Ein}}}{R_{\text{L}} T_{\text{VM,Ein}}} \eta_{\text{Vol}} \frac{V_{\text{VM}}}{2} \frac{n_{\text{VM}}}{60} \quad (5.14)$$

[265]. Über die Druckrandbedingung (Gl. 5.5) und die Druckverhältnisse (Gl. 5.7 – 5.9) ergibt sich der entsprechende Ladedruck

$$p_{\text{VM,Ein}} = p_{\text{U}} \Pi_{\text{V}} \Pi_{\text{eV}} \Pi_{\text{DK}}. \quad (5.15)$$

Der volumetrische Wirkungsgrad wird maßgeblich von den Strömungseigenschaften des Luftpfads sowie der Beschaffenheit und Ansteuerung der Ladungswechselorgane beeinflusst [264]. Da die Drehzahl und das Druckgefälle über dem VM erheblichen Einfluss auf die Strömungseigenschaften nehmen, kann der volumetrische Wirkungsgrad grundsätzlich über eine Abhängigkeit von diesen Zustandsgrößen beschrieben werden [264], [265]. Der empirische Zusammenhang umfasst dann letztlich alle Einflüsse auf die Füllung des VM, wie z.B. Ventilerhebungskurven, -steuerzeiten oder Drosselverluste. Über (Gl. 5.14) kann der volumetrische Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{Vol}} = \frac{120 R_{\text{L}} T_{\text{VM,Ein}} \dot{m}_{\text{L}}}{p_{\text{VM,Ein}} V_{\text{VM}} n_{\text{VM}}} \quad (5.16)$$

aus stationär gemessenen Daten berechnet werden. Unter der Annahme einer idealen Ladeluftkühlung auf die Referenztemperatur $T_{\text{VM,Ein,Ref}}$ des in Abbildung 5.2 betrachteten Systems kann der auf diese Referenztemperatur bezogene volumetrische Wirkungsgrad $\eta_{\text{Vol,Ref}}$ ermittelt werden, der eine direkte Berechnung des Luftmassenstroms nach (Gl. 5.14) ohne Schätzung der tatsächlichen Eintrittstemperatur des Verbrennungsmotors ermöglicht. Zur Reduktion der Komplexität wird der volumetrische Wirkungsgrad unter Vernachlässigung der Drehzahlabhängigkeit über eine vom Ladedruck $p_{\text{VM,Ein}}$ abhängige Sigmoidfunktion

$$\eta_{\text{Vol,Ref}}(p_{\text{VM,Ein}}) = k_{\eta_{\text{Vol}},0} + \frac{k_{\eta_{\text{Vol}},1}}{1 + e^{-\frac{p_{\text{VM,Ein}}^{-k_{\eta_{\text{Vol}},2}}}{k_{\eta_{\text{Vol}},3}}}}, \quad (5.17)$$

empirisch angenähert. Die Koeffizienten der Parameteroptimierung sind in Tabelle A.12 in Anhang A.5.3 zusammengefasst und die Ergebnisse sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Das linke Kennfeld zeigt die zugrunde gelegten Daten des GT-POWER[®] Verbrennungsmotormodells und das rechte Kennfeld den absoluten relativen Fehler zur empirischen Annäherung nach (Gl. 5.17). Mit einer mittleren Abweichung von $e_{\text{RMSRE},\eta_{\text{Vol,Ref}}} = 4,9\%$ liefert die Annäherung zufriedenstellende Ergebnisse. Die Abweichungen liegen in weiten Bereichen unter sechs Prozent und oberhalb der Saugvollast größtenteils unter zwei Prozent. Die maximale Abweichung von 37% tritt lediglich in einem Bereich maximaler Drehzahl auf, der von untergeordnetem Interesse ist.

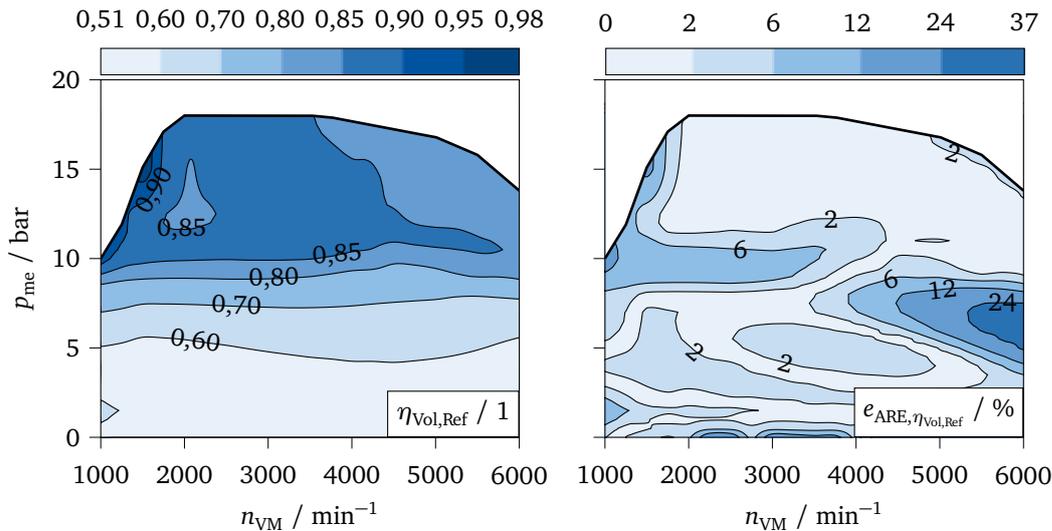


Abbildung 5.3. Parametrierung des volumetrischen Wirkungsgrads (Gl. 5.17) (links: GT-POWER[®] Verbrennungsmotormodell; rechts: ARE des Prozessmodells)

5.2.3. Kraftstoffmassenstrom

Über den stöchiometrischen Luftbedarf

$$L_{\text{St}} = \frac{\dot{m}_{\text{L,St}}}{\dot{m}_{\text{K}}} \quad (5.18)$$

und das Verbrennungsluftverhältnis

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{\text{L}}}{\dot{m}_{\text{L,St}}} \quad (5.19)$$

steht der Kraftstoffmassenstrom

$$\dot{m}_{\text{K}} = \frac{1}{\lambda L_{\text{St}}} \dot{m}_{\text{L}} \quad (5.20)$$

in direkter Abhängigkeit zum Luftmassenstrom. [264]

5.2.4. Drosselgleichung

Drosselklappe, Turbine und Wastgate stellen Drosselstellen dar, deren Strömungsverhalten für ein kompressibles Fluid näherungsweise über die adiabate Drosselgleichung

$$\dot{m}_{\text{D}} = k_{\text{D}} \dot{m}_{\text{D,Ideal}} = k_{\text{D}} A_{\text{D}} \frac{P_{\text{Ein}}}{\sqrt{R_{\text{Ein}} T_{\text{Ein}}}} \Psi(\Pi_{\text{D}}) \quad (5.21)$$

mit dem Entladungskoeffizienten k_D , der Querschnittsfläche A_D und der vom Drosseldruckverhältnis $\Pi_D := \frac{p_{\text{Aus}}}{p_{\text{Ein}}}$ abhängigen Durchflussfunktion

$$\Psi(\Pi_D) = \begin{cases} \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} & \text{für } \Pi_D < \Pi_{D,\text{Krit}} \\ \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left(\Pi_D^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_D^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right)} & \text{für } \Pi_D \geq \Pi_{D,\text{Krit}} \end{cases} \quad (5.22)$$

beschrieben werden kann [265]. In [266], [267] sind beispielhafte Anwendungsfälle beschrieben und für eine detaillierte Herleitung der Drosselgleichung wird auf [268] verwiesen. Das kritische Druckverhältnis

$$\Pi_{D,\text{Krit}} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.23)$$

hängt vom Isentropenexponenten ab und liegt vor, wenn das Fluid die Schallgeschwindigkeit erreicht. Daher bleibt der Massenstrom im überkritischen Bereich, d. h. unterhalb des kritischen Druckverhältnisses, konstant. (Gl. 5.22) ist nicht stetig differenzierbar, da die Ableitung an der Stelle $\Pi_D = 1$ unstetig ist. Zudem ist der Wertebereich für einen Definitionsbereich $\Pi_D > 1$ komplex. Eine numerische Integration der nachfolgend beschriebenen Differentialgleichungen für die jeweiligen Druckverhältnisse (siehe (Gl. 5.42) und (Gl. 5.53)) kann prinzipiell zu Werten $\Pi_D \geq 1$ führen. Da, wie in Kapitel 2.3.3 beschrieben, sowohl ein reeller Wertebereich als auch eine stetige Differenzierbarkeit zur Lösung des Optimierungsproblems vorausgesetzt werden, ist eine Hilfsfunktion erforderlich, die diese Eigenschaften gewährleistet. Der kritische Term des Radikanden kann durch die Hilfsfunktion

$$\zeta(x) = \frac{1}{2} \sqrt{x^2 + k_\zeta} + \frac{1}{2}x, \quad \text{mit } x = \Pi_D^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_D^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \quad (5.24)$$

in (Gl. 5.22) ersetzt werden, sodass der Funktionsverlauf für sehr kleine Koeffizienten $k_\zeta \leq 10^{-6}$ und $\Pi_D \leq 1$ weitgehend beibehalten und lediglich im Bereich der Unstetigkeit geglättet wird. Für $\Pi_D > 1$ nähert sich die Funktion asymptotisch der Abszisse an. [142]

5.2.5. Abgasturbolader

Der Abgasturbolader (ATL) besteht aus einer Turbine und einem Verdichter, die über eine mechanische Welle verbunden und über den Luftpfad mit dem VM thermodynamisch gekoppelt sind. Die Turbine des ATL wird mit dem Abgasmassenstrom beaufschlagt, sodass der Verdichter über die mechanische Welle angetrieben wird. Nach dem zweiten Newton'schen Gesetz führt die Leistungsbetrachtung an der Welle des ATL auf die Änderung des Drehimpulses

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J_{\text{ATL}} \omega_{\text{ATL}}^2 \right) = P_T - P_V \quad (5.25)$$

mit dem Massenträgheitsmoment J_{ATL} sowie der Leistung des Verdichters P_V und der Turbine P_T . Die Rotationsenergie respektive das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit des ATL kann wie in [269] über eine lineare Abhängigkeit

$$\omega_{\text{ATL}}^2(\Pi_V) = k_{\omega_{\text{ATL},0}} + k_{\omega_{\text{ATL},1}} \Pi_V \quad (5.26)$$

vom Verdichterdruckverhältnis angenähert werden. Der Ansatz kommt auch in [141] zum Einsatz und die Parametrierung anhand von stationären Betriebspunktmessungen liefert, wie in Abbildung 5.8 dargestellt, eine gute Übereinstimmung. Unter Vernachlässigung der Wärmeverluste kann die Verdichterleistung nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik über den Verdichterluftmassenstrom und das Enthalpiegefälle entsprechend

$$P_V = \dot{m}_V (h_{V,\text{Aus}} - h_{V,\text{Ein}}) \quad (5.27)$$

beschrieben werden. [264] Unter der Annahme einer konstanten spezifischen isobaren Wärmekapazität $c_{p,L}$ führt (Gl. 5.27) auf

$$P_V = \dot{m}_V c_{p,L} (T_{V,Aus} - T_{V,Ein}) \quad (5.28)$$

mit den jeweiligen Ein- und Austrittsbedingungen für die Temperatur des Verdichterluftmassenstroms [267]. Mit dem isentropen Verdichtereffizienzgrad

$$\eta_{s,V} = \frac{h_{s,V,Aus} - h_{V,Ein}}{h_{V,Aus} - h_{V,Ein}} \approx \frac{c_{p,L} (T_{s,V,Aus} - T_{V,Ein})}{c_{p,L} (T_{V,Aus} - T_{V,Ein})} \quad (5.29)$$

und der isentropen Temperatur am Verdichteraustritt

$$T_{s,V,Aus} = T_{V,Ein} \left(\frac{P_{V,Aus}}{P_{V,Ein}} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} = T_{V,Ein} \Pi_V^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} \quad (5.30)$$

folgt aus (Gl. 5.28) mit den Zustandsrandbedingungen am Verdichtereintritt (Gl. 5.4 – 5.5) sowie der Luftmassenbilanz (Gl. 5.13) eine Abhängigkeit der Verdichterleistung

$$P_V = \frac{\dot{m}_L c_{p,L} T_U}{\eta_{s,V}} \left(\Pi_V^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right) \quad (5.31)$$

vom Luftmassenstrom und Verdichterdruckverhältnis. Der isentrope Verdichtereffizienzgrad $\eta_{s,V}$ kann in guter Näherung über ein multivariates Polynom zweiter Ordnung

$$\eta_{s,V}(\dot{m}_V, \Pi_V) \approx \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 k_{\eta_{s,V},i,j} \dot{m}_{V,Kor}^i \Pi_V^j \quad (5.32)$$

in Abhängigkeit des Verdichterdruckverhältnisses und des korrigierten Verdichterluftmassenstroms

$$\dot{m}_{V,Kor} = \dot{m}_V \frac{p_{Ref}}{p_{V,Ein}} \sqrt{\frac{T_{V,Ein}}{T_{Ref}}} \quad (5.33)$$

abgebildet werden. [264], [269] Das Ergebnis der Parametrierung mit den Koeffizienten in Tabelle A.17 ist in Abbildung A.17 in Anhang A.5.3 dargestellt und liefert mit einer mittleren Abweichung von $e_{RMSRE, \eta_{s,V}} = 4,7\%$ eine gute Übereinstimmung.

Analog zum Verdichter kann die Turbinenleistung

$$P_T = \dot{m}_T c_{p,AG} T_{T,Ein} \eta_{s,T} \left(1 - \Pi_T^{\frac{1 - \kappa_{AG}}{\kappa_{AG}}} \right) \quad (5.34)$$

unter Verwendung des reziprok definierten Turbinendruckverhältnisses (Gl. 5.10) und des isentropen Turbineneffizienzgrads $\eta_{s,T}$ hergeleitet werden [269].

Die Turbineneintrittstemperatur $T_{T,Ein}$ wird durch einen physikalisch hergeleiteten Ansatz unter Berücksichtigung der konvektiven Wärmeverluste entlang des Abgaskrümmers angenähert. Unter Annahme eines offenen stationär durchströmten Fließsystems führt die Betrachtung eines infinitesimalen Elements der Länge ∂x des Abgaskrümmers zu der Energiebilanz

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q}_{Konv} + \dot{m}_{AG} c_{p,AG} \partial T_{AG} \stackrel{!}{=} 0 \quad (5.35)$$

mit dem konvektiven Wärmestrom

$$\dot{Q}_{Konv} = k_{Konv} A_{Konv}(x) (T_{AG}(x) - \bar{T}_{Wa,AGK}), \quad \text{mit } A_{Konv}(x) = r_{AGK}^2 \pi \partial x, \quad (5.36)$$

der vom Wärmeübergangskoeffizienten k_{Konv} , der wärmeübertragenden Oberfläche $A_{\text{Konv}}(x)$, sowie dem Temperaturgefälle zwischen strömendem Abgas $T_{\text{AG}}(x)$ und mittlerer Wandtemperatur des Abgaskrümmers $\bar{T}_{\text{Wa,AGK}}$ abhängt. Die Lösung der resultierenden inhomogenen Differentialgleichung erster Ordnung führt auf die Turbineneintrittstemperatur

$$\begin{aligned} T_{T,\text{Ein}}(\dot{m}_{\text{AG}}) &= \bar{T}_{\text{Wa,AGK}} + (T_{\text{VM,Aus}} - \bar{T}_{\text{Wa,AGK}}) e^{-\frac{k_{\text{Konv}} A_{\text{Konv}}}{\dot{m}_{\text{AG}} c_{p,\text{AG}}}} \\ &= k_{T_{T,\text{Ein}},0} + k_{T_{T,\text{Ein}},1} e^{-\frac{k_{T_{T,\text{Ein}},2}}{\dot{m}_{\text{L}}}} \end{aligned} \quad (5.37)$$

mit der Abgastemperatur am Verbrennungsmotoraustritt $T_{\text{VM,Aus}}$. Der Zusammenhang kann anhand von stationären Betriebspunktmessungen des VM in Abhängigkeit des Abgas- respektive Luftmassenstroms parametrisiert werden. [51] Da der Abgasmassenstrom über die Massenbilanz (Gl. 5.12) in Abhängigkeit zum Luftmassenstrom und somit zum volumetrischen Wirkungsgrad steht, wird dessen empirische Annäherung (Gl. 5.17) zur Verbesserung der gesamten Modellgenauigkeit zugrunde gelegt. Wie Abbildung 5.4 zeigt, liefert die Parametrierung mit den Koeffizienten aus Tabelle A.19 und einer mittleren Abweichung von $e_{\text{RMSRE},T_{T,\text{Ein}}} = 2,4\%$ überzeugende Ergebnisse. Der relative Fehler liegt weitgehend unter vier Prozent. Höhere Abweichungen treten nur im sehr niedrigen Drehzahl- und Lastbereich auf.

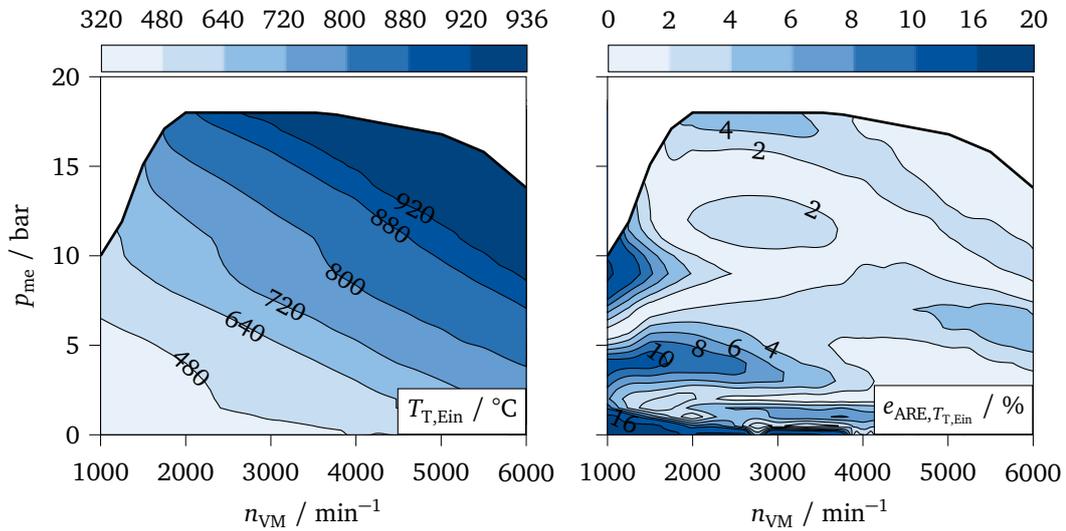


Abbildung 5.4. Parametrierung der Turbineneintrittstemperatur (Gl. 5.37) (links: GT-POWER® Verbrennungsmotormodell; rechts: ARE des Prozessmodells)

Der Massenstrom der Turbine folgt aus der Drosselgleichung (Gl. 5.21). Nach (Gl. 5.23) ergibt sich unter Berücksichtigung des Isentropenexponenten κ_{AG} das kritische Turbinendruckverhältnis $\Pi_{T,\text{Krit}} = 1,86$. Bis zu einem Turbinendruckverhältnis von 2,4, das erst bei Motordrehzahlen über 4000 min⁻¹ auftritt, liegt die Abweichung zwischen Über- und Unterschallmodellierung unter 3 % und bei einem im Motorbetriebsbereich maximal auftretenden Turbinendruckverhältnis von 3,22 bei etwa 12 %. Daher kann die Fallunterscheidung mit hinreichender Genauigkeit vernachlässigt werden, sodass sich der Turbinenmassenstrom

$$\dot{m}_T = A_{T,\text{Eff}} \frac{P_U}{\sqrt{R_{\text{AG}} T_{T,\text{Ein}}}} \Pi_T^{\frac{3}{2}} \Psi_T(\Pi_T) \quad (5.38)$$

mit der effektiven Turbinenquerschnittfläche $A_{T,\text{Eff}}$ und der Durchflussfunktion

$$\Psi_T(\Pi_T) = \sqrt{\frac{2\kappa_{\text{AG}}}{\kappa_{\text{AG}} - 1} \cdot \zeta \left(\Pi_T^{-\frac{2}{\kappa_{\text{AG}}}} - \Pi_T^{-\frac{\kappa_{\text{AG}}+1}{\kappa_{\text{AG}}}} \right)} \quad (5.39)$$

unter Berücksichtigung von (Gl. 5.24) ergibt. Nach den Ergebnissen von [270] enthält (Gl. 5.38) den zusätzlichen Faktor $\sqrt{\Pi_T}$ zur Verbesserung der Modellgüte. [265] Anhand von stationären Betriebspunktmessungen kann der effektive Strömungsquerschnitt der Turbine $A_{T, \text{Eff}}$ parametrisiert werden. Die Parameteroptimierung führt auf die Turbinenquerschnittfläche in Tabelle A.15 in Anhang A.5.3 und ist in Abbildung 5.5 dargestellt.

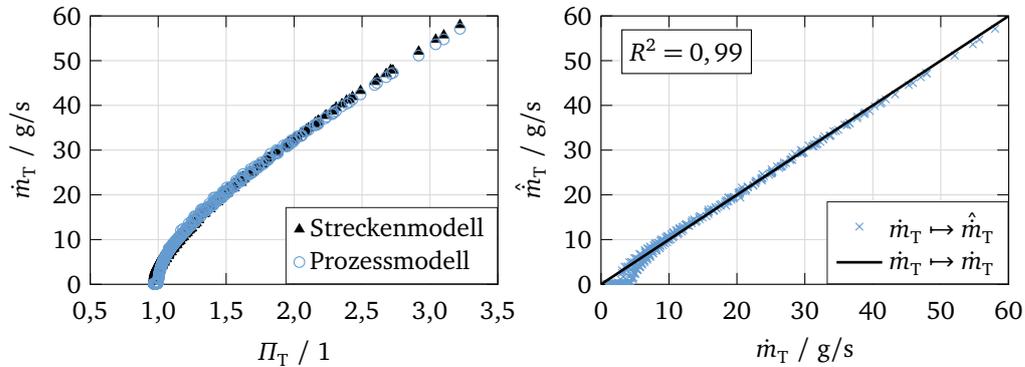


Abbildung 5.5. Parametrierung des Turbinenmassenstroms (Gl. 5.38) (links: Vergleich von GT-POWER[®] Verbrennungsmotormodell und Prozessmodell; rechts: Korrelation von Strecken- und Prozessmodell)

Bei Druckverhältnissen im Bereich von Eins zeigt das Prozessmodell teilweise deutliche Abweichungen. Das liegt einerseits an der geglätteten Durchflussfunktion und andererseits an dem vereinfachten Modellansatz, der die Strömungsverhältnisse bei sehr geringen Massenströmen unzureichend abbildet. Dennoch weisen Strecken- und Prozessmodell mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,99$ eine gute Korrelation auf. Da sehr geringe Turbinendruckverhältnisse sowohl für den transienten Ladedruckaufbau als auch für die Berechnung der Ladungswechselverluste von untergeordnetem Interesse sind, ist der Ansatz trotz der auftretenden Abweichungen bei niedrigen Massenströmen sehr gut geeignet.

Der Turbinenmassenstrom wird über das WG geregelt, das je nach Aktuierung einen Teil des Abgasmassenstroms an der Turbine vorbeileitet. Analog zur Turbine führt die Herleitung über die Drosselgleichung (Gl. 5.21) auf den Wastegatemassenstrom

$$\dot{m}_{\text{WG}} = k_{D, \text{WG}}(\Pi_T) u_{\text{WG}}(t) A_{\text{WG}} \frac{P_U}{\sqrt{R_{\text{AG}} T_{T, \text{Ein}}}} \Pi_T \Psi_T(\Pi_T) \quad (5.40)$$

mit der Wastegateansteuerung $u_{\text{WG}} \in [0, 1]$, der Wastegatequerschnittsfläche A_{WG} und dem Entladungskoeffizienten $k_{D, \text{WG}}(\Pi_T)$. Der Entladungskoeffizient hängt von der Wastegateansteuerung und dem anliegenden Druckverhältnis ab und beschreibt das nichtlineare Verhalten zwischen dem idealen und tatsächlichen Wastegatemassenstrom [266]. An dieser Stelle wird der Zusammenhang über eine vom Turbinendruckverhältnis abhängige Sigmoidfunktion

$$k_{D, \text{WG}}(\Pi_T) = k_{D, \text{WG}, 0} + \frac{k_{D, \text{WG}, 1}}{1 + e^{-\frac{\Pi_T - k_{D, \text{WG}, 2}}{k_{D, \text{WG}, 3}}}} \quad (5.41)$$

angenähert. Ein ähnlicher Ansatz kommt in [141] zum Einsatz, wobei dort eine Abhängigkeit zum Verdichterdruckverhältnis hergestellt wird. Die Ergebnisse der Parametrierung sind in Tabelle A.18 in Anhang A.5.3 zusammengefasst und mit der WG-Querschnittsfläche in Tabelle A.15 in Abbildung 5.6 veranschaulicht. Bei Druckverhältnissen nahe Eins treten die gleichen Effekte wie beim Turbinenmassenstrom auf. Diese spiegeln sich auch maßgeblich in dem niedrigen Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,95$ wider. Die zusätzlichen Freiheitsgrade des Entladungskoeffizienten ermöglichen hingegen eine Optimierung über den gesamten Betriebsbereich und sorgen für eine gute Genauigkeit bei zunehmenden Druckverhältnissen.

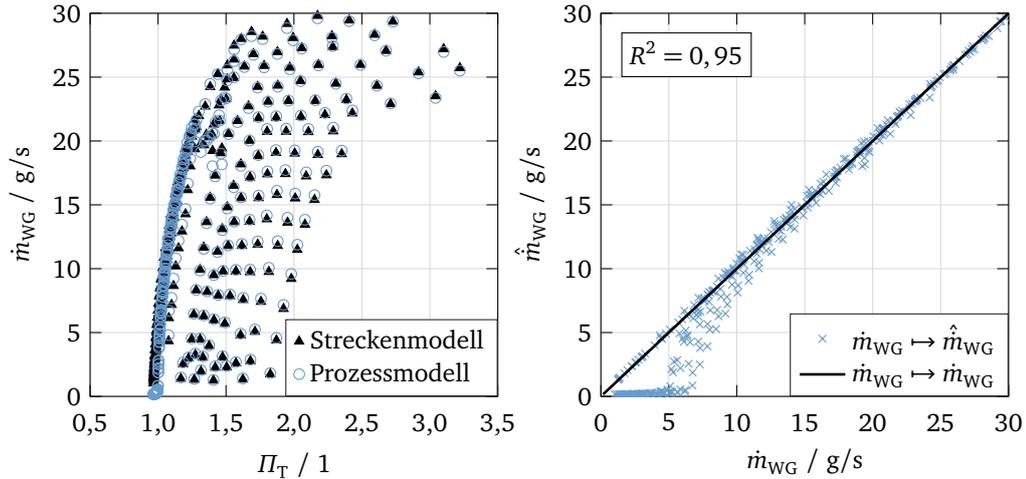


Abbildung 5.6. Parametrierung des Wastegatemassenstroms (Gl. 5.40) (links: Vergleich von GT-POWER[®] Verbrennungsmotormodell und Prozessmodell; rechts: Korrelation von Strecken- und Prozessmodell)

Das Turbinendruckverhältnis folgt aus der Massenbilanz und dem idealen Gasgesetz für das Kontrollvolumen des Abgaskrümmers V_{AGK} und führt auf die Differentialgleichung

$$\frac{d\Pi_T}{dt} = \frac{R_{AG} T_{T, \text{Ein}}}{p_U V_{AGK}} (\dot{m}_{AG} - \dot{m}_T - \dot{m}_{WG}) \quad (5.42)$$

[269]. Für nähere Erläuterungen wird auf [265] verwiesen. Wegen des differentiellen Zusammenhangs erfolgt die Parametrierung über transiente Vorgänge unter Berücksichtigung der Massenbilanz (Gl. 5.12) mit dem Luft- (Gl. 5.14) und Kraftstoffmassenstrom (Gl. 5.20), der Turbineneintrittstemperatur (Gl. 5.37) und der effektiven Turbinenquerschnittsfläche $A_{T, \text{Eff}}$. Optimierungsparameter ist das Kontrollvolumen des Abgaskrümmers V_{AGK} , das die Dynamik der Druckänderung beeinflusst. Dabei handelt es sich nicht notwendigerweise um das geometrische Volumen, da es die Systemdynamik des vereinfachten Modells bestmöglich annähert und somit auch vernachlässigte Effekte in der Luftpfadmodellierung kompensiert. Die Parametrierung basiert auf Vollastbeschleunigungen bei einer Variation der Gänge und Anfangsgeschwindigkeiten und führt auf das optimierte Abgaskrümmervolumen in Tabelle A.15. Die Parametrierung ist in Abbildung 5.7 auszugsweise dargestellt und enthält neben der über alle Vollastbeschleunigungen optimierten Lösung auch das geometrische Volumen sowie die Optimierungsgrenzen zur Veranschaulichung des Einflusses auf die Systemdynamik. Durch die Spreizung der Abgaskrümmervolumina sind die Einflussmöglichkeiten auf die Dynamik der Druckänderung deutlich zu erkennen. Einerseits ist ersichtlich, dass das Kontrollvolumen den Verlauf des Turbinendruckverhältnisses nur begrenzt beeinflussen kann, da auch die Massenströme mit den jeweiligen Strömungsquerschnitten und Entladungskoeffizienten verlaufsbestimmend sind. Andererseits wird deutlich, dass die Optimierung über den zweiten bis sechsten Gang für verschiedene Startdrehzahlen im Bereich von 1250-3500 min^{-1} nicht für alle Lastszenarien zu einem optimalen Ergebnis führt. Zudem zeigt sich, dass das geometrische Volumen bereits die maximal mögliche Systemdynamik ausschöpft und insbesondere bei hohen Startdrehzahlen zu einer überhöhten Dynamik führt. Insgesamt stellt die Lösung der Parameteroptimierung einen Kompromiss dar, der die Dynamik im mittleren Drehzahlbereich gut abbildet, jedoch bei niedrigen Drehzahlen zum Unter- bzw. bei höheren Drehzahlen zum Überschätzen neigt. Ein Unterschätzen des Turbinendruckverhältnisses kann tendenziell zu einem geringeren Ladedruckaufbau und infolgedessen zu einer stärkeren Ansteuerung führen, während ein Überschätzen mit höheren Ladungswechselverlusten einhergeht. Ersteres kann der Regler über die Ansteuerung kompensieren, sodass ein starkes Überschätzen der Ladungswechselverluste über ein vergleichsweise großes Kontrollvolumen vermieden wird.

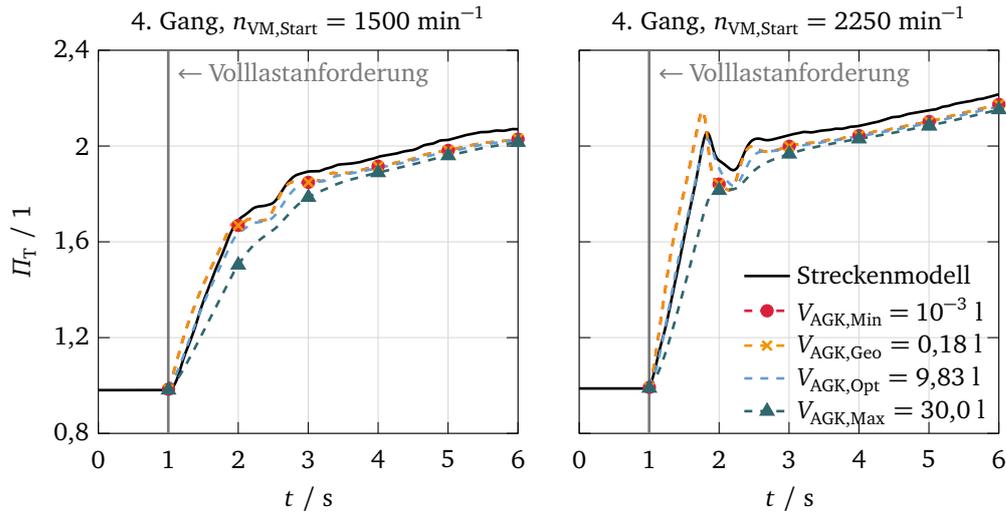


Abbildung 5.7. Beispielhafte Volllastbeschleunigungen im vierten Gang für unterschiedliche Anfangsgeschwindigkeiten und Abgaskrümmervolumina zur Parametrierung des Turbinendruckverhältnisses (Gl. 5.42)

5.2.6. Elektrischer Verdichter

In Analogie zum ATL führt die Leistungsbilanz des eV auf den Zusammenhang

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J_{eV} \omega_{eV}^2 \right) = P_{eV, \text{Mech}} - P_{eV}. \quad (5.43)$$

Unter Berücksichtigung des isentropen Temperaturanstiegs im Verdichter (Gl. 5.30) sowie der Luftmassenbilanz (Gl. 5.13) ergibt sich die thermodynamische Verdichterleistung

$$P_{eV} = k_{\text{Byp}}(\omega_{eV}) \cdot \frac{\dot{m}_L c_{p,L} T_U \Pi_V^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}}}{\eta_{s,eV}} \left(\Pi_{eV}^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}} - 1 \right) \quad (5.44)$$

in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom (Gl. 5.14) und den Verdichterdruckverhältnissen (Gl. 5.7 – 5.8). Über die winkelgeschwindigkeitsabhängige Bypassfunktion

$$k_{\text{Byp}}(\omega_{eV}) = \frac{1}{1 + e^{-\frac{\omega_{eV} - k_{\text{Byp},0}}{k_{\text{Byp},1}}}} \quad (5.45)$$

wird der eV nur bei geschlossenem Bypass durchströmt. Die Sigmoidfunktion hat einen Wertebereich von]0; 1[und steigt mit den Parametern in Tabelle A.21 im Bereich der in Kapitel 3.6.7 beschriebenen Schalthysterese steil an, um das Umschaltverhalten gut abzubilden.

Der isentrope Wirkungsgrad $\eta_{s,eV}$ kann analog zu dem Ansatz aus (Gl. 5.32) durch ein multivariates Polynom zweiter Ordnung angenähert werden. Das Ergebnis der Parametrierung führt auf die Koeffizienten in Tabelle A.17 sowie die Darstellung in Abbildung A.18 in Anhang A.5.3. Der Ansatz zeigt in einem weiten Betriebsbereich eine hinreichend gute Genauigkeit von unter zehn Prozent. Der vergleichsweise hohe mittlere Abweichung von $e_{\text{RMSRE}, \eta_{s,eV}} = 15,9\%$ ist auf die hohen Abweichungen bei sehr niedrigen Druckverhältnissen zurückzuführen. Da der eV in diesem Betriebsbereich gemäß (Gl. 5.44) keine nennenswerte thermodynamische Verdichterleistung aufbringt, sind diese Abweichungen als unkritisch zu bewerten.

Die effektive mechanische Antriebsleistung $P_{eV, \text{Mech}}$ ergibt sich unter Berücksichtigung eines drehzahlabhängigen Reibmomentes

$$M_{eV, \text{Reib}} = k_{M_{eV, \text{Reib}}} \omega_{eV} \quad (5.46)$$

mit dem Reibmomentkoeffizienten in Tabelle A.20 sowie dem inneren Drehmoment M_{eV} zu

$$P_{eV, \text{Mech}} = (M_{eV} - M_{eV, \text{Reib}}) \omega_{eV} = \eta_{\text{El}, eV} P_{eV, \text{El}} \quad (5.47)$$

und steht über den elektrischen Wirkungsgrad in direkter Verbindung zur elektrischen Leistung. Nach dieser Definition gilt für den elektrischen Wirkungsgrad $\eta_{\text{El}, eV} < 1$ im motorischen und $\eta_{\text{El}, eV} > 1$ im generatorischen Betrieb. Da ein eV mit Bypass zur Zusatzverdichtung im Ladeluftpfad keine nennenswerten Leistungen zurückspeist, wird der generatorische Betrieb vernachlässigt und der motorische Wirkungsgrad vereinfachend konstant angenommen. Das elektrische Drehmoment wird, wie in Kapitel 3.6.6 beschrieben, über ein Verzögerungsglied erster Ordnung modelliert und folgt dementsprechend (Gl. 3.26).

Auch für den eV liefert die zuvor beschriebene lineare Abhängigkeit

$$\omega_{eV}^2(\Pi_{eV}) = k_{\omega_{eV}, 0} + k_{\omega_{eV}, 1} \Pi_{eV} \quad (5.48)$$

vom Verdichterdruckverhältnis, wie in Abbildung 5.8 dargestellt, eine gute Übereinstimmung. Das Bestimmtheitsmaß R^2 ist für den eV außerordentlich gut und für den ATL in einem vertretbaren Rahmen. Bei dem ATL ließe sich die Genauigkeit über eine von der Verbrennungsmotordrehzahl abhängige Steigung weiter verbessern, allerdings wird darauf zugunsten der Komplexität verzichtet. Die Koeffizienten der Parametrierung sind in Tabelle A.16 für den ATL bzw. Tabelle A.23 für den eV aufgeführt.

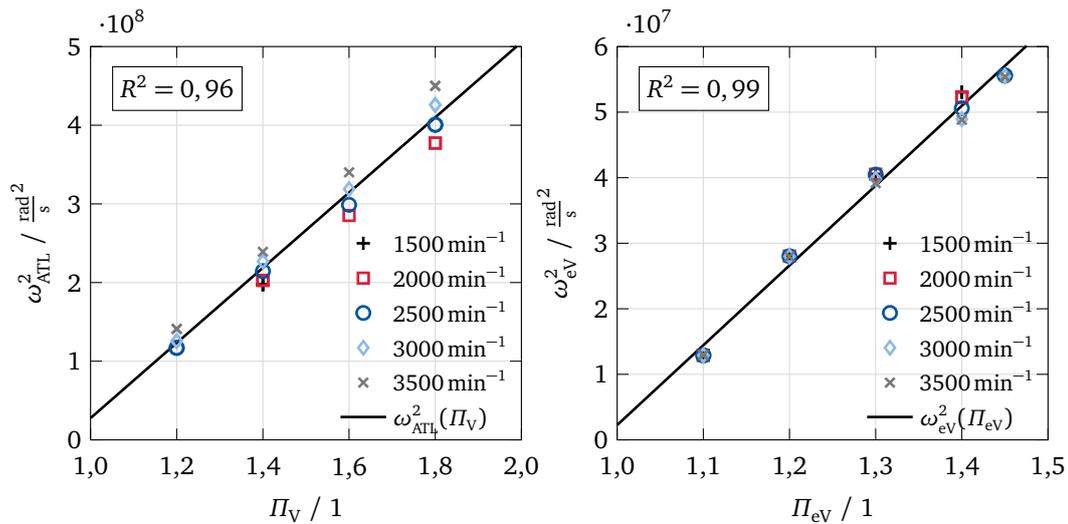


Abbildung 5.8. Parametrierung der Rotationsenergie des ATL (Gl. 5.26) und des eV (Gl. 5.48) nach [51]

5.2.7. Drosselklappe

Nach der Drosselgleichung (Gl. 5.21) folgt für den Massenstrom entlang der Drosselklappe

$$\dot{m}_{\text{DK}} = A_{\text{DK}, \text{Eff}}(\phi_{\text{DK}}) \frac{p_U \Pi_V \Pi_{eV}}{\sqrt{R_L T_{\text{VM}, \text{Ein}}}} \psi_{\text{DK}}(\Pi_{\text{DK}}). \quad (5.49)$$

Auch in diesem Fall wird auf die geglättete Durchflussfunktion

$$\psi_{\text{DK}}(\Pi_{\text{DK}}) = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \zeta \left(\Pi_{\text{D}}^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_{\text{D}}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (5.50)$$

unter Vernachlässigung der Überschallmodellierung zurückgegriffen. Die effektive Querschnittsfläche $A_{\text{DK,eff}}$ folgt aus dem geometrischen Aufbau der Drosselklappe und kann nach [271] in Abhängigkeit des Drosselklappenwinkels ϕ_{DK} beschrieben werden. Der Verlauf der geometrischen Gleichung ist in [272] skizziert und zeigt für große Drosselklappenwinkel ein begrenzendes Verhalten, da sich die effektive Querschnittsfläche wegen der Welle der Drosselklappe nicht weiter vergrößert. In Anlehnung an [273] kann die effektive Querschnittsfläche

$$A_{\text{DK,eff}}(\phi_{\text{DK}}) = k_{\text{D,DK}}(\phi_{\text{DK}})A_{\text{DK}} \quad (5.51)$$

über einen vom Drosselklappenwinkel abhängigen Entladungskoeffizienten $k_{\text{D,DK}}$ und die geometrische Querschnittsfläche A_{DK} beschrieben werden. Zur Approximation des Entladungskoeffizienten eignet sich eine Sigmoidfunktion

$$k_{\text{D,DK}}(\phi_{\text{DK}}) = k_{\text{D,DK,0}} + \frac{k_{\text{D,DK,1}}}{1 + e^{\frac{\phi_{\text{DK}} - k_{\text{D,DK,2}}}{k_{\text{D,DK,3}}}}}, \quad (5.52)$$

deren Koeffizienten $k_{\text{D,DK},i}$ über stationäre Betriebspunktmessungen parametrieren werden können. Das Drosselklappendruckverhältnis kann analog zum Turbinendruckverhältnis aus einer Massenbilanz und dem idealen Gasgesetz für das Kontrollvolumen des Ansaugstutzens V_{ASS} hergeleitet werden und führt auf den differentiellen Zusammenhang

$$\frac{d\Pi_{\text{DK}}}{dt} = \frac{R_L T_{\text{VM,Ein}}}{\Pi_V \Pi_{\text{ev}} P_U V_{\text{ASS}}} (\dot{m}_{\text{DK}} - \dot{m}_L). \quad (5.53)$$

Die Parametrierung des Entladungskoeffizienten erfolgt über eine stationäre Betrachtung von (Gl. 5.53) anhand von stationären Betriebspunktdate des GT-POWER[®] Verbrennungsmotormodells. Da sich in (Gl. 5.53) auch der volumetrische Wirkungsgrad wiederfindet, wird zur Verbesserung der gesamten Modellgenauigkeit dessen empirische Annäherung (Gl. 5.17) zugrunde gelegt. Die Ergebnisse mit den Parametern in Tabelle A.24 und Tabelle A.25 sind in Abbildung 5.9 dargestellt. Mit einem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,99$ führt der Ansatz auch unter Vernachlässigung der Fallunterscheidung für $\Pi_{\text{DK}} < \frac{1}{2}$ zu sehr guten Ergebnissen. Das Vorgehen zur Parametrierung des Kontrollvolumens V_{ASS} erfolgt analog zum Turbinendruckverhältnis und führt auf das Ergebnis in Tabelle A.24.

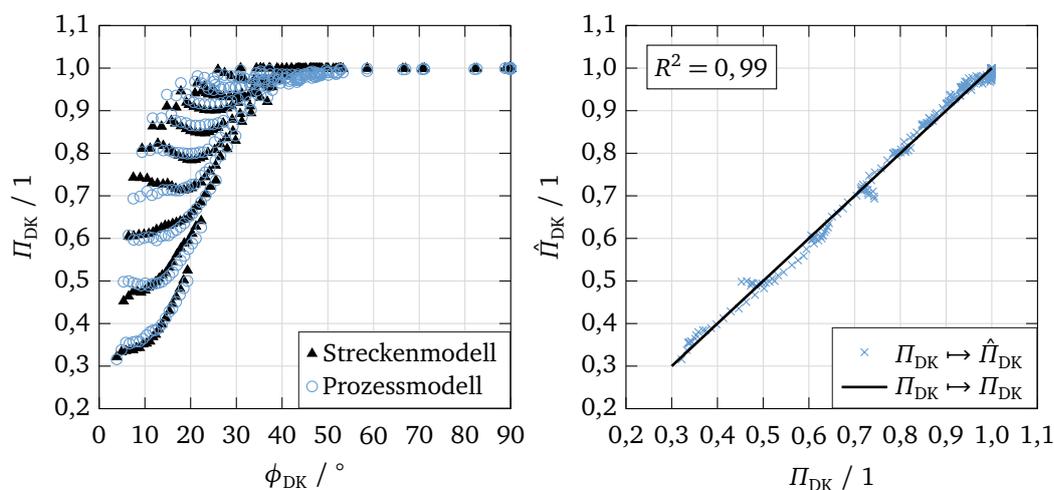


Abbildung 5.9. Parametrierung des Drosselklappendruckverhältnisses (Gl. 5.53) (links: Vergleich von GT-POWER[®] Verbrennungsmotormodell und Prozessmodell; rechts: Korrelation von Strecken- und Prozessmodell)

5.2.8. Verbrennungsmotorisches Drehmoment

Das verbrennungsmotorische Drehmoment ist eine nichtlineare Funktion zahlreicher Variablen, wie z.B. der Kraftstoffmasse im Zylinder, dem Luft-Kraftstoffverhältnis, der Motordrehzahl, der Einspritzung, des Zündzeitpunktes etc., deren Einfluss über detaillierte thermodynamische Simulationen abgebildet werden kann [265]. Derartige Simulationen sind sehr rechenintensiv und für die Prozessmodellierung einer MPC ungeeignet. Ein weitverbreiteter Ansatz sind physikalisch basierte Mittelwertmodelle (englisch: Mean Value Engine Model, MVEM), welche die zyklische Arbeitsweise des Verbrennungsmotors vernachlässigen und auf mittelwertbasierte Prozessgrößen zurückgreifen [274], [275]. MVEM basieren auf der Annahme, dass die Verbrennungen für gegebene thermodynamische Randbedingungen sehr ähnlich ablaufen und betrachten die instationären Abläufe als statische Effekte [83]. Hat ein MVEM wie in diesem Fall nur eine zeitliche und keine räumliche Dimension, handelt es sich um ein nulldimensionales Modell [275]. Ausgangspunkt für das verbrennungsmotorische Drehmoment ist der auf das Hubvolumen normierte effektive Mitteldruck

$$p_{me} = \frac{M_{VM} 4\pi}{V_{VM}} \quad (5.54)$$

[265]. Der effektive Mitteldruck p_{me} beschreibt das mechanische bzw. effektive Antriebsmoment M_{VM} des VM an der Kurbelwelle, abzüglich aller verbrennungsmotorischen Verluste. Ebenso kann die eingesetzte Energie in Form des Kraftstoffes als Kraftstoffmitteldruck

$$p_{mk} = \frac{m_K h_u}{V_{VM}} = \frac{m_L}{\lambda L_{St}} \frac{h_u}{V_{VM}} = \frac{\dot{m}_L}{\lambda L_{St}} \frac{120}{n_{VM}} \frac{h_u}{V_{VM}}, \quad (5.55)$$

der über (Gl. 5.14) und (Gl. 5.19) in direkter Verbindung zum Luftmassenstrom und somit zum volumetrischen Wirkungsgrad steht, formuliert werden [265]. Der Kraftstoffmitteldruck kann direkt aus den Zustandsgrößen des Prozessmodells berechnet werden. Daher spiegelt der Modellfehler in Abbildung A.15 im Wesentlichen den des volumetrischen Wirkungsgrads (vgl. Abbildung 5.3) wider. Da vereinfachend eine stöchiometrische Verbrennung angenommen wird, treten im Bereich der Volllastanfechtung höhere Differenzen auf. Um den Fehler bestmöglich zu kompensieren, wird in den folgenden Ansätzen, die auf den Kraftstoffmitteldruck zurückgreifen, die Berechnung des Prozessmodells in der Parametrierung berücksichtigt. Der indizierte Mitteldruck p_{mi} beschreibt die am Kolben induzierte Volumenänderungsarbeit, die über den Reibmitteldruck p_{mr} in direktem Zusammenhang zum effektiven Mitteldruck

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mr} \quad (5.56)$$

steht [83]. Um eine Reduktion der Ladungswechselarbeit durch die elektrische Zusatzaufladung berücksichtigen zu können, wird der indizierte Mitteldruck

$$p_{mi} = p_{mi,HD} - p_{mi,LW} = \eta_{i,HD} p_{mk} - p_{mi,LW}, \quad (5.57)$$

über die Expansionsarbeit während der Hochdruckschleife $p_{mi,HD}$ und die Ladungswechselarbeit während der Niederdruckschleife $p_{mi,LW}$ beschrieben. Mit dem indizierten Wirkungsgrad während der Hochdruckschleife $\eta_{i,HD}$, der die verbrennungsmotorischen Verluste exklusive der Ladungswechselarbeit umfasst, folgt der Zusammenhang zum Kraftstoffmitteldruck. [271] Der indizierte Wirkungsgrad kann analog zu (Gl. 5.32) durch ein multivariates Polynom zweiter Ordnung

$$\eta_{i,HD}(n_{VM}, p_{mk}) \approx \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 k_{\eta_{i,HD}, i, j} n_{VM}^i p_{mk}^j \quad (5.58)$$

in Abhängigkeit der Motordrehzahl sowie des Kraftstoffmitteldrucks angenähert werden. Die Parameter sind in Tabelle A.13 zusammengefasst und zeigen, wie in Abbildung 5.10 dargestellt, eine sehr gute Übereinstimmung mit einer mittleren Abweichung von $e_{RMSRE, \eta_{i,HD}} = 2,2\%$.

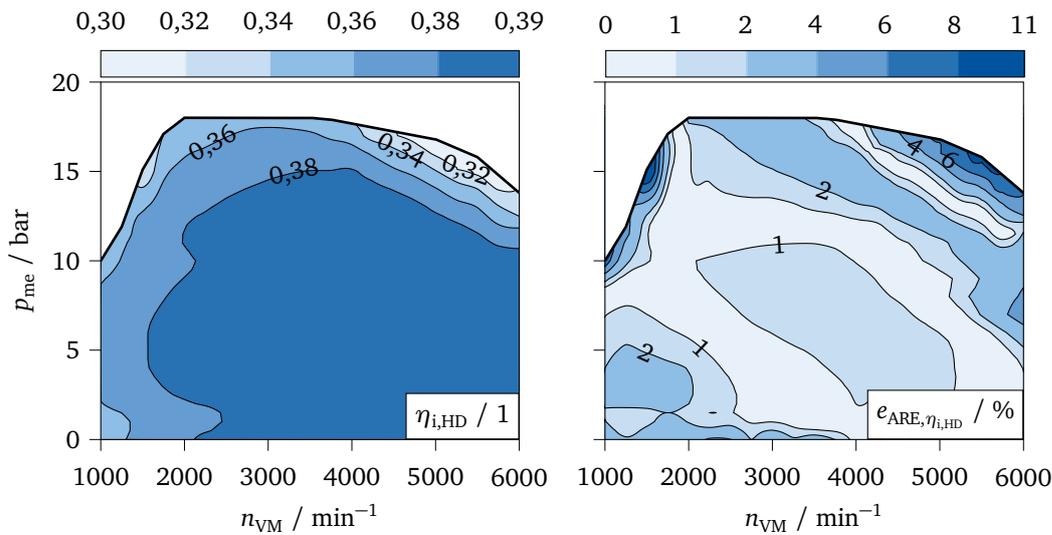


Abbildung 5.10. Parametrierung des inneren Wirkungsgrads exklusive der Ladungswechselverluste (Gl. 5.58) (links: GT-POWER® Verbrennungsmotormodell; rechts: ARE des Prozessmodells)

Die positiv definierten Ladungswechselverluste folgen aus dem Druckgefälle über dem VM und führen unter der Annahme eines konstanten Drucks bis zum Turbineneintritt zum indizierten Ladungswechselmitteldruck

$$P_{mi,LW} = P_{VM,Aus} - P_{VM,Ein} = P_{T,Ein} - P_{VM,Ein} = p_U (\Pi_T - \Pi_V \Pi_{eV} \Pi_{DK}), \quad (5.59)$$

der in Abhängigkeit des Umgebungsdrucks sowie der Druckverhältnisse über der Turbine und den Verdichtern ausgedrückt werden kann. [271] Die Modellierung des Reibmitteldrucks basiert auf einem modifizierten Chen-Flynn Modell

$$p_{mr} = k_{p_{mr},0} + k_{p_{mr},1} p_{mk} + k_{p_{mr},2} n_{VM} + k_{p_{mr},3} n_{VM}^2, \quad (5.60)$$

das anstelle des maximalen Zylinderdrucks in [276], [277] den Kraftstoffmitteldruck berücksichtigt. Die Ergebnisse der Parametrierung sind Abbildung A.16 dargestellt und liefern mit einer mittleren Abweichung von $e_{RMSRE, p_{mr}} = 1,8\%$ eine sehr gute Übereinstimmung.

Energieaufwand

Der Energie- bzw. Leistungsaufwand zur Bereitstellung der verbrennungsmotorischen Antriebsleistung setzt sich zusammen aus der chemischen Leistung des Kraftstoffes

$$\frac{dE_K}{dt} = P_K = \dot{m}_K h_u \quad (5.61)$$

sowie der elektrischen Leistung aus dem 48V-Bordnetz zum Betrieb des eV

$$\frac{dE_{El}}{dt} = P_{El} = P_{eV,El}, \quad (5.62)$$

so dass sich für den Energieaufwand unter Berücksichtigung des Kraftstoffäquivalenzfaktors ξ für die elektrische Leistung der differentielle Zusammenhang

$$\frac{dE_{K,Eqv}}{dt} = P_{K,Eqv} = P_K + \xi P_{El} = \dot{m}_K h_u + \xi P_{eV,El} \quad (5.63)$$

ergibt. (Gl. 5.63) ermöglicht demnach eine energetische Betrachtung des verbrennungsmotorischen Drehmoments, wobei ξ den Stellenwert der elektrischen Energie repräsentiert und, wie in Kapitel 2.5.3 erläutert, vom Wirkungsgrad zur Erzeugung elektrischer Energie, dem Batterieladezustand sowie dem Rekuperationspotential abhängt.

5.2.9. Riemenstartergenerator

Die Dynamik des elektrischen Drehmoments kann entsprechend (Gl. 3.21) über ein Verzögerungsglied erster Ordnung abgebildet werden [190]. Die elektrische Leistung steht über den elektrischen Wirkungsgrad in direkter Verbindung zur mechanischen Leistung

$$P_{\text{RSG,Mech}} = \eta_{\text{El,RSG}} P_{\text{RSG,El}}, \quad \text{mit} \quad \eta_{\text{El,RSG}} := \begin{cases} \eta_{\text{El,RSG,Gen}}^{-1} & \geq 1 \text{ generatorisch} \\ \eta_{\text{El,RSG,Mot}} & \leq 1 \text{ motorisch} \end{cases} \quad (5.64)$$

Da der RSG im Gegensatz zum eV auch generatorisch betrieben wird, sind auch negative Drehmomente zugelassen. Grundsätzlich kann der elektrische Wirkungsgrad bzw. die elektrische Leistung über multivariate Polynome in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment angenähert werden [174]. Allerdings wird hier zugunsten der Modellkomplexität auf einen vereinfachten Ansatz zurückgegriffen. Eine drehmomentabhängige Sigmoidfunktion

$$\eta_{\text{El,RSG}}(M_{\text{RSG}}) = k_{\eta_{\text{El,RSG},0}} + k_{\eta_{\text{El,RSG},1}} \left(1 + e^{-\frac{M_{\text{RSG}}}{k_{\eta_{\text{El,RSG},2}}}} \right)^{-1}, \quad (5.65)$$

mit den Randbedingungen

$$\lim_{M_{\text{RSG}} \rightarrow -\infty} \eta_{\text{El,RSG}}(M_{\text{RSG}}) = k_{\eta_{\text{El,RSG},0}} := \eta_{\text{El,RSG,Gen}}^{-1}, \quad (5.66)$$

$$\lim_{M_{\text{RSG}} \rightarrow \infty} \eta_{\text{El,RSG}}(M_{\text{RSG}}) = k_{\eta_{\text{El,RSG},0}} + k_{\eta_{\text{El,RSG},1}} := \eta_{\text{El,RSG,Mot}}, \quad (5.67)$$

blendet den elektrischen Wirkungsgrad zwischen den Grenzwerten über. Der Ansatz ist in Abbildung A.19 in Anhang A.5.3 skizziert. Durch eine steile Parametrierung im Übergangsbereich werden ab $|M_{\text{RSG}}| \geq 1 \text{ Nm}$ bereits 99,8 % des Grenzwertes erreicht, sodass das grundlegende Verhalten der Verluste im generatorischen und motorischen Betrieb abgebildet wird.

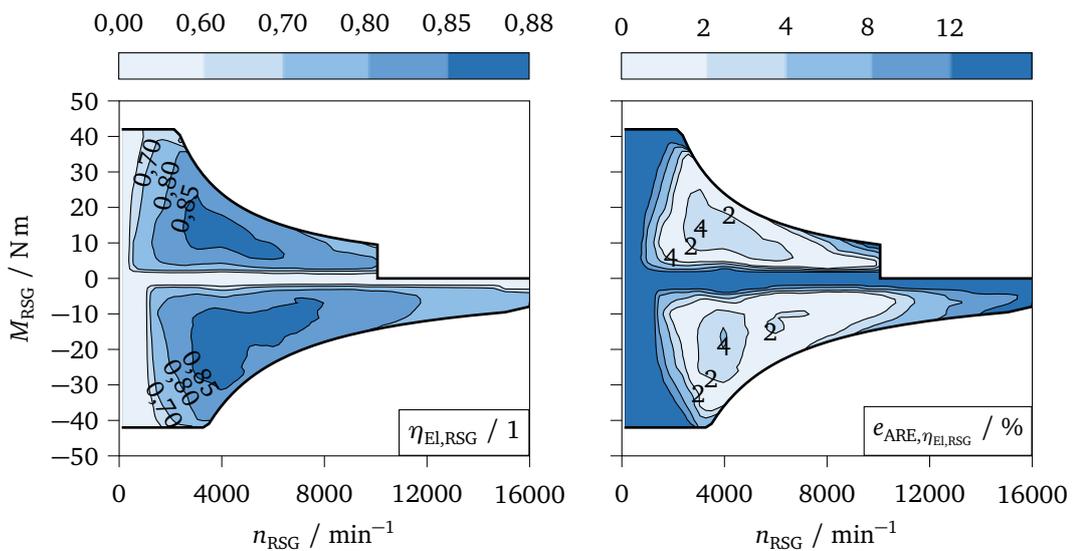


Abbildung 5.11. Parametrierung des elektrischen Wirkungsgrads nach (Gl. 5.65) (links: RSG-Modell der Co-Simulation; rechts: ARE des Prozessmodells)

In Abbildung 5.11 werden die Ergebnisse der Parametrierung mit den Werten aus Tabelle A.27 dem RSG-Modell der Co-Simulation gegenübergestellt. Trotz des vereinfachten Ansatzes kann der Wirkungsgrad über einen weiten Betriebsbereich mit einem relativen Fehler unter vier Prozent modelliert werden. In Richtung des Grunddrehzahlbereichs wird der Wirkungsgrad zunehmend überschätzt. Ein realistischer Übergang von dem motorischen in den generatorischen Bereich ist aufgrund der kontinuierlichen Formulierung mit diesem Ansatz nicht darstellbar. Hier verhält sich der modellierte Wirkungsgrad gegenläufig zum tatsächlichen Verhalten und wird bei Nulldrehmoment ideal.

5.2.10. 48V-Batterie

Die 48V-Batterie wird in Anlehnung an Abbildung 3.6 über ein vereinfachtes Ersatzschaltbild mit einem ohmschen Innenwiderstand modelliert, sodass sich die Batterieklemmenspannung

$$U_{\text{Batt}} = U_{\text{OCV}} - R_{\text{Batt}} I_{\text{Batt}} \quad (5.68)$$

ergibt. Die Vorzeichenkonvention des Batteriestromes folgt der Definition in (Gl. 3.2) und ist für die Entladerichtung positiv. Die Leistungsbetrachtung

$$P_{\text{Batt}} = U_{\text{Batt}} I_{\text{Batt}} \quad (5.69)$$

führt unter Berücksichtigung von (Gl. 5.68) auf eine quadratische Gleichung für den Batteriestrom, deren Lösung die Änderung des Ladezustands

$$\frac{dSOC}{dt} = I_{\text{Batt}} = -\frac{U_{\text{OCV}} - \sqrt{U_{\text{OCV}}^2 - 4P_{\text{Batt}}R_{\text{Batt}}}}{2R_{\text{Batt}}C_N} \quad (5.70)$$

beschreibt. Die Leerlaufklemmenspannung kann im maßgeblichen Ladezustandsbereich in guter Näherung über eine lineare Abhängigkeit vom Ladezustand

$$U_{\text{OCV}} = k_{U_{\text{OCV}},0} + k_{U_{\text{OCV}},1} SOC \quad (5.71)$$

abgebildet werden. Das Verhalten des Batterieinnenwiderstands R_{Batt} folgt einer Reihe von Zustandsabhängigkeiten (siehe Kapitel 3.6.2). Um die Komplexität des Prozessmodells gering zu halten, wird der Batterieinnenwiderstand als Konstante angenommen. Prinzipiell könnte dieser auch online als Parameter übergeben und somit zu jedem Zeitschritt aktualisiert werden. Auf diese Weise ließe sich das stark nichtlineare Verhalten im laufenden Betrieb sehr gut abbilden, solange die tatsächliche Änderung des Batterieinnenwiderstands über dem Prädiktionshorizont gering ist. Die Batterieleistung resultiert aus einer Bilanzierung des elektrischen 48V-Systems

$$P_{\text{Batt}} = P_{\text{eV,El}} + P_{\text{RSG,El}} + P_{\text{DCDC}} \quad (5.72)$$

und folgt der gleichen Vorzeichenkonvention. Die elektrischen Leistungen des eV und RSG sind über den jeweiligen Betriebszustand nach (Gl. 5.47) bzw. (Gl. 5.64) definiert. Die elektrische Leistung des Gleichspannungswandlers P_{DCDC} wird konstant angenommen und analog zum Batterieinnenwiderstand als gleitender Mittelwert online aktualisiert, um den energetischen Einfluss in der Ladezustandsberechnung abzubilden. Die Parameter des Prozessmodells der 48V-Batterie sind in Tabelle A.28 zusammengefasst.

5.2.11. Fahrzeuglängsdynamik

Die Fahrzeuglängsdynamik folgt aus der Leistungsbilanz am Rad

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} m_{\text{Fzg}} v_{\text{Fzg}}^2 + \frac{1}{2} J_{\text{Red,Rad}} \omega_{\text{Rad}}^2 \right) = P_A - P_W, \quad (5.73)$$

die das Gleichgewicht zwischen der Ableitung der kinetischen Energien und der Differenz von Antriebs- und Fahrwiderstandsleistung beschreibt. Die kinetische Energie umfasst den lateralen Anteil des Gesamtfahrzeugs und den rotatorischen Anteil der rotierenden Massen im Antriebsstrang, die sich im reduzierten Massenträgheitsmoment

$$J_{\text{Red,Rad}} = J_{\text{Rad}} + J_{\text{AW}} + J_{\text{Diff}} + i_{\text{Diff}}^2 J_{\text{Get,Aus}} + i_{\text{Ges}}(\gamma)^2 J_{\text{Get,Ein}} \quad (5.74)$$

mit dem gangabhängigen Übersetzungsverhältnis des Getriebes $i_\gamma \geq 1$, dem Gesamtübersetzungsverhältnis $i_{\text{Ges}}(\gamma) = i_\gamma i_{\text{Diff}} \geq 1$ sowie den Trägheiten der Getriebeeingangsseite $J_{\text{Get,Ein}}$ einschließlich des VM und ZMS, der Getriebeausgangsseite $J_{\text{Get,Aus}}$, des Differentials J_{Diff} , der Antriebswelle J_{AW} und der Räder J_{Rad} wiederfinden [219], [278]. Die verhältnismäßig geringen gangabhängigen Trägheitsänderungen innerhalb des Getriebes werden vernachlässigt. Die Fahrwiderstandsleistung

$$P_W = (F_{\text{Roll}} + F_{\text{Steig}} + F_L) v_{\text{Fzg}} \quad (5.75)$$

ergibt sich aus

$$\text{dem Rollwiderstand} \quad F_{\text{Roll}} = k_{\text{Roll}} \cos(\alpha) m_{\text{Fzg}} g, \quad (5.76)$$

$$\text{dem Steigungswiderstand} \quad F_{\text{Steig}} = \sin(\alpha) m_{\text{Fzg}} g, \quad (5.77)$$

$$\text{sowie dem Luftwiderstand} \quad F_L = \frac{1}{2} \rho_{\text{L,U}} C_W A_{\text{Fzg}} v_{\text{Fzg}}^2. \quad (5.78)$$

[219], [278] Das Antriebsmoment an der Kurbelwelle

$$M_{\text{KW}} = M_{\text{VM}} + i_{\text{RSG}} M_{\text{RSG}} + M_{\text{B}} \quad (5.79)$$

setzt sich zusammen aus dem verbrennungsmotorischen Drehmoment, dem elektrischen Drehmoment des RSG mit der Riemenübersetzung $i_{\text{RSG}} \geq 1$ und dem mechanischen Bremsmoment $M_{\text{B}} \leq 0$. In Verbindung mit dem vereinfachend als konstant angenommenen Getriebewirkungsgrad η_{Get} ergibt sich die Radantriebsleistung

$$P_A = \eta_{\text{Get}} M_{\text{KW}} \omega_{\text{VM}}. \quad (5.80)$$

Die kinematische Beziehung zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und den Winkelgeschwindigkeiten

$$v_{\text{Fzg}} = r_{\text{Rad}} \omega_{\text{Rad}} = r_{\text{Rad}} \frac{\omega_{\text{VM}}}{i_\gamma} \quad (5.81)$$

führt letztlich zur Differentialgleichung für die Winkelgeschwindigkeit des VM

$$\frac{d\omega_{\text{VM}}}{dt} = \frac{\eta_{\text{Get}} M_{\text{KW}} - r_{\text{Rad}} i_{\text{Ges}}(\gamma)^{-1} (F_{\text{Roll}}(\alpha) + F_{\text{Steig}}(\alpha) + F_L(\omega_{\text{VM}}))}{i_{\text{Ges}}(\gamma)^{-2} (J_{\text{Red,Rad}} + m_{\text{Fzg}} r_{\text{Rad}}^2)}. \quad (5.82)$$

[51], [219] Zur ergänzenden Darstellung der Modellierungsgüte der Fahrzeuglängsdynamik ist die Verbrennungsmotordrehzahl nach (Gl. 5.82) in Abbildung A.20 in Anhang A.5.3 für den dritten und vierten Gang exemplarisch visualisiert. Trotz der Verwendung eines konstanten dynamischen Reifenradius sowie der Vernachlässigung gangabhängiger Getriebeträgheiten, führt das Prozessmodell mit den Parametern in Tabelle A.29 zu einer guten Übereinstimmung mit dem Streckenmodell der Co-Simulation. Bis zum Erreichen einer Drehzahl von $n_{\text{VM}} = 3500 \text{ min}^{-1}$ liegt die mittlere Abweichung unter $e_{\text{RMSRE},n_{\text{VM}}} = 9 \text{ min}^{-1}$ im dritten bzw. $e_{\text{RMSRE},n_{\text{VM}}} = 31 \text{ min}^{-1}$ im vierten Gang. Das Prozessmodell liefert somit eine gute Schätzung der Verbrennungsmotordrehzahl, die als Eingangsparameter für viele weitere Prozessgrößen, wie beispielsweise dem Luftmassenstrom oder inneren Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors, entscheidenden Einfluss auf die gesamte Modellgenauigkeit nimmt.

5.3. Entwicklung der NMPC

5.3.1. Prozessmodell

Über die Modellgleichungen in Kapitel 5.2 kann ein nichtlineares DAE-System mit den

$$\begin{array}{l} \text{differentiellen Zuständen} \\ \mathbf{x}(t) = [\Pi_V, \Pi_{eV}, \Pi_T, \Pi_{DK}, M_{KW}, \omega_{VM}, \omega_{eV}, \\ E_{K,Eqv}, SOC, \phi_{DK}, u_{WG}, M_{eV}, M_{RSG}]^T, \end{array} \quad (5.83a)$$

$$\text{algebraischen Zuständen} \quad \mathbf{z}(t) = [\dot{m}_L, \eta_{Vol}, \eta_{s,V}, \eta_{s,eV}, T_{T,Ein}, \eta_{i,HD}, p_{mr}, P_{Batt}]^T, \quad (5.83b)$$

$$\text{Stellgrößen} \quad \mathbf{u}(t) = [\dot{\phi}_{DK}, \dot{u}_{WG}, \dot{M}_{eV}, \dot{M}_{RSG}]^T, \quad (5.83c)$$

$$\text{und Parametern} \quad \boldsymbol{\theta}(t) = [\alpha, i_\gamma, \xi, P_{Batt,Lim}, P_{DCDC}]^T \quad (5.83d)$$

hergeleitet werden. Die Zustandsgleichungen des DAE-Systems sind in (Gl. A.8) in Anhang A.5.2 zusammengefasst. Die tatsächlichen Stellgrößen im Antriebsstrang ergeben sich aus der Integration des Stellgrößenvektors (Gl. 5.83c). Die differentielle Formulierung ist auf die Implementierung in ACADO zurückzuführen und ermöglicht eine Berücksichtigung der Stellgrößenänderung über (Gl. 5.83c) sowie der Stellgrößenabweichung über die entsprechenden Zustände in (Gl. 5.83a) in der Kostenfunktion der NMPC. [3]

Aufgrund der Relation zur Zeitschrittweite wird das Verzögerungsverhalten der elektrischen Drehmomente des eV in (Gl. A.8l) und RSG in (Gl. A.8m) vernachlässigt. Ebenso wird ein verzögerungsfreies Übertragungsverhalten für Drosselklappenwinkel ϕ_{DK} (Gl. A.8j) und Wastegateansteuerung u_{WG} (Gl. A.8k) angenommen. Allerdings wird das Übertragungsverhalten in Bezug auf die effektiven Strömungsquerschnitte und demnach auf die Druckverhältnisse über die Entladungskoeffizienten in (Gl. A.8d) bzw. (Gl. A.8c) berücksichtigt.

Die ursprünglich algebraische Zustandsgleichung des Kurbelwellendrehmoments (Gl. 5.79) wird in (Gl. A.8e) des Prozessmodells über ein Verzögerungsglied erster Ordnung differentiell formuliert. In Verbindung mit einer sehr kleinen Zeitkonstante (siehe Tabelle A.11) ermöglicht dies eine Initialisierung des differentiellen Zustands mit dem aktuellen Messwert ohne die Dynamik wesentlich zu verändern. Des Weiteren kann das mechanische Bremsmoment durch eine Begrenzung der Drehmomentreferenz auf die maximal mögliche elektrische Bremsleistung vernachlässigt werden, ohne die Funktionswerte der Kostenfunktion übermäßig ansteigen zu lassen. Das mechanische Bremsmoment folgt dementsprechend regelbasiert aus der Differenz zwischen tatsächlich angefordertem und elektrischem Bremsmoment.

Die zeitabhängigen Parameter (Gl. 5.83d) können in jedem Zeitschritt online an das OCP übergeben werden. Die konstanten Parameter sind in Anhang A.5.3 zusammengefasst.

5.3.2. Validierung des Prozessmodells

Zur Validierung des Prozessmodells wird das Streckenmodell der Co-Simulation herangezogen. In [51] sind bereits weite Teile der Prozessmodellierung und -validierung veröffentlicht. Auch wenn sich mit Blick auf die Teillastmodellierung Erweiterungen ergeben haben, haben die zentralen Erkenntnisse hinsichtlich der untersuchten Vollastbeschleunigungen weiterhin Bestand. Im Wesentlichen zeigen die Untersuchungen auf, dass das nichtlineare Prozessmodell eine gute Übereinstimmung mit dem Streckenmodell aufweist und die relevanten Prozesse im Luft- und Drehmomentpfad abbilden kann. [51]

In Ergänzung zu [51] wird in Abbildung 5.12 auf eine Validierung im sehr dynamischen Hochlastbereich des RDEC (a) eingegangen. Das DAE-System des Prozessmodells wird mit den Stellgrößen des Streckenmodells beaufschlagt und numerisch integriert. Da das Drehzahlverhalten während der Schaltvorgänge im Prozessmodell nicht realistisch abgebildet wird und Quereinflüsse zu weiteren Prozessgrößen bestehen, wird die Drehzahl aus dem Streckenmodell ideal mitgeführt. Dies ist aufgrund des kurzen Prädiktionshorizonts im Zehntelsekundenbereich und der genauen Drehzahlmodellierung bei fixiertem Gang (siehe Abbildung A.20) durchaus zulässig. Die Bewertung konzentriert sich auf die drehmoment- und energierelevanten

ten Prozessgrößen in Form des Kurbelwellen-Antriebsmomentes M_{KW} (c), des Ladedrucks $p_{VM, Ein}$ (d), des Kraftstoffmassenstroms \dot{m}_K (e) sowie der elektrischen Leistung P_{El} (f). Als Gütekriterien werden die zeitlichen Verläufe sowie der RMSE herangezogen. [3]

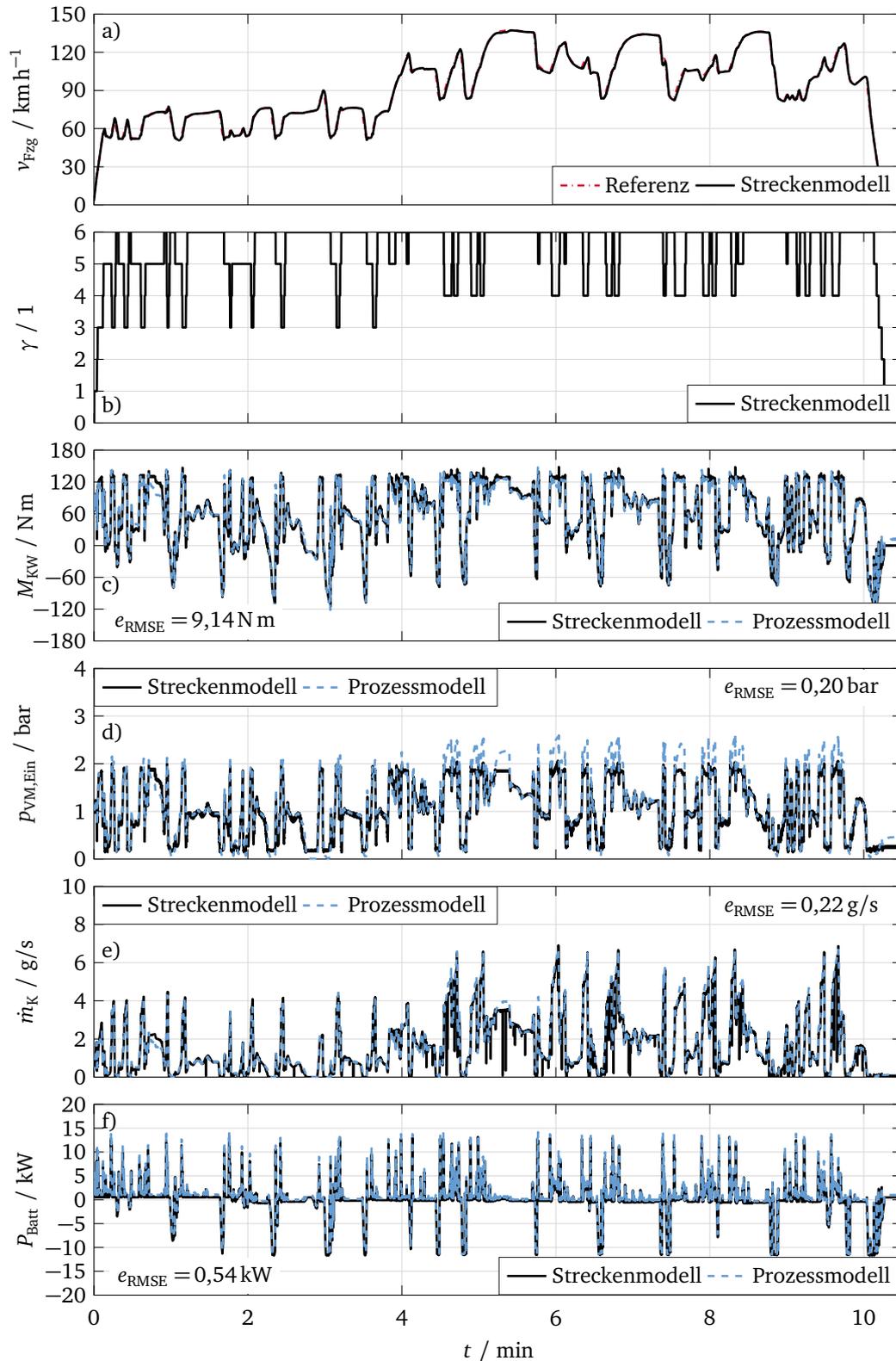


Abbildung 5.12. Validierung des Prozessmodells der NMPC im RDEC nach [3]

Insgesamt zeigt das Prozessmodell eine gute Übereinstimmung mit dem Streckenmodell. Die zeitlichen Verläufe und der RMSE von Antriebsmoment, Kraftstoffmassenstrom und elektrischer Leistung deuten auf eine gute Modellierungsgüte hin. Dahingegen zeigt der Ladedruck erhöhte Abweichungen bei weit geschlossener Drosselklappe sowie deutliche Abweichungen bei hoher Motorlast und hohen Drehzahlen (d). Ersteres ist auf den Entladungskoeffizienten der Drosselklappe zurückzuführen, aber unkritisch, da das Antriebsmoment in diesen Bereichen ohnehin von der Reibung und den Bremsmomenten dominiert wird und gut übereinstimmt (c). Letzteres liegt an der vereinfachten Abbildung der stark nichtlinearen Strömungsprozesse im Luftpfad. Die gewählten Strömungsquerschnitte führen bei hohen Massenströmen und der entsprechenden WG-Ansteuerung zu überhöhten Druckverhältnissen an Turbine und Verdichter des ATL. Sie stellen jedoch einen Kompromiss zwischen zu niedrigen Druckverhältnissen bei geringen und überhöhten Druckverhältnissen bei hohen Massenströmen dar. Zudem werden die Druckverhältnisse an Turbine und Verdichter gleichermaßen überschätzt, sodass das Antriebsmoment, in dem die Ladungswechselperluste berücksichtigt werden, dennoch gut übereinstimmt (c). Abhilfe könnten weitere Zustandsabhängigkeiten oder adaptive Verfahren zur Korrektur der Strömungsquerschnitte schaffen. Darauf wird allerdings zugunsten der Modellkomplexität verzichtet, zumal die differentiellen Zustände in jedem Zeitschritt mit den aktuellen Werten initialisiert werden und der Regler zudem in der Lage ist, etwaige Modellabweichungen über die Wahl der Stellgrößen zu kompensieren. [3]

5.3.3. Optimierungsproblem

Ziel der NMPC ist die dynamische Regelung des Kurbelwellendrehmoments unter Einsatz der Freiheitsgrade des 48V-Mild-Hybrid-Antriebs und Berücksichtigung der Fahranforderung, des Kraftstoffverbrauchs, des Batterieladezustands sowie der Systemgrenzen. Unter Berücksichtigung der quadratischen Kostenfunktion (Gl. 2.14) folgt das OCP

$$\min_{\mathbf{x}(\cdot), \mathbf{z}(\cdot), \mathbf{u}(\cdot), \boldsymbol{\epsilon}(\cdot)} \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_f} \|\mathbf{y}_{\text{Lag}}(t) - \mathbf{r}_{\text{Lag}}(t)\|_Q^2 + \|\mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_0(t)\|_R^2 + \|\boldsymbol{\epsilon}(t) - \boldsymbol{\epsilon}_0(t)\|_S^2 dt + \frac{1}{2} \|\mathbf{y}_{\text{Lag}}(t_f) - \mathbf{r}_{\text{May}}(t_f)\|_P^2 \quad (5.84a)$$

$$\text{u. d. N.} \quad \mathbf{0} = \mathbf{x}(t_0) - \mathbf{x}_0, \quad (5.84b)$$

$$\mathbf{0} = \dot{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{f}_{\text{DAE}}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t)), \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84c)$$

$$\mathbf{0} = \mathbf{g}_{\text{DAE}}(t, \mathbf{x}(t), \mathbf{z}(t), \mathbf{u}(t), \boldsymbol{\theta}(t)), \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84d)$$

$$\phi_{\text{DK,Min}} - \epsilon_{\phi_{\text{DK}}} \leq \phi_{\text{DK}} \leq \phi_{\text{DK,Max}} + \epsilon_{\phi_{\text{DK}}}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84e)$$

$$u_{\text{WG,Min}} - \epsilon_{u_{\text{WG}}} \leq u_{\text{WG}} \leq u_{\text{WG,Max}} + \epsilon_{u_{\text{WG}}}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84f)$$

$$M_{\text{eV,Min}} - \epsilon_{M_{\text{eV}}} \leq M_{\text{eV}} \leq M_{\text{eV,Max}} + \epsilon_{M_{\text{eV}}}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84g)$$

$$M_{\text{RSG,Min}} - \epsilon_{M_{\text{RSG}}} \leq M_{\text{RSG}} \leq M_{\text{RSG,Max}} + \epsilon_{M_{\text{RSG}}}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84h)$$

$$P_{\text{RSG,Mech,Min}} - \epsilon_{M_{\text{RSG}}} \leq P_{\text{RSG,Mech}} \leq P_{\text{RSG,Mech,Max}} + \epsilon_{M_{\text{RSG}}}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84i)$$

$$P_{\text{VM,Ein}} \leq P_{\text{VM,Ein,Max}} + \epsilon_{\Pi}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84j)$$

$$\Pi_{\text{eV}} \leq \Pi_{\text{eV,Max}} + \epsilon_{\Pi}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84k)$$

$$\omega_{\text{eV,Min}} - \epsilon_{\omega_{\text{eV}}} \leq \omega_{\text{eV}} \leq \omega_{\text{eV,Max}} + \epsilon_{\omega_{\text{eV}}}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84l)$$

$$-P_{\text{Batt,Lim}} - \epsilon_{P_{\text{Batt}}} \leq P_{\text{Batt}} \leq P_{\text{Batt,Lim}} + \epsilon_{P_{\text{Batt}}}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84m)$$

$$SOC_{\text{Min}} - \epsilon_{SOC} \leq SOC \leq SOC_{\text{Max}} + \epsilon_{SOC}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84n)$$

$$\mathbf{0} \leq \boldsymbol{\epsilon}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.84o)$$

mit dem DAE-System (Gl. A.8) und den Zustandsvektoren (Gl. 5.83), den Stellgrößen und Zustandsbeschränkungen in Tabelle A.30, den Bestandteilen der Kostenfunktion

$$\mathbf{y}_{\text{Lag}}(t) = [M_{\text{KW}}, M_{\text{RSG}}, SOC, E_{\text{K,Eqv}}, \Gamma_{u_{\text{WG}}}, \Gamma_{M_{\text{eV}}}]^T, \quad (5.85a)$$

$$\mathbf{r}_{\text{Lag}}(t) = [M_{\text{KW,Ref}}, M_{\text{RSG,Ref}}, SOC_{\text{Ref}}, 0, 0, 0]^T,$$

$$\mathbf{y}_{\text{May}}(t_f) = [M_{\text{KW}}, M_{\text{RSG}}, SOC]^T, \quad (5.85b)$$

$$\mathbf{r}_{\text{May}}(t_f) = [M_{\text{KW,Ref}}, M_{\text{RSG,Ref}}, SOC_{\text{Ref}}]^T,$$

$$\mathbf{u}(t) = [\dot{\phi}_{\text{DK}}, \dot{u}_{\text{WG}}, \dot{M}_{\text{eV}}, \dot{M}_{\text{RSG}}]^T, \quad (5.85c)$$

$$\mathbf{u}_0(t) = [0, 0, 0, 0]^T,$$

$$\boldsymbol{\epsilon}(t) = [\epsilon_{\phi_{\text{DK}}}, \epsilon_{u_{\text{WG}}}, \epsilon_{M_{\text{eV}}}, \epsilon_{M_{\text{RSG}}}, \epsilon_{\Pi}, \epsilon_{\omega_{\text{eV}}}, \epsilon_{P_{\text{Batt}}}, \epsilon_{SOC}]^T, \quad (5.85d)$$

$$\boldsymbol{\epsilon}_0(t) = [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0]^T,$$

sowie den Gewichtungsmatrizen

$$\mathbf{Q} = \text{diag}(Q_{M_{\text{KW}}}, Q_{M_{\text{RSG}}}, Q_{SOC}, Q_{E_{\text{K,Eqv}}}, Q_{\Gamma_{u_{\text{WG}}}}, Q_{\Gamma_{M_{\text{eV}}}}), \quad (5.86a)$$

$$\mathbf{P} = \text{diag}(P_{M_{\text{KW}}}, P_{M_{\text{RSG}}}, P_{SOC}), \quad (5.86b)$$

$$\mathbf{R} = \text{diag}(R_{\dot{\phi}_{\text{DK}}}, R_{\dot{u}_{\text{WG}}}, R_{\dot{M}_{\text{eV}}}, R_{\dot{M}_{\text{RSG}}}), \quad (5.86c)$$

$$\mathbf{S} = \text{diag}(S_{\epsilon_{\phi_{\text{DK}}}}, S_{\epsilon_{u_{\text{WG}}}}, S_{\epsilon_{M_{\text{eV}}}}, S_{\epsilon_{M_{\text{RSG}}}}, S_{\epsilon_{\Pi}}, S_{\epsilon_{\omega_{\text{eV}}}}, S_{\epsilon_{P_{\text{Batt}}}}, S_{\epsilon_{SOC}}). \quad (5.86d)$$

Zur verbrauchsoptimalen Regelung des Kurbelwellendrehmoments M_{KW} wird im Integralterm der Energieaufwand für das verbrennungsmotorische Drehmoment in Form des Kraftstoff-äquivalentes $E_{\text{K,Eqv}}$ berücksichtigt. Für einen ladungserhaltenden Betrieb wird der Batterieladezustand im Integral- und Endkostenterm herangezogen. Auf diese Weise soll der Ladezustand in einem sinnvollen Betriebsbereich gehalten und ein uneingeschränkter Betrieb der 48V-Funktionen sowie eine maximale Rekuperationsfähigkeit ermöglicht werden. Die Berücksichtigung von Kurbelwellen- und RSG-Drehmoment im Endkostenterm schafft zusätzliche Freiheitsgrade bei der Gewichtung und kann insbesondere bei kürzeren Prädiktionshorizonten die Stabilität erhöhen [279], [280]. Strafterme können in der Kostenfunktion eingesetzt werden, um das Verhalten der NMPC gezielt zu beeinflussen. Der Strafterm

$$\Gamma_{u_{\text{WG}}} = f_{\text{Sig}}(\phi_{\text{DK}}, u_{\text{WG}}) = \left(1 - \frac{u_{\text{WG}}}{u_{\text{WG,Max}}}\right) \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + e^{-2,5 \cdot (\phi_{\text{DK}} - 25^\circ)}}\right) \quad (5.87)$$

ist primär erforderlich, um in Schubphasen eine Verzögerung über den Abgasgedruck bei geschlossenem WG zu vermeiden und hilft gleichermaßen den Einsatz des ATL in der tiefen Teillast bei stark geschlossener Drosselklappe zu vermeiden. Über den Vorfaktor in der Exponentialfunktion wird ein sehr steiles Anstiegsverhalten realisiert. [3]

Bei dem Betrieb der NMPC mit einer konstanten Referenz für den Batterieladezustand sollte über die Gewichtung ausreichend Toleranz zur Rekuperation und zum Einsatz der elektrischen Aufladung und Drehmomentunterstützung im Hinblick auf einen verbrauchsoptimalen Betrieb eingeräumt werden. Allerdings kann dies bei hohen Ladezuständen dazu führen, dass der eV in der Teillast zur Senkung des Ladezustands eingesetzt wird. Um diesen ineffizienten Betrieb zu verhindern wird analog zu (Gl. 5.87) der Strafterm

$$\Gamma_{M_{\text{eV}}} = f_{\text{Sig}}(\phi_{\text{DK}}, M_{\text{eV}}) = \frac{M_{\text{eV}}}{M_{\text{eV,Max}}} \cdot \left(1 - \frac{1}{1 + e^{-2,5 \cdot (\phi_{\text{DK}} - 22^\circ)}}\right) \quad (5.88)$$

eingesetzt. Die leichte Verschiebung der Sigmoidfunktion gegenüber (Gl. 5.87) ermöglicht ein schnelleres Ansprechen über den eV. [3]

Die Stellgrößen- und Zustandsbeschränkungen (Gl. 5.84e – 5.84n) sind auf die Systemgrenzen der betreffenden Komponenten (siehe Tabelle A.3 und Tabelle A.5) zurückzuführen. Im Feldschwähebereich wird der RSG näherungsweise über die mechanische Leistung (Gl. 5.84i) begrenzt. Zudem wird der Ladedruck entsprechend der Vollast des VM nach (Gl. 5.84j) limitiert. Die Lade- und Entladeleistungsgrenzen der 48V-Batterie werden im BMS berechnet und online als Parameter übergeben. Da diese in dem vorgesehenen Ladezustandsbereich (Gl. 5.84n) annähernd gleich sind, wird über (Gl. 5.83d) vereinfachend nur der Minimalwert übergeben und in (Gl. 5.84m) berücksichtigt. Prinzipiell könnten die Leistungsgrenzen über einen weiteren Parameter aber auch separat an das OCP übergeben werden. [3]

Harte Randbedingungen können dazu führen, dass das OCP nicht lösbar ist [281]. Die Relaxationsvariablen ϵ ermöglichen hingegen eine weiche Formulierung der Zustands- und Stellgrößenbeschränkungen. Sie stellen zusätzliche Freiheitsgrade im OCP dar, die beim Überschreiten der harten Grenze die Randbedingung dennoch erfüllen können, wengleich derartige Lösungen über eine sehr hohe Gewichtung S bestraft und somit gemieden werden. Durch die gewählte Formulierung der unteren und oberen Beschränkungen kann der Parameterraum für die Relaxationsvariablen auf den nicht negativen Bereich gemäß (Gl. 5.85d) beschränkt werden. [282] Anwendungsbeispiele finden sich unter anderem in [174], [190]. Die Regelungsziele des Integral- und Endkostenterms werden über die Gewichtungsmatrizen Q und P abgestimmt. Die differentielle Formulierung der Stellgrößen ermöglicht eine Berücksichtigung der Stellgrößenänderung über die Gewichtungsmatrix R in der Kostenfunktion und dient dazu, die Stellgrößendynamik zu begrenzen. [3]

5.3.4. Referenz- und Parametertrajektorien

Die NMPC bedarf nur einer kurzen Vorausschau des Antriebsmomentes. Im Rahmen dieser Arbeit werden die drei in Tabelle 5.2 dargestellten Ansätze untersucht. Während bei der Methode „Konst“ keine Zusatzinformationen zum Einsatz kommen, erfolgt bei „Blend“ eine lineare Überblendung zur idealen Fahranforderung. Dennoch geht in beiden Ansätzen die Fahranforderung des Fahrers ein. Im Gegensatz dazu wird im dritten Ansatz „Ideal“ ausschließlich die ideale Fahranforderung verwendet, sodass die Längsdynamik geführt wird und der Fahrer keinen Einfluss nimmt. [3]

Tabelle 5.2. Ansätze zur Prädiktion des Kurbelwellendrehmoments der NMPC nach [3]

Methode	Beschreibung
Konst	Aktuelles Fahrerwunschmoment über dem Prädiktionshorizont
Blend	Lineare Überblendung vom Fahrerwunschmoment zur idealen Fahranforderung
Ideal	Ideale Fahranforderung anhand des Fahrzyklus

Der Batterieladezustand wird im mittleren Bereich auf einen konstanten Wert referenziert

$$SOC_{\text{Ref}}(t) = 60\%, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.89)$$

referenziert. Die Referenz des RSG-Drehmoments

$$M_{\text{RSG,Ref}}(t) = 0 \text{ Nm}, \quad \forall t \in [t_0, t_f], \quad (5.90)$$

wird in Verbindung mit einer moderaten Gewichtung zur Minimierung des Stellgrößenaufwands zu Null gesetzt. Die Referenzen für das Kraftstoffäquivalent, die Strafterme sowie die Stellgrößenänderungen und Relaxationsvariablen werden ebenfalls immer zu Null gesetzt. Die Parametertrajektorien werden zu jedem Zeitschritt aktualisiert und konstant über dem Prädiktionshorizont angenommen. Der Steigungswinkel folgt aus den Fahrzyklusinformationen. Die Gangübersetzung folgt dem aktuellen Gang und wird während Schaltvorgängen aus der Verbrennungsmotordrehzahl sowie der über die vier Räder gemittelten Raddrehzahl

unter Verwendung der Differentialübersetzung (siehe Tabelle A.29) online berechnet, um Schaltvorgänge besser abbilden zu können. So berechnet sich die Gangübersetzung nach

$$i_{\gamma}(t) = \begin{cases} i_{\gamma_{\text{Ist}}}, & \gamma_{\text{Soll}} = \gamma_{\text{Ist}} \\ \max\{i_{\gamma_{\text{Soll}}}, \min\{i_{\gamma_{\text{Ist}}}, \hat{i}_{\gamma_{\text{Ist}}}\}\}, & \gamma_{\text{Soll}} > \gamma_{\text{Ist}} \\ \min\{i_{\gamma_{\text{Soll}}}, \max\{i_{\gamma_{\text{Ist}}}, \hat{i}_{\gamma_{\text{Ist}}}\}\}, & \gamma_{\text{Soll}} < \gamma_{\text{Ist}} \end{cases}, \quad (5.91)$$

unter Berücksichtigung der Limitierungen für das Hoch- bzw. Herunterschalten. Der Einsatz des eV kann über den Kraftstoffäquivalenzfaktor beeinflusst werden. Um einen Betrieb während Schubphasen auszuschließen, ist die Fallunterscheidung

$$\xi(t) = \begin{cases} \xi, & M_{\text{KW,Ref}}(t) \geq 0 \\ 10^5, & M_{\text{KW,Ref}}(t) < 0 \end{cases} \quad (5.92)$$

erforderlich. Wie zuvor erwähnt, gilt für die Leistungsgrenzen der Batterie

$$P_{\text{Batt,Lim}} = \min\{|P_{\text{Batt,Min}}|, |P_{\text{Batt,Max}}|\}. \quad (5.93)$$

Die Leistung des DC/DC-Wandlers folgt einer Glättung des aktuellen Messwertes. [3]

5.3.5. Implementierung und Parametrierung in ACADO

Die ACADO-Implementierung des OCP (Gl. 5.84) mit dem zugehörigen impliziten DAE-System (Gl. A.8) orientiert sich an den Arbeiten [137], [138], [141], [142], [149] und setzt das in Kapitel 2.3.3 beschriebene numerische Lösungsverfahren um. Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt auf der Entwicklung des Regelungskonzeptes sowie der Analyse des Potentials in einem 48V-Mild-Hybrid-Antrieb, sodass die Einstellungen im Rahmen der Analyse weitgehend beibehalten werden. Da sie die Rechenzeit und das Konvergenzverhalten der NMPC maßgeblich beeinflussen, besteht hier im Hinblick auf eine echtzeitfähige Implementierung neben weiteren Maßnahmen zur Verringerung der Modellkomplexität möglicherweise noch Optimierungsbedarf, der nicht Gegenstand dieser Arbeit ist. Jedoch werden in Kapitel 5.6 einige Maßnahmen zur Reduktion der Komplexität und Rechenzeit diskutiert. Die wesentlichen Einstellparameter sind in Tabelle 5.3 dargestellt und nachfolgend erläutert. Für weitere Informationen wird auf die ACADO-Dokumentation [145] verwiesen. [3]

Tabelle 5.3. NMPC-Parameter in ACADO mit den finalen Einstellungen nach [3]

Parameter	Beschreibung	Einstellung
Zeitschrittweite	Schrittweite T_s zur Diskretisierung des OCP	40 ms
Prädiktionshorizont	Schrittzahl N_p	18
Diskretisierung	Multiple-Shooting-Verfahren	
Integrator	Implizites Runge-Kutta-Verfahren	2. Ordnung
Integratorschrittweite	Anzahl der Integrationsschritte	72
Hesse-Approximation	Generalisiertes Gauss-Newton-Verfahren	
Levenberg-Marquardt	Regularisierungsfaktor	10^{-6}
QP-Solver	qpOASES	
QP-Lösung	Kondensationstechniken zur Reduktion der Optimierungsvariablen	„Full Condensing“
SQP-Iterationen	Maximale Anzahl	30
Hot-Start	Reinitialisierung der Optimierungsprobleme	Ja

Zeitschrittweite und **Prädiktionshorizont** sind fundamentale Parameter einer NMPC und befinden sich in einem Spannungsfeld. Während die Zeitschrittweite ausreichend klein sein muss, um auf Störgrößen reagieren zu können, sollte der Prädiktionshorizont im Hinblick auf die Stabilität des geschlossenen Regelkreises ausreichend groß gewählt werden [280], [283], [284]. Zudem nimmt Letzterer auch entscheidenden Einfluss auf die Optimalität, da die Lastanforderung ausreichend weit überblickt werden muss, um eine optimale Ansteuerung vorherzusagen. Sofern eine ideale Prädiktion möglich ist, gilt im Allgemeinen, dass die Lösungen von gleitenden Optimierungsproblemen mit zunehmendem Prädiktionshorizont näher am globalen Optimum liegen [188]. Allerdings nehmen Dimension und Rechenzeit des NLP mit steigendem Prädiktionshorizont zu, sodass dieser bei einer gegebenen Zeitschrittweite hinsichtlich der Echtzeitfähigkeit begrenzt ist. Zudem ist die Prädiktion in der Realität fehlerbehaftet, sodass eine Begrenzung des Horizontes auch unter Gesichtspunkten der Prädiktionsqualität sinnvoll sein kann [188]. Darüber hinaus ist laut [188] im Hinblick auf eine verbrauchoptimale Regelung auch die Batteriekapazität entscheidend, da sie das Optimierungspotential begrenzt. Auf die Wahl von Zeitschrittweite und Prädiktionshorizont wird in Kapitel 5.4 dezidiert eingegangen.

Aufgrund der in Kapitel 2.3.3 erörterten Vorteile und dem vielversprechenden Einsatz in einer Reihe von NMPC-Anwendungen [140]–[142], [148] wird das **Multiple-Shooting** Verfahren zur Diskretisierung eingesetzt.

Zur Lösung impliziter DAE-Systeme bietet ACADO implizite **Runge-Kutta-Integratoren** bis zur achten Ordnung an. Generell steigt der Rechenaufwand mit der Ordnung des Integrationsverfahrens, allerdings ist zum Erreichen der gleichen Genauigkeit bei höherer Ordnung auch eine größere Integratorschrittweite möglich. Mit Blick auf die Rechenzeit wird ein impliziter Runge-Kutta-Integrator zweiter Ordnung gewählt. [138], [285]

Die **Integratorschrittweite** ergibt sich über die Anzahl an Integrationsschritten über dem Prädiktionshorizont. In Tabelle A.32 in Anhang A.5.6 ist der implizite Runge-Kutta-Integrator zweiter Ordnung einem sechster Ordnung für verschiedene Schrittweiten anhand der Abweichung des Antriebsmomentes in einem dynamischen Fahrszenario gegenübergestellt. Deutlich wird, dass bis zu einer Schrittweite von 12,5 ms die Abweichungen im Hundertstelbereich liegen. Dementsprechend wird eine Integratorschrittweite von 10 ms gewählt.

Aufgrund der quadratischen Kostenfunktion kann die **Approximation der Hesse-Matrix** über das generalisierte Gauss-Newton-Verfahren erfolgen (siehe Kapitel 2.3.3). [137], [138]

Das **Levenberg-Marquardt-Verfahren** ist ein modifiziertes Gauss-Newton-Verfahren und nimmt über eine Trust-Region-Strategie Einfluss auf die numerische Stabilität und das Konvergenzverhalten [131], [286], [287]. Im Gegensatz zum Gauss-Newton-Verfahren wird eine Reduktion des Funktionswertes in jeder Iteration erzwungen [288]. Der nicht negative Regularisierungsfaktor (englisch: damping factor) beeinflusst die Kondition der Hesse-Matrix und wird in der Regel sehr klein gewählt [289], [290]. Im Rahmen der Arbeit wird ein Faktor von 10^{-6} verwendet.

Zur **Lösung der QP** im Rahmen der SQP wird qpOASES in Verbindung mit einem Kondensationsverfahren eingesetzt. Auch wenn die Kondensation zusätzliche Rechenoperationen mit sich bringt, kann sich die Lösung kondensierter QP insbesondere bei einer geringen Anzahl an Prädiktionsschritten positiv auf die Rechenzeit auswirken. [149]

Eine Begrenzung der maximalen Anzahl an **SQP-Iterationen** führt unter Umständen zu einem vorzeitigen Beenden der SQP, obwohl die Lösung nicht konvergiert ist. Auf diese Weise kann die maximale Rechenzeit begrenzt werden, sodass vor dem Hintergrund der Untersuchungen in Kapitel 5.4 eine Begrenzung auf 30 SQP-Iterationen zum gewünschten Ergebnis führt.

Der **Hot-Start** ermöglicht eine Reinitialisierung des Optimierungsproblems mit den Ergebnissen aus der vorherigen Optimierung. In Verbindung mit dem Multiple-Shooting Verfahren werden neben den Stellgrößen auch die Zustandsgrößen wiederverwendet. Auf diese Weise kann die Rechenzeit signifikant verringert werden, sodass diese Methode im Hinblick auf eine echtzeitfähige Implementierung angewendet wird. [291], [292]

5.4. Analyse des modellprädiktiven Antriebsmanagements

ACADO bietet die Möglichkeit, den exportierten C-Code der NMPC in Verbindung mit einem exportierten Integrator zur Simulation der Regelstrecke in der MATLAB-Umgebung zu testen. Prozess- und Streckenmodell stimmen somit überein. Die erforderlichen Referenz- und Parametertrajektorien sowie die Anfangswerte zur Initialisierung entspringen einer Fahrzyklus-simulation mit der Co-Simulationsumgebung und dem regelbasierten Antriebsmanagement. Auch wenn der Regler in diesem Fall ein ideales Abbild der Regelstrecke hat, können Reglerverhalten und -eigenschaften vorab näher untersucht werden. Zudem ist es möglich, die Sensitivität von Einstellparametern, insbesondere der Gewichte, zu analysieren. Daher konzentriert sich der erste Teil der Analyse auf Untersuchungen in der MATLAB-Umgebung, während sich der zweite Teil mit den Gesamtfahrzeugsimulationen in der Co-Simulationsumgebung befasst, wengleich die Ergebnisse teilweise auf einem iterativen Prozess von Voruntersuchungen in der MATLAB-Umgebung und einer Überprüfung in der Co-Simulation beruhen.

5.4.1. Zeitschrittweite und Prädiktionshorizont

Stellzeit und Zeitschrittweite der NMPC sind im Rahmen dieser Arbeit identisch. In einigen Anwendungen ist das aufgrund von Echtzeitanforderungen nicht immer der Fall (siehe Kapitel 5.6). Ausschlaggebend für die Zeitschrittweite der NMPC ist eine im Hinblick auf die Störgrößen hinreichend hohe Frequenz zur Aktualisierung der Stellgrößen. Die recherchierten Stellzeiten der modellprädiktiven Luftpfadregelungen in Tabelle A.7 in Anhang A.5.1 deuten daraufhin, dass diese im Bereich von 10-50 ms liegt. Versuche in der Co-Simulation ergeben, dass eine Zeitschrittweite von 40 ms ausreichend ist, um den Prozess auch unter hohem Störgrößeneinfluss stabil zu regeln.

Die Prädiktionshorizonte variieren in der Literatur in einem Bereich von 0,1-2 s (siehe Tabelle A.8) und hängen neben der Stabilität mit der Systemkomplexität und Echtzeitanforderungen zusammen. Festzustellen ist, dass die nichtlinearen modellprädiktiven Luftpfadregelungen mit einer strukturell vergleichbaren Komplexität [141], [142], [192], [194] bis zu 25 Prädiktionsschritte einsetzen.

Wie zuvor geschildert ist der Prädiktionshorizont bei einer gegebenen Zeitschrittweite durch die Rechenzeit begrenzt. An dieser Stelle wird wie in anderen Untersuchungen [262], [293] die CPU-Rechenzeit (englisch: Central Processing Unit) eines HP ZBook mit einem Intel i7-6820HQ-2,7 GHz-Prozessor und 32 GB Arbeitsspeicher als Referenz herangezogen. In Abbildung 5.13 sind die durchschnittliche und maximale Rechenzeit in Abhängigkeit des Prädiktionshorizontes und der Begrenzung der SQP-Iterationen dargestellt. [3]

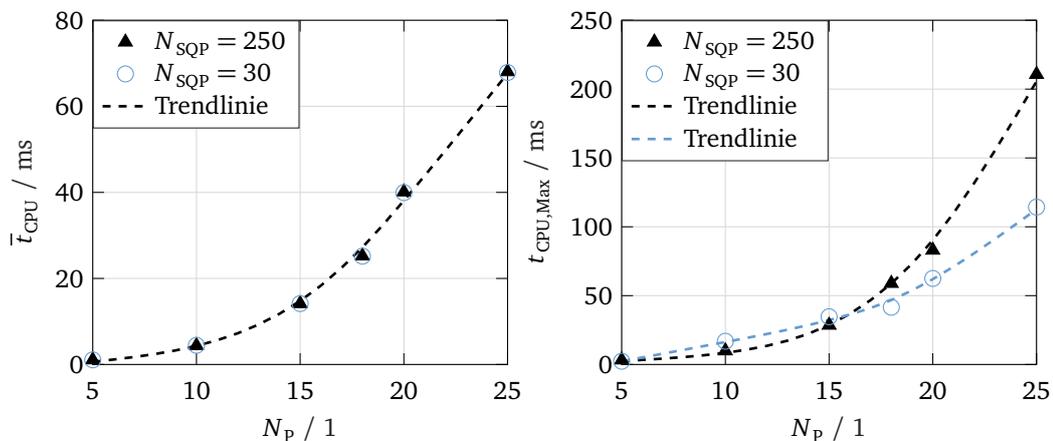


Abbildung 5.13. Durchschnittliche und maximale CPU-Rechenzeit der NMPC in Abhängigkeit von Prädiktionshorizont und Begrenzung der SQP-Iterationen ($T_s = 40$ ms; Sonstige NMPC-Parameter: Tabelle 5.3) nach [3]

Mit der Zunahme des Prädiktionshorizontes geht eine überproportionale Erhöhung der Rechenzeit einher. Zudem hat die Begrenzung der SQP-Iterationen auf die mittlere Rechenzeit keinen nennenswerten Einfluss. Allerdings macht sie sich in der maximalen Rechenzeit mit einem zunehmenden Prädiktionshorizont deutlich bemerkbar. Im Rahmen der Arbeit wird in Anbetracht der Zeitschrittweite und maximalen Rechenzeit der maximal mögliche Horizont von $N_p = 18$ bei einer Begrenzung von 30 SQP-Iterationen ausgeschöpft. Das entspricht bei der Zeitschrittweite von $T_s = 40$ ms einem zeitlichen Horizont von 720 ms. [3]

Auch wenn das prinzipielle Vorgehen im Hinblick auf eine echtzeitfähige Auslegung geeignet ist, liefern die Ergebnisse lediglich eine Aussage über die Machbarkeit mit der eingesetzten Hardware. Für eine echtzeitfähige Implementierung in einer realen Fahrzeuganwendung sind weitere Untersuchungen mit der Zielhardware und möglicherweise zusätzliche Maßnahmen zur Verbesserung der Rechenzeit, die in Kapitel 5.6 diskutiert werden, erforderlich.

5.4.2. Gewichtung der Kostenfunktion

Die Ermittlung der Gewichtungsfaktoren erfolgt empirisch und unter Betrachtung der Referenz- und Stellgrößenverläufe. Die Gewichte der Relaxationsvariablen S in Tabelle A.31 sind so ausgelegt, dass sie die Kostenfunktion bei einer Verletzung der jeweiligen Randbedingung signifikant erhöhen und zu einer Vermeidung derartiger Lösungen führen.

Primäre Aufgabe der NMPC ist die zuverlässige Regelung des Antriebsmomentes unter Einsatz der Antriebsfreiheitsgrade. In einem iterativen Prozess werden ausgehend von der Gewichtung des Antriebsmomentes und einer geringen Gewichtung der sonstigen Referenzen die Gewichte der Stellgrößenänderungen R so ausgelegt, dass keine übermäßigen Oszillationen, bei denen außerdem auch zunehmende Verletzungen der Stellgrößenbeschränkungen zu beobachten sind, auftreten. Die Gewichte in Tabelle A.31 zeigen sowohl in der MATLAB-basierten ACADO-Umgebung, als auch in der Co-Simulation einen sanften Stellgrößenverlauf und eine zuverlässige Einhaltung der Stellgrößenbeschränkungen. Die Gewichte des RSG-Drehmomentes zur Minderung des Stellgrößenaufwands in der Q und P Matrix werden relativ niedrig gewählt. Die Gewichte zur Bestrafung der Ansteuerung von WG und eV in der Teillast sind so gewählt, dass der Regler die Kosten im Übergangsbereich zwar merklich erhöht, aber keine übermäßige Ansteuerung hervorruft, sodass sich der gewünschte Betrieb mit einem sanften Stellgrößenverlauf einstellt.

Darauf aufbauend werden die Gewichte der wesentlichen Regelungsziele, also des Antriebsmomentes, des Batterieladezustands und des Kraftstoffenergieäquivalentes variiert, um drei geeignete Parametersätze zu identifizieren, die den Fokus im Zielkonflikt zwischen Ansprechverhalten und Kraftstoffverbrauch unter Einhaltung der elektrischen Energiebilanz unterschiedlich ausrichten. In Abbildung 5.14 ist eine Variation der entsprechenden Gewichte im RDEC-Autobahn dargestellt. Dieser Land-Autobahn-Abschnitt des Fahrzyklus wird gewählt, weil dort der Zielkonflikt aufgrund der längerfristig hohen Fahranforderungen besonders ausgeprägt ist. Zur Reduktion des Optimierungsaufwands werden die Gewichte von Q und P für das Kurbelwellendrehmoment und den Batterieladezustand gleichgesetzt.

Im linken Graphen ist auf der Abszisse das Ansprechverhalten anhand der Abweichung vom Referenzdrehmoment $e_{RMSE, M_{KW}}$ und auf der Ordinate der Kraftstoffverbrauch anhand des volumetrischen Streckenverbrauchs B_K jeweils in Relation zum Minimum der Datenmenge aufgetragen, sodass mindestens ein Punkt auf der Abszisse und der Ordinate liegt. Dementsprechend ergibt sich in Nord-Ost-Richtung des Graphen eine Verbesserung des Zielkonflikts. Der rechte Graph stellt zu jedem Punkt das Minimum und Maximum des Batterieladezustands über dem Fahrzyklus dar. Eine Reihe von Gewichtskombinationen führt zur übermäßigen Belastung des elektrischen Systems und zum Erreichen der unteren Ladezustandsgrenze von 50%. Auch wenn diese zuverlässig eingehalten wird, sollte der Regler im regulären Betrieb den Grenzbereich idealerweise nicht ausschöpfen, sodass diese Kombinationen ausgeschlossen werden. Unter den verbleibenden Kombinationen im zulässigen Ladezustandsbereich werden drei ausgewählt, die den Fokus jeweils auf das Ansprechverhalten, den Kraftstoffverbrauch und einen Kompromiss legen. Die drei Gewichtskombinationen sind in Tabelle 5.4

zusammengefasst und werden als Varianten in den folgenden Untersuchungen betrachtet, während die Gewichte in Tabelle A.31 beibehalten werden. [3]

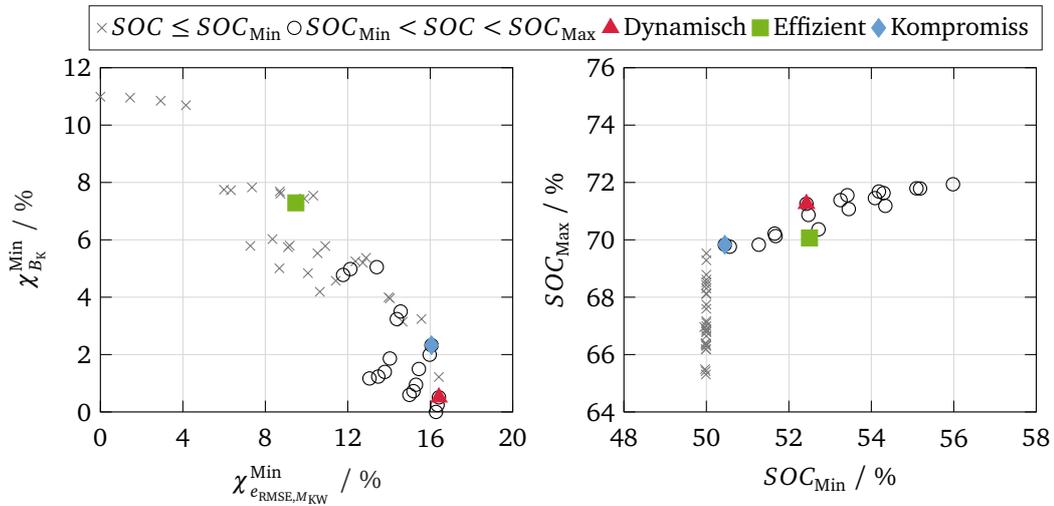


Abbildung 5.14. Variation der NMPC-Gewichte $Q_{M_{KW}}=P_{M_{KW}}$, $Q_{SOC}=P_{SOC}$, $Q_{E_{K,Eqv}}$ in der MATLAB-basierten ACADO-Umgebung im RDEC-Autobahn (NMPC-Parameter: Tabelle 5.3; Sonstige Gewichte: Tabelle A.31)

Tabelle 5.4. Gewichtungsvarianten der NMPC (Gl. 5.86) nach [3]

Variante	Label	$Q_{M_{KW}} / P_{M_{KW}}$	Q_{SOC} / P_{SOC}	$Q_{E_{K,Eqv}}$
Dynamisch	Dyn	1 / 1	5 / 5	0,001
Effizient	Eff	0,2 / 0,2	12 / 12	0,02
Kompromiss	Kom	1 / 1	8 / 8	0,01

5.4.3. Verhalten der NMPC in exemplarischen Fahrsituationen

Die Analyse der NMPC hinsichtlich der Regelungseigenschaften und -güte erfolgt anhand von exemplarischen Fahrsituationen. In Abbildung 5.15 ist ein Zeitverlauf mit sehr dynamischen Fahranforderungen im RDEC für die NMPC mit der überblendenden Prädiktionsmethode und der Kompromiss-Gewichtung (Blend-Kom) dargestellt. Zur konzentrierten Darstellung sind in (d) die integrierten Stellgrößen auf ihren jeweiligen Wertebereich normiert. [3]

Zunächst wird deutlich, dass die NMPC die gewünschte Fahranforderung über den gesamten Zeitverlauf, selbst bei hohem Störgrößeneinfluss durch Lastwechsel und Schaltvorgänge, mit einer guten Genauigkeit regeln kann. Sowohl bei Verzögerungen, als auch unter- und oberhalb der Saugvollast wird das Antriebsmoment zuverlässig geregelt. Des Weiteren ist in (b) ersichtlich, dass das Drehmoment des VM deutlich sanfter verläuft und hohe Lasten zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs abgesenkt werden, sofern der Batterieladezustand es zulässt. Bei niedrigen Ladezuständen im Bereich von $t = 2000\text{ s}$ wird die Spitzenlast fast ausschließlich über die Abgasturboaufladung des VM gestellt. Zudem wird die Batterie bei geringeren Fahranforderungen, wie beispielsweise im Bereich von $t = 1960\text{ s} - 1970\text{ s}$ über einen generatorischen Betrieb geladen. Der eV wird, wie im Verlauf der Drehzahl (a) und des Druckverhältnisses (c) ersichtlich, vergleichsweise wenig eingesetzt und unterstützt den transienten Ladedruckaufbau bei hochdynamischen Fahranforderungen. Auch hier ist ein verminderter Einsatz bei geringen Ladezuständen bei $t = 1996\text{ s}$ zu beobachten. Darüber hinaus fällt auf, dass die Drosselklappe den möglichen Stellbereich bis $\tilde{\phi}_{DK} = 1$ nicht vollumfänglich ausschöpft (d), sondern nur soweit öffnet bis das Druckverhältnis nahezu Eins erreicht hat (c).

Zudem werden die Betriebsgrenzen von Ladedruck, Batterieladezustand sowie den Stellgrößen zuverlässig eingehalten. Da der RSG bei den dargestellten Drehzahlen ausschließlich im Feldschwächebereich betrieben wird und das Drehmoment auf das Maximum bzw. Minimum von $|42 \text{ N m}|$ normiert ist, liegt der Verlauf deutlich unterhalb von Eins. [3]

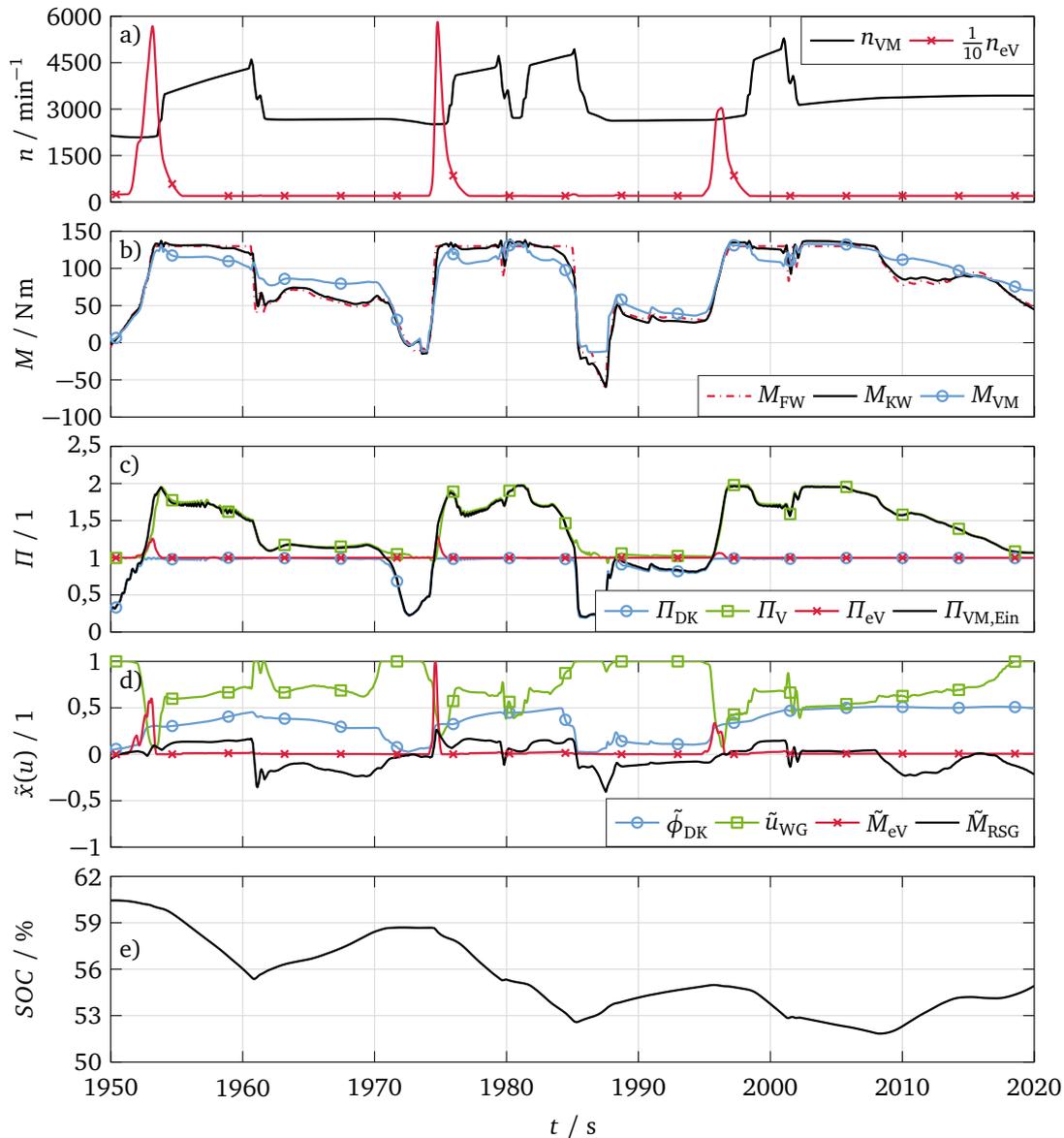


Abbildung 5.15. NMPC in dynamischen Fahrsituationen (RDEC, Blend-Kom) nach [3]

Sowohl eV als auch RSG werden je nach Fahrsituation und Batterieladezustand durchaus unterschiedlich eingesetzt. In Abbildung 5.16 sind drei Beschleunigungsvorgänge (1, 2, 3) dargestellt, bei denen der initiale Batterieladezustand aber auch die Fahranforderung und Motordrehzahl variieren. Bei höheren Ladezuständen und niedrigen Verbrennungsmotordrehzahlen (1, 2) wird die Aufladung deutlich stärker durch den eV unterstützt, was sich im Drehzahlverlauf und Druckverhältnis des eV äußert. Dahingegen wird der eV in (3) aufgrund der erhöhten Verbrennungsmotordrehzahl und dem niedrigen Ladezustand kaum zum Einsatz gebracht. Der RSG wird in alle Situationen zur Absenkung hoher Lasten eingesetzt. Dennoch ist bei einem geringen Ladezustand (3) ein verminderter Einsatz beim Lastaufbau im Bereich von $t = 2075 \text{ s}$ zu verzeichnen. Zudem wird in allen Fällen deutlich, dass die Ansteuerungen von WG und eV gut aufeinander abgestimmt sind und für einen kontinuierlichen Ladedruck-

verlauf unter Einhalten der Zustands- und Stellgrößenbeschränkungen sorgen. In (3) zeigt sich darüber hinaus, dass die NMPC auch auf Schaltvorgänge, die generell nicht prädiziert werden, sondern immer auf der aktuellen Übersetzung beruhen, gut reagiert und selbst höhere Gradienten in der Fahr Anforderung über den Luftpfad und RSG ausregelt. Anzumerken ist, dass das Antriebsmoment M_{KW} durch den RSG in negativer Richtung begrenzt ist, sodass ein darüber hinaus gehender Fahrerwunsch, wie in (2) im Bereich von $t = 1681\text{ s} - 1684\text{ s}$, über das nicht dargestellte Moment der mechanischen Bremse erreicht wird. [3]

Insgesamt kann festgehalten werden, dass die NMPC den Anforderungen in unterschiedlichsten Fahrsituationen gerecht wird und die Antriebsfreiheitsgrade unter Berücksichtigung der Systembeschränkungen zielgerichtet einsetzen kann. [3]

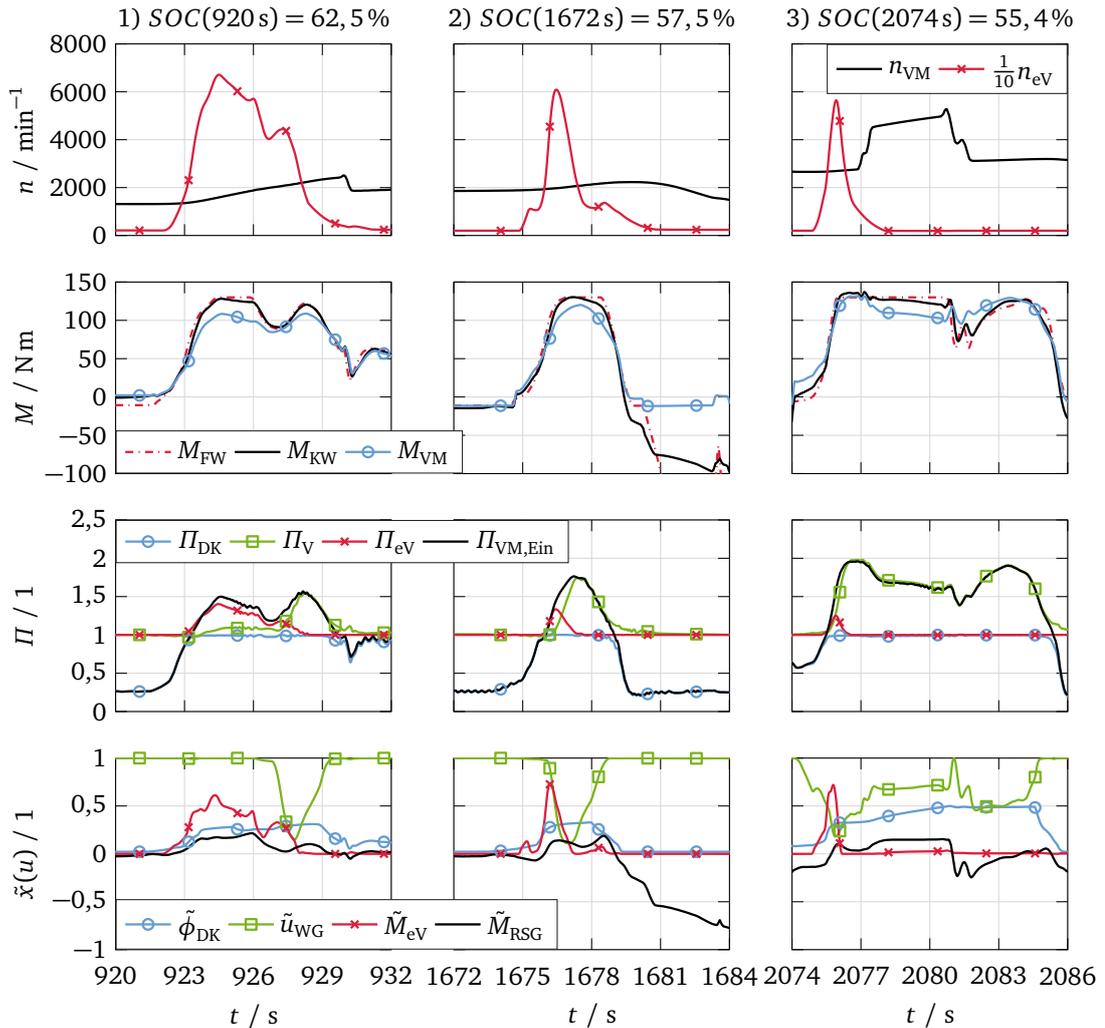


Abbildung 5.16. NMPC-Betrieb bei Beschleunigungen (RDEC, Blend-Kom) nach [3]

5.5. Vergleich der Antriebsmanagementstrategien

Zum Vergleich der modellprädiktiven Antriebsmanagementstrategien werden die in Kapitel 4.2 definierten Bewertungskriterien für das Folgeverhalten (Gl. 4.3) und den Kraftstoffverbrauch (Gl. 4.4) im Rahmen von Fahrzyklussimulationen herangezogen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.4 dargestellt. Die absoluten Werte sowie weitere Daten zu den Fahrzyklussimulationen sind in Tabelle A.33 in Anhang A.5.7 zusammengefasst. Referenz bildet die eV +RSG-Strategie des regelbasierten Antriebsmanagements. Das Folgeverhalten ist auf der

Abzisse und der Verbrauch auf der Ordinate aufgetragen. Je weiter die Punkte im Graphen oben rechts liegen, desto besser verhält sich das jeweilige modellprädiktive Antriebsmanagement in Bezug auf die regelbasierte Referenzstrategie. Die Lage der modellprädiktiven Antriebsmanagementstrategien zueinander weisen in beiden Fahrzyklen ähnliche Tendenzen, aber in Bezug auf die regelbasierte Referenz deutliche Unterschiede auf. Während das modellprädiktive Antriebsmanagement im RDEC in nahezu allen Varianten zu Verbesserungen führt, kommt es im WLTC sehr stark auf die eingesetzte Prädiktionsmethode und Gewichtung an. Die Vorteile im Kraftstoffverbrauch sind auf verschiedene Gesichtspunkte zurückzuführen und resultieren maßgeblich aus einem unterschiedlichen Betrieb des VM. [3]

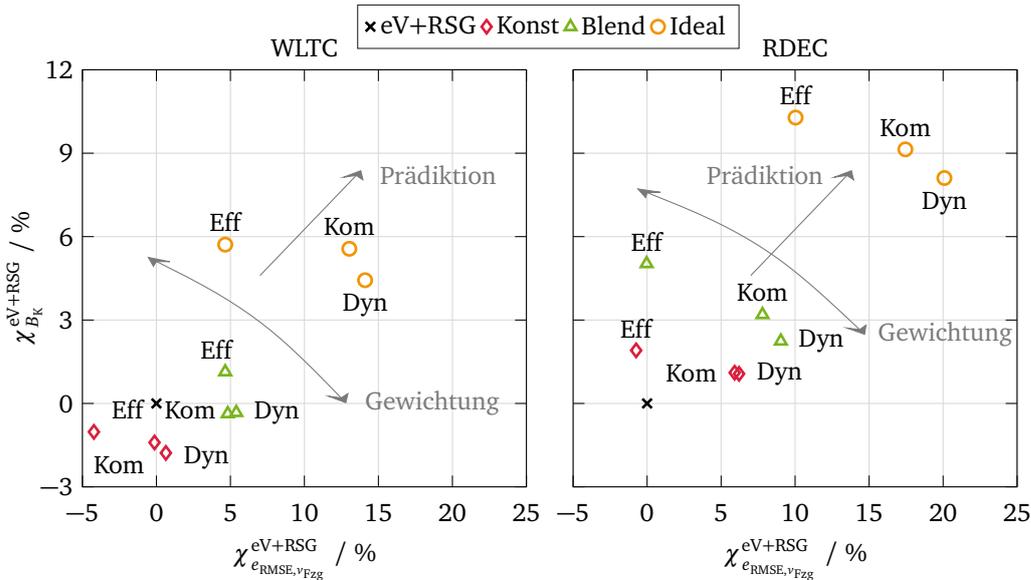


Abbildung 5.17. Vergleich des Folgeverhaltens und Streckenverbrauchs der modellprädiktiven Antriebsmanagementstrategien im WLTC und RDEC nach [3]

In Abbildung 5.18 sind die Betriebsbereiche des VM für das regelbasierte (eV+RSG) und das modellprädiktive Antriebsmanagement (Blend-Kom) im RDEC veranschaulicht. Zur besseren Sichtbarkeit wird eine logarithmische Skalierung der Häufigkeiten gewählt.

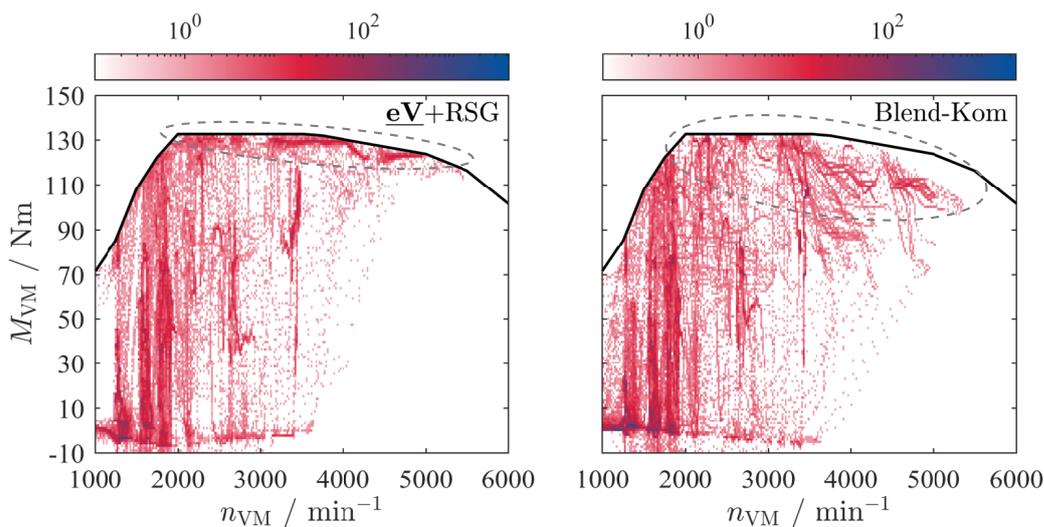


Abbildung 5.18. Histogramme der Betriebsbereiche des Verbrennungsmotors im RDEC (links: Regelbasiertes Antriebsmanagement eV+RSG; rechts: Modellprädiktives Antriebsmanagement „Blend-Kom“)

In den markierten Bereichen ist ersichtlich, dass das modellprädiktive Antriebsmanagement die hohen Fahrmanforderungen im RDEC über den RSG absenkt und somit die Betriebsbereiche des VM insgesamt zu niedrigen Lasten, verschiebt, was sich positiv auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Im WLTC sind die Lastanforderungen von der Dauer und Intensität deutlich geringer (siehe Abbildung A.21 in Anhang A.5.7), sodass dieser Mechanismus seltener zum Tragen kommt und einen Grund für die geringeren Einsparpotentiale darstellt.

Weitere Gründe liegen im Betrieb der Aufladung des VM, der sich unmittelbar auf die Effizienz auswirkt. In Abbildung 5.19 ist die Ansteuerung des WG über der Motorlast und in Abbildung 5.20 der Betrieb des eV über dem Batterieladezustand visualisiert. Hinsichtlich des ATL zeigt sich, dass die NMPC das WG erst bei etwas höheren Lasten zum Einsatz bringt, wodurch die Häufigkeitsverteilung oberhalb von $M_{VM} = 60 \text{ Nm}$ sichtbar schmäler verläuft. Zudem ist das WG im Vergleich zur regelbasierten Strategie in der Teillast erkennbar stärker geöffnet, was sich positiv auf die Ladungswechselverluste und den Verbrauch auswirkt. [3]

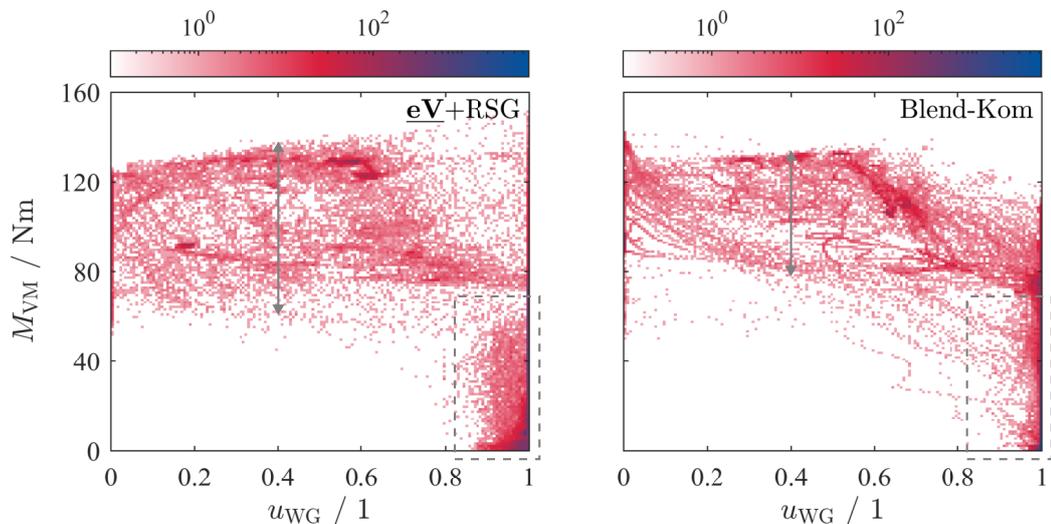


Abbildung 5.19. Histogramme der Ansteuerung des Abgasturboladers im RDEC (links: Regelbasiertes Antriebsmanagement \underline{eV} +RSG; rechts: Modellprädiktives Antriebsmanagement „Blend-Kom“) nach [3]

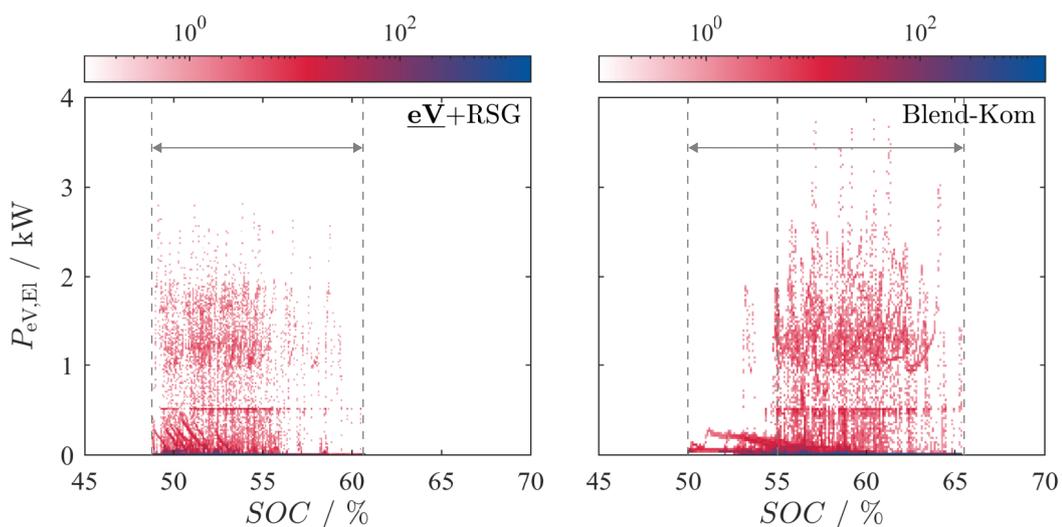


Abbildung 5.20. Histogramme der Betriebsbereiche des elektrischen Verdichters im RDEC (links: Regelbasiertes Antriebsmanagement \underline{eV} +RSG; rechts: Modellprädiktives Antriebsmanagement „Blend-Kom“) nach [3]

Im Gegenzug kommt der eV vermehrt und intensiver zum Einsatz, wie der Vergleich in Abbildung 5.20 belegt. Ebenso ist bei dem modellprädiktiven Antriebsmanagement eine deutliche Abhängigkeit vom Batterieladezustand zu beobachten. Bei Batterieladezuständen von $SOC \leq 55\%$ wird der eV nur noch geringfügig und unterhalb der Ladezustandsbeschränkung von $SOC_{\text{Min}} = 50\%$ überhaupt nicht mehr eingesetzt. Hier kommt die Berücksichtigung des Ladezustands in der Kostenfunktion zum Tragen. Das Weiteren lässt die Darstellung erahnen, dass die NMPC den Ladezustandsbereich deutlich umfassender ausnutzt, was sich in einer gesonderten Auswertung der Häufigkeitsverteilungen des Batterieladezustands bestätigt. [3]

Auch wenn im WLTC prinzipiell die gleichen Mechanismen zu beobachten sind (vgl. Abbildungen A.21 – A.23 in Anhang A.5.7) können diese die fehlenden Fahrverlaufsinformationen der Variante „Konst“ offensichtlich nicht kompensieren. Da die Optimierung der Gewichte auf dem Hochlastbereich des RDEC unter Betrachtung der Ladezustandsgrenzen beruht, sind diese für den weniger dynamischen WLTC mit einer relativ ausgeglichenen Bremsenergieerückgewinnung offenbar nicht optimal gewählt. Im Gegensatz dazu können alle Varianten der Prädiktionmethode „Blend“ und „Ideal“ insgesamt gesehen Vorteile erzielen. Dennoch stellen die Bewertungskriterien eine globale Betrachtung über den gesamten Fahrzyklus dar und neben den zuvor erläuterten Mechanismen können auch andere Phänomene wie ein abweichendes Schaltverhalten, ein verändertes Verzögerungsverhalten mit Blick auf die Rekuperation und Schubabschaltung oder häufigere Lastwechsel infolge mangelnder Fahrverlaufsinformationen Einfluss nehmen. Festzuhalten ist demnach, dass ein bestimmter Grad an Fahrverlaufsinformationen erforderlich ist, um mit dem modellprädiktiven Antriebsmanagement in beiden Fahrprofilen signifikante Vorteile erzielen zu können. Darüber hinaus lassen sich aus den Ergebnissen drei zentrale Aussagen ableiten:

- Je besser die Kenntnis über den zukünftigen Fahrverlauf und je geringer der Fahrereinfluss ist, desto höher ist das Potential des modellprädiktiven Antriebsmanagements. So verschieben sich die unterschiedlich gewichteten Varianten (Dyn, Eff und Kom) in Abhängigkeit der Prädiktionmethode (Konst, Blend und Ideal) mit einer zunehmenden Kenntnis über den zukünftigen Fahrverlauf insgesamt nach oben rechts.
- Die Gewichtung nimmt entscheidenden Einfluss auf die Lösung des Zielkonfliktes und ermöglicht eine Verschiebung zwischen effizientem und dynamischem Fahrverhalten.
- Das Fahrprofil nimmt hohen Einfluss auf das Potential des modellprädiktiven Antriebsmanagements und kann sich bei Unkenntnis über den zukünftigen Fahrverlauf zum Teil negativ auf das Folgeverhalten und den Kraftstoffverbrauch auswirken.

Ungeachtet dessen, dass sich sowohl eine weitere Optimierung der regelbasierten Referenzstrategie als auch der NMPC-Parameter und -Gewichte auf die Ergebnisse auswirken können, lassen sich für das betrachtete Antriebskonzept mit dem modellprädiktiven Antriebsmanagement Verbrauchsvorteile von bis zu 10,3 % bei einer gleichzeitigen Verbesserung des Ansprechverhaltens im RDEC erzielen (siehe „Ideal-Eff“ in Abbildung 5.17). Es stellt daher eine vielversprechende Methode dar, die Fahrdynamik und den Kraftstoffverbrauch von Hybridantrieben mit elektrifizierten Aufladungskonzepten effektiv zu regeln. Da es im Gegensatz zu heuristischen Verfahren ohne anwendungs- und situationsspezifische Regelwerke auskommt, lässt sich der Ansatz auf gleichartige Antriebskonzepte übertragen und ist somit geeignet den Entwicklungs-, Anpassungs- und Kalibrierungsaufwand perspektivisch zu verringern. [3]

5.6. Maßnahmen zur Verringerung der Rechenzeit

Die Echtzeitfähigkeit des Regelungskonzeptes wird im Rahmen der Arbeit nicht umfassend untersucht. In der Literatur sind jedoch Anwendungen beschrieben [141], [142], [294], die Anhaltspunkte dafür liefern, dass ein Regelungskonzept dieser Komplexität möglicherweise unter Einsatz zusätzlicher Maßnahmen in einer realen Anwendung echtzeitfähig implementiert werden kann. Die Evaluierung der Echtzeitfähigkeit ist aber erst im Rahmen von weiteren

Untersuchungen in Verbindung mit der Zielhardware möglich. Daher werden im Folgenden mögliche Maßnahmen zur Verringerung der Rechenzeit diskutiert, die sich im Wesentlichen auf die Modellkomplexität, die Formulierung des OCP sowie die NMPC-Parameter beziehen.

5.6.1. Komplexität des Prozessmodells

Aufgrund des kurzen Prädiktionshorizontes mit relativ geringen Änderungen der VM-Winkelgeschwindigkeit ω_{VM} könnte diese auch als Parameter an das OCP übergeben werden, sodass gleichzeitig die Parameter für die Fahrbahnsteigung α und Gangübersetzung i_γ entfielen. Weiterhin könnte die eV-Winkelgeschwindigkeit ω_{eV} über die Abhängigkeit vom eV-Druckverhältnis Π_{eV} (Gl. 5.48) modelliert werden. Hierbei ist darauf zu achten, dass die Approximation gut mit der drehzahlabhängigen Bypass-Modellierung harmoniert, um einen intermittierenden Betrieb um oder nicht wirkungsvollen Betrieb unterhalb der Bypass-Schwelle zu vermeiden. Zudem muss gewährleistet sein, dass der Radikand nicht negativ wird.

Eine weitere Option betrifft die Modellierung des Turbinendruckverhältnisses Π_T , das wie in [141] über die Massenbilanz auch als implizite algebraische Zustandsgleichung in Abhängigkeit der Verdichterdruckverhältnisse formuliert werden könnte. Die Gleichung ist jedoch nicht invertierbar und könnte daher nicht, wie unten erwähnt, eliminiert werden.

Der Einfluss der isentropen Verdichtereffizienzen $\eta_{s,V}$ und $\eta_{s,eV}$ auf die Regelungsgüte wird in dieser Arbeit nicht näher untersucht. Möglicherweise kann hier zugunsten der Modellkomplexität auch eine konstante Modellierung ausreichen.

Mit diesen Maßnahmen (mit Ausnahme der algebraischen Zustandsformulierung des Turbinendruckverhältnisses) ließe sich das Prozessmodell auf 11 differentielle und 6 algebraische Zustände mit 4 Stellgrößen und 4 Online-Parametern reduzieren. Darüber hinaus kann das DAE-System durch Elimination, also Einsetzen der algebraischen Zustände, in ein gewöhnliches Differentialgleichungssystem überführt werden.

5.6.2. OCP und Parameter der NMPC

Eine Verringerung des Regelhorizonts N_C bei gleichem Prädiktionshorizont N_P kann die Rechenzeit verringern [138]. Da für die Stellgröße im Bereich $N_C \leq i < N_P$ eine Annahme zu treffen ist, beispielsweise $\mathbf{u}_{\{N_C+1, \dots, N_P-1\}} = \mathbf{u}_{N_C}$, ist dies in einem stark nichtlinearen System jedoch nur begrenzt möglich, zumal auch die Prädiktion in diesem Bereich infolge der Annahme an Aussagekraft verliert. [193], [197], [295]

Ebenso kann eine nicht äquidistante Diskretisierung des Prozessmodells unter Beibehaltung der erforderlichen Integratorschrittweite die Dimension des NLP und demzufolge die Rechenzeit verringern. Mit diesem Vorgehen zeigen Quiryne et al. in einem beispielhaften Anwendungsfall eine beachtliche Reduktion um den Faktor zehn auf. [137]

Sofern ein Konflikt zwischen Zeitschrittweite, Horizont und Rechenzeit auftritt, ist es auch denkbar den Prädiktionshorizont der NMPC mit einer größeren Zeitschrittweite bei gleicher Anzahl an Prädiktionsschritten zu vergrößern und die Rechenzeit beizubehalten. Das Update der Stellgrößen erfolgt weiterhin bei einer geringeren Stellzeit als der Zeitschrittweite der NMPC, sodass auf Störeinflüsse reagiert werden kann. Unabhängig davon kann die Integratorschrittweite hinreichend klein gewählt werden. Auch wenn die Diskrepanz zwischen Zeitschrittweite und Stellzeit das Optimierungsergebnis beeinflusst, kann der größere Prädiktionshorizont zu einer Verbesserung der Regelung führen. So ist es Albin et al. gelungen die NMPC für einen zweistufig-abgasturboaufgeladenen Ottomotor in einer realen Fahrzeuganwendung echtzeitfähig zu implementieren. In der Arbeit wird weiterhin erwähnt, dass der Lösungsalgorithmus bei starken Änderungen der Referenztrajektorien langsamer konvergiert und infolgedessen zu einem Anstieg der Rechenzeit führt. Über eine Beschränkung der maximalen Anzahl an QP-Iterationen kann dennoch eine Echtzeitfähigkeit, wenn auch mit suboptimalem Ergebnis, gewährleistet werden. [141], [142]

Darüber hinaus können unter Umständen andere Lösungsalgorithmen, wie beispielsweise in [293], [294] beschrieben, weiteres Potential in der Rechenzeit eröffnen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

6.1. Zusammenfassung

Im Zuge einer sukzessiv zunehmenden 48V-Elektrifizierung ergeben sich aufgrund der begrenzten Energie- und Leistungsfähigkeit sowie der starken Interaktion zwischen Antrieb und elektrischem System besondere Herausforderungen für das Antriebsmanagement von 48V-Mild-Hybrid-Antrieben mit einer elektrifizierten Aufladung. Der Stand der Technik verdeutlicht, dass optimierungsbasierte Ansätze Gegenstand der Forschung sind, es aber an onlinefähigen Methoden fehlt, die die Antriebsfreiheitsgrade zielgerichtet einsetzen und die aussichtsreichen Potentiale in Bezug auf die Fahrdynamik und den Verbrauch erschließen können. In diesem Kontext stellt die vorliegende Arbeit ein modellprädiktives Antriebsmanagement für einen 48V-Mild-Hybrid-Antrieb mit einer elektrischen Zusatzaufladung vor, das mit der Arbeitshypothese verbunden ist, den Zielkonflikt zwischen Ansprechverhalten und Energieverbrauch über eine optimierungsbasierte Regelung der Antriebsfreiheitsgrade unter Einsatz des elektrischen Systems verbessern zu können.

Die Analyse des regelbasierten Antriebsmanagements zeigt auf, dass eine optimale Betriebsweise von mehreren Faktoren wie der Fahranforderung, der Leistungsfähigkeit des elektrischen Systems sowie dem Batterieladezustand abhängt. Heuristische Verfahren können zu suboptimalen Lösungen führen und erfordern für eine weitere Verbesserung umfassende situations- und anwendungsspezifische Regelwerke. Als Gegenentwurf wird im Rahmen der Arbeit eine NMPC zur Regelung des elektrifizierten Luftpfads sowie des elektrischen Drehmoments des 48V-Mild-Hybrid-Antriebs entwickelt, die eine generische Herangehensweise verfolgt und prinzipiell auf gleichartige Antriebstechnologien übertragbar ist.

Die Prozessmodellierung zeigt auf, dass die relevante Prozessdynamik des Drehmoment- und Luftpfads über ein nichtlineares DAE-System mit 13 differentiellen und 8 algebraischen Zuständen sowie 4 Stellgrößen und 5 Online-Parametern hinreichend genau abgebildet werden kann. Die Modellierung der Druckverhältnisse über der Drosselklappe sowie der Turbine sind herausfordernd und bieten Potential für zusätzliche Verbesserungen.

Aufgrund der Kopplung von Drehmoment- und Luftpfadregelung sind in der Formulierung des OCP unter anderem Strafterme für die Ansteuerung des ATL und des eV erforderlich, um ein ineffizientes oder unerwünschtes Betriebsverhalten unterhalb der Saugvolllast zu vermeiden. Das dynamische Optimierungsproblem wird über ein Multiple-Shooting-Verfahren diskretisiert und mithilfe einer sequentiellen quadratischen Programmierung (SQP) auf Basis eines generalisierten Gauss-Newton-Verfahrens gelöst. Die Implementierung erfolgt über die MATLAB-basierte Softwareumgebung ACADO (englisch: Automatic Control And Dynamic Optimization). Mit einer Zeitschrittweite von 40 ms und einem Prädiktionshorizont von 720 ms kann die NMPC in Verbindung mit einem Warm-Start sowie einer Begrenzung der SQP-Iterationen auf dem PC echtzeitfähig implementiert werden.

Die NMPC ist in der Lage die Antriebsfreiheitsgrade über den gesamten Betriebsbereich auch unter hohem Störgrößeneinfluss, beispielsweise durch Schaltvorgänge oder sehr dynamische Lastwechsel, stabil zu regeln. Insgesamt wird sie den Anforderungen in unterschiedlichsten Fahrsituationen gerecht und ermöglicht einen zielgerichteten Einsatz der Antriebsfreiheitsgrade unter Einhaltung der geforderten Systembeschränkungen.

In dem vorgestellten Antriebskonzept können unter idealen Voraussetzungen Verbrauchseinsparungen von bis zu 10,3 % im Realfahrzyklus gegenüber einem regelbasierten An-

triebsmanagement nach Stand der Technik erzielt werden. Prinzipiell steigt das Potential mit zunehmender Kenntnis über den zukünftigen Fahrverlauf und sinkendem Fahrereinfluss. Die Verbrauchsvorteile sind maßgeblich auf eine zielgerichtete Absenkung hoher Motorlasten durch den RSG sowie einen effizienten Einsatz des elektrifizierten Luftpfads zurückzuführen. Die Gewichtung der NMPC ermöglicht prinzipiell eine Verschiebung zwischen effizientem und dynamischem Fahrverhalten. Die Ergebnisse verdeutlichen zudem, dass der Fahrzyklus erheblichen Einfluss auf die erreichbaren Potentiale nimmt und ein gewisses Maß an Fahrverlaufsdaten erforderlich ist, um stets signifikante Verbesserungen erzielen zu können.

Insgesamt stellt das modellprädiktive Antriebsmanagement eine vielversprechende Methode dar, Hybridantriebe mit elektrifizierten Aufladungskonzepten im Hinblick auf die Fahrdynamik und den Kraftstoffverbrauch effektiv zu regeln. Da es im Gegensatz zu heuristischen Verfahren ohne anwendungs- und situationspezifische Regelwerke auskommt, lässt sich der Ansatz auf gleichartige Antriebskonzepte übertragen und ist somit geeignet den Entwicklungs-, Anpassungs- und Kalibrierungsaufwand perspektivisch zu verringern.

6.2. Ausblick

Die Arbeit bietet diverse Anknüpfungspunkte für zukünftige Forschungsarbeiten von denen sich einige unmittelbar an das vorgestellte Antriebsmanagement anschließen. Zum einen kann eine weitergehende Optimierung der NMPC-Parameter und Gewichte sowie die simulative Untersuchung performanterer Antriebskonzepte noch ein umfassenderes Bild über die Potentiale des modellprädiktiven Antriebsmanagements verschaffen. Zum anderen kann der Einsatz anwendungsorientierter Prädiktionsmethoden den Einfluss von Unsicherheiten in der Fahrverlaufsprädiktion genauer spezifizieren.

Ebenso bleibt die Frage nach der Echtzeitfähigkeit auf einer potentiellen Zielhardware offen. In diesem Zusammenhang sind eine Reihe von diskutierten Maßnahmen zur Verbesserung der Rechenzeit, die sowohl die Modellkomplexität als auch die Entwicklung und Implementierung der NMPC betreffen, denkbar. Darauf aufbauend ist ein entscheidender Schritt die Implementierung, Untersuchung und Erprobung in einer realen Fahrzeuganwendung.

Des Weiteren kann das Regelungskonzept mit übergeordneten Energiemanagementstrategien kombiniert werden und möglicherweise weitere Potentiale erschließen, die zusätzliche Argumente für den Einsatz modellprädiktiver Antriebsmanagementstrategien liefern. Darüber hinaus kann das Regelungskonzept mit überschaubaren Modifikationen in der Prozessmodellierung auch auf andere Parallel-Hybridarchitekturen und/ oder Antriebskonzepte mit einer elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung angewendet werden. Insbesondere für Letztere erscheinen die neuen Freiheitsgrade einer optimierungsbasierten Regelung aufgrund des deutlich weiteren Betriebsbereiches des eATL aussichtsreich.

„[...] das Ausführen von Experimenten an diesem Modell.“ [205, S. 14]

bezeichnet. Vor diesem Hintergrund steht simulationsbasierte Entwicklung für einen modellbasierten Entwicklungsprozess, in dem die Entwicklung, Analyse und Eigenschaftsabsicherung maßgeblich durch Simulationen erfolgt. [205], [298]–[300]

A.2.2. Frontloading

Die simulationsbasierte Entwicklung ist ein elementarer Bestandteil im Entwicklungsprozess mechatronischer Systeme und geht einher mit der Strategie des Frontloadings und virtuellen Prototypings in der Automobilindustrie [159], [160], [300]. [301] definiert Frontloading als eine Problemlösungsstrategie mit dem Ziel das Entwicklungsergebnis zu verbessern, indem die Identifikation und Lösung von Problemen auf frühere Phasen des Entwicklungsprozesses verlagert werden. Auf diese Weise können Entwicklungszeit und -kosten signifikant reduziert werden [160], [299], [301], [302]. Nach [301] ist effektives Frontloading über eine Reihe von Ansätzen möglich, von denen insbesondere die frühzeitige Problemlösung über innovative simulationsbasierte Ansätze hervorgehoben wird. In diesem Kontext steht auch virtuelles Prototyping für die Gesamtheit aller Techniken, die zur weitgehenden, computergestützten Produktentwicklung erforderlich sind [160], [303].

Die virtuelle Entwicklungsmethodik eröffnet darüber hinaus diverse Möglichkeiten für eine umfassende und robuste Systementwicklung, die aufgrund begrenzter Ressourcen und Freiheitsgrade in prototypenbasierten Tests nicht realisierbar wären [160]. Abbildung A.2 zeigt qualitativ den positiven Einfluss simulationsbasierter Entwicklungsmethoden auf den Entwicklungsaufwand und das Systemwissen mechatronischer Systeme. Der Entwicklungsaufwand ist im Vergleich zur konventionellen Entwicklung zu Beginn erhöht, verringert sich im weiteren Verlauf aber deutlich, da der Entwicklungs- und Änderungsaufwand in der späteren Prototypenphase aufgrund des erhöhten Systemwissens erheblich reduziert werden kann [300], [304].

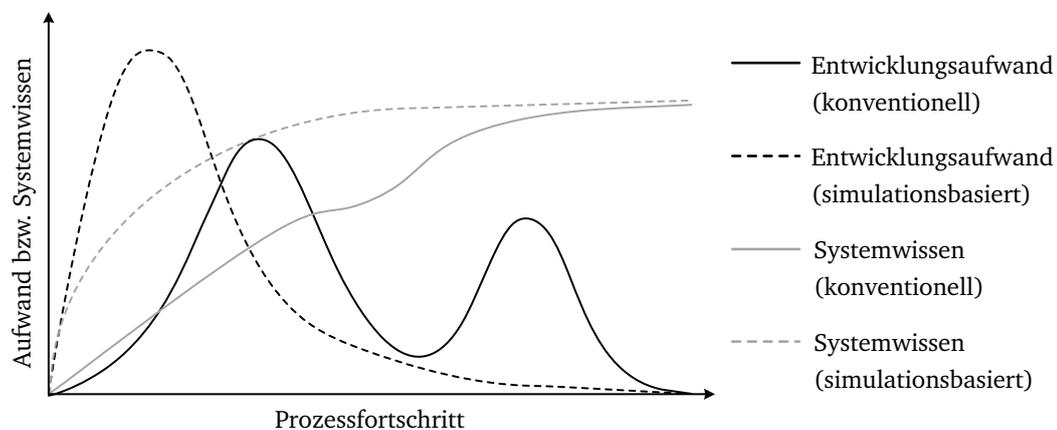


Abbildung A.2. Frontloading durch eine simulationsbasierte Entwicklung nach [300], [304]

In Anlehnung an [300] ergeben sich durch eine simulationsbasierte Entwicklung folgende Vorteile für den Entwicklungsprozess sowie das Entwicklungsergebnis:

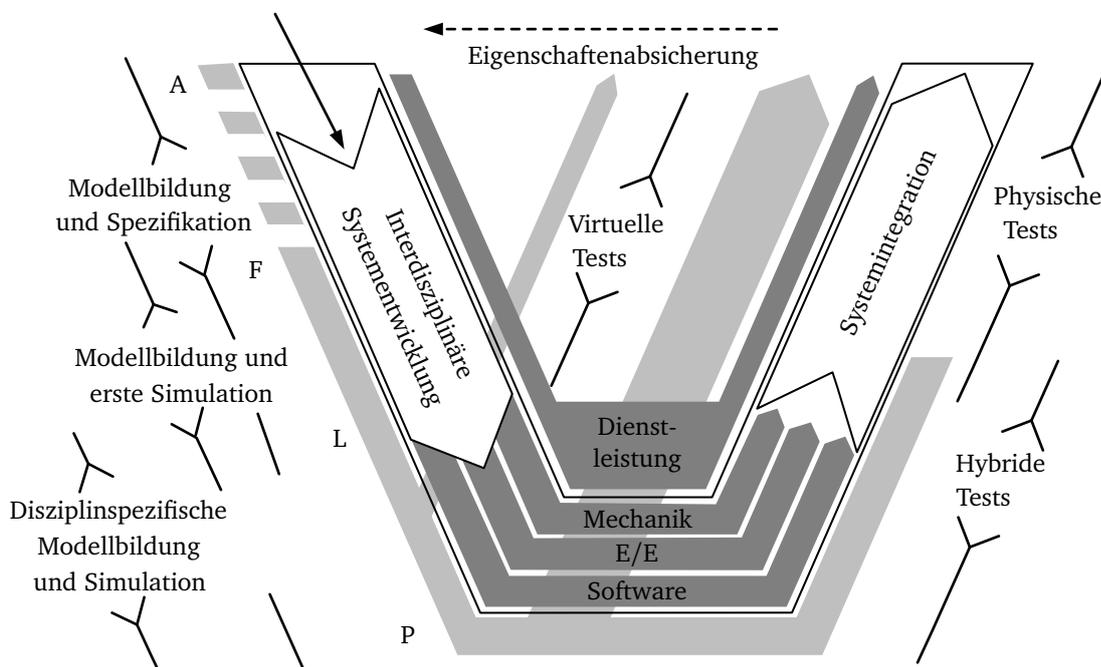
- Reduktion der Entwicklungszeit und -kosten
- Verbesserung des Entwicklungsergebnisses
- Gesteigerte Innovationsfähigkeit durch eine Erweiterung der Freiheitsgrade sowie des untersuchbaren Lösungsraums
- Beherrschung steigender Komplexität und Variantenvielfalt mechatronischer Systeme

- Erhöhung des Reifegrads in einer frühen Entwicklungsphase
- Reduktion physischer Prototypen
- Reduktion des Änderungsaufwands
- Reproduzier- und Vergleichbarkeit

A.2.3. V-Modell

Ein dominierendes Vorgehensmodell zur Beschreibung des Entwicklungsprozesses automobiler Produkte ist das V-Modell [159]. Auf Basis der VDI-Richtlinie 2206 existieren eine Reihe von V-Modellen, die den Entwicklungsprozess in diversen Ausprägungen und Detaillierungsgraden interpretieren und ergänzen. Ein Überblick zu den unterschiedlichen V-Modellen ist in [155], [300], [305] gegeben.

Explizite Erwähnung findet die simulationsbasierte Entwicklung sowie virtuelle Absicherung in dem V-Modell von [155], das in Abbildung A.3 dargestellt ist.



A: Anforderung F: Funktion P: Physikalische Systemarchitektur L: Logische Systemarchitektur

Abbildung A.3. Erweitertes V-Modell für eine modellbasierte virtuelle Produktentwicklung nach [155]

Das V-Modell lässt sich in drei Hauptteile untergliedern. Der linke Flügel beschreibt die interdisziplinäre Systementwicklung, der untere Teil die disziplinspezifische Detaillierung und der rechte Flügel die Systemintegration und Eigenschaftensicherung. Der übergeordnete Systemlebenszyklus ist an der Stelle nicht von Interesse und in Abbildung A.3 nicht dargestellt. Die Granularität der Systembeschreibung ist über die Beschreibungsartefakte „Anforderungen“, „Funktionen“, „Logische Systemarchitektur“ und „Physikalische Systemarchitektur“ entlang des linken Flügels dargestellt. Die „Modellbildung und Spezifikation“ beschränkt sich auf abstrakte, qualitative Modelle, die das System in seinen Beschreibungsartefakten bis zur logischen Systemarchitektur, beispielsweise über die Systemmodellierungssprache SysML, beschreiben können. Dahingegen konzentriert sich die „Modellbildung und erste Simulation“ bereits auf quantitative Aspekte, die in einer multidisziplinären Simulation repräsentiert werden und im Gegensatz zur Spezifikation Analysetätigkeiten ermöglichen. Diese

Simulationsmodelle basieren auf der logischen Architektur, repräsentieren daher technologieabhängige Lösungen für die Systemfunktionen und ermöglichen im Rahmen von virtuellen Tests eine Validierung des Systems in einer frühen Phase der Entwicklung. [155] Auf dieser Entwicklungsstufe ist auch die vorliegende Arbeit zu sehen, die die Möglichkeiten und das Potential eines modellprädiktiven Antriebsmanagements zur Regelung eines 48V-Mild-Hybrid-Antriebs mit elektrischer Zusatzaufladung im Rahmen von Gesamtfahrzeugsimulationen untersucht.

Das Entwicklungsprodukt ist die Software zum Betrieb des Antriebs, deren Entwicklungsprozess in Ergänzung zu Abbildung A.3 noch detaillierter dargestellt werden kann. Das V-Modell der automobilen Softwareentwicklung von [156] in Abbildung A.4 unterscheidet dabei zwischen Modellentwicklung, Codeentwicklung und Systemintegration.

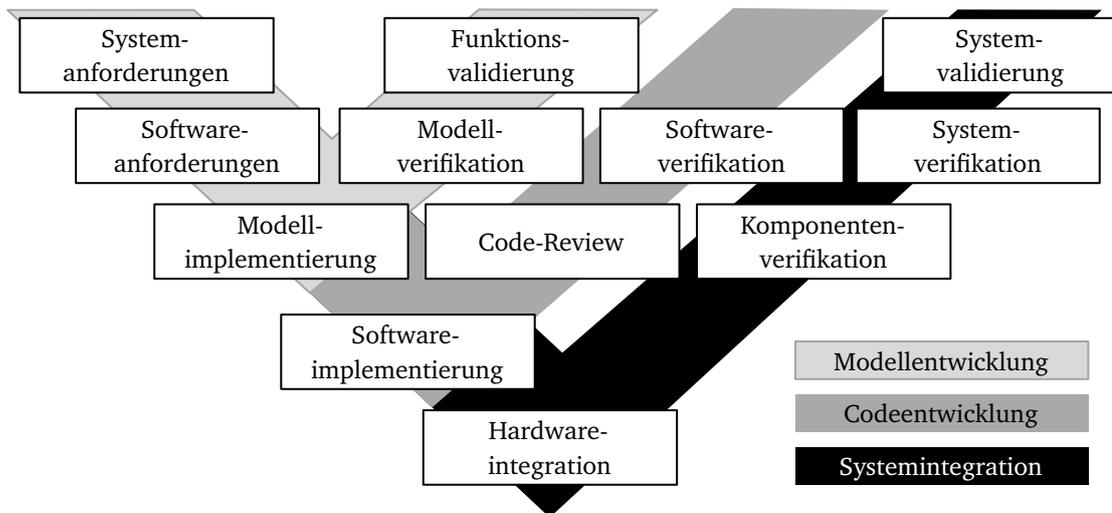


Abbildung A.4. V-Modell der automobilen Softwareentwicklung nach [156]

Die jeweiligen Flügel zur Eigenschaftsabsicherung greifen auf die den Arbeitsprodukten entsprechend möglichen Testverfahren zurück, die in der morphologischen Analyse in Anhang A.2.4 erläutert sind. Diesen Gedanken der frühen modellbasierten Verifikation und Validierung greift auch [306] in seinem V-Modell auf. Codeentwicklung und Systemintegration stellen insbesondere für nichtlineare modellprädiktive Regelungskonzepte eine besondere Herausforderung dar. Die Rechenkomplexität und damit verbundene Echtzeit- und Hardwareanforderungen hängen sehr stark von dem Regelungskonzept ab und können zu jeweils sehr spezifischen Lösungen führen. Daher konzentriert sich diese Arbeit auf eine Iteration in der Modellebene unter Einsatz einer Model-in-the-Loop (MiL)-Simulation, um den Reifegrad des Regelungskonzeptes zu erhöhen und die Voraussetzungen für die nachfolgenden Entwicklungsstufen zu schaffen.

A.2.4. Testverfahren

Abbildung A.5 zeigt eine morphologische Analyse der automobilen funktionsorientierten Testverfahren Model-in-the-Loop (MiL), Software-in-the-Loop (SiL), Processor-in-the-Loop (PiL), Hardware-in-the-Loop (HiL), Rapid Control Prototyping (RCP), Prüfstand und Fahrzeug, die in den verschiedenen Entwicklungsstufen zum Einsatz kommen und sich je nach Arbeitsprodukt und Steuerungsplattform des Testobjektes sowie der Quelle und Plattform des Testrahmens unterscheiden [156]. Insbesondere in den MiL- und HiL-Testverfahren wird die Funktionsvalidierung mithilfe physikalischer Modelle durchgeführt. Dahingegen ermöglicht RCP eine schnelle Validierung im Fahrzeug oder am Prüfstand unter Einsatz eines leistungsstarken, echtzeitfähigen Entwicklungssteuergeräts, für das teiloptimierter Code aus dem Funktionsmodell generiert wird. SiL- und PiL-Testverfahren befassen sich schließlich mit der

Absicherung des generierten Softwarecodes. Prinzipiell nehmen die Testkosten in späten Entwicklungsphasen, insbesondere durch Prüfstände und Fahrzeugaufbauten zu. [156]

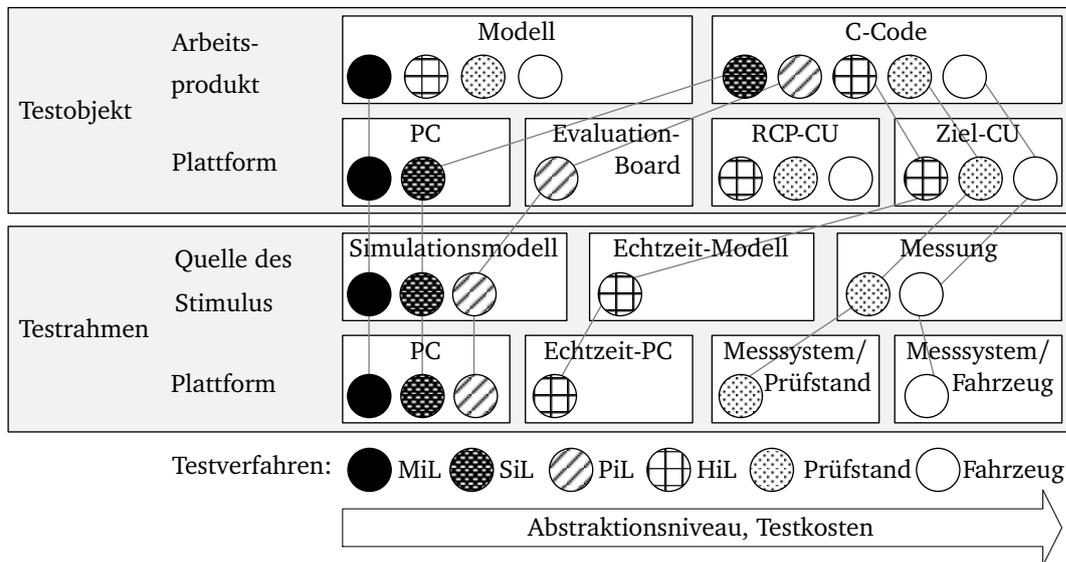


Abbildung A.5. Morphologische Analyse automobiler funktionsorientierter Testverfahren [156]

A.2.5. Metriken zur Bewertung der Modellierungsgüte

Die nachfolgenden Metriken bauen auf dem Fehler

$$e_i = \hat{x}_i - x_i, \tag{A.1}$$

der die Differenz zwischen dem Schätzwert \hat{x}_i und dem Beobachtungswert x_i aus der Beobachtungsmenge N beschreibt, auf.

Relative Error (RE) $e_{RE,i} = \frac{e_i}{x_i}$ (A.2)

Absolute Relative Error (ARE) $e_{ARE,i} = \left| \frac{e_i}{x_i} \right|$ (A.3)

Root Mean Square Error (RMSE) $e_{RMSE} = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{i=1}^N e_i^2}$ (A.4)

Root Mean Square Relative Error (RMSRE) $e_{RMSRE} = \frac{1}{N} \sqrt{\sum_{i=1}^N e_{RE,i}^2}$ (A.5)

Normalized Root Mean Square Error (NRMSE) $e_{NRMSE} = \frac{e_{RMSE}}{|\max_{i=1}^N x_i - \min_{i=1}^N x_i|}$ (A.6)

Die Bewertung linearer Zusammenhänge erfolgt anhand des Bestimmtheitsmaßes

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N e_i}{\sum_{i=1}^N x_i - \bar{x}} \tag{A.7}$$

mit dem Mittelwert \bar{x} der Beobachtungsdatenmenge.

A.3. Co-Simulation

A.3.1. Fahrzyklen

Tabelle A.1. Technische Daten der Fahrzyklen

Parameter	Einheit	WLTC	RDEC
Fahrzeugmasse	kg	1150	1300
Dauer	s	1800	2135
Distanz	km	23,3	33,8
Höchstgeschwindigkeit	km h ⁻¹	131,3	140,1
Durchschnittsgeschwindigkeit (mit Standzeiten)	km h ⁻¹	46,5	57,3
Durchschnittsgeschwindigkeit (ohne Standzeiten)	km h ⁻¹	53,8	62,3
Standanteil	%	13,4	7,6
Höhendifferenz (Ende-Anfang)	m	0	30,0
Mittlerer Leistungsbedarf des 12V-Systems	W	250	470

Worldwide Harmonized Light Duty Vehicles Test Cycle (WLTC)

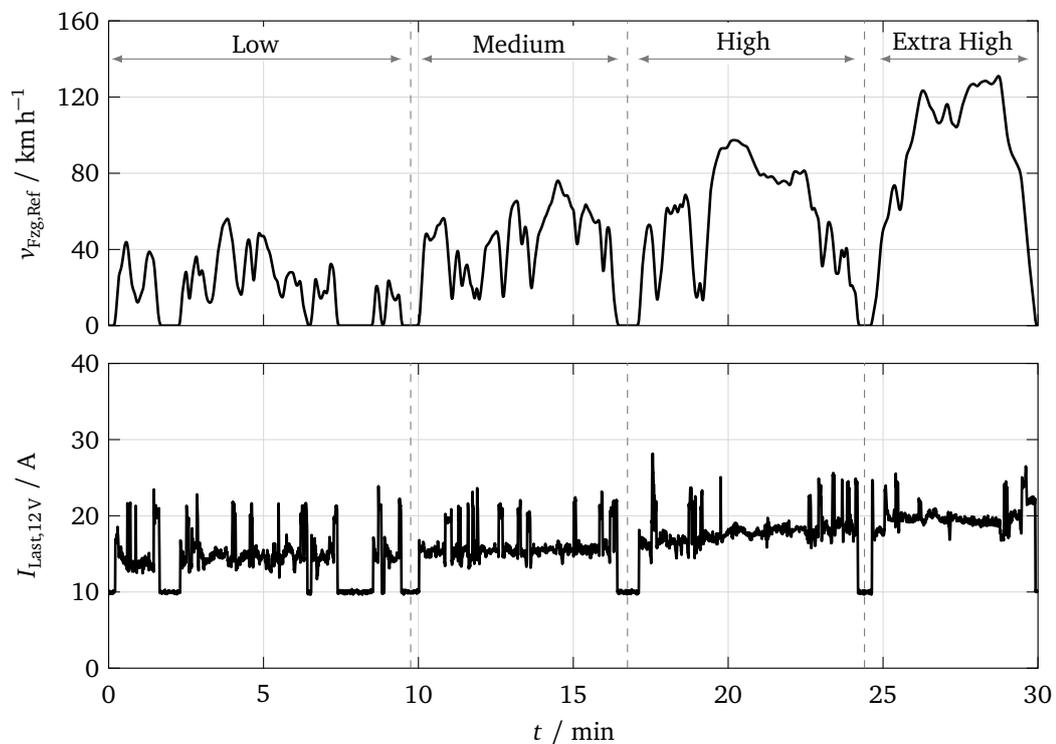


Abbildung A.6. Geschwindigkeits- und Laststromprofil des WLTC

Real Driving Emissions Cycle (RDEC)

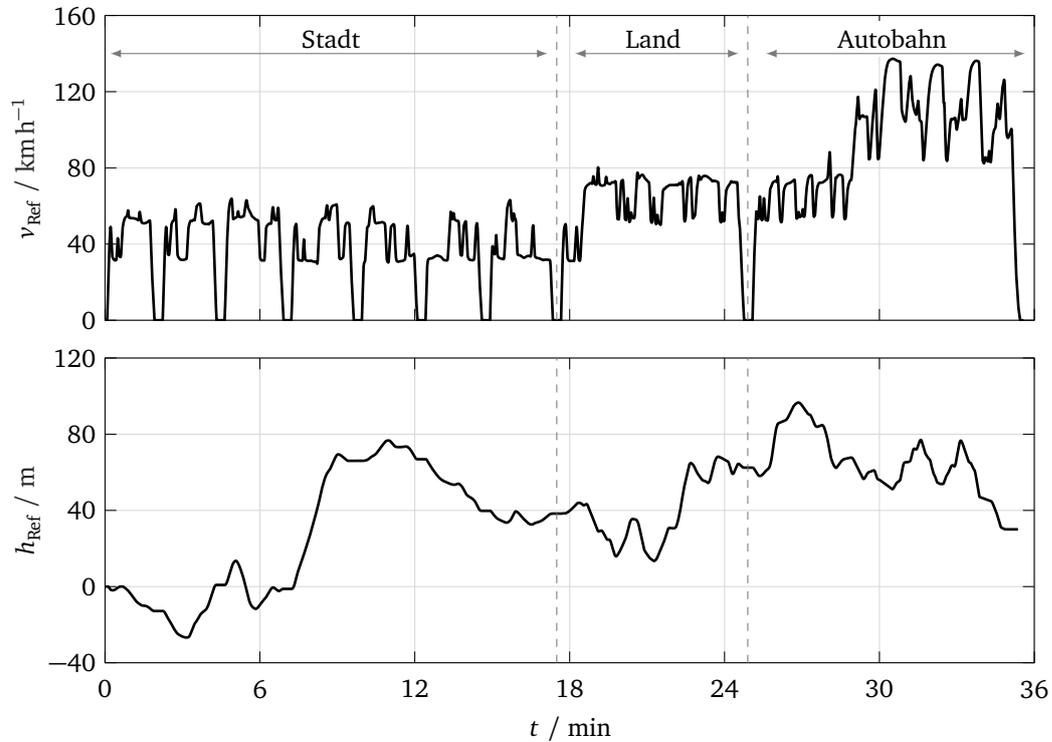


Abbildung A.7. Geschwindigkeits- und Höhenprofil des RDEC

A.3.2. Doppelkupplungsgetriebe

Tabelle A.2. Übersetzungen des Doppelkupplungsgetriebes

Komponente	Parameter	Wert
Getriebe	Übersetzung 1. Gang	3,917
	Übersetzung 2. Gang	2,429
	Übersetzung 3. Gang	1,436
	Übersetzung 4. Gang	1,021
	Übersetzung 5. Gang	0,867
	Übersetzung 6. Gang	0,702
	Übersetzung Diff. 1./2./5./6. Gang	3,894
	Übersetzung Diff. 3./4. Gang	4,352

A.3.3. Bordnetzkomponenten

Tabelle A.3. Technische Daten der Bordnetzkomponenten

Komponente	Parameter	Wert
Riemenstartergenerator	Art	Klauenpol
	Gewicht	9 kg
	Maximale elektrische Leistung	12,5 kW
	Maximales Drehmoment	42 N m
	Maximales Startdrehmoment	56 N m
Elektrischer Verdichter	Art	PMSM
	Gewicht	4 kg
	Maximales Druckverhältnis	1,45
	Maximale elektrische Leistung	6,5 kW
	Maximales Drehmoment	0,8 N m
	Maximale Drehzahl	70000 min ⁻¹
48V-Batterie	Art	LFP/Graphit
	Gewicht	8 kg
	Nennkapazität	8 A h
	Nennzellspannung	3,3 V
	Anzahl Zellen	14 in Reihe
	Spannungsbereich	24-54 V
	Maximale elektrische Entladeleistung	15 kW
	Maximale elektrische Ladeleistung	16 kW
DC/DC-Wandler	Art	Bidirektional
	Gewicht	2 kg
	Maximale elektrische Leistung	3 kW
12V-Batterie	Art	Bleisäure AGM ¹
	Gewicht	15 kg
	Nennkapazität	60 A h
	Kaltstartstrom	680 A

A.3.4. 12V-Batteriemodell

Tabelle A.4. Kapazitätsabhängige Korrelation zur Skalierung der Innenwiderstände des 12V-Batteriemodells in Anlehnung an die Ergebnisse von [230]

Parameter	$k_{C_N,0}$	$k_{C_N,1}$
Einheit	1	A h ⁻¹
Wert	1,431	-6,152 · 10 ⁻³

¹Bei AGM(englisch: Absorbent Glass Mat)-Batterien ist der Elektrolyt in Glasfasermatten gebunden. Die AGM-Technologie kann diversen Alterungsmechanismen konventioneller Bleisäurbatterien, wie z.B. Wasserverlust, Verlust aktiver Masse oder Säureschichtung, entgegenwirken, sodass sich diese Batterien durch eine hohe Zyklenfestigkeit und Lebensdauer auszeichnen. Darüber hinaus ermöglicht die Elastizität des Vlies eine kompakte und gepresste Anordnung der aktiven Platten, die mit einer hohen Oberfläche die Innenwiderstände senken und somit die Ladeakzeptanz deutlich erhöhen. [307]–[310]

A.3.5. Validierung des 48V-Batteriemodells

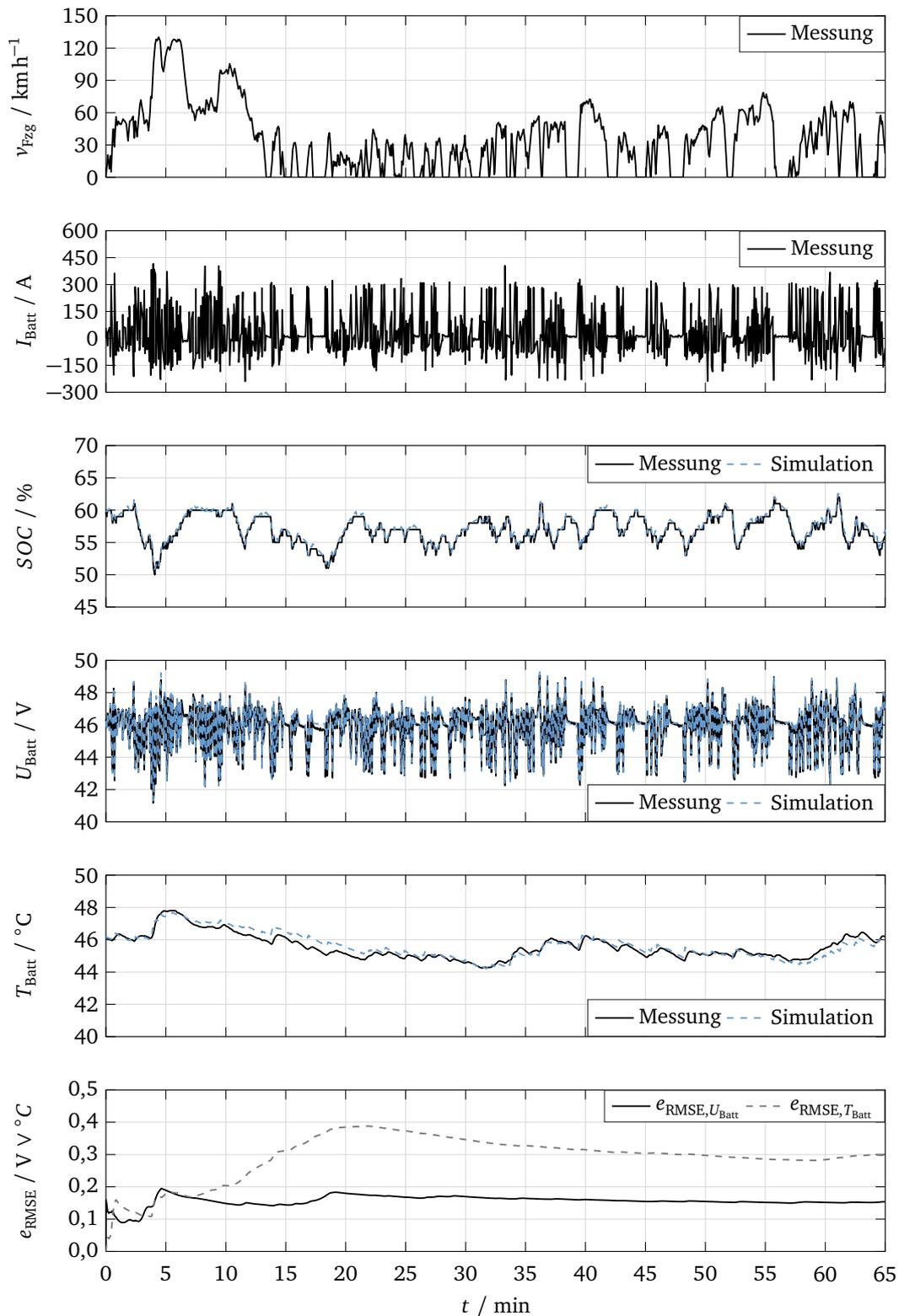


Abbildung A.8. Validierung des 48V-Batteriemodells nach [51]

A.3.6. Validierung des DC/DC-Wandler-Modells

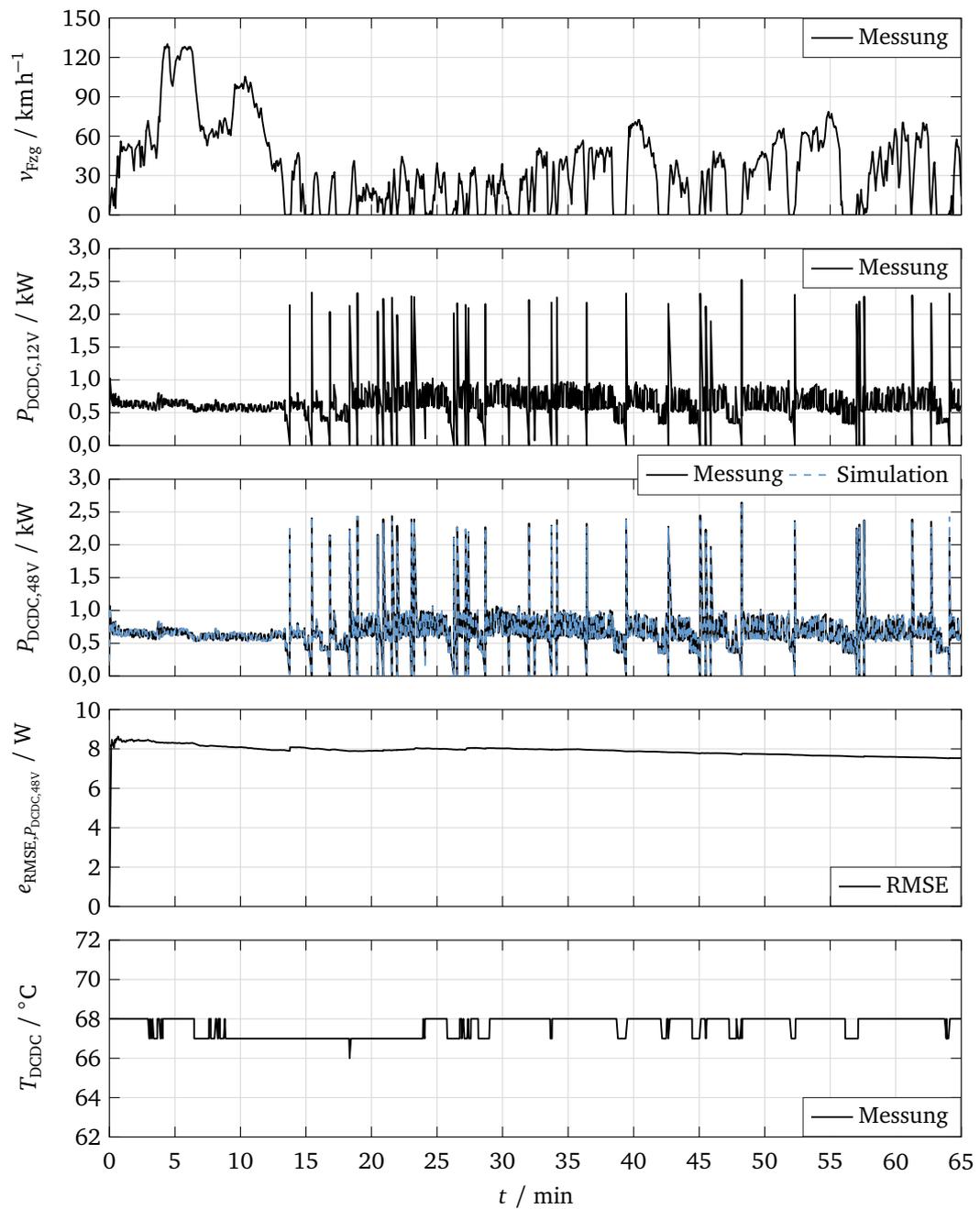


Abbildung A.9. Validierung des DC/DC-Wandler-Modells

A.3.7. Validierung des Riemenstartergenerator-Modells

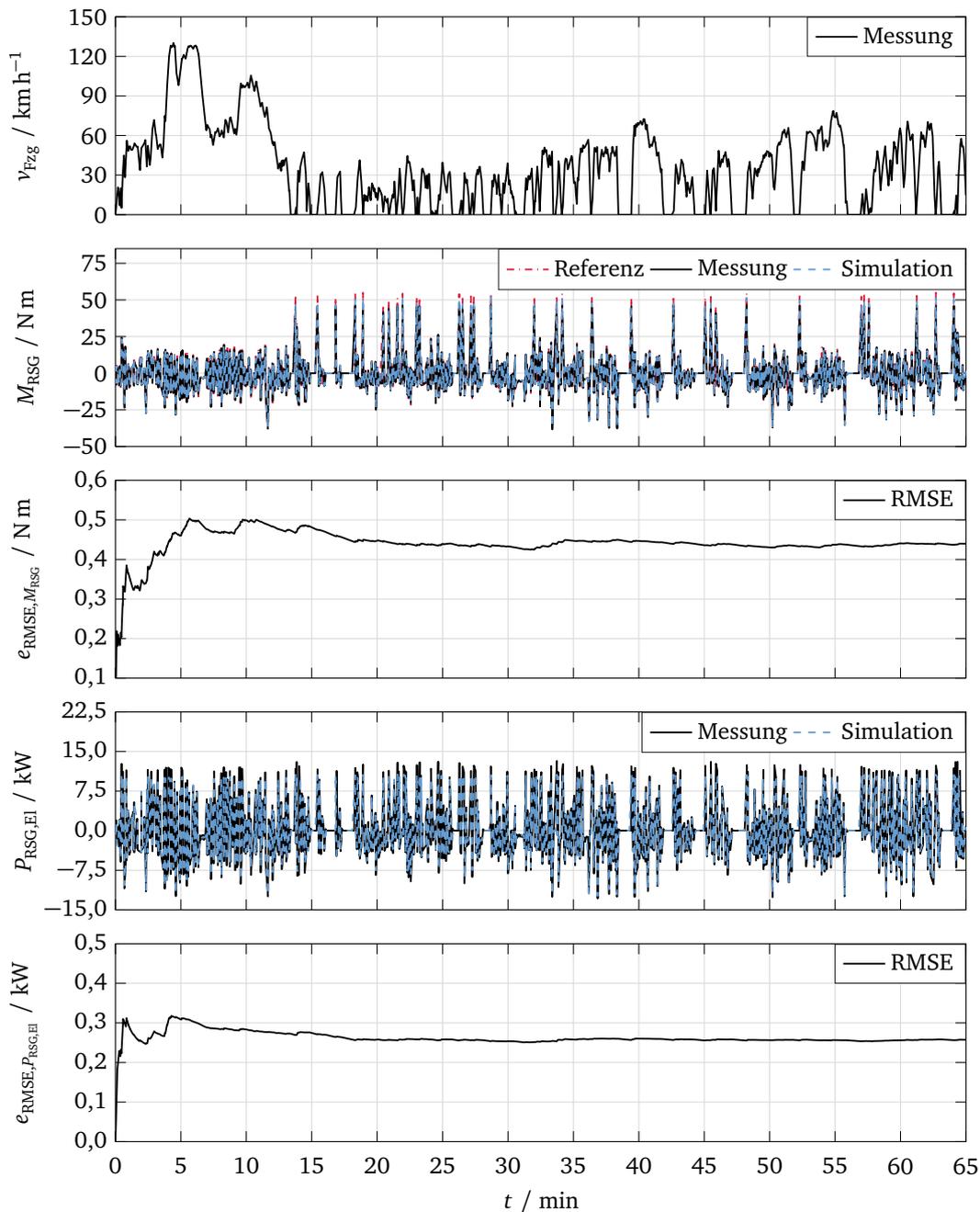


Abbildung A.10. Validierung des Riemenstartergenerator-Modells nach [51]

A.3.8. Thermisches Netzwerk des elektrischen Verdichters

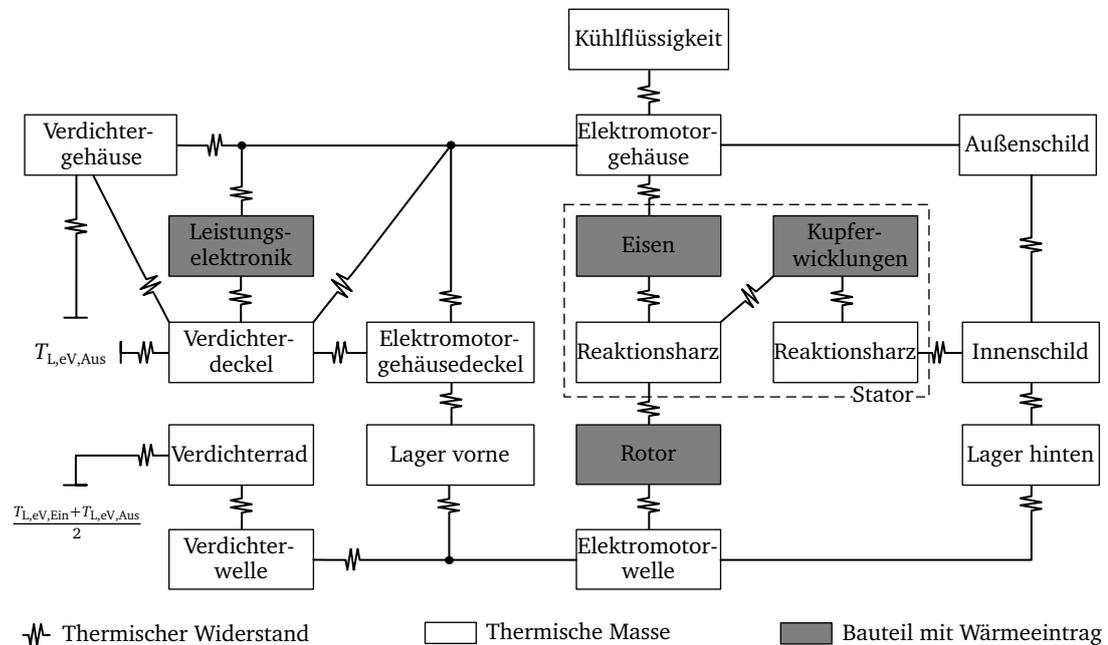


Abbildung A.11. Thermisches Netzwerk des elektrischen Verdichters

A.3.9. Technische Daten des Abgasturboladers und elektrischen Verdichters

Tabelle A.5. Technische Daten des Abgasturboladers und elektrischen Verdichters

Komponente	Parameter	Wert
Abgasturbolader	Massenträgheitsmoment	3 kg mm ²
	Maximale Drehzahl	284000 min ⁻¹
	Maximaler Massenstrom	325 kg h ⁻¹
	Maximales Druckverhältnis	3,1
	Maximaler isentroper Wirkungsgrad	66 %
Elektrischer Verdichter	Rotordurchmesser des Verdichters	70 mm
	Massenträgheitsmoment	25 kg mm ²
	Maximale Drehzahl	70000 min ⁻¹
	Maximaler Massenstrom	530 kg h ⁻¹
	Maximaler isentroper Wirkungsgrad	73 %

A.3.10. GT-POWER® Verbrennungsmotormodell

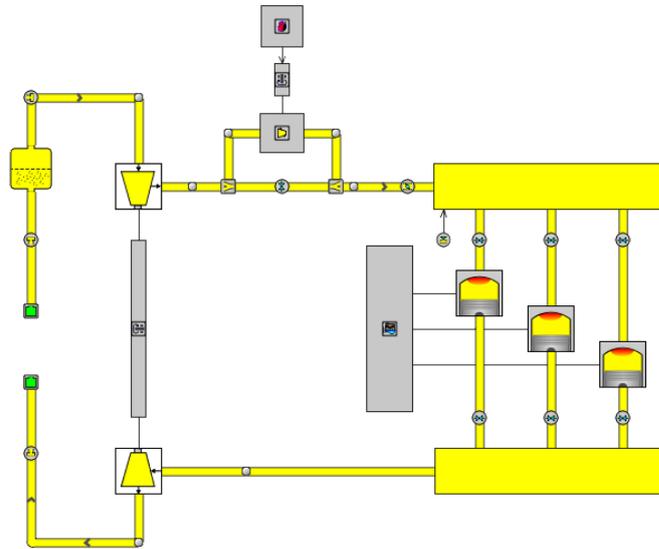


Abbildung A.12. GT-POWER® Verbrennungsmotormodell [51]

A.4. Regelbasiertes Antriebsmanagement

A.4.1. Bilanzierung der Antriebseffizienz

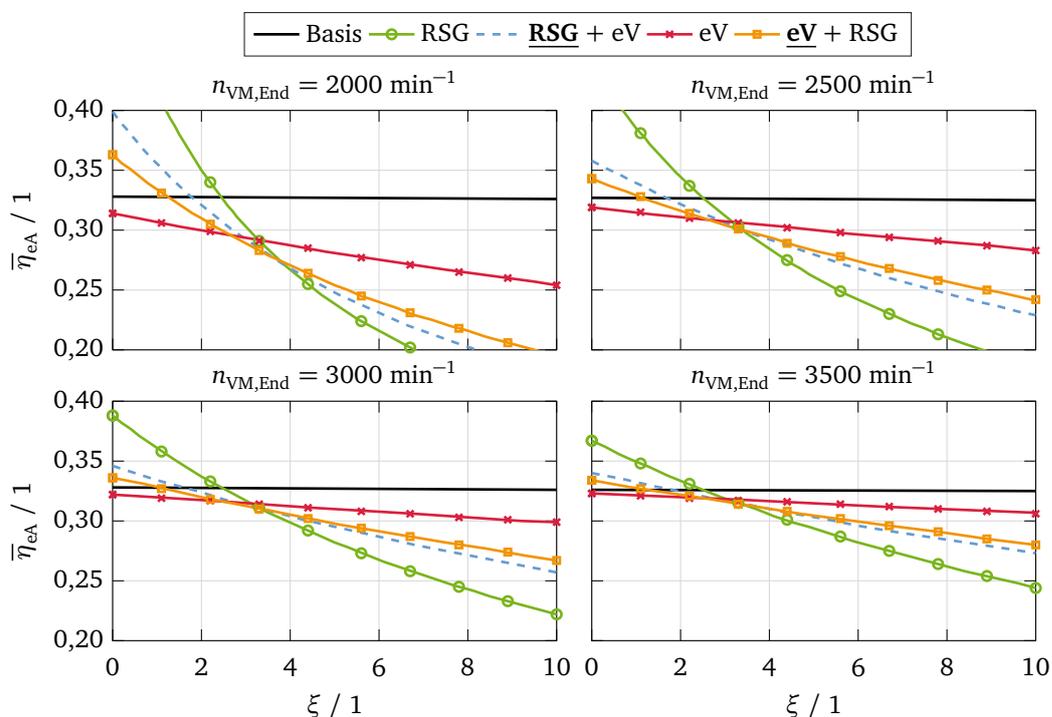


Abbildung A.13. Einfluss der Enddrehzahl auf den mittleren effektiven Antriebswirkungsgrad (Gl. 4.2) der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien (siehe Tabelle 4.1) in Abhängigkeit des Kraftstoffäquivalenzfaktors bei Vollastbeschleunigungen für den dritten Gang und eine verfügbare elektrische Leistung von 12 kW

A.4.2. Betriebslinien bei Vollastbeschleunigungen

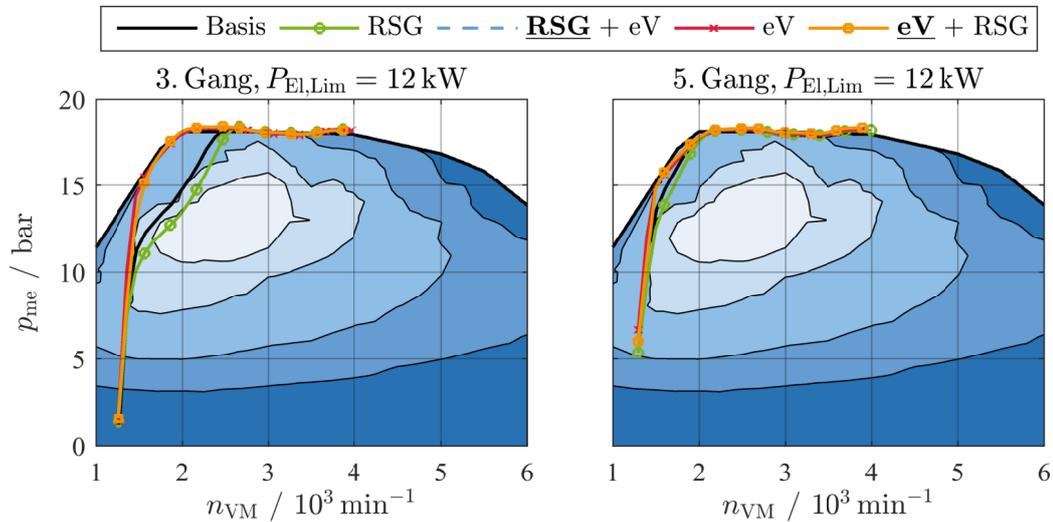


Abbildung A.14. Vergleich der Betriebslinien der regelbasierten Antriebsmanagementstrategien (siehe Tabelle 4.1) im Kennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei Vollastbeschleunigungen für verschiedene Gänge

A.4.3. Fahrzyklussimulationen

Tabelle A.6. Ergebnisse der Fahrzyklussimulationen mit den regelbasierten Antriebsmanagementstrategien

Strategie	d_{Fzg}	V_K	B_K	$e_{RMSE, v_{Fzg}}$	ΔSOC	$V_{K, Eqv}$	SOC_{Min}
	km	l	10^2 l km^{-1}	km h^{-1}	%	ml	%
WLTC							
Basis	23,237	1,255	5,402	0,576	0,8	<1	56,5
Reku	23,232	1,205	5,189	0,538	18,6	26	59,1
eV	23,238	1,207	5,194	0,488	12,8	18	58,1
RSG	23,244	1,185	5,097	0,470	0,6	<1	49,4
eV+RSG	23,244	1,188	5,111	0,469	1,2	2	49,5
RSG+eV	23,244	1,190	5,119	0,470	1,2	2	49,5
RDEC							
Basis	33,806	2,427	7,179	1,197	0,7	<1	56,4
Reku	33,815	2,300	6,802	1,099	20,0	25	56,8
eV	33,857	2,265	6,689	0,956	4,7	6	49,4
RSG	33,865	2,280	6,733	0,929	-1,9	4	47,3
eV+RSG	33,873	2,278	6,726	0,903	0,5	<1	48,8
RSG+eV	33,873	2,273	6,711	0,904	0,5	<1	48,8

A.5. Modellprädiktives Antriebsmanagement

A.5.1. Parameter der modellprädiktiven Luftpfadregelungen

Tabelle A.7. Stellzeiten modellprädiktiver Luftpfadregelungen

Taktzeit	10 ms	20 ms	25 ms	50 ms
Untersuchungen	[197], [195]	[194]	[141]	[193], [191], [192], [142]

Tabelle A.8. Parameter modellprädiktiver Luftpfadregelungen

Untersuchung	Zeitschrittweite T_s	Prädiktionshorizont N_p / T_p	Regelhorizont N_c / T_c
[197]	50 ms	40 / 2 s	5 / 0,25 s
[195]	10 ms	10 / 0,1 s	1 / 0,01 s
[194]	20 ms		25 / 0,5 s
[141]	75 ms		20 / 1,5 s
[193]	50 ms	10 / 0,5 s	5 / 0,25 s
[191]	50 ms		10 / 0,5 s
[192]	50 ms		10 / 0,5 s
[142]	75 ms		20 / 1,5 s

A.5.2. Prozessmodell der NMPC

Differentielle Zustandsgleichungen

$$\frac{d\Pi_V}{dt} = \frac{2}{J_{ATL} k_{\omega_{ATL},1}} \left(\underbrace{\dot{m}_T c_{p,AG} T_{T,Ein} \eta_{s,T} \left(1 - \Pi_T^{\frac{1-\kappa_{AG}}{\kappa_{AG}}}\right)}_{P_T} - \underbrace{\frac{\dot{m}_L c_{p,L} T_U}{\eta_{s,V}} \left(\Pi_V^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}} - 1\right)}_{P_V} \right), \quad (A.8a)$$

$$\text{mit } \dot{m}_T = A_{T,Eff} \frac{P_U}{\sqrt{R_{AG} T_{T,Ein}}} \Pi_T^{\frac{3}{2}} \underbrace{\sqrt{\frac{2\kappa_{AG}}{\kappa_{AG}-1} \cdot \zeta \left(\Pi_T^{-\frac{2}{\kappa_{AG}}} - \Pi_T^{-\frac{\kappa_{AG}+1}{\kappa_{AG}}}\right)}}_{\Psi_T},$$

$$\frac{d\Pi_{eV}}{dt} = \frac{2}{J_{eV} k_{\omega_{eV},1}} \left(\underbrace{(M_{eV} - M_{eV,Reib}) \omega_{eV}}_{P_{eV,Mech}} - \underbrace{k_{Byp} \frac{\dot{m}_L c_{p,L} T_U \Pi_V^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}}}{\eta_{s,eV}} \left(\Pi_{eV}^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}} - 1\right)}_{P_{eV}} \right), \quad (A.8b)$$

$$\text{mit } M_{eV,Reib} = k_{M_{eV,Reib}} \omega_{eV},$$

$$k_{Byp} = \frac{1}{1 + e^{-\frac{\omega_{eV} - k_{Byp,0}}{k_{Byp,1}}}},$$

$$\frac{d\Pi_T}{dt} = \frac{R_{AG} T_{T,Ein}}{p_U V_{AGK}} \left(\underbrace{\dot{m}_L \left(1 + \frac{1}{\lambda L_{St}}\right)}_{\dot{m}_{AG}} - \underbrace{\left(A_{T,Eff} \Pi_T^{\frac{1}{2}} + k_{D,WG} u_{WG} A_{WG}\right) \frac{p_U}{\sqrt{R_{AG} T_{T,Ein}}} \Pi_T \Psi_T}_{\dot{m}_T + \dot{m}_{WG}} \right), \quad (A.8c)$$

$$\text{mit } \Psi_T = \sqrt{\frac{2\kappa_{AG}}{\kappa_{AG} - 1} \cdot \zeta \left(\Pi_T^{-\frac{2}{\kappa_{AG}}} - \Pi_T^{-\frac{\kappa_{AG}+1}{\kappa_{AG}}} \right)},$$

$$k_{D,WG} = k_{D,WG,0} + \frac{k_{D,WG,1}}{1 + e^{-\frac{\Pi_T - k_{D,WG,2}}{k_{D,WG,3}}}},$$

$$\frac{d\Pi_{DK}}{dt} = \frac{R_L T_{VM,Ein}}{\Pi_V \Pi_{eV} p_U V_{ASS}} \left(\underbrace{A_{DK,Eff} \frac{p_U \Pi_V \Pi_{eV}}{\sqrt{R_L T_{VM,Ein}}} \Psi_{DK}}_{\dot{m}_{DK}} - \dot{m}_L \right), \quad (A.8d)$$

$$\text{mit } A_{DK,Eff} = \left(k_{D,DK,0} + \frac{k_{D,DK,1}}{1 + e^{-\frac{\Pi_{DK} - k_{D,DK,2}}{k_{D,DK,3}}}} \right) A_{DK},$$

$$\Psi_{DK} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \cdot \zeta \left(\Pi_D^{\frac{2}{\kappa}} - \Pi_D^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)},$$

$$\frac{dM_{KW}}{dt} = \frac{\left(\frac{p_{me} V_{VM}}{4\pi} + i_{RSG} M_{RSG} \right) - M_{KW}}{\tau_{M_{KW}}}, \quad (A.8e)$$

$$\text{mit } p_{me} = \eta_{i,HD} \underbrace{\frac{\dot{m}_L}{\lambda L_{St}} \frac{120}{n_{VM}} \frac{h_u}{V_{VM}}}_{p_{mk}} - p_U \underbrace{\left(\Pi_T - \Pi_V \Pi_{eV} \Pi_{DK} \right)}_{p_{mi,LW}} - p_{mr},$$

$$\frac{d\omega_{VM}}{dt} = \frac{\eta_{Get} M_{KW} - r_{Rad} i_{Ges}(\gamma)^{-1} \left(\overbrace{m_{Fzg} g [k_{Roll} \cos(\alpha) + \sin(\alpha)]}^{F_{Roll} + F_{Steig}} + \overbrace{\frac{\rho_{L,U} C_W A_{Fzg} v_{Fzg}^2}{2}}^{F_L} \right)}{i_{Ges}(\gamma)^{-2} (J_{Red,Rad} + m_{Fzg} r_{Rad}^2)}, \quad (A.8f)$$

$$\frac{d\omega_{eV}}{dt} = \frac{2}{J_{eV}} \left(\underbrace{M_{eV} - M_{eV,Reib}}_{P_{eV,Mech}} - \frac{1}{\omega_{eV}} \cdot \underbrace{k_{Byp} \frac{\dot{m}_L c_{p,L} T_U \Pi_V^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}}}{\eta_{s,eV}} \left(\Pi_{eV}^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}} - 1 \right)}_{P_{eV}} \right), \quad (A.8g)$$

$$\text{mit } M_{eV,Reib} = k_{M_{eV,Reib}} \omega_{eV},$$

$$k_{Byp} = \frac{1}{1 + e^{-\frac{\omega_{eV} - k_{Byp,0}}{k_{Byp,1}}}},$$

$$\frac{dE_{K,Eqv}}{dt} = \frac{\dot{m}_L}{\lambda L_{St}} h_u + \xi P_{eV,El}, \quad (A.8h)$$

$$\frac{dSOC}{dt} = -\frac{U_{OCV} - \sqrt{U_{OCV}^2 - 4P_{Batt}R_{Batt}}}{2R_{Batt}C_N}, \quad (A.8i)$$

$$\text{mit } U_{OCV} = k_{U_{ocv},0} + k_{U_{ocv},1} SOC,$$

$$\frac{d\phi_{DK}}{dt} = \dot{\phi}_{DK}, \quad (A.8j)$$

$$\frac{du_{WG}}{dt} = \dot{u}_{WG}, \quad (A.8k)$$

$$\frac{dM_{eV}}{dt} = \dot{M}_{eV}, \quad (A.8l)$$

$$\frac{dM_{RSG}}{dt} = \dot{M}_{RSG}, \quad (A.8m)$$

Algebraische Zustandsgleichungen

$$\dot{m}_L = \frac{P_{VM,Ein}}{R_L T_{VM,Ein}} \eta_{Vol} \frac{V_{VM}}{2} \frac{\omega_{VM}}{2\pi}, \quad (A.8n)$$

$$\eta_{Vol} = k_{\eta_{Vol},0} + \frac{k_{\eta_{Vol},1}}{1 + e^{-\frac{P_{VM,Ein} - k_{\eta_{Vol},2}}{k_{\eta_{Vol},3}}}}, \quad (A.8o)$$

$$\eta_{s,V} = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 k_{\eta_{s,V},i,j} \dot{m}_{V,Kor}^i \Pi_V^j, \quad (A.8p)$$

$$\text{mit } \dot{m}_{V,Kor} = \dot{m}_L \frac{p_{Ref}}{p_U} \sqrt{\frac{T_U}{T_{Ref}}},$$

$$\eta_{s,eV} = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 k_{\eta_{s,eV},i,j} \dot{m}_{eV,Kor}^i \Pi_{eV}^j, \quad (A.8q)$$

$$\text{mit } \dot{m}_{eV,Kor} = \dot{m}_L \frac{p_{Ref}}{p_U \Pi_V} \sqrt{\frac{T_U \Pi_V^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}}}{T_{Ref}}},$$

$$T_{T,Ein} = k_{T_{T,Ein},0} + k_{T_{T,Ein},1} e^{-\frac{k_{T_{T,Ein},2}}{\dot{m}_L}}, \quad (A.8r)$$

$$\eta_{i,HD} = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 k_{\eta_{i,HD},i,j} \frac{\omega_{VM}^i}{2\pi} p_{mk}^j, \quad (\text{A.8s})$$

$$\text{mit } p_{mk} = \frac{\dot{m}_L}{\lambda L_{St}} \frac{120}{n_{VM}} \frac{h_u}{V_{VM}},$$

$$p_{mr} = k_{p_{mr},0} + k_{p_{mr},1} p_{mk} + k_{p_{mr},2} \frac{\omega_{VM}}{2\pi} + k_{p_{mr},3} \frac{\omega_{VM}^2}{2\pi}, \quad (\text{A.8t})$$

$$\text{mit } p_{mk} = \frac{\dot{m}_L}{\lambda L_{St}} \frac{120}{n_{VM}} \frac{h_u}{V_{VM}},$$

$$P_{Batt} = \underbrace{\frac{M_{eV} \omega_{eV}}{\eta_{El,eV}}}_{P_{eV,El}} + \underbrace{\frac{i_{RSG} M_{RSG} \omega_{VM}}{\eta_{El,RSG}}}_{P_{RSG,El}} + P_{DCDC}, \quad (\text{A.8u})$$

$$\text{mit } \eta_{El,RSG} = k_{\eta_{El,RSG},0} + \frac{k_{\eta_{El,RSG},1}}{1 + e^{-\frac{M_{RSG}}{k_{\eta_{El,RSG},2}}}}$$

A.5.3. Parametrierung des Prozessmodells

Stoffwerte

Tabelle A.9. Stoffwerte des Prozessmodells

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Heizwert Benzin	h_u	42,14	MJ kg^{-1}
Stöchiometrischer Luftbedarf	L_{St}	14,5	1
Dichte Umgebungsluft	$\rho_{L,U}$	1,18	kg m^{-3}
Wärmekapazität Luft	$c_{p,L}$	1007	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Gaskonstante Luft	R_L	287	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Isentropenexponent Luft	κ_L	1,40	1
Wärmekapazität Abgas	$c_{p,AG}$	1136	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Gaskonstante Abgas	R_{AG}	288	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
Isentropenexponent Abgas	κ_{AG}	1,34	1

Randbedingungen

Tabelle A.10. Randbedingungen des Prozessmodells

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Umgebungsdruck	p_U	1013	mbar
Umgebungstemperatur	T_U	293	K

Verbrennungsmotor

Tabelle A.11. Parameter des Verbrennungsmotors

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Hubraum	V_{VM}	0,9	l
Zylinderhub	l_{Zyl}	73,1	mm
Lufteinlasstemperatur	$T_{VM,Ein,Ref}$	300	K
Verbrennungsluftverhältnis	λ	1	1
Zeitkonstante Kurbelwellendrehmoment	$\tau_{M_{KW}}$	1	ms

Tabelle A.12. Parametrierung des volumetrischen Wirkungsgrads (Gl. 5.17)

Parameter	$k_{\eta_{Vol},0}$	$k_{\eta_{Vol},1}$	$k_{\eta_{Vol},2}$	$k_{\eta_{Vol},3}$
Einheit	1	1	bar	bar
Wert	0,558 92	0,288 59	0,920 39	0,060 63

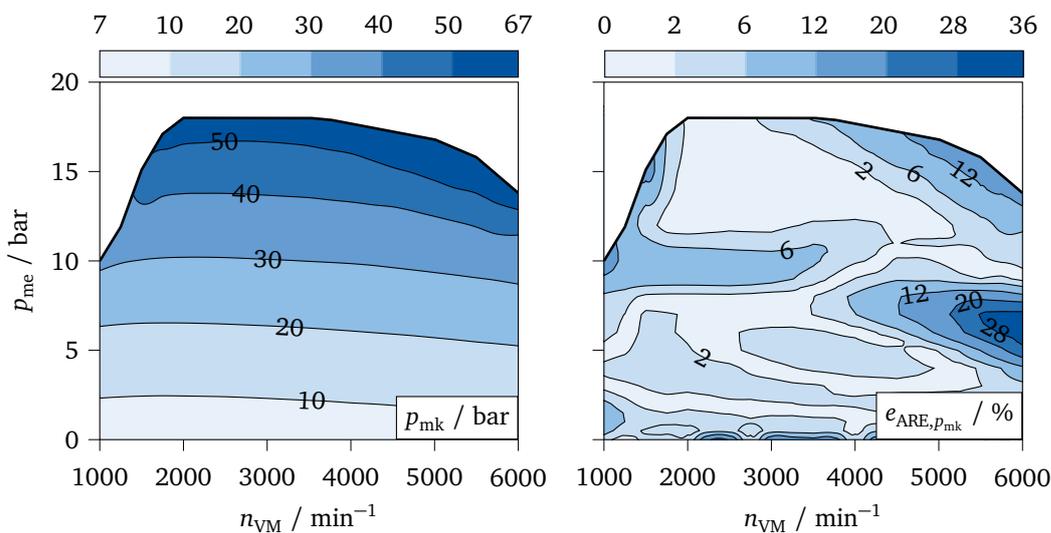


Abbildung A.15. Berechnung des Kraftstoffmitteldrucks (Gl. 5.55) (links: GT-POWER® Verbrennungsmotormodell; rechts: ARE des Prozessmodells)

Tabelle A.13. Parametrierung des inneren Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors (Gl. 5.58)

Parameter	$k_{\eta_{i,HD},0,0}$	$k_{\eta_{i,HD},0,1}$	$k_{\eta_{i,HD},0,2}$	$k_{\eta_{i,HD},1,0}$	$k_{\eta_{i,HD},1,1}$	$k_{\eta_{i,HD},1,2}$	$k_{\eta_{i,HD},2,0}$	$k_{\eta_{i,HD},2,1}$	$k_{\eta_{i,HD},2,2}$
Einheit	1	bar^{-1}	bar^{-2}	s	$s bar^{-1}$	$s bar^{-2}$	s^2	$s^2 bar^{-1}$	$s^2 bar^{-2}$
Wert	0,31	0	$-5,00 \cdot 10^{-5}$	$1,86 \cdot 10^{-3}$	$-9,57 \cdot 10^{-6}$	$2,72 \cdot 10^{-3}$	$-1,22 \cdot 10^{-5}$	0	0

Tabelle A.14. Parametrierung des Reibmitteldrucks des Verbrennungsmotors (Gl. 5.60)

Parameter	$k_{p_{mr},0}$	$k_{p_{mr},1}$	$k_{p_{mr},2}$	$k_{p_{mr},3}$
Einheit	1	bar^{-1}	s	s^2
Wert	$7,042 \cdot 10^{-1}$	$7,530 \cdot 10^{-3}$	$8,633 \cdot 10^{-4}$	$1,034 \cdot 10^{-4}$

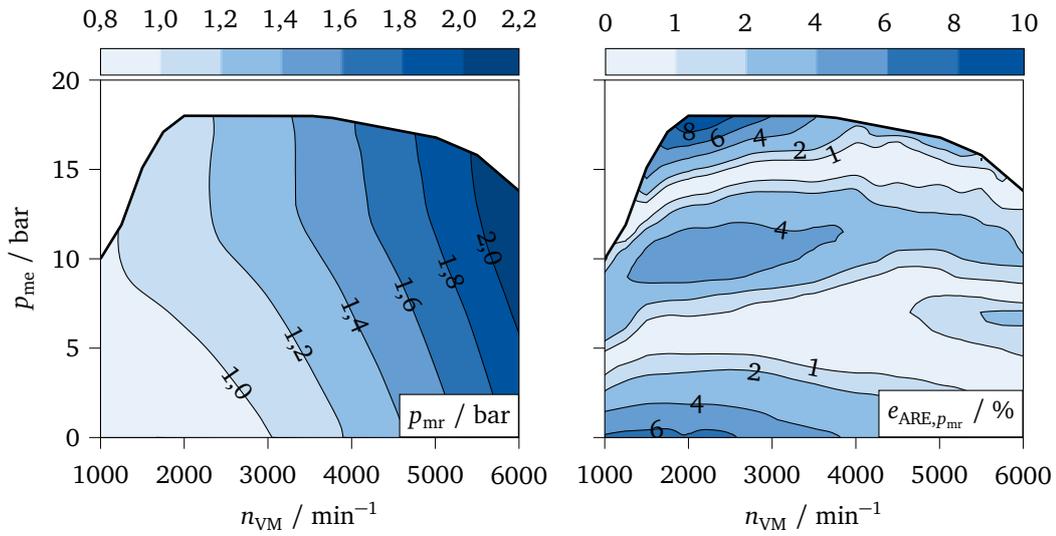


Abbildung A.16. Parametrierung des Reibmitteldrucks nach (Gl. 5.60) (links: GT-POWER® Verbrennungsmotormodell; rechts: ARE des Prozessmodells)

Abgasturbolader

Tabelle A.15. Parameter des Abgasturboladers

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Massenträgheitsmoment	J_{ATL}	3	kg mm ²
Isentroper Turbinenwirkungsgrad	$\eta_{s,T}$	0,52	1
Eff. Turbinenquerschnittsfläche	$A_{T,Eff}$	95,09	mm ²
Wastegate-Querschnittsfläche	A_{WG}	201,06	mm ²
Volumen Abgaskrümmmer	V_{AGK}	9,80	1

Tabelle A.16. Parametrierung der Rotationsenergie des ATL (Gl. 5.26)

Parameter	$k_{\omega_{ATL},0}$	$k_{\omega_{ATL},1}$
Einheit	rad ² s ⁻²	rad ² s ⁻²
Wert	-4,501 · 10 ⁸	4,778 · 10 ⁸

Tabelle A.17. Parametrierung des isentropen Verdichterwirkungsgrads des ATL (Gl. 5.32)

Parameter	$k_{\eta_{s,V},0,0}$	$k_{\eta_{s,V},0,1}$	$k_{\eta_{s,V},0,2}$	$k_{\eta_{s,V},1,0}$	$k_{\eta_{s,V},1,1}$	$k_{\eta_{s,V},1,2}$	$k_{\eta_{s,V},2,0}$	$k_{\eta_{s,V},2,1}$	$k_{\eta_{s,V},2,2}$
Einheit	1	1	1	s kg ⁻¹	s kg ⁻¹	s kg ⁻¹	s ² kg ⁻²	s ² kg ⁻²	s ² kg ⁻²
Wert	4,90 · 10 ⁻³	4,70 · 10 ⁻¹	-1,62 · 10 ⁻¹	4,07	4,74	0	-125,29	0	0

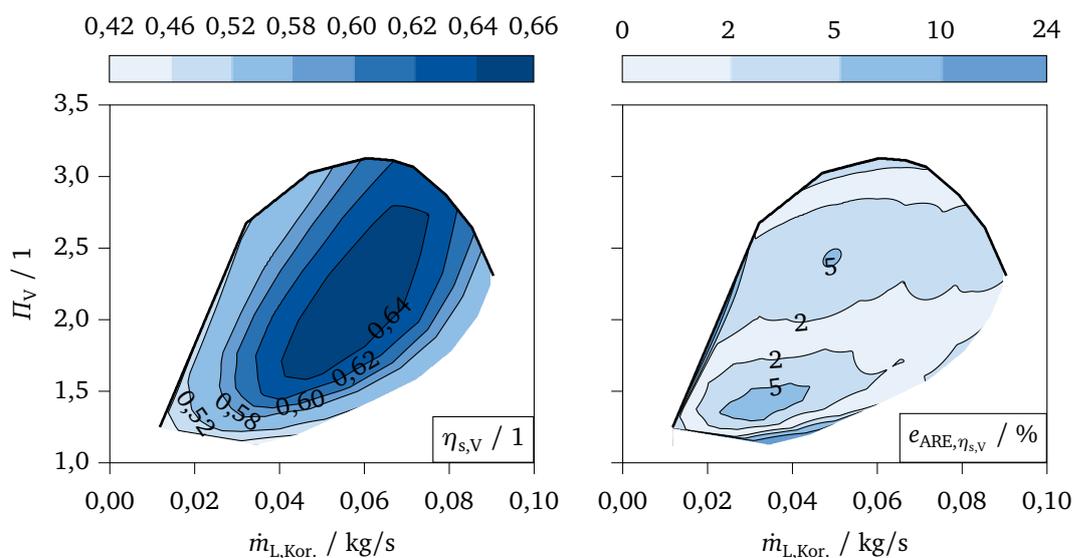


Abbildung A.17. Parametrierung des isentropen Verdichterwirkungsgrads des ATL

Tabelle A.18. Parametrierung des Wastegate-Entladungskoeffizienten (Gl. 5.41)

Parameter	$k_{D,WG,0}$	$k_{D,WG,1}$	$k_{D,WG,2}$	$k_{D,WG,3}$
Einheit	1	1	1	1
Wert	1,710	-14,871	-13,541	-5,301

Tabelle A.19. Parametrierung der Turbineneintrittstemperatur (Gl. 5.37)

Parameter	$k_{T,T,Ein,0}$	$k_{T,T,Ein,1}$	$k_{T,T,Ein,2}$
Einheit	K	K	kg s^{-1}
Wert	657,824	648,479	$1,075 \cdot 10^{-2}$

Elektrischer Verdichter

Tabelle A.20. Parameter des elektrischen Verdichters

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Massenträgheitsmoment	J_{eV}	25	kg mm^2
Reibmomentkoeffizient	$k_{M_{eV,Reib}}$	$1,637 \cdot 10^{-5}$	N m s rad^{-1}
Motorischer Wirkungsgrad	$\eta_{El,eV}$	0,85	1
Zeitkonstante Drehmoment	$\tau_{M_{eV}}$	5	ms

Tabelle A.21. Parametrierung der Bypassfunktion für den eV (Gl. 5.45)

Parameter	$k_{Byp,0}$	$k_{Byp,1}$
Einheit	rad s^{-1}	rad s^{-1}
Wert	$15000 \cdot \frac{2\pi}{60}$	10π

Tabelle A.22. Parametrierung des isentropen Verdichterwirkungsgrads des eV analog zu (Gl. 5.32)

Parameter	$k_{\eta_{s,eV},0,0}$	$k_{\eta_{s,eV},0,1}$	$k_{\eta_{s,eV},0,2}$	$k_{\eta_{s,eV},1,0}$	$k_{\eta_{s,eV},1,1}$	$k_{\eta_{s,eV},1,2}$	$k_{\eta_{s,eV},2,0}$	$k_{\eta_{s,eV},2,1}$	$k_{\eta_{s,eV},2,2}$
Einheit	1	1	1	s kg^{-1}	s kg^{-1}	s kg^{-1}	$\text{s}^2 \text{kg}^{-2}$	$\text{s}^2 \text{kg}^{-2}$	$\text{s}^2 \text{kg}^{-2}$
Wert	1,464	-0,945	0	-93,755	148,040	-50,173	0	-72,625	0

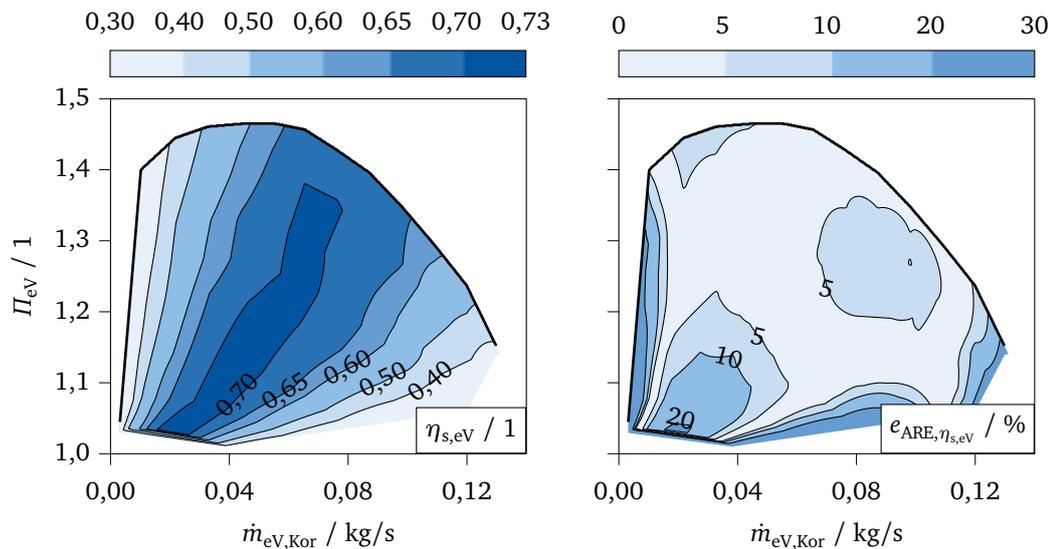


Abbildung A.18. Parametrierung des isentropen Verdichterwirkungsgrads des eV

Tabelle A.23. Parametrierung der Rotationsenergie des eV (Gl. 5.48)

Parameter	$k_{\omega_{eV},0}$	$k_{\omega_{eV},1}$
Einheit	$\text{rad}^2 \text{s}^{-2}$	$\text{rad}^2 \text{s}^{-2}$
Wert	$-1,195 \cdot 10^8$	$1,218 \cdot 10^8$

Drosselklappe

Tabelle A.24. Parameter der Drosselklappe

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Drosselklappen-Querschnittsfläche	A_{DK}	2376	mm^2
Volumen Ansaugstutzen	V_{ASS}	5	l

Tabelle A.25. Parametrierung des Entladungskoeffizienten der Drosselklappe (Gl. 5.52)

Parameter	$k_{\text{D,DK},0}$	$k_{\text{D,DK},1}$	$k_{\text{D,DK},2}$	$k_{\text{D,DK},3}$
Einheit	1	1	°	°
Wert	$-1,498 \cdot 10^{-2}$	1,011	65,064	15,504

Riemenstartergenerator

Tabelle A.26. Parameter des Riemenstartergenerators

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Riemenübersetzung	i_{RSG}	2,64	1
Motorischer Wirkungsgrad	$\eta_{El,RSG,Mot}$	0,8296	1
Generatorischer Wirkungsgrad	$\eta_{El,RSG,Gen}$	0,8393	1
Zeitkonstante Drehmoment	$\tau_{M_{RSG}}$	5	ms

Tabelle A.27. Parametrierung des elektrischen Wirkungsgrads des RSG (Gl. 5.65)

Parameter	$k_{\eta_{El,RSG},0}$	$k_{\eta_{El,RSG},1}$	$k_{\eta_{El,RSG},2}$
Einheit	1	1	N m
Wert	1,191	-0,362	0,188

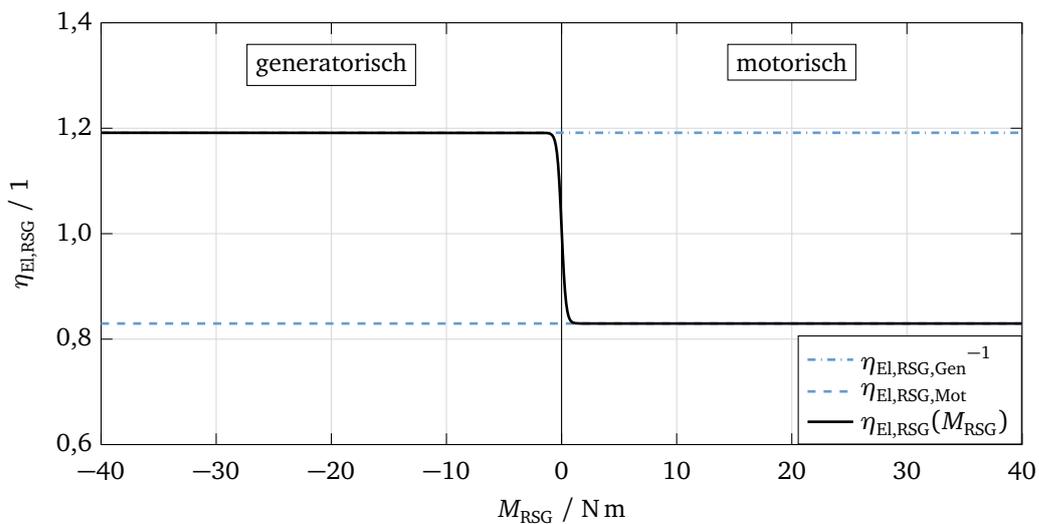


Abbildung A.19. Sigmoidfunktion für den elektrischen Wirkungsgrad des RSG

48V-Batterie

Tabelle A.28. Parameter der 48V-Batterie

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Nennkapazität	C_N	8	Ah
Innenwiderstand	R_{Batt}	6,5 - 240	mΩ
Leerlaufklemmenspannung	$k_{U_{OCV},0}$	44,851	V
	$k_{U_{OCV},1}$	2,333	V

Fahrzeuginnenraum

Tabelle A.29. Parameter zur Schätzung der Verbrennungsmotordrehzahl (Gl. 5.82)

Parameter	Symbol	Wert	Einheit
Fahrzeugmasse	m_{Fzg}	1150	kg
Gravitationskonstante	g	9,81	m s^{-2}
Querschnittsfläche	A_{Fzg}	2,25	m^2
Luftwiderstandsbeiwert	C_W	0,43	1
Dynamischer Reifenradius	r_{Rad}	0,289	m
Rollwiderstandsbeiwert	k_{Roll}	$8,40 \cdot 10^{-3}$	1
Getriebewirkungsgrad	η_{Get}	0,990	1
Getriebeübersetzung 1. Gang	$i_{\gamma=1}$	3,917	1
Getriebeübersetzung 2. Gang	$i_{\gamma=2}$	2,429	1
Getriebeübersetzung 3. Gang ²	$i_{\gamma=3}^*$	1,605	1
Getriebeübersetzung 4. Gang ²	$i_{\gamma=4}^*$	1,141	1
Getriebeübersetzung 5. Gang	$i_{\gamma=5}$	0,867	1
Getriebeübersetzung 6. Gang	$i_{\gamma=6}$	0,702	1
Differentialübersetzung	i_{Diff}	3,894	1
Trägheit Getriebeeingang	$J_{\text{VM}} + J_{\text{ZMS}}$	0,149	kg m^2
Trägheit Getriebeausgang	$J_{\text{Get,Aus}}$	0,236	kg m^2
Trägheit Abtrieb	$J_{\text{Rad}} + J_{\text{AW}} + J_{\text{Diff}}$	1,482	kg m^2

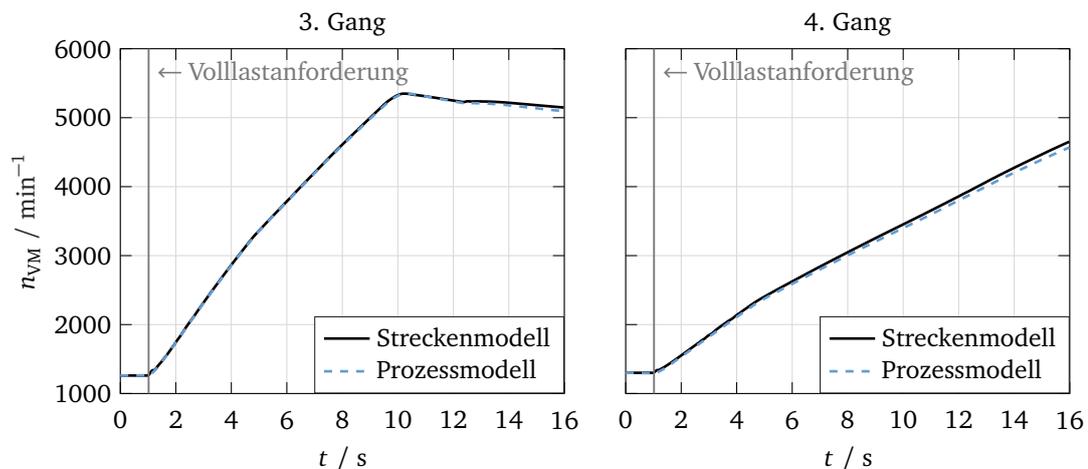


Abbildung A.20. Modellierungsgüte der Verbrennungsmotordrehzahl bei einer Volllastbeschleunigung im dritten und vierten Gang

²Aufgrund der unterschiedlichen Getriebeausgangsübersetzungen des DKG im dritten und vierten Gang (vgl. Tabelle 3.1) sind diese Gangübersetzungen nach der Gleichung $i_{\gamma}^* = i_{\gamma} \frac{i_{\text{Diff}}(\gamma=\{3,4\})}{i_{\text{Diff}}(\gamma=\{1,2,5,6\})}$ zur Verwendung der gemeinsamen Übersetzung $i_{\text{Diff}}(\gamma = \{1, 2, 5, 6\})$ angepasst.

A.5.4. Stellgrößen- und Zustandsbeschränkungen

Tabelle A.30. Stellgrößen- und Zustandsbeschränkungen des OCP (Gl. 5.84) nach [3]

Parameter	Symbol	Einheit	Minimum	Maximum
Drosselklappenwinkel	ϕ_{DK}	°	1,5	90
Wastegateansteuerung	u_{WG}	1	0	1
eV-Drehmoment	M_{eV}	N m	0	0,72
RSG-Drehmoment	M_{RSG}	N m	-42	42
Ladedruck	$p_{VM, Ein}$	bar	-	$\min\{f(n_{VM}), 2\}$
eV-Druckverhältnis	Π_{eV}	1	-	1,45
eV-Winkelgeschwindigkeit	ω_{eV}	rad s ⁻¹	0	$2\pi \frac{70000}{60}$
Batterieladezustand	SOC	%	50	80

A.5.5. Gewichtung der Kostenfunktion

Tabelle A.31. Gewichtungsfaktoren der NMPC (Gl. 5.86) nach [3]

Bezugsgröße	Bezugseinheit	Gewicht	Wert
KW-Drehmoment	N m	$Q_{M_{KW}} / P_{M_{KW}}$	Tabelle 5.4
RSG-Drehmoment	N m	$Q_{M_{RSG}} / P_{M_{RSG}}$	0,02 / 0,02
Batterieladezustand	%	Q_{SOC} / P_{SOC}	Tabelle 5.4
Kraftstoffenergieäquivalent	kJ	$Q_{E_{K, Eqv}}$	Tabelle 5.4
WG-Strafterm	1	$Q_{\Gamma_{u_{WG}}}$	20
eV-Strafterm	1	$Q_{\Gamma_{M_{eV}}}$	20
DK-Winkeländerung	° s ⁻¹	$R_{\dot{\phi}_{DK}}$	$5 \cdot 10^{-3}$
WG-Ansteuerungsänderung	s ⁻¹	$R_{\dot{u}_{WG}}$	1
eV-Drehmomentänderung	N m s ⁻¹	$R_{\dot{M}_{eV}}$	1
RSG-Drehmomentänderung	N m s ⁻¹	$R_{\dot{M}_{RSG}}$	$5 \cdot 10^{-3}$
DK-Winkelbeschränkungen	°	$S_{\epsilon_{\phi_{DK}}}$	10^5
WG-Ansteuerungsbeschränkungen	1	$S_{\epsilon_{u_{WG}}}$	10^6
eV-Drehmomentbeschränkungen	N m	$S_{\epsilon_{M_{eV}}}$	10^6
RSG-Drehmomentbeschränkungen	N m	$S_{\epsilon_{M_{RSG}}}$	10^5
Druckbeschränkungen	N m	$S_{\epsilon_{\Pi}}$	10^5
eV-Winkelgeschwindigkeitsbeschränkungen	s ⁻¹	$S_{\epsilon_{\omega_{eV}}}$	10^4
Batterieleistungsbeschränkungen	kW	$S_{\epsilon_{P_{Batt}}}$	10^5
Batterieladezustandsbeschränkungen	%	$S_{\epsilon_{SOC}}$	10^7

A.5.6. Integratorschrittweite

Tabelle A.32. Abweichung des Antriebsmomentes (RMSE in N m) in Abhängigkeit der Integratorschrittweite und dem Integrationshorizont für einen impliziten Runge-Kutta-Integrator 2. Ordnung gegenüber einem 6. Ordnung mit einer Integratorschrittweite von 1 ms für das DAE-System der NMPC

Schrittweite \ Horizont	0,5 s	1 s	2 s
1 ms	$2,201 \cdot 10^{-4}$	$1,794 \cdot 10^{-4}$	$1,348 \cdot 10^{-4}$
5 ms	$5,524 \cdot 10^{-3}$	$4,505 \cdot 10^{-3}$	$3,389 \cdot 10^{-3}$
12,5 ms	$3,536 \cdot 10^{-2}$	$3,220 \cdot 10^{-2}$	$2,390 \cdot 10^{-2}$
25 ms	$1,804 \cdot 10^{-1}$	6,522	5,430

A.5.7. Fahrzyklussimulationen

Tabelle A.33. Ergebnisse der Fahrzyklussimulationen mit den modellprädiktiven Antriebsmanagementstrategien

Strategie	d_{Fzg}	V_K	B_K	$e_{RMSE, v_{Fzg}}$	ΔSOC	$V_{K, Eqv}$	SOC_{Min}
	km	l	10^2 l km^{-1}	km h^{-1}	%	ml	%
WLTC							
eV+RSG (siehe Tabelle A.6)							
Konst-Dyn	23,222	1,208	5,202	0,466	-2,3	4	55,5
Konst-Eff	23,220	1,199	5,163	0,489	-2,0	4	55,3
Konst-Kom	23,222	1,204	5,183	0,469	-2,9	6	56,2
Blend-Dyn	23,214	1,190	5,128	0,444	-0,4	<1	54,7
Blend-Eff	23,201	1,172	5,053	0,447	-1,0	2	55,5
Blend-Kom	23,213	1,191	5,130	0,446	-1,0	2	55,8
Ideal-Dyn	23,169	1,132	4,885	0,403	2,0	3	54,6
Ideal-Eff	23,154	1,116	4,819	0,447	4,6	4	55,7
Ideal-Kom	23,171	1,119	4,827	0,408	2	3	55,8
RDEC							
eV+RSG (siehe Tabelle A.6)							
Konst-Dyn	33,868	2,254	6,654	0,847	-1,5	2	50,0
Konst-Eff	33,847	2,233	6,597	0,910	0,8	1	51,6
Konst-Kom	33,868	2,253	6,652	0,850	0,1	<1	50,0
Blend-Dyn	33,855	2,226	6,575	0,822	1,3	2	53,5
Blend-Eff	33,812	2,160	6,388	0,903	-0,1	<1	53,0
Blend-Kom	33,850	2,204	6,511	0,833	0,1	<1	50,0
Ideal-Dyn	33,841	2,092	6,181	0,722	4,9	7	54,6
Ideal-Eff	33,801	2,036	6,034	0,813	2,7	4	50,0
Ideal-Kom	33,835	2,068	6,111	0,746	3,5	5	50,7

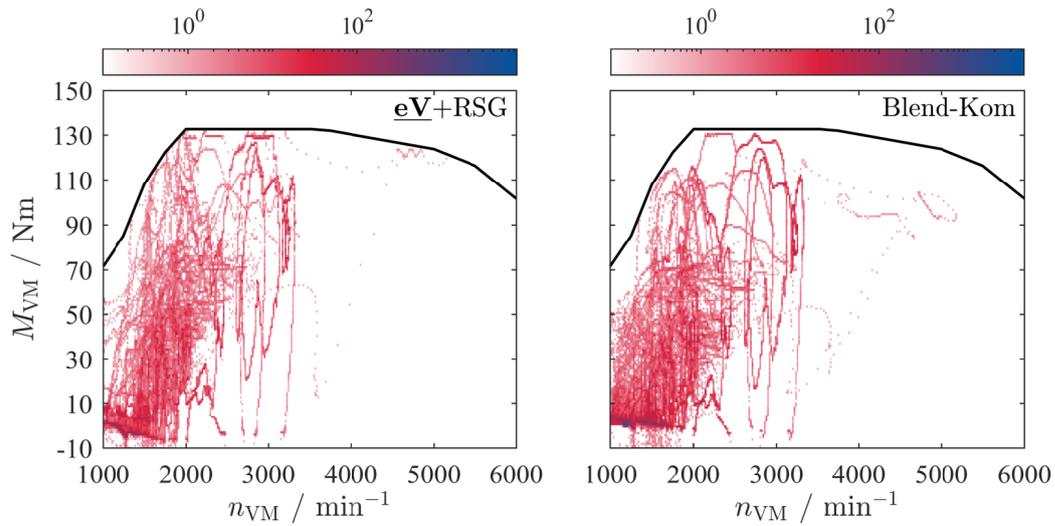


Abbildung A.21. Histogramme der Betriebsbereiche des Verbrennungsmotors im WLTC (links: Regelbasiertes Antriebsmanagement $eV+RSG$; rechts: Modellprädiktives Antriebsmanagement „Blend-Kom“)

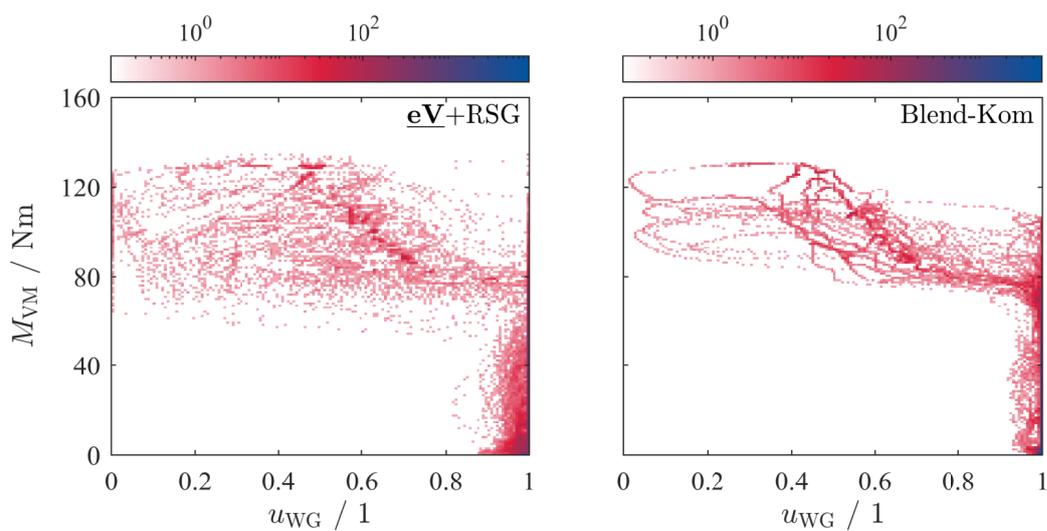


Abbildung A.22. Histogramme der Ansteuerung des Abgasturboladers im WLTC (links: Regelbasiertes Antriebsmanagement $eV+RSG$; rechts: Modellprädiktives Antriebsmanagement „Blend-Kom“)

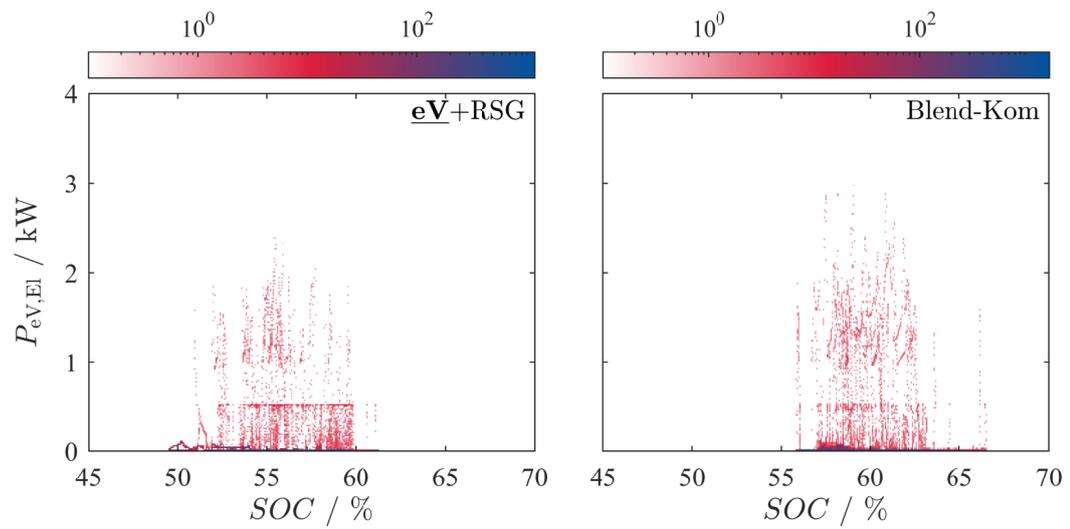


Abbildung A.23. Histogramme der Betriebsbereiche des elektrischen Verdichters im WLTP (links: Regelbasiertes Antriebsmanagement $\underline{eV}+RSG$; rechts: Modellprädiktives Antriebsmanagement „Blend-Kom“)

Literaturverzeichnis

- [1] N. P. Lutsey, D. Meszler, A. Isenstadt et al., *Efficiency technology and cost assessment for U.S. 2025-2030 light-duty vehicles*, International Council on Clean Transportation (Hrsg.), 2017. DOI: 10.13140/RG.2.2.13344.99841. Adresse: <https://theicct.org/publications/US-2030-technology-cost-assessment> (Zugriff am 17. 10. 2020).
- [2] U. Tietge, P. Mock & J. Dornoff, *CO2 emissions from new passenger cars in the European Union: Car manufacturers' performance in 2018*, International Council on Clean Transportation (Hrsg.), 2019. Adresse: <https://theicct.org/publications/CO2-emissions-PVs-Europe-2018> (Zugriff am 17. 10. 2020).
- [3] P. Griefnow, M. Jakoby, L. Dörschel et al., „Nonlinear Model Predictive Control of Mild Hybrid Powertrains With Electric Supercharging,“ *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Jg. 70, Nr. 9, S. 8490–8504, 2021. DOI: 10.1109/TVT.2021.3093168.
- [4] P. Griefnow, J. Andert, M. Engels et al., „Advanced Powertrain Functions and Predictive Operating Strategies for 48 V Mild Hybrid Vehicles,“ in *27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, (Aachen, Germany, 08.–10. 10. 2018), Bd. 2, Institute for Automotive Engineering (RWTH Aachen University) & Institute for Combustion Engines (RWTH Aachen University), 2018, S. 1669–1694, ISBN: 978-3-00-057468-9.
- [5] D. S. Cardoso, P. O. Fael & A. Espírito-Santo, „A review of micro and mild hybrid systems,“ *Energy Reports*, Jg. 6, Nr. 1, S. 385–390, 2020. DOI: 10.1016/j.egy.2019.08.077.
- [6] S. Ou, D. Gohlke & Z. Lin, „Quantifying the impacts of micro- and mild- hybrid vehicle technologies on fleetwide fuel economy and electrification,“ *eTransportation*, Jg. 4, Nr. 100058, 2020. DOI: 10.1016/j.etrans.2020.100058.
- [7] T. Uhlmann, H. Baumgarten, B. Franzke et al., „Extreme downsizing for gasoline engines – fun to drive with extremely low emissions,“ in *Internationaler Motorenkongress 2016*, Ser. Proceedings, J. Liebl & C. Beidl (Hrsg.), Springer Vieweg, 2016, S. 91–107, ISBN: 978-3-658-12917-0. DOI: 10.1007/978-3-658-12918-7_8.
- [8] M. Bassett, J. Hall, B. Hibberd et al., „Heavily Downsized Gasoline Demonstrator,“ *SAE International Journal of Engines*, Jg. 9, Nr. 2, S. 729–738, 2016. DOI: 10.4271/2016-01-0663.
- [9] N. Mueller, S. Strauss, S. Tumback et al., „Next Generation Engine Start/Stop Systems: “Free-Wheeling”,“ *SAE International Journal of Engines*, Jg. 4, Nr. 1, S. 874–887, 2011. DOI: 10.4271/2011-01-0712.
- [10] N. Müller, S. Strauß, S. Tumback et al., „Segeln – Start / Stopp-Systeme der nächsten Generation,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 72, Nr. 9, S. 644–649, 2011. DOI: 10.1365/s35146-011-0147-7.
- [11] H. Koch-Groeber & J. Wang, „Criteria for Coasting on Highways for Passenger Cars,“ in *SAE 2014 World Congress & Exhibition*, SAE Technical Paper 2014-01-1157 (Detroit, MI, United States, 08.–10. 04. 2014), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2014. DOI: 10.4271/2014-01-1157.
- [12] A. Ghosh, A. Bhatia & S. Suresh, „Analysis of Potential of Sailing Functionality in Indian Driving Conditions,“ in *International Mobility Conference*, Technical Paper 2016-28-0009 (New Delhi, India, 08.–10. 02. 2016), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2016. DOI: 10.4271/2016-28-0009.

- [13] P. Griefnow, J. Andert & D. Jolovic, „Next-Generation Low-Voltage Power Nets Impacts of Advanced Stop/Start and Sailing Functionalities,“ *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, Jg. 10, Nr. 2, S. 556–573, 2017. DOI: 10.4271/2017-01-0896.
- [14] W. Lee, E. Schubert, Y. Li et al., „Overview of Electric Turbocharger and Supercharger for Downsized Internal Combustion Engines,“ *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Jg. 3, Nr. 1, S. 36–47, 2017. DOI: 10.1109/TTE.2016.2620172.
- [15] H. Breitbach, H. Jausel, T. Garrard et al., „Elektrisch unterstützte Aufladung Status und Ausblick,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 79, Nr. 11, S. 28–35, 2018. DOI: 10.1007/s35146-018-0103-x.
- [16] J. S. Scharf, B. Franzke, P. Adomeit et al., „200 kW/L bei $\lambda = 1$,“ B. Geringer & H. P. Lenz (Hrsg.), Ser. Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, Bd. 2, 2019, S. 315–342, ISBN: 9783183811120.
- [17] P. Mock, *European vehicle market statistics – Pocketbook 2018/19*, International Council on Clean Transportation (Hrsg.), 2018. Adresse: <https://theicct.org/publications/european-vehicle-market-statistics-20182019> (Zugriff am 11. 05. 2020).
- [18] F. Graf, S. Lauer, J. Hofstetter et al., „Optimales Thermomanagement und Elektrifizierung in 48-V-Hybriden,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 79, Nr. 10, S. 42–47, 2018. DOI: 10.1007/s35146-018-0079-6.
- [19] F. Murr, E. Winklhofer, M. Weissbaeck et al., „Potential for Emission Reduction and Fuel Economy with Micro & Mild HEV,“ in *NuGen Summit*, SAE Technical Paper 2019-28-2504 (Haryana, India, 27.–29. 11. 2019), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2019. DOI: 10.4271/2019-28-2504.
- [20] J. Bilo, H.-G. Burghoff, d. S. Huberto et al., *48-Volt-Bordnetz – Schlüsseltechnologie auf dem Weg zur Elektromobilität*, Zentralverband Elektrotechnik- und Elektronikindustrie (Hrsg.), 2015. Adresse: <https://www.zvei.org/presse-medien/publikationen/48-volt-bordnetz-schlüsseltechnologie-auf-dem-weg-zur-elektromobilitaet> (Zugriff am 18. 10. 2020).
- [21] H. Tschöke, P. Gutzmer & T. Pfund, *Elektrifizierung des Antriebsstrangs*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2019, ISBN: 978-3-662-60355-0. DOI: 10.1007/978-3-662-60356-7.
- [22] T. Dörsam, S. Kehl, A. Klinkig et al., „Die neue Spannungsebene 48 V im Kraftfahrzeug,“ *ATZelektronik*, Jg. 7, Nr. 1, S. 20–25, 2012. DOI: 10.1365/s35658-012-0114-1.
- [23] P. Griefnow, J. Andert, R. Savelsberg et al., „FEV A 48 V Mild-Hybrid – Optimierung der BRM Betriebsstrategie im 48 V-Bordnetz,“ in *Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement (EEHE)*, (Bamberg, 17.–18. 05. 2017), Ser. Haus der Technik, 2017. Adresse: https://www.researchgate.net/publication/314174145_FEV_A_48_V_Mild-Hybrid_-_BRM_Operation_Strategy_in_the_48_V_Powernet (Zugriff am 18. 10. 2020).
- [24] W. Bernhart & S. Riederle, „48 V in Asien und den USA,“ *ATZextra*, Jg. 22, Nr. 1, S. 12–15, 2017. DOI: 10.1007/s35778-017-0003-6.
- [25] M. Timmann, R. Inderka & T. Eder, „Development of 48V powertrain systems at Mercedes-Benz,“ in *18. Internationales Stuttgarter Symposium*, Ser. Proceedings, M. Bargende, H.-C. Reuss & J. Wiedemann (Hrsg.), Springer Vieweg, 2018, S. 567–577, ISBN: 978-3-658-21193-6. DOI: 10.1007/978-3-658-21194-3_44.
- [26] M. Fritz, T. Hillenbrand & T. Pfund, „48-V-Technologien im Fahrzeug,“ *ATZextra*, Jg. 22, Nr. 1, S. 28–33, 2017. DOI: 10.1007/s35778-017-0006-3.
-

-
- [27] R. Savelsberg, P. Griefnow, G. Birmes et al., „Advanced Powertrain Functions of 48V Hybrid Vehicles – Efficient powertrains does not exclude driving pleasure,“ in *18th International VDI Congress Dritev (Drivetrain For Vehicles)*, (Bonn, Deutschland, 27.–28. 06. 2018), Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), Ser. VDI-Berichte, VDI Verlag, 2018, S. 499–516, ISBN: 978-3-18-092328-4.
- [28] V. Schäfer, „Adaptives Energiemanagement für 48V-Kraftfahrzeugbordnetze,“ Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden, 2016.
- [29] S. Lee, J. Cherry, M. Safoutin et al., „Modeling and Controls Development of 48 V Mild Hybrid Electric Vehicles,“ in *WCX World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2018-01-0413 (Detroit, MI, United States, 10.–12. 04. 2018), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0413.
- [30] J. Sohn, M. Sunwoo, K. Min et al., „Power Management Strategy for the 48 V Mild Hybrid Electric Vehicle Based on the Charge-Sustaining Control,“ *International Journal of Automotive Technology*, Jg. 20, Nr. 1, S. 37–49, 2019. DOI: 10.1007/s12239-019-0004-0.
- [31] F. Malmir, B. Xu & Z. Filipi, „A Heuristic Supervisory Controller for a 48V Hybrid Electric Vehicle Considering Fuel Economy and Battery Aging,“ in *International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting*, SAE Technical Paper 2019-01-0079 (San Antonio, TX, United States, 22.–24. 01. 2019), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-0079.
- [32] B. Xu, F. Malmir, D. Rathod et al., „Real-Time Reinforcement Learning Optimized Energy Management for a 48V Mild Hybrid Electric Vehicle,“ in *WCX SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2019-01-1208 (Detroit, MI, United States, 09.–11. 04. 2019), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-1208.
- [33] S. Nazari, J. Siegel & A. Stefanopoulou, „Optimal Energy Management for a Mild Hybrid Vehicle With Electric and Hybrid Engine Boosting Systems,“ *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Jg. 68, Nr. 4, S. 3386–3399, 2019. DOI: 10.1109/TVT.2019.2898868.
- [34] P. Griefnow, J. Andert, G. Birmes et al., „Optimierungsbasiertes Energiemanagement für 48-V-Mildhybrid-Antriebe,“ *ATZextra*, Jg. 24, Nr. 2, S. 42–47, 2019. DOI: 10.1007/s35778-019-0015-5.
- [35] P. Griefnow, J. Andert, J. Richenhagen et al., „Holistic Energy Management of 48V Mild Hybrid Vehicles,“ in *19th International Congress ELIV (Electronics In Vehicles)*, (Bonn, Deutschland, 16.–17. 10. 2019), Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), Ser. VDI-Bericht, VDI Verlag, 2019, S. 127–138, ISBN: 978-3-18-092357-4.
- [36] A. Jain, T. Nueesch, C. Naegele et al., „Modeling and Control of a Hybrid Electric Vehicle With an Electrically Assisted Turbocharger,“ *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Jg. 65, Nr. 6, S. 4344–4358, 2016. DOI: 10.1109/TVT.2016.2533585.
- [37] S. Nazari, J. Siegel & A. Stefanopoulou, „Optimal Energy Management for a Hybrid Electric Vehicle with a Power Split Supercharger,“ in *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, (Chicago, IL, United States, 27.–30. 08. 2018), Ser. Proceedings, IEEE, 2018, S. 231–236, ISBN: 978-1-5386-6203-8. DOI: 10.1109/VPPC.2018.8604999.
- [38] K. Lüpkes, J. Pillas, R. Pätzold et al., „Fahrleistungsoptimale Ansteuerung einer elektrischen Maschine und eines elektrischen Verdichters auf 48 V Spannungslage,“ in *Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement (EEHE)*, (Bamberg, 17.–18. 05. 2017), Ser. Haus der Technik, 2017. Adresse: http://eehe.de/wp-content/uploads/2017/05/Paper_EEHE2017_V21.pdf (Zugriff am 08. 11. 2018).
-

- [39] M. Griffen, P. Keller, S. Mohon et al., „Development of a 48V P0 demonstration vehicle with eBooster® air charging,“ in *18. Internationales Stuttgarter Symposium*, Ser. Proceedings, M. Bargende, H.-C. Reuss & J. Wiedemann (Hrsg.), Springer Vieweg, 2018, S. 551–566, ISBN: 978-3-658-21193-6. DOI: 10.1007/978-3-658-21194-3_43.
- [40] S. Mohon, K. van Maanen, X. Liu et al., „Development of a 48 V P0 Demonstration Vehicle with eBooster® Air Charging,“ in *WCX World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2018-01-0418 (Detroit, MI, United States, 10.–12. 04. 2018), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0418.
- [41] A. Zanelli, F. Millo, M. Barbolini et al., „Assessment through Numerical Simulation of the Impact of a 48 V Electric Supercharger on Performance and CO₂ Emissions of a Gasoline Passenger Car,“ in *WCX SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2019-01-1284 (Detroit, MI, United States, 09.–11. 04. 2019), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-1284.
- [42] F. Millo, F. Accurso, A. Zanelli et al., „Numerical Investigation of 48 V Electrification Potential in Terms of Fuel Economy and Vehicle Performance for a Lambda-1 Gasoline Passenger Car,“ *Energies*, Jg. 12, Nr. 2998, 2019. DOI: 10.3390/en12152998.
- [43] S. Nazari, R. Middleton, J. Siegel et al., „Equivalent Consumption Minimization Strategy for a Power Split Supercharger,“ in *WCX SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2019-01-1207 (Detroit, MI, United States, 09.–11. 04. 2019), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-1207.
- [44] F. Accurso, A. Zanelli, L. Rolando et al., „Real Time Energy Management Control Strategies for an Electrically Supercharged Gasoline Hybrid Vehicle,“ in *WCX SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2020-01-1009, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2020. DOI: 10.4271/2020-01-1009.
- [45] J. Schaub, C. Frenken, P. Griefnow et al., „FEV ECObrid – a 48V mild hybrid concept for passenger car Diesel engines,“ in *Internationaler Motorenkongress 2017*, Ser. Proceedings, J. Liebl & C. Beidl (Hrsg.), Springer Vieweg, 2017, S. 245–260, ISBN: 978-3-658-17108-7. DOI: 10.1007/978-3-658-17109-4_15.
- [46] J. Schaub, C. Frenken, P. Griefnow et al., „48-V-Mildhybrid-Konzept für Pkw-Dieselmotoren,“ *ATZextra*, Jg. 22, Nr. 1, S. 22–27, 2017. DOI: 10.1007/s35778-017-0007-2.
- [47] M. Engels, P. Griefnow, J. Andert et al., „Prüfstandskonzept zur Entwicklung ausfallsicherer Niedervolt-Energiebordnetze,“ *ATZextra*, Jg. 25, Nr. 2, S. 36–40, 2020. DOI: 10.1007/s35778-020-0116-1.
- [48] S. Klein, P. Griefnow, D. Guse et al., „Virtual 48 V Mild Hybridization: Efficient Validation by Engine-in-the-Loop,“ *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, Jg. 7, Nr. 3, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0410.
- [49] J. Ogrzewalla, E. Morra, P. Griefnow et al., „Energy Balance of 48 V Mild Hybrid Vehicles with Electric Driven Supercharger,“ in *Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement VII*, Ser. Haus der Technik Fachbuch, C. Hoff & O. Sirch (Hrsg.), expert verlag, 2016, S. 95–107, ISBN: 9783816933465.
- [50] F. Xia, P. Griefnow, F. Tidau et al., „Electric Torque Assist and Supercharging of a Downsized Gasoline Engine in a 48V Mild Hybrid Powertrain,“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 235, Nr. 5, S. 1245–1255, 2021. DOI: 10.1177/0954407020968956.
- [51] P. Griefnow, J. Andert, F. Xia et al., „Real-Time Modeling of a 48V P0 Mild Hybrid Vehicle with Electric Compressor for Model Predictive Control,“ in *WCX SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2019-01-0350 (Detroit, MI, United States, 09.–11. 04. 2019), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-0350.

- [52] J. Andert, P. Griefnow, D. Jolovic et al., „ANTRIEBSSTRANG FÜR EINEN HYBRIDANTRIEB,“ Patent DE102020003248A1, 2020.
- [53] „Regelung Nr. 83 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UNECE) – Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Emission von Schadstoffen aus dem Motor entsprechend den Kraftstoffordnungen des Motors [2019/253],“ Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa, UNECE R83, 15. 02. 2019.
- [54] K. Reif, K.-E. Noreikat & K. Borgeest, *Kraftfahrzeug-Hybridantriebe – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen*, Ser. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012, ISBN: 9783834807229. DOI: 10.1007/978-3-8348-2050-1.
- [55] „Hybrid Electric Vehicle (HEV) and Electric Vehicle (EV) Terminology,“ Society of Automobile Engineers, SAE J1715_201410, 06. 10. 2014.
- [56] P. Hofmann, *Hybridfahrzeuge – Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft*, 2. Aufl. Wien, Österreich: Springer, 2014, ISBN: 3709117801.
- [57] J. Liebl, M. Lederer, K. Rohde-Brandenburger et al., *Energiemanagement im Kraftfahrzeug*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, ISBN: 978-3-658-04450-3. DOI: 10.1007/978-3-658-04451-0.
- [58] F. Eichler, K. Bennewitz, C. Helbing et al., „Volkswagen elektrifiziert den neuen Golf,“ in 38. *Internationales Wiener Motorensymposium*, Ser. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik/ Fahrzeugtechnik, Nr. 802, H. P. Lenz (Hrsg.), VDI Verlag, 2017, S. 14–40, ISBN: 9783183802128.
- [59] E. Frickenstein, M. Wier, M. Hafkemeyer et al., „Intelligente Generatorregelung,“ *ATZelektronik*, Jg. 1, Nr. 4, S. 6–15, 2006. DOI: 10.1007/BF03223834.
- [60] S. Büchner, „Energiemanagement-Strategien für elektrische Energiebordnetze in Kraftfahrzeugen,“ Dissertation, Technische Universität Dresden, Göttingen, 2008.
- [61] P. Firsching, M. Kneißler & M. Rauch, „Segeln und erweitertes Start-Stopp im Kleinwagensegment,“ *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Jg. 117, Nr. 9, S. 56–61, 2015. DOI: 10.1007/s35148-015-0105-7.
- [62] F. Graf, S. Baensch, T. Knorr et al., „48 Volt High Power: Electric Drive for Excellent CO2 Emissions & Electric Driving Features,“ in *19th International Congress ELIV (Electronics In Vehicles)*, (Bonn, Deutschland, 16.–17. 10. 2019), Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), Ser. VDI-Bericht, VDI Verlag, 2019, S. 153–168, ISBN: 978-3-18-092357-4.
- [63] L. Eckstein, *Alternative und elektrifizierte Fahrzeugantriebe – Vorlesungsumdruck*, 1. Aufl., Ser. Schriftenreihe Automobiltechnik. Aachen: fka, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen, 2015, Bd. 184, ISBN: 9783940374899.
- [64] „Regelung Nr. 100 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UNECE) – Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der besonderen Anforderungen an den Elektroantrieb [2015/505],“ Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa, UNECE R100, 31. 03. 2015.
- [65] „Elektrische und elektronische Komponenten im Kraftfahrzeug 48V-Bordnetz – Anforderungen und Prüfungen,“ Verband der Automobilindustrie, VDA 320, 08. 08. 2014.
- [66] O. Sirch, G. Immel, J. Fröschl et al., „Die Herausforderungen für die Elektrik/Elektronik in der Automobilindustrie durch die Einführung einer 48-Volt-Versorgungsspannung,“ in *16. Internationaler Kongress Elektronik im Fahrzeug*, (Baden-Baden, Deutschland, 16.–17. 10. 2013), Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.), Ser. VDI-Berichte, Bd. 2188, VDI Verlag, 2013, S. 331–349, ISBN: 9783180921884.
-

- [67] M. Kuypers, „Application of 48 Volt for Mild Hybrid Vehicles and High Power Loads,“ in *SAE 2014 World Congress & Exhibition*, SAE Technical Paper 2014-01-1790 (Detroit, MI, United States, 08.–10. 04. 2014), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2014. DOI: 10.4271/2014-01-1790.
- [68] M. Lenhart-Rydzek, M. Rau & M. Ebert, „Requirements and Protection within a 48V Automotive Wiring System,“ in *SAE 2015 World Congress & Exhibition*, SAE Technical Paper 2015-01-0236 (Detroit, MI, United States, 21.–23. 04. 2015), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2015. DOI: 10.4271/2015-01-0236.
- [69] M. Timmann & M. Renz, „48V at Mercedes-Benz – options for further applications,“ in *14. Internationales Stuttgarter Symposium*, Ser. Proceedings, M. Bargende, H.-C. Reuss & J. Wiedemann (Hrsg.), Springer Vieweg, 2014, S. 645–663, ISBN: 978-3-658-05129-7. DOI: 10.1007/978-3-658-05130-3_45.
- [70] D. Song, K. Schwaiger, C. Korte et al., „Highly dynamic multiphase wide-bandgap DC-DC converter for automotive active suspension systems,“ in *2017 IEEE 3rd International Future Energy Electronics Conference and ECCE Asia (IFEEC 2017 - ECCE Asia)*, (Kaohsiung, Taiwan, 03.–07. 06. 2017), IEEE, 2017, S. 528–533, ISBN: 978-1-5090-5157-1. DOI: 10.1109/IFEEC.2017.7992094.
- [71] S. Cytrynski, U. Neerpasch, R. Bellmann et al., „Das aktive Fahrwerk des neuen GLE von Mercedes-Benz,“ *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Jg. 120, Nr. 12, S. 42–45, 2018. DOI: 10.1007/s35148-018-0171-8.
- [72] K. Wanner, T. Munding & M. Weber, „Das 48-V-System von Mercedes-Benz,“ *ATZextra*, Jg. 23, Nr. 1, S. 34–39, 2018. DOI: 10.1007/s35778-018-0004-0.
- [73] B. Richards, K. Gray & J. Tran, „Elektrisch angetriebener Kompressor zur kontinuierlichen Aufladung,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 77, Nr. 5, S. 62–67, 2016. DOI: 10.1007/s35146-016-0027-2.
- [74] J. Dabbabi, S. Kowalik, M. Wenzelburger et al., „Elektrisch unterstützter Turbolader für das 48-V-Bordnetz,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 78, Nr. 10, S. 16–21, 2017. DOI: 10.1007/s35146-017-0093-0.
- [75] O. Vollrath, O. Storz, P. Lautenschütz et al., „Der neue Mercedes-Benz-Reihensechszylinder-Ottomotor mit 48-V-Elektrifizierung,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 79, Nr. 5, S. 60–67, 2018. DOI: 10.1007/s35146-018-0014-x.
- [76] J. German, *Hybrid Vehicles – Technology Development and Cost Reduction*, International Council on Clean Transportation (Hrsg.), 2015. Adresse: <https://theicct.org/publications/hybrid-vehicles-trends-technology-development-and-cost-reduction> (Zugriff am 13. 02. 2020).
- [77] H. Sorger, W. Schöffmann, A. Ennemoser et al., „The Ideal Base Engine for 48 Volts – Chances for Efficiency Improvement and Optimization of the Overall System Complexity,“ in *24. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, (Aachen, Deutschland, 05.–07. 10. 2015), S. Pischinger, L. Eckstein, K. Deppenkemper et al. (Hrsg.), Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen University, 2015, S. 1091–1112, ISBN: 9783000492051.
- [78] Olivier Coppin, „From 12V to 48V – Extending the hybridization road map,“ in *Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement VI*, Ser. Haus der Technik Fachbuch, C. Hoff & O. Sirch (Hrsg.), expert verlag, 2015, ISBN: 978-3-8169-3311-3.
- [79] W. Schöffmann, H. Sorger & M. Weissbäck, „Effiziente und kostenoptimierte Antriebs-einheit für 48-V-Systeme,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 78, Nr. 5, S. 44–49, 2017. DOI: 10.1007/s35146-017-0023-1.
-

- [80] T. Shi, F. Zhao, H. Hao et al., „Structure Analysis and Cost Estimation of Hybrid Electric Passenger Vehicle and the Application in China Case,“ in *WCX World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2018-01-1131 (Detroit, MI, United States, 10.–12.04.2018), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-1131.
- [81] C. Helbing, K. Bennewitz & A. Mann, „Das 48-V-Mildhybrid-Antriebssystem des Volkswagen Golf 8,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 81, Nr. 2, S. 18–25, 2020. DOI: 10.1007/s35146-019-0169-0.
- [82] R. Golloch, *Downsizing bei Verbrennungsmotoren – Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*, 1. Aufl., Ser. VDI-Buch. Springer Berlin Heidelberg, 2005, ISBN: 9783540238836.
- [83] G. P. Merker & R. Teichmann (Hrsg.), *Grundlagen Verbrennungsmotoren – Funktionsweise und alternative Antriebssysteme Verbrennung, Messtechnik und Simulation*, 9. Aufl., Ser. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019, ISBN: 978-3-658-23557-4.
- [84] M. Kleinen, „Variabilitäten am Radialverdichter – Ansätze zur Effizienz- und Dynamiksteigerung am Verbrennungsmotor,“ in *Der Verbrennungsmotor – ein Antrieb mit Vergangenheit und Zukunft*, T. Roß & A. Heine (Hrsg.), Springer Vieweg, 2018, S. 105–125, ISBN: 978-3-658-19290-7. DOI: 10.1007/978-3-658-19291-4_8.
- [85] R. Aymanns, T. Uhlmann, J. Scharf et al., „Elektrische Zusatzaufladung – neue Freiheitsgrade durch höhere Bordnetzspannungen,“ in *Der Antrieb von morgen 2014*, Ser. Proceedings, J. Liebl (Hrsg.), Springer Vieweg, 2018, S. 35–56, ISBN: 978-3-658-23784-4. DOI: 10.1007/978-3-658-23785-1_3.
- [86] H. Gabriel, S. Jacob, U. Münkler et al., „Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie für Ottomotoren,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 68, Nr. 2, S. 96–103, 2007. DOI: 10.1007/BF03225448.
- [87] H. Hiereth & P. Prenninger, *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine*, Ser. Der Fahrzeugantrieb. Vienna: Springer, 2003, ISBN: 9783709172193. DOI: 10.1007/978-3-7091-0650-1.
- [88] T. Katrašnik, F. Trenc, V. Medica et al., „An Analysis of Turbocharged Diesel Engine Dynamic Response Improvement by Electric Assisting Systems,“ *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 127, Nr. 4, S. 918–926, 2005. DOI: 10.1115/1.1924533.
- [89] S. Martin, C. Beidl, M. Münz et al., „Potenziale elektrischer Zusatzaufladung mit neuen Regelungskonzepten,“ in *Internationaler Motorenkongress 2014*, Ser. Proceedings, J. Liebl (Hrsg.), Springer Vieweg, 2014, S. 207–227, ISBN: 978-3-658-05015-3. DOI: 10.1007/978-3-658-05016-0_13.
- [90] Q. Tang, J. Fu, J. Liu et al., „Comparison and analysis of the effects of various improved turbocharging approaches on gasoline engine transient performances,“ *Applied Thermal Engineering*, Jg. 93, S. 797–812, 2016. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.09.063.
- [91] T. Katrašnik, S. Rodman, F. Trenc et al., „Improvement of the Dynamic Characteristic of an Automotive Engine by a Turbocharger Assisted by an Electric Motor,“ *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 125, Nr. 2, S. 590–595, 2003. DOI: 10.1115/1.1563246.
- [92] J. Seibel, J. Slotman, C. Müller et al., „Antriebsstrangkonzzept für Hochleistungsfahrzeuge,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 80, Nr. 12, S. 46–51, 2019. DOI: 10.1007/s35146-019-0135-x.
- [93] S. Rothgang, M. Pachmann, S. Nigrin et al., „Der elektrische Verdichter Herausforderung, Konzeption und Umsetzung,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 76, Nr. 9, S. 16–21, 2015. DOI: 10.1007/s35146-015-0083-z.
-

- [94] R. Salehi, J. Martz, A. Stefanopoulou et al., „Comparison of High- and Low-Pressure Electric Supercharging of a HDD Engine: Steady State and Dynamic Air-Path Considerations,“ in *SAE 2016 World Congress and Exhibition*, SAE Technical Paper 2016-01-1035 (Detroit, MI, United States, 12.–14. 04. 2016), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2016. DOI: 10.4271/2016-01-1035.
- [95] T. Heiduk, U. Weiß, A. Fröhlich et al., „Der neue V8-TDI-Motor von Audi Teil 1: Aggregatearchitektur und Aufladekonzept mit elektrischem Verdichter,“ *MTZ - Motor-technische Zeitschrift*, Jg. 77, Nr. 6, S. 24–31, 2016. DOI: 10.1007/s35146-016-0042-3.
- [96] J. Königstedt, N. Ardey, A. Fröhlich et al., „Die konsequente Weiterentwicklung des neuen V6-TFSI-Motors von Audi,“ in *39. Internationales Wiener Motorensymposium 26.-27. April 2018*, Ser. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, B. Geringer & H. P. Lenz (Hrsg.), Bd. 1, VDI-Verlag, 2018, S. 67–92, ISBN: 9783183807123.
- [97] T. Heiduk, U. Weiß, S. Zülch et al., „Integration eines elektrischen Verdichters bei modernen Pkw-Dieselmotoren – Freiheitsgrade und Potenziale dieser neuen Technik,“ in *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2015*, Ser. Proceedings, J. Liebl (Hrsg.), Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, S. 23–40, ISBN: 978-3-658-23523-9. DOI: 10.1007/978-3-658-23524-6_2.
- [98] M. Forissier, D. Zechmair, O. Weber et al., „The Electric Supercharger – Improved transient behavior and reduced CO₂ as well as NO_x Emissions at the same time?“ In *Engine processes*, M. Sens (Hrsg.), expert verlag, 2013, S. 321–344, ISBN: 3816932223.
- [99] T. Schnorbus, J. Schaub, M. Miccio et al., „Mild hybridisation and electric boosting improving diesel emissions and fuel efficiency with premium performance,“ in *24. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, (Aachen, Deutschland, 05.–07. 10. 2015), S. Pischinger, L. Eckstein, K. Deppenkemper et al. (Hrsg.), Bd. 1, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen University, 2015, S. 329–350, ISBN: 9783000492051.
- [100] M. Bassett, J. Hall, T. Cains et al., „Dynamic Downsizing Gasoline Demonstrator,“ *SAE International Journal of Engines*, Jg. 10, S. 884–891, 2017. DOI: 10.4271/2017-01-0646.
- [101] J. Gindele, T. Ramsteiner, J. Fischer et al., „Der neue 2,0-l-Hochleistungs-Vierzylinder-motor von Mercedes-AMG,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 74, Nr. 9, S. 664–671, 2013. DOI: 10.1007/s35146-013-0199-y.
- [102] H. Breitbach, D. Metz, S. Weiske et al., „Application and Design of the Electrically Driven Compressor from BorgWarner,“ *MTZ worldwide*, Jg. 76, Nr. 10, S. 16–21, 2015. DOI: 10.1007/s38313-015-0042-6.
- [103] Daimler AG, Technische Information und Werkstatteinrichtung, Abteilung GSP/OR. „Einführung neue A-Klasse AMG mit Motor M 133 Typenreihe 176 AMG – Einführungsschrift für den Service.“ Daimler AG (Hrsg.). (2013), Adresse: <https://docplayer.org/26332534-Einfuehrung-neue-a-klasse-amg-mit-motor-m-133-typenreihe-176-amg-einfuehrungsschrift-fuer-den-service.html> (Zugriff am 16. 01. 2019).
- [104] M. F. Stapelbroek, G. Birmes, M. Thewes et al., „Fuel consumption reduction and performance improvement by electric driven supercharger,“ in *25. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, (Aachen, Deutschland, 10.–12. 10. 2016), S. Pischinger & L. Eckstein (Hrsg.), Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen University, 2016, S. 1173–1192, ISBN: 9783000521102.
- [105] A123 Systems. „Lithium-ion 48V Battery.“ (2018), Adresse: <http://www.a123systems.com/automotive/products/systems/48v-battery/> (Zugriff am 13. 11. 2018).
-

- [106] Deutsche Rohstoffagentur (DERA) in der Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe. „Preismonitor September 2018.“ (2018), Adresse: https://www.deutscherohstoffagentur.de/DERA/DE/Rohstoffinformationen/Rohstoffpreise/Preismonitor/preismonitor_node.html (Zugriff am 13. 11. 2018).
- [107] R. Korthauer, *Handbuch Lithium-Ionen-Batterien*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013, ISBN: 978-3-642-30652-5. DOI: 10.1007/978-3-642-30653-2.
- [108] M. Roscher, „Zustandserkennung von LiFePO₄-Batterien für Hybrid- und Elektrofahrzeuge,“ Dissertation, RWTH Aachen University, Aachen, 2011.
- [109] T. Wienecke, H. Selter, D. König et al., „48V Waterpumps,“ in *Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement (EEHE)*, (Bamberg, 17.–18. 05. 2017), Ser. Haus der Technik, 2017.
- [110] B. Triess, C. P. Müller, U. Lauff et al., „Entwicklung und Applikation von Motor- und Getriebesteuerungen: mit der ETK-Steuergeräteschnittstelle,“ *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Jg. 109, Nr. 1, S. 32–39, 2007. DOI: 10.1007/BF03221856.
- [111] J. Richenhagen, H. Venkitachalam, S. Pischinger et al., „PERSIST – A scalable software architecture for the control of diverse automotive hybrid topologies,“ in *15. Internationales Stuttgarter Symposium*, Ser. Proceedings, M. Bargende, H.-C. Reuss & J. Wiedemann (Hrsg.), Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, S. 37–56, ISBN: 978-3-658-08843-9. DOI: 10.1007/978-3-658-08844-6_4.
- [112] Springer Fachmedien Wiesbaden, „AUTOSAR – The Worldwide Automotive Standard for E/E Systems,“ *ATZextra worldwide*, Jg. 18, Nr. 9, S. 5–12, 2013. DOI: 10.1007/s40111-013-0003-5.
- [113] J. Richenhagen, A. Schlosser & S. Pischinger, „Entwicklung modularer Antriebsstrangsteuerungen mit kontinuierlicher Integration,“ *ATZelektronik*, Jg. 8, Nr. 2, S. 144–148, 2013. DOI: 10.1365/s35658-013-0277-4.
- [114] AUTOSAR. „Application Interface.“ (2019), Adresse: <https://www.autosar.org/standards/application-interface/> (Zugriff am 18. 01. 2019).
- [115] —, „Application Interfaces User Guide – V1.3.0.“ (2013), Adresse: https://www.autosar.org/fileadmin/user_upload/standards/classic/4-1/AUTOSAR_EXP_AIUserGuide.pdf (Zugriff am 18. 01. 2019).
- [116] —, „Explanation of Application Interfaces of the Powertrain Domain – Release 4.2.2.“ (2015), Adresse: https://www.autosar.org/fileadmin/user_upload/standards/classic/4-2/AUTOSAR_EXP_AIPowertrain.pdf (Zugriff am 18. 01. 2019).
- [117] K. Reif (Hrsg.), *Bosch-Autoelektrik und -Autoelektronik – Bordnetze, Sensoren und elektronische Systeme*, 6. Aufl., Ser. Bosch-Fachinformation Automobil. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011, ISBN: 978-3-8348-1274-2.
- [118] S. H.-J. Müller, „Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren – Untersuchung, Bewertung, Optimierung,“ Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2010.
- [119] K. Reif, *Automobilelektronik – Eine Einführung für Ingenieure*, 5. Aufl., Ser. ATZ-MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, ISBN: 978-3-658-05048-1.
- [120] N. Merdes, R. Pätzold, N. Ramsperger et al., „Die neuen R4-Ottomotoren M270 mit Turboaufladung,“ *ATZextra*, Jg. 17, Nr. 4, S. 58–63, 2012. DOI: 10.1365/s35778-012-0745-0.
- [121] M. Hart, J. Gindele, T. Ramsteiner et al., „Der neue Hochleistungsvierzylinderomotor mit Turboaufladung von AMG,“ in *34. Internationales Wiener Motorensymposium*, Ser. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik/ Fahrzeugtechnik, Nr. 764, H. P. Lenz (Hrsg.), VDI Verlag, 2013, S. 74–100, ISBN: 978-3-18-376412-9.
-

- [122] A. Völz, *Modellprädiktive Regelung nichtlinearer Systeme mit Unsicherheiten*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, ISBN: 978-3-658-16278-8. DOI: 10.1007/978-3-658-16279-5.
- [123] B. Kouvaritakis & M. Cannon, *Model Predictive Control*. Springer International Publishing, 2016, ISBN: 978-3-319-24851-6. DOI: 10.1007/978-3-319-24853-0.
- [124] A. E. Bryson, „Optimal control-1950 to 1985,“ *IEEE Control Systems*, Jg. 16, Nr. 3, S. 26–33, 1996. DOI: 10.1109/37.506395.
- [125] Rudolf E. Kalman, „Contributions to the Theory of Optimal Control,“ in *Boletin de la Sociedad Matematica Mexicana*, Bd. 5, 1960, S. 102–119.
- [126] S. V. Raković & W. S. Levine, *Handbook of Model Predictive Control*, Ser. Control Engineering. Cham: Springer International Publishing & Imprint: Birkhäuser, 2019, ISBN: 3319774905.
- [127] T. Lammersen, „Modellbasierte Regelung hochdynamischer Verbrennungsvorgänge,“ Dissertation, RWTH Aachen University, Aachen, 2017. DOI: 10.18154/RWTH-2017-10648.
- [128] D. Abel, *Regelungstechnik und Ergänzungen (Höhere Regelungstechnik) – Umdruck zur Vorlesung*, 44. Aufl. Aachen: Aachener Forschungsgesellschaft Regelungstechnik e. V. (AFR), 2020, ISBN: 978-3-8107-0067-3.
- [129] J. Lunze, *Regelungstechnik 2 – Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*, 8. Aufl., Ser. Springer-Lehrbuch. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014, ISBN: 978-3-642-53944-2.
- [130] A. Trächtler & J. Gausemeier, *Steigerung der Intelligenz mechatronischer Systeme*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018, ISBN: 978-3-662-56391-5. DOI: 10.1007/978-3-662-56392-2.
- [131] J. Nocedal & S. J. Wright, *Numerical optimization*, 2. Aufl., Ser. Springer series in operation research and financial engineering. New York, NY, United States: Springer, 2006, ISBN: 9781493937110.
- [132] M. Diehl, H. J. Ferreau & N. Haverbeke, „Efficient Numerical Methods for Nonlinear MPC and Moving Horizon Estimation,“ in *Nonlinear Model Predictive Control*, Ser. Lecture Notes in Control and Information Sciences, M. Morari, F. Allgöwer, L. Magni et al. (Hrsg.), Bd. 384, Springer Berlin Heidelberg, 2009, S. 391–417, ISBN: 978-3-642-01093-4. DOI: 10.1007/978-3-642-01094-1_32.
- [133] M. Konnik & J. de Dona, „Hot-start efficiency of quadratic programming algorithms for fast model predictive control: A comparison via an adaptive optics case study,“ in *4th Australian Control Conference (AUCC)*, (Canberra, Australia, 17.–18. 11. 2014), IEEE, 2014, S. 95–100, ISBN: 978-1-9221-0739-8. DOI: 10.1109/AUCC.2014.7358641.
- [134] H. J. Ferreau, C. Kirches & A. Potschka. „qpOASES webpage.“ (2007-2017), Adresse: <https://projects.coin-or.org/qpOASES> (Zugriff am 23. 12. 2019).
- [135] H. J. Ferreau, H. G. Bock & M. Diehl, „An online active set strategy to overcome the limitations of explicit MPC,“ *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, Jg. 18, Nr. 8, S. 816–830, 2008. DOI: 10.1002/rnc.1251.
- [136] H. J. Ferreau, C. Kirches, A. Potschka et al., „qpOASES: a parametric active-set algorithm for quadratic programming,“ *Mathematical Programming Computation*, Jg. 6, Nr. 4, S. 327–363, 2014. DOI: 10.1007/s12532-014-0071-1.
- [137] R. Quirynen, M. Vukov & M. Diehl, „Multiple Shooting in a Microsecond,“ in *Multiple Shooting and Time Domain Decomposition Methods*, Ser. Contributions in Mathematical and Computational Sciences, T. Carraro, M. Geiger, S. Körkel et al. (Hrsg.), Bd. 9, Springer International Publishing, 2015, S. 183–201, ISBN: 978-3-319-23320-8. DOI: 10.1007/978-3-319-23321-5_7.
-

-
- [138] R. Quirynen, M. Vukov, M. Zanon et al., „Autogenerating microsecond solvers for nonlinear MPC: A tutorial using ACADO integrators,“ *Optimal Control Applications and Methods*, Jg. 36, Nr. 5, S. 685–704, 2015. DOI: 10.1002/oca.2152.
- [139] S. Gros, M. Zanon, R. Quirynen et al., „From linear to nonlinear MPC: bridging the gap via the real-time iteration,“ *International Journal of Control*, Jg. 20, Nr. 1, S. 1–19, 2017. DOI: 10.1080/00207179.2016.1222553.
- [140] S. Gros, R. Quirynen & M. Diehl, „Aircraft control based on fast non-linear MPC & multiple-shooting,“ in *51st IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, (Maui, HI, United States, 10.–13. 12. 2012), IEEE, 2012, S. 1142–1147, ISBN: 978-1-4673-2066-5. DOI: 10.1109/CDC.2012.6426439.
- [141] T. Albin, D. Ritter, D. Abel et al., „Nonlinear MPC for a two-stage turbocharged gasoline engine airpath,“ in *54th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, (Osaka, Japan, 15.–18. 12. 2015), IEEE, 2015, S. 849–856, ISBN: 978-1-4799-7886-1. DOI: 10.1109/CDC.2015.7402335.
- [142] T. Albin, D. Ritter, N. Liberda et al., „In-Vehicle Realization of Nonlinear MPC for Gasoline Two-Stage Turbocharging Airpath Control,“ *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Jg. 26, Nr. 5, S. 1606–1618, 2018. DOI: 10.1109/TCST.2017.2724020.
- [143] G. Vagnoni, S. Petri, F. Aubeck et al., „Predictive Engine and Aftertreatment Control Concepts for a Heavy-Duty Long-Haul Truck,“ in *27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, (Aachen, Germany, 08.–10. 10. 2018), Bd. 2, Institute for Automotive Engineering (RWTH Aachen University) & Institute for Combustion Engines (RWTH Aachen University), 2018, S. 1435–1452, ISBN: 978-3-00-057468-9.
- [144] B. Houska, H. J. Ferreau & M. Diehl, „ACADO toolkit – An open-source framework for automatic control and dynamic optimization,“ *Optimal Control Applications and Methods*, Jg. 32, Nr. 3, S. 298–312, 2011. DOI: 10.1002/oca.939.
- [145] D. Ariens, M. Diehl, H. J. Ferreau et al. „ACADO Toolkit User’s Manual – Version 1.2.1beta.“ (2014), Adresse: http://acado.sourceforge.net/doc/pdf/acado_manual.pdf (Zugriff am 28. 12. 2019).
- [146] D. Ariens, M. Diehl, H. J. Ferreau et al. „ACADO webpage.“ (2014), Adresse: <http://www.acadotoolkit.org> (Zugriff am 29. 12. 2019).
- [147] R. Quirynen, S. Gros, B. Houska et al., „Lifted collocation integrators for direct optimal control in ACADO toolkit,“ *Mathematical Programming Computation*, Jg. 9, Nr. 4, S. 527–571, 2017. DOI: 10.1007/s12532-017-0119-0.
- [148] M. Diehl, H. G. Bock, H. Diedam et al., „Fast Direct Multiple Shooting Algorithms for Optimal Robot Control,“ in *Fast Motions in Biomechanics and Robotics*, Ser. Lecture Notes in Control and Information Sciences, M. Diehl & K. Mombaur (Hrsg.), Bd. 340, Springer-Verlag GmbH, 2006, S. 65–93, ISBN: 978-3-540-36118-3. DOI: 10.1007/978-3-540-36119-0_4.
- [149] M. Vukov, A. Domahidi, H. J. Ferreau et al., „Auto-generated algorithms for nonlinear model predictive control on long and on short horizons,“ in *53rd IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, (Florence, Italy, 10.–13. 12. 2013), IEEE, 2013, S. 5113–5118, ISBN: 978-1-4673-5717-3. DOI: 10.1109/CDC.2013.6760692.
- [150] K. Strehmel, R. Weiner & M. Podhajski, *Numerik gewöhnlicher Differentialgleichungen – Nichtsteife, steife und differentialalgebraische Gleichungen*, 2. Aufl. Berlin: Springer Spektrum, 2012, ISBN: 978-3-8348-2263-5.
- [151] H. G. Bock & K. J. Plitt, „A Multiple Shooting Algorithm for Direct Solution of Optimal Control Problems,“ *IFAC Proceedings Volumes*, Jg. 17, Nr. 2, S. 1603–1608, 1984. DOI: 10.1016/S1474-6670(17)61205-9.
-

- [152] D. B. Leineweber, I. Bauer, H. G. Bock et al., „An efficient multiple shooting based reduced SQP strategy for large-scale dynamic process optimization. Part 1: theoretical aspects,“ *Computers & Chemical Engineering*, Jg. 27, Nr. 2, S. 157–166, 2003. DOI: 10.1016/S0098-1354(02)00158-8.
- [153] J. Albersmeyer & M. Diehl, „The Lifted Newton Method and Its Application in Optimization,“ *SIAM Journal on Optimization*, Jg. 20, Nr. 3, S. 1655–1684, 2010. DOI: 10.1137/080724885.
- [154] S. Mahapatra, T. Egel, R. Hassan et al., „Model-Based Design for Hybrid Electric Vehicle Systems,“ in *SAE World Congress & Exhibition*, SAE Technical Paper 2008-01-0085 (Detroit, MI, United States, 14.–17. 04. 2008), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2008. DOI: 10.4271/2008-01-0085.
- [155] M. Eigner, D. Roubanov & R. Zafirov (Hrsg.), *Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung*. Berlin, Germany: Springer Vieweg, 2014, ISBN: 978-3-662-43816-9.
- [156] J. M. Richenhagen, „Entwicklung von Steuerungs-Software für den automobilen Antriebsstrang mit agilen Methoden,“ Dissertation, RWTH Aachen University, Aachen, 2014.
- [157] R. Isermann, *Fahrdynamik-Regelung*. Wiesbaden: Vieweg, 2006, ISBN: 978-3-8348-0109-8. DOI: 10.1007/978-3-8348-9049-8.
- [158] E. Bringmann & A. Kr., „Model-Based Testing of Automotive Systems,“ in *1st International Conference on Software Testing, Verification, and Validation (ICTS)*, (Lillehammer, Norway, 09.–11. 04. 2008), IEEE, 2008, S. 485–493, ISBN: 978-0-7695-3127-4. DOI: 10.1109/ICST.2008.45.
- [159] „Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme,“ VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung, VDI 2206, 01. 06. 2004.
- [160] M. Hommel, „Parallelisierte Simulationsprozesse für virtuelles Prototyping in der Automobilindustrie,“ Dissertation, Technischen Universität Carolo – Wilhelmina zu Braunschweig, Braunschweig, 2006.
- [161] J. Schäuffele & T. Zurawka, *Automotive Software Engineering*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, ISBN: 978-3-658-11814-3. DOI: 10.1007/978-3-658-11815-0.
- [162] C. J. Willmott, „ON THE VALIDATION OF MODELS,“ *Physical Geography*, Jg. 2, Nr. 2, S. 184–194, 1981. DOI: 10.1080/02723646.1981.10642213.
- [163] A. Botchkarev, „A New Typology Design of Performance Metrics to Measure Errors in Machine Learning Regression Algorithms,“ *Interdisciplinary Journal of Information, Knowledge, and Management*, Jg. 14, S. 45–76, 2019. DOI: 10.28945/4184.
- [164] C. Appelt, „Modellbasierte Optimalsteuerung im Energiemanagement des Kraftfahrzeugs,“ Dissertation, Technische Universität Berlin, Berlin, 2014. DOI: 10.14279/DEPOSITONCE-4201.
- [165] M. Jäger, „Einfluss des Thermomanagements auf die Effizienz elektrisch angetriebener Pkw,“ Dissertation, RWTH Aachen University, Aachen, 2015.
- [166] A. Sittig, „Optimierung und Applikation von Betriebsstrategien in Hybridfahrzeugen,“ Dissertation, Technische Universität München, München, 2014.
- [167] A. A. Malikopoulos, „Supervisory Power Management Control Algorithms for Hybrid Electric Vehicles: A Survey,“ *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, Jg. 15, Nr. 5, S. 1869–1885, 2014. DOI: 10.1109/TITS.2014.2309674.
- [168] P. Zhang, F. Yan & C. Du, „A comprehensive analysis of energy management strategies for hybrid electric vehicles based on bibliometrics,“ *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 48, S. 88–104, 2015. DOI: 10.1016/j.rser.2015.03.093.
-

- [169] W. Enang & C. Bannister, „Modelling and control of hybrid electric vehicles (A comprehensive review),“ *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Jg. 74, S. 1210–1239, 2017. DOI: 10.1016/j.rser.2017.01.075.
- [170] D. Görke, *Untersuchungen zur kraftstoffoptimalen Betriebsweise von Parallelhybridfahrzeugen und darauf basierende Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien*, Ser. Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, ISBN: 365814162X.
- [171] F. R. Salmasi, „Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles: Evolution, Classification, Comparison, and Future Trends,“ *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Jg. 56, Nr. 5, S. 2393–2404, 2007. DOI: 10.1109/TVT.2007.899933.
- [172] M. Bargende, H.-C. Reuss, A. Wagner et al. (Hrsg.), *19. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik*, Ser. Proceedings. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019, ISBN: 978-3-658-25938-9. DOI: 10.1007/978-3-658-25939-6.
- [173] C. Meis, „Flexibles Energiemanagement für hybride Nutzfahrzeuge,“ Dissertation, Technische Universität München, München, 2016.
- [174] M. Joševski, „Predictive Energy Management of Hybrid Electric Vehicles with Uncertain Torque Demand Forecast for On-Road Operation,“ Dissertation, RWTH Aachen University, Aachen, 2018. DOI: 10.18154/RWTH-2018-230881.
- [175] L. Guzzella & A. Sciarretta, *Vehicle Propulsion Systems – Introduction to Modeling and Optimization*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005, ISBN: 978-3-540-25195-8. DOI: 10.1007/3-540-28853-8.
- [176] M. F. Stapelbroek, „Optimale Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge unter Berücksichtigung homogenisierter Brennverfahren,“ Dissertation, RWTH Aachen University, Aachen, 2012.
- [177] A. Sciarretta & L. Guzzella, „Control of hybrid electric vehicles – Optimal Energy-Management Strategies,“ *IEEE Control Systems*, Jg. 27, Nr. 2, S. 60–70, 2007. DOI: 10.1109/MCS.2007.338280.
- [178] G. Rizzoni & S. Onori, „Energy Management of Hybrid Electric Vehicles: 15 years of development at the Ohio State University,“ *Oil & Gas Science and Technology - Revue de l'IFP*, Jg. 70, Nr. 1, S. 41–54, 2015. DOI: 10.2516/ogst/2014006.
- [179] S. Onori, L. Serrao & G. Rizzoni, *Hybrid Electric Vehicles – Energy Management Strategies*, 1. Aufl., Ser. SpringerBriefs in Electrical and Computer Engineering. London: Springer London, 2016, ISBN: 978-1-4471-6781-5. DOI: 10.1007/978-1-4471-6781-5.
- [180] Y. Huang, H. Wang, A. Khajepour et al., „Model predictive control power management strategies for HEVs: A review,“ *Journal of Power Sources*, Jg. 341, S. 91–106, 2017. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2016.11.106.
- [181] H. A. Borhan, C. Zhang, A. Vahidi et al., „Nonlinear Model Predictive Control for power-split Hybrid Electric Vehicles,“ in *49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, (Atlanta, GA, United States, 15.–17. 12. 2010), IEEE, 2010, S. 4890–4895, ISBN: 978-1-4244-7745-6. DOI: 10.1109/CDC.2010.5718075.
- [182] S. Onori & L. Serrao, „On adaptive-ECMS strategies for hybrid electric vehicles,“ *Int. Sci. Conf. Hybrid Electr. Veh.*, S. 1–7, 2011.
- [183] D. Zhao, R. Stobart, G. Dong et al., „Real-Time Energy Management for Diesel Heavy Duty Hybrid Electric Vehicles,“ *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Jg. 23, Nr. 3, S. 829–841, 2015. DOI: 10.1109/TCST.2014.2343939.
- [184] M. Salazar, C. Balerna, P. Elbert et al., „Real-Time Control Algorithms for a Hybrid Electric Race Car Using a Two-Level Model Predictive Control Scheme,“ *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Jg. 66, Nr. 12, S. 10 911–10 922, 2017. DOI: 10.1109/TVT.2017.2729623.
-

- [185] G. Steinmaurer & L. Del Re, „Optimal Energy Management for Mild Hybrid Operation of Vehicles with an Integrated Starter Generator,“ in *SAE 2005 World Congress & Exhibition*, SAE Technical Paper 2005-01-0280 (Detroit, MI, United States, 11.–14. 04. 2005), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2005. DOI: 10.4271/2005-01-0280.
- [186] L. Thibault, A. Sciarretta & P. Degeilh, „Reduction of pollutant emissions of diesel mild hybrid vehicles with an innovative energy management strategy,“ in *2017 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, (Los Angeles, CA, United States, 11.–14. 06. 2017), IEEE, 2017, S. 1274–1279, ISBN: 978-1-5090-4804-5. DOI: 10.1109/IVS.2017.7995887.
- [187] Y. Jun, B. C. Jeon & W. Youn, „Equivalent Consumption Minimization Strategy for Mild Hybrid Electric Vehicles with a Belt Driven Motor,“ in *WCX™ 17: SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2017-01-1177 (Detroit, MI, United States, 04.–06. 04. 2017), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2017. DOI: 10.4271/2017-01-1177.
- [188] M. Back, *Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen*, Ser. Schriften des Instituts für Regelungs- und Steuerungssysteme, Universität Karlsruhe (TH). Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe, 2006, Bd. 2, ISBN: 3866440316.
- [189] Y. Yin, Y. Ran, L. Zhang et al., „An Energy Management Strategy for a Super-Mild Hybrid Electric Vehicle Based on a Known Model of Reinforcement Learning,“ *Journal of Control Science and Engineering*, Jg. 2019, Nr. 4, S. 1–12, 2019. DOI: 10.1155/2019/9259712.
- [190] M. Josevski & D. Abel, „Multi-time scale model predictive control framework for energy management of hybrid electric vehicles,“ in *53rd IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, (Los Angeles, CA, United States, 15.–17. 12. 2014), IEEE, 2014, S. 2523–2528, ISBN: 978-1-4673-6090-6. DOI: 10.1109/CDC.2014.7039774.
- [191] Y. Liu, J. Zhou, L. Fiorentini et al., „Model Predictive Control of a two-stage turbocharged Diesel engine air-path system for rapid catalyst warm-up,“ in *2015 European Control Conference (ECC)*, (Linz, Austria, 15.–17. 07. 2015), IEEE, 2015, S. 123–128, ISBN: 978-3-9524-2693-7. DOI: 10.1109/ECC.2015.7330533.
- [192] Y. Liu, Y.-Y. Wang & M. Canova, „Distributed Model Predictive Control of an Electrically Boosted Diesel Engine Air Path System,“ in *American Control Conference (ACC)*, (Milwaukee, WI, United States, 27.–29. 06. 2018), IEEE, 2018, S. 2461–2466, ISBN: 978-1-5386-5428-6. DOI: 10.23919/ACC.2018.8431413.
- [193] A. Darlington, D. Cieslar, N. Collings et al., „Assessing Boost-Assist Options for Turbocharged Engines Using 1-D Engine Simulation and Model Predictive Control,“ in *SAE 2012 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting*, SAE Technical Paper 2012-01-1735 (Malmo, Sweden, 18.–20. 09. 2012), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2012. DOI: 10.4271/2012-01-1735.
- [194] K. Song, D. Upadhyay & H. Xie, „Control of diesel engines with electrically assisted turbocharging through an extended state observer based nonlinear MPC,“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 233, Nr. 2, S. 378–395, 2019. DOI: 10.1177/0954407017744145.
- [195] D. Zhao, R. Stobart & B. Mason, „Real-Time Energy Management of the Electric Turbocharger Based on Explicit Model Predictive Control,“ *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Jg. 67, Nr. 4, S. 3126–3137, 2020. DOI: 10.1109/TIE.2019.2910033.
-

- [196] M. Santillo & A. Karnik, „Model Predictive Controller design for throttle and wastegate control of a turbocharged engine,“ in *American Control Conference (ACC)*, (Washington, DC, United States, 17.–19.06.2013), IEEE, 2013, S. 2183–2188, ISBN: 978-1-4799-0178-4. DOI: 10.1109/ACC.2013.6580159.
- [197] T. Albin, D. Ritter, N. Liberda et al., „Two-Stage Turbocharged Gasoline Engines: Experimental Validation of Model-based Control,“ *IFAC-PapersOnLine*, Jg. 48, Nr. 15, S. 124–131, 2015. DOI: 10.1016/j.ifacol.2015.10.018.
- [198] D. Ritter, N. Liberda, D. Abel et al., „Modellbasierte Regelung einer zweistufigen Abgasturboaufladung für einen Ottomotor,“ *at - Automatisierungstechnik*, Jg. 64, Nr. 5, 2016. DOI: 10.1515/auto-2016-0026.
- [199] N. Liberda, „Modellprädiktive Ladedruckregelung für einen zweistufig abgasturboaufgeladenen Ottomotor,“ Dissertation, RWTH Aachen University, Aachen, 2018.
- [200] S. Barth, M. Fischer & J. Böttcher, „Analyse kundenrelevanter Vorteile der 48-V-Hybridisierung,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 79, Nr. 12, S. 52–57, 2018. DOI: 10.1007/s35146-018-0107-6.
- [201] X. Zhang & C. Mi, *Vehicle Power Management*. London: Springer London, 2011, ISBN: 978-0-85729-735-8. DOI: 10.1007/978-0-85729-736-5.
- [202] S. Nazari, „Control of Micro-Hybrid Boosting,“ Dissertation, University of Michigan, Ann Arbor, MI, United States, 2019. DOI: 10.13140/RG.2.2.33255.29601.
- [203] S. Dronka, *Die Simulation gekoppelter Mehrkörper- und Hydraulik-Modelle mit Erweiterung für Echtzeitsimulation*, Ser. Berichte aus der Fahrzeugtechnik. Aachen: Shaker, 2004, ISBN: 9783832229801.
- [204] M. Geimer, T. Krüger & Linsel, P., „Co-Simulation, gekoppelte Simulation oder Simulatorkopplung? Ein Versuch der Begriffsvereinheitlichung,“ in *Ölhydraulik, Pneumatik: O + P : Zeitschrift für Fluidtechnik: Aktorik, Steuerelektronik und Sensorik*, Bd. 50, Ausgabe 11-12, 2006, S. 572–576. DOI: 10.5445/IR/1000011318.
- [205] F. C. Günther, „Beitrag zur Co-Simulation in der Gesamtsystementwicklung des Kraftfahrzeugs,“ Dissertation, Technische Universität München, München, 2017.
- [206] Modelica Association. „Functional Mock-up Interface.“ (2011), Adresse: <https://fmi-standard.org/> (Zugriff am 14.08.2019).
- [207] Hüthig GmbH. „Die wichtigsten Definitionen im Bereich Schnittstellen, Test, Diagnose und Frameworks.“ (2021), Adresse: <https://www.all-electronics.de/abkuerzungsverzeichnis/schnittstellen-test-diagnose-und-frameworks.html%7D> (Zugriff am 06.10.2021).
- [208] T. Blochwitz, M. Otter, M. Arnold et al., „The Functional Mockup Interface for Tool independent Exchange of Simulation Models,“ in *8th International Modelica Conference*, (Dresden, Germany, 20.–22.03.2011), Ser. Linköping Electronic Conference Proceedings, Linköping University Electronic Press, 2011, S. 105–114, ISBN: 978-91-7393-096-3. DOI: 10.3384/ecp11063105.
- [209] T. Blochwitz, M. Otter, J. Akesson et al., „Functional Mockup Interface 2.0: The Standard for Tool independent Exchange of Simulation Models,“ in *Proceedings of the 9th International Modelica Conference*, Ser. Linköping Electronic Conference Proceedings, M. Otter & D. Zimmer (Hrsg.), Linköping University Electronic Press, 2012, S. 173–184, ISBN: 9175198266. DOI: 10.3384/ecp12076173.
- [210] S. Suss, A. Strahilov & C. Diedrich, „Behaviour simulation for virtual commissioning using co-simulation,“ in *2015 IEEE 20th Conference on Emerging Technologies & Factory Automation (ETFA)*, (Luxembourg, 08.–11.09.2015), IEEE, 2015, S. 1–8, ISBN: 978-1-4673-7929-8. DOI: 10.1109/ETFA.2015.7301427.
- [211] ACOSAR consortium. „Advanced Co-Simulation Open System Architecture.“ (2015), Adresse: <http://www.acosar.eu/> (Zugriff am 14.08.2019).
-

- [212] S. Klein, R. Savelsberg, F. Xia et al., „Engine in the Loop: Closed Loop Test Bench Control with Real-Time Simulation,“ *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, Jg. 10, Nr. 1, S. 95–105, 2017. DOI: 10.4271/2017-01-0219.
- [213] dSPACE GmbH. „Automotive Simulation Models (ASM) – ASM Vehicle Dynamics.“ (2016), Adresse: https://www.dspace.com/shared/data/pdf/2016/ASM_Vehicle-Dynamics_product_information_2016_English.pdf (Zugriff am 11. 08. 2019).
- [214] H. Amelunxen, „Fahrodynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich,“ Dissertation, Universität Paderborn, Paderborn, 2014.
- [215] „Verordnung (EU) 2017/1151,“ Europäische Kommission, 2017/1151, 07. 06. 2017.
- [216] H. Tschöke, *Real Driving Emissions (RDE)*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, ISBN: 978-3-658-21078-6. DOI: 10.1007/978-3-658-21079-3.
- [217] „Verordnung (EU) 2018/1832,“ Europäische Kommission, 2018/1832, 05. 11. 2018.
- [218] H. B. Pacejka & I. Besselink, *Tire and vehicle dynamics*, 3. Aufl. Amsterdam, Boston: Elsevier/BH, 2012, ISBN: 9780080970172.
- [219] S. Breuer & A. Rohrbach-Kerl, *Fahrzeugdynamik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, ISBN: 978-3-658-09474-4. DOI: 10.1007/978-3-658-09475-1.
- [220] S. A. Ilangovan, „Determination of impedance parameters of individual electrodes and internal resistance of batteries by a new non-destructive technique,“ *Journal of Power Sources*, Jg. 50, Nr. 1-2, S. 33–45, 1994. DOI: 10.1016/0378-7753(93)01886-M.
- [221] M. Ceraolo, „New dynamical models of lead-acid batteries,“ *IEEE Transactions on Power Systems*, Jg. 15, Nr. 4, S. 1184–1190, 2000. DOI: 10.1109/59.898088.
- [222] J. P. Schmidt, *Verfahren zur Charakterisierung und Modellierung von Lithium-Ionen Zellen*, Ser. Schriften des Instituts für Werkstoffe der Elektrotechnik, Karlsruher Institut für Technologie. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2013, Bd. 25, ISBN: 978-3-7315-0115-2.
- [223] R. Jackey, M. Saginaw, P. Sanghvi et al., „Battery Model Parameter Estimation Using a Layered Technique: An Example Using a Lithium Iron Phosphate Cell,“ in *SAE 2013 World Congress & Exhibition*, SAE Technical Paper 2013-01-1547 (Detroit, MI, United States, 16.–18. 04. 2013), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2013. DOI: 10.4271/2013-01-1547.
- [224] R. Ahmed, J. Gazzarri, S. Onori et al., „Model-Based Parameter Identification of Healthy and Aged Li-ion Batteries for Electric Vehicle Applications,“ *SAE International Journal of Alternative Powertrains*, Jg. 4, Nr. 2, S. 233–247, 2015. DOI: 10.4271/2015-01-0252.
- [225] M. Sterner & I. Stadler, *Energiespeicher – Bedarf, Technologien, Integration*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014, ISBN: 978-3-642-37379-4. DOI: 10.1007/978-3-642-37380-0.
- [226] „Lithium-Ionen-Sekundärzellen für den Antrieb von Elektrostraßenfahrzeugen – Teil 1: Prüfung des Leistungsverhaltens,“ Deutsches Institut für Normung e.V. und Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik e.V., DIN EN 62660-1 (VDE 0510-33), 01. 04. 2012.
- [227] „Blei-Akkumulatoren-Starterbatterien – Teil 1: Allgemeine Anforderungen und Prüfungen,“ Deutsches Institut für Normung e.V. (DIN) und Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik e.V., DIN EN 50342-1 (VDE 0510-101), 01. 05. 2019.
- [228] J. W. Stevens & G. P. Corey, „A study of lead-acid battery efficiency near top-of-charge and the impact on PV system design,“ in *Conference Record of the Twenty Fifth IEEE Photovoltaic Specialists Conference*, (Washington, DC, United States, 13.–17. 05. 1996), IEEE, 1996, S. 1485–1488, ISBN: 0-7803-3166-4. DOI: 10.1109/PVSC.1996.564417.
-

- [229] A. C.-C. Hua & B. Z.-W. Syue, „Charge and discharge characteristics of lead-acid battery and LiFePO₄ battery,“ in *2010 International Power Electronics Conference (IPEC)*, (Sapporo, Japan, 21.–24. 06. 2010), IEEE, 2010, S. 1478–1483, ISBN: 978-1-4244-5394-8. DOI: 10.1109/IPEC.2010.5544506.
- [230] S. Schaeck, A. O. Stoermer, F. Kaiser et al., „Lead-acid batteries in micro-hybrid applications. Part I. Selected key parameters,“ *Journal of Power Sources*, Jg. 196, Nr. 3, S. 1541–1554, 2011. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2010.08.077.
- [231] A. J. Smith, J. C. Burns & J. R. Dahn, „A High Precision Study of the Coulombic Efficiency of Li-Ion Batteries,“ *Electrochemical and Solid-State Letters*, Jg. 13, Nr. 12, A177, 2010. DOI: 10.1149/1.3487637.
- [232] R. Pischinger, M. Kell & T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, 3. Aufl., Ser. Der Fahrzeugantrieb. Wien & New York: Springer-Verlag, 2009, ISBN: 3211992774.
- [233] S. Lee, J. Cherry, M. Safoutin et al., „Modeling and Validation of 48 V Mild Hybrid Lithium-Ion Battery Pack,“ in *WCX World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2018-01-0413 (Detroit, MI, United States, 10.–12. 04. 2018), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0433.
- [234] A123 Systems LLC. „8Ah Prismatic Pouch Cell.“ (2019), Adresse: <http://www.houseofbatteries.com/documents/8AhPrismaticPouchCell2015.pdf> (Zugriff am 16. 08. 2019).
- [235] Robert Bosch GmbH. „The BRS boost recuperation system: increased power, enhanced comfort and lower fuel consumption.“ (2013), Adresse: https://www.bosch-presse.de/pressportal/de/media/migrated_download/de/BRS_Broschuere_RZ_en.pdf (Zugriff am 30. 08. 2019).
- [236] B. Li, W. Qin, Y. Yang et al., „A High Frequency High Efficiency GaN Based Bi-Directional 48V/12V Converter with PCB Coupled Inductor for Mild Hybrid Vehicle,“ in *6th Annual IEEE Workshop on Wide Bandgap Power Devices and Applications (WiPDA)*, (Atlanta, GA, United States, 31. 10–02. 11. 2018), IEEE, 2018, S. 204–211, ISBN: 978-1-5386-5909-0. DOI: 10.1109/WiPDA.2018.8569067.
- [237] A. Leon-Masich, R. Molina-Llorente, M. Tena-Gil et al., *High-Efficiency GaN-based 48V/12V DC-DC Converter for Automotive Applications*, 2018.
- [238] HIFI-ELEMENTS. „High Fidelity Electric Modelling and Testing.“ (2017), Adresse: <https://www.hifi-elements.eu/hifi/> (Zugriff am 04. 03. 2020).
- [239] R. Peck, M. Uhl, S. Jansen et al., „Boost recuperation machine – 48V e-drive characteristics and future system trends,“ in *Elektrik/Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement (EEHE)*, (Bamberg, 17.–18. 05. 2017), Ser. Haus der Technik, 2017.
- [240] M. Fischer, B. Ostermann & P. Lang, „Performance Testing: An Important Part of Development of 48V Boost-Recuperation Machine,“ in *Internationale Fachtagung EEHE Elektrik - Elektronik in Hybrid- und Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement (EEHE) 2018*, Ser. Haus der Technik Fachbuch, 2018-06-12/2018-06-13.
- [241] J. Schneider, „48V Boost Recuperation Systems – Golden Gate into the Future,“ in *WCX SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2019-01-0391 (Detroit, MI, United States, 09.–11. 04. 2019), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-0391.
- [242] F. Xia, P. Griefnow, S. Klein et al., „Crank Angle Resolved Real-Time Engine Modeling for HiL Based Component Testing,“ in *The 19th Asia Pacific Automotive Engineering Conference & SAE-China Congress 2017*, (Shanghai, China, 24.–26. 10. 2017), Bd. DT-128, 2017, S. 1663–1670. Adresse: https://www.researchgate.net/publication/320830724_Crank_Angle_Resolved_Real-Time_Engine_Modeling_for_HiL_Based_Component_Testing (Zugriff am 06. 09. 2019).
-

- [243] J. Andert, F. Xia, S. Klein et al., „Road-to-rig-to-desktop: Virtual development using real-time engine modelling and powertrain co-simulation,“ *International Journal of Engine Research*, Jg. 20, Nr. 7, S. 686–695, 2018. DOI: 10.1177/1468087418767221.
- [244] B. Richards, T. H. Hiep, M. Parrett et al., „A 110kW/L, 200Nm/L Downsized Gasoline Engine with a HighSpeed, Permanent Magnet Electric Supercharger,“ in *Energy efficient vehicles 2015*, B. Bäker & L. Morawietz (Hrsg.), TUDpress, 2015, S. 18–27, ISBN: 3959080085.
- [245] A. Bongards, S. Mohon, D. Semenov et al., „Comparing 48V mild hybrid concepts using a hybrid-simulation-toolkit,“ in *19. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik*, Ser. Proceedings, M. Bargende, H.-C. Reuss, A. Wagner et al. (Hrsg.), Bd. 74, Springer Vieweg, 2019, S. 1085–1100, ISBN: 978-3-658-25938-9. DOI: 10.1007/978-3-658-25939-6_86.
- [246] M. Melaika, S. Mamikoglu & P. Dahlander, „48V Mild-Hybrid Architecture Types, Fuels and Power Levels Needed to Achieve 75g CO₂/km,“ in *WCX SAE World Congress Experience*, SAE Technical Paper 2019-01-0366 (Detroit, MI, United States, 09.–11. 04. 2019), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-0366.
- [247] M. Bichi, G. Ripaccioli, S. Di Cairano et al., „Stochastic model predictive control with driver behavior learning for improved powertrain control,“ in *49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, (Atlanta, GA, United States, 15.–17. 12. 2010), IEEE, 2010, S. 6077–6082, ISBN: 978-1-4244-7745-6. DOI: 10.1109/CDC.2010.5717791.
- [248] C. Zhang & A. Vahidi, „Predictive Cruise Control With Probabilistic Constraints for Eco Driving,“ in *ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference and Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control*, (Arlington, Virginia, United States, 31. 10–02. 11. 2011), Ser. Proceedings, ASME, 2012, S. 233–238, ISBN: 978-0-7918-5476-1. DOI: 10.1115/DSCC2011-5982.
- [249] K. McDonough, I. Kolmanovsky, D. Filev et al., „Stochastic dynamic programming control policies for fuel efficient in-traffic driving,“ in *American Control Conference (ACC)*, (Montreal, QC, Canada, 27.–29. 06. 2012), IEEE, 2012, S. 3986–3991, ISBN: 978-1-4577-1096-4. DOI: 10.1109/ACC.2012.6314889.
- [250] T. Kumagai & M. Akamatsu, „Prediction of Human Driving Behavior Using Dynamic Bayesian Networks,“ *IEICE Transactions on Information and Systems*, Jg. E89-D, Nr. 2, S. 857–860, 2006. DOI: 10.1093/ietisy/e89-d.2.857.
- [251] W. Wang, J. Xi & H. Chen, „Modeling and Recognizing Driver Behavior Based on Driving Data: A Survey,“ *Mathematical Problems in Engineering*, Jg. 2014, S. 1–20, 2014. DOI: 10.1155/2014/245641.
- [252] A. Rezaei & J. B. Burl, „Prediction of Vehicle Velocity for Model Predictive Control,“ *IFAC-PapersOnLine*, Jg. 48, Nr. 15, S. 257–262, 2015. DOI: 10.1016/j.ifacol.2015.10.037.
- [253] D. Lee, Y. P. Kwon, S. McMains et al., „Convolution neural network-based lane change intention prediction of surrounding vehicles for ACC,“ in *2017 IEEE 20th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*, (Yokohama, Japan, 16.–19. 10. 2017), IEEE, 2017, S. 1–6, ISBN: 978-1-5386-1526-3. DOI: 10.1109/ITSC.2017.8317874.
- [254] D. Moser, R. Schmied, H. Waschl et al., „Flexible Spacing Adaptive Cruise Control Using Stochastic Model Predictive Control,“ *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Jg. 26, Nr. 1, S. 114–127, 2018. DOI: 10.1109/TCST.2017.2658193.
- [255] F. Ye, P. Hao, X. Qi et al., „Prediction-Based Eco-Approach and Departure at Signalized Intersections With Speed Forecasting on Preceding Vehicles,“ *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, Jg. 20, Nr. 4, S. 1378–1389, 2019. DOI: 10.1109/TITS.2018.2856809.
-

- [256] J. Morton, T. A. Wheeler & M. J. Kochenderfer, „Analysis of Recurrent Neural Networks for Probabilistic Modeling of Driver Behavior,“ *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, Jg. 18, Nr. 5, S. 1289–1298, 2017. DOI: 10.1109/TITS.2016.2603007.
- [257] M. Wegener, F. Herrmann, L. Koch et al., „Longitudinal Vehicle Motion Prediction in Urban Settings with Traffic Light Interaction,“ *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles*, S. 1–1, 2021. DOI: 10.1109/TIV.2021.3114156.
- [258] R. Scattolini & P. Colaneri, „Hierarchical model predictive control,“ in *46th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, (New Orleans, LA, United States, 12.–14. 12. 2007), IEEE, 2007, S. 4803–4808, ISBN: 978-1-4244-1497-0. DOI: 10.1109/CDC.2007.4434079.
- [259] R. Scattolini, „Architectures for distributed and hierarchical Model Predictive Control – A review,“ *Journal of Process Control*, Jg. 19, Nr. 5, S. 723–731, 2009. DOI: 10.1016/j.jprocont.2009.02.003.
- [260] D. de Vito, B. Picasso & R. Scattolini, „On the design of reconfigurable two layer hierarchical control systems with MPC,“ in *American Control Conference (ACC)*, (Baltimore, MD, United States, 10.06–02.07. 2010), Ser. Proceedings, IEEE, 2010, S. 4707–4712, ISBN: 978-1-4244-7427-1. DOI: 10.1109/ACC.2010.5531091.
- [261] P. D. Christofides, R. Scattolini, D. La Muñoz de Peña et al., „Distributed model predictive control: A tutorial review and future research directions,“ *Computers & Chemical Engineering*, Jg. 51, S. 21–41, 2013. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2012.05.011.
- [262] Z. Zhou, B. de Schutter, S. Lin et al., „Two-Level Hierarchical Model-Based Predictive Control for Large-Scale Urban Traffic Networks,“ *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Jg. 25, Nr. 2, S. 496–508, 2017. DOI: 10.1109/TCST.2016.2572169.
- [263] K. Schreiner, *Basiswissen Verbrennungsmotor*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, ISBN: 978-3-658-06186-9. DOI: 10.1007/978-3-658-06187-6.
- [264] R. van Basshuysen & F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, ISBN: 978-3-658-10901-1. DOI: 10.1007/978-3-658-10902-8.
- [265] L. Guzzella & C. H. Onder, *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*, 2. Aufl. Berlin & Heidelberg: Springer, 2010, ISBN: 3642107753.
- [266] J. R. Serrano, F. J. Arnau, T. Andrés et al., „Experimental procedure for the characterization of turbocharger’s waste-gate discharge coefficient,“ *Advances in Mechanical Engineering*, Jg. 9, Nr. 10, S. 1–9, 2017. DOI: 10.1177/1687814017728242.
- [267] P. Moraal & I. Kolmanovsky, „Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications,“ in *International Congress & Exposition*, SAE Technical Paper 1999-01-0908 (Detroit, MI, United States, 01.–04.03. 1999), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 1999. DOI: 10.4271/1999-01-0908.
- [268] T. Nagel, *Diagnoseorientierte Modellierung und Analyse örtlich verteilter Systeme am Beispiel des pneumatischen Leitungssystems in Nutzfahrzeugen*, Ser. Forschungsberichte aus dem Lehrstuhl für Regelungssysteme. Berlin: Logos Verl., 2015, Bd. 11, ISBN: 3832541578.
- [269] P. Moulin, J. Chauvin & B. Youssef, „Modelling and control of the air system of a turbocharged gasoline engine,“ *IFAC Proceedings Volumes*, Jg. 41, Nr. 2, S. 8487–8494, 2008. DOI: 10.3182/20080706-5-KR-1001.01435.
- [270] L. Eriksson, „Modeling and Control of Turbocharged SI and DI Engines,“ *Oil & Gas Science and Technology - Revue de l’IFP*, Jg. 62, Nr. 4, S. 523–538, 2007. DOI: 10.2516/ogst:2007042.
-

- [271] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, Ser. McGraw-Hill series in mechanical engineering. New York, N.Y.: McGraw-Hill, 1988, ISBN: 007028637X.
- [272] R. Pursifull, A. J. Kotwicki & S. Hong, „Throttle Flow Characterization,“ in *SAE 2000 World Congress*, SAE Technical Paper 2000-01-0571 (Detroit, MI, United States, 06.–09. 03. 2000), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2000. DOI: 10.4271/2000-01-0571.
- [273] D. A. Arias & T. A. Shedd, „CFD Analysis of Compressible Flow Across a Complex Geometry Venturi,“ *Journal of Fluids Engineering*, Jg. 129, Nr. 9, S. 1193–1202, 2007. DOI: 10.1115/1.2754321.
- [274] S. Zahn, *Arbeitsspielaufgelöste Modellbildung und Hardware-in-the-Loop-Simulation von Pkw-Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung*, Ser. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik/ Fahrzeugtechnik, Nr. 760. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2012, ISBN: 3183760126.
- [275] Cornelius von Heyden, „Modellierung und Auslegung von Antriebssträngen mit abgasturboaufgeladenen Ottomotoren,“ Dissertation, Technische Universität Ilmenau, Ilmenau, 2018.
- [276] S. K. Chen & P. F. Flynn, „Development of a Single Cylinder Compression Ignition Research Engine,“ in *National Powerplant and Transportation Meetings*, SAE Technical Paper 650733 (18. 10. 1965), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 1965. DOI: 10.4271/650733.
- [277] E. Pipitone, „A New Simple Friction Model for S. I. Engine,“ in *Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting*, SAE Technical Paper 2009-01-1984 (Florence, Italy, 15.–17. 06. 2009), Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International, 2009. DOI: 10.4271/2009-01-1984.
- [278] H.-H. Braess & U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, 7. Aufl., Ser. ATZ/-MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013, ISBN: 978-3-658-01691-3.
- [279] S. E. Tuna, M. J. Messina & A. R. Teel, „Shorter horizons for model predictive control,“ in *American Control Conference (ACC)*, (Minneapolis, MN, United States, 14.–16. 06. 2006), IEEE, 2006, S. 863–868, ISBN: 1-4244-0209-3. DOI: 10.1109/ACC.2006.1655466.
- [280] J. Pannek & K. Worthmann, „Reducing the Prediction Horizon in NMPC: An Algorithm Based Approach,“ *IFAC Proceedings Volumes*, Jg. 44, Nr. 1, S. 7969–7974, 2011. DOI: 10.3182/20110828-6-IT-1002.00916.
- [281] D. E. Seborg, T. F. Edgar & D. A. Mellichamp, *Process dynamics and control*, 3. Aufl. Hoboken, N.J.: Wiley, 2011, ISBN: 0470128674.
- [282] N. Saraf, M. Zanon & A. Bemporad, „A Fast NMPC Approach based on Bounded-Variable Nonlinear Least Squares,“ *IFAC-PapersOnLine*, Jg. 51, Nr. 20, S. 337–342, 2018. DOI: 10.1016/j.ifacol.2018.11.056.
- [283] R. Findeisen & F. Allgöwer, „An Introduction to Nonlinear Model Predictive Control,“ in *21st Benelux Meeting on Systems and Control*, (Veldhoven, The Netherlands, 19.–21. 03. 2002), 2002, S. 1–23, ISBN: 90-386-2893-5. Adresse: https://www.researchgate.net/publication/215530586_An_Introduction_to_Nonlinear_Model_Predictive_Control (Zugriff am 01. 05. 2020).
- [284] K. Worthmann, „Estimates of the Prediction Horizon Length in MPC: a Numerical Case Study,“ *IFAC Proceedings Volumes*, Jg. 45, Nr. 17, S. 232–237, 2012. DOI: 10.3182/20120823-5-NL-3013.00037.
- [285] R. Quirynen, M. Vukov & M. Diehl, „Auto Generation of Implicit Integrators for Embedded NMPC with Microsecond Sampling Times,“ *IFAC Proceedings Volumes*, Jg. 45, Nr. 17, S. 175–180, 2012. DOI: 10.3182/20120823-5-NL-3013.00013.
-

- [286] M. Hanke-Bourgeois, *Grundlagen der Numerischen Mathematik und des Wissenschaftlichen Rechnens*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009, ISBN: 978-3-8348-0708-3. DOI: 10.1007/978-3-8348-9309-3.
- [287] C. Wampler, „Manipulator Inverse Kinematic Solutions Based on Vector Formulations and Damped Least-Squares Methods,“ *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, Jg. 16, Nr. 1, S. 93–101, 1986. DOI: 10.1109/TSMC.1986.289285.
- [288] C. Rösmann, „Time-optimal nonlinear model predictive control,“ Dissertation, Technische Universität Dortmund, Dortmund, 2019. DOI: 10.17877/DE290R-20283.
- [289] W. Khalil & E. Dombre, *Modeling identification & control of robots*. London: Kogan Page Science, 2006, ISBN: 9781903996669.
- [290] M. Lourakis & A. A. Argyros, „Is Levenberg-Marquardt the most efficient optimization algorithm for implementing bundle adjustment?“ In *Tenth IEEE International Conference on Computer Vision (ICCV'05) Volume 1*, (Beijing, China, 17.–21. 10. 2005), Bd. 1, IEEE Computer Society, 2005, S. 1526–1531, ISBN: 0-7695-2334-X. DOI: 10.1109/ICCV2005.128.
- [291] F. Logist, M. Vallerio, B. Houska et al., „Multi-objective optimal control of chemical processes using ACADO toolkit,“ *Computers & Chemical Engineering*, Jg. 37, S. 191–199, 2012. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2011.11.002.
- [292] F. Logist, D. Telen, B. Houska et al., „Multi-objective optimal control of dynamic bioprocesses using ACADO Toolkit,“ *Bioprocess and biosystems engineering*, Jg. 36, Nr. 2, S. 151–164, 2013. DOI: 10.1007/s00449-012-0770-9.
- [293] R. Verschueren, G. Frison, D. Kouzoupis et al., „Towards a modular software package for embedded optimization,“ *IFAC-PapersOnLine*, Jg. 51, Nr. 20, S. 374–380, 2018. DOI: 10.1016/j.ifacol.2018.11.062.
- [294] R. Verschueren, G. Frison, D. Kouzoupis et al., „acados: a modular open-source framework for fast embedded optimal control,“ *arXiv: Optimization and Control*, 2019.
- [295] D. Cieslar, A. Darlington, K. Glover et al., „Model Based Control for Closed Loop Testing of 1-D Engine Simulation Models,“ *IFAC Proceedings Volumes*, Jg. 45, Nr. 30, S. 482–489, 2012. DOI: 10.3182/20121023-3-FR-4025.00005.
- [296] „Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen,“ VDI-Gesellschaft Produktion und Logistik, VDI 3633, 01. 05. 2018.
- [297] F. E. Cellier, *Continuous System Simulation*. Boston, MA: Springer Science+Business Media, Inc, 2006, ISBN: 0387302603.
- [298] I. Hotz, „Simulationsbasierte Frühwarnsysteme zur Unterstützung der operativen Produktionssteuerung und -planung in der Automobilindustrie,“ Dissertation, Otto-von-Guericke Universität, Magdeburg, 2007.
- [299] M. Karlberg, M. Löfstrand, S. Sandberg et al., „State of the art in simulation-driven design,“ *International Journal of Product Development*, Jg. 18, Nr. 1, S. 68–87, 2013. DOI: 10.1504/IJPD.2013.052166.
- [300] F. Dohr, *Methodik für die simulationsbasierte Entwicklung mechatronischer Systeme*, 1. Aufl., Ser. Schriftenreihe Fertigung und Konstruktion. Saarbrücken: Universität des Saarlandes, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, 2014, Bd. 51, ISBN: 3930429802.
- [301] S. Thomke, „The effect of “front-loading” problem-solving on product development performance,“ *Journal of Product Innovation Management*, Jg. 17, Nr. 2, S. 128–142, 2000. DOI: 10.1016/S0737-6782(99)00031-4.
- [302] B. Clegg, M. Binder & P. Gust, „The importance of collaborative frontloading in automotive supply networks,“ *Journal of Manufacturing Technology Management*, Jg. 19, Nr. 3, S. 315–331, 2008. DOI: 10.1108/17410380810853759.
-

- [303] T. Barth & M. Grauer, „Grid Computing-Ansätze für verteiltes virtuelles Prototyping,“ in *Peer-to-Peer*, Ser. Xpert.press, D. Schoder, K. Fischbach & R. Teichmann (Hrsg.), Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002, S. 153–172, ISBN: 978-3-642-62852-8. DOI: 10.1007/978-3-642-56176-4_9.
- [304] F. Dohr & M. Vielhaber, „Toward Simulation-based Mechatronic Design,“ in *DESIGN 2012*, Ser. Proceedings of the 12th International Design Conference, D. Marjanović (Hrsg.), Fac. of Mechanical Engineering and Naval Architecture, 2012, S. 411–420, ISBN: 9789537738174.
- [305] I. Graessler, J. Hentze & T. Bruckmann, „V-MODELS FOR INTERDISCIPLINARY SYSTEMS ENGINEERING,“ in *15th International Design Conference*, (Dubrovnik, Croatia, 21.–24. 05. 2018), D. Marjanović, M. Štorga, S. Škec et al. (Hrsg.), Ser. Design Conference Proceedings, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, University of Zagreb, Croatia & The Design Society, Glasgow, UK, 2018, S. 747–756, ISBN: 978-953-7738-59-4. DOI: 10.21278/idc.2018.0333.
- [306] H. P. de Koning, H. Eisenmann & M. Bandecchi, *Evolving Standardization Supporting Model Based Systems Engineering*, 2010. Adresse: https://www.researchgate.net/publication/265634873_Evolving_Standardization_Supporting_Model_Based_Systems_Engineering (Zugriff am 09. 08. 2019).
- [307] K. Reif, *Batterien, Bordnetze und Vernetzung*, 1. Aufl., Ser. Bosch Fachinformation Automobil. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010, ISBN: 3834897132.
- [308] Robert Bosch GmbH. „Volle Power: Pkw-Batterien von Bosch.“ (2015), Adresse: https://aa-boschap-de.resource.bosch.com/media/de/commonly_used_media/common_media/ap_common/parts/de_6/engine_systems__auto_parts_1/start_stop_motorsystems_1/pkw_batterien.pdf (Zugriff am 14. 08. 2019).
- [309] J. Valenciano, M. Fernández, F. Trinidad et al., „Lead-acid batteries for micro- and mild-hybrid applications,“ *Journal of Power Sources*, Jg. 187, Nr. 2, S. 599–604, 2009. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2008.11.089.
- [310] J. Albers, E. Meissner & S. Shirazi, „Lead-acid batteries in micro-hybrid vehicles,“ *Journal of Power Sources*, Jg. 196, Nr. 8, S. 3993–4002, 2011. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2010.11.094.
-