

Optimierungsbasierte Regelung von multimodalen Brennverfahren für kompressionsgezündete Motoren

Optimization-based Control of Multi-mode Combustion Processes for
Compression Ignition Engines

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

vorgelegt von

Dennis Ritter

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Abel
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Heinz Günter Pitsch

Tag der mündlichen Prüfung: 23. September 2024

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Vorwort

Diese Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Regelungstechnik (IRT) der RWTH Aachen University im Zuge mehrerer Verbundforschungsprojekte – einerseits im vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) geförderten Verbundvorhaben *JB-X-Clean – Entwicklung eines neuen Dual-Fuel-Konzepts für sicheren, emissionsarmen und flexiblen Binnen- und Küstenschiffsantrieb*, andererseits in der von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Forschungsgruppe *FOR 2401 – Optimierungsbasierte Multiskalenregelung motorischer Niedertemperatur-Brennverfahren*. Mein Dank gilt sowohl dem BMWi als auch der DFG für die finanzielle Unterstützung.

Zuallererst möchte ich meinem Doktorvater, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Abel, für seine Betreuung sowie den gewährten Freiraum zur Verwirklichung meiner Ideen herzlich danken. Ebenso danke ich Univ.-Prof. Dr.-Ing. Heinz Günter Pitsch vom Institut für Technische Verbrennung (ITV) für die Übernahme des Korreferats sowie die enge und bereichernde Zusammenarbeit mit seinem Institut über viele Jahre. Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. Heinrich Rake danke ich für seine Mitwirkung in der Prüfungskommission und das sorgfältige Korrekturlesen meiner Arbeit.

Stellvertretend für alle Kolleg*innen, mit denen ich außerhalb des IRT zusammenarbeiten durfte, möchte ich mich bei Dr.-Ing. Metin Korkmaz vom ITV bedanken. Ich denke sehr gerne an die vielen gemeinsamen (Über-)Stunden sowohl im als abseits des Motorenlabors zurück.

Auch den vielen Student*innen, die ich im Rahmen von Abschlussarbeiten oder als studentische Hilfskräfte betreuen durfte und deren Unterstützung wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat, gilt mein herzlicher Dank – exemplarisch sei hier Nils Keller genannt.

Während meiner Zeit am IRT durfte ich viele großartige Menschen kennenlernen, von denen einige zu engen Freund*innen wurden. Ich danke allen für diese sehr prägende Zeit in meinem Leben. Stellvertretend erwähnen möchte ich meinen langjährigen „Büromitbewohner“, Dr.-Ing. Martin Keller. Danke für die zahllosen inspirierenden Gespräche über fachliche und (insbesondere) nicht-fachliche Themen. Danken möchte ich auch Dr.-Ing. Verena Neisen – unter anderem für ihre mentale Unterstützung während vieler gemeinsamer Pomodoros in den Endphasen unserer Dissertationen. Nicht zuletzt gilt

mein tiefer Dank Dr.-Ing. habil. Thivaharan Albin, der mich als Betreuer, Mentor und Freund von Anfang an stets begleitet und mir die Möglichkeit gegeben hat, ihn auf seinem wissenschaftlichen Karrierepfad – und auf unvergessliche gemeinsame (Dienst-)Reisen – begleiten zu dürfen.

Ich danke meiner Familie, die mich mein Leben lang immer bedingungslos unterstützt und stets an mich geglaubt hat. Meinen Freund*innen danke ich für die nötige Ablenkung. An Eike Smolinski vielen Dank für das gemeinsame Redigieren, das auch dank der guten Weinbegleitung viel Freude bereitet hat.

Mein größter Dank gilt Susanna und Amelie. Danke für die unzähligen Stunden, in denen ihr auf mich verzichtet, mir den Rücken freigehalten, meine Launen ertragen, mich aufgebaut und immer wieder motiviert habt, dieses Projekt zum Abschluss zu bringen. Ich liebe euch.

Dennis Ritter
Osnabrück, September 2024

Für meine Lieblingsmenschen.

Persönliche Publikationen

Die vorliegende Arbeit besteht in Teilen aus folgenden Publikationen:

- [1] KELLER, M.; RITTER, D., L. SCHMITT, S. HÄNGGI, C. ONDER, D. ABEL, T. ALBIN: Teaching Nonlinear Model Predictive Control with MATLAB/Simulink and Internal Combustion Engines. In: *21st IFAC World Congress*, Berlin, Germany, 2020
- [2] RITTER, D.; ABEL, D.; KORKMAZ, M.; PITSCH, H.; HÄNGGI, S.; ALBIN, T.: Optimierungsbasierte Verbrennungsratenregelung für Dieselmotoren mittels Mehrfacheinspritzung. In: *29. Deutscher Flammentag*, Bochum, Germany, 2019
- [3] RITTER, D.; KORKMAZ, M.; PITSCH, H.; ABEL, D.; ALBIN, T.: Optimization-based fuel injection rate digitalization for combustion rate shaping. In: *2019 American Control Conference*, Philadelphia, PA, USA, 2019, S. 5103-5110
- [4] KORKMAZ, M.; RITTER, D.; JOCHIM, B.; BEECKMANN, J.; ABEL, D.; PITSCH, H.: Effects of injection strategy on performance and emissions metrics in diesel/methane dual-fuel single-cylinder compression ignition engine. In: *International Journal of Engine Research* 20 (2019), Nr. 10, S. 1059-1072
- [5] NUSS, E.; RITTER, D.; WICK, M.; ANDERT, J.; ABEL, D.; ALBIN, T.: Reduced Order Modeling for Multi-scale control of Low Temperature Combustion Engines. In: *Active Flow and Combustion Control*, Berlin, Germany, 2018
- [6] RITTER, D.; ANDERT, J.; ABEL, D., ALBIN, T.: Model-based control of gasoline-controlled auto-ignition. In: *International Journal of Engine Research* 19 (2018), Nr. 2, S. 189-201
- [7] RITTER, D.; ABEL, D.; HÄNGGI, S.; ALBIN, T.; KORKMAZ, M.; JOCHIM, B.; PITSCH, H.: Model-based control of combustion rate for compression ignition engines using multi-pulse fuel injection. In: *Symposium for Combustion Control 2018*, Aachen, Germany, 2018, S. 177-183
- [8] ALBIN, T.; RITTER, D.; LIBERDA, N.; QUIRYNEN, R.; DIEHL, M.: In-Vehicle Realization of Nonlinear MPC for Gasoline Two-Stage Turbocharging Airpath Control. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 26 (2018), Nr. 5, S. 1606-1618

- [9] RITTER, D.; KORKMAZ, M.; PITSCH, H.; ABEL, D.; ALBIN, T.: Modellbasierte Regelung von Erdgas-Diesel Dual-Fuel Motoren. In: *AUTOREG 2017 - Automatisiertes Fahren und vernetzte Mobilität*, Berlin, Germany, 2017, S. 353-364
- [10] BURGMAIR, R.; MATTABONI, M.; SATRIA, M.; RITTER, D.; KORKMAZ, M.; WILLMANN, M.: JB-X-CLEAN - Maritime Dual-Fuel Regelung. In: *Statustagung Maritime Technologien*, Berlin, Germany, 2017, S. 209-222
- [11] RITTER, D.; LIBERDA, N.; ABEL, D.; ALBIN, T.: Modellbasierte Regelung einer zweistufigen Abgasturboaufladung für einen Ottomotor. In: *at-Automatisierungstechnik* 64 (2016), Nr. 5, S. 396-404
- [12] ALBIN, T.; FRANK, F.; RITTER, D.; ABEL, D.; QUIRYNEN, R.; DIEHL, M.: Nonlinear MPC for Combustion Engine Control: A parameter study for realizing real-time feasibility. In: *2016 IEEE Conference on Control Applications*, Buenos Aires, Argentina, 2016, S. 311-316
- [13] ALBIN, T.; RITTER, D.; LIBERDA, N.; ABEL, D.: Boost Pressure Control Strategy to Account for Transient Behavior and Pumping Losses in a Two-Stage Turbocharged Air Path Concept. In: *Energies* 9 (2016), Nr. 7, S. 530
- [14] RITTER, D.; ABEL, D.; ALBIN, T.; LEHRHEUER, B.; ANDERT, J.; PISCHINGER, S.: Model-based control of gasoline controlled auto ignition. In: *Symposium for Combustion Control 2016*, Aachen, Germany, 2016, S. 41-51
- [15] RITTER, D.; ZWEIGEL, R.; ABEL, D.; ALBIN, T.; LIBERDA, N.; GÜNTHER, M.: Modellbasierte Regelung einer zweistufigen Abgasturboaufladung für einen Ottomotor. In: *AUTOREG 2015 - Auf dem Weg zum automatisierten Fahren*, Baden-Baden, Germany, 2015, S. 100-111
- [16] ALBIN, T.; RITTER, D.; ABEL, D.; LIBERDA, N.; QUIRYNEN, R.; DIEHL, M.: Nonlinear MPC for two-stage turbocharged gasoline engine airpath. In: *2015 54th IEEE Conference on Decision and Control*, Osaka, Japan, 2015, S. 849-856
- [17] ALBIN, T.; RITTER, D.; ZWEIGEL, R.; ABEL, D.: Hybrid multi-objective MPC for fuel-efficient PCCI engine control. In: *2015 European Control Conference*, Linz, Austria, 2015, S. 2588-2593
- [18] ALBIN, T.; RITTER, D.; LIBERDA, N.; PISCHINGER, S.; ABEL, D.: Two-Stage Turbocharged Gasoline Engines: Experimental Validation of Model-based Control. In: *4th IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling*, Columbus, OH, USA, 2015, S. 124-131
- [19] RITTER, D.; ALBIN, T.; FRANK, F.; ABEL, D.; LIBERDA, N.: Model-based airpath control for two-stage turbocharged gasoline engines. In: *Symposium for Combustion Control 2015*, Aachen, Germany, 2015, S. 87-93

Kurzfassung

Diese Dissertation befasst sich mit der optimierungsbasierten Regelung multimodaler Brennverfahren für kompressionsgezündete Motoren. Im Fokus stehen zwei motorische Anwendungen: Erdgas-Diesel-Dual-Fuel-Motoren und Dieselmotoren. Als multimodal werden in dieser Arbeit Brennverfahren verstanden, die verschiedene Verbrennungsmodi kombinieren. Diese sind typischerweise nur in Teilbereichen des Betriebskennfelds einsetzbar und können sich hinsichtlich ihrer verbrennungstechnischen sowie systemtheoretischen Eigenschaften erheblich unterscheiden. Konkret bezieht sich dies auf den kombinierten Betrieb von (konventionellen) Hoch- und Niedertemperaturbrennverfahren.

Die Niedertemperaturverbrennung ermöglicht eine Reduktion der Schadstoffemissionen bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad. Dieser Vorteil geht jedoch mit einer erhöhten Komplexität in der Prozessführung einher – das volle Potenzial kann daher nur durch geeignete Regelungsverfahren ausgeschöpft werden. Allgemeine Herausforderungen sind die starke Nichtlinearität des Prozesses, die gekoppelte Mehrgrößencharakteristik, bestehende Beschränkungen sowie die schnelle Dynamik. Zur Prozessführung werden in dieser Dissertation optimierungsbasierte Regelungsverfahren angewendet. Diese beruhen auf einem mathematischen Modell des zu regelnden Prozesses, das zur Echtzeitoptimierung der Stellgrößen genutzt wird. Dadurch lassen sich Nichtlinearitäten und Mehrgrößensysteme beherrschen sowie Beschränkungen berücksichtigen.

Für die Regelung des Erdgas-Diesel-Dual-Fuel-Motors wird eine linear zeitvariante modellprädiktive Regelung entwickelt. Das Konzept basiert auf der Regelung zyklusintegraler Größen und einem datengetriebenen Verbrennungsmodell. Die experimentelle Validierung am Motorprüfstand zeigt, dass das Regelungskonzept in der Lage ist, transiente Betriebsbedingungen zu stabilisieren.

Für den Dieselmotor wird eine direkte Brennverlaufsregelung umgesetzt, um den kurbelwinkelaufgelösten Druck- bzw. Brennverlauf mittels einer vollvariablen Mehrfacheinspritzstrategie auf einen vorgegebenen Sollverlauf zu regeln. Aus regelungstechnischer Sicht kommen dabei quasi-kontinuierliche Stell- und Regelgrößen zum Einsatz. Zur Lösung dieses Regelungsproblems wird eine nichtlineare iterativ lernende modellprädiktive Regelung entwickelt, die die zyklischen Prozesseigenschaften gezielt ausnutzt. Dafür wird ein physikalisch motiviertes Modell mit geringer Komplexität entworfen, das strukturell für die Echtzeitoptimierung geeignet ist. Das Regelungskonzept wird sowohl in der Simulation als auch im Experiment erfolgreich validiert.

Abstract

This dissertation addresses the optimization-based control of multimodal combustion processes for compression-ignition engines. The focus is on two engine applications: Natural gas diesel dual-fuel engines and diesel engines. In this work, multi-mode combustion processes are defined as combustion processes that combine different combustion modes. These can typically only be used in parts of the operating map and can differ considerably in terms of their combustion and system characteristics. Specifically, this refers to the combined operation of (conventional) high and low-temperature combustion processes.

Low-temperature combustion makes it possible to reduce pollutant emissions while maintaining a high level of efficiency. However, these advantages are accompanied by increased complexity in process control - the full potential can therefore only be exploited using suitable control algorithms. General challenges are the strong non-linearity of the process, the coupled multiple-input-multiple-output (MIMO) characteristic, existing constraints and the fast dynamics. Optimization-based control methods are used for process control in this dissertation. These are based on a mathematical model of the process to be controlled, which is used for real-time optimization of the manipulated variables. This allows non-linearities and MIMO systems to be controlled and constraints to be taken into account directly.

A linear time-variant model predictive controller is developed for the control of the natural gas diesel dual-fuel engine. The concept is based on the control of cycle-integral variables and a data-driven combustion model. Experimental validation on the engine test bench shows that the control concept is capable of stabilizing transient operating conditions.

Direct combustion rate shaping control is implemented for the diesel engine in order to control the crank angle-resolved pressure or combustion rate profile to a specified target profile using a fully variable multiple injection strategy. From a control system point of view, quasi-continuous manipulated and controlled variables are used. To solve this control problem, a non-linear iterative learning model predictive controller is developed, which specifically utilizes the cyclic process characteristics. For this purpose, a physically motivated model with low complexity is designed, which is structurally suitable for real-time optimization. The control concept is successfully validated in both simulation and experiment.

Inhaltsverzeichnis

Persönliche Publikationen	vii
Kurzfassung	ix
Abstract	xi
Abbildungsverzeichnis	xvii
Abkürzungen	xxiii
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Übersicht und Klassifikation motorischer Brennverfahren	3
1.3 Zylinderdruckgeführte motorische Brennverfahrensregelung	6
1.4 Ziele und Gliederung der Arbeit	9
2 Methodische Grundlagen optimierungsbasierter Brennverfahrensregelung	11
2.1 Modellprädiktive Regelung	11
2.1.1 Grundprinzip und Klassifikation Modellprädiktiver Regelungsverfahren	11
2.1.2 Formulierung des Optimalsteuerungsproblems	14
2.1.3 Lösungsansätze für das Optimalsteuerungsproblem	16
2.1.4 Diskretisierung des Optimalsteuerungsproblems	17
2.1.5 Numerische Lösung von Nichtlinearen Programmen mittels Sequentieller Quadratischer Programmierung	22
2.1.6 Stationäre Genauigkeit ohne bleibende Regelabweichung mittels Störgrößenschätzung	27
2.2 Iterativ Lernende Modellprädiktive Regelung für zyklische Arbeitsprozesse	29
3 Zyklusintegrale Regelung von Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motoren	35
3.1 Dual-Fuel-Brennverfahrensregelung	35
3.1.1 Verbrennungstechnische Charakterisierung	35
3.1.2 Regelungstechnische Anforderungen und Herausforderungen für den betrachteten Anwendungsfall	40
3.1.3 Stand der Technik Dual-Fuel-Brennverfahrensregelung	41

3.2	Zyklusintegrale Modellierung des Dual-Fuel-Brennverfahrens	43
3.2.1	Modellansatz und -struktur	43
3.2.2	Luft- und Gaspfad	45
3.2.3	Diseleinspritzung	46
3.2.4	Arbeitsprozess und Verbrennungsablauf	48
3.3	Regelungskonzept	51
3.3.1	Gesamthaftes Regelungskonzept	51
3.3.2	Dual-Fuel-Manager	53
3.3.3	Lambda-Vorsteuerung	53
3.3.4	Dynamische Vorsteuerung der Dieselmasse	54
3.3.5	Verbrennungsregler	55
3.3.6	Verbrennungsbeobachter	59
3.4	Dual-Fuel-Einzyliermotorprüfstand	59
3.5	Validierung	61
3.5.1	Stationäres Betriebsverhalten	62
3.5.2	Lasttransientes Betriebsverhalten	62
3.5.3	Modustransientes Betriebsverhalten	67
4	Brennverlaufsregelung von Dieselmotoren mittels Mehrfacheinspritzung	71
4.1	Brennverfahrensregelung von Dieselmotoren	71
4.1.1	Limitierungen zyklusintegraler Regelungsansätze	71
4.1.2	Brennverlaufsregelung mittels Mehrfacheinspritzung	73
4.1.3	Stand der Technik Brennverlaufsregelung von Dieselmotoren mittels Mehrfacheinspritzung	74
4.2	Kurbelwinkelaufgelöstes Prozessmodell des dieselmotorischen Hochdruckzyklus	76
4.2.1	Grundlagen des dieselmotorischen Arbeitsprozesses	76
4.2.2	Modellansatz und -annahmen	79
4.2.3	Grundgleichungen des nulldimensionalen Einzonenmodells	79
4.2.4	Empirische Modellierung der Kraftstoffeinspritzung	87
4.2.5	Phänomenologische Modellierung der Verbrennung	94
4.2.6	Zusammenfügen aller Teilmodelle zum gesamthaften Prozessmodell	101
4.2.7	Füllungsmodell - Bestimmung des Anfangszustands des Hochdruckzyklus	102
4.2.8	Parameteridentifikation und Validierung des gesamthaften Prozessmodells	104
4.3	Regelungskonzept	111
4.3.1	Gesamthaftes Regelungskonzept	111
4.3.2	Generierung des Referenzprozesses	112
4.3.3	Optimalsteuerung der Einspritzzeiten mittels unterlagerter Optimierung des Einspritzverlaufs	117

4.3.4	Optimalsteuerung der Einspritzzeiten mittels direkter Optimierung des Brennverlaufs	126
4.3.5	Iterativ Lernende Schätzung des Störgrößenverlaufs	128
4.4	Prüfstände	129
4.4.1	Injektorprüfstand	130
4.4.2	Dieselmotorprüfstand	130
4.5	Validierung	133
4.5.1	Implementierungsdetails	134
4.5.2	Stationäres Betriebsverhalten	134
4.5.3	Transientes Betriebsverhalten	140
4.5.4	Rechenzeitanforderungen	145
5	Zusammenfassung und Ausblick	147
5.1	Zusammenfassung	147
5.2	Ausblick	150
	Literaturverzeichnis	153

Abbildungsverzeichnis

1.1	IMO Tier I, II und III Emissionsgrenzwerte für NO_x und Standorte von emissionsregulierten Gebieten (ECA, engl. Emission Control Area) [23], in denen Tier III Grenzwerte bereits gelten.	1
1.2	Klassifikation von Brennverfahren bzw. Verbrennungsmodi angelehnt an [44]	3
1.3	Typische Stell- und Regelgrößen und zeitlicher Prozessablauf zylinderdruckgeführter motorischer Brennverfahrensregelungen auf Basis zyklusintegraler Verbrennungskenngrößen abgeleitet aus dem gemessenen Zylinderdrucksignal mittels Brennverlaufsanalyse	6
1.4	Übersicht der wichtigsten zyklusintegralen Verbrennungskenngrößen abgeleitet aus dem gemessenen Zylinderdrucksignal mittels Brennverlaufsanalyse auf Basis eines nulldimensionalen Einzonenmodells des Hochdruckprozesses	7
2.1	Schematische Darstellung des Arbeitsprinzips der MPC	12
2.2	Klassifikation verschiedener MPC-Verfahren	13
3.1	Schematische Darstellung der unterschiedlichen Verbrennungsregime im Dual-Fuel-Betrieb; Übergang zwischen dem konventionellem Diesel-Dual-Fuel (DDF) und dem reaktivitätskontrolliertem kompressionsgezündetem (RCCI) Verbrennungsmodus durch Variation des Einspritzzeitpunkts (SOI) der Dieseleinspritzung bei konstanter eingespritzter bzw. eingeblasener Diesel- und Gasmasse	36
3.2	Brennverlaufsanalyse von zwei charakteristischen Betriebspunkten mit gleicher resultierender Verbrennungsschwerpunktlage, aber in jeweils unterschiedlichen Verbrennungsmodi (DDF in blau und RCCI in rot gekennzeichnet); Betriebsparameter sind $m_{\text{gas}} = 1,05 \text{ kg/h}$, $\lambda_{\text{global}} = 1,8$, $SR = 85 \%$, $n_{\text{eng}} = 2000 \text{ 1/min}$	37
3.3	Aus Messdaten vom Einzylindermotor identifizierte, kennfeldbasierte Modelle zur Beschreibung der Emissions- (uHC und NO_x) und Wirkungsgradcharakteristik in Abhängigkeit des Einspritzpunktes, der Verbrennungsschwerpunktlage und der (Diesel-)Substitutionsrate; zusätzliche Kennzeichnung des IMO Tier III NO_x Grenzwertes für $n_{\text{eng}} = 2000 \text{ 1/min}$ und entsprechender Betriebspunkte, die über oder unter diesem Grenzwert liegen	39

3.4	Schematische Darstellung der berücksichtigten Luft- und Kraftstoffpfadarchitektur	40
3.5	Identifiziertes Injektorkennfeld zur Abbildung des geometrischen Durchflussbeiwerts c_d in Abhängigkeit des Raildrucks p_{rail} und der elektrischen Ansteuerdauer des Injektors DOE	47
3.6	Beispielhafte Validierung des kennfeldbasierten Modells der Verbrennungsschwerpunktlage; Vergleich zwischen gemessener (Datenpunkte) und modellierter (Oberfläche) Verbrennungsschwerpunktlage CA50 in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunktes SOI und des mittleren Dieselmassenstroms \dot{m}_{diesel} bei konstantem mittlerem Gasmassenstrom \dot{m}_{gas} und globalem Luftverhältnis λ_{global}	49
3.7	Schematische Darstellung des gesamthaften Dual-Fuel-Regelungskonzeptes	52
3.8	Schematische Darstellung des Verbrennungsreglers	56
3.9	Dual-Fuel Einzylindermotorprüfstand am ITV der RWTH Aachen University; Bild (a) zeigt den ursprünglichen Kolben mit einer klassischen Omega-Muldengeometrie (oben) und den angepassten Kolben für den Dual-Fuel-Betrieb (unten); Bild (b) zeigt den umgerüsteten Einzylindermotor innerhalb des Prüfstands	60
3.10	Verwendete Steuergerätearchitektur bestehend aus zwei Prototypensteuergeräten zur Steuerung und Regelung des Dual-Fuel-Motors	61
3.11	Stationäres Regelergebnis mit Sollwertvariation für SR ; $IMEP$, $CA50$ und SR werden unabhängig voneinander durch Variation der Stellgrößen der Kraftstoffpfade \dot{m}_{gas} , SOI und \dot{m}_{diesel} auf die vorgegebenen Sollwerte geführt, jeweils im DDF- (blau) und RCCI-Verbrennungsmodus (grün); λ_{global} wird auf 1,6 eingeregelt	63
3.12	Lasttransientes Regelergebnis; Folgeregelung mit zeitvarianter Vorgabe für $IMEP$; $CA50$, SR und λ_{global} sollen auf feste Sollwerte im RCCI-Verbrennungsmodus eingeregelt werden; zusätzlich Vorgabe von Beschränkungen für SR und λ_{global}	64
3.13	Ausschnitt aus dem in Abb. 3.12 dargestellten lasttransienten Regelergebnis	66
3.14	Schematische Darstellung des transienten Moduswechsels zwischen DDF und RCCI Betrieb unter ständiger Beibehaltung der vorgegebenen Verbrennungsschwerpunktlage von $7^\circ CAaTDC$	67
3.15	Modustransientes Regelergebnis des in Abb. 3.14 dargestellten Betriebspunktwechsels; Wechsel vom DDF in den RCCI und zurück in den DDF-Verbrennungsmodus unter Beibehaltung der $CA50$ -Sollwertvorgabe und bei konstantem Gasmassenstrom	68

4.1	Vergleich von drei unterschiedlichen Einspritzstrategien mit einer, zwei und drei Einspritzungen; dargestellt sind die gemessenen bzw. abgeleiteten Verläufe des Zylinderdrucks p_{cyl} , des Brennverlaufs Q_{comb} und der Injektorspannung U_{inj} (gestrichelte Verläufe); IMEP und CA50 sind für alle drei Einspritzstrategien identisch, die übrigen Performancekenngrößen allerdings unterschiedlich (vgl. Tabelle 4.1); aus [2]	72
4.2	Beispielhafte Brennverlaufsanalyse eines gemessenen Zylinderdruckverlaufs für einen Betriebspunkt mit einer einzelnen Haupteinspritzung; Anhand des Verlaufs der Brennrate \dot{Q} können die typischen Verbrennungsphasen des konventionellen CI-Brennverfahrens identifiziert werden: Kurze Umsatzspitze zu Beginn kennzeichnet vorgemischte Verbrennung, anschließend verbrennt der weiter eingespritzte Kraftstoff Mischungskontrolliert (diffusiv) mit ansteigender Brennrate durch die steigende Einspritzrate, bis die exponentiell abfallende Nachverbrennungsphase folgt.	77
4.3	Kontrollsystem des nulldimensionalen Einzonenmodells	80
4.4	Kinematische Beziehungen des Kurbeltriebs	83
4.5	Charakteristischer Einspritzratenverlauf gemessen am Injektorprüfstand zusammen mit dem simulierten Einspritzratenverlauf des vorgestellten Injektormodells und den im inneren des Modells verwendeten Basisfunktionen zur Abbildung der Öffnungs- und Schließvershaltens des Injektors; Abbildung aus [86]	89
4.6	Validierung des Injektormodells; Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Einspritzratenverlauf bei unterschiedlichen Raildrücken und Ansteuerdauern des Injektors; für $p_{\text{rail}} = 1800$ bar ist der relative Modellfehler bezogen auf das gemessene eingespritzte Kraftstoffvolumen, $\delta_{V_{\text{total,model}}} = V_{\text{total,model}} - V_{\text{total,meas}} / V_{\text{total,meas}} \cdot 100\%$, in der Legende angegeben; Abbildung aus [86]	93
4.7	Schematische Darstellung der Gewichtungsfunktion $\gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}})$ zur Festlegung der Anteile der vorgemischten und diffusiven Mischungsrate, $C_{\text{comb,pre/diff}}$, an der gesamten Mischungsrate C_{comb}	97
4.8	Simulation des NTC-Verhaltens des chemischen Zündverzugs basierend auf n-Heptan Mechanismus. Model und Parameter nach [45]	100
4.9	Darstellung aller am Motorenprüfstand zur Identifikation des Verbrennungsmodells vermessenen Betriebspunkte	106
4.10	Beispielhafte Validierung des Zündverzugsmodells an einem Betriebspunkt mit zwei Einspritzungen; Darstellung der modellierten Verläufe des chemischen, physikalischen und gesamthaften Zündverzugs zusammen mit den aus den Messdaten rekonstruierten Zündverzügen der Einzeleinspritzungen (oben) und des gemessenen Brennraten- und modellierten Einspritzratenverlaufs zusammen mit den modellierten Einspritz- und den rekonstruierten Verbrennungsbeginnen	107

4.11	Beispielhafte Verläufe der Mischungsrate (vorgemischte, diffusive und gesamte) (oben), der Brennrate (mitte) und des Gewichtungsfaktors der Brennrate zusammen mit dem Gesamtzündverzug (unten); Verläufe basierend auf Brennverlaufsanalyse von Messdaten	109
4.12	Beispielhafte Verläufe der eingespritzten und der aufbereiteten Kraftstoffmasse (oben) und des Zündverzugs (unten)	109
4.13	Beispielhafte Verläufe des Kraftstoffenergiepotentials (oben), der eingespritzten und der aufbereiteten Kraftstoffmasse (unten)	110
4.14	Beispielhafte Validierung des gesamthaften Prozessmodells an insgesamt fünf Betriebspunkten (links mit zwei und rechts mit drei Einspritzungen)	110
4.15	Struktur des gesamthaften Regelungskonzeptes zur Brennverlaufsregelung mittels Mehrfacheinspritzung; die jeweiligen Einzelkomponenten werden in den dargestellten Unterabschnitten detaillierter betrachtet	111
4.16	Referenzdruckverlauf des Alpha-Prozesses mit und ohne aktive Maximaldrucklimitierung	114
4.17	Sollprozess basierend auf Verbrennungsrate	116
4.18	Reglerstruktur der Optimalsteuerung der Einspritzzeiten mit unterlagerter Einspritzverlaufsoptimierung	118
4.19	Simulative validierung der Einspritzverlaufsoptimierung unter Variation des Raildrucks p_{rail} (übernommen aus [86])	122
4.20	Validierung der Einspritzverlaufsoptimierung; Variation der hydraulisch Dwell-Zeit τ_{dwell} (übernommen aus [86])	123
4.21	Validierung der Einspritzverlaufsoptimierung; Variation der minimalen Einspritzdauer DOE_{min} (übernommen aus [86])	124
4.22	$p_{\text{rail}} = 2000 \text{ bar}$, $\tau_{\text{dwell}} = 350 \mu\text{s}$, $DOE_{\text{min}} = 150 \mu\text{s}$; relative Abweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse der einzelnen Einspritzimpulse beträgt bis zu 50 %	125
4.23	Schematische Darstellung des Injektorprüfstands und Einspritzsystems .	131
4.24	Dieselmotorprüfstand im Motorenlabor des IDSC der ETH Zürich	132
4.25	Simulativer Vergleich der nominellen Regelgüte der beiden Ansätze zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten; links Darstellung von zwei Betriebspunkten jeweils bei niedriger und hoher Last aus der brennratenbasierte Referenzprozessgenerierung und rechts von zwei Betriebspunkten aus druckbasierter Referenzprozessgenerierung	135
4.26	Simulativer Vergleich der Regelgüte der Brennverlaufsregelung auf Basis der direkten Brennverlaufsoptimierung (Ansatz 4.3.4) mit und ohne Modellkorrektur durch geschätzten Störgrößenverlauf; die Streckensimulation beinhaltet ein einfaches Modell zur Abbildung von Injektordruckschwingungen als Störgrößeneinfluss (siehe rechts dargestellten Vergleich der Einspritzratenverläufe); Parameter für Referenzprozessgenerierung: $IMEP_{\text{ref}} = 12 \text{ bar}$, $\phi_{\text{soc}} = -5^\circ\text{CAaTDC}$, $p_{\text{max}} = 85 \text{ bar}$	137

4.27	Experimenteller Vergleich der Regelgüte der Brennverlaufsregelung auf Basis der direkten Brennverlaufsoptimierung (Ansatz 4.3.4) mit und ohne Modellkorrektur durch geschätzten Störgrößenverlauf; Betriebspunkt bei niedriger Last mit einem IMEP von 5 bar	139
4.28	Simulative Validierung des transienten Folgeverhaltens der Brennverlaufsregelung auf Basis der direkten Brennverlaufsoptimierung (Ansatz 4.3.4); Darstellung der vorgegebenen Last (IMEP) des druckbasierten Referenzprozesses und der tatsächlichen Last; übrigen Parameter des Referenzprozesses sind $\phi_{\text{SOC}} = -10^\circ\text{CAaTDC}$, $\frac{dp}{d\phi_{\text{ref}}} = 4 \text{ bar}/^\circ\text{CA}$ und $p_{\text{max}} = 120 \text{ bar}$	141
4.29	Transiente Entwicklung des Zylinderdrucksverlaufs über drei konsekutive Zyklen unter Verwendung der Optimalsteuerung mit direkter Brennverlaufsoptimierung für einen Referenzsprung der Last von 12 auf 4 bar ohne Einfluss von Störgrößen oder Modellabweichungen; übrigen Parameter des druckbasierten Referenzprozesses sind $\phi_{\text{SOC}} = -10^\circ\text{CAaTDC}$, $\frac{dp}{d\phi_{\text{ref}}} = 2 \text{ bar}/^\circ\text{CA}$ und $p_{\text{max}} = 80\text{bar}$; Anzahl der SQP-Schritte ist $N_{\text{SQP}} = 3$	142
4.30	Vergleich des IMEP-Folgeverhaltens der Optimalsteuerung mit Brennverlaufsoptimierung unter nominellen Bedingungen für den in Abb. 4.29 dargestellten Lastsprung in Abhängigkeit der Anzahl der SQP-Schritte und mit (links) und ohne (rechts) Warmstart zur Lösungsinitialisierung	143
4.31	Abhängigkeit des Konvergenzverhaltens der Brennverlaufsregelung mit iterativ lernender Störgrößenverlaufsschätzung von der Lernrate β ; initialer Zyklus mit deaktivierter Störgrößenschätzung und -kompensation ist in rot dargestellt, letzte Zyklus in blau, Zwischenzyklus in grau mit abnehmender Helligkeit; Referenzprozessparameter sind $IMEP_{\text{ref}} = 12 \text{ bar}$, $\phi_{\text{SOC}} = -5^\circ\text{CAaTDC}$, $p_{\text{max}} = 85 \text{ bar}$	144
4.32	Vergleich der Rechenzeitanforderungen der beiden Optimalsteuerungsansätze auf dem verwendeten Prototypensteuergerät (dSPACE MicroLab-Box); T_{comb} entspricht der Turnaround-Zeit zum Lösen eines NLPs mit $N_{\text{inj}} = 7$ Einspritzungen; des verwendeten SQP-Algorithmus zur Lösung der zugrunde liegenden Optimierungsprobleme unterschiedlichen Ansätzen zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten; rot entspricht der Turnaround-Zeit für Ansatz 4.3.3 (Einspritzverlaufsoptimierung) und blau für Ansatz 4.3.4 (Brennverlaufsoptimierung)	146

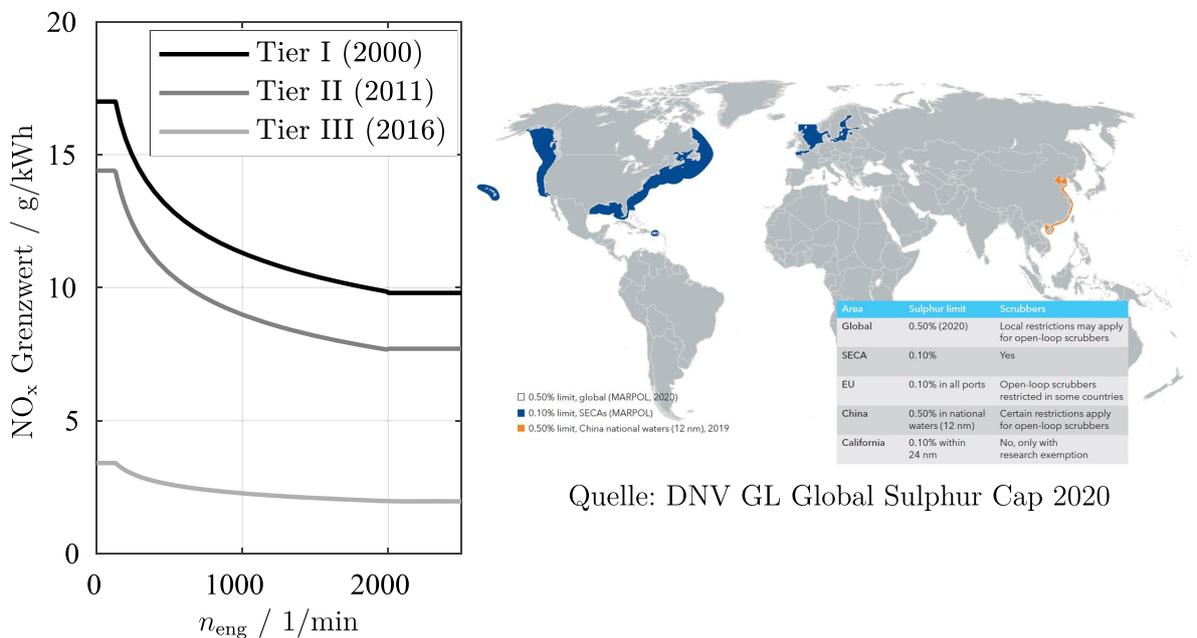
Abkürzungen

BDC	Unterer Totpunkt (engl. Bottom Dead Center)
CA	Kurbelwinkel (engl. Crank Angle)
CA50	Verbrennungsschwerpunktlage (Kurbelwinkelposition, bei der 50 % des Kraftstoffs verbrannt sind)
CI	Kompressionszündung (engl. Compression Ignition)
DDF	Diesel-Dual-Fuel
DOE	Bestromungs-/Ansteuerdauer des Injektors (engl. Duration of Energizing)
DOI	Hydraulische Einspritzdauer (engl. Duration of Injection)
DPMAX	Maximaler Zylinderdruckgradient
ECA	Emissionsreguliertes Gebiet (engl. Emission Control Area)
EOE	Bestromungs-/Ansteuerende des Injektors (engl. End of Energizing)
EOI	Hydraulisches Einspritzende (engl. End of Injection)
EU	Europäische Union
EVC	Auslassventil schließt (engl. Exhaust Valve Closing)
EVO	Auslassventil öffnet (engl. Exhaust Valve Opening)
HCCI	Homogene Kompressionszündung (engl. Homogeneous Charge Compression Ignition)
ILC	Iterativ Lernende Regelung (engl. Iterative Learning Control)
ILMPC	Iterativ Lernende Modellprädiktive Regelung (engl. Iterative Learning Model Predictive Control)
IMO	Internationale Schifffahrts-Organisation (engl. International Maritime Organization)
IMEP	Indizierter Mitteldruck (engl. Indicated Mean Effective Pressure)
IVC	Einlassventil schließt (engl. Intake Valve Closing)

IVO	Einlassventil öffnet (engl. Intake Valve Opening)
KKT	Kharush-Kuhn-Tucker(-Bedingungen)
LMPC	Lineare Modellprädiktive Regelung (engl. Linear Model Predictive Control)
LQR	Optimaler Zustandsregler (engl. Linear Quadratic Regulator)
MINLP	Gemischt-ganzzahliges nichtlineares Programm (engl. Mixed-Integer Nonlinear Program)
MPC	Modellprädiktive Regelung (engl. Model Predictive Control)
MS	Mehrfachschießverfahren (engl. Multiple Shooting)
NLP	Nichtlineares Programm (engl. Nonlinear Program)
NMPC	Nichtlineare Modellprädiktive Regelung (engl. Nonlinear Model Predictive Control)
PCCI	Teilhomogene Kompressionszündung (engl. Premixed Charge Compression Ignition)
PMAX	Maximaler Zylinderdruck
QP	Quadratisches Programm (engl. Quadratic Program)
RCCI	Reaktivitätskontrollierte Kompressionszündung (engl. Reactivity Controlled Compression Ignition)
RK	Runge-Kutta-Integrationsschema
RTI	Echtzeit-Iterationsschema (engl. Real-Time Iteration)
SI	Fremdzündung (engl. Spark Ignition)
SOE	Bestromungs-/Ansteuerbeginn des Injektors (engl. Start of Energizing)
SOI	Hydraulischer Einspritzbeginn (engl. Start of Injection)
SQP	Sequentielle Quadratische Programmierung (engl. Sequential Quadratic Programming)
SR	Diesel-Substitutionsrate (engl. Substitution Rate)
SS	Einfachschießverfahren (engl. Single Shooting)
TDC	Oberer Totpunkt (engl. Top Dead Center)

1 Einleitung

1.1 Motivation



Quelle: DNV GL Global Sulphur Cap 2020

Abb. 1.1: IMO Tier I, II und III Emissionsgrenzwerte für NO_x und Standorte von emissionsregulierten Gebieten (ECA, engl. Emission Control Area) [23], in denen Tier III Grenzwerte bereits gelten.

Der Verbrennungsmotor stellt aktuell und auf absehbare Zukunft die dominante Antriebsart im Verkehrssektor dar [55]. Dies trifft insbesondere auf Schwerlastanwendung und den maritimen Sektor zu.

In 2018 lag in der Europäischen Union (EU) der Anteil von Dieselmotoren bei zugelassenen Nutzfahrzeugen über 3,5 t bei mehr als 96 % [92]. Während im PKW-Sektor der Verbrennungsmotor immer weiter durch batterieelektrische, hybride oder andere alternative Antriebssysteme ersetzt werden kann, ist dies aufgrund der Anforderungen im Schwerlastbereich nicht möglich.

Gerade deswegen müssen weitere Anstrengungen unternommen werden, um verbrennungsmotorische Treibhausgasemissionen zu reduzieren. Hierfür stehen zwei Möglichkeiten zur Verfügung, welche beide ausgeschöpft werden müssen. Zum einen weitere Effizienzsteigerungen und zum anderen der Einsatz alternativer CO₂-neutraler, nicht-fossiler Kraftstoffe [44]. Zu diesen zählen biogenerative und synthetische Kraftstoffe. Letztere werden häufig auch als E-Fuels bezeichnet.

Neben der Reduktion der Treibhausgasemissionen stellen sich weiter verschärfende gesetzliche Vorschriften für Schadstoffemissionen einen zusätzlichen Entwicklungstreiber dar. Neben dem straßengebundenen Verkehr, in EU geregelt durch die EURO Normen [87], gilt dies im zunehmenden Maße auch für den maritimen Sektor. Für Schiffsmotoren in Schiffen, die nicht nur in nationalen Gewässern betrieben werden, gelten weltweit die Grenzwerte der Internationalen Schifffahrtsorganisation (IMO, engl. International Maritime Organization) (siehe Abb. 1.1).

Die vorgeschriebene Schadstoffgrenze lassen sich hierbei längst nicht mehr unter allen Betriebsbedingungen (Real-World Driving Emissions) alleine durch innermotorische Maßnahmen einhalten, sondern erfordern dedizierte Systeme zur Abgasnachbehandlung [42]. Neben zusätzlichen Systemkosten und gesteigerten Anforderungen an die Prozessführung, geht die Verwendung von Abgasnachbehandlungssystemen auch immer mit einem Effizienzverlust einher, da der zulässige Betriebsbereich beschränkt wird. Die außermotorische Reduktion von Schadstoffemissionen wird somit immer durch zusätzlichen Kraftstoffverbrauch und somit zusätzliche Treibhausgasemissionen erkauft.

Eine Möglichkeit zur Auflösung oder zumindest Entschärfung dieses Zielkonflikts bietet sich durch die Nutzung von innovativen Brennverfahren mit Niedertemperaturverbrennung [79]. Durch diese lassen sich Schadstoffemissionen bereits soweit reduzieren, dass der Gesamtkraftstoffverbrauch nicht steigt oder sogar zusätzlich gesenkt werden kann. Hierdurch ergeben sich jedoch stark gesteigerte Anforderungen an die Prozessführung des Brennverfahrens durch die Ausnutzung zusätzlicher Variabilitäten und herausfordernde Prozesseigenschaften (Nichtlinearitäten, Störgrößensensitivität, etc.). Darüber hinaus sind diese nur in eingeschränkten Kennfeldbereichen anwendbar, wodurch zusätzlich in entsprechend nichtzulässigen Bereichen auch die konventionellen Brennverfahren optimal beherrscht werden müssen. Diese Anforderungen steigern sich nochmals, wenn ein Betrieb mit unterschiedlichen Kraftstoffen gewährleistet werden muss.

Klassische Regelungsansätze kommen hierbei an ihre Grenzen, da hierfür ein nicht mehr realisierbarer Kalibrationsaufwand notwendig ist. Einen Lösungsansatz bietet daher der Einsatz optimierungsbasierter Regelungsverfahren in der Brennverfahrensregelung.

1.2 Übersicht und Klassifikation motorischer Brennverfahren

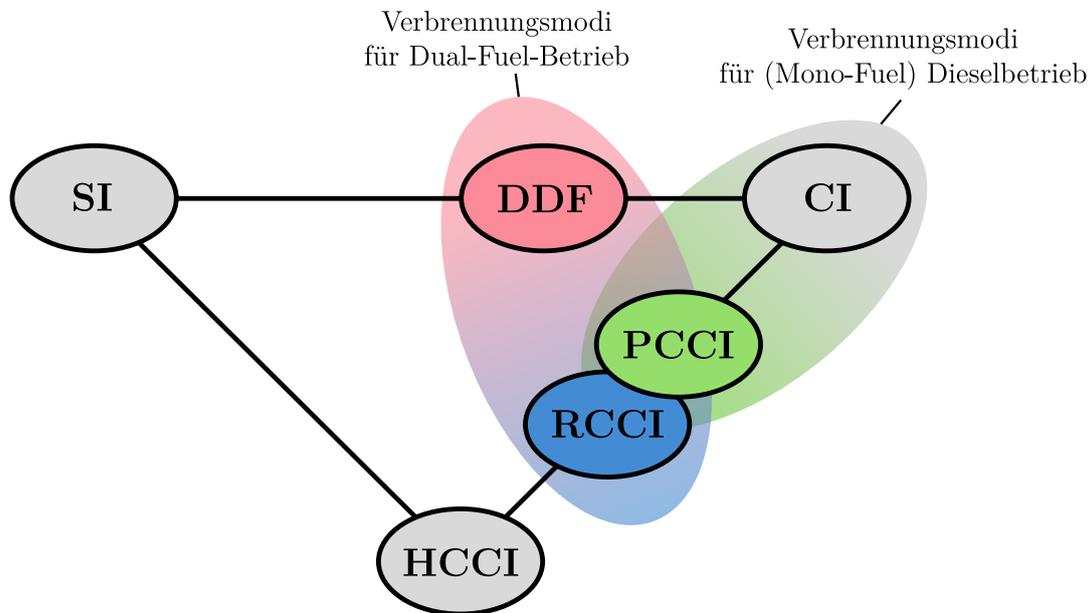


Abb. 1.2: Klassifikation von Brennverfahren bzw. Verbrennungsmodi angelehnt an [44]

Abb. 1.2 zeigt die Klassifikation der motorischen Brennverfahren angelehnt an [44]. Die an den Eckpunkten dargestellten Verbrennungsmodi, die Funken- oder Fremdzündung (SI, engl. Spark Ignition), die homogene Kompressionszündung (HCCI, engl. Homogeneous Charge Compression Ignition) und die Kompressionszündung (CI, engl. Compression Ignition) bilden die Hauptbrennverfahren, aus denen sich die auf den Verbindungslinien dargestellten intermediären Verbrennungsmodi als Mischformen der genannten Hauptbrennverfahren ableiten lassen.

In dieser Arbeit werden die folgenden intermediären Brennverfahren betrachtet: die reaktivitätskontrollierte Kompressionszündung (RCCI, engl. Reactivity Controlled Compression Ignition), die teilhomogenisierte Kompressionszündung (PCCI, engl. Premixed Charge Compression Ignition) und das Dual-Fuel- oder auch Diesel-Dual-Fuel-Brennverfahren (DDF).

In konventionellen SI- bzw. Ottomotoren wird das vorgemischte Kraftstoff-Luft-Abgas-Gemisch verdichtet und kurz vor dem oberen Totpunkt durch einen Funken fremdgezündet. Die Verbrennung erfolgt mit einer ausgeprägten Flammenfront (Deflagration) ausgehend vom Zündort [36]. Aus regelungstechnischer Sicht kann die Verbrennung primär durch den Zündzeitpunkt und die Zusammensetzung des Gemisches (abgebildet durch das Luftverhältnis λ) beeinflusst werden.

Das HCCI-Brennverfahren kann bei geeignet modifizierten Ottomotoren im Teillastbereich angewandt werden. Das Gemisch ist wie beim konventionellen SI-Verfahren vollständig homogen, allerdings entzündet es sich selbstständig räumlich verteilt im ganzen Brennraum gegen Ende der Kompressionsphase und verbrennt infolgedessen sehr schnell ohne ausgeprägte Flammenfront [54]. Um die zur Selbstzündung des zündunwilligen Kraftstoffs notwendigen Drücke und Temperaturen zu erreichen, muss das Gemisch bereits vor dem Beginn der Kompression eine höhere Temperatur aufweisen. Dies kann bspw. durch das Zurückhalten von heißem Abgas im Brennraum (interne Abgasrückführung) erreicht werden. Durch die räumliche Verteilung der Verbrennung und den hohen Anteil an Abgas werden Temperaturspitzen und somit vor allem die Bildung von Stickoxiden vermieden. In diesem Zusammenhang wird daher auch von Niedertemperaturverbrennung gesprochen. Die Verbrennung selbst ist äußerst sensitiv gegenüber Störgrößeneinflüssen und wird hauptsächlich über die eingespritzte Kraftstoffmasse und den Anteil an zurückgehaltenem Abgas gesteuert [54, 84, 85].

Im Gegensatz zum konventionellen SI- und HCCI-Brennverfahren in Ottomotoren, ist beim dieselmotorischen CI-Brennverfahren das Kraftstoff-Luft-Abgas-Gemisch nicht homogen im Brennraum verteilt. Der Kraftstoff wird erst gegen Ende der Kompression in das verdichtete, heiße Abgas-Luft-Gemisch unter hohem Druck eingespritzt und entzündet sich anschließend lokal in fetten Gemischzonen des Kraftstoffstrahls nach kurzer Zeit selbstständig. Die Brennrate wird hierbei durch die langsame Mischungsrate des Kraftstoffs mit dem umgebenden Luft-Abgas-Gemisch (diffusive Verbrennung) und nicht durch die sehr viel schnellere chemische Reaktionsrate (vorgemischte Verbrennung) bestimmt [36]. Infolge der diffusiven Verbrennung unter lokal fetten Bedingungen ($\lambda < 1$) kommt es einerseits zur Bildung von Ruß, welcher häufig nicht vollständig nachoxidieren kann, und andererseits zu hohen Spitzentemperaturen, was die Bildung von Stickoxiden zur Folge hat [75]. Die Verbrennung kann einerseits durch den Zustand des verdichteten Gemischs und damit über den Luftpfad (Ladedruck und Anteil an Abgasrückführung) beeinflusst werden, aber vor allem über den Kraftstoffpfad, welcher maßgeblich die Gemischbildung steuert. Die Stellgrößen bilden hierbei der Einspritzdruck und der Einspritzverlauf des Kraftstoffs. Letzterer wird in der Serienanwendung durch die Applikation von mehreren Einspritzungen entsprechend geformt [4, 37, 45, 66]. Hierdurch bieten dieselmotorische Brennverfahren eine enorm hohe Anzahl an Freiheitsgraden zur Beeinflussung der Verbrennung.

Das PCCI-Brennverfahren bildet eine Mischform zwischen dem vollhomogenen HCCI- und dem mischungskontrollierten, konventionellen CI-Brennverfahren. Der Übergang zwischen beiden Brennverfahren ist daher auch fließend und nicht diskret abgrenzbar. Der höhere Grad an Gemischhomogenisierung wird bei der PCCI-Verbrennung entweder durch eine frühe Einzeleinspritzung [63] oder durch mehrere Einzeleinspritzungen bei hohem Einspritzdruck [68, 82] in Kombination mit einem hohen Anteil an zurückgeführtem Abgas erreicht. Ähnlich wie beim HCCI-Brennverfahren erfolgt die Zündung und Verbrennung lokal verteilter als beim CI-Verfahren allerdings nicht vollständig gleichmäßig über den

Brennraum verteilt. Wie beim HCCI-Verfahren, kann die PCCI-Verbrennung nur im Teillastbereich realisiert werden, weist dort aber Vorteile bzgl. Stickoxid- und Rußemissionen auf. Wie beim konventionellen CI-Brennverfahren hat die Kraftstoffeinspritzung einen starken Einfluss auf den Verbrennungsprozess.

Das DDF- und das RCCI-Brennverfahren stellen Verbrennungsmodi für Dual-Fuel-Motoren dar. Diese verwenden zwei Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündcharakteristika [32, 52, 53, 75]. Als Anwendungsbereich haben sich Dual-Fuel-Motoren vor allem im maritimen Sektor für mittel- und schnelllaufende Großmotoren etabliert [13]. Hier wird meistens eine Kombination aus Erdgas bzw. Methan (hohe Methanzahl \rightarrow niedrige Reaktivität bzw. Zündwilligkeit) und Dieseldieselkraftstoff (hohe Reaktivität bzw. Zündwilligkeit) verwendet. Der Dieseldieselkraftstoff wird wie beim konventionellen Dieselmotor direkt in den Brennraum eingespritzt, das Erdgas meist mit niedrigem Druck außerhalb des Brennraums in den Luftpfad eingeblasen, wodurch sich dieses bereits homogen mit Luft und ggf. zurückgeführtem Abgas vermischen kann.

Im DDF-Modus wird eine kleine Menge Diesel (ca. 1 % energetischer Anteil am insgesamt eingebrachten Kraftstoff [105]) kurz vor Ende der Kompression eingespritzt, welche sich wie beim CI-Brennverfahren nach kurzer Zeit entzündet und mischungskontrolliert verbrennt. Durch die freigesetzte Energie der Dieseldieselverbrennung wird das umliegende Erdgas-Luft-Gemisch entzündet, welches unter Ausbildung einer charakteristischen Flammenfront verbrennt. Der DDF-Modus ähnelt somit, auch bzgl. der Emissionscharakteristika, dem SI-Verfahren, wobei die Dieseldieselinspritzung als Zündfackel und somit Funkenersatz dient. Gegenüber dem klassischen SI-Verfahren mit Funkenzündung bietet der DDF-Betrieb den Vorteil, dass durch die Dieseldieselinspritzung deutlich mehr Zündenergie in den Brennraum eingebracht werden kann und die Zündung durch den eingespritzten Freistrahleräumlich verteilt erfolgt. Hierdurch kann das Gemisch im Brennraum deutlich stärker abgemagert werden. Hauptstellgrößen aus Prozessführungssicht sind das Gas-Luft-Verhältnis für den Gas-/Luftpfad und Einspritzzeitpunkt und -menge für den Dieseldieselkraftstoffpfad [70].

Der RCCI-Verbrennungsmodus wird beim Dual-Fuel-Motor durch eine sehr frühe Dieseldieselinspritzung erreicht, wodurch eine Schichtung der Reaktivität des Kraftstoff-Luft-Abgas-Gemischs im Brennraum erzeugt wird. Die Zündung und Verbrennung erfolgt dann ähnlich zum HCCI und PCCI-Brennverfahren, allerdings stärker zeitlich und räumlich verteilt [14, 26, 58, 98]. Im Vergleich zum DDF-Verbrennungsmodus wird hierbei mehr Dieseldieselkraftstoff bei gleicher Last eingespritzt (energetischer Anteil $> 10\%$). Hinsichtlich der Verbrennungscharakteristika ergeben sich Vorteile durch eine kürzere Brenndauer (besserer Wirkungsgrad) und niedrigere Schadstoffemissionen für Stickoxide und unverbrannte Kohlenwasserstoffe, was insbesondere durch die Verwendung von Erdgas bzw. Methan aufgrund seiner hohen Wirkung als Treibhausgas und schwierigen katalytischen Nachbehandlung problematisch ist. Im Gegensatz zum HCCI und PCCI-Brennverfahren

können mit dem RCCI-Verbrennungsmodus auch die Vorteile der Niedertemperaturverbrennung im oberen Lastbereich genutzt werden [98]. Gegenüber dem DDF-Betrieb weist dieser jedoch eine höhere Störgrößensensitivität auf, was die Prozessführung deutlich erschwert.

1.3 Zylinderdruckgeführte motorische Brennverfahrensregelung

Für konventionelle motorische Brennverfahren sind Vorsteuerungen, z. B. die last- und drehzahlabhängige, kennfeldbasierte Steuerung des Zündwinkels bei SI-Motoren in Kombination mit einschleifigen, linearen Regelungen für isolierte Verbrennungsphänomene, bspw. der Korrektur des Zündwinkels basierend auf der Auswertung des Klopfensors (Körperschallsensor) zur Vermeidung von Klopfen, ausreichend zur Prozessführung und stellen den Stand der Technik in der Serienanwendung dar [34, 42].

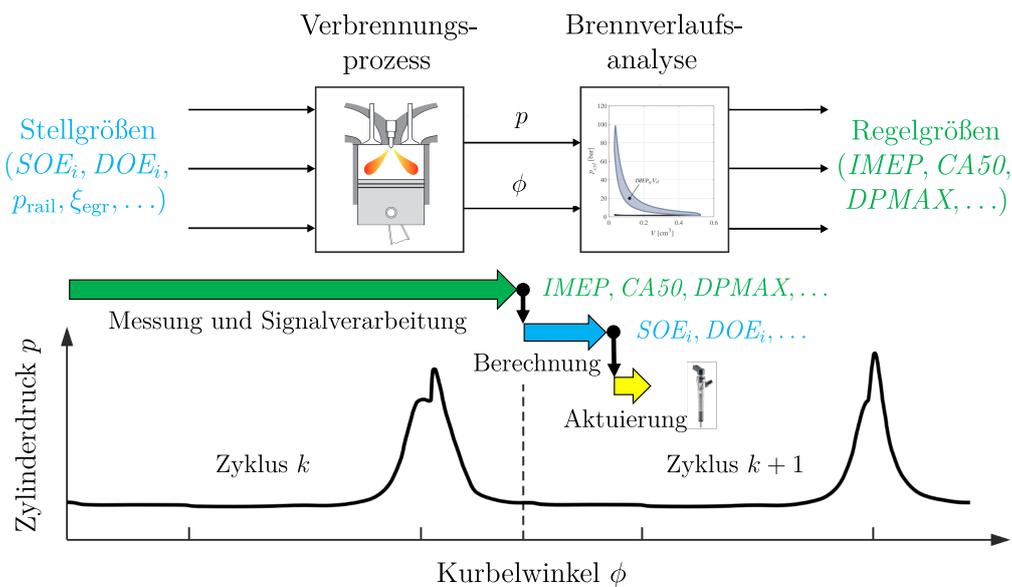


Abb. 1.3: Typische Stell- und Regelgrößen und zeitlicher Prozessablauf zyylinderdruckgeführter motorischer Brennverfahrensregelungen auf Basis zyklusintegraler Verbrennungskenngrößen abgeleitet aus dem gemessenen Zylinderdrucksignal mittels Brennverlaufsanalyse

Für die Nutzung von den in Abschnitt 1.2 vorgestellten Brennverfahren mit Niedertemperaturcharakteristik mit der zusätzlichen Möglichkeit flexibel alternative Kraftstoffe verwenden zu können, sind reine Vorsteuerkonzepte in Kombination mit indirekter

Verbrennungssensorik nicht ausreichend. Stattdessen stellen in diesem Kontext zylinderdruckgeführte Regelungsansätze unter Verwendung zyklusintegraler Prozesskenngrößen als Regelgrößen den Stand der Forschung dar (siehe Abb. 1.3).

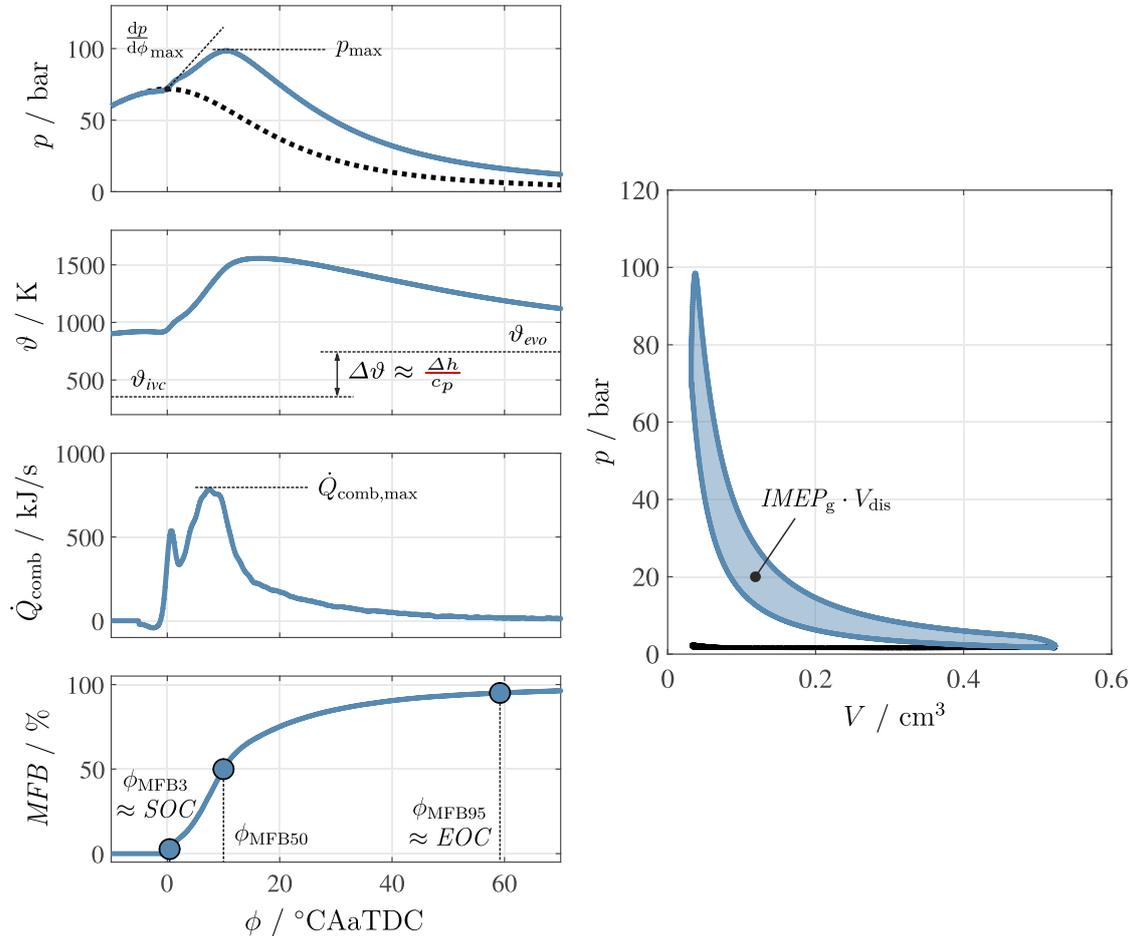


Abb. 1.4: Übersicht der wichtigsten zyklusintegralen Verbrennungskenngrößen abgeleitet aus dem gemessenen Zylinderdrucksignal mittels Brennverlaufsanalyse auf Basis eines nulldimensionalen Einzonenmodells des Hochdruckprozesses

Die Prozess- bzw. Verbrennungskenngrößen selbst werden hierbei auf Basis des gemessenen kurbelwinkelaufgelösten Zylinderdrucksignals mittels einer Brennverlaufsanalyse abgeleitet. Hierfür werden zunächst unter Verwendung eines geeigneten Prozessmodells des motorischen Hochdruckzyklus (in der Regel ein nulldimensionales Einzonenmodell; siehe Abschnitt 4.2 für weitere Details) aus dem Zylinderdruckverlauf der Brennverlauf und eventuell die Verläufe weiterer thermodynamischer Prozessgrößen, wie Temperatur, Volumen oder Zusammensetzung des Gemischs im Brennraum berechnet. Aus diesen geschätzten Prozessgrößenverläufen können schließlich geeignete Kenngrößen abgeleitet werden. Auf diese Weise kann der komplexe zeitliche Verbrennungsablauf durch wenige

Größen beschrieben werden, die als Surrogate für nicht direkt messbare Performancekenngrößen dienen. Die wichtigsten Prozesskenngrößen, die auch in dieser Arbeit hauptsächlich betrachtet werden, sind:

- **Indizierte Mitteldruck (IMEP, engl. Indicated Mean Effective Pressure)**
Dieser dient als Indikator für die Last und damit für das vom Motor erzeugte Drehmoment. Er ist definiert als die am Kolben geleistete Volumenänderungsarbeit geteilt durch das Hubvolumen V_{dis} [36]:

$$IMEP = \frac{1}{V_{\text{dis}}} \oint p \, dV \quad (1.1)$$

Aus diesem kann der indizierte Wirkungsgrad zur Beurteilung der Güte der Prozessführung abgeleitet werden:

$$\eta_{\text{ind}} = \frac{IMEP \cdot V_{\text{dis}}}{m_{\text{fuel}} H_{\text{lhv}}} \quad (1.2)$$

mit der eingebrachten Kraftstoffmasse m_{fuel} und dem unteren Heizwert H_{lhv}

- **Verbrennungsschwerpunkt (CA50)**
Dieser dient als Korrelator für den Wirkungsgrad. Dieser kann definiert werden als die Kurbelwinkelposition, bei der 50 % des eingebrachten Kraftstoffs verbrannt sind. Unter Verwendung des Brennverlaufs $Q_{\text{comb}}(\phi)$ gilt für diesen die Beziehung:

$$\frac{Q_{\text{comb}}(\phi_{\text{MFB50}} = CA50)}{m_{\text{fuel}} H_{\text{lhv}}} = 0,5 \quad (1.3)$$

- **Maximaler Zylinderdruck (PMAX) und Druckgradient (DPMAX)**
Diese dienen als Korrelatoren für die mechanische Belastung und der Druckgradient zusätzlich für das Verbrennungsgeräusch. Diese sind definiert als:

$$\max(p(\phi)) = PMAX \quad (1.4)$$

und

$$\max\left(\frac{dp}{d\phi}(\phi)\right) = DPMAX \quad (1.5)$$

Diese und Weitere sind auch in Abb. 1.4 anhand einer beispielhaften Brennverlaufsanalyse dargestellt.

Für eine Übersicht zu zyklusintegralen Regelungsansatz sei an dieser Stelle auf [34, 42, 100] verwiesen.

1.4 Ziele und Gliederung der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit soll anhand von zwei Anwendungsbeispielen für innovative Brennverfahren mit Niedertemperaturverbrennung mit mehreren Verbrennungsmodi gezeigt werden, dass optimierungsbasierte Regelungsansätze in der Lage sind, eine gesamtheitliche, d. h. im gesamten Kennfeldbereich nutzbare und auf die jeweiligen Prozesseigenschaften des Brennverfahrens zugeschnittene Prozessführung, zu realisieren, die gleichzeitig die spezifischen Randbedingungen und Beschränkungen des Motorsystems berücksichtigt und die geforderte Zielstellung der Regelungsaufgabe erfüllt.

Bei dem ersten Anwendungsbeispiel handelt es sich um die Regelung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motors für ein maritimes Anwendungsszenario. Für diesen wird ein Regelungskonzept entworfen, welches es ermöglicht, den Motor flexibel in einem möglichst großen Kennfeldbereich sowohl im DDF als auch Niedertemperatur-RCCI-Verbrennungsmodus zu betreiben. Methodisch wird hierbei ein zyklusintegraler Ansatz mit einer linear zeitvarianten modellprädiktiven Regelung auf Basis eines primär datenbasierten Prozessmodells verwendet. Das umgesetzte Regelungskonzept wird experimentell unter stationären und realitätsnahen transienten Betriebsbedingungen an einem skalierten Einzylindermotor am Prüfstand validiert.

Bei dem zweiten Anwendungsbeispiel handelt es sich um die direkte Brennverlaufsregelung eines Dieselmotors mittels Mehrfacheinspritzung. Hierbei werden nicht einzelne Verbrennungskenngrößen durch wenige, in ihrer Anzahl festgelegte Einspritzparameter eingeregelt, sondern der Prozess wird auf einen vorgegebenen kurbelwinkelaufgelösten Referenzbrenn- oder auch -druckverlauf durch Applikation einer flexiblen Mehrfacheinspritzstrategie geführt. Hierbei können Beschränkungen des Einspritzsystems direkt berücksichtigt werden, um die hinsichtlich des Trackings des vorgegebenen Brenn- bzw. Druckverlaufs optimale Einspritzstrategie zu berechnen.

Die Arbeit gliedert sich neben der Einleitung in vier weitere Kapitel.

In Kapitel 2 werden die notwendigen methodischen Grundlagen zur optimierungsbasierten Brennverfahrensregelung erläutert. Hierbei wird zunächst auf die Modellprädiktive Regelung im Allgemeinen und anschließend auf deren Erweiterung um iterativ lernende Aspekte für zyklische Arbeitsprozesse eingegangen.

Kapitel 3 beinhaltet das Anwendungsbeispiel zur zyklusintegralen Regelung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motors für eine maritime Applikation.

Kapitel 4 behandelt das Anwendungsbeispiel zur Brennverlaufsregelung des Dieselmotors mittels Mehrfacheinspritzung.

Die Anwendungskapitel 3 und 4 gliedern sich hierbei wie folgt: Zunächst wird das Regelungsproblem anhand der spezifischen Prozesscharakteristika und den sich daraus

ableitenden Herausforderungen aus Sicht der Prozessführung abgeleitet und die eigentliche Regelungsaufgabe definiert. Im nächsten Abschnitt wird die Modellierung des Prozesses beschrieben. Hierbei werden für beide Anwendungsbeispiele sehr unterschiedliche Ansätze gewählt (primär datenbasiert und zyklusintegral im Fall des Dual-Fuel-Regelungskonzeptes und primär physikalisch motiviert und kurbelwinkelaufgelöst im Fall der dieselmotorischen Brennverlaufsregelung). Danach folgt die Beschreibung des eigentlichen Regelungskonzeptes. Hieran schließt sich ein Abschnitt zu den experimentellen Prüfständen, welche zur Modellidentifikation und -validierung sowie Validierung des jeweiligen Regelungskonzeptes verwendet wurden. Im vorletzten Abschnitt wird auf die Validierung der umgesetzten Regelungskonzepte eingegangen.

Kapitel 5 beinhaltet eine Zusammenfassung der Arbeit und einen Ausblick auf noch offene Fragestellungen und mögliche Weiterentwicklungen.

2 Methodische Grundlagen optimierungsbasierter Brennverfahrensregelung

2.1 Modellprädiktive Regelung

2.1.1 Grundprinzip und Klassifikation Modellprädiktiver Regelungsverfahren

Die modellprädiktive Regelung (MPC, engl. Model Predictive Control) bezeichnet eine Untergruppe innerhalb der Klasse der modellbasierten Regelungsverfahren. In Abgrenzung zu klassischen modellbasierten Regelungsverfahren erfolgt die Berechnung der Stellgrößensignale bei der MPC auf Basis der Lösung eines Optimierungsproblems. Im Vergleich zu klassischen Regelungsansätzen weist die MPC keine Zweifreiheitsgradstruktur bestehend aus einem Vorsteuer- und einem Rückführungspfad auf, sondern kombiniert diese zu einem Regler mit Zustandsrückführung. Der im Allgemeinen geschätzte, zurückgeführte Systemzustand dient hierbei als Anfangsbedingung für die Prädiktion des Prozessverhaltens.

Abb. 2.1 zeigt das grundlegende Arbeitsprinzip der MPC. Die MPC löst in jedem Zeitschritt ein beschränktes Optimierungsproblem, bestehend aus einer zu minimierenden Kostenfunktion und einzuhaltenden Nebenbedingungen. Innerhalb des Optimierungsproblems wird explizit ein mathematisches Modell des zu regelnden Prozesses genutzt, um das zukünftige Systemverhalten zu präzisieren. Aufgrund von Rechenzeitrestriktionen wird die Prädiktion hierbei auf einen endlichen Zeithorizont beschränkt. Die Lösung des Optimierungsproblems ist eine optimale Stellgrößenfolge, deren erster Wert an den Prozess ausgegeben wird. Im darauf folgenden Abtastschritt wird das Optimierungsproblem mit dem um einen Abtastschritt verschobenen Prädiktionshorizont erneut gelöst, um eine neue optimale Stellgrößenfolge zu erhalten. Dieses Procedere wird auch als Prinzip des zurückweichenden Horizonts (engl. Receding Horizon Principle) bezeichnet, wodurch die eigentliche Rückkopplung von Prozessinformationen realisiert wird, da in jedem Abtastschritt der aktuelle Systemzustand als Anfangsbedingung für die Prädiktion verwendet wird.

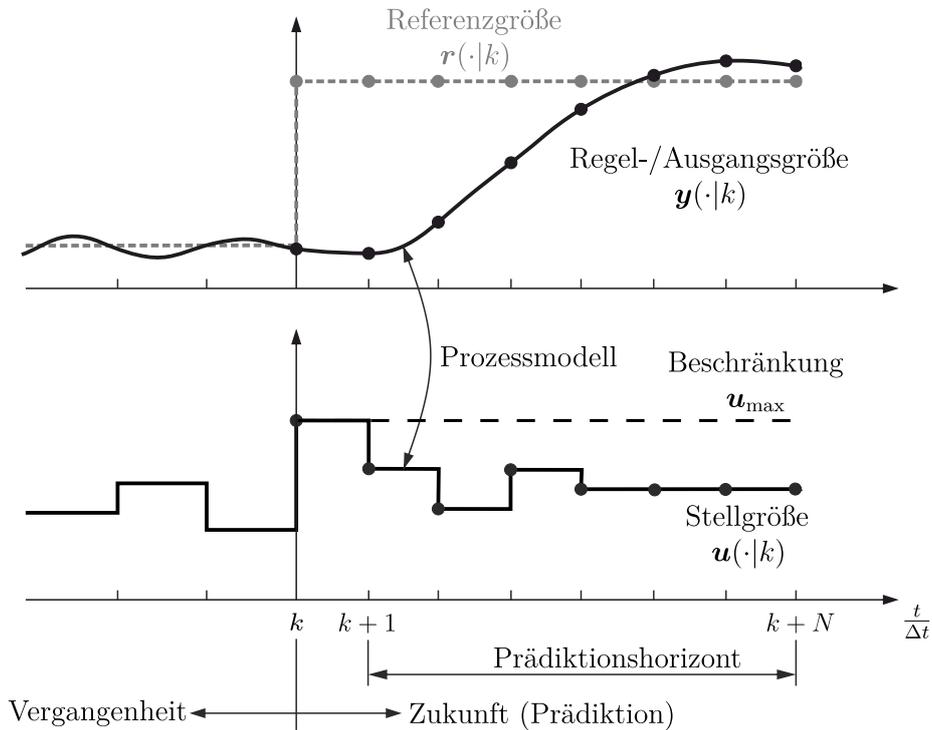


Abb. 2.1: Schematische Darstellung des Arbeitsprinzips der MPC

Dieses optimierungsbasierte Grundprinzip weist eine Reihe von Vorteilen in Bezug auf die erreichbare Regelgüte und die Auslegungssystematik auf. Prozesseigenschaften wie bspw. Nichtlinearitäten, Totzeiten und starke Kopplungen zwischen mehreren Ein- und Ausgangsgrößen können direkt und systematisch berücksichtigt werden. Die MPC ist hierdurch nahezu unbeschränkt anwendbar, solange sich das Prozessverhalten hinreichend genau durch ein geeignetes Modell beschreiben lässt. Der Großteil des Auslegungsaufwands verschiebt sich entsprechend auch auf die Erstellung des Prädiktionsmodells.

Die Formulierung der Regelungsaufgabe als Optimierungsproblem bietet außerdem die Möglichkeit, weitere Regelungsziele zu berücksichtigen. Beispiele sind die Berücksichtigung von Beschränkungen der Stell-, Zustands- und Regelgrößen, die Nutzung zukünftiger Prozessinformationen bezüglich der Soll- und Störgrößenverläufe innerhalb der Prädiktion, um antizipativ auf diese reagieren zu können, oder auch die systematische Ausnutzung aller Freiheitsgrade bei Überaktuatorung.

Für die erfolgreiche Umsetzung einer MPC müssen die folgenden drei Aspekte betrachtet werden:

1. Eine geeignete Formulierung des zugrunde liegenden Optimierungsproblems,
2. ein hinreichend genaues und einfaches Prozessmodell und

3. ein echtzeitfähiges Optimierungsverfahren.

In Abhängigkeit des verwendeten Prädiktionsmodells, der spezifischen Formulierung des Optimierungsproblems und des verwendeten Optimierungsverfahrens zur Lösung des zugrunde liegenden Optimierungsproblems können MPC-Verfahren nach der in Abb. 2.2 dargestellten Systematik hinsichtlich der erreichbaren Regelgüte und der Komplexität bzw. der Rechenzeitanforderungen des resultierenden Regelungsalgorithmus klassifiziert werden.

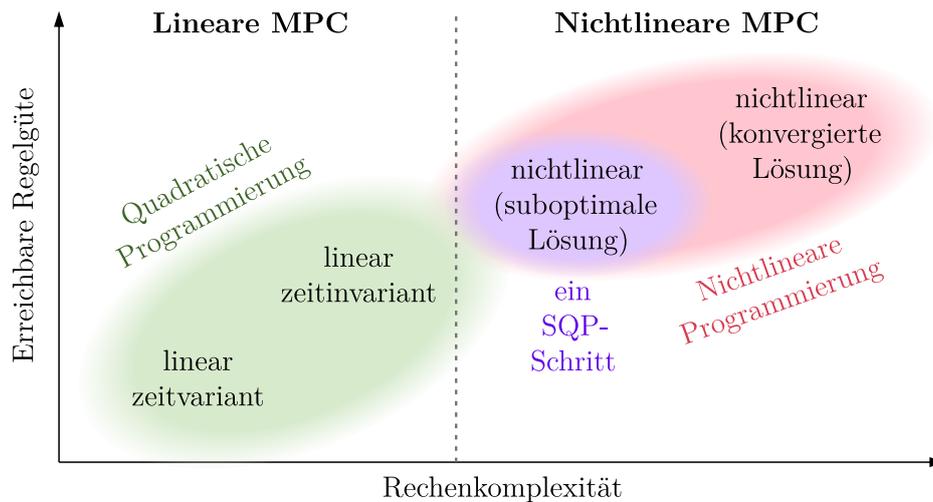


Abb. 2.2: Klassifikation verschiedener MPC-Verfahren

Allgemein lässt sich ableiten, dass mit steigender verfügbarer Rechenkapazität auch potentiell eine höhere Regelgüte erreicht werden kann. Grund hierfür ist die bessere Prädiktionsgüte des Prozessverhaltens beim Übergang von zeitinvarianten zu zeitvarianten linearen und schließlich hin zu nichtlinearen Modellen. Hinsichtlich des verwendeten Prädiktionsmodells wird hierbei auch zwischen Linearer (LMPC, engl. Linear MPC) und Nichtlinearer MPC (NMPC, engl. Nonlinear MPC) unterschieden. Bei der Verwendung von linearen Prädiktionsmodellen, unabhängig davon über zeitinvariant oder -variant, ist das resultierende Optimierungsproblem ein quadratisches Programm (QP, engl. Quadratic Program), welches üblicherweise exakt gelöst wird. Im Gegensatz dazu ist das resultierende Optimierungsproblem im Falle der nichtlinearen Prädiktion ein nichtlineares Programm (NLP, engl. Nonlinear Program). In der Praxis trifft dies in besonderem Maße auf die Brennverfahrensregelung mit Zykluszeiten kleiner 100 ms zu. Es ist aufgrund der kurzen Abtastzeiten meist nicht möglich und auch nicht sinnvoll, das resultierende NLP exakt, im Sinne einer konvergierten Lösung, zu lösen. Stattdessen wird die Optimierung bereits bei Vorliegen einer suboptimalen Lösung abgebrochen und diese an den Prozess appliziert. Dieser Ansatz wird auch in der vorliegenden Arbeit Anwendung finden.

2.1.2 Formulierung des Optimalsteuerungsproblems

Für die folgenden Betrachtungen wird ein nichtlineares dynamisches System als zu regelnder Prozess angenommen mit den Stellgrößen $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^l$ und den Systemzuständen $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$. Dieses lässt sich durch im Allgemeinen nichtlineare gewöhnliche Differentialgleichungen und einen Anfangszustand beschreiben:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}(t), t), \quad (2.1a)$$

$$\mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0. \quad (2.1b)$$

Das der MPC zugrunde liegende Optimierungsproblem kann in allgemeiner Form wie folgt formuliert werden:

$$\min_{\mathbf{x}(\cdot), \mathbf{u}(\cdot)} J(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (2.2a)$$

unter den Nebenbedingungen

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t), \forall t \in [t_0, t_f], \quad (\text{DGL Modell}), \quad (2.2b)$$

$$\mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0, \quad (\text{Anfangszustand}), \quad (2.2c)$$

$$\mathbf{h}(\mathbf{x}(t_f)) \leq \mathbf{0}, \quad (\text{Endzustandsbeschränkungen}), \quad (2.2d)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \leq \mathbf{0}, \forall t \in [t_0, t_f], \quad (\text{Pfadbeschränkungen}), \quad (2.2e)$$

Die durch das zeitkontinuierliche Optimalsteuerungsproblem (2.2) formulierte Aufgabe ist es, die Stellgrößentrajektorie $\mathbf{u}^*(t)$ auf dem Intervall $t \in [t_0, t_f]$, dem Prädiktionshorizont, zu finden, welche die skalare Kostenfunktion

$$J(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) = \int_{t_0}^{t_f} l_s(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) dt + l_f(\mathbf{x}(t_f)) \quad (2.3)$$

unter Einhaltung der Nebenbedingungen (2.2b) bis (2.2d) minimiert.

Die Kostenfunktion (2.3) entspricht einer Bolza-Formulierung. Die Funktion l_s bestimmt die zeitabhängigen Stufenkosten, auch Stage-Cost genannt. Diese werden über den gesamten Prädiktionshorizont aufintegriert und bilden den sogenannten Lagrange-Term. Über die Definition der Stufenkosten kann gezielt der Verlauf der Stellgrößentrajektorie und damit das Regelverhalten der MPC beeinflusst werden. Die einfachste und gleichzeitig am häufigsten verwendete Struktur für die Stufenkosten besitzt eine quadratische Form:

$$l_s(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) = \|\mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_s\|_{2,Q}^2 + \|\mathbf{u}(t) - \mathbf{u}_s(t)\|_{2,S}^2 + \|\dot{\mathbf{u}}(t)\|_{2,R}^2, \quad (2.4)$$

wobei \mathbf{x}_s und \mathbf{u}_s stationäre Zielwerte für die Zustände und Stellgrößen darstellen, welche ihrerseits das Ergebnis einer vorgelagerten statischen Optimierung sein können [64, 78].

Sie dienen dem Zweck, das System auf einen eindeutig definierten, stationären Zielzustand zu führen, was bei Vorliegen von mehrdeutigen Lösungen insbesondere bei nichtlinearen und/oder überaktuierten Systemen von Vorteil ist.

Die verwendete gewichtete, quadrierte 2-Norm ist definiert als:

$$\|\mathbf{s}\|_{2,A}^2 = \mathbf{s}^T \mathbf{A} \mathbf{s} \quad \text{mit} \quad \mathbf{s} \in \mathbb{R}^n, \mathbf{Q} \in \mathbb{R}^{n \times n}. \quad (2.5)$$

Die symmetrischen und entsprechend dimensionierten Gewichtungsmatrizen \mathbf{Q} , \mathbf{S} und \mathbf{R} sind üblicherweise nur auf den Diagonalelementen besetzt. Häufig wird für diese $\mathbf{Q}, \mathbf{S} \succeq 0$ und $\mathbf{R} \succ 0$ gefordert. Durch die positive Definitheit von \mathbf{R} oder alternativ auch \mathbf{S} kann sichergestellt werden, dass die Kostenfunktion (2.3) konvex ist. Über die Parametrierung der Gewichtungsmatrizen, genauer gesagt über deren Verhältnis zueinander, kann intuitiv das dynamische Verhalten der MPC eingestellt werden. Je stärker beispielsweise die Änderungsrate der Stellgrößen gegenüber der Abweichung der Zustände zu ihren Zielwerten gewichtet wird, desto träger wird die Regelung reagieren.

Die Funktion l_f , auch Mayer-Term genannt, gewichtet den Zustand $\mathbf{x}(t_f)$ am Ende des Prädiktionshorizonts gesondert zu den Stufenkosten. Zusammen mit den Endzustandsbeschränkungen (2.2d) dient dieser der gezielten Beeinflussung der (nominellen) Stabilitätseigenschaften der MPC, welche im Gegensatz zum optimalen Zustandsregler (LQR, engl. Linear Quadratic Regulator) aufgrund des endlichen Prädiktionshorizontes nicht garantiert ist. Für weitere Details sei an dieser bspw. auf [78] verwiesen.

Die einzuhaltenden Nebenbedingungen umfassen mit (2.2b) das bereits in (2.1) definierte differentielle Modell in Zustandsraumform. Im Rahmen dieser Arbeit werden nur Modelle auf Basis von (zeit-)kontinuierlichen Differential- oder direkt (zeit-)diskreter Differenzgleichungen oder auch rein statischer Zusammenhänge, bspw. in Form von Kennfelder, betrachtet. Die Verwendung von differential-algebraischen Modellen ist jedoch ebenfalls möglich, ist für diese Arbeit jedoch nicht relevant. Hierfür sei an dieser Stelle ebenfalls auf [78] verwiesen.

Allgemein kann der Modellbildungsprozess sowohl auf Basis physikalischer (White-Box), datenbasierter (Black-Box) oder auch kombinierter Ansätze (Grey-Box) erfolgen.

Die Gleichheitsnebenbedingung (2.2c) liefert den für die Prädiktion notwendigen Anfangszustand zum Zeitpunkt t_0 . Über (2.2e) können Pfadbeschränkungen für die Zustands- und Stellgrößen formuliert werden, welche über den kompletten Prädiktionshorizont berücksichtigt werden sollen. Zu beachten ist, dass die Einführung von Beschränkungen für die Zustandsgrößen zu einer leeren Lösungsmenge führen kann. Im praktischen Anwendungsfall ist daher im Allgemeinen eine geeignete Relaxierung von Zustandsbeschränkungen notwendig. Hierfür werden zusätzliche freie Variablen eingeführt, sogenannte Schlupf- oder auch Slack-Variablen. Diese dienen als Maß für die Verletzung der entsprechenden Zustandsbeschränkungen und werden ebenfalls innerhalb der Kostenfunktionen bestraft. Durch geeignete Bewertung in der 1-Norm und hinreichend hohe Gewichtung kann hierbei

das exakte Einhalten der Beschränkungen sichergestellt werden, falls dies möglich ist [78].

2.1.3 Lösungsansätze für das Optimalsteuerungsproblem

Das zeitkontinuierliche Optimalsteuerungsproblem (2.2) stellt ein infinites bzw. unendlich-dimensionales oder auch dynamisches Optimierungsproblem dar. Die freien Variablen sind Trajektorien der Zustands- und Stellgrößen, meist aus der Teilmenge der auf dem Intervall $[t_0, t_f]$ stetig differenzierbaren, reellwertigen Funktionen $(\mathbf{x}, \mathbf{u} \in C^1([t_0, t_f], \mathbb{R}))$. Im Gegensatz dazu wird von finiten bzw. endlich-dimensionalen oder auch statischen Optimierungsproblemen gesprochen, wenn die freien Variablen endlich in ihrer Anzahl sind.

Bei den Lösungsverfahren für Optimalsteuerungsprobleme kann zwischen drei Arten von Methoden unterschieden werden: Dynamische Programmierung, indirekte und direkte Ansätze [22].

Die dynamische Programmierung [7] verwendet das Prinzip der Optimalität nach Bellman, nach welchem jedes Teilstück einer optimalen Trajektorie ebenfalls optimal sein muss, um rekursiv für alle Zeitpunkte t und alle möglichen Anfangszustände \mathbf{x}_0 den entsprechenden Zustandsregler direkt zu berechnen. Im zeitkontinuierlichen Fall führt dies auf die Hamilton-Jacobi-Bellmann-Gleichung, einer partiellen Differentialgleichung im Zustandsraum. Es existieren zwar numerische Methoden, um Lösungen für diese approximativ zu bestimmen, allerdings sind diese auf wenige Spezialfälle und Systeme mit wenigen Zuständen beschränkt. Daher hat dieser Ansatz für praktische Anwendungsfälle und auch in dieser Arbeit keine Relevanz.

Indirekte Methoden nutzen die Optimalitätsbedingungen für infinite Optimierungsprobleme, um aus diesen äquivalente Randwertprobleme für gewöhnlichen Differentialgleichungen abzuleiten, welche anschließend numerisch gelöst werden können. Bei diesem Ansatz wird also erst optimiert und dann diskretisiert. Ein Beispiel für diesen Ansatz ist das Maximumprinzip von Pontryagin [8]. Hauptnachteile der indirekten Methoden sind, dass die resultierenden Differentialgleichungen aufgrund starker Nichtlinearitäten und Instabilitäten schwierig zu lösen sind und strukturelle Änderungen des Optimierungsproblems, bspw. indem Ungleichheitsnebenbedingungen aktiv oder inaktiv werden, nur schwierig zu handhaben sind.

Direkte Methoden transformieren das ursprünglich infinite Optimalsteuerungsproblem in ein finites NLP. Dieses NLP kann dann durch ein geeignetes numerisches Optimierungsverfahren gelöst werden. In Abgrenzung zu den indirekten Methoden wird also zuerst diskretisiert und dann optimiert. Einer der wichtigsten Vorteile gegenüber den indirekten Methoden ist, dass gängige Lösungsverfahren für NLPs Ungleichheitsnebenbedingungen,

wie die Pfadbeschränkungen (2.2e), einfach handhaben können. Bei der Transformation bzw. Diskretisierung des zeitkontinuierlichen Optimalsteuerungsproblems ist allen direkten Methoden gemein, dass die Stellgrößentrajektorie zunächst durch eine geeignete endlich-dimensionale Approximation abgebildet wird. Je nach Handhabung der Modellprädiktion können die direkten Verfahren weiter in Einfach- (SS, engl. Single Shooting) und Mehrfachschießverfahren (MS, engl. Multiple Shooting) und Kollokationsverfahren unterschieden werden.

Für Echtzeitanwendungen mit Abtastzeiten im Millisekundenbereich, wie dies in der Brennverfahrensregelung der Fall ist, kommen heute in der Mehrzahl der Fälle direkte Verfahren zum Einsatz. Im Rahmen dieser Arbeit werden ebenfalls direkte Verfahren eingesetzt. In den folgenden Abschnitten wird daher zunächst auf die Diskretisierung des zeitkontinuierlichen Optimalsteuerungsproblems zur Approximation durch ein äquivalentes NLP eingegangen, bevor anschließend Lösungsmethoden für NLPs erörtert werden.

2.1.4 Diskretisierung des Optimalsteuerungsproblems

Die Diskretisierung des zeitkontinuierlichen Optimalsteuerungsproblems (2.2) umfasst

- die Stellgrößentrajektorie $\mathbf{u}(t)$,
- die Pfad- und Endzustandsbeschränkungen $\mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))$ bzw. $\mathbf{h}(\mathbf{x}(t_f))$,
- die Kostenfunktion $J(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))$ und
- die Zustandstrajektorie $\mathbf{x}(t)$.

Zunächst werden die diskreten Gitterpunkte der unabhängigen Variable, hier der Zeit t , auf dem Prädiktionshorizont definiert. Dieser wird in N , in diesem Fall aber im Allgemeinen nicht notwendigerweise, äquidistante Teilstücke mit der konstanten Schrittweite $\Delta t = t_{k+1} - t_k$ unterteilt:

$$t \in [t_0, t_f] \quad \rightarrow \quad t_k \quad \text{mit} \quad k = 0, \dots, N. \quad (2.6)$$

Die Stellgrößentrajektorie wird häufig als stückweise konstante Funktion bzw. Halteglied nullter Ordnung approximiert:

$$\mathbf{u}(t_k) = \mathbf{u}_k = \mathbf{u}(t) = \text{konst.} \quad \text{mit} \quad t_k \leq t < t_{k+1}. \quad (2.7)$$

Der Stellgrößenverlauf kann somit durch N Werte an den jeweiligen Gitterpunkten parametrisiert werden, $\mathbf{u} = [\mathbf{u}_0, \mathbf{u}_1, \dots, \mathbf{u}_{N-1}]$.

Die Beschränkungen (2.2e) und (2.2d) können diskretisiert werden, indem deren Einhaltung nur noch an den Gitterpunkten gefordert wird:

$$\mathbf{h}(\mathbf{x}(t_f)) \leq \mathbf{0} \quad \rightarrow \quad \mathbf{h}(\mathbf{x}_N) \leq \mathbf{0}, \quad (2.8a)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \leq \mathbf{0}, \quad \forall t \in [t_0, t_f] \quad \rightarrow \quad \mathbf{g}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) \leq \mathbf{0}, \quad k = 0, \dots, N. \quad (2.8b)$$

Die Integration der Kostenfunktion kann im einfachsten Fall über die Rechteckregel erfolgen:

$$J(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \sum_{k=0}^{N-1} l_s(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) \cdot \Delta t + l_f(\mathbf{x}_N), \quad (2.9)$$

wobei die Werte der Zustandsgrößen an den Gitterpunkten des Prädiktionshorizonts durch $\mathbf{x} = [\mathbf{x}_0, \mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_N]$ gegeben sind.

Die Zustandsgrößen werden durch die Differenzgleichung

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{f}_{\text{dis}}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, t_k), \quad i \leq k + 1 \quad \text{und} \quad k = 0, \dots, N - 1 \quad (2.10)$$

beschrieben. Hierbei entspricht die Funktion \mathbf{f}_{dis} einem geeigneten numerischen Integrationsverfahren zur Lösung des im Allgemeinen analytisch nicht lösbaren nichtlinearen Differentialgleichungssystems (2.1) an den definierten Gitterpunkten.

Numerische Integrationsverfahren

Numerische Integrationsverfahren für nichtlineare Differentialgleichungen können zum einen nach Ein- und Mehrschrittverfahren und zum anderen nach impliziten und expliziten Verfahren klassifiziert werden [12].

Ein- und Mehrschrittverfahren unterscheiden sich in der Anzahl der zur Berechnung der Lösung im nächsten Zeitschritt einbezogenen, zurückliegenden Zeitschritte. Bei Einschrittverfahren wird hierbei lediglich der Zustand des aktuellen Zeitschritts verwendet. Ein Beispiel für ein Einschrittverfahren ist das Euler-Verfahren. Bei Mehrschrittverfahren werden zusätzlich auch Zustandswerte aus weiter zurückliegenden Zeitschritten verwendet. Beispiele für Mehrschrittverfahren sind das Adams-Bashforth- und das Adams-Moulton-Verfahren.

Explizite Verfahren benötigen zur Lösung des nächsten Zeitschritts nur Ableitungsinformationen aus Zeitschritten in denen die Zustandswerte bereits bekannt sind. In diesem Fall gilt für die Differenzgleichung (2.10) $i < k + 1$.

Bei impliziten Verfahren hängt die Lösung des nächsten Zeitschritts auch von dessen Ableitungsinformationen und somit von sich selbst ab. Für das Integrationsverfahren (2.10) folgt somit $i \leq k + 1$. Implizite Integrationsverfahren erfordern daher die Verwendung

von iterativen Lösungsverfahren für die Lösung der resultierenden Differenzengleichungen. Durch die starke Kopplung der einzelnen Zeitschritte eignen sich implizite Verfahren besonders für steife und instabile Systeme. Als Beispiele für explizite und implizite Verfahren kann ebenfalls das Euler-Verfahren genannt werden, da sich dieses sowohl explizit als auch implizit formulieren lässt.

Im Rahmen dieser Arbeit werden nur explizite Einschrittverfahren betrachtet. Für diese vereinfacht sich (2.10) zu

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{f}_{\text{dis}}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, t_k), \quad k = 0, \dots, N - 1. \quad (2.11)$$

Die wichtigste Klasse von expliziten (aber auch impliziten) Einschrittverfahren bilden die Runge-Kutta-Verfahren (RK-Verfahren). Das allgemeine s -stufige explizite RK-Verfahren ist gegeben durch [12]

$$\begin{aligned} \mathbf{k}_1 &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, t_k), \\ \mathbf{k}_2 &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_k + a_{21} \cdot \mathbf{k}_1, \mathbf{u}_k, t_k + c_2), \\ \mathbf{k}_3 &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_k + a_{31} \cdot \mathbf{k}_1 + a_{32} \cdot \mathbf{k}_2, \mathbf{u}_k, t_k + c_3), \\ &\vdots \\ \mathbf{k}_s &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_k + a_{s1} \cdot \mathbf{k}_1 + \dots + a_{s,s-1} \cdot \mathbf{k}_{s-1}, \mathbf{u}_k, t_k + c_s), \\ \mathbf{x}_{k+1} &= \mathbf{x}_k + \sum_{i=1}^s b_i \cdot \mathbf{k}_i. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Die spezifische Definition des RK-Verfahrens folgt aus der Anzahl der Stufen s zusammen mit der Festlegung der Koeffizienten a_{ij} mit $1 \leq j < i \leq s$, b_i mit $i = 1, \dots, s$ und c_i mit $i = 2, \dots, s$. Die Angabe der Koeffizienten kann übersichtlich in sogenannten Butcher-Tableaus erfolgen. Für explizite RK-Verfahren weisen diese folgende charakteristische untere Dreiecksstruktur auf:

$$\begin{array}{c|ccc} 0 & & & \\ c_2 & a_{21} & & \\ c_3 & a_{31} & a_{32} & \\ \vdots & \vdots & & \ddots \\ c_s & a_{s1} & a_{s2} & \cdots \\ \hline & b_1 & b_2 & \cdots & b_s \end{array} \quad (2.13)$$

Das einfachste Schema ist das 1-stufige RK-Verfahren. Dieses entspricht dem expliziten Euler-Verfahren, einem Verfahren erster Ordnung:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \underbrace{\mathbf{x}_k + \Delta t \cdot \mathbf{f}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, t_k)}_{= \mathbf{f}_{\text{dis}}}, \quad \begin{array}{c|c} 0 & \\ \hline & 1 \end{array}. \quad (2.14)$$

Einen guten Trade-off aus Komplexität und Fehlerkonvergenz bietet das häufig verwendete 4-stufige RK-Verfahren (RK4), auch als klassisches Runge-Kutta-Verfahren bezeichnet, einem Verfahren vierter Ordnung:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{k}_1 &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, t_k), \\
 \mathbf{k}_2 &= \mathbf{f}\left(\mathbf{x}_k + \frac{\Delta t}{2}\mathbf{k}_1, \mathbf{u}_k, t_k + \frac{\Delta t}{2}\right), \\
 \mathbf{k}_3 &= \mathbf{f}\left(\mathbf{x}_k + \frac{\Delta t}{2}\mathbf{k}_2, \mathbf{u}_k, t_k + \frac{\Delta t}{2}\right), \\
 \mathbf{k}_4 &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_k + \Delta t \cdot \mathbf{k}_3, \mathbf{u}_k, t_k + \Delta t), \\
 \mathbf{x}_{k+1} &= \mathbf{x}_k + \underbrace{\frac{\Delta t}{6} \cdot (\mathbf{k}_1 + 2\mathbf{k}_2 + 2\mathbf{k}_3 + \mathbf{k}_4)}_{=\mathbf{f}_{\text{dis}}},
 \end{aligned} \tag{2.15}$$

mit dem zugehörigen Butcher-Tableau,

$$\begin{array}{c|ccc}
 0 & & & \\
 1/2 & 1/2 & & \\
 1/2 & 0 & 1/2 & \\
 1 & 0 & 0 & 1 \\
 \hline
 & 1/6 & 1/3 & 1/3 & 1/6
 \end{array} . \tag{2.16}$$

Für weitere Erläuterungen zu numerischen Integrationsverfahren sei auf [91] verwiesen.

Anwendung von Schießverfahren zur Formulierung des NLPs

Nach der Auswahl eines geeigneten Integrationsverfahrens stehen mehrere Möglichkeiten zur Verfügung, das NLP zu formulieren. Diese unterscheiden sich hinsichtlich der Berücksichtigung der Zustandsprädiktion. Im Folgenden wird nur auf die bereits erwähnten direkten Schieß- bzw. Shooting-Verfahren eingegangen: Das Einfach- (SS) und das Mehrschießverfahren (MS). Für Details zum Kollokationsverfahren sei an dieser Stelle auf [78] verwiesen.

Beim Einzelschießverfahren wird durch rekursive Anwendung des Integrationsverfahrens \mathbf{f}_{dis} die prädizierte Zustandsfolge $\mathbf{x} = [\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_N]$ explizit in Abhängigkeit des Anfangszustands \mathbf{x}_0 und der Stellgrößenfolge \mathbf{u} ausgedrückt:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{x}_1 &= \mathbf{f}_{\text{dis}}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}_0, t_0) \\
 \mathbf{x}_2 &= \mathbf{f}_{\text{dis}}(\mathbf{f}_{\text{dis}}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}_0, t_0), \mathbf{u}_1, t_1) \\
 &\vdots
 \end{aligned} \tag{2.17}$$

Die Zustandsgrößen innerhalb der Kostenfunktion (2.9) und der Pfad- und Endzustandsbeschränkungen (2.8) können anschließend durch die funktionalen Zusammenhänge in (2.17) substituiert werden, wodurch diese nicht mehr explizit in dem resultierenden Optimierungsproblem auftauchen. Das auf Basis des Einfachschießverfahrens abgeleitete NLP hat die folgende Struktur:

$$\min_{\mathbf{u}} J_{\text{NLP,SS}}(\mathbf{x}(\mathbf{u}, \mathbf{x}_0), \mathbf{u}) \quad (2.18a)$$

unter den Nebenbedingungen

$$\mathbf{h}(\mathbf{x}_N(\mathbf{x}_0, \mathbf{u})) \leq \mathbf{0}, \quad (2.18b)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}_k(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}), \mathbf{u}_k) \leq \mathbf{0}, \quad k = 0, \dots, N \quad (2.18c)$$

Die freien Variablen bilden die Elemente der Stellgrößenfolge \mathbf{u} . Der Anfangszustand \mathbf{x}_0 wird als Parameter übergeben. Die drastische Reduzierung der Anzahl der freien Variablen um die komplette Zustandsgrößenfolge \mathbf{x} ist der Vorteil der Formulierung mit der Einfachschießverfahren. Damit einhergehend wird für die Lösung des Optimierungsproblems, bspw. mit dem im nächsten Abschnitt vorgestellten SQP-Verfahren, nur eine initiale Schätzung der optimalen Stellgrößenfolge benötigt. Allerdings kann dies auch von Nachteil sein, falls eine initiale Schätzung des optimalen Zustandsgrößenverlaufs zur Verfügung steht, dieses Wissen dann aber nicht ausgenutzt werden kann. Ein weiterer Nachteil resultiert aus der rekursiven Berechnung des Zustandsgrößenfolge. Durch den langen Integrationshorizont vom Anfangszustand bis zum Ende des Prädiktionshorizonts wird die Nichtlinearität der diskretisierten Systemdynamik \mathbf{f}_{dis} von Zeitschritt zu Zeitschritt immer weiter verstärkt, was insbesondere bei instabilen Systemen problematisch ist. Für diese bietet sich daher die Diskretisierung mit dem Mehrfachschießverfahren an.

Beim Mehrfachschießverfahren werden sowohl die Stell- als auch die Zustandsgrößenfolge als freie Variablen des Optimierungsproblems definiert. Die Kopplung zwischen diesen erfolgt weiterhin über die zeitdiskrete Zustandsgleichung (2.11), allerdings wird diese als Gleichheitsnebenbedingung für die Zustandsgrößen in jedem Zeitschritt definiert

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_1 &= \mathbf{f}_{\text{dis}}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}_0, t_0) \\ \mathbf{x}_2 &= \mathbf{f}_{\text{dis}}(\mathbf{x}_1, \mathbf{u}_1, t_1) \\ &\vdots \end{aligned} \quad (2.19)$$

Das resultierende NLP weist beim Mehrfachschießverfahren entsprechend die folgende Struktur auf:

$$\min_{\mathbf{x}, \mathbf{u}} J_{\text{NLP,MS}}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (2.20a)$$

unter den Nebenbedingungen

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{f}_{\text{dis}}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, t_k), \quad k = 0, \dots, N - 1 \quad (2.20b)$$

$$\mathbf{h}(\mathbf{x}_N) \leq \mathbf{0}, \quad (2.20c)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k) \leq \mathbf{0}, \quad k = 0, \dots, N \quad (2.20d)$$

In (2.20) erfolgt die Bestimmung der Systemzustände (Simulation) somit simultan zur Optimierung der Stellgrößen. Beim Einzelschießverfahren erfolgt demgegenüber die Simulation bereits im Formulierungsschritt des NLPs. Der Nachteil der deutlich höheren Anzahl an freien Variablen beim Mehrfachschießverfahren, insbesondere für komplexe Systeme mit vielen Zuständen, wird zum Teil durch die lose Kopplung der Nebenbedingungen untereinander abgeschwächt, welche von spezifischen Lösungsverfahren für dünnbesetzte Optimierungsprobleme ausgenutzt werden kann [103, 104].

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Mehrfachschießverfahren in praktischen Anwendungen häufig vorzuziehen ist, da Vorwissen über den Verlauf der Zustandsgrößen ausgenutzt werden kann, der Ansatz in der Regel robuster ist, da Nichtlinearitäten weniger stark ausgeprägt sind, mittlerweile eine Vielzahl an Solvern existiert, die die spezifische Struktur des resultierenden Optimierungsproblems ausnutzen können und diese in der Regel auch in wenigen Iterationsschritten zu bereits hinreichend guten Lösungen konvergieren [78]. Welche Formulierung zu wählen ist, muss jedoch immer problemspezifisch entschieden werden.

Nachdem nun aufgezeigt wurde, wie das zeitkontinuierliche Optimalsteuerungsproblem (2.2) in geeignete zeitdiskrete Approximationen in Form eines NLPs überführt werden kann, soll im nächsten Abschnitt darauf eingegangen werden, wie diese numerisch in Echtzeit für die, in der Brennverfahrensregelung relevanten Zeitskalen, gelöst werden können.

2.1.5 Numerische Lösung von Nichtlinearen Programmen mittels Sequentieller Quadratischer Programmierung

Die bisher abgeleiteten NLPs (2.18) und (2.20) können durch geeignete Umformungen auf die allgemeine Form

$$\min_{\mathbf{z}} J(\mathbf{z}) \quad (2.21a)$$

unter den Nebenbedingungen

$$\mathbf{h}(\mathbf{z}) = \mathbf{0}, \quad (2.21b)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{z}) \leq \mathbf{0}, \quad (2.21c)$$

gebracht werden, in der alle freien Variablen in $\mathbf{z} \in \mathbb{R}^n$ zusammengefasst sind. Für die Kostenfunktion $J : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$, und die Funktionen $\mathbf{h} : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^p$ und $\mathbf{g} : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^q$ sei im Folgenden vorausgesetzt, dass diese zweifach stetig differenzierbar seien.

Das Auffinden des globalen Optimums von (2.21) mittels numerischer Lösungsverfahren ist für nichtkonvexe NLPs im Allgemeinen schwierig. Allerdings ist es möglich, effizient lokale Optima zu finden. Es gibt eine Vielzahl an State-of-the-Art-Solvern, die NLPs in der dargestellten Form direkt verarbeiten und nach lokalen Lösungen suchen können. Beispiele sind IPOPT [103] und FORCES Pro [24, 104], welche beide auf dem Interior-Point-Verfahren basieren.

Ausgangspunkt zur Lösung des NLPs ist die sogenannte Lagrange-Funktion

$$\begin{aligned} L(\mathbf{z}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu}) &= J(\mathbf{z}) + \sum_{i=1}^p \lambda_i h_i(\mathbf{z}) + \sum_{i=1}^q \mu_i g_i(\mathbf{z}) \\ &= J(\mathbf{z}) + \boldsymbol{\lambda}^T \mathbf{h}(\mathbf{z}) + \boldsymbol{\mu}^T \mathbf{g}(\mathbf{z}) \end{aligned} \quad (2.22)$$

mit den Lagrange-Multiplikatoren $\boldsymbol{\lambda} \in \mathbb{R}^p$ und $\boldsymbol{\mu} \in \mathbb{R}^q$. Unter Verwendung dieser können die notwendigen Optimalitätsbedingungen erster Ordnung, die sogenannten Karush-Kuhn-Tucker-Bedingungen (KKT-Bedingungen), für (2.21) formuliert werden [67]:

$$\nabla_{\mathbf{z}} L(\mathbf{z}^*, \boldsymbol{\lambda}^*, \boldsymbol{\mu}^*) = \mathbf{0} \quad (2.23a)$$

$$h_i(\mathbf{z}^*) = 0, \quad i = 1, \dots, p \quad (2.23b)$$

$$g_i(\mathbf{z}^*) \leq 0, \quad i = 1, \dots, q \quad (2.23c)$$

$$\mu_i^* \geq 0, \quad i = 1, \dots, q \quad (2.23d)$$

$$\mu_i^* g_i(\mathbf{z}^*) = 0, \quad i = 1, \dots, q \quad (2.23e)$$

Jedes lokale Optimum von (2.21) ist hierbei ein KKT-Punkt, gegeben durch \mathbf{z}^* , $\boldsymbol{\lambda}^*$ und $\boldsymbol{\mu}^*$, der (2.23) erfüllt. Mit der Einschränkung, ohne an dieser Stelle auf weitere Details einzugehen, dass die Bedingungen (2.23) nur für lokale Optima erfüllt sind, für die zusätzliche Qualifikationsbedingungen für die Beschränkungen (2.21b) und (2.21c) erfüllt sind [67].

Die Grundidee der meisten numerischen Optimierungsverfahren besteht darin, ausgehend von einer initialen Schätzung der Lösung \mathbf{z}_0 die Kostenfunktion iterativ zu reduzieren, $J(\mathbf{z}_{k+1}) < J(\mathbf{z}_k)$. Der im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Ansatz gehört hierbei zur Klasse der Liniensuchverfahren. Bei diesen wird in jedem Iterationsschritt zuerst eine geeignete Suchrichtung \mathbf{p}_k und anschließend eine, im besten Fall optimale, Schrittweite α_k bestimmt. Die Anzahl der notwendigen Iterationsschritte bis das Optimierungsverfahren hinreichend genau zu einem lokalen Optimum konvergiert ist, hängt hierbei stark von der initialen Schätzung der Lösung und den Charakteristika der Kostenfunktion und der Nebenbedingungen ab.

Zur Bestimmung der Suchrichtung selbst werden lokale Gradienteninformationen des NLPs ausgewertet. Hierbei werden mindestens Ableitungsinformationen erster und gegebenenfalls auch zweiter Ordnung der Lagrange- und Kostenfunktion und der Nebenbedingungen benötigt. Im Allgemeinen können Ableitungsinformationen analytisch berechnet werden. Allerdings können die resultierenden Ausdrücke für die Ableitungen sehr komplex werden, weswegen analytische Ansätze zur Generierung der notwendigen Ableitungsinformationen ineffizient sind.

Demgegenüber sind Verfahren basierend auf finiten Differenzen zwar sehr schnell, allerdings auch ungenau. Etabliert haben sich daher Ansätze basierend sogenannter automatischer bzw. algorithmischer Differentiation (AD, engl. Automatic/Algorithmic Differentiation). AD wird direkt auf die bereits als Programmcode umgesetzte, zu differenzierende Funktion angewandt und berechnet analytisch die Ableitungen, allerdings ausgehend von Elementarausdrücken, aus denen sich die Gesamtfunktion zusammensetzt. Dadurch kann AD effizient Sensitivitätsinformationen des NLPs mit analytischer Genauigkeit liefern [30]. Ein weit verbreitetes und quelloffenes Software-Framework zur algorithmischen Berechnung von Sensitivitäten, welches ebenfalls in dieser Arbeit verwendet wird, ist CasADi [3].

Sequentielle Quadratische Programmierung

Im Bereich der Echtzeitoptimierung mit Abtastzeiten im Bereich von Millisekunden ist es selbst mit der aktuell verfügbaren Rechenleistung von Motorsteuergeräten nicht möglich, vollständig konvergierte Lösungen zu berechnen. Aus diesem Grund hat sich die sequentielle quadratische Programmierung (SQP, engl. Sequential Quadratic Programming) als Optimierungsverfahren in diesem Bereich etabliert. Die Grundidee des SQP-Verfahrens besteht darin, das NLP (2.21) durch eine Sequenz von einfach zu lösenden QPs zu approximieren, wobei die in Bezug auf das NLP suboptimalen Lösungen der QPs iterativ gegen die optimale Lösung des NLPs konvergieren. Zur Herleitung des SQP-Verfahrens wird die Lagrange-Funktion (2.22) über eine Taylorreihe um den aktuellen Iterationsschritt \mathbf{z}_k , $\boldsymbol{\lambda}_k$, $\boldsymbol{\mu}_k$ quadratisch approximiert. Es lässt sich zeigen, dass die so angenäherte Lagrange-Funktion äquivalent aus dem QP

$$\min_{\mathbf{p}_{z_k}} \frac{1}{2} \mathbf{p}_{z_k}^T \nabla_{zz}^2 L(\mathbf{z}_k, \lambda_k, \mu_k) \mathbf{p}_{z_k} + \mathbf{p}_{z_k}^T \nabla J(\mathbf{z}_k) \quad (2.24a)$$

unter den Nebenbedingungen

$$\frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \mathbf{z}}(\mathbf{z}_k)^T \mathbf{p}_{z_k} + \mathbf{h}(\mathbf{z}_k) = 0, \quad (2.24b)$$

$$\frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{z}}(\mathbf{z}_k)^T \mathbf{p}_{z_k} + \mathbf{g}(\mathbf{z}_k) \leq 0, \quad (2.24c)$$

abgeleitet werden kann, dessen Lösung die gesuchte Suchrichtung \mathbf{p}_k^* und die Lagrange-Multiplikatoren $\boldsymbol{\lambda}_{k+1}^*$ und $\boldsymbol{\mu}_{k+1}^*$ für den nächsten Iterationsschritt liefert, falls die volle Schrittweite appliziert werden würde. Zur Lösung von (2.24) kann hierbei ein beliebiger QP-Solver verwendet werden, bspw. [24, 27, 33, 90]. Alternativ kann das SQP-Verfahren auch als Anwendung des Newton-Verfahrens zur Lösung der KKT-Bedingungen (2.23) interpretiert werden. Unter Berücksichtigung der Schrittweite α_k folgt für die Lösung und Lagrange-Multiplikatoren im nächsten Iterationsschritt:

$$\mathbf{z}_{k+1} = \mathbf{z}_k + \alpha_k \mathbf{p}_{z_k}^*, \quad (2.25a)$$

$$\boldsymbol{\lambda}_{k+1} = \boldsymbol{\lambda}_k + \alpha_k (\boldsymbol{\lambda}_{k+1}^* - \boldsymbol{\lambda}_k), \quad (2.25b)$$

$$\boldsymbol{\mu}_{k+1} = \boldsymbol{\mu}_k + \alpha_k (\boldsymbol{\mu}_{k+1}^* - \boldsymbol{\mu}_k). \quad (2.25c)$$

Um die Konvergenz des SQP-Verfahrens und damit eine Reduktion der Kostenfunktion in jedem Iterationsschritt sicherzustellen, müssen zwei Voraussetzungen erfüllt sein. Zum einen muss die Hesse-Matrix $\mathbf{H} = \nabla_{\mathbf{z}\mathbf{z}}^2 L(\mathbf{z}_k, \boldsymbol{\lambda}_k, \boldsymbol{\mu}_k)$ positiv definit sein und zum anderen die Schrittweite α_k geeignet bestimmt werden.

Falls die Hesse-Matrix nicht positiv definit ist, muss diese regularisiert werden, um die Konvexität des Sub-QPs (2.24) zu gewährleisten. Ein sehr einfacher Ansatz besteht darin, über einen additiven Term solange die Krümmung zu erhöhen, bis die modifizierte Hesse-Matrix \mathbf{H}' positiv definit ist,

$$\mathbf{H}' = \mathbf{H} + \beta \mathbf{I}. \quad (2.26)$$

Mit steigendem Faktor β nähert sich hierbei die resultierende Suchrichtung der Richtung des steilsten Abstiegs an (engl. Steepest Descent).

Die Bestimmung der Schrittweite $\alpha_k \in (0, 1]$ erfolgt mit dem Ziel, entlang der gefundenen Suchrichtung \mathbf{p}_k^* den Wert der Kostenfunktion zu minimieren und gleichzeitig die Nebenbedingungen (2.21b) und (2.21c) nicht zu stark zu verletzen. Dieses nachgelagerte Optimierungsproblem kann über die Minimierung der Gütefunktion (engl. Merit Function)

$$m(\alpha_k) = J(\mathbf{z}_k + \alpha_k \mathbf{p}_k^*) + \sigma \sum_{i=1}^p \|h_i(\mathbf{z}_k + \alpha_k \mathbf{p}_k^*)\|_1 + \sigma \sum_{i=1}^q \max\{0, g(\mathbf{z}_k + \alpha_k \mathbf{p}_k^*)\} \quad (2.27)$$

erreicht werden. Statt diese tatsächlich zu minimieren, ist es meist effizienter die Schrittweite regelbasiert zu bestimmen. In dieser Arbeit wird hierfür die Armijo-Regel [67] verwendet.

Um die Konvergenz des SQP oder auch eines anderen gradientenbasierten Optimierungsverfahrens zu überprüfen, wird üblicherweise die Norm der Stationaritätsbedingung der Lagrange-Funktion (2.23a) ausgewertet, d. h. $\|\nabla_{\mathbf{z}} L(\mathbf{z}_k, \boldsymbol{\lambda}_k, \boldsymbol{\mu}_k)\|_1 \leq \epsilon_{\text{KKT}}$ wird nach jeder Iteration als Abbruchkriterium überprüft. Algorithmus 1 fasst das beschriebene SQP-Liniensuchverfahren nochmals zusammen.

Algorithmus 1 SQP-Liniensuchverfahren mit Regularisierung und Schrittweitensteuerung

Require: N_{SQP} , ϵ_{KKT} (Abbruchkriterien), \mathbf{z}_0 , $\boldsymbol{\lambda}_0$, $\boldsymbol{\mu}_0$ (Anfangsschätzungen)

$k = 0$

while $\|\nabla_{\mathbf{z}} L(\mathbf{z}_k, \boldsymbol{\lambda}_k, \boldsymbol{\mu}_k)\|_1 > \epsilon_{\text{KKT}}$ und $k < N_{\text{SQP}}$ **do**

 berechne: $\nabla_{\mathbf{z}\mathbf{z}}^2 L(\mathbf{z}_k, \boldsymbol{\lambda}_k, \boldsymbol{\mu}_k)$, $\nabla_{\mathbf{z}} J(\mathbf{z}_k)$, $\frac{\partial \mathbf{h}}{\partial \mathbf{z}_k}(\mathbf{z}_k)$, $\frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{z}_k}(\mathbf{z}_k)$, $\mathbf{h}(\mathbf{z}_k)$, $\mathbf{g}(\mathbf{z}_k)$

if $\nabla_{\mathbf{z}\mathbf{z}}^2 L(\mathbf{z}_k, \boldsymbol{\lambda}_k, \boldsymbol{\mu}_k) \preceq 0$ **then**

 regularisiere Hesse-Matrix $\nabla_{\mathbf{z}\mathbf{z}}^2 L(\mathbf{z}_k, \boldsymbol{\lambda}_k, \boldsymbol{\mu}_k)$

end if

 löse Sub-QP (2.24)

 erhalte: $\mathbf{p}_{\mathbf{z}_k}^*$, $\boldsymbol{\lambda}_{k+1}^*$, $\boldsymbol{\mu}_{k+1}^*$

 bestimme Schrittweite α_k

 setze: $\mathbf{z}_{k+1} = \mathbf{z}_k + \alpha_k \mathbf{p}_{\mathbf{z}_k}^*$

 setze: $\boldsymbol{\lambda}_{k+1} = \boldsymbol{\lambda}_k + \alpha_k (\boldsymbol{\lambda}_{k+1}^* - \boldsymbol{\lambda}_k)$

 setze: $\boldsymbol{\mu}_{k+1} = \boldsymbol{\mu}_k + \alpha_k (\boldsymbol{\mu}_{k+1}^* - \boldsymbol{\mu}_k)$

 setze: $k \leftarrow k + 1$

end while

Neben der möglichen nichtpositiven Definitheit der exakten Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion $\nabla_{\mathbf{z}\mathbf{z}}^2 L(\mathbf{z}_k, \boldsymbol{\lambda}_k, \boldsymbol{\mu}_k)$, welche durch Regularisierungsmaßnahmen, wie (2.26), adressiert wird, stellt der hohe Aufwand in deren Berechnung ein weiteres Problem dar. Dieser kann signifikant reduziert werden, indem die Hesse-Matrix durch eine geeignete Approximation, $\nabla_{\mathbf{z}\mathbf{z}}^2 L \approx \mathbf{M}$, basierend auf Ableitungsinformationen erster Ordnung bestimmt wird. Häufig Anwendung finden hierbei bspw. die Verfahren nach Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno (BFGS) oder Gauß-Newton [8]. Das Gauß-Newton-Verfahren ist hierbei insbesondere geeignet für Kostenfunktionen mit Kleinster-Quadrate-Struktur (engl. Least Squares) [78]:

$$J(\mathbf{z}) = \frac{1}{2} \|\mathbf{r}(\mathbf{z})\|_2^2 = \frac{1}{2} \mathbf{r}(\mathbf{z})^T \mathbf{r}(\mathbf{z}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m r_i(\mathbf{z}), \quad (2.28)$$

mit dem im Allgemeinen nichtlinearen Residuenvektor $\mathbf{r} : \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^m$. Die Hesse-Matrix von $J(\mathbf{z})$ ergibt sich zu

$$\nabla^2 J(\mathbf{z}) = \frac{\partial}{\partial \mathbf{z}} \left(\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{z}}(\mathbf{z})^T \mathbf{r}(\mathbf{z}) \right) = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{z}}(\mathbf{z})^T \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{x}}(\mathbf{z}) + \sum_{i=1}^m \nabla^2 r_i(\mathbf{z}) r_i(\mathbf{z}). \quad (2.29)$$

Als Gauß-Newton-Approximation der Hesse-Matrix (2.29) wird deren erster Term verwendet:

$$\mathbf{M}(\mathbf{z}_k) = \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{z}}(\mathbf{z}_k)^T \frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \mathbf{x}}(\mathbf{z}_k) \succcurlyeq 0 \quad (2.30)$$

Die Ableitungsinformationen zweiter Ordnung in (2.29) werden somit vernachlässigt. Die Gauß-Newton-Approximation ist umso besser, je kleiner die zweiten Ableitungen $\nabla^2 r_i(\mathbf{z})$

sind, also je linearer die Residuen $r_i(\mathbf{z})$ sind, und je kleiner die Residuen selbst sind, also wie nah sich \mathbf{z}_k bereits am Optimum befindet. Die Gauß-Newton-Approximation ist immer positiv (semi-)definit, wodurch auf zusätzliche Regularisierungsmaßnahmen verzichtet werden kann. Im Gegensatz zur exakten Hesse-Matrix hängt sie auch nicht von den Lagrange-Multiplikatoren ab, wodurch diese in der Update-Gleichung (2.25) nicht mehr betrachtet werden müssen. Nachteil der Gauß-Newton-Approximation ist die geringere resultierende Konvergenzrate. Während bei Verwendung der exakten Hesse-Matrix das SQP-Verfahren eine quadratische Konvergenzordnung aufweist, reduziert sich diese beim Gauß-Newton-Ansatz auf eine Lineare. Aufgrund des deutlich geringeren Rechenaufwands pro Iterationsschritt kann die akkumulierte Rechenzeit bis zur konvergierten Lösung dennoch geringer sein als mit exakter Hesse-Matrix.

Um die Rechenzeit weiter zu reduzieren und noch kürzere Abtastzeiten und somit schnelleres Prozessfeedback zu realisieren, kann zusätzlich das sogenannte Echtzeit-Iterationsschema (RTI, engl. Realtime Iteration Scheme) angewandt werden [21]. Hierbei wird pro Zeitschritt nur eine SQP-Iteration durchgeführt und die suboptimale Lösung an den Prozess appliziert. Im nächsten Zeitschritt wird die zuvor bestimmte Lösung als neue Initialschätzung verwendet. Bei konstantem Referenzzustand konvergiert das RTI-Schema auf diese Weise über die Zeitschritte gegen ein (lokales) Optimum.

2.1.6 Stationäre Genauigkeit ohne bleibende Regelabweichung mittels Störgrößenschätzung

Ein essentielle Güteanforderung an die Regelung ist die stationäre Genauigkeit ohne bleibende Regelabweichung. Bei konventionellen Regelungsansätzen, bspw. basierend auf einem generischen PID-Ansatz, wird diese erreicht, wenn der aufgeschnittene Regelkreis, d. h. entweder die Regelstrecke oder der Regler, integrierendes Verhalten aufweist. Bei modellprädiktiven Ansätzen indem Störgrößeneinflüsse, welche ursächlich sind für die bleibende Regelabweichung, mittels eines Beobachters geschätzt und innerhalb der Prädiktion des Optimalsteuerungsproblems berücksichtigt und somit auch kompensiert werden können.

Ausgangspunkt für den Entwurf eines Störgrößenbeobachters ist das nichtlineare Prozessmodell (2.2b), welches um eine explizite Ausgangsgleichung für die Ausgangsgrößen $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^m$ erweitert wird. Diese werden so gewählt, dass sie den gemessenen Regelgrößen entsprechen, die den Sollwerten $\mathbf{r} \in \mathbb{R}^m$ stationär ohne bleibende Regelabweichung nachgeführt werden sollen. Nach geeigneter Integration folgt für das nominelle Prozessmodell in zeitdiskreter Darstellung:

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k)), \quad (2.31a)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{h}(\mathbf{x}(k)). \quad (2.31b)$$

Dieses wird nun um ein geeignetes Störgrößenmodell erweitert [62]:

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{f}_{\text{aug}}(\mathbf{x}(k), \mathbf{d}(k), \mathbf{u}(k)), \quad (2.32a)$$

$$\mathbf{d}(k+1) = \mathbf{d}(k), \quad (2.32b)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{h}_{\text{aug}}(\mathbf{x}(k), \mathbf{d}(k)), \quad (2.32c)$$

mit den Störgrößen $\mathbf{d} \in \mathbb{R}^p$. Diese werden als zusätzliche Eingangsgrößen aufgefasst und über den Prädiktionshorizont als konstant angenommen. Das Störgrößenmodell soll hierbei sowohl die Auswirkungen tatsächlicher Störgrößeneinflüsse abbilden, aber auch von unvermeidlichen Modellabweichungen. Dabei ist es bspw. nicht notwendig, dass das Störgrößenmodell strukturell die Wirkzusammenhänge realer Störgrößen abbildet, um stationäre Genauigkeit zu erreichen. Der strukturell einfachste aber gleichzeitig auch flexibelste Ansatz, welcher ebenfalls in dieser Arbeit verwendet wird, ist die Modellierung als reine Ausgangsstörung. Dabei wirken die Störgrößen rein additiv auf die geregelten Ausgangsgrößen. Das erweiterte Prozessmodell (2.32) vereinfacht sich unter dieser Annahme weiter zu:

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k)), \quad (2.33a)$$

$$\mathbf{d}(k+1) = \mathbf{d}(k), \quad (2.33b)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{h}(\mathbf{x}(k)) + \mathbf{d}(k). \quad (2.33c)$$

Dieses wird als Prädiktionsmodell innerhalb der MPC und des Beobachters verwendet. Letzterer schätzt hierbei sowohl die Systemzustände \mathbf{x} als auch die Störgrößen \mathbf{d} . Geschätzte Größen werden im folgenden durch $\hat{\cdot}$ gekennzeichnet. Unter Verwendung des vereinfachten Störgrößenmodells (2.33) folgt strukturell für den Beobachter:

$$\begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}}(k+1) \\ \hat{\mathbf{d}}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}(\hat{\mathbf{x}}(k), \mathbf{u}(k)) \\ \hat{\mathbf{d}}(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \ell_x(\mathbf{y}_m(k) - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}(k)) - \hat{\mathbf{d}}(k)) \\ \ell_d(\mathbf{y}_m(k) - \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}(k)) - \hat{\mathbf{d}}(k)) \end{bmatrix}, \quad (2.34)$$

wobei ℓ_x und ℓ_d geeignete Korrekturfunktionen sind, die aus der spezifischen Wahl des Beobachters folgen. Die aktuelle Messung der Ausgangsgrößen ist durch $\mathbf{y}_m(k)$ gegeben.

Das Ziel des Beobachters ist es, die Zustands- und Störgrößen derart zu schätzen, dass die geschätzten Ausgangsgrößen $\hat{\mathbf{y}}$ gegen die gemessenen Ausgangsgrößen \mathbf{y}_m konvergieren, d. h.

$$\mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}(k)) + \hat{\mathbf{d}}(k) \rightarrow \mathbf{y}_m(k) \quad \text{für } k \rightarrow \infty, \quad (2.35)$$

wodurch schließlich die Ausgangsgrößen stationär ohne bleibende Regelabweichung auf die Sollwerte geführt werden können, falls diese erreichbar sind [62].

Damit die geschätzten Ausgangsgrößen tatsächlich gegen die gemessenen konvergieren, müssen zwei Bedingungen erfüllt sein. Zum einen muss das um das Störgrößenmodell erweiterte Prozessmodell (lokal) beobachtbar und zum anderen der Beobachter stabil sein [62].

Die (lokale) Beobachtbarkeit ist hierbei gegeben, wenn das nominelle Prozessmodell (lokal) beobachtbar ist und die Anzahl der Störgrößen p gleich der Anzahl der gemessenen Ausgangsgrößen m ist [62].

Die Auslegung des Beobachters kann z. B. zeit-invariant durch Linearisierung an einem geeigneten Arbeitspunkt und anschließende Polvorgabe der Solldynamik erfolgen, was dem klassischen Luenberger-Beobachter entspricht, oder probabilistisch als Minimum-Varianz-Schätzer, was im linearen Fall zum Kalman-Filter und im nichtlinearen Fall bspw. zum erweiterteren Kalman-Filter führt. Für weitere Details zur Beobachterausslegung sei auf [78, 89] verwiesen.

2.2 Iterativ Lernende Modellprädiktive Regelung für zyklische Arbeitsprozesse

In den vorangegangenen Abschnitten wurde gezeigt, dass die MPC in jedem Zeitschritt Prozessfeedback durch die Berücksichtigung der aktuellen Schätzung der System- und Störzustände in der Optimierung der Stellgrößen berücksichtigt. Die geschätzten Störzustände bilden hierbei nur die momentan wirkenden Einflüsse von Störgrößen und Modellabweichungen ab, welche über den Prädiktionshorizont als konstant angenommen werden. Die Fragestellung, die in diesem Abschnitt erläutert werden soll ist, ob und wie es möglich ist, für zyklisch ablaufende Arbeitsprozesse, wie dem verbrennungsmotorischen, Informationen über periodisch auftretende Störungen aus den Verläufen der gemessenen Ausgangs- und der applizierten Stellgrößen der vergangenen Zyklen (Iterationen) zu extrahieren und zur Verbesserung der Regelgüte zu nutzen. Hierfür wird das Konzept der iterativ lernenden Regelung (ILC, engl. Iterative Learning Control) aufgegriffen, welches in geeigneter Weise mit der MPC zur iterativ lernenden MPC (ILMPC, engl. Iterative Learning MPC) kombiniert wird. Das Konzept der ILMPC wird in dieser Arbeit im Rahmen der dieselmotorischen Brennverlaufsregelung Anwendung finden.

Im Folgenden wird zunächst kurz das Grundprinzip der ILC im Allgemeinen und im Speziellen die Ausprägung der normoptimalen ILC für linear zeitinvariante Systeme skizziert. Analog zur optimalen Zustandsregelung handelt es sich bei der normoptimalen ILC um ein optimierungsbasiertes Auslegungsverfahren, bei welchem das zugrunde liegende Optimierungsproblem analytisch gelöst wird, um die Operatoren des Lerngesetzes der ILC abzuleiten. Wie gezeigt werden wird, beinhaltet das resultierende Lerngesetz implizit eine Korrektur des internen Prozessmodells von Iteration zu Iteration. Dieses Prinzip der Modellkorrektur bildet den Ausgangspunkt zur Erweiterung der normoptimalen ILC auf beschränkte nichtlineare Systeme [97]. Für eine detaillierte Einführung zur ILC sei an dieser Stelle auf [1, 11] verwiesen.

Unter Verwendung des Iterationsindex $i = 0, 1, \dots$ wird der Verlauf der Regelabweichung definiert als:

$$\mathbf{e}_i = \mathbf{y}_r - \mathbf{y}_i, \quad (2.36)$$

wobei \mathbf{y}_i dem gemessenen Verlauf der Ausgangsgröße der Iteration i entspricht und \mathbf{y}_r dem korrespondierenden Sollwertverlauf. Zur Vereinfachung der Notation sollen an dieser Stelle ohne Beschränkung der Allgemeinheit zunächst nur Eingrößensysteme betrachtet werden. Das Eingangs-/Ausgangsverhalten für ein zeitdiskretes, -invariantes Eingrößensystem mit relativem Grad r , welches durch die endliche Impulsantwortfolge $[g(1), g(2), \dots, g(N)]$ beschrieben wird, lässt sich unter Verwendung der zeitdiskreten Faltung in der Lifted-Systemdarstellung beschreiben [73]:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} y_i(r) \\ y_i(r+1) \\ \vdots \\ y_i(r+1+N) \end{bmatrix}}_{=\mathbf{y}_i} = \underbrace{\begin{bmatrix} g(1) & 0 & \cdots & 0 \\ g(2) & g(1) & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g(N) & g(N-1) & \cdots & g(1) \end{bmatrix}}_{=\mathbf{G}} \underbrace{\begin{bmatrix} u_i(0) \\ u_i(1) \\ \vdots \\ u_i(N-1) \end{bmatrix}}_{=\mathbf{u}_i}. \quad (2.37)$$

Die auch als Markov-Parameter bezeichneten Einträge $g(k)$ der Markov-Matrix \mathbf{G} entsprechen hierbei den Werten der Impulsantwortfolge des Systems. Das zur Berechnung der Steuerung, d. h. dem Verlauf der Stellgröße \mathbf{u}_i , verwendete Lerngesetz der ILC wird häufig in der Form

$$\mathbf{u}_{i+1} = \mathbf{Q}(\mathbf{u}_i + \mathbf{L}(\mathbf{e}_i)) \quad (2.38)$$

dargestellt, wobei \mathbf{L} der Lernfunktion und \mathbf{Q} der Q-Filterfunktion entspricht. Die Iterationsvorschrift (2.38) stellt eine Fixpunktiteration der Steuerung \mathbf{u}_i dar. Für $i \rightarrow \infty$ resultiert eine Steuerung \mathbf{u}_∞ , die die Regelabweichung \mathbf{e}_∞ zu Null regelt, unter der Voraussetzung, dass diese auch existiert. Für den hier betrachteten Fall lässt sich das Lerngesetz unter Verwendung von (2.37) und der Definition (2.36) vereinfachen zu:

$$\mathbf{u}_{i+1} = \mathbf{Q}(\mathbf{I} - \mathbf{L}\mathbf{G})\mathbf{u}_i + \mathbf{\Theta}\mathbf{\Gamma}\mathbf{y}_r. \quad (2.39)$$

Die Lernfunktion und die Q-Filterfunktion vereinfachen sich hierbei zu passend dimensionierten Matrizen. Die Frage, die sich nun stellt, ist, wie diese auszulegen sind, damit das System unter Verwendung von (2.39) stabil gegen den Sollwertverlauf \mathbf{y}_r konvergiert. Im Fall der normoptimalen ILC werden \mathbf{Q} und \mathbf{L} auf Basis der Minimierung einer quadratischen Kostenfunktion, der Form

$$J_{i+1}(\mathbf{u}_{i+1}) = \|\mathbf{e}_{i+1}\|_{2, \mathbf{Q}_u}^2 + \|\mathbf{u}_{i+1}\|_{2, \mathbf{S}_u}^2 + \|\Delta\mathbf{u}_{i+1}\|_{2, \mathbf{R}_u}^2 \quad (2.40)$$

bestimmt, die in ihrer Struktur analog zu (2.4) ist. Hierbei gilt $\Delta\mathbf{u}_{i+1} = \mathbf{u}_{i+1} - \mathbf{u}_i$ und für die zu parametrierenden Gewichtungsmatrizen $\mathbf{Q}_u \succ 0$ und $\mathbf{S}_u, \mathbf{R}_u \succcurlyeq 0$. Unter Verwendung des Modells (2.37) zur Prädiktion der Ausgangsgröße in Abhängigkeit der

Steuerung ergeben sich die Lern- und Q-Filtermatrix durch Minimierung von (2.40) zu:

$$\mathbf{Q} = (\mathbf{G}^T \mathbf{Q} \mathbf{G} + \mathbf{S} + \mathbf{R})^{-1} (\mathbf{G}^T \mathbf{Q} \mathbf{G} + \mathbf{R}), \quad (2.41a)$$

$$\mathbf{L} = (\mathbf{G}^T \mathbf{Q} \mathbf{G} + \mathbf{R})^{-1} \mathbf{G}^T \mathbf{Q}. \quad (2.41b)$$

Da $\mathbf{y}_{i+1} = \mathbf{y}_i + \mathbf{G} \Delta \mathbf{u}_{i+1}$ gilt, folgt für die Regelabweichung $\mathbf{e}_{i+1} = \mathbf{y}_r - \mathbf{y}_i - \mathbf{G} \Delta \mathbf{u}_{i+1}$, welche somit für die nachfolgende Iteration prädiziert werden kann zu:

$$\mathbf{e}_{i+1|i} = \mathbf{y}_r - \mathbf{y}_i - \mathbf{G} \Delta \mathbf{u}_{i+1|i}. \quad (2.42)$$

Unter Verwendung der Definition für $\Delta \mathbf{u}_{i+1}$ folgt schließlich:

$$\mathbf{e}_{i+1|i} = \mathbf{y}_r - \underbrace{(\mathbf{G} \mathbf{u}_{i+1|i} + (\mathbf{y}_i - \mathbf{G} \mathbf{u}_i))}_{=\mathbf{y}_{i+1|i}}, \quad (2.43)$$

wodurch die in der Iterationsvorschrift (2.39) implizit enthaltene Korrektur des Prozessmodells sichtbar wird: Die Ausgangsprädiktion basierend auf dem nominellen Modell ist $\mathbf{G} \mathbf{u}_{i+1|i}$, damit entspricht der Term $(\mathbf{y}_i - \mathbf{G} \mathbf{u}_i)$ der Korrektur der Modellprädiktion basierend auf den Daten aus der vorhergehenden Iteration. Die Anwendung dieser Grundidee, der Korrektur des Prozessmodells, innerhalb der normoptimalen ILC ermöglicht es, den Ansatz auf beschränkte nichtlineare Systeme zu erweitern.

Das nominelle Prozessmodell sei nun durch ein nichtlineares zeitdiskretes Zustandsraummodell analog zu (2.31) gegeben:

$$\mathbf{y}_i = \mathbf{g}(\mathbf{u}_i) : \begin{cases} \mathbf{x}_i(k+1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}_i(k), \mathbf{u}_i(k)), & k = 0, \dots, N-1 \\ \mathbf{x}_i(0) = \mathbf{x}_{0,i} \\ \mathbf{y}_i(k) = h(\mathbf{x}_i(k)), & k = 1, \dots, N \end{cases}. \quad (2.44)$$

Analog zu (2.42) folgt für die prädizierte Regelabweichung unter Verwendung von (2.44):

$$\mathbf{e}_{i+1|i} = \mathbf{y}_r - \left(\mathbf{g}(\mathbf{u}_{i+1|i}) + \underbrace{(\mathbf{y}_i - \mathbf{g}(\mathbf{u}_i))}_{=\mathbf{d}_i} \right). \quad (2.45)$$

Im Vergleich mit Abschnitt 2.1.6 wird klar, dass der Korrekturterm $\mathbf{d}_i = \mathbf{y}_i - \mathbf{g}(\mathbf{u}_i)$ strukturell dem vereinfachten Störgrößenmodell in (2.33), einer rein additiv wirkenden Ausgangsstörung, entspricht. Um stationäre Genauigkeit ohne bleibende Regelabweichung der MPC zu erreichen, muss die prädizierte Ausgangsgröße stationär gegen die gemessene Ausgangsgröße konvergieren (2.35). Hierfür ist es ausreichend einen einzigen statischen Störzustand pro Ausgangsgröße zu definieren, welcher über den Prädiktionshorizont als konstant angenommen wird. Im Gegensatz dazu enthält $\mathbf{d}_i = [d_i(1), d_i(2), \dots, d_i(N)]^T$

für jeden Zeitschritt einen einzelnen Störzustand $d_i(k)$, um entsprechend genügend Freiheitsgrade zur Verfügung zu haben, um die Ausgangsprädiktion dem gemessenen Ausgangsgrößenverlauf für jeden Zeitschritt angleichen zu können. Um die Modellkorrektur explizit zu berücksichtigen, wird das nominelle Prozessmodell (2.44) um ein geeignetes Störgrößenmodell erweitert, welches nicht notwendigerweise einer rein additiven Ausgangsstörung entsprechen muss,

$$\mathbf{y}_i = \mathbf{g}_{\text{aug}}(\mathbf{u}_i, \mathbf{d}_i) : \begin{cases} \mathbf{x}_i(k+1) = \mathbf{f}_{\text{aug}}(\mathbf{x}_i(k), u_i(k), \mathbf{d}_i), & k = 0, \dots, N-1 \\ \mathbf{x}_i(0) = \mathbf{x}_{0,i} \\ y_i(k) = h_{\text{aug}}(\mathbf{x}_i(k), \mathbf{d}_i), & k = 1, \dots, N \end{cases} \quad (2.46)$$

Hierbei kann \mathbf{d}_i als zusätzliche Eingangsgröße des Modells aufgefasst werden. Die explizite Berücksichtigung der Korrektur in Form eines Störgrößenmodells als Teil des Prozessmodells selbst bietet mehrere Vorteile: Zum einen die hohe Flexibilität bei der Wahl des Störgrößenmodells und damit in der Art und Weise, wie strukturell die Korrektur der Ausgangsprädiktion erfolgt, bspw. eher generisch als direkte Ausgangsstörung oder sehr spezifisch als Unsicherheit einzelner Modellparameter. Zum anderen ist es möglich den Störgrößenverlauf gezielt zu beeinflussen, bspw. durch die Berücksichtigung von Beschränkungen oder der Filterung des Signalverlaufs.

Das Ziel der Modellkorrektur ist es, dass das erweiterte Prozessmodell (2.46) besser das reale Prozessverhalten abbildet als das nominelle Modell (2.44).

Unter Verwendung des erweiterten Prozessmodells (2.46) ändert sich die Zielstellung des Lerngesetzes der ILC, da sowohl die Steuerung \mathbf{u}_∞^* als auch der Störgrößenverlauf \mathbf{d}_∞^* gesucht sind, die den prädizierten dem gemessenen Ausgangsgrößenverlauf annähert und den gemessenen Ausgangsgrößenverlauf dem vorgegebenen Sollwertverlauf,

$$\mathbf{g}_{\text{aug}}(\mathbf{u}_\infty^*, \mathbf{d}_\infty^*) = \mathbf{y}_\infty = \mathbf{y}_r. \quad (2.47)$$

Allerdings können \mathbf{u}_∞^* und \mathbf{d}_∞^* nicht gleichzeitig bestimmt werden, da beide den prädizierten Verlauf der Ausgangsgröße beeinflussen, wodurch kein eindeutiger Fixpunkt gefunden werden kann. Die Lösung liegt darin, \mathbf{u}_∞^* und \mathbf{d}_∞^* getrennt voneinander zu bestimmen. Nach Abschluss eines Zyklus wird zuerst das Parameterschätzproblem für \mathbf{d}_i^* , d. h. die Modellkorrektur auf Basis der neu verfügbaren Prozessinformationen, dem gemessenen Ausgangsgrößenverlauf \mathbf{y}_i und der applizierten Steuerung \mathbf{u}_i , gelöst:

$$\min_{\mathbf{d}_i} \|\mathbf{y}_i - \mathbf{g}_{\text{aug}}(\mathbf{u}_i, \mathbf{d}_i)\|_{2, \mathbf{Q}_d}^2, \quad (2.48)$$

mit der Gewichtungsmatrix $\mathbf{Q}_d \succcurlyeq 0$. Das Schätzproblem (2.48) kann hierbei sehr flexibel formuliert werden. Im Fall der Ausgangsstörung kann z. B. gezielt die Form des Störungsverlaufs beeinflusst werden, indem bspw. zusätzlich die Änderung von \mathbf{d} von Iteration zu Iteration innerhalb der Kostenfunktion bestraft wird, um die Robustheit

Gegenüber nichtperiodischen Störungen und Messrauschen zu erhöhen oder Beschränkungen eingeführt werden, um nicht-physikalische Zustände zu verhindern (z. B. negative Brennraten).

Am Anschluss wird die Steuerung \mathbf{u}_{i+1}^* auf Basis der neu geschätzten Störgrößen \mathbf{d}_i^* und dem erweiterten Prozessmodell (2.46) bestimmt. Dazu wird ein zur MPC analoges Optimalsteuerungsproblem der Form (2.2) formuliert und mit den in den Abschnitten 2.1.4 und 2.1.5 vorgestellten Verfahren gelöst. Der Unterschied zwischen der nicht lernenden und der iterativ lernenden MPC besteht somit in der zyklischen Schätzung der Störgrößen \mathbf{d}_i und deren Berücksichtigung innerhalb der Prädiktion. Die Schätzung der Systemzustände \mathbf{x} kann entweder auch auf der Zeitskala Zyklus-zu-Zyklus erfolgen, woraus folgt, dass die Steuerung \mathbf{u}_{i+1}^* wie skizziert ebenfalls nur einmal pro Zyklus bestimmt wird und der Prozess innerzyklisch auch tatsächlich nur gesteuert wird. Es ist jedoch mit dem dargestellten Konzept ebenfalls möglich innerzyklisches Prozessfeedback zu realisieren, in dem die Steuerung auf Basis einer zum Zeitschritt k aktualisierten Zustandsschätzung über den bis zum Ende des Zyklus verbleibenden Prädiktionshorizont neu bestimmt wird.

3 Zyklusintegrale Regelung von Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motoren

3.1 Dual-Fuel-Brennverfahrensregelung

3.1.1 Verbrennungstechnische Charakterisierung

In diesem Abschnitt sollen zunächst die verbrennungstechnischen Charakteristika von Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motoren erläutert werden. Die grundlegenden Charakteristika lassen sich hierbei auf eine Vielzahl von Motorbauformen, Anwendungsgebiete und Leistungsklassen übertragen.

Dual-Fuel Motoren bieten aus verbrennungstechnischer Sicht eine Reihe von Vorteilen, die deren Betrieb gegenüber Mono-Fuel Dieselmotoren attraktiv machen: Durch die Verwendung von Erdgas bzw. Methan als Primärkraftstoff lassen sich die energiespezifischen CO₂-Emissionen bei der Verbrennung, aufgrund des besseren C-H-Verhältnisses von Methan gegenüber Diesel oder ähnlichen Surrogatkraftstoffen, um bis zu 25 % reduzieren. Methan weist ausserdem eine deutlich höhere Klopfestigkeit als Benzin auf, wodurch Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motoren ähnliche Verdichtungsverhältnisse erreichen können wie reine Dieselmotoren. Vor allem im maritimen Bereich mit stark schwankenden Qualitäten des eingesetzten Dieselkraftstoffs, unter anderem bzgl. des Schwefelgehalts, können Schwefeldioxidemissionen vollständig vermieden werden.

Gleichzeitig besitzen Dual-Fuel-Motoren vor allem aus Prozessführungsicht einige herausfordernde Charakteristika, auf die im Folgenden näher eingegangen wird.

Abb. 3.1 zeigt schematisch die Abhängigkeit der Verbrennungsschwerpunktlage (CA50) vom Einspritzzeitpunkt (Start of Injection, SOI) der Deseleinspritzung bei ansonsten konstanten Betriebsparametern (eingeblassene Gas- und Dieselmasse und globales Luftverhältnis). Charakteristisch für das Dual-Fuel-Brennverfahren ist der nichtmonotone Verlauf, welcher eine Vorzeichenumkehr der statischen Sensitivität $\frac{\partial CA50}{\partial SOI}$ zur Folge hat. Die verschiedenen Verbrennungsregime, welche bei einer Verstellung des SOI durchlaufen werden, sind hierbei zum einen der Diesel-Dual-Fuel (DDF) bei später und der reaktivitätskontrollierte kompressionsgezündete (Reactivity Controlled Compression Ignition, RCCI) Bereich bei frühem Einspritzzeitpunkt der Deseleinspritzung [52, 53].

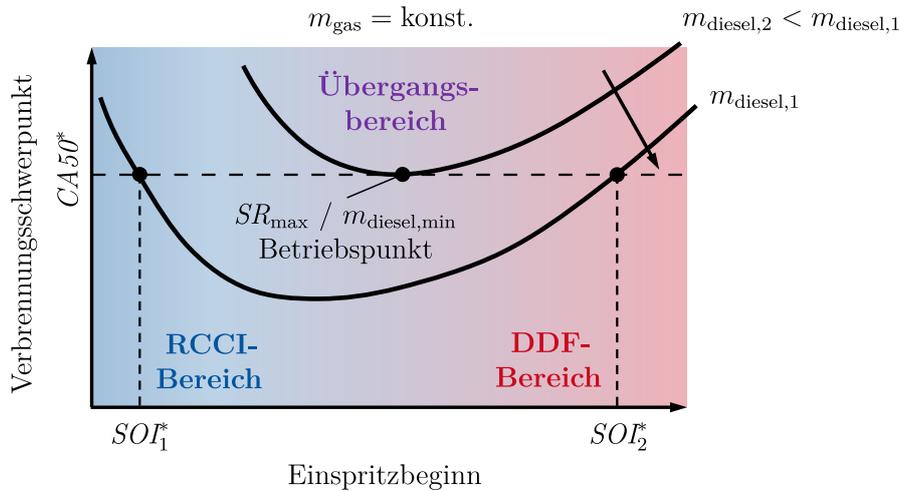


Abb. 3.1: Schematische Darstellung der unterschiedlichen Verbrennungsregime im Dual-Fuel-Betrieb; Übergang zwischen dem konventionellem Diesel-Dual-Fuel (DDF) und dem reaktivitätskontrolliertem kompressionsgezündetem (RCCI) Verbrennungsmodus durch Variation des Einspritzzeitpunkts (SOI) der Dieseleinspritzung bei konstanter eingespritzter bzw. eingeblasener Diesel- und Gasmasse

Im DDF-Betrieb erfolgt die Einspritzung gegen Ende des Kompressionstaktes, wenn bereits Zündbedingungen für das Diesel-Gas-Luftgemisch um und innerhalb des eingespritzten Dieselfreistrahls erreicht sind, womit dieser als Zündquelle bzw. Zündstrahl für das restliche bereits vorgemischte Gas-Luft-Gemisch dient [106].

Im Gegensatz dazu erfolgt im RCCI-Betrieb die Dieseleinspritzung noch vor Erreichen der durch die Kompression induzierten Zündbedingungen, wodurch mehr Zeit für die Gemischaufbereitung des eingespritzten Dieselkraftstoffs zur Verfügung steht und ein entsprechend höherer Homogenisierungsgrad des Gesamtgemischs erreicht wird. Die Selbstzündung erfolgt daher vorwiegend durch Niedertemperaturzündkinetik in Abhängigkeit des lokalen Luftverhältnisses und räumlich stärker verteilt [59, 80]. Diese Abhängigkeit hat die erwähnte Vorzeichenumkehr der statischen Sensitivität $\frac{\partial CA50}{\partial SOI}$ zur Folge (frühere Einspritzung \rightarrow bessere Durchmischung \rightarrow lokal magereres Gemisch \rightarrow höherer Zündverzögerung). Im Übergangsbereich zwischen DDF und RCCI-Regime liegt der Einspritzzeitpunkt, welcher bei konstanter Dieselmasse zur frühestmöglichen Verbrennungsschwerpunktlage führt.

Neben dem Einspritzzeitpunkt hat auch die eingespritzte Dieselmasse einen starken Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage. Dieser ist jedoch im Gegensatz zum Einspritzzeitpunkt streng monoton, d. h. durch Erhöhung der Dieselmasse bei ansonsten konstanten Betriebsparametern verschiebt sich die Verbrennungsschwerpunktlage immer in Richtung früh. Es gilt somit $\frac{\partial CA50}{\partial m_{\text{diesel}}} < 0$. Schematisch ist diese Abhängigkeit ebenfalls in Abb. 3.1 skizziert.

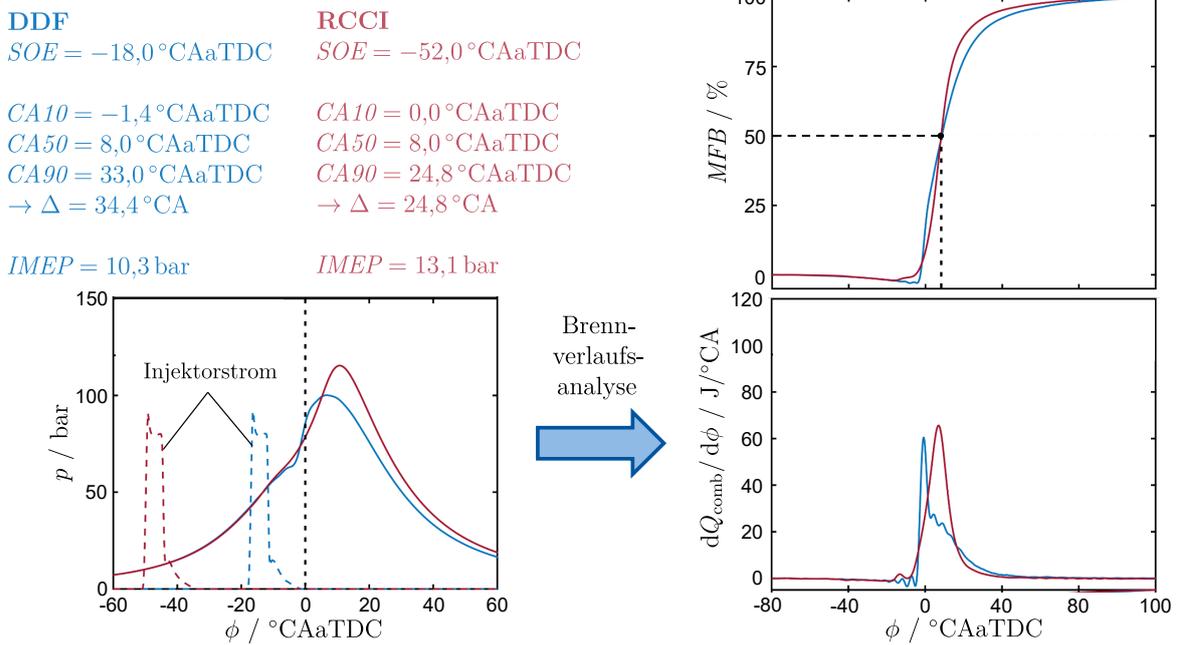


Abb. 3.2: Brennverlaufsanalyse von zwei charakteristischen Betriebspunkten mit gleicher resultierender Verbrennungsschwerpunktlage, aber in jeweils unterschiedlichen Verbrennungsmodi (DDF in blau und RCCI in rot gekennzeichnet); Betriebsparameter sind $m_{\text{gas}} = 1,05 \text{ kg/h}$, $\lambda_{\text{global}} = 1,8$, $SR = 85 \%$, $n_{\text{eng}} = 2000 \text{ 1/min}$

Um die Unterschiede des Verbrennungsablaufs im DDF und RCCI-Verbrennungsmodus zu verdeutlichen, zeigt Abb. 3.2 beispielhaft die Brennverlaufsanalyse zweier charakteristischer Dual-Fuel-Betriebspunkte, die am Motorprüfstand aufgezeichnet wurden. Bis auf den Einspritzzeitpunkt der Dieseleinspritzung weisen diese ansonsten identische Betriebsparameter auf. Der Einspritzzeitpunkt wurde hier so gewählt, dass der Verbrennungsschwerpunkt bei beiden Betriebspunkten identisch ist. Sie entsprechen somit qualitativ den durch die Einspritzzeitpunkte SOI_1^* und SOI_2^* gekennzeichneten Betriebspunkten in Abb. 3.1.

Auffällig ist, dass beide Betriebspunkte stark abweichende indizierte Mitteldrücke aufweisen, obwohl bei beiden sowohl die eingebrachten Kraftstoffmassen als auch die resultierende Verbrennungsschwerpunktlage identisch sind. Das IMEP und somit auch der indizierte Wirkungsgrad ist im RCCI-Betrieb ca. 27 % höher als im DDF-Betrieb. Ursächlich hierfür ist die deutlich kürzere Brenndauer im RCCI-Betrieb (24,8 gegenüber 34,4°CA) mit einem höheren resultierenden Spitzendruck, wodurch sich der Arbeitsprozess deutlich besser dem idealen Gleichraumprozess annähert.

Bei Betrachtung der jeweiligen Brennratenverläufe lassen sich sehr gut die zuvor beschriebenen Verbrennungsprozesse zuordnen. Der blaue Verlauf des DDF-Betriebspunktes weist einen charakteristischen Peak auf, der aus dem vorgemischten Verbrennungsanteil des Dieselmündstrahls und dem von ihm eingeschlossenen Gas-Luft-Gemisch resultiert. Danach fällt die Brennratenverläufe ab. In dieser Phase findet die restliche diffusive Verbrennung der noch geringen, verbliebenen Menge an unverbranntem Dieselmündstrahl statt und parallel die vorgemischte Verbrennung des restlichen Gas-Luft-Gemischs im Brennraum mit ausgeprägter Flammenfront. Die Verbrennung mit ausgeprägter Flammenfront ist im Brennratenverlauf ebenfalls anhand der überlagerten hochfrequenten Schwingungen erkennbar [75]. Dass die Schwingungen auch vor dem eigentlichen Brennbeginn zu erkennen sind, ist allerdings auf Filterartefakte zurückzuführen.

Der rote Verlauf der Brennratenverläufe des RCCI-Betriebspunktes weist einen insgesamt sehr viel gleichmäßigeren Verlauf auf. Trotz der höheren Spitzenbrennraten im Vergleich zum DDF-Betrieb ist der anfängliche Anstieg der Brennratenverläufe weniger stark, was sich auch in einem geringeren maximalen Druckgradienten widerspiegelt. Der gleichmäßigere Brennratenverlauf resultiert aus der räumlich verteilten Selbstzündung. Im Gegensatz zur vollhomogenisierten HCCI-Verbrennung wird durch eine ausreichende räumliche Schichtung noch eine höhere räumliche Verteilung des Zündverzugs und somit auch zeitliche Verteilung der Zündung in den einzelnen Brennraumbereichen erreicht. Hierdurch lässt sich die RCCI-Verbrennung auch in diesem vergleichsweise hohen Lastpunkt noch realisieren [98]. Ebenfalls charakteristisch für den RCCI-Betrieb ist die schwache Niedertemperaturverbrennung kurz vor Beginn der eigentlichen Zündung.

Zum Abschluss soll noch kurz auf die Betrachtung der Emissionscharakteristika im Hinblick auf Stickoxide (NO_x) und unverbrannte Kohlenwasserstoffe (uHC) eingegangen werden. Abb. 3.3 zeigt die grafische Auswertung von kennfeldbasierten Emissions-

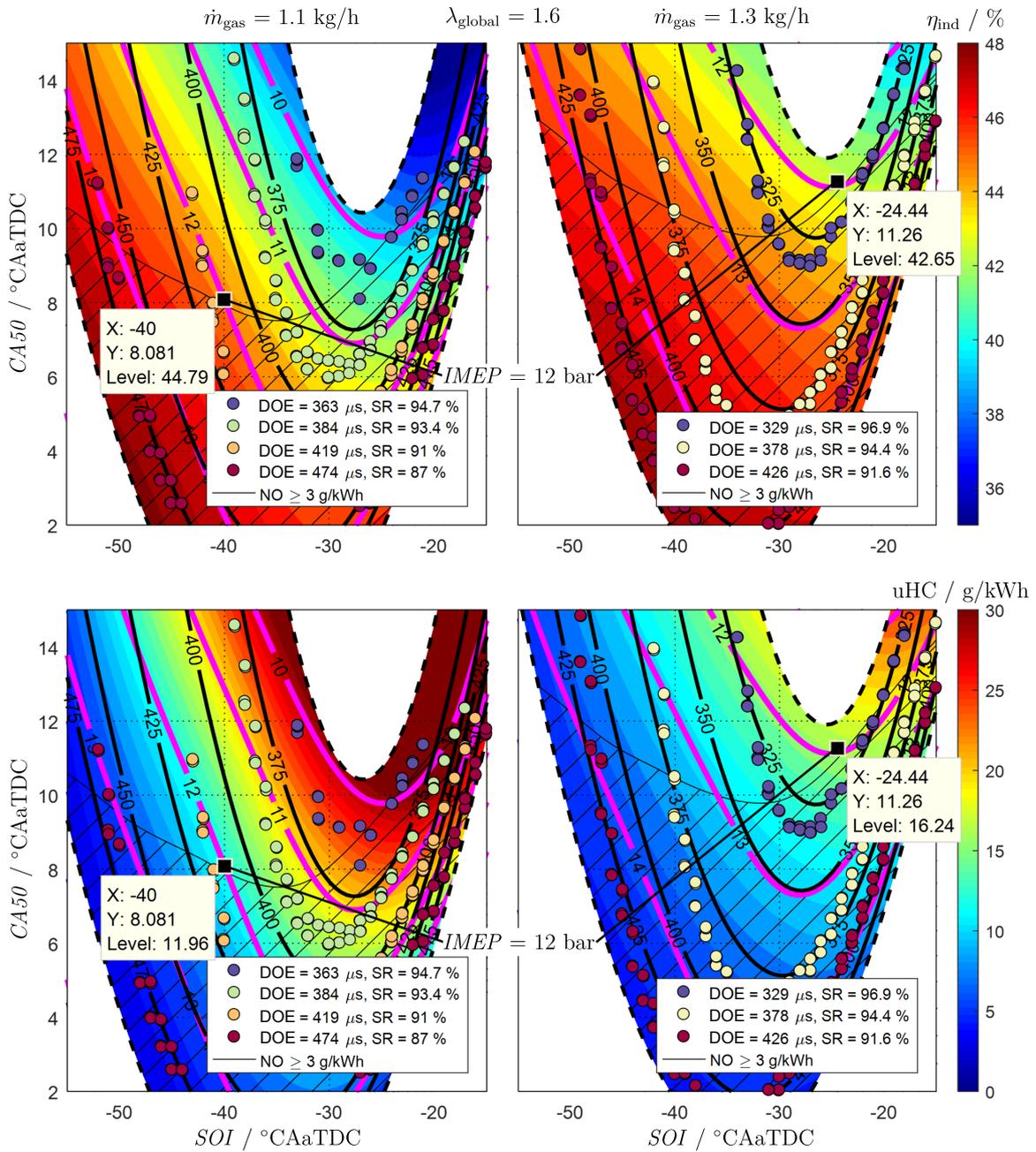


Abb. 3.3: Aus Messdaten vom Einzylindermotor identifizierte, kennfeldbasierte Modelle zur Beschreibung der Emissions- (uHC und NO_x) und Wirkungsgradcharakteristik in Abhängigkeit des Einspritzpunktes, der Verbrennungsschwerpunktlage und der (Diesel-)Substitutionsrate; zusätzliche Kennzeichnung des IMO Tier III NO_x Grenzwertes für $n_{eng} = 2000 \text{ 1/min}$ und entsprechender Betriebspunkte, die über oder unter diesem Grenzwert liegen

und Wirkungsgradmodellen, die auf Basis von Prüfstandsmessungen erstellt wurden. Viele der bereits anhand von zwei exemplarischen Betriebspunkten diskutierten Verbrennungseigenschaften lassen sich in den dargestellten Kennfeldbereichen wiederfinden. Zum Beispiel der höhere Wirkungsgrad im RCCI-Bereich im Vergleich zum konventionellen DDF-Bereich. Ein Aspekt, der allerdings heraussticht, sind die deutlich unterschiedlichen uHC-Emissionen in den beiden Verbrennungsregimen. Diese sind vor allem für den hier betrachteten mageren Betrieb mit einem globalen Luftverhältnis von 1,6 im RCCI-Modus deutlich geringer als im DDF-Modus. Grund hierfür sind die typischen Quenching-Effekte nahe der Brennraumwand, die bei der Verbrennung mit ausgeprägter Flammenfront auftreten.

Zur besseren Vergleichbarkeit sind in den Kennfeldern beispielhaft zwei Betriebspunkte mit identischer Last ($IMEP = 12$ bar) und identischen NO_x -Emissionen (IMO Tier III Grenzwert) markiert. Der eine stellt den typischerweise optimalen Betriebspunkt für den DDF-Modus mit maximaler Substitutionsrate dar, der andere den korrespondierenden RCCI-Betriebspunkt. Dieser weist hinsichtlich der uHC-Emissionen einen Vorteil von fast -27% bei immer noch 5% höherem Wirkungsgrad auf.

3.1.2 Regelungstechnische Anforderungen und Herausforderungen für den betrachteten Anwendungsfall

Das in dieser Arbeit entwickelte Dual-Fuel-Regelungskonzept berücksichtigt einige spezifische Anforderungen und Randbedingungen, die aus dem betrachteten Anwendungsfall resultieren. Bei dem Zielsystem handelt es sich um einen mittelschnell laufenden Schiffsmotor in der Leistungsklasse von ein bis drei MW. Dieser wird primär im Generatorbetrieb bei einer stationären Drehzahl von $n_{eng} = 2000$ 1/min betrieben. Einige weitere Besonderheiten betreffen den Luft- und die Kraftstoffpfade.

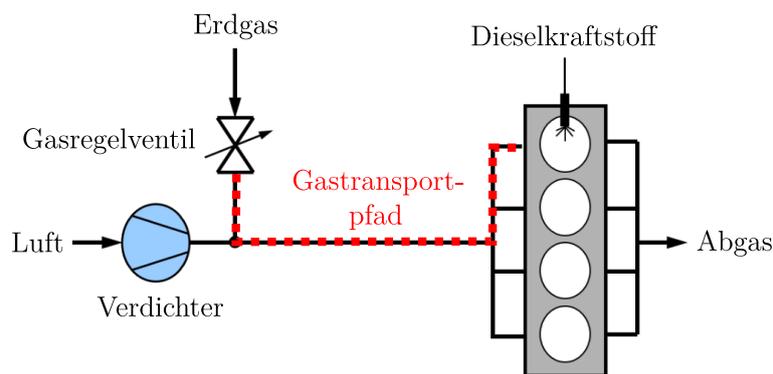


Abb. 3.4: Schematische Darstellung der berücksichtigten Luft- und Kraftstoffpfadarchitektur

Die Gaseinblasung erfolgt zentral vor oder kurz hinter dem Verdichter (siehe Abb. 3.4). Dies hat erhebliche Unterschiede in der Dynamik der beiden Kraftstoffpfade zur Folge. Über den Dieselpfad kann von Zyklus zu Zyklus die eingespritzte Dieselmasse angepasst werden. Änderungen in der eingeblasenen Gasmasse weisen Laufzeitverzögerungen bis zum Brennraum von fast einer Sekunde auf, zusätzlich zu dem verzögernden Verhalten des geregelten Gasventils. Dieses Verhalten muss beim Entwurf des Regelungskonzeptes insbesondere für den transienten Betrieb berücksichtigt werden.

Es wird nur ein Dieselinjektor verwendet, mit welchem sowohl reiner Diesel- als auch der Dual-Fuel-Betrieb bei möglichst hohen Substitutionsraten realisiert werden soll. Die Verwendung von einem einzigen Injektor hat vor allem Einfluss auf die minimal einspritzbare Dieselmasse. Für Teillastpunkte wird sich daher unter Umständen nicht immer ein dieselminimaler DDF-Betrieb realisieren lassen, was die Abdeckung eines möglichst großen Betriebsbereichs und vor allem eines multimodalen Betriebs inkl. dem RCCI-Betrieb motiviert.

Der Luftpfad weist keine Abgasrückführung auf, weswegen diese auch nicht als zusätzliche Abhängigkeit berücksichtigt werden muss.

Neben diesen spezifischen Randbedingungen und Anforderungen ergeben sich zusammen mit den im vorangegangenen Abschnitt genannten verbrennungstechnischen Charakteristika eine Reihe von Herausforderungen, die aus regelungstechnischer Sicht adressiert werden müssen. Hierzu zählen die stark gekoppelte Mehrgrößencharakteristik mit einer hohen Anzahl an Stell- und Regelgrößen durch die Verwendung von zwei Kraftstoffpfaden, die unterschiedlichen Zeitkonstanten des Luft-, Gas-, und Dieselpfades, denen im transienten Betrieb Rechnung getragen werden muss, und die starken Nichtlinearitäten insbesondere im Übertragungsverhalten der Dieseleinspritzung (eingespritzte Masse und Einspritzzeitpunkt) auf den Verbrennungsablauf, welche im gesamten Kennfeldbereich berücksichtigt werden müssen.

3.1.3 Stand der Technik Dual-Fuel-Brennverfahrensregelung

In diesem Abschnitt soll ein kurzer Überblick über den Stand der Technik zur Regelung von Dual-Fuel-Motoren gegeben werden.

Generell können die den Stand der Technik abbildenden Regelungsansätze nach dem betrachteten Betriebsbereich, DDF oder RCCI, eingeteilt werden.

Für den DDF und hierbei insbesondere für den dieselminimalen Betrieb sind die Arbeiten [69, 70] und darauf aufbauend [105, 106] sowie [61] beispielhaft zu nennen.

Die Hauptherausforderung für den dieselminimalen DDF-Betrieb ist die Kopplung von Einspritzzeitpunkt und -dauer der Dieseleinspritzung zur Stabilisierung der Verbrennungsschwerpunktlage, da im dieselminimalen Betriebspunkt CA50 nur durch die Dauer

aber nicht durch den Zeitpunkt der Einspritzung gesteuert werden kann. Gleichzeitig verschiebt sich allerdings auch der dieselminimale Betriebspunkt bzw. der zugehörige Einspritzzeitpunkt durch jegliche Anpassungen der Einspritzdauer. Das Grundkonzept in [69, 70] sieht zur Regelung von CA50 einen konventionellen PI-Regelkreis mit der Einspritzdauer als Stellgröße vor. Über ein zuvor identifiziertes datenbasiertes Modell wird allerdings der Einspritzzeitpunkt an die -dauer gekoppelt, um unter nominellen Bedingungen immer einen dieselminimalen Betrieb zu gewährleisten. Nachteilig ist bei diesem Konzept, dass bei Modellabweichungen und Störgrößeneinflüssen der eingeregelter Betriebspunkt nicht dem tatsächlich dieselminimalen entsprechen muss.

In [105, 106] wird dieser Ansatz daher durch einen Extremwertregler (Extremum Seeking Control) erweitert. Unter stationären Bedingungen kann hierdurch sichergestellt werden, dass modellunabhängig ein dieselminimaler Betrieb gewährleistet werden kann. Die Lastregelung erfolgt über einen separaten Regelkreis durch Anpassung der eingeblasenen Gasmasse. Dies ist möglich, da die Gaseinblasung takt synchron und zylinderindividuell direkt ins Saugrohr erfolgt, womit die Gasmasse von Zyklus zu Zyklus verstellt werden kann.

In [61] wird vor allem die Erweiterung des Lastbereichs im dieselminimalen Betrieb durch eine geeignete Klopfregelung unter Hinzunahme der Einlasstemperatur als zusätzlicher Stellgröße untersucht.

Die Regelungskonzepte in den genannten Arbeiten sind aufgrund der speziellen Luft- und Kraftstoffpfadarchitektur, die in dieser Arbeit betrachtet wird, nicht anwendbar.

Eine der ersten Arbeiten zur zylinderdruckgeführten Verbrennungsregelung für den RCCI-Betrieb stellt [102] dar. Dort wird das transiente Betriebsverhalten der Verbrennungsschwerpunktlage anhand reiner Vorsteuerkonzepte untersucht. Das Fazit der Untersuchungen ist, dass die hohe Sensitivität der Verbrennung im RCCI-Betrieb vor allem in Kombination mit der trägen Luftpfaddynamik die geregelte Stabilisierung von CA50 erfordert.

In [48] wird ein reduziertes semi-physikalisches Prozessmodell zur Auslegung eines Verbrennungsreglers, bestehend aus einem PI-Regler und einer Vorsteuerung, genutzt. Der Verbrennungsschwerpunkt wird hierbei über den Einspritzzeitpunkt und die Substitutionsrate eingestellt. Das Konzept ermöglicht allerdings nur einen sehr eingeschränkten transienten Betrieb, da die träge Dynamik des Gaspfades nicht explizit berücksichtigt wird.

Eine der ersten Arbeiten, die eine modellprädiktive Mehrgrößenregelung auf Basis des selben semi-physikalischen Prozessmodells umsetzt, findet sich in [77]. Die entwickelte MPC regelt simultan den Verbrennungsschwerpunkt und die Last ein. Allerdings funktioniert die lineare MPC nur in einem eingeschränkten Betriebsbereich.

In [41] wird ebenfalls eine lineare MPC verwendet, welche allerdings ein deutlich komplexeres Modell zur Linearisierung verwendet.

Eine der wenigen Arbeiten, in der ein multimodales Dual-Fuel Regelungskonzept vorgestellt wird, ist [39]. Der dort verwendete modellbasierte Regelungsansatz ist in der Lage, bei niedriger Last zwischen konventionellem DDF und RCCI-Betrieb zu wechseln.

3.2 Zyklusintegrale Modellierung des Dual-Fuel-Brennverfahrens

3.2.1 Modellansatz und -struktur

Für die Modellierung des Dual-Fuel-Brennverfahrens wird in dieser Arbeit ein Mittelwertansatz gewählt. Der motorische Arbeitsprozess also nicht kurbelwinkelaufgelöst betrachtet, sondern zyklusintegral auf der Zeitskala Zyklus-zu-Zyklus. Die unabhängige Variable ist somit die Zeit. Die Modellierung erfolgt direkt zeitdiskret mit der zeitvarianten Zykluszeit als Abtastzeit. Unter der Annahme, dass die Motordrehzahl $n_{\text{eng}}(k)$ über einen Zyklus k als konstant angenommen werden kann, folgt für die Zykluszeit:

$$\Delta t_{\text{cyc}}(k) = t_k - t_{k-1} = \frac{2}{n_{\text{eng}}(k)}, \quad (3.1)$$

wobei t_k dem Endzeitpunkt von Zyklus k bzw. dem Startzeitpunkt von Zyklus $k + 1$ entspricht und t_{k-1} entsprechend dem Startzeitpunkt von Zyklus k bzw. dem Endzeitpunkt von Zyklus $k - 1$. Der Faktor zwei in (3.1) folgt aus dem hier betrachteten Viertaktverfahren.

Das gesamthafte Dual-Fuel-Prozessmodell weist die folgenden Struktur auf:

$$\mathbf{x}(k + 1) = \mathbf{f}_{\text{df}}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k)), \quad (3.2a)$$

$$\mathbf{y}(k + 1) = \mathbf{h}_{\text{df}}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k)). \quad (3.2b)$$

Die geregelten Ausgangsgrößen sind in dem Vektor

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} IMEP \\ CA50 \\ SR \\ \lambda_{\text{global}} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

zusammengefasst. Dieser setzt sich aus dem indizierte Mitteldruck $IMEP$, der Verbrennungsschwerpunktlage $CA50$, der (Diesel-)Substitutionsrate SR und dem globalen Luftverhältnis λ_{global} zusammen. Die Eingangsgrößen des Modells bilden die Stellgrößen \mathbf{u} und die nicht direkt beeinflussbaren aber durch Messung oder geeignete Schätzung bekannten Störgrößen \mathbf{d} .

Die Stellgrößen

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} SOE \\ DOE \\ p_{\text{rail,ref}} \\ \dot{m}_{\text{gas,ref}} \\ p_{\text{int,ref}} \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

setzen sich zusammen aus dem elektrischen Ansteuerbeginn *SOE* und der -dauer *DOE* des Dieselinjektors zur Parametrierung der hier verwendeten Einfacheinspritzung und den Sollwertvorgaben für den Raildruck $p_{\text{rail,ref}}$, den eingeblasenen Gasmassenstrom $\dot{m}_{\text{gas,ref}}$ und den Einlassdruck $p_{\text{int,ref}}$. Die Sollwertvorgaben werden von den entsprechenden unterlager-ten Komponentenreglern umgesetzt. Für die Modellierung wird hier lediglich die Dynamik der Komponenten im geregelten Betrieb betrachtet (Führungsübertragungsverhalten) nicht jedoch deren interne Wirkzusammenhänge, bspw. das Eingangs-/Ausgangsverhalten des Kompressors zur Realisierung des geforderten Einlassdrucks.

Die Störgrößen

$$\mathbf{d} = \begin{bmatrix} n_{\text{eng}} \\ p_{\text{exh}} \\ \vartheta_{\text{int}} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

bilden die Motordrehzahl n_{eng} , der Abgasgegendruck p_{exh} und die Saugrohr- bzw. Einlas-temperatur ϑ_{int} .

Die Zustandsgleichung (3.2a) bildet die Dynamik des Luft- und Gaspfades ab. Der Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \dot{m}_{\text{gas}} \\ p_{\text{int}} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

beinhaltet den resultierenden mittleren Gasmassenstrom am Zylindereinlass \dot{m}_{gas} und den Einlassdruck p_{int} . Aus letztgenanntem lässt sich der mittlere Luftmassenstrom \dot{m}_{air} am Zylindereinlass ableiten, womit alle Prozessgrößen, welche die Zylinderfüllung zu Beginn des Arbeitsprozesses beschreiben, zur Verfügung stehen.

Die Ausgangsgleichung (3.2b) bildet den eigentlichen Arbeitsprozess im Brennraum zyklusintegral ab. Üblicherweise wird die Dynamik über eine Einheitsverzögerung abge-bildet, d. h. zwischen den Eingangsgrößen des Arbeitsprozesses und den resultierenden zyklusintegralen Kenngrößen wird eine Verzögerung von einem Zyklus angenommen.

In den folgenden Abschnitten wird detaillierter auf die einzelnen Teilmodelle eingegan-gen.

3.2.2 Luft- und Gaspfad

Ziel der Luft- und Gaspfadmodellierung ist die Bestimmung der mittleren in den Brennraum eintretenden Luft- und Gasmassenströme \dot{m}_{air} bzw. \dot{m}_{gas} .

Ausgangspunkt ist die Bestimmung des angesaugten Einlassvolumenstroms \dot{V}_{int} . Hierfür wird der Motor als volumetrischer Kolbenverdichter betrachtet. Unter Berücksichtigung des Viertaktverfahrens folgt für den Einlassvolumenstrom in Abhängigkeit der Motordrehzahl n_{eng} [34]:

$$\dot{V}_{\text{int}}(k) = \frac{1}{2} V_{\text{dis}} \cdot \eta_{\text{vol}}(k) \cdot n_{\text{eng}}(k), \quad (3.7)$$

hierbei entspricht η_{vol} dem volumetrischem Wirkungsgrad bzw. volumetrischem Luftaufwand. Dieser gibt das Verhältnis aus tatsächlich gefördertem Volumen V_{int} pro Arbeitsspiel zum Kolbenhubvolumen V_{dis} wieder und bewertet somit die Abweichung von einem ideal arbeitenden volumetrischen Kolbenverdichter. Ursächlich hierfür sind Effekten wie bspw. interne Abgasrückführung, Druckresonanzen im Saugrohr und andere Strömungsphänomene. Im Allgemeinen ist es schwierig den volumetrischen Wirkungsgrad des Motors für jeden Betriebspunkt exakt vorherzusagen. In dieser Arbeit wird ein recht simpler Modellansatz gewählt, der vor allem den Einfluss von internem Residualgas in Abhängigkeit vom Verhältnis des Einlass- zum Abgasgegendruck $p_{\text{int}}/p_{\text{ext}}$ und Rückströmeffekte in Abhängigkeit von der Motordrehzahl n_{eng} abbildet:

$$\eta_{\text{vol}}(k) = \frac{V_{\text{int}}(k)}{V_{\text{dis}}} = \eta_{\text{vol},p}(p_{\text{int}}(k), p_{\text{exh}}(k)) \cdot \eta_{\text{vol},n_{\text{eng}}}(n_{\text{eng}}(k)). \quad (3.8)$$

Der Füllungsverlust durch im Brennraum verbleibendes Residualgas $\eta_{\text{vol},p}$ kann unter der Annahme von einem idealen Gasgemisch mit dem Isentropenexponenten κ abgeschätzt werden zu:

$$\eta_{\text{vol},p}(p_{\text{int}}(k), p_{\text{exh}}(k)) = \frac{V_{\text{comp}} + V_{\text{dis}}}{V_{\text{dis}}} - \frac{V_{\text{comb}}}{V_{\text{dis}}} \left(\frac{p_{\text{exh}}(k)}{p_{\text{int}}(k)} \right)^{\frac{1}{\kappa}}. \quad (3.9)$$

In dieser Arbeit wird vereinfachend aufgrund des Anwendungsfalls nur der drehzahlkonstante Betrieb bei $n_{\text{eng}} = 2000$ 1/min betrachtet. Für diesen ergibt sich der drehzahlabhängige Füllungsverlust auf Basis von experimentellen Untersuchungen am Versuchsmotor zu:

$$\eta_{\text{vol},n_{\text{eng}}}(n_{\text{eng}} = 2000 \text{ 1/min}) = 0,92 \quad (3.10)$$

Der Einlassvolumenstrom (3.7) setzt sich aus Luft und Gas zusammen. Unter Verwendung der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase lässt sich dieser in den zugehörigen

Stoffmengenstrom umrechnen:

$$\dot{n}_{\text{int}}(k) = \dot{n}_{\text{air,int}}(k) + \dot{n}_{\text{gas,int}}(k) = \frac{\dot{V}_{\text{int}}(k) \cdot p_{\text{int}}(k)}{R_m \cdot \vartheta_{\text{int}}(k)}, \quad (3.11)$$

wobei R_m der universellen bzw. molaren Gaskonstante entspricht. Die Modellierung des Einlassdrucks erfolgt aus dem zugehörigen Sollwert $p_{\text{int,ref}}$, indem das Führungsübertragungsverhalten der Ladedruckregelung mit einer PT_2 Dynamik angenähert wird (mit $D = 1$ und $T_2 = 2,1$ s). Die Einlasstemperatur ϑ_{int} wird direkt vorgegeben.

Der Gasmassenstrom wird über ein Massenstromregelventil eingeblasen. Der Massenstrom an der Einblasestelle vor dem Verdichter $\dot{m}_{\text{gas,mp}}$ folgt mit einer PT_1 -Dynamik dem vorgegebenen Sollwert $\dot{m}_{\text{gas,ref}}$ (mit $T_1 = 1,2$ s). Bis zum Einlass des Brennraums muss das Gas noch eine nicht vernachlässigbare Laufstrecke überwinden, welche in eine von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit abhängigen zeitvarianten Totzeit T_{td} resultiert. Für den Gasmassenstrom am Einlass folgt daher:

$$\dot{m}_{\text{gas,int}}(k) = \dot{m}_{\text{gas,mp}}(k - N_{\text{td}}(k)) = \dot{m}_{\text{gas}}(k), \quad (3.12)$$

N_{td} entspricht hierbei der zeitdiskreten Indexverschiebung, welche sich aus der Laufzeit des Gases zu

$$N_{\text{td}}(k) = \text{round}(T_{\text{td}}(k)) \quad \text{mit} \quad T_{\text{td}}(k) = \frac{\dot{V}_{\text{int}}(k)}{A_{\text{pipe}}} \cdot \frac{1}{l_{\text{pipe}}} \quad (3.13)$$

ergibt. l_{pipe} entspricht der zu überwindenden Rohrstrecke und A_{pipe} dem mittleren Rohrdurchmesser.

Mit Hilfe des bekannten Gesamtstoffmengenstroms (3.11) und dem Gasmassenstrom (3.12) lässt sich schließlich der noch unbekannt Luftmassenstrom am Einlass bestimmen:

$$\dot{m}_{\text{air,int}}(k) = M_{\text{air}} \cdot \dot{n}_{\text{air,int}}(k) = M_{\text{air}} \left(\dot{n}_{\text{int}}(k) - \frac{\dot{m}_{\text{gas,int}}(k)}{M_{\text{gas}}} \right) = \dot{m}_{\text{air}}(k), \quad (3.14)$$

mit den Molmassen für Luft M_{air} und dem gasförmigen Brennstoff M_{gas} .

3.2.3 Dieseleinspritzung

Das Dieseleinspritzmodell bestimmt auf Basis der elektrischen Ansteuerdauer DOE und dem applizierten Raildruck p_{rail} die eingespritzte Dieselmasse pro Zyklus, woraus unter Verwendung der Motordrehzahl ebenfalls der mittlere Dieselmassenstrom bestimmt werden kann. Für diesen gilt:

$$\dot{m}_{\text{diesel}}(k) = \frac{m_{\text{diesel,cyc}}(k) \cdot n_{\text{eng}}(k)}{2} \quad (3.15)$$

Die pro Zyklus und Einspritzung in den Brennraum eingebrachte Dieselmasse wird aus der mittleren Einspritzrate berechnet. Diese lässt sich mit Hilfe der inkompressiblen Bernoulli-Gleichung ableiten [34]. Integriert über die hydraulische Einspritzdauer DOI, welche durch die elektrische Ansteuerdauer DOE angenähert wird, folgt die eingespritzte Dieselmasse pro Zyklus zu:

$$m_{\text{diesel,cyc}}(k) = c_d(k) \cdot N_{\text{hole}} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{hole}}}{2}\right)^2 \cdot \sqrt{2\rho_{\text{diesel}}} \cdot \sqrt{p_{\text{rail}}(k) - p_{\text{cyl}}} \cdot DOE(k). \quad (3.16)$$

Die treibende Druckdifferenz ergibt sich aus dem applizierten Raildruck p_{rail} und dem im Brennraum wirkenden Zylinderdruck zum Zeitpunkt der Einspritzung p_{cyl} . Letzterer wird durch einen konstanten Parameter angenähert. Die übrigen Parameter entsprechen dem Düsenlochdurchmesser d_{hole} , der Anzahl der Düsenlöcher N_{hole} und der Kraftstoffdichte ρ_{diesel} . Der geometrische Durchflussbeiwert $c_d(k) = f_{c_d}(p_{\text{rail}}(k), DOE(k))$ ist eine vom Raildruck p_{rail} und der Ansteuerdauer DOE abhängige Funktion. Diese wird über ein Kennfeld abgebildet, welches auf Basis von Messdaten identifiziert wird. Hierfür wurden entsprechende Versuche an einem Injektorprüfstand durchgeführt. Zur Generierung der Kennfelder wird an den jeweiligen Gitterpunkten die kumulierte eingespritzte Kraftstoffmasse von jeweils ca. 100 Einspritzungen gemessen und auf Basis von (3.16) und der bekannten Parameter ein gemittelter Durchflussbeiwert c_d bestimmt. Ein beispielhaftes identifiziertes Injektorkennfeld zur Abbildung des Durchflussbeiwertes ist in Abb. 3.5 dargestellt.

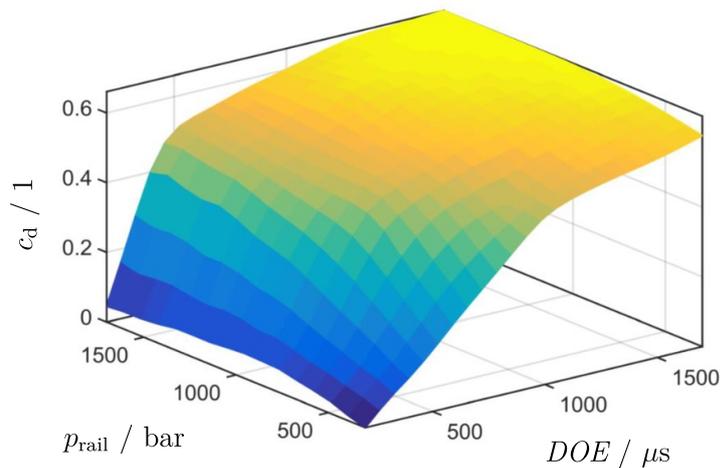


Abb. 3.5: Identifiziertes Injektorkennfeld zur Abbildung des geometrischen Durchflussbeiwertes c_d in Abhängigkeit des Raildrucks p_{rail} und der elektrischen Ansteuerdauer des Injektors DOE

3.2.4 Arbeitsprozess und Verbrennungsablauf

In diesem letzten Abschnitt zur Modellbildung wird die Berechnung der eigentlichen Kenngrößen des Arbeitsprozesses beschrieben, welche die Regelgrößen (3.3) bilden.

Die mittlere Zusammensetzung der Zylinderladung, bestehend aus dem angesaugten Luft-Gas-Gemisch und dem in den Brennraum eingespritzten Dieseldieselkraftstoff, wird durch das globale Luftverhältnis beschrieben:

$$\lambda_{\text{global}}(k+1) = \frac{L_{\text{st,gas}} \cdot \dot{m}_{\text{gas}}(k) + L_{\text{st,diesel}} \cdot \dot{m}_{\text{diesel}}(k)}{\dot{m}_{\text{air}}(k)}, \quad (3.17)$$

mit den stöchiometrischen Luftbedarfen $L_{\text{st,gas}}$ und $L_{\text{st,diesel}}$ für Gas bzw. Diesel.

Das energetische Mischungsverhältnis der beiden Kraftstoffe wird durch die Substitutionsrate beschrieben:

$$SR(k+1) = \frac{H_{\text{lhv,gas}} \cdot \dot{m}_{\text{gas}}(k)}{H_{\text{lhv,diesel}} \cdot \dot{m}_{\text{diesel}}(k) + H_{\text{lhv,gas}} \cdot \dot{m}_{\text{gas}}(k)}, \quad (3.18)$$

mit den Heizwerten $H_{\text{lhv,gas}}$ und $H_{\text{lhv,diesel}}$ für Gas bzw. Diesel.

Die generierte Leistung des Motors ist über das Hubvolumen V_{dis} und die Motordrehzahl n_{eng} mit dem indizierten Mitteldruck IMEP verknüpft:

$$P_{\text{ind}}(k+1) = \frac{1}{2} \cdot n_{\text{eng}}(k) \cdot IMEP(k+1) \cdot V_{\text{dis}}. \quad (3.19)$$

Unter Verwendung des indizierten Wirkungsgrades

$$\eta_{\text{ind}}(k+1) = \frac{P_{\text{ind}}(k+1)}{(H_{\text{lhv,gas}} \cdot \dot{m}_{\text{gas}}(k) + H_{\text{lhv,diesel}} \cdot \dot{m}_{\text{diesel}}(k))} \quad (3.20)$$

und der indizierten Leistung (3.19) lässt sich der indizierte Mitteldruck in Abhängigkeit der Kraftstoffmassenströme ausdrücken:

$$IMEP(k+1) = 2 \cdot \frac{\eta_{\text{ind}}(k+1) \cdot (H_{\text{lhv,gas}} \cdot \dot{m}_{\text{gas,int}}(k) + H_{\text{lhv,diesel}} \cdot \dot{m}_{\text{diesel}}(k))}{n_{\text{eng}}(k) \cdot V_{\text{dis}}}. \quad (3.21)$$

Der indizierte Wirkungsgrad η_{ind} bestimmt sich aus dem zeitlichen Verlauf der Verbrennung, der maßgeblich gekennzeichnet wird durch die Verbrennungsschwerpunktlage CA50. Es gilt näherungsweise:

$$\eta_{\text{ind}} = f_{\eta_{\text{ind}}}(CA50). \quad (3.22)$$

Für die Streckensimulation wird dieser funktionale Zusammenhang über eine parabolische Funktion angenähert, die ihr Maximum bei ca. 8°CAaTDC aufweist, um qualitativ den

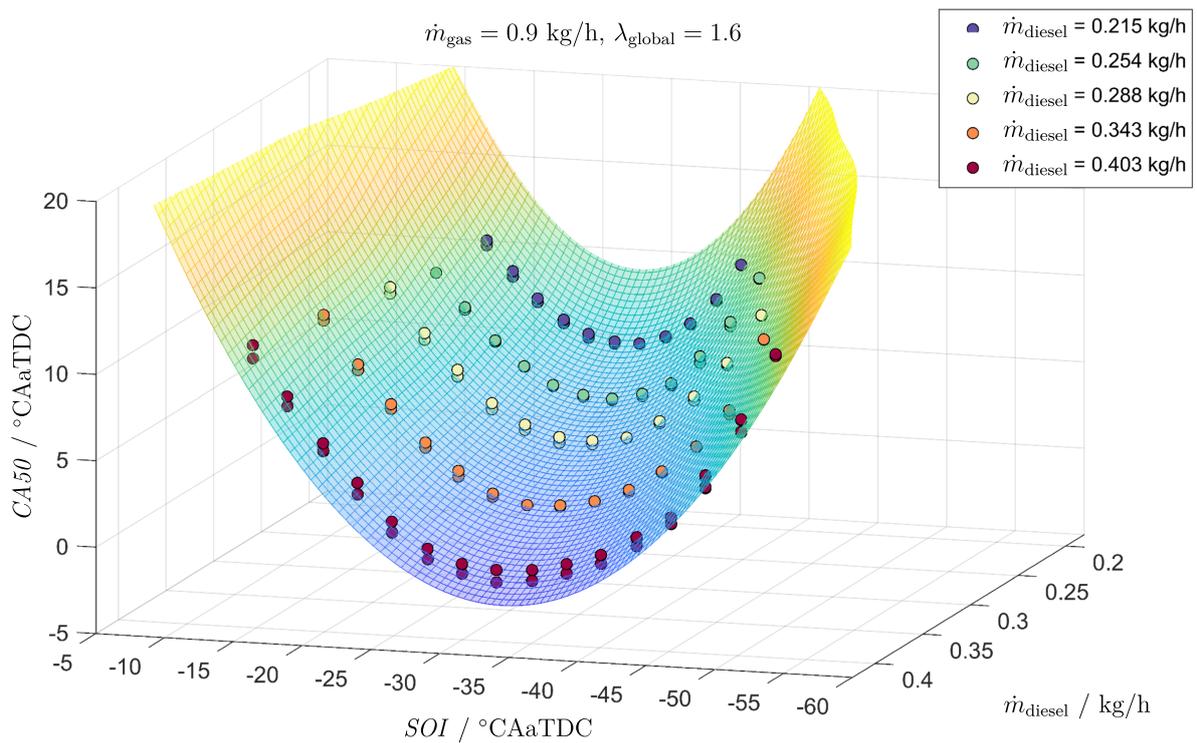


Abb. 3.6: Beispielhafte Validierung des kennfeldbasierten Modells der Verbrennungsschwerpunktlage; Vergleich zwischen gemessener (Datenpunkte) und modellierter (Oberfläche) Verbrennungsschwerpunktlage CA_{50} in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunktes SOI und des mittleren Dieselmassenstroms \dot{m}_{diesel} bei konstantem mittlerem Gasmassenstrom \dot{m}_{gas} und globalem Luftverhältnis λ_{global}

nichtlinearen Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf den indizierten Wirkungsgrad abzubilden.

Der Verbrennungsablauf des Dual-Fuel-Brennverfahrens weist, wie bereits in Abschnitt 3.1 dargelegt wurde, eine Vielzahl an Abhängigkeiten von Prozessparametern und stark nicht-lineares Verhalten auf. Eine reduzierte Beschreibung über einen physikalisch motivierten Modellansatz ist kaum möglich. Daher wird hier ein rein datenbasierter Modellansatz gewählt. Die relevanten Haupteinflussgrößen auf den Verbrennungsablauf, welcher durch die Verbrennungsschwerpunktlage als Parameter beschrieben werden soll, sind die in den Brennraum eingebrachten Kraftstoffmassen, welche aufgrund des drehzahlkonstanten Betriebs durch die mittleren Kraftstoffmassenströme \dot{m}_{diesel} und \dot{m}_{gas} ausgedrückt werden können, die in Relation dazu eingeschlossene Luftmasse, repräsentiert durch das globale Luftverhältnis λ_{global} , und der Einspritzzeitpunkt der Dieseleinspritzung SOI , welche durch den elektrischen Ansteuerbeginn SOE abgebildet wird. Formal wird diese Abhängigkeit durch den folgenden funktionalen Zusammenhang beschrieben:

$$CA50(k+1) = f_{CA50}(\dot{m}_{\text{gas}}(k), \dot{m}_{\text{diesel}}(k), SOE(k), \lambda_{\text{global}}(k)) \quad (3.23)$$

Strukturell wird (3.23) über mehrere multidimensionale Kennfelder abgebildet, deren Identifikationsprozess kurz skizziert werden soll.

Abb. 3.6 zeigt beispielhaft einen Teilausschnitt des bereits identifizierten CA50-Modells zusammen mit den am Motorprüfstand aufgezeichneten Identifikationsdaten.

Den Ausgangspunkt des Modells bilden 2D-Kennfelder, welche zunächst die Abhängigkeit von CA50 vom Einspritzzeitpunkt und der eingespritzten Masse bzw. dem mittleren Massenstrom der Dieseleinspritzung abbilden, bei ansonsten konstanten Betriebsparametern, d. h. konstantem Luftverhältnis und Gasmassenstrom. Die Datenpunkte für das Fitting dieser Subkennfelder werden hierbei wie folgt vermessen.

Bei konstanter eingespritzter Dieselmasse wird der Einspritzzeitpunkt von früh nach spät und wieder zurück nach früh variiert. Die Grenzwerte für den Einspritzzeitpunkt werden so gewählt, dass der Verbrennungsschwerpunkt sowohl bei früher als auch später Einspritzlage ca. 10°CAaTDC erreicht. Die Abbildung noch späterer Verbrennungsschwerpunktlagen ist aus Sicht der Prozessführung aufgrund der schlechten Performancecharakteristika nicht sinnvoll, zumal das Modell gute Extrapolationseigenschaften aufweist, wie die spätere Betrachtung der Validierungsergebnisse der Regelung noch zeigen wird. Auf diese Weise wird sowohl der konventionelle DDF als auch der reaktionskinetisch kontrollierte RCCI-Betriebsbereich durchlaufen und das charakteristische nichtlineare Verhalten mit der Vorzeichenumkehr der Sensitivität zwischen dem Einspritzzeitpunkt und der Verbrennungsschwerpunktlage erfasst. Dieses Procedere wird für weitere Voreinstellungen der eingespritzten Dieselmasse wiederholt. Der untere Grenzwerte der Dieselmasse richten sich nach der maximal darstellbaren Substitutionsrate. Mit fortschreitender Reduzierung der eingespritzten Dieselmasse verkleinert sich wie in Abb. 3.6 dargestellt der realisierbare

CA50-Bereich. Das minimale CA50 verschiebt sich immer weiter zu späteren Winkellagen. Bei einem Wert von ca. 7°CAaTDC ist eine weitere Reduzierung der Dieselmasse nicht mehr sinnvoll. Die obere Grenze der Dieselmasse richtet sich nach der unteren Grenze der Substitutionsrate. Werte unterhalb von 70 % sind sowohl hinsichtlich der Performance wenig sinnvoll für den späteren Betrieb, als auch nicht notwendig für den Betrieb der Regelung, da diese Betriebsbereiche hinsichtlich der notwendigen Sensitivitätsinformationen gut extrapoliert werden können.

Die Anzahl der notwendigen Betriebspunkte für die Identifikation des in Abb. 3.6 dargestellten Subkennfelds lassen sich auf ca. $N_{\dot{m}_{\text{diesel}}} = 5$ Stützstellen für die eingespritzte Dieselmasse und $N_{SOI} = 7$ Stützstellen für den Einspritzzeitpunkt reduzieren. Insgesamt werden $N_{\dot{m}_{\text{gas}}} = 4$ Subkennfelder für unterschiedliche Voreinstellungen des Gasmassenstroms aufgezeichnet. Auf eine Variation des globalen Luftverhältnisses zur Modellierung der Verbrennungsschwerpunktlage wurde in dieser Arbeit verzichtet. Alle Betriebspunkte wurden stattdessen bei einem eingeregelt globalen Luftverhältnis von $\lambda_{\text{global}} = 1,6$ aufgezeichnet. Der Messaufwand beschränkt sich für die beschriebene Methodik somit auf insgesamt 140 Betriebspunkte. Zur Kompensation nicht vermeidbarer zyklischer Schwankungen und von Messrauschen wurden pro Betriebspunkt ca. 100 Motorzyklen aufgezeichnet. Der durch Datenpunkte umfasste Betriebsbereich deckt einen IMEP-Bereich zwischen 5 und 16 bar ab.

Das Fitting der eigentlichen Subkennfelder an die gemessenen Betriebspunkte erfolgt unter Anwendung geeigneter Least-Squares-Regularisierungsverfahren [20]. Diese erlauben es, auf einfache Art und Weise hinreichend glatte und bezüglich des Extrapolationsverhaltens wohldefinierte Kennfelder mit vergleichsweise wenig Datenpunkten zu erzeugen. Abb. 3.6 zeigt beispielhaft ein entsprechend abgeleitetes Subkennfeld, welches auch zur Ableitung von Sensitivitätsinformationen, hier mittels finiter Differenzen, genutzt wird. Die Abbildung der Abhängigkeit des Gasmassenstroms erfolgt durch lineare Interpolation der identifizierten Subkennfelder, die jeweils für einen konstanten Gasmassenstrom erzeugt wurden.

3.3 Regelungskonzept

3.3.1 Gesamthaftes Regelungskonzept

In Abb. 3.7 ist schematisch die Struktur des gesamthaften Dual-Fuel-Regelungskonzeptes dargestellt. Es handelt sich um eine drehmomentbasierte Funktionsstruktur. Die Eingangsschicht bildet die Betriebsstrategie in Form des Motorbetriebspunktmanagers, welcher auf Basis des geforderten Motordrehmoments M_{eng} und des Betriebsmodus (reiner Diesel oder Dual-Fuel-Betrieb) Sollwerte für die in (3.3) definierten zyklusintegralen Regelgrößen, den gewünschten Verbrennungsmodus im Dual-Fuel-Betrieb (DDF oder

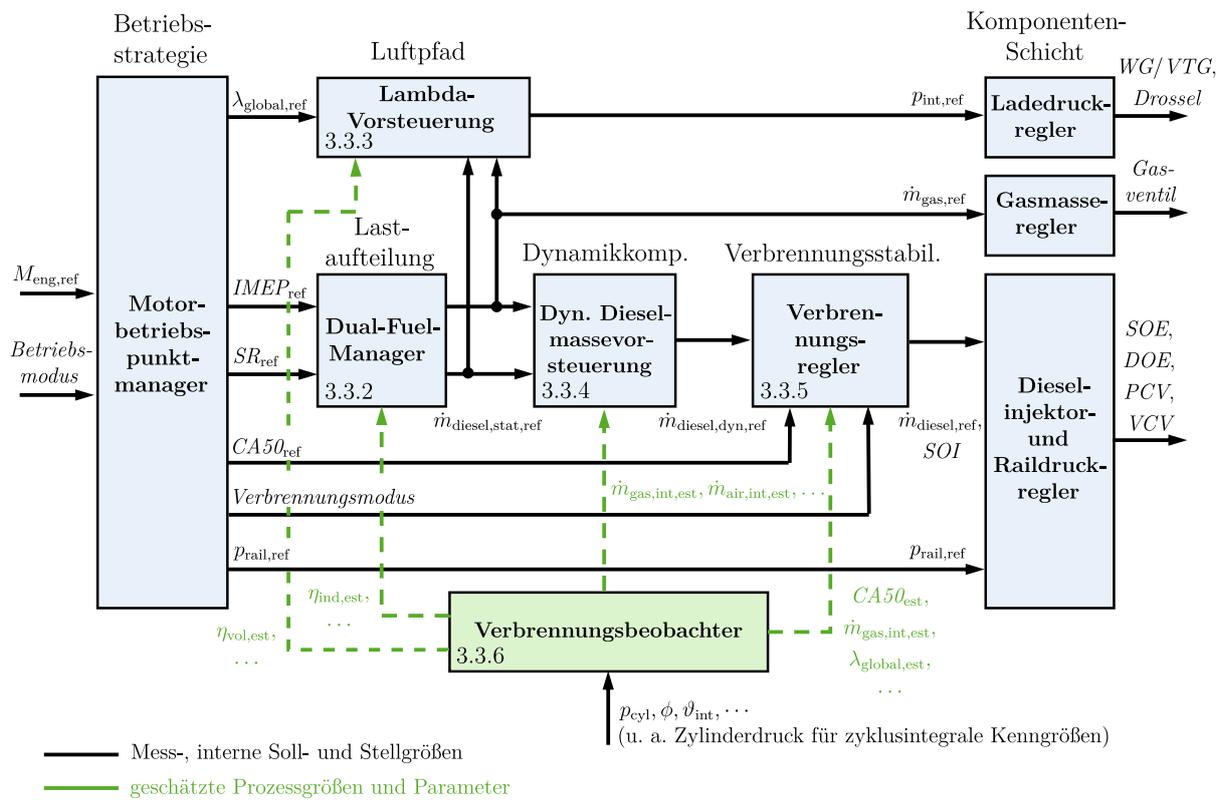


Abb. 3.7: Schematische Darstellung des gesamthaften Dual-Fuel-Regelungskonzeptes

RCCI) und den vorgegebenen Raildruck, bestimmt. Die Bestimmung der optimalen Sollwerte, bspw. mit Hinblick auf maximalen Wirkungsgrad und unter Einhaltung von Beschränkungen für die Schadstoffemissionen wird im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Hierfür sei an dieser Stelle auf [49, 51] verwiesen.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf den nachfolgenden Komponenten, welche auf Basis der aus der Betriebsstrategie bereitgestellten Sollwerten die notwendigen Werte der Stell- bzw. unterlagerten Sollgrößen der jeweiligen Komponentenregler berechnen.

3.3.2 Dual-Fuel-Manager

Innerhalb der mittleren Funktionsschicht wird zunächst im Dual-Fuel-Manager die energetische Lastaufteilung auf die beiden Kraftstoffpfade vorgenommen. Ausgehend von der geforderten Last $IMEP_{\text{ref}}$ und Substitutionsrate SR_{ref} werden die stationären Sollwerte für die Kraftstoffmassenströme $\dot{m}_{\text{gas,ref}}$ und $\dot{m}_{\text{diesel,stat,ref}}$ berechnet. Hierfür werden (3.18) und (3.21) auf Basis der Sollwertvorgaben formuliert und nach den gesuchten Kraftstoffmassenströmen gelöst:

$$\dot{m}_{\text{gas,ref}}(k) = \frac{IMEP_{\text{ref}}(k) \cdot SR_{\text{ref}}(k) \cdot n_{\text{eng}}(k) \cdot V_{\text{dis}}}{2 \cdot \eta_{\text{ind,est}}(k) \cdot H_{\text{lhv,gas}}} \quad (3.24)$$

und

$$\dot{m}_{\text{diesel,stat,ref}}(k) = \frac{H_{\text{lhv,gas}}}{H_{\text{lhv,diesel}}} \cdot \dot{m}_{\text{gas,ref}}(k) \cdot \frac{1 - SR_{\text{ref}}(k)}{SR_{\text{ref}}(k)}. \quad (3.25)$$

Der indizierte Wirkungsgrad $\eta_{\text{ind,est}}$ wird hierbei vom Verbrennungsbeobachter (siehe Unterabschnitt 3.3.6) zur Verfügung gestellt. Durch die Berücksichtigung von $\eta_{\text{ind,est}}$ kann sichergestellt werden, dass bereits die statischen Sollwerte für die Kraftstoffmassenströme (3.24) und (3.25) die geforderte Last stationär ohne bleibende Regelabweichung realisieren werden. Diese fließen im Weiteren als Eingangsgrößen in die Lambda-Vorsteuerung und die dynamische Dieselmassevorsteuerung ein. Die statische Vorgabe für den Gasmassenstrom $\dot{m}_{\text{gas,ref}}$ dient direkt als Vorgabe für den Gasmasseregler, da der Regelkreis für den Gaspfad im Vergleich zum Dieselpfad eine um mehrere Größenordnungen langsamere Dynamik aufweist.

3.3.3 Lambda-Vorsteuerung

Die Lambda-Vorsteuerung ermittelt auf Basis der stationären Vorgaben für die Kraftstoffmassenströme $\dot{m}_{\text{gas,ref}}$ und $\dot{m}_{\text{diesel,stat,ref}}$ und dem geforderten globalen Luftverhältnis $\lambda_{\text{global,ref}}$ den stationär benötigten Einlassdruck $p_{\text{int,ref}}$, welcher als Sollwertvorgabe für den Ladedruckregler dient.

Der stationär benötigte Einlassdruck folgt direkt aus der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase:

$$p_{\text{int,ref}}(k) = \frac{R_m \cdot \vartheta_{\text{int}}(k) \cdot \left(\frac{1}{M_{\text{air}}} \cdot \dot{m}_{\text{air,ref}}(k) + \frac{1}{M_{\text{gas}}} \cdot \dot{m}_{\text{gas,ref}}(k) \right)}{\dot{V}_{\text{int}}(\eta_{\text{vol,est}}(k), n_{\text{eng}}(k))} \quad (3.26)$$

Die momentane Einlasstemperatur ϑ_{int} fließt direkt als Messwert ein. Der Einlassvolumenstrom \dot{V}_{int} folgt nach (3.7) aus der Motordrehzahl n_{eng} und der aktuellen Schätzung der volumetrischen Effizienz $\eta_{\text{vol,est}}$ nach 3.8 aus dem Verbrennungsbeobachter. Der benötigte Luftmassenstrom folgt aus der Definition des globalen Luftverhältnisses (3.17) zu:

$$\dot{m}_{\text{air,ref}}(k) = \lambda_{\text{global,ref}}(k) \cdot (L_{\text{st,diesel}} \cdot \dot{m}_{\text{diesel,stat,ref}}(k) + L_{\text{st,gas}} \cdot \dot{m}_{\text{gas,ref}}(k)) \quad (3.27)$$

3.3.4 Dynamische Vorsteuerung der Dieselmasse

Die dynamische Vorsteuerung der Dieselmasse hat die Aufgabe, die langsame Dynamik des Gaspfades über den schnellen Dieselpfad, welcher eine Anpassung der eingespritzten Dieselmasse von Zyklus-zu-Zyklus erlaubt, zur Erfüllung der geforderten Last $IMEP_{\text{ref}}$ zu kompensieren. Das heißt unter transienten Bedingungen soll die Dual-Fuel-Regelung die Möglichkeit haben, von den Vorgaben für die Substitutionsrate SR_{ref} und das globale Luftverhältnis $\lambda_{\text{global,ref}}$ innerhalb festgelegter Grenzen abweichen zu können, indem die stationäre Sollwertvorgabe für den Dieselmassenstrom $\dot{m}_{\text{diesel,stat,ref}}$ korrigiert wird, um die Lastanforderung zu realisieren.

Grundidee ist hierbei die vereinfachte Betrachtung der benötigten Gesamtkraftstoffenergie zur Realisierung der geforderten Last:

$$\begin{aligned} H_{\text{lhv,diesel}} \cdot \dot{m}_{\text{diesel,stat,ref}}(k) + H_{\text{lhv,gas}} \cdot \dot{m}_{\text{gas,ref}}(k) \\ = H_{\text{lhv,diesel}} \cdot \dot{m}_{\text{diesel,dyn,ref}}(k) + H_{\text{lhv,gas}} \cdot \dot{m}_{\text{gas,est}}(k), \end{aligned} \quad (3.28)$$

mit dem vom Verbrennungsbeobachter geschätzten mittleren Gasmassenstrom $\dot{m}_{\text{gas,est}}$, der in den Brennraum strömt, und dem gesuchten dynamischen Sollwert des Dieselmassenstroms $\dot{m}_{\text{diesel,dyn,ref}}$. Umformen von (3.28) liefert für diesen:

$$\dot{m}_{\text{diesel,dyn,ref}}(k) = \dot{m}_{\text{diesel,stat,ref}}(k) + \frac{H_{\text{lhv,gas}}}{H_{\text{lhv,diesel}}} \cdot (\dot{m}_{\text{gas,ref}}(k) - \dot{m}_{\text{gas,est}}(k)). \quad (3.29)$$

Der Energiebilanz (3.28) liegt hierbei die vereinfachende Annahme zu Grunde, dass das Mischungsverhältnis der beiden Kraftstoffe keinen Einfluss auf den resultierenden indizierten Wirkungsgrad hat. Die sich hieraus unter lasttransienten Bedingungen ergebenden Abweichungen sind jedoch, wie später gezeigt werden wird, vernachlässigbar.

Die Berücksichtigung von Limitierungen für die Substitutionsrate $SR_{\text{min/max}}$ und das globale Luftverhältnis $\lambda_{\text{global,min/max}}$ erfolgt durch Beschränkung von $\dot{m}_{\text{diesel,dyn,ref}}$. Hierfür

werden $SR_{\min/\max}$ und $\lambda_{\text{global},\min/\max}$ auf Basis von (3.18) und (3.17) in entsprechende Grenzwerte für den Dieselmassenstrom $\dot{m}_{\text{diesel},\min/\max}$ umgerechnet:

$$\dot{m}_{\text{diesel},\min}(k) = \max \left(\frac{1}{L_{\text{st,diesel}}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{\text{air,est}}(k)}{\lambda_{\text{global,max}}} - \frac{L_{\text{st,gas}}}{\dot{m}_{\text{gas,est}}(k)} \right), \frac{H_{\text{lhv,gas}}}{H_{\text{lhv,diesel}}} \cdot \frac{1 - SR_{\max}}{SR_{\max}} \cdot \dot{m}_{\text{gas,est}}(k) \right) \quad (3.30)$$

und

$$\dot{m}_{\text{diesel},\max}(k) = \min \left(\frac{1}{L_{\text{st,diesel}}} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{\text{air,est}}(k)}{\lambda_{\text{global,min}}} - \frac{L_{\text{st,gas}}}{\dot{m}_{\text{gas,est}}(k)} \right), \frac{H_{\text{lhv,gas}}}{H_{\text{lhv,diesel}}} \cdot \frac{1 - SR_{\min}}{SR_{\min}} \cdot \dot{m}_{\text{gas,est}}(k) \right). \quad (3.31)$$

Der limitierte dynamische Sollwert für den Dieselmassenstrom dient als Eingangsgröße für den Verbrennungsregler.

3.3.5 Verbrennungsregler

Das Kernelement des Regelungskonzeptes bildet der Verbrennungsregler. Dieser hat zwei Aufgaben mit unterschiedlicher Priorisierung.

Das primäre Regelziel bildet die Stabilisierung der Verbrennungsschwerpunktlage um den vorgegebenen Sollwert im gewünschten Verbrennungsmodus (DDF oder RCCI). Die Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage garantiert hierbei jederzeit eine stabile Verbrennung, bspw. hinsichtlich der Vermeidung von Verbrennungsanomalien wie Fehlzündungen oder Klopfen.

Die sekundären Regelziele sind stationär die Erfüllung der geforderten Substitutionsrate und transient die Erfüllung der geforderten Last. Beide Ziele werden erreicht, wenn der Prozess auf den von der dynamischen Dieselmassensteuerung berechneten Sollwert für den Dieselmassenstrom $\dot{m}_{\text{diesel,dyn,ref}}$ geführt wird.

Zur Erfüllung aller Regelziele stehen dem Verbrennungsregler die Vorgabe des Dieselmassenstrom $\dot{m}_{\text{diesel,ref}}$, also die eingespritzte Dieselmasse, und der Einspritzzeitpunkt SOI als Freiheitsgrade zur Verfügung. Die Verwendung beider Freiheitsgrade als Stellgrößen zur Stabilisierung der Verbrennungsschwerpunktlage ist dabei notwendig, um die lokale Steuerbarkeit des Prozesses für jeden Betriebspunkt zu gewährleisten. Über die alleinige Variation des Einspritzzeitpunktes ist dies nicht gewährleistet, da die Sensitivität $\frac{\partial CA50}{\partial SOI}$ im dieselmminimalen Betriebspunkt (vgl. Abb. 3.1) gegen Null geht.

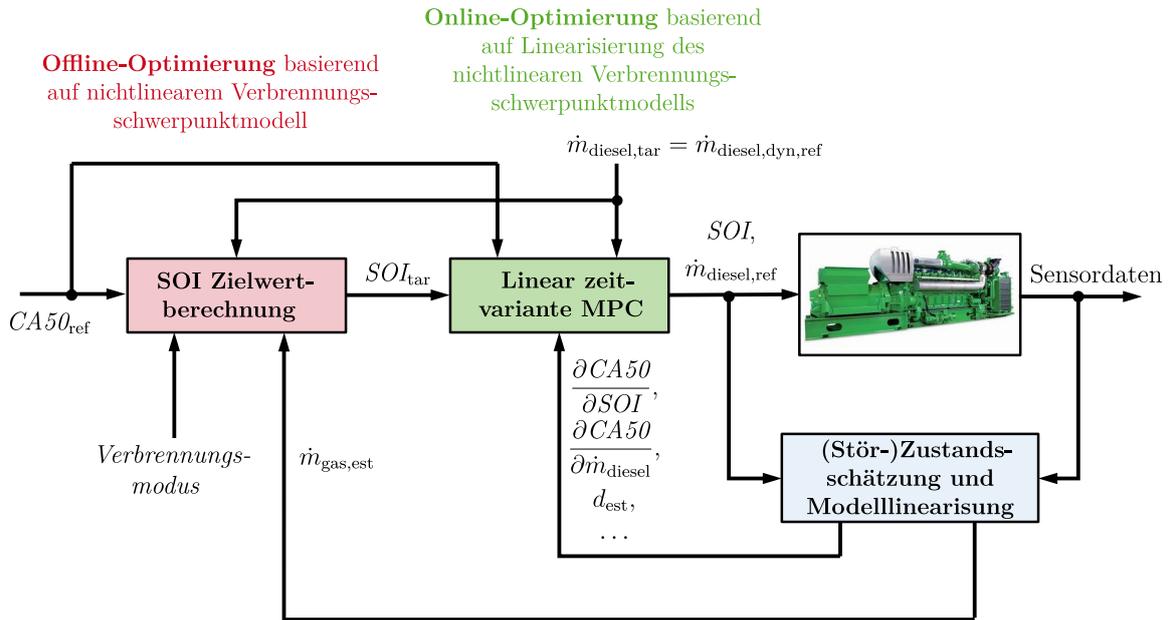


Abb. 3.8: Schematische Darstellung des Verbrennungsreglers

Abb. 3.8 zeigt den strukturellen Aufbau des Verbrennungsreglers. Dieser besteht aus zwei nachgelagerten Optimierungsschritten. Der SOI Zielwertberechnung als Offline-Optimierung auf Basis des nichtlinearen Verbrennungsmodells und einer linearen zeitvarianten MPC mit Einschnittprädiktion auf Basis einer Linearisierung des nichtlinearen Verbrennungsmodells in jedem Zyklus.

Die SOI Zielwertberechnung kann als optimierungsbasierte Inversion des nichtlinearen kennfeldbasierten Verbrennungsmodells (3.23) interpretiert werden. Eine direkte Inversion ist aufgrund der fehlenden Bijektivität von (3.23) nicht möglich. Auf Basis der Vorgaben für den Verbrennungsschwerpunkt $CA50_{ref}$ und -modus, dem geschätzten Gasmassenstrom in den Brennraum $\dot{m}_{gas,est}$ und dem dynamischen Sollwert für den Dieselmassenstrom $\dot{m}_{diesel,dyn,ref}$ wird der Zielwert für den Einspritzzeitpunkt SOI_{tar} berechnet. Unter nominellen Bedingungen würde dieser zusammen mit dem dynamischen Sollwert für den Dieselmassenstrom den Betriebspunkt des Motors bereits auf den vorgegebenen Verbrennungsschwerpunkt führen. Anstatt diesen jedoch direkt zu applizieren, wird dieser der nachfolgenden linearen zeitvarianten MPC als Zielwert, d. h. als zusätzlicher Sollwert, übergeben.

Die MPC stabilisiert zum einen den Verbrennungsschwerpunkt auf dem vorgegebenen Sollwert auch unter dem Einfluss von Störgrößen und Modellabweichungen durch Verwendung lokaler linearer Modellinformationen im gewünschten Verbrennungsregime und versucht zum anderen gleichzeitig die Vorgabe für den dynamischen Sollwert des Dieselmassenstroms $\dot{m}_{diesel,dyn,ref}$ zu erfüllen, wodurch automatisch die sekundären Regelziele erfüllt werden.

Die Berechnung des Zielwerts für den Einspritzzeitpunkt SOI_{tar} erfolgt zur Laufzeit auf Basis von zwei hinterlegten Vorsteuerkennfeldern. Je ein Kennfeld für jeden Verbrennungsmodus (RCCI und DDF bzw. frühe und späte Einspritzlage). Die Auswahl des Zielwerts erfolgt entsprechend anhand der Vorgabe des Verbrennungsmodus. Die Generierung der Vorsteuerkennfelder erfolgt formal durch lösen des folgenden statischen nichtlinearen Optimierungsproblems:

Vorfaktor zu Steuerung des Verbrennungsmodus (frühe vs. späte Einspritzung)

$$\min_{SOI, \varepsilon} \overbrace{(\pm 1)} \cdot SOI + \rho_2 \varepsilon^2 + \rho_1 \varepsilon \quad (3.32a)$$

unter den Nebenbedingungen

$$CA50 = f_{CA50}(SOI, \dot{m}_{\text{diesel}}, \dot{m}_{\text{gas}}, \lambda_{\text{global}}) \quad (3.32b)$$

$$CA50 \leq CA50_{\text{ref}} + \varepsilon \quad (3.32c)$$

$$CA50 \geq CA50_{\text{ref}} - \varepsilon \quad (3.32d)$$

$$\varepsilon \geq 0 \quad (3.32e)$$

$$SOI \leq 0 \quad (3.32f)$$

Die freien Variablen von (3.32) bilden der Einspritzzeitpunkt SOI und die Slack-Variable ε , welche zur Umsetzung der Tracking-Nebenbedingung für den Verbrennungsschwerpunkt $CA50 = CA50_{\text{ref}}$ als weiche Gleichheitsnebenbedingung (3.32c) bis (3.32e) benötigt wird. Damit die Tracking-Nebenbedingung für CA50, falls möglich, exakt eingehalten wird, wird die Slack-Variable ε linear in der Kostenfunktion bewertet. Die zusätzliche quadratische Bewertung gewährleistet Konvexität bzgl. ε .

Innerhalb der Kostenfunktion (3.32a) wird der Einspritzzeitpunkt je nach Wahl des Vorzeichens des zugehörigen Vorfaktors entweder minimiert (+) und somit der frühestmögliche Einspritzzeitpunkt passend zur CA50-Vorgabe gesucht oder umgekehrt maximiert (–) und der spätestmögliche Einspritzzeitpunkt gesucht.

Für die Kennfeldgenerierung werden zunächst die Gitterpunkte der Eingangsgrößen $CA50_{\text{ref}}$, \dot{m}_{diesel} , \dot{m}_{gas} und λ_{global} definiert. Hier wird analog zur Modellierung des Verbrennungsschwerpunktes vorgegangen, indem zunächst Subkennfelder mit den Eingangsdimensionen $CA50_{\text{ref}}$ und \dot{m}_{diesel} mit konstanten Werte von \dot{m}_{gas} und λ_{global} definiert werden. Anschließend wird für jeden Gitterpunkt der Subkennfelder (3.32) für beide Verbrennungsmodi gelöst. Die optimalen Einspritzzeitpunkte bilden entsprechend die Zielwerte ab:

$$SOI_{\text{early/late}}^* = SOI_{\text{tar,early/late}} = f_{SOI,\text{tar,early/late}}(CA50_{\text{ref}}, \dot{m}_{\text{diesel}}, \dot{m}_{\text{gas}}, \lambda_{\text{global}}) \quad (3.33)$$

Bei dem eigentlichen Verbrennungsregler handelt es sich um eine lineare zeitvariante MPC. Deren zugrunde liegendes Optimierungsproblem wird durch folgendes quadratisches

Programm beschrieben:

$$\min_{\mathbf{u}(k|k), \Delta \mathbf{u}(k|k), \varepsilon} \|\mathbf{u}(k|k) - \mathbf{u}_{\text{tar}}(k)\|_{2, \mathbf{S}}^2 + \|\Delta \mathbf{u}(k|k)\|_{2, \mathbf{R}}^2 + \rho_2 \varepsilon^2 + \rho_1 \varepsilon \quad (3.34a)$$

unter den Nebenbedingungen

$$CA50(k+1|k) = \left[\frac{\partial CA50}{\partial SOI} \Big|_k \quad \frac{\partial CA50}{\partial \dot{m}_{\text{diesel}}} \Big|_k \right] \underbrace{\begin{bmatrix} \Delta SOI(k|k) \\ \Delta \dot{m}_{\text{diesel,ref}}(k|k) \end{bmatrix}}_{=\Delta \mathbf{u}(k|k)} + CA50_{\text{est}}(k) + d_{\text{est}}(k) \quad (3.34b)$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix} SOI(k|k) \\ \dot{m}_{\text{diesel,ref}}(k|k) \end{bmatrix}}_{=\mathbf{u}(k|k)} = \begin{bmatrix} \Delta SOI(k|k) \\ \Delta \dot{m}_{\text{diesel,ref}}(k|k) \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} SOI(k-1) \\ \dot{m}_{\text{diesel,ref}}(k-1) \end{bmatrix}}_{=\mathbf{u}(k-1)} \quad (3.34c)$$

$$CA50(k+1|k) \leq CA50_{\text{ref}}(k) + \varepsilon \quad (3.34d)$$

$$CA50(k+1|k) \geq CA50_{\text{ref}}(k) - \varepsilon \quad (3.34e)$$

$$\varepsilon \geq 0 \quad (3.34f)$$

$$\begin{bmatrix} SOI_{\min}(k) \\ \dot{m}_{\text{diesel, min}}(k) \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} SOI(k|k) \\ \dot{m}_{\text{diesel,ref}}(k|k) \end{bmatrix} \leq \begin{bmatrix} SOI_{\max}(k) \\ \dot{m}_{\text{diesel, max}}(k) \end{bmatrix} \quad (3.34g)$$

Neben den eigentlichen Stellgrößen des Verbrennungsreglers, dem Einspritzzeitpunkt und dem Dieselmassenstrom, zusammengefasst in dem Vektor $\mathbf{u} = [SOI, \dot{m}_{\text{diesel,ref}}]^T$, ist auch die Slack-Variable ε Teil der freien Variablen. Mit Hilfe dieser wird, analog zu (3.32), das Tracking für den Verbrennungsschwerpunkt als weiche Gleichheitsnebenbedingung umgesetzt. Für exaktes Tracking und Konvexität wird die Slack-Variable ebenfalls linear und quadratisch in der Kostenfunktion (3.34a) bewertet. Weiter fließt in die Kostenfunktion die quadratische Abweichung der Stellgrößen von den zugehörigen Zielwerten und die quadratische Änderung der Stellgrößen ein. Über das Verhältnis der Gewichtungsmatrizen \mathbf{S} und \mathbf{R} zueinander kann die Dynamik des Verbrennungsreglers parametrisiert werden. Die Parametrisierung von \mathbf{S} spielt für den modustransienten Betrieb noch eine entscheidende Rolle. Hierauf wird im Rahmen der Validierung noch eingegangen werden.

Durch die Realisierung des Trackings für den Verbrennungsschwerpunkt als (exakte) weiche Gleichheitsnebenbedingung gegenüber dem Tracking der Zielwerte \mathbf{u}_{tar} über die gewichtete quadratische Abweichung in der Kostenfunktion, kann die zu Beginn erläuterte unterschiedliche Priorisierung der Regelziele umgesetzt werden. Der Verbrennungsschwerpunkt wird nur dann nicht exakt eingeregelt, falls eine der harten Stellgrößenbeschränkungen (3.34g) die Erreichbarkeit des vorgegebenen Sollwertes verhindern. Im Allgemeinen wird sich immer eine Abweichung zwischen dem optimalen Einspritzzeitpunkt SOI und dessen vorgegebenen Zielwert SOI_{tar} einstellen, da letzterer offline

unter nominellen Bedingungen ermittelt wurde. Der Regler wird daher nur CA50 und den dynamischen Sollwert für den Dieselmassestrom exakt einregeln. Der SOI-Zielwert dient als „Richtschnurr“ zur Auflösung der Mehrdeutigkeiten im Betriebskennfeld, um den Verbrennungsregler in das richtige Verbrennungsregime zu führen. Das Einregeln des Zielwertes für den Dieselmassestrom gewährleistet demgegenüber, dass sowohl die Vorgabe für die Last transient, als auch die für die Substitutionsrate stationär erfüllt wird.

Die Modellprädiktion wird über die affine Gleichung (3.34b) abgebildet. Die Sensitivitäten $\left. \frac{\partial CA50}{\partial SOI} \right|_k$ und $\left. \frac{\partial CA50}{\partial \dot{m}_{\text{diesel}}} \right|_k$ werden in jedem Zyklus direkt aus (3.23) mittels finiter Differenzen abgeleitet. Wichtig ist hierbei, dass stets sichergestellt werden muss, dass der Betrag der Sensitivität des Einspritzzeitpunktes bzgl. des Verbrennungsschwerpunktes nicht Null wird ($\left| \frac{\partial CA50}{\partial SOI} \right| > 0$). Dies gewährleistet, dass der Verbrennungsregler immer den Verbrennungsschwerpunkt über den Einspritzzeitpunkt beeinflussen kann und verhindert somit einen permanenten Verlust der Steuerbarkeit hinsichtlich des Einspritzzeitpunktes. Über den zusätzlichen geschätzten Stöorzustand $d_{\text{est}}(k)$ wird die stationäre Genauigkeit des Verbrennungsreglers gewährleistet. Dieser wird über ein Kalman-Filter geschätzt.

3.3.6 Verbrennungsbeobachter

Der Verbrennungsbeobachter ist die zentrale Komponente zur Bestimmung der nicht direkt messbaren Prozessgrößen. Abgesehen von der Bestimmung des Stöorzustands d_{est} im Verbrennungsregler erfolgt die Schätzung der übrigen benötigten Prozessgrößen als Open-Loop-Beobachter unter Verwendung der in Abschnitt 3.2 hergeleiteten Modellgleichungen. Teil des Verbrennungsbeobachters ist hierbei ebenfalls die Zylinderdruckindizierung und Ableitung der zyklusintegralen Kenngrößen. Auf weitere Details soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden.

3.4 Dual-Fuel-Einzyliindermotorprüfstand

Für die Systemanalyse, Modellidentifikation und experimentelle Validierung des Regelungskonzeptes stand im Rahmen dieser Arbeit ein Dual-Fuel-Einzyliindermotorprüfstand (siehe Abb. 3.9) zur Verfügung, der vom Institut für Technische Verbrennung (ITV) der RWTH Aachen University betrieben wird. Bei dem untersuchten Dual-Fuel-Motor handelt es sich um einen modifizierten PKW-Dieselmotor, der zu einem Einzyliindermotor für den Dual-Fuel-Betrieb umgerüstet wurde. Die Spezifikationen des Motors können Tabelle 3.1 entnommen werden.

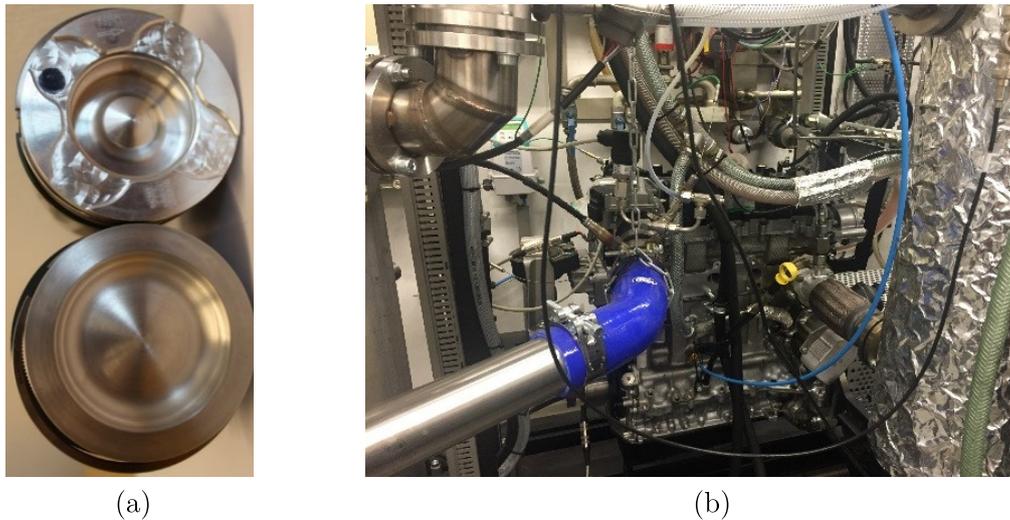


Abb. 3.9: Dual-Fuel Einzylindermotorprüfstand am ITV der RWTH Aachen University; Bild (a) zeigt den ursprünglichen Kolben mit einer klassischen Omega-Muldengeometrie (oben) und den angepassten Kolben für den Dual-Fuel-Betrieb (unten); Bild (b) zeigt den umgerüsteten Einzylindermotor innerhalb des Prüfstands

Tabelle 3.1: Spezifikation des Dual-Fuel-Einzylindermotors

Hersteller & Typ	Modifizierter 4-Zylinder Ford Motor
Anzahl Zylinder	1
Hubvolumen	0,390 l
Bohrung	75,0 mm
Hub	88,3 mm
Verdichtungsverhältnis	15,1
Injektortyp	Solenoid
Maximaler Raildruck	1600 bar

Die Modifikationen am Grundmotor für den Dual-Fuel-Betrieb betreffen zum einen die Anpassung der Kolbenmuldengeometrie und zum anderen die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses.

Der Luft- und Gaspfad entspricht der in Abb. 3.4 dargestellten Topologie. Als Verdichter kommt hierbei ein elektrisch getriebener Roots-Lader zum Einsatz, um den Ladedruck unabhängig vom Motorbetriebspunkt einstellen zu können. Das Erdgas wird über einen Massenstromregelventil hinter dem Verdichter eingespeist. Die Einlasstemperatur kann

über eine elektrische Heizung für die angesaugte Frischluft eingeregelt werden. Der Abgasgedruck kann über ein Drosselventil eingeregelt werden.

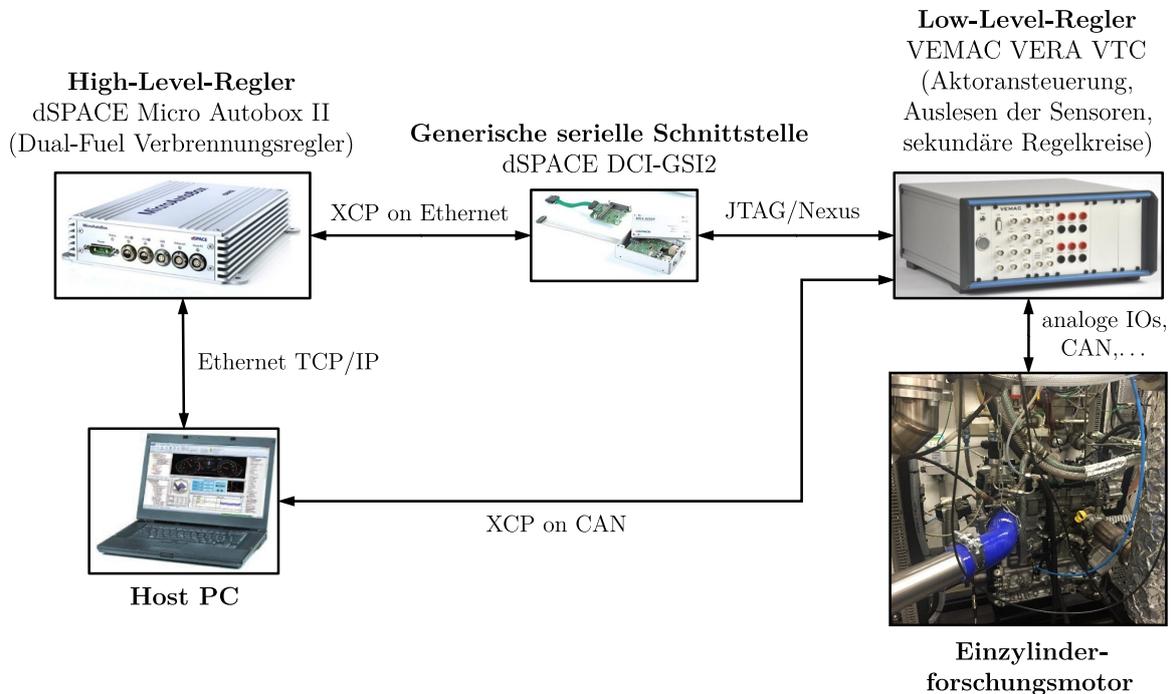


Abb. 3.10: Verwendete Steuergerätearchitektur bestehend aus zwei Prototypensteuergeräten zur Steuerung und Regelung des Dual-Fuel-Motors

Für die Steuerung und Regelung des Motors wird ein Verbund aus zwei Prototypensteuergeräten verwendet (siehe Abb. 3.10). Hierbei wird eine VEMC VERA VTC mit einem Basisfunktionsmodell zum Betrieb des Motors und der Prüfstandsperipherie verwendet. Die Implementierung der High-Level-Regelungsfunktionen erfolgt auf einer dSPACE Micro Autobox II mittels externem Funktionsbypassing über die Debug-Schnittstelle des Microcontrollers des Prüfstandssteuergeräts (VEMC VERA VTC).

Weitere Details zum Prüfstandaufbau können [49, 50] entnommen werden.

3.5 Validierung

Die Validierung des Dual-Fuel-Regelungskonzeptes erfolgte sowohl simulativ auf Basis eines nach den in Abschnitt 3.2 implementierten Streckensimulationsmodells als auch experimentell an dem im vorangegangenen Abschnitt 3.4 vorgestellten Einzylindermotorprüfstand. Da alle relevanten Aspekte des Betriebsverhaltens der Dual-Fuel-Regelung

experimentell untersucht werden konnten, wird sich im Folgenden auf die Diskussion dieser konzentriert und die simulativen Ergebnisse nicht betrachtet.

Alle der folgenden Untersuchungen wurden im drehzahlkonstanten Betrieb bei $n_{\text{eng}} = 2000$ $1/\text{min}$ durchgeführt.

3.5.1 Stationäres Betriebsverhalten

Die Validierung des gesamthaften Dual-Fuel-Regelungskonzeptes erfolgt zunächst unter quasistationären Betriebsbedingungen, d. h. sowohl die Soll- als auch Störgrößen wurden, verglichen mit den Zeitkonstanten des Systems, nur sehr langsam variiert.

Abb. 3.11 zeigt ein beispielhaftes stationäres Regelergebnis. Hierbei werden $IMEP$, $CA50$ und SR unabhängig voneinander ohne bleibende Regelabweichung durch Variation der Stellgrößen der Kraftstoffpfade, \dot{m}_{gas} , \dot{m}_{diesel} und SOI , auf ihre vorgegebenen Sollwerte geführt, unter zusätzlicher Vorgabe des gewünschten Verbrennungsmodus (DDF bzw. RCCI).

Zwei Prozessmerkmale lassen sich direkt aus dem Regelergebnis ableiten. Zum einen der gekoppelte Mehrgrößencharakter des Systems. Obwohl nur der Sollwert für SR variiert wird, während $IMEP$ und $CA50$ auf einen festen Wert eingeregelt werden, müssen alle Stellgrößen adaptiert werden. Zum anderen die Mehrdeutigkeit des Prozesses bezüglich des Zeitpunktes der Dieseleinspritzung und der resultierenden Verbrennungsschwerpunktlage, welche hier gezielt durch die zusätzliche Wahl des Verbrennungsmodus als Freiheitsgrad bei der Festlegung des Motorbetriebspunktes genutzt wird. Die gleichen Regelgrößenverläufe lassen sich durch jeweils völlig verschiedene Einspritzstrategien realisieren, welche sich auch in ihren Performancecharakteristika unterscheiden. Zum einen durch den höheren Wirkungsgrad im RCCI als im DDF-Modus, erkennbar an den geringeren benötigten Kraftstoffmassen zur Realisierung des gleichen $IMEP$ und zum anderen durch die höhere zyklische Variabilität im RCCI im Vergleich zum DDF-Modus.

Ein interessante Beobachtung kann bei $t \approx 140\text{s}$ gemacht werden. Bei diesem Wert erreicht die Substitutionsrate ihr Maximum und entsprechend der Dieselmassenstrom sein Minimum. Die Einspritzzeitpunkte in beiden Verbrennungsmodi laufen außerdem bei Annäherung an diese Betriebspunkte aufeinander zu und liegen fast aufeinander, sprich die Regelung konvergiert aus beiden Modusvorgaben auf den selben Betriebspunkt, welcher dem dieselminimalen Betriebspunkt für diese Last- und Verbrennungsschwerpunktvorgabe entspricht.

3.5.2 Lasttransientes Betriebsverhalten

Als nächstes erfolgt die Betrachtung des lasttransienten Betriebsverhaltens.

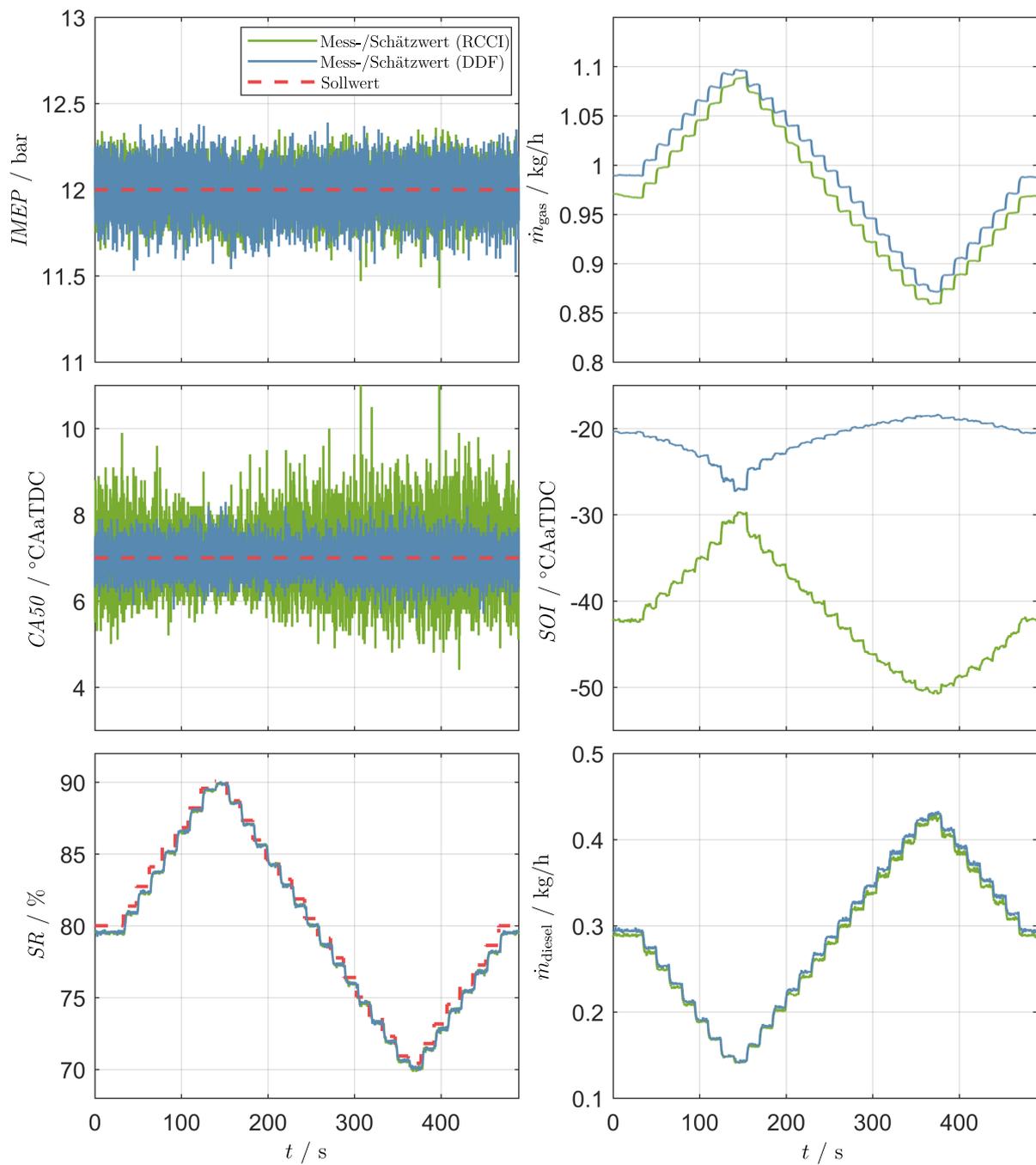


Abb. 3.11: Stationäres Regelergebnis mit Sollwertvariation für SR ; $IMEP$, $CA50$ und SR werden unabhängig voneinander durch Variation der Stellgrößen der Kraftstoffpfade \dot{m}_{gas} , SOI und \dot{m}_{diesel} auf die vorgegebenen Sollwerte geführt, jeweils im DDF- (blau) und RCCI-Verbrennungsmodus (grün); λ_{global} wird auf 1,6 eingeregelt

3 Zyklusintegrale Regelung von Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motoren

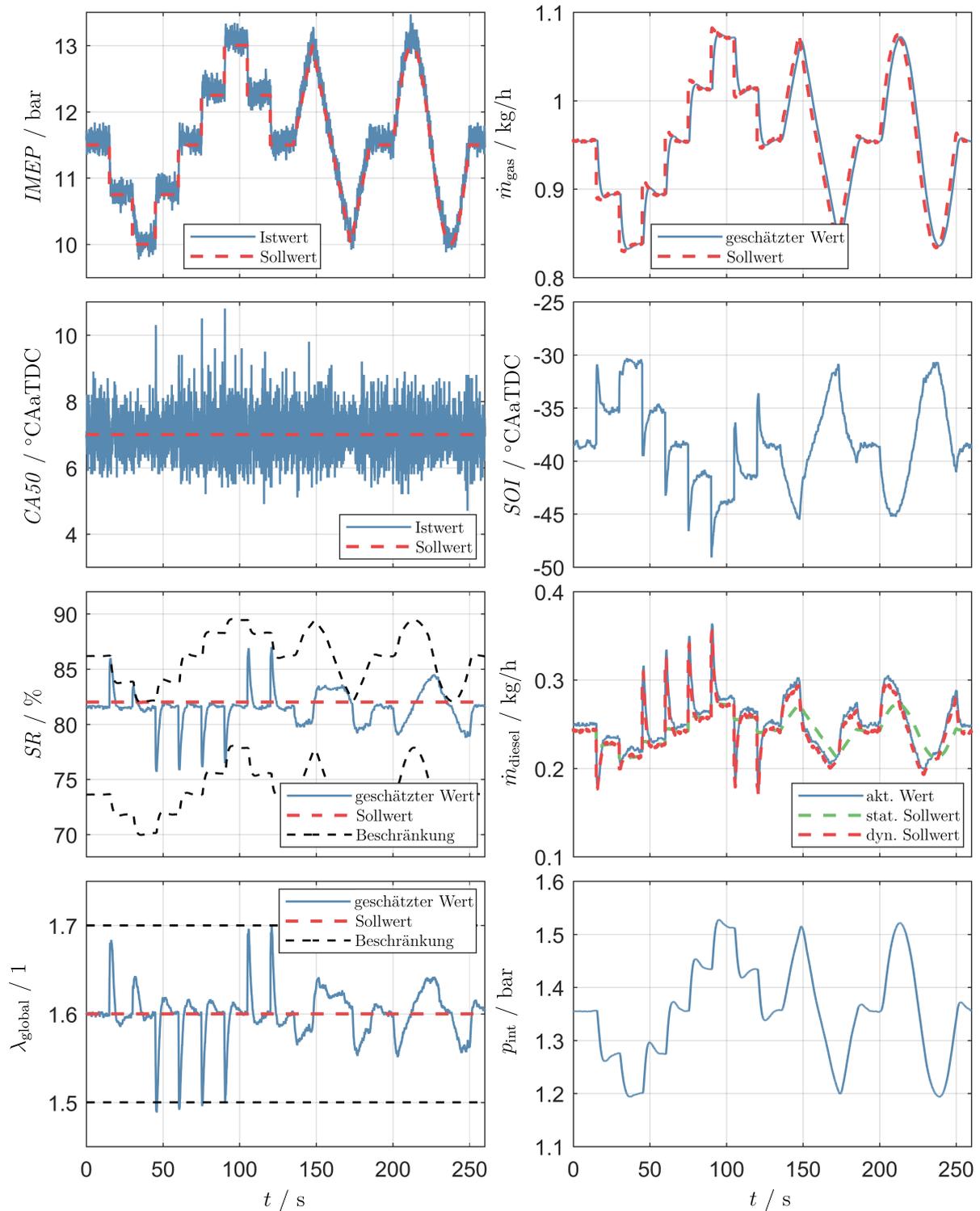


Abb. 3.12: Lasttransientes Regelergebnis; Folgeregelung mit zeitvarianter Vorgabe für $IMEP$; $CA50$, SR und λ_{global} sollen auf feste Sollwerte im RCCI-Verbrennungsmodus eingeregelt werden; zusätzlich Vorgabe von Beschränkungen für SR und λ_{global}

Abb. 3.12 zeigt beispielhaft ein lasttransientes Validierungsergebnis. Die Regelung soll hierbei einem zeitvarianten Sollwertverlauf für $IMEP$, bestehend aus Sprüngen, Rampen und einem sinusförmigen Verlauf, folgen. $CA50$, SR und λ_{global} sollen jeweils auf feste Sollwerte eingeregelt werden. Die Stabilisierung von $CA50$ soll im RCCI-Verbrennungsmodus erfolgen, da der transiente Betrieb in diesem im Allgemeinen aufgrund der höheren zyklischen Variabilität und auch höheren Störgrößensensitivität herausfordernder ist. Zusätzlich sollen noch Beschränkungen für SR und λ_{global} eingehalten werden, wobei die Beschränkungen für die Substitutionsrate vom momentanen Gasmassenstrom abhängen. Die obere Beschränkung für SR markiert hierbei den dieselminimalen Betriebspunkt. Die Einhaltung dieses Grenzwertes garantiert, dass sowohl die $IMEP$ als auch $CA50$ -Vorgabe realisiert werden können, da eine weitere Absenkung der eingespritzten Dieselmasse über diese Grenze hinaus nur durch eine Verschiebung von $CA50$ in Richtung Spät möglich wäre.

Die hier gewählten Sollwerte stellen keine optimalen Betriebsparameter für den jeweiligen Lastbereich dar, es soll vielmehr die Funktionsfähigkeit, Flexibilität und erreichbare Regelgüte des Regelungskonzeptes demonstriert werden.

Es ist zu erkennen, dass die Regelung in Lage ist zu jedem Zeitpunkt $IMEP$ und $CA50$ auf die vorgegebenen Sollwerte einzuregulieren. Wie erwartet weichen SR und λ_{global} transient von den Sollwertvorgaben ab, bleiben allerdings innerhalb der vorgegebenen Beschränkungen. Stationär werden diese ebenfalls auf ihre Sollwerte eingeregelt. SOI entspricht zudem auch immer der frühen Einspritzlage, womit die Modusvorgabe ebenfalls erfüllt wird.

Um die Funktionsweise der dynamischen Kompensation des langsamen Gaspfades über den schnellen Dieselpfad besser zu illustrieren, zeigt Abb. 3.13 einen Detailausschnitt des lasttransienten Regelergebnisses.

Bei der Darstellung der Gasmassenströme lässt sich anhand des Vergleichs der Lastsprungantworten der geschätzten Gasmasse im Brennraum $\dot{m}_{\text{gas,est}}$ mit der geforderten Gasmasse $\dot{m}_{\text{gas,ref}}$, welche aus der Lastaufteilung des Dual-Fuel Managers resultiert, gut die charakteristische PT_1T_t Dynamik des Gaspfades erkennen. Diese setzt sich aus der Dynamik des Gasmassenstromreglers und dem Transportverzug bis zum Brennraum zusammen. Im vorliegenden Fall beträgt alleine die Totzeit knapp 0,8 s. Bei einer Motordrehzahl von 2000 1/min entspricht dies 13 Zyklen. Betrachtet man nun die Dieselmassenströme, ist zu erkennen, wie der statische Sollwert $\dot{m}_{\text{diesel,stat,ref}}$ entsprechend dem geschätzten Gasmassenstrom im Brennraum angepasst wird ($\dot{m}_{\text{diesel,dyn,ref}}$), um die energetische „Lücke“ zwischen $\dot{m}_{\text{gas,ref}}$ und $\dot{m}_{\text{gas,est}}$ zu „füllen“, damit das resultierende $IMEP$ der sprungförmigen Sollwertvorgabe folgen kann. Gleichzeitig wird $\dot{m}_{\text{diesel,dyn,ref}}$ jedoch nach oben hin limitiert, um die untere Beschränkung für das globale Luftverhältnis, aufgrund der trägen Dynamik des Luftpfades (erkennbar am Verlauf von p_{int} , der von Lambda-Vorsteuerung nachgeführt wird), nicht zu unterschreiten. Der Verbrennungsregler stabilisiert während der Sprungtransition die Verbrennungsschwerpunktlage auf den vorgegebenen Sollwert durch alleinige Anpassung von SOI und ist dadurch in der Lage

3 Zyklusintegrale Regelung von Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motoren

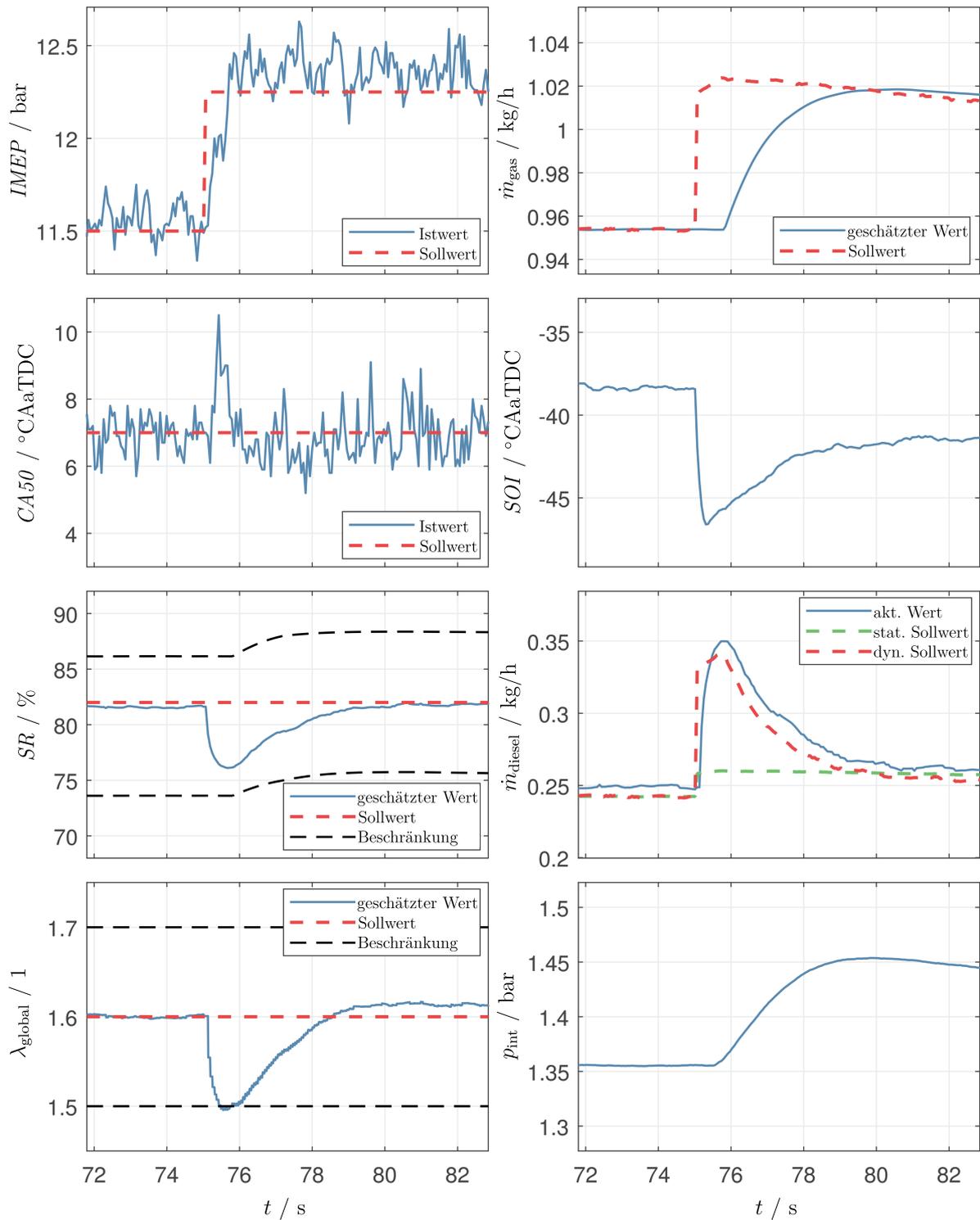


Abb. 3.13: Ausschnitt aus dem in Abb. 3.12 dargestellten lasttransienten Regelergebnis

\dot{m}_{diesel} gleichzeitig dem vorgegebenen dynamischen Sollwert $\dot{m}_{\text{diesel,dyn,ref}}$ nachzuführen, um transient der vorgegebenen Last und stationär der geforderten Substitutionsrate zu folgen.

3.5.3 Modustransientes Betriebsverhalten

Den Abschluss der Reglervalidierung bildet die Betrachtung des modustransienten Betriebsverhaltens, d. h. das dynamische Übergangsverhalten der Regelung beim Wechsel zwischen den Verbrennungsmodi über einen weiten Kennfeldbereich hinweg.

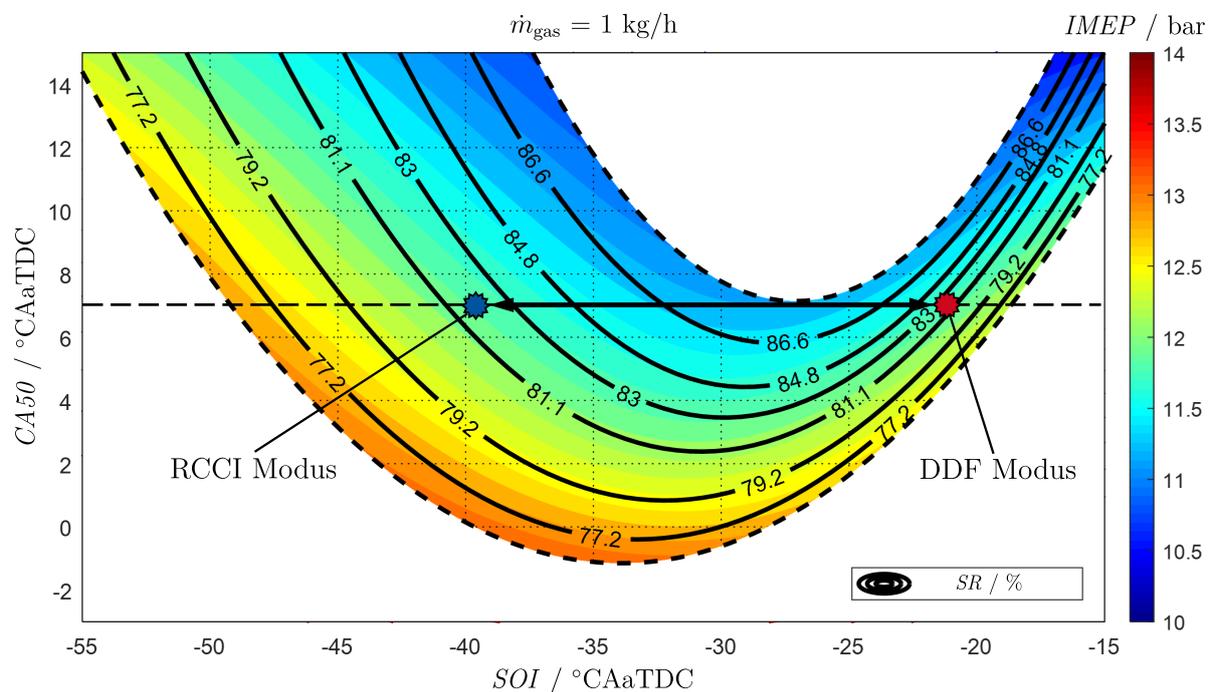


Abb. 3.14: Schematische Darstellung des transienten Moduswechsels zwischen DDF und RCCI Betrieb unter ständiger Beibehaltung der vorgegebenen Verbrennungsschwerpunktlage von $7^\circ CAaTDC$

Zur Untersuchung des modustransienten Betriebsverhaltens soll der in Abb. 3.14 im identifizierten Betriebskennfeld gekennzeichnete Betriebspunktwechsel durchgeführt werden. Markiert sind dort zwei Betriebspunkte jeweils einer im DDF und einer im RCCI-Verbrennungsmodus. Ausgehend vom geregelten Betrieb im DDF-Verbrennungsmodus mit $IMEP_{\text{ref}} = 12 \text{ bar}$, $CA50_{\text{ref}} = 7^\circ CAaTDC$, $SR_{\text{ref}} = 81 \%$ und $\lambda_{\text{global,ref}} = 1,6$ (rot markierter Betriebspunkt), soll die Dual-Fuel-Regelung den Betriebspunkt in den RCCI-Verbrennungsmodus (blau markierter Betriebspunkt) verschieben. Hierbei soll $CA50$ weiterhin auf dem vorgegebenen Sollwert von $7^\circ CAaTDC$ stabilisiert werden. Gleichzeitig

soll der Gasmassenstrom konstant gehalten werden, damit sich der Betriebspunkt tatsächlich auf der gekennzeichneten Linie im Kennfeld verschiebt. Während der Transition wird die Regelung entsprechend zulassen, dass der Betriebspunkt von den Sollwertvorgaben für $IMEP$ und SR abweicht.

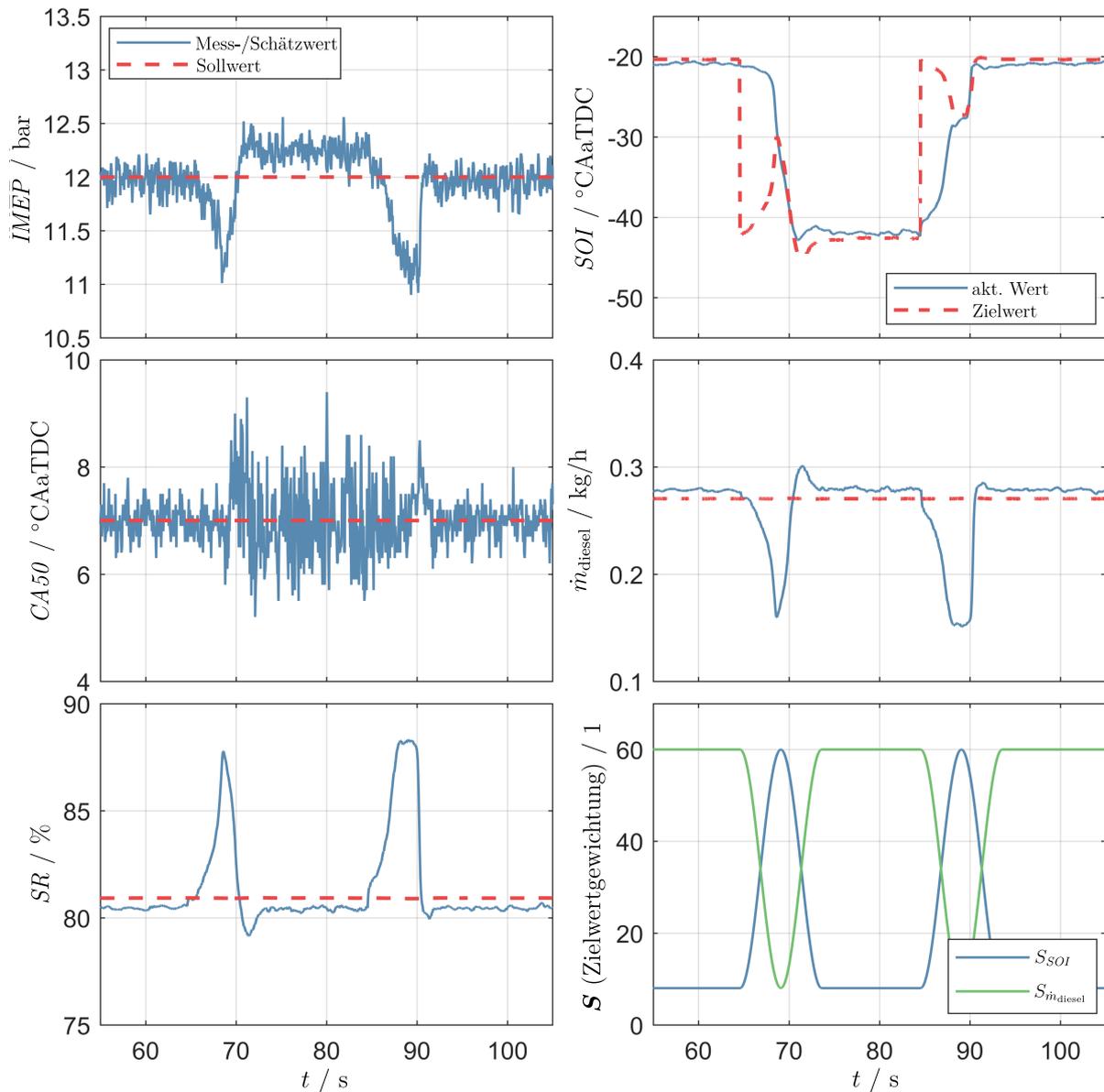


Abb. 3.15: Modustransientes Regelergebnis des in Abb. 3.14 dargestellten Betriebspunktwechsels; Wechsel vom DDF in den RCCI und zurück in den DDF-Verbrennungsmodus unter Beibehaltung der $CA50$ -Sollwertvorgabe und bei konstantem Gasmassenstrom

Abb. 3.15 zeigt das Ergebnis des skizzierten geregelten Betriebspunktwechsels. Neben

den Regelgrößen *IMEP*, *CA50* und *SR* sind die Stellgrößen des Dieselpfades, *SOI* und \dot{m}_{diesel} , sowie die Diagonalwerte der Gewichtungsmatrix \mathbf{S} für das Tracking der Zielwerte des Dieselmotorkraftstoffpfades (vgl. 3.34a) dargestellt.

Der erste Betriebspunktwechsel (DDF \rightarrow RCCI) wird bei $t = 65$ s initiiert. Zu diesem Zeitpunkt ändert sich der stationäre Zielwert für *SOI* sprunghaft von spät nach früh. Zu diesem Zeitpunkt sind die Werte der Zielwertgewichtung noch so parametrisiert, dass die Regelung die Abweichung von der eingespritzten Dieselmasse deutlich stärker gewichtet als die *SOI*-Vorgabe. Das Tracking des Zielwertes für die Dieselmasse ($\dot{m}_{\text{diesel,dyn,ref}}$) korrespondiert mit dem Erreichen der sekundären Regelziele (transientes *IMEP* und stationäres *SR*-Tracking). Das Zielwert-Tracking für *SOI* dient als Orientierungshilfe für den Regler, um die Verbrennung im korrekten Kennfeldbereich zu stabilisieren. Um dem Regler nun einen Anreiz zu geben, den Betriebspunkt in den RCCI-Bereich zu verschieben, wird das Gewichtungsverhältnis für das Zielwert-Tracking umgekehrt, d. h. der Regler soll einen hohen Anreiz bekommen in den RCCI-Kennfeldbereich zu wechseln und dabei die sekundären Regelziele vernachlässigen. Dies ist erkennbar an der komplementären sinusförmigen Verschiebung der Gewichtungswerte. Die Wahl der Gewichtungswerte in \mathbf{S} muss hierbei abgestimmt werden auf die Parametrierung der Gewichtungsmatrix \mathbf{R} zur Beeinflussung der Stellaktivität. Die Gewichtung der Stellaktivität bestimmt ebenfalls die Transitionszeit, in der der Betriebspunktwechsel realisiert werden kann. Hat sich *SOI* dem neuen Zielwert hinreichend angenähert, kann das Gewichtungsverhältnis der Zielwerte wieder auf den ursprünglichen Wert verschoben werden. In dem vorliegenden Fall kann der Betriebspunktwechsel innerhalb von 5 s realisiert werden.

Während des gesamten Transitionsvorgangs wird *CA50* jederzeit auf den vorgegebenen Sollwert stabilisiert und somit eine stabile Verbrennung gewährleistet. Nach dem Wechsel in den RCCI-Modus ist wieder die deutlich höhere zyklische Variabilität zu erkennen. *SR* und *IMEP* verlassen wie vorhergesagt ihre stationären Sollwertvorgaben. *IMEP* weist im RCCI-Modus eine kleine stationäre Abweichung gegenüber dem DDF-Betrieb auf, die aus dem weiterhin konstanten Gasmassenstrom und dem höheren Wirkungsgrad im RCCI-Modus resultiert. *SR* wird ohne Abweichung stationär eingeregelt. Der umgekehrte Betriebspunktwechsel vom RCCI in den DDF-Betriebsmodus verläuft analog.

Prinzipiell ist es möglich für den Betriebspunktwechsel auch andere Transitionspfade durch das Betriebskennfeld vorzugeben, als den hier gezeigten. Bspw. könnte eine zeitvariante Sollwertvorgabe für *CA50* erfolgen, um einen Übergang bei konstanter Substitutionsrate zu realisieren oder ein lastneutraler Übergang durch Anpassung des Gasmassenstroms. Der hier beispielhaft betrachtete Modusübergang dient vor allem dazu, zu verdeutlichen, wie die Gewichtungsparameter des Optimierungsproblems des Verbrennungsreglers genutzt werden können, um einen Betriebspunktwechsel zu initiieren und durchzuführen.

4 Brennverlaufsregelung von Dieselmotoren mittels Mehrfacheinspritzung

4.1 Brennverfahrensregelung von Dieselmotoren

4.1.1 Limitierungen zyklusintegraler Regelungsansätze

Den Stand der Technik in der dieselmotorischen Brennverfahrensregelung stellen zyklusintegrale Regelungsansätze dar. Diese verwenden wenige zyklusintegrale Kenngrößen als Regelgrößen (vgl. Abschnitt 1.3), welche entweder direkt aus dem gemessenen Zylinderdruck oder auch aus indirekten Sensorinformationen, bspw. Körperschallmessung, abgeleitet werden. Hierdurch ist es möglich, den eigentlichen Verbrennungsprozess sehr niedrig-dimensional zu beschreiben, wodurch auch einfache Regelungsansätze, wie einschleifige PID-Regelkreise in Kombination mit kennfeldbasierten Vorsteuerungen, eingesetzt werden können. Typische Regelgrößen sind der indizierte Mitteldruck IMEP und die Verbrennungsschwerpunktlage CA50 als Surrogatparameter für den Wirkungsgrad. In der konventionellen Brennverfahrensregelung wird versucht, diese Regelgrößen durch die Einspritzparameter einzuregulieren. Je mehr Einspritzungen pro Zyklus und somit Freiheitsgrade zur Verfügung stehen, desto mehr zyklusintegrale Kenngrößen werden als korrespondierende Regelgrößen benötigt.

Ein dieselmotorisches Beispiel für einen State-of-the-Art Regelungsansatz basierend auf zyklusintegralen Kenngrößen stellt [93] dar. Dort wird eine kaskadierte Reglerstruktur zur Regelung der Last und der innermotorischen Schadstoffemissionen für PM- und NO_x verwendet. Der Verbrennungsschwerpunkt dient hierbei als innere Regelgröße zur Emissionsregelung. Dieser wird zusammen mit der Last über einen Mehrgrößenregler mit dem Einspritzbeginn (SOI) und der Einspritzdauer (DOI) einer einzelnen Haupteinspritzung als Stellgrößen eingeregelt.

Zyklusintegrale Regelungsansätze lassen sich typischerweise für maximal drei Einspritzungen auslegen. Der Grund hierfür ist das Fehlen von eindeutigen Eingangs- zu Ausgangsbeziehungen bei der Verwendung einer eingeschränkten Anzahl an geeignete Kenngrößen.

Hierdurch kann der Motor nicht mehr auf einen vorher eindeutig definierten Betriebspunkt geführt werden.

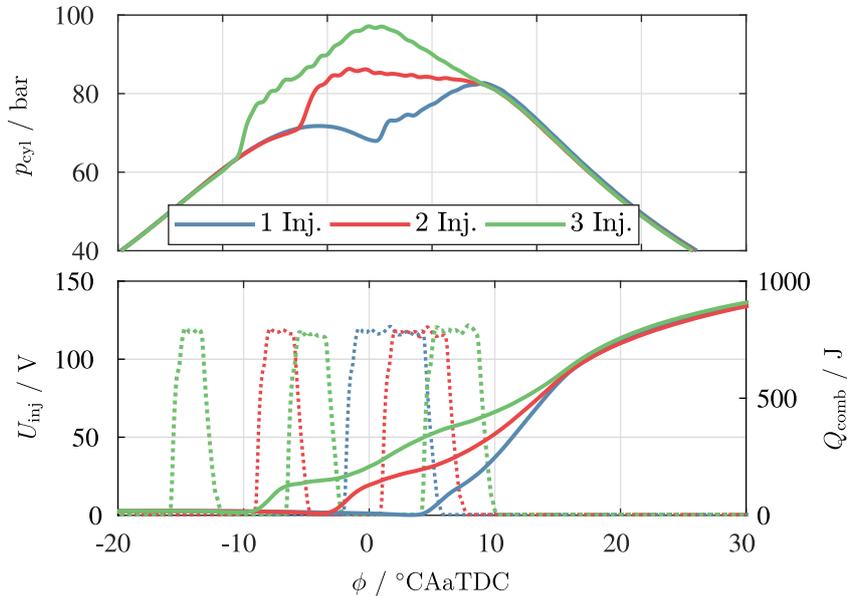


Abb. 4.1: Vergleich von drei unterschiedlichen Einspritzstrategien mit einer, zwei und drei Einspritzungen; dargestellt sind die gemessenen bzw. abgeleiteten Verläufe des Zylinderdrucks p_{cyl} , des Brennverlaufs Q_{comb} und der Injektorspannung U_{inj} (gestrichelte Verläufe); IMEP und CA50 sind für alle drei Einspritzstrategien identisch, die übrigen Performancekenngrößen allerdings unterschiedlich (vgl. Tabelle 4.1); aus [2]

Anzahl Einspritzungen	IMEP / bar	CA50 / °CAaTDC	η_i / %	NO _x / g/kW	DPMAX / bar/°CA
1	9	15	37,05	1,66	3,21
2	9	15	37,12	1,84	5,87
3	9	15	36,81	2,49	7,46

Tabelle 4.1: Zyklusintegrale Verbrennungskenngrößen der in Abb. 4.1 dargestellten Einspritzstrategien; aus [2]

Abb. 4.1 zeigt zusammen mit Tabelle 4.1 beispielhaft, dass die alleinige Verwendung von IMEP und CA50 als Regelgrößen bereits ungeeignet ist, um zu unterscheiden, ob der zugehörige Betriebspunkt durch eine ein-, zwei- oder dreifach Einspritzstrategie realisiert wurde. Auch wenn alle Einspritzstrategien zu identischen Werten für IMEP und CA50 führen, weisen sie dennoch ansonsten signifikante Unterschiede in Performancekennwerten wie dem indizierten Wirkungsgrad η_i , der NO_x-Emissionen und dem maximalen Druckgradienten DPMAX auf.

Neben tatsächlichen Brennverfahrensregelungen auf Basis des gemessenen Zylinderdrucks sind vor allem in der Serienanwendung immer noch reine Vorsteuerkonzepte auf Basis von Kennfeldern weit verbreitet [42]. Um den Einfluss von Störgrößen, wie dem Umgebungsdruck oder der Temperatur einzelner Motorkomponenten, zu kompensieren, müssen entsprechend hochdimensionale Kennfelder parametrisiert werden [93]. Hierfür wird auf Methoden der statistischen Versuchsplanung zurückgegriffen [42].

Mit zunehmender Komplexität der Motorsysteme und der damit einhergehenden Verfügbarkeit zusätzlicher Variabilitäten wächst die Anzahl an Kalibrationsparametern und damit auch der Messaufwand exponentiell an. Die Kalibration von Kennfeldern zur Nutzung von Mehrfacheinspritzstrategien stellt somit ebenfalls eine Herausforderung dar, die mit konventionellen Ansätzen nicht mehr handhabbar ist.

Heutige konventionelle Ansätze zur Brennverfahrensregelung weisen somit signifikante Nachteile hinsichtlich der systematischen Ausnutzung aller verfügbaren Freiheitsgrade auf, die insbesondere moderne Common-Rail-Einspritzsysteme bieten. Letztere sind in der Lage, bis zu neun Einspritzungen pro Zyklus zu applizieren [35]. Die Verwendung von Mehrfacheinspritzstrategien bei hohen Einspritzdrücken in Kombination mit einer hohen Ladungsverdünnung durch Abgasrückführung bietet außerdem die Möglichkeit, Niedertemperaturverbrennungsmodi wie die teilhomogenisierte Kompressionszündung (PCCI) zu nutzen.

4.1.2 Brennverlaufsregelung mittels Mehrfacheinspritzung

Um die Nachteile von Regelungsansätzen basierend auf zyklusintegralen Kenngrößen zu vermeiden, sind innerhalb der letzten 10 bis 15 Jahre alternative Ansätze zur direkten Regelung des innerzyklischen, d. h. kurbelwinkelaufgelösten, Verbrennungsprozesses untersucht worden. Diese Ansätze werden häufig auch unter dem Begriff der Brennratenformung (engl. Combustion Rate Shaping) zusammengefasst. In dieser Arbeit wird vorzugsweise der Begriff Brennverlaufsregelung verwendet. Die Brennverlaufsregelung zielt darauf ab, den Verbrennungsprozess hinsichtlich des vollständigen Brennraten- bzw. Zylinderdruckverlaufs als Regelgröße zu betrachten und diesen bspw. auf einen vorgegebenen Referenzverlauf einzuregeln. Hierdurch kann die maximale Anzahl an Freiheitsgraden zur Verbrennungsregelung genutzt werden. In mehreren Veröffentlichungen konnten bereits die Vorteile der direkten Brennverlaufsregelung hinsichtlich der Auflösung bestehender Zielkonflikte (gleichzeitige Reduktion von Geräusch-, Partikel-, und Stickoxidemissionen ohne Generierung von Nachteilen hinsichtlich der Emissionen von Kohlenmonoxid und unverbrannter Kohlenwasserstoffe bei gleichbleibend hohem Wirkungsgrad) nachgewiesen werden [31, 46, 50, 66]. Darüber hinaus bietet die Brennverlaufsregelung die Möglichkeit, den Verbrennungsprozess gesamthaft auch unter Einbeziehung intermediärer Niedertemperaturbrennverfahren (PCCI) zu betrachten, da für den gesamten Kennfeldbereich und alle Verbrennungsmodi die gleichen Stell- und Regelgrößen verwendet werden.

Zur Realisierung einer direkten Brennverlaufsregelung ist die Anwendung einer flexiblen Einspritzstrategie notwendig. In diesem Kontext stellt der gesamte Einspritzverlauf die Stellgröße zur Beeinflussung des Verbrennungsprozesses dar. Hinsichtlich des verwendeten Einspritzsystems existieren prinzipiell zwei Ansätze zur Realisierung einer Brennverlaufsregelung.

Bei der kontinuierlichen Brennverlaufsregelung werden Injektoren verwendet, welche in der Lage sind, den Einspritzverlauf direkt kontinuierlich zu formen (engl. Rate Shaping) [37]. Bis heute kommen solche Injektoren jedoch nicht in der Serie zur Anwendung, sondern sind lediglich als Prototypen für Forschungszwecke verfügbar [31].

Die digitale oder auch diskrete Brennverlaufsregelung ist demgegenüber mit Serieninjektoren realisierbar (Der Begriff „digital“ rührt hier aus der binären Wertediskretisierung des logischen Ansteuersignals des Injektors her.). Hierbei wird der Einspritzverlauf näherungsweise durch eine Mehrfacheinspritzstrategie mit einer variablen Anzahl an Einspritzungen geformt [35, 47]. Dieser Ansatz weist prinzipbedingt eine inhärent schlechte Regelgüte im Vergleich zur kontinuierlichen Einspritzverlaufsformung auf. Die Regelgüte hängt dabei stark von den Limitierungen des Einspritzsystems ab, bspw. hinsichtlich der minimalen Einspritzmenge oder des zeitlichen Mindestabstand zwischen den einzelnen Einspritzungen (hydraulische und elektrische Dwell-Zeit). Die Einhaltung dieser Limitierungen innerhalb der Brennverlaufsregelung ist hierbei essentiell, um eine ordnungsgemäße Funktionsweise des Injektors jederzeit zu garantieren.

Klassische Regelungsmethoden sind zur Umsetzung einer Brennverlaufsregelung mittels Mehrfacheinspritzung durch die genannten Eigenschaften der Stell- und Regelgrößen faktisch nicht anwendbar. Statt wie bei einer zyklusintegralen Regelung einzelne Regelgrößen auf einen vorgegebenen Wert einzuregeln, müssen hier Regelgrößenverläufe auf einen vorgegebenen Referenzverlauf eingeregelt werden. Bei den Stellgrößen handelt es sich je nach Betrachtungsweise entweder um wertediskrete (binäre) Funktionen (elektrisches Ansteuersignal des Injektors) oder um eine in ihrer Anzahl variablen Menge an Parametern (Einspritzzeiten der in ihrer Anzahl variablen Einspritzungen). Zusätzlich unterliegen die Stellgrößen noch Beschränkungen, welche berücksichtigt werden müssen. Neben den stark nichtlinearen Systemeigenschaften, die die Dynamik des Verbrennungsprozesses im Brennraum bestimmen, macht dies die Anwendung von optimierungsbasierten Regelungsverfahren notwendig.

4.1.3 Stand der Technik Brennverlaufsregelung von Dieselmotoren mittels Mehrfacheinspritzung

In diesem Abschnitt soll ein kurzer Überblick über den Stand der Technik zur Brennverlaufsregelung mittels Mehrfacheinspritzung in Dieselmotoren gegeben werden.

Die existierenden Regelungsansätze unterscheiden sich hierbei sowohl hinsichtlich der verwendeten regelungstechnischen Methoden als auch der zeitlichen Auflösung, mit der der Verbrennungsprozess betrachtet und geregelt wird.

In [56] wird ein erweiterter zyklusintegraler Regelungsansatz vorgeschlagen, bei welchem neben der Verbrennungsschwerpunktlage CA50 weitere Stützstellen der Brennfunktion, wie CA30 und CA70, die entsprechend die Kurbelwinkelpositionen des 30 bzw. 70 %igen Kraftstoffumsatzes kennzeichnen, als zusätzliche zyklusintegrale Regelgrößen definiert werden. Die Regelgrößen können anschließend durch einen konventionellen PI-Mehrgrößenregler durch Anpassung der Einspritzzeiten einer Zweifacheinspritzung als Stellgrößen eingeregelt werden [57].

In [40] werden die Einspritzzeiten einer Zweifacheinspritzung auf Basis eines Optimalsteuerungsproblems bestimmt. Innerhalb der Kostenfunktion werden der Wirkungsgrad maximiert und die Beschränkung des Zylinderdrucks als Nebenbedingung berücksichtigt. Das Prädiktionsmodell basiert auf einem 0D-Einzonenansatz mit einer Doppel-Vibe-Funktion zur Modellierung des Brennratenverlaufs. Das Optimalsteuerungsproblem wird nicht online gelöst, sondern lediglich zur Ableitung eines heuristischen Reglers verwendet.

In [94] wird ein Ansatz zur Berechnung wirkungsgradoptimaler Einspritzzeiten bei gleichzeitiger Einhaltung von Beschränkungen für den maximalen Zylinderdruck und die NO_x -Emissionen vorgestellt. Die Regelungsaufgabe wird ebenfalls als Optimalsteuerungsproblem formuliert. Um die Rechenkomplexität zu verringern, werden die verwendeten Modelle linearisiert, wodurch sich das Optimierungsproblem auf ein quadratisches Programm reduziert. Mithilfe einer auf Heuristiken basierenden Methode zur Peak-Erkennung werden die Anteile der einzelnen Einspritzungen zum gemessenen Brennverlauf in Beziehung gesetzt. Zusammen mit einem vereinfachten Verbrennungs- und linearisiertem NO_x -Modell können Sensitivitätsinformationen für den Zylinderdruck und die NO_x -Emissionen bzgl. der Stellgrößen abgeleitet werden. Das resultierende Optimierungsproblem wird anschließend gelöst, um die optimalen Einspritzzeiten zu erhalten. Ein Nachteil dieses Ansatzes ist, dass die Anzahl der Einspritzungen a priori festgelegt werden muss. Die Autoren schlagen eine heuristische Methode vor, um zu entscheiden, ob eine Einspritzung hinzugefügt oder entfernt werden soll. Insgesamt kann der Ansatz bis zu drei Einspritzungen berücksichtigen.

Das in [46, 47] entwickelte Konzept besteht aus einem zweistufigen Ansatz: Einer modellbasierten Vorsteuerung, die einen kontinuierlich geformten Referenzeinspritzverlauf bestimmt und somit als kontinuierliche Brennverlaufssteuerung betrachtet werden kann, und einem nachgelagertem heuristischem „Digitalisierungs“-Verfahren, welches aus dem kontinuierlichen Referenzeinspritzverlauf die Einspritzzeiten einer Mehrfacheinspritzung bestimmt. Das sogenannte „Digitalisierungs“-Verfahren berücksichtigt hierbei sowohl den applizierten Einspritzdruck als auch Beschränkungen für die Einspritzzeiten. Die modellbasierte Vorsteuerung basiert auf der Inversion eines 0D-Einzonenmodells, welches in

ähnlicher Art auch in dieser Arbeit verwendet wird. Für die Modellinversion wird zusätzlich auf Referenzprozessgrößen zurückgegriffen, die aus generierten Referenzdruck- bzw. -brennratenverlaufs und dem 0D-Einzonenmodell abgeleitet werden. Zur Umsetzung von Prozessfeedback wird die so realisierte Brennverlaufssteuerung mit einem konventionellen iterativ lernenden Regelungsansatz kombiniert, der über den Regelfehlverlauf des Zylinderdrucks direkt die kontinuierlich geformte Einspritzverlaufsreferenz korrigiert. Dieses Konzept setzt als einziges eine tatsächliche Regelung des Brennverlaufs auf einen vorgegebenen Referenzverlauf um. Nachteilig sind jedoch zum einen die eingeschränkte stationäre und transiente Regelgüte und zum anderen das heuristische „Digitalisierungs“-Verfahren zur Umwandlung des kontinuierlichen Einspritzverlaufs in applizierbare Einspritztimings. Dieses kann keine Beschränkungen bzgl. der Anzahl der Einspritzungen berücksichtigen, d. h. es kann bspw. a priori weder die maximale Anzahl an Einspritzungen noch eine exakte Vorgabe der gewünschten Anzahl an Einspritzungen vorgegeben werden.

Beispiele für andere Ansätze, welche ebenfalls auf iterativ lernenden Methoden basieren, sind [107] und [37].

4.2 Kurbelwinkelaufgelöstes Prozessmodell des dieselmotorischen Hochdruckzyklus

4.2.1 Grundlagen des dieselmotorischen Arbeitsprozesses

Im Folgenden Abschnitt werden die Grundlagen zum Verständnis des Ablaufs des motorischen Arbeitsprozesses in Diesel- bzw. kompressionsgezündeten Motoren dargestellt. Dieselmotoren stellen eine Art von Hubkolbenverbrennungsmotoren dar, welche in den meisten Fällen mit Dieselkraftstoff betrieben werden. Die Verbrennung wird im Dieselmotor durch Selbstzündung des Kraftstoffs initiiert. Die Bedingungen zur Selbstzündung, hoher Druck und hohe Temperatur, werden erreicht, sobald der Kolben sich dem oberen Totpunkt (engl. Top Dead Center, TDC), der obersten Position des Kolbens im Zylinder, nähert. Konkret werden hierbei typischerweise Temperatur- und Druckwerte im Bereich von 700°C bzw. 70 bar erreicht. Der Kraftstoff wird mit einem hohen Einspritzdruck kurz vor Erreichen des TDC direkt in den Brennraum eingespritzt.

Bezogen auf den Arbeitsprozess kann zwischen Motoren mit Zwei- und Viertaktverfahren unterschieden werden. Dieselmotoren nach dem Zweitaktverfahren werden als direkte Antriebsaggregate auf mittleren und großen Schiffen eingesetzt. Sie sind charakterisiert durch hohe Leistung in Kombination mit niedriger Drehzahl. Das Viertaktverfahren findet entsprechend bei Motoren mit niedrigerer Leistung und hoher Drehzahl Anwendung, insbesondere bei PKW, LKW und im Schwerlastbereich, bspw. Baumaschinen. In dieser Arbeit wird ausschließlich das Viertaktverfahren weiter betrachtet.

4.2 Kurbelwinkelaufgelöstes Prozessmodell des dieselmotorischen Hochdruckzyklus

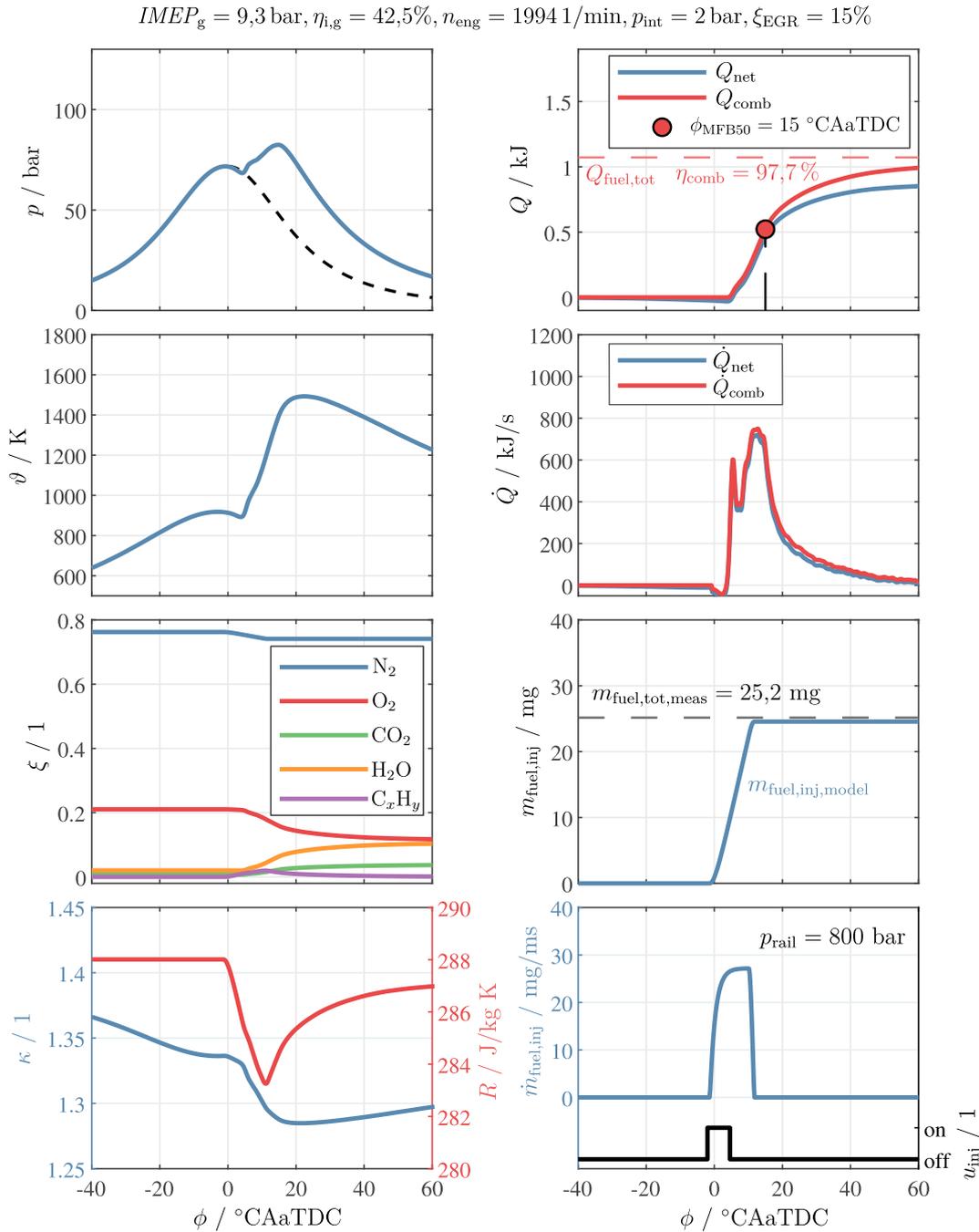


Abb. 4.2: Beispielhafte Brennverlaufsanalyse eines gemessenen Zylinderdruckverlaufs für einen Betriebspunkt mit einer einzelnen Haupteinspritzung; Anhand des Verlaufs der Brennrate \dot{Q} können die typischen Verbrennungsphasen des konventionellen CI-Brennverfahrens identifiziert werden: Kurze Umsatzspitze zu Beginn kennzeichnet vorgemischte Verbrennung, anschließend verbrennt der weiter eingespritzte Kraftstoff mischungskontrolliert (diffusiv) mit ansteigender Brennrate durch die steigende Einspritzrate, bis die exponentiell abfallende Nachverbrennungsphase folgt.

Als Zylinder wird im verbrennungsmotorischen Kontext die zylindrische Bohrung im Motorblock bezeichnet. In dieser bewegt sich der Kolben linear auf und ab. Der Kolben ist über die Kolbenstange mit der Pleuellwelle verbunden. Die Verbindung ist derart gestaltet, dass die lineare Bewegung des Kolbens in eine rotatorische der Pleuellwelle umgewandelt wird. Die Pleuellwelle bildet die Schnittstelle zur Entnahme der vom Motor generierten mechanischen Leistung durch die entsprechenden Verbraucher. Die Zylinderbohrungen werden am oberen Ende durch den Pleuellkopf abgeschlossen, in den Bohrungen zur Einbringung des Arbeitsfluids (durch die Pleuellventile) und des Kraftstoffs (durch die Injektoren) in den und zur Abführung des Arbeitsfluids und der Verbrennungsprodukte (durch die Pleuellventile) aus dem Brennraum eingelassen sind. Wie bereits oben erwähnt, wird die oberste Position des Kolbens als TDC und umgekehrt die unterste Position des Kolbens als unterer Totpunkt (engl. Bottom Dead Center, BDC) bezeichnet. Die Bezeichnung Viertaktverfahren deutet an, dass der Kolben vier Hübe pro Pleuellspiel und somit die Pleuellwelle zwei Umdrehungen ausführt. Definitionsgemäß durchläuft der Pleuellwinkel (engl. Crank Angle, CA) ϕ dabei den Wertebereich $[-360^\circ\text{CA}, 360^\circ\text{CA}]$ mit der Einheit Grad Pleuellwinkel ($^\circ\text{CA}$). Häufig wird der Pleuellwinkel auch relativ zum oberen Totpunkt angegeben (engl. $^\circ\text{CA after TDC}$, kurz $^\circ\text{CAaTDC}$). Die vier Takte sind:

1. **Ansaugen** (TDC \rightarrow BDC): Frisches Arbeitsfluid wird durch die Pleuellventile in den Brennraum angesaugt.
2. **Verdichten** (BDC \rightarrow TDC): Das Arbeitsfluid wird verdichtet, wodurch sich Druck und Temperatur erhöhen. Kurz vor Erreichen des OT wird Kraftstoff durch den Injektor in den Brennraum eingespritzt und die Verbrennung beginnt aufgrund von Selbstzündung.
3. **Arbeiten** (TDC \rightarrow BDC): Die bei der Verbrennung freigesetzte Energie führt zu einer starken Druck- und Temperaturerhöhung, wodurch der Pleuell in Richtung UT beschleunigt wird. Während der Expansion leistet das Arbeitsfluid Arbeit am Pleuell, welche an die Pleuellwelle übertragen wird.
4. **Ausschieben** (BDC \rightarrow TDC): Das (teilweise) verbrannte Gemisch wird durch die Pleuellventile aus dem Brennraum ausgeschoben.

Die Pleuellsteuerzeiten, d. h. die Pleuellwinkelpositionen an welchen die Pleuell- und Pleuellventile geöffnet bzw. geschlossen werden, werden als Pleuell schließt/öffnet (engl. Intake Valve Closing/Opening, IVC/IVO) und Pleuell schließt/öffnet (engl. Exhaust Valve Closing/Opening, EVC/EVO) bezeichnet. Die Takte Ansaugen und Ausschoben bilden den Ladungswechselprozess ab. Aufgrund des niedrigen Druckniveaus im Brennraum, in Folge der jeweils geöffneten Pleuell- bzw. Pleuellventile, werden diese auch als Niederdruckzyklus bezeichnet. Die Takte Verdichten und Arbeiten formen entsprechend den Hochdruckzyklus.

4.2.2 Modellansatz und -annahmen

Zur Modellierung der thermodynamischen Prozesse im Brennraum während des Hochdruckzyklus müssen einige vereinfachende Annahmen getroffen werden. Zuerst wird angenommen, dass alle betrachteten Volumina perfekt durchmischt sind und somit innerhalb dieser keine räumlichen Effekte modelliert werden müssen. Das resultierende Modell wird als nulldimensional (0D) oder auch als Modell mit konzentrierten Parametern bezeichnet. Zweitens wird der Brennraum durch ein einzelnes Kontrollvolumen abgebildet, was zu einem Einzonenmodell führt. Im Gegensatz dazu teilen Mehrzonenmodelle den Brennraum in mehrere Kontrollvolumina ein, z. B. bei einem Zweizonenansatz, mit einer Zone für den frischen (unverbrannten) und einer Zonen für den verbrannten Anteil des Ladungsgemisches. Die einzelnen Volumina sind hierbei weiterhin perfekt durchmischt, weswegen von einem Zweizonen 0D-Modell gesprochen wird. Mehrzonenmodelle werden hierbei verwendet, um Inhomogenitäten bzgl. der Temperatur und Ladungszusammensetzung abbilden zu können. Dies ist für die Modellierung von Schadstoffen, bspw. Stickoxiden (NO_x), notwendig. Da die Schadstoffmodellierung in dieser Arbeit nicht betrachtet wird, ist ein Einzonenansatz ausreichend.

Des Weiteren wird angenommen, dass alle betrachteten Gase ideal sind und damit das Arbeitsfluid eine Mischung idealer Gase ist.

Der Niederdruckzyklus ist in dieser Arbeit von nur untergeordnetem Interesse und wird daher nur rudimentär modelliert. Von alleinigem Interesse bzgl. des Ladungswechsels ist der thermodynamische Zustand des Gemischs inkl. dessen Zusammensetzung und die eingeschlossene Gesamtladungsmasse zu Beginn des Hochdruckzyklus zum Zeitpunkt IVC. Hierfür wird ein entsprechendes Füllungsmodell verwendet.

In den folgenden Abschnitten wird meistens der Kurbelwinkel ϕ als unabhängige Variable gewählt. An einigen Stellen kann es dennoch sinnvoll sein, auch die Zeit t als unabhängige Variable zu verwenden. Der Kurbelwinkel ϕ kann mit der Zeit t über die Motordrehzahl n_{eng} in $\frac{1}{\text{s}}$ oder die Winkelgeschwindigkeit ω_{eng} in Beziehung gesetzt werden. Unter der Annahme, dass die Motordrehzahl über ein Arbeitsspiel konstant ist, d. h. $dn_{\text{eng}} = d\omega_{\text{eng}} = 0$, gilt:

$$\phi = \omega_{\text{eng}} \cdot t = 2\pi \cdot n_{\text{eng}} \cdot t, \quad (4.1a)$$

$$d\phi = \omega_{\text{eng}} \cdot dt. \quad (4.1b)$$

4.2.3 Grundgleichungen des nulldimensionalen Einzonenmodells

Abb. 4.3 zeigt das definierte Kontrollsystem mit allen relevanten Zustands- und Flussgrößen des nulldimensionalen Einzonenmodells des Hochdruckzyklus. Dessen Grenzen bilden

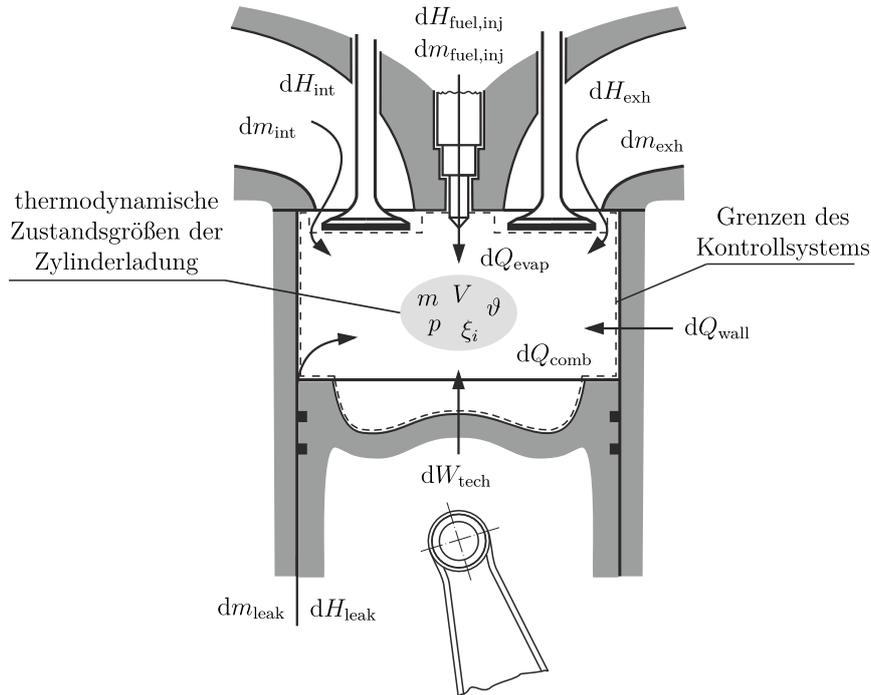


Abb. 4.3: Kontrollsystem des nulldimensionalen Einzonenmodells

die Zylinderwände, der Kolben und der Zylinderkopf mit den Ein- und Auslassventilen und dem Injektor. Durch die lineare Bewegung des Kolbens ändert sich das Volumen des Kontrollsystems.

Zur Vereinfachung der Notation wird im Folgenden der Subskript *cyl* zur Kennzeichnung der Zustandsgrößen des Arbeitsfluids innerhalb des Kontrollsystems (Zylinderraum) nicht aufgeführt, d. h. $p = p_{cyl}$, etc.. Außerdem wird auf die explizite Angabe der Abhängigkeit vom Kurbelwinkel ϕ verzichtet.

Gesamtmassenbilanz

Das betrachtete Kontrollsystem ist ein offenes System mit einem instationären Fließprozess. Die Änderung der Gesamtmasse im System $\frac{dm}{d\phi}$ ergibt sich aus der Summe der Massenflüsse über die gekennzeichnete Systemgrenze [60]:

$$\frac{dm}{d\phi} = \sum_i \frac{dm_i}{d\phi} \quad (4.2)$$

Während des Hochdruckzyklus sind die Ein- und Auslassventile geschlossen und somit $\frac{dm_{int}}{d\phi} = \frac{dm_{exh}}{d\phi} = 0$. Massenflüsse aufgrund von Leckage an den Kolbenringen und aus dem Feuerspalt können vernachlässigt werden, $\frac{dm_{leak}}{d\phi} = 0$. Der einzige Massenstrom, der die

Systemgrenze während des Hochdruckzyklus überschreitet, ist der des eingespritzten Kraftstoffs $\frac{dm_{\text{fuel,inj}}}{d\phi}$. Die Gesamtmassenbilanz (4.2) vereinfacht sich dadurch zu:

$$\frac{dm}{d\phi} = \frac{dm_{\text{fuel,inj}}}{d\phi} \quad (4.3)$$

Energiebilanz

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik definiert die Änderungen der Gesamtenergie $\frac{dE}{d\phi}$ im Kontrollsystem. Unter Vernachlässigung der kinetischen und potentiellen Energie des Arbeitsfluids folgt für die Energiebilanz:

$$\frac{dE}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} = \frac{dW_{\text{tech}}}{d\phi} + \sum_i \frac{Q_i}{d\phi} + \sum_i \frac{dH_i}{d\phi} \quad (4.4)$$

Die Energieflüsse auf der rechten Seite von (4.4) setzen sich zusammen aus der technischen Arbeit, die das Arbeitsfluid am Kolben verrichtet, d. h. der Volumenänderungsarbeit

$$\frac{W_{\text{tech}}}{d\phi} = -p \frac{dV}{d\phi}, \quad (4.5)$$

dem übertragenen Wärmestrom an den Brennraumwänden $\frac{dQ_{\text{wall}}}{d\phi}$, dem notwendigen Wärmestrom zur Verdampfung des flüssigen eingespritzten Kraftstoffs

$$\frac{Q_{\text{evap}}}{d\phi} = -\Delta h_{\text{evap}} \frac{dm_{\text{fuel,inj}}}{d\phi} \quad (4.6)$$

und dem freigesetzten Wärmestrom aus der Verbrennung $\frac{Q_{\text{comb}}}{d\phi}$. Aus der vereinfachten Gesamtmassenbilanz (4.3) folgt, dass der einzige Enthalpiestrom, der in das Kontrollsystem eintritt, aus dem eingespritzten Kraftstoff resultiert. Allerdings ist dessen Beitrag zur Änderung der inneren Energie vernachlässigbar. Daher vereinfacht sich (4.4) zu:

$$\frac{dU}{d\phi} = -p \frac{dV}{d\phi} - \Delta h_{\text{evap}} \frac{dm_{\text{fuel,inj}}}{d\phi} + \frac{Q_{\text{wall}}}{d\phi} + \frac{Q_{\text{comb}}}{d\phi}. \quad (4.7)$$

Die innere Energie U des Kontrollsystems kann als Produkt der Gesamtmasse m und der spezifischen inneren Energie u ausgedrückt werden. Deren Änderung ergibt sich dann entsprechend zu [74]:

$$\frac{dU}{d\phi} = \frac{d(mu)}{d\phi} = m \frac{du}{d\phi} + u \frac{dm}{d\phi}. \quad (4.8)$$

Der erste Term beschreibt hierbei den Anteil aufgrund der Änderung der spezifischen inneren Energie $\frac{du}{d\phi}$ und der zweite Term den Anteil aufgrund der Änderung der Gesamtmasse $\frac{dm}{d\phi}$.

Die Änderung der spezifischen inneren Energie resultiert aus der Änderung der Temperatur $\frac{d\vartheta}{d\phi}$ und der Änderung der einzelnen Massenanteile $\frac{d\xi_i}{d\phi}$ der relevanten Spezies $i = \text{O}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{CO}_2, \text{C}_x\text{H}_y$, wobei C_xH_y dem Kraftstoffsurrogat entspricht:

$$m \frac{du}{d\phi} = m \left(c_v \frac{d\vartheta}{d\phi} + \sum_i u_i \frac{d\xi_i}{d\phi} \right) = mc_v \frac{d\vartheta}{d\phi} + \underbrace{\sum_i u_i \frac{dm_i}{d\phi}}_{= -\frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi}}. \quad (4.9)$$

Der letzte Term entspricht dem chemischen Quellterm der Verbrennungsreaktion des Kraftstoffs und wird in (4.7) bereits als freigesetzte Verbrennungswärme $\frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi}$ berücksichtigt und kann daher in (4.9) vernachlässigt werden. Da das Arbeitsfluid als ideales Gas bzw. Gasgemisch angenommen wird, kann die thermische Zustandsgleichung

$$pV = mR\vartheta \quad (4.10)$$

angewandt werden. Unter Verwendung der differentiellen Form von (4.10)

$$p \frac{dV}{d\phi} + V \frac{dp}{d\phi} = R\vartheta \frac{dm}{d\phi} + mR \frac{d\vartheta}{d\phi} + \underbrace{m\vartheta \frac{dR}{d\phi}}_{\approx 0} \quad (4.11)$$

kann die Änderung der Temperatur $\frac{d\vartheta}{d\phi}$ in Beziehung gesetzt werden zur Änderung des Volumens $\frac{dV}{d\phi}$, des Drucks $\frac{dp}{d\phi}$ und der Gesamtmasse $\frac{dm}{d\phi}$. Unter den auftretenden Betriebsbedingungen im Dieselmotor kann die Änderung der spezifischen Gaskonstante $\frac{dR}{d\phi}$ vernachlässigt werden. Werden zusätzlich die Definitionen des Isentropenexponenten [36]

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (4.12)$$

und der spezifischen Gaskonstante

$$R = c_p - c_v \quad (4.13)$$

verwendet, kann die Änderung der inneren Energie wie folgt ausgedrückt werden:

$$\frac{dU}{d\phi} = \underbrace{mc_v \frac{d\vartheta}{d\phi}}_{= m \frac{R}{\kappa-1} \frac{d\vartheta}{d\phi}} + u \frac{dm}{d\phi} = \frac{1}{\kappa-1} \left(V \frac{dp}{d\phi} + p \frac{dV}{d\phi} - R\vartheta \frac{dm}{d\phi} \right) + u \frac{dm}{d\phi}. \quad (4.14)$$

Einsetzen von (4.14) in (4.7) liefert nach einigen Umformungen die Energiebilanz in ihrer finalen Form:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\kappa-1} V \frac{dp}{d\phi} + \frac{\kappa}{\kappa-1} p \frac{dV}{d\phi} + \left(u - \frac{R}{\kappa-1} \vartheta \right) \frac{dm}{d\phi} \\ = -\Delta h_{\text{evap}} \frac{dm_{\text{fuel, inj}}}{d\phi} + \frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi} + \frac{Q_{\text{wall}}}{d\phi} \end{aligned} \quad (4.15)$$

Für die Änderung des Brennraumvolumens $\frac{dV}{d\phi}$ folgt:

$$\frac{dV}{d\phi}(\phi) = A_{\text{cyl}} \frac{ds}{d\phi}(\phi), \quad (4.18)$$

mit

$$\frac{ds}{d\phi}(\phi) = r_{\text{cs}} \omega \cdot \left(\sin(\phi) \frac{\lambda_{\text{cr}}}{2} \frac{\sin(2\phi)}{\sqrt{1 - \lambda_{\text{cr}}^2 \sin^2(\phi)}} \right) \quad (4.19)$$

Kalorische Eigenschaften der Zylinderladung

Für die Lösung der Energieerhaltungsgleichung (4.15) ist ein Modell notwendig, welches die kalorischen Eigenschaften der Zylinderladung in Abhängigkeit des thermodynamischen Zustands, d. h. der Temperatur und Zusammensetzung, ausdrückt. Hier wird ein komponentenbasierter Ansatz gewählt, welcher auf der Annahme basiert, dass die Zylinderladung aus einem idealen Gasgemisch aus μ Komponenten besteht. Für die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck c_p und die spezifische Enthalpie folgt [36]:

$$c_p(\xi_i, \vartheta) = \sum_i^{\mu} \xi_i c_{p,i}(\vartheta), \quad (4.20)$$

$$h(\xi_i, \vartheta) = \sum_i^{\mu} \xi_i h_i(\vartheta), \quad (4.21)$$

wobei der Massenanteil der Komponente i definiert ist als:

$$\xi_i = \frac{m_i}{m} \quad (4.22)$$

Hierbei entspricht m_i der Masse der Komponente i und $m = \sum_i^{\mu} m_i$ der Gesamtmasse der Zylinderladung. Die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,i}$ und der spezifischen Enthalpie h_i der Komponente i wird mittels NASA-Polynomen, welche im NASA-Gleichgewichtsprogramm [29] tabelliert sind, modelliert:

$$c_{p,i}(\vartheta) = (a_1 + a_2\vartheta + a_3\vartheta^2 + a_4\vartheta^3 + a_5\vartheta^4) R_i \quad (4.23)$$

$$h_i(\vartheta) = (a_1\vartheta + a_2\vartheta^2 + a_3\vartheta^3 + a_4\vartheta^4 + a_5\vartheta^5 + a_6) R_i \quad (4.24)$$

Die spezifische Gaskonstante der Komponente i folgt aus:

$$R_i = \frac{R_m}{M_i}, \quad (4.25)$$

mit der molaren (universellen) Gaskonstante R_m und der molaren Masse M_i der Komponente i . Die spezifische Gaskonstante der Gasmischung bestimmt sich zu

$$R(\xi_i) = \sum_i^{\mu} \xi_i R_i. \quad (4.26)$$

Die molare Masse der Gasmischung bestimmt sich zu

$$M(\psi_i) = \sum_i^{\mu} \psi_i M_i, \quad (4.27)$$

mit dem Stoffmengenanteil der Komponente i definiert als

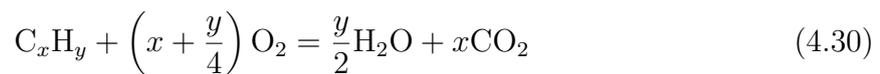
$$\psi_i = \frac{n_i}{n}, \quad (4.28)$$

wobei n_i der Stoffmenge der Komponente i und $n = \sum_i^{\mu} n_i$ der Gesamtstoffmenge entspricht. Die spezifische innere Energie der Gasmischung wird berechnet zu

$$u(\xi_i, \vartheta) = \sum_i^{\mu} \xi_i \underbrace{(h_i(\vartheta) - R_i \vartheta)}_{=u_i(\vartheta)} = h(\xi_i, \vartheta) - R(\xi_i) \vartheta. \quad (4.29)$$

Änderung der Ladungszusammensetzung während der Verbrennung

Die Änderung der Zusammensetzung der Zylinderladung während der Verbrennung wird durch die folgende Bruttoreaktionsgleichung unter der Annahme einer vollständigen Verbrennung des Kraftstoffsurrogats $C_x H_y$ mit Molekularem Sauerstoff O_2 beschrieben [36]:



Die Änderung der verbrannten Kraftstoffmasse ist direkt korreliert mit der freigesetzten Wärme aus der Verbrennung:

$$\frac{m_{\text{fuel,b}}}{d\phi} = \frac{1}{H_{\text{lhv}}} \frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi} \quad (4.31)$$

mit dem unteren Heizwert des Kraftstoffsurrogats H_{lhv} .

Auf Basis der stöchiometrischen Koeffizienten der Verbrennungsbruttoreaktionsgleichung (4.30) folgt für die Änderung der Masse der Komponenten O_2 , H_2O und CO_2 :

$$\frac{dm_i}{d\phi} = \nu_i \frac{M_i}{M_{\text{fuel}}} \frac{dm_{\text{fuel,b}}}{d\phi} \quad \text{für } i = O_2, H_2O, CO_2, \quad (4.32)$$

Die Änderung der Kraftstoffmasse im Brennraum m_{fuel} folgt aus der Differenz des eingespritzten Kraftstoffmassenstroms und der Änderung der verbrannten Kraftstoffmasse (4.31),

$$\frac{dm_{\text{fuel}}}{d\phi} = \frac{dm_{\text{fuel,inj}}}{d\phi} - \frac{dm_{\text{fuel,b}}}{d\phi}. \quad (4.33)$$

Der in der Luft enthaltene Stickstoff N_2 nimmt bei der Modellierung der Verbrennung durch die Bruttoreaktionsgleichung (4.30) nicht an der Reaktion teil und bildet daher eine rein inerte Komponente, dessen Masse sich nicht ändert,

$$\frac{dm_{\text{N}_2}}{d\phi}. \quad (4.34)$$

Wärmeübertragung durch die Brennraumwände

Der über die Brennraumwände übertragene Wärmestrom $\frac{dQ_{\text{wall}}}{d\phi}$ wird über den bekannten und häufig verwendeten Ansatz nach Woschni [101] modelliert. Ausgangspunkt ist hierbei der Ansatz nach Newton für eine rein konvektive Wärmeübertragung [42]:

$$\frac{dQ_{\text{wall}}}{d\phi} = \frac{1}{\omega_{\text{eng}}} \alpha A (\vartheta_{\text{wall}} - \vartheta), \quad (4.35)$$

mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α , der Wandtemperatur ϑ_{wall} und der effektiven Oberfläche für die Wärmeübertragung A . Alle Terme sind hierbei zeitvariant bzw. kurbelwinkelabhängig.

Für die effektive Oberfläche A werden die Oberflächen des Zylinderkopfs A_{head} , des Kolbens A_{piston} und der Zylinderwand A_{liner} aufsummiert,

$$A(\phi) = A_{\text{head}} + A_{\text{piston}} + A_{\text{liner}}(\phi). \quad (4.36)$$

Die vom Kolbenhub $s(\phi)$ (4.16) abhängige Oberfläche der Zylinderwand ergibt sich hierbei zu,

$$A_{\text{liner}}(\phi) = \pi d_b s(\phi), \quad (4.37)$$

mit dem Bohrungsdurchmesser d_b .

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α basiert auf einem Ähnlichkeitsansatz, bei welchem die Wärmeübertragung im Brennraum analog zu einem durchströmten Rohr betrachtet wird. Die spezifische Parametrierung erfolgt nach Woschni [101] und ist gültig für den Hochdruckzyklus in Dieselmotoren:

$$\alpha_{\text{Woschni}} = 0.013 d_b^{-0.2} p^{0.8} \vartheta^{-0.53} \left(C_1 c_m + C_2 \frac{V_{\text{dis}}}{m(\phi_{\text{EVC}})} (p - p_{\text{mot}}) \right), \quad (4.38)$$

wobei

$$c_m = 4r_{cs}n_{\text{eng}} \quad (4.39)$$

der mittleren Kolbengeschwindigkeit, V_{dis} dem Hubvolumen, $m(\phi_{\text{EVC}})$ der Masse der Zylinderladung zum Zeitpunkt EVC und p_{mot} dem geschleppten Druckverlauf entspricht. Für die Konstanten C_1 und C_2 gilt hierbei [74]:

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{c_u}{c_m}, \quad (4.40)$$

$$C_2 = \begin{cases} 3,24 \cdot 10^{-3} & \text{für } \vartheta_{\text{wall}} \leq 600 \text{ K} \\ 5,0 \cdot 10^{-3} + 2,3 \cdot 10^{-5}(\vartheta_{\text{wall}} - 600 \text{ K}) & \text{für } \vartheta_{\text{wall}} > 600 \text{ K} \end{cases}, \quad (4.41)$$

mit der Einlassdrallzahl $\frac{c_u}{c_m}$.

Der geschleppte Druckverlauf kann nach dem Beginn der Kraftstoffeinspritzung über eine polytrope Zustandsänderung abgeschätzt werden:

$$p_{\text{mot}}(\phi) = p(\phi_{\text{SOI}}) \left(\frac{V(\phi_{\text{SOI}})}{V(\phi)} \right)^n, \quad (4.42)$$

wobei $p(\phi_{\text{SOI}})$ und $V(\phi_{\text{SOI}})$ dem Druck bzw. Volumen zum Zeitpunkt des Einspritzbeginns entsprechen. Der Polytropenexponent n kann über k Abtastwerte vor dem Einspritzbeginn geschätzt werden:

$$n = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k \frac{\ln\left(\frac{p_j}{p_{j-1}}\right)}{\ln\left(\frac{V_{j-1}}{V_j}\right)} \quad (4.43)$$

Unter Vernachlässigung aller instationären Effekte bzgl. der Wärmekapazität der Brennraumwände kann die Wandtemperatur über folgenden empirischen Zusammenhang abgeschätzt werden [42]:

$$\vartheta_{\text{wall}} = 360 \text{ K} + 9\lambda_{\text{air}}^{0,4} \sqrt{n_{\text{eng}} d_b} \quad (4.44)$$

wobei λ_{air} dem Liefergrad entspricht.

4.2.4 Empirische Modellierung der Kraftstoffeinspritzung

In diesem Abschnitt wird auf das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Injektormodell eingegangen, welches den Prozess der Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum abbildet. Dieses wurde erstmals in [86] vorgestellt. Zusammen mit dem Verbrennungsmodell, auf welches in Abschnitt 4.2.5 eingegangen wird, stellt es eine der Schlüsselkomponenten des gesamthaften Prozessmodells dar.

In der Literatur finden sich Injektormodelle unterschiedlichster Komplexität. So gibt es einerseits physikalisch basierte Ansätze [25, 28], welche die nichtlineare Dynamik der Kraftstoffeinspritzung durch Modellierung der elektromechanischen Komponenten bis hin zu Effekten wie der Ausbreitung von Hochdruckwellen in den Kavitäten des Injektors abbilden. Obwohl diese entsprechend genau hinsichtlich ihrer Prädiktionsgüte sind, eignen sie sich nur für simulative Anwendungen, bspw. im Rahmen des Entwicklungs- und Auslegungsprozesses des Injektors selbst oder zur (nicht echtzeitfähigen) Reglervalidierung. Hauptgründe hierfür sind die hohe Komplexität bzw. Modellordnung und strukturelle Eigenschaften, wie bspw. schaltende Systemdynamik. Selbst bei der Betrachtung von Modellen mit niedriger Ordnung [88], welche immer noch größtenteils auf physikalischen Ansätzen beruhen, verhindern die zuletzt genannten strukturellen Eigenschaften eine Eignung als Prädiktionsmodell innerhalb eines optimierungsbasierten Regelungsansatzes.

Andererseits gibt es empirische Modelle, welche versuchen, den gemessenen Einspritzratenverlauf auf Basis von geeigneten Formfunktionen anzunähern. Beispielhaft ist hier die Verwendung von trapezförmigen Ansatzfunktionen zu nennen [47, 72], welche bereits in der Lage sind, die unterschiedliche Dynamik beim Öffnen und Schließen des Injektors abzubilden. Auch wenn die genannten Beispiele hinsichtlich ihrer sehr niedrigen Rechenkomplexität attraktiv erscheinen, sind sie aufgrund ihrer stückweisen Definition und der daraus resultierenden nichtstetigen Differenzierbarkeit, welche eine Grundvoraussetzung zur Anwendung von gradientenbasierten Optimierungsverfahren ist, immer noch keine idealen Modellkandidaten.

Bei dem hier vorgestellten Injektormodell handelt es sich um ein empirisches Modell, welches physikalisch motivierte Basisfunktionen verwendet, die geeignet miteinander verknüpft werden, um stetige Differenzierbarkeit hinsichtlich der Eingangsgrößen des Modells, d. h. den Einspritz- bzw. Bestromungszeiten, zu gewährleisten.

Abb. 4.5 zeigt einen typischen gemessenen Einspritzratenverlauf einer Einzeleinspritzung in Form des zeitlich aufgelösten Kraftstoffvolumenstroms $\dot{V}_{\text{fuel, inj}}(t)$. Die Messdaten wurden an einem Injektorprüfstand aufgezeichnet. Weitere Details zum Prüfstandsaufbau und dessen Funktionsweise können Abschnitt 4.4.1 entnommen werden. Unterhalb der Einspritzrate ist auch das logische Ansteuersignal des Injektors $u_{\text{act}}(t)$ dargestellt. Für eine einzelne Einspritzung kann dieses durch zwei Steuerzeiten parametrisiert werden: dem elektrischen Ansteuer- oder auch Bestromungsbeginn (engl. Start of Energizing, SOE) und der elektrischen Ansteuer- oder auch Bestromungsdauer (engl. Duration of Energizing, DOE). Wird der Injektor abstrakt als dynamisches System betrachtet, mit dem Ansteuersignal als Eingangsgröße, welches für jede Einspritzung die Form eines Rechteckimpulses aufweist, und der Einspritzrate als Ausgangsgröße, so weist dieser das charakteristische Verhalten eines Verzögerungsgliedes zweiter Ordnung mit einer zusätzlichen Totzeit auf. Physikalisch begründet sich diese Beobachtung aus der Tatsache, dass die Einspritzrate durch die Nadelposition bestimmt wird, welche als Drossel wirkt.

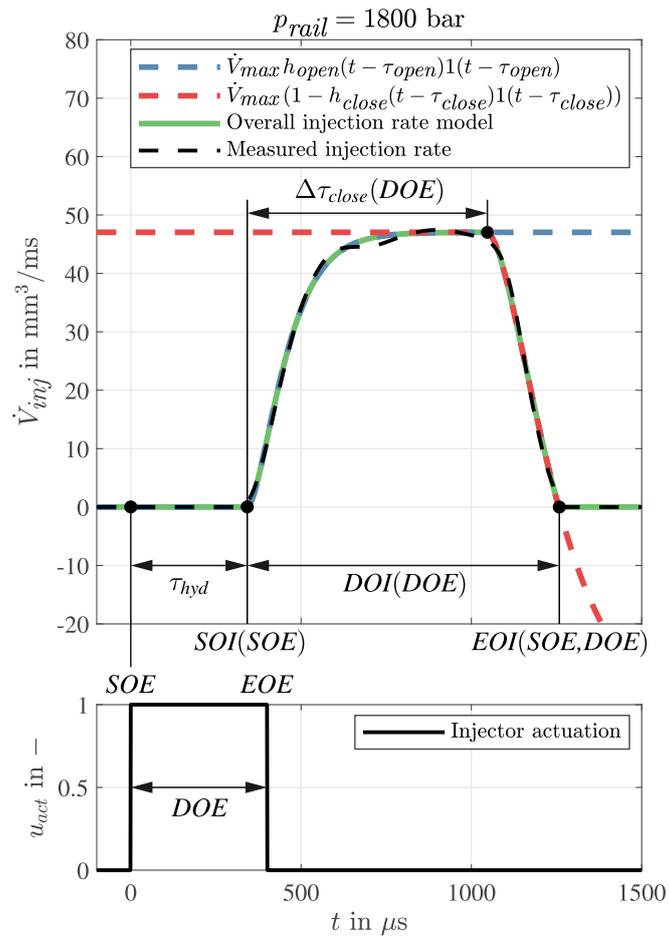


Abb. 4.5: Charakteristischer Einspritzratenverlauf gemessen am Injektorprüfstand zusammen mit dem simulierten Einspritzratenverlauf des vorgestellten Injektormodells und den im innerhalb des Modells verwendeten Basisfunktionen zur Abbildung der Öffnungs- und Schließerschaltens des Injektors; Abbildung aus [86]

Die Nadelbewegung bzw. -position bestimmt sich wiederum aus der Impulserhaltung der Nadel und der auf sie wirkenden Kräfte. Die hydraulische Einspritzverzögerung bzw. -totzeit τ_{hyd} zwischen SOE und dem Beginn der Einspritzung (engl. Start of Injection, SOI) wird durch verzögernde Effekte des piezo-elektrischen Aktors, der Kompressibilität des Kraftstoffs und mechanische Haftreibungseffekte der Nadel verursacht [9]. Beim Vergleich des Verhaltens beim Öffnen und Schließen des Injektors fällt auf, dass die Dynamik für beide Vorgänge nicht gleich ist. Das Schließverhalten ist durch ein deutlich schnelleres Ansprechverhalten und auch kleinere Abfallzeit charakterisiert, welches aus den höheren Kräften resultiert, die beim Schließvorgang auf die Injektornadel wirken. Außerdem fällt die Einspritzrate zum Ende der Einspritzung (engl. End of Injection, EOI) abrupt ab, hervorgerufen durch das schlagartige Prallen der Nadel gegen den Nadelsitz.

Anstatt im Folgenden zu versuchen, den Injektor entsprechend der skizzierten physikalischen Vorgänge als dynamisches System zu modellieren, wird die Sprungantwort $h(t)$ eines PT2-Elements als parametrierbare Basisfunktion zur direkten Modellierung des Öffnungs- und Schließverhaltens im Zeitbereich verwendet. In Abhängigkeit der Kennkreisfrequenz ω_0 , des Dämpfungsgrades D , mit der Forderung $D > 1$, und des statischen Übertragungsbeiwerts K folgt für die Sprungantwort für $t \geq 0$:

$$h(t) = K \left(1 - \frac{1}{T_1 - T_2} \left(T_1 e^{-\frac{t}{T_1}} - T_2 e^{-\frac{t}{T_2}} \right) \right), \quad (4.45)$$

wobei T_1 und T_2 direkt aus D und ω_0 folgen,

$$T_{1,2}(D, \omega_0) = \frac{1}{\omega_0} \left(D \pm \sqrt{D^2 - 1} \right) \quad (4.46)$$

Unter der Verwendung von (4.45) kann der zeitliche Verlauf der Einspritzrate eines einzelnen Einspritzimpulses i als direkte Funktion der Zeit t , des Bestromungsbeginns und der -dauer, SOE_i bzw. DOE_i abgebildet werden:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{\text{fuel, inj}, i}(SOE_i, DOE_i, t) \\ = \text{sat} \left(\dot{V}_{\text{max}} \cdot \left(\underbrace{h_{\text{open}}(t - \tau_{\text{open}})}_{=\tau_{\text{open}}(SOE_i)} \cdot 1(t - \tau_{\text{open}}) - \underbrace{h_{\text{close}}(t - \tau_{\text{close}})}_{=\tau_{\text{close}}(SOE_i, DOE_i)} \cdot 1(t - \tau_{\text{close}}) \right) \right). \end{aligned} \quad (4.47)$$

Der Parameter \dot{V}_{max} entspricht dem Maximalwert der Einspritzrate, dem sich der Einspritzratenverlauf für eine hinreichend lange Bestromungsdauer DOE_i asymptotisch annähert, und $1(t)$ der Einheitssprungfunktion. Der Beginn der Sprungantwort für das Öffnungsverhalten $h_{\text{open}}(t)$ wird um die Öffnungstotzeit

$$\tau_{\text{open}}(SOE_i) = SOE_i + \tau_{\text{inj}} \quad (4.48)$$

verzögert, welche sich aus dem Bestromungsbeginn SOE_i und der konstanten Einspritztotzeit τ_{inj} zusammensetzt. Letztere ist unabhängig von den Bestromungszeiten und

hängt nur schwach vom Einspritzdruck ab. Da (4.45) nur für $t \geq 0$ gültig ist, stellt die Multiplikation von $h_{\text{open}}(t - \tau_{\text{open}})$ mit der ebenfalls verschobenen Sprungfunktion $1(t - \tau_{\text{open}})$ sicher, dass $h_{\text{open}}(t - \tau_{\text{open}}) = 0$ für $t < 0$ gilt. Da die verschobene Sprungfunktion $1(t - \tau_{\text{open}}(SOE_i))$ nicht stetig differenzierbar ist bzgl. des Bestromungsbeginns SOE_i , wird diese durch eine glatte Näherungsfunktion, in diesem Fall der Sigmoidfunktion, ersetzt:

$$1(t) \approx \text{sig}(t) = \frac{1}{2} \left(1 + \tanh \left(\frac{t}{\varepsilon} \right) \right) \quad \text{mit } \varepsilon \ll 1 \quad (4.49)$$

Die Sprungantwort zur Abbildung des Schließverhaltens $h_{\text{close}}(t)$ wird um die Schließzeit

$$\tau_{\text{close}}(SOE_i, DOE_i) = SOE_i + \tau_{\text{inj}} + \Delta\tau_{\text{close}}(DOE_i) \quad (4.50)$$

verzögert. Diese hängt linear vom Bestromungsbeginn SOE_i und nichtlinear von der Bestromungsdauer DOE_i , abgebildet durch die Funktion $\Delta\tau_{\text{close}}(DOE_i)$, ab. Das abrupte Abfallen des Einspritzratenverlaufs zum Ende der Einspritzung kann durch die Parametrierung der statischen Übertragungsbeiwerte zu $K_{\text{close}} > K_{\text{open}} = 1$ abgebildet werden. Um einen nichtnegativen Verlauf der Einspritzrate zu erreichen, wird die Summe der Sprungantworten für das Öffnungs- und Schließverhalten durch die glatte Saturierungsfunktion

$$\text{sat}(u) = \frac{1}{2} \left(\sqrt{u^2 + \varepsilon} + u \right) \quad \text{mit } \varepsilon \ll 1 \quad (4.51)$$

beschränkt. Diese ist stetig differenzierbar bzgl. des Funktionsarguments u .

Um den Einspritzratenverlauf einer Mehrfacheinspritzung bestehend aus N_{inj} Einspritzungen abzubilden, werden die Ratenverläufe der einzelnen Einspritzungen i nach (4.47) mit den zugehörigen Steuerzeiten SOE_i und DOE_i berechnet und diese aufsummiert:

$$\dot{V}_{\text{fuel, inj}}(\mathbf{SOE}, \mathbf{DOE}, t) = \sum_{i=1}^{N_{\text{inj}}} \dot{V}_{\text{fuel, inj}, i}(SOE_i, DOE_i, t) \quad (4.52)$$

mit $\mathbf{SOE} = [SOE_1, \dots, SOE_{N_{\text{inj}}}]^T$ und $\mathbf{DOE} = [DOE_1, \dots, DOE_{N_{\text{inj}}}]^T$. Dieser Superpositionsansatz ist näherungsweise gültig, solange ein hinreichend großer zeitlicher Abstand zwischen den jeweiligen Einspritzungen eingehalten wird. Als Mindestabstand wird hier die hydraulische Dwell-Zeit τ_{dwell} definiert, aus welcher die Beschränkung $EOI_{i-1} - SOI_i \geq \tau_{\text{dwell}}$ abgeleitet werden kann. In der Realität können unter ungünstigen Randbedingungen trotzdem Interferenzeffekte zwischen den einzelnen Einspritzungen infolge von reflektierenden Druckwellen im Inneren des Injektors auftreten, wobei die Druckwellen selbst durch das Schließen der Injektornadel induziert werden.

Unter Verwendung von (4.1) kann (4.52) auch mit dem Kurbelwinkel ϕ als unabhängige Variable formuliert werden. Multiplikation mit der Kraftstoffdichte ρ_{fuel} liefert schließlich

den im Verbrennungsmodell und in der Gesamtmassen- und Energiebilanz benötigten Kraftstoffmassenstrom:

$$\frac{dm_{\text{fuel,inj}}}{d\phi}(\phi) = \frac{\rho_{\text{fuel}}}{\omega_{\text{eng}}} \dot{V}_{\text{fuel,inj}}(\mathbf{SOE}, \mathbf{DOE}, \frac{\phi}{\omega_{\text{eng}}}) = f_{\text{inj}}(\mathbf{u}, \phi) \quad (4.53)$$

mit $\mathbf{u} = [\mathbf{SOE}^T \ \mathbf{DOE}^T]^T$.

Parameteridentifikation und Modellvalidierung

Die Parameteridentifikation des Injektormodells erfolgt optimierungsbasiert. Das vom Einspritz- bzw. Raildruck p_{rail} abhängige Injektorverhalten wird durch die Identifikation unterschiedlicher Parametersätze für jeweils eine feste Voreinstellung für p_{rail} abgebildet. Insgesamt werden $N_{p_{\text{rail}}}$ Parametersätze identifiziert. Um in der späteren Verwendung als Simulations- und Prädiktionsmodell einen kontinuierlichen Wertebereich für den Raildruck abbilden zu können, werden die Parametersätze linear interpoliert, d. h. $\Theta_{\text{inj}} = \Theta_{\text{inj}}(p_{\text{rail}})$. Die Parametersätze setzen sich aus den folgenden Parametern zusammen:

$$\Theta_{\text{inj},i} = \begin{bmatrix} \dot{V}_{\text{max}} \\ D_{\text{open}} \\ \omega_{0,\text{open}} \\ \tau_{\text{hyd}} \\ K_{\text{close}} \\ D_{\text{close}} \\ \omega_{0,\text{close}} \\ \Delta\tau_{\text{close}} \end{bmatrix} \quad \text{für } i \in \{1, \dots, N_{p_{\text{rail}}}\}. \quad (4.54)$$

Die Elemente von $\Delta\tau_{\text{close}} = [\Delta\tau_{\text{close},1}, \dots, \Delta\tau_{\text{close},N_{\text{DOE}}}]^T$ werden für jede \mathbf{DOE} Voreinstellung innerhalb der zum Parametersatz $\Theta_{\text{inj},i}$ zugehörigen Messreihe identifiziert. Jede Messreihe enthält hierbei für den voreingestellten Raildruck die Einspritzratenmessungen von Einzeleinspritzungen unterschiedlicher Ansteuerdauer \mathbf{DOE}_j . Der Ansteuerbeginn \mathbf{SOE} kann hierbei beliebig gewählt werden. Der Parameter τ_{close} wird somit spezifisch für jede vermessene Ansteuerdauer identifiziert. Die einzelnen Parametersätze $\Theta_{\text{inj},i}$ folgen aus der Lösung des Optimierungsproblems,

$$\min_{\Theta_{\text{inj},i}} \sum_{j=1}^{N_{\text{DOE}}} \|\dot{V}_{\text{meas},j} - \dot{V}_{\text{model},j}(\mathbf{SOE}, \mathbf{DOE}_j, \Theta_{\text{inj},i})\|_2^2 \quad (4.55a)$$

unter den Nebenbedingungen

$$\Theta_{\text{min}} \leq \Theta_{\text{inj},i} \leq \Theta_{\text{max}}. \quad (4.55b)$$

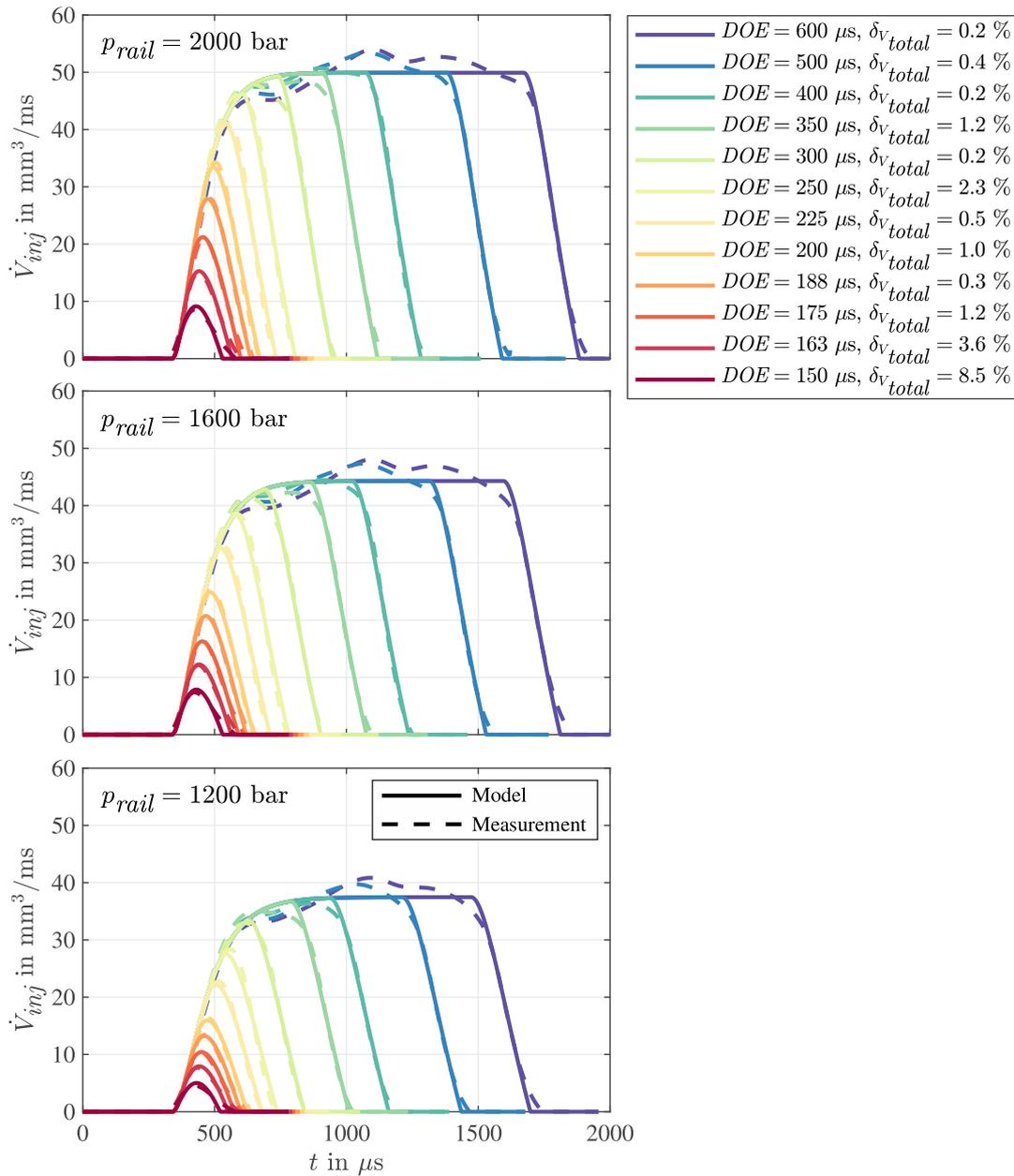


Abb. 4.6: Validierung des Injektormodells; Vergleich zwischen gemessenem und simuliertem Einspritzratenverlauf bei unterschiedlichen Raildrücken und Ansteuerdauern des Injektors; für $p_{rail} = 1800$ bar ist der relative Modellfehler bezogen auf das gemessene eingespritzte Kraftstoffvolumen, $\delta_{V_{total,model}} = |V_{total,model} - V_{total,meas}| / |V_{total,meas}| \cdot 100\%$, in der Legende angegeben; Abbildung aus [86]

Aufgrund der Nichtkonvexität von (4.55) wird für die Lösung eine globale Optimierungsstrategie basierend auf der lokalen Suche ausgehend von unterschiedlichen Initialschätzungen verwendet. Die Initialschätzungen ergeben sich hierbei aus einer gleichförmigen Rasterung der zulässigen Parametermenge (4.55b).

Die gefundenen optimalen Totzeiten zur Abbildung des Schließverhaltens des Injektors $\Delta\tau_{\text{close}}^*$ werden in Verbindung mit den zugehörigen Ansteuerdauern DOE^* anschließend noch verwendet, um einen direkten funktionalen Zusammenhang der Form $\Delta\tau_{\text{close}}(DOE)$ zu identifizieren, welcher in (4.50) verwendet werden kann. Hierbei wird ein Polynomansatz dritter Ordnung als Basisfunktion verwendet.

Das Ergebnis der Parameteridentifikation ist beispielhaft in Abb. 4.6 für drei unterschiedliche Raildruckeinstellungen dargestellt. Der Einspritzratenverlauf kann sowohl qualitativ als auch quantitativ sehr gut reproduziert werden. Insbesondere der im Kontext der Brennverlaufsregelung wichtige ballistische Einspritzbereich mit Ansteuerdauern im Bereich von $DOE \lesssim 250 \mu\text{s}$ wird sehr gut abgebildet. Erst unterhalb von $160 \mu\text{s}$ nimmt der relative Fehler bezogen auf das insgesamt eingespritzte Kraftstoffvolumen $\delta_{V_{\text{total}}}$ zu, bleibt jedoch immer unterhalb von 10 %.

Darüber hinaus ist an den Verläufen zu erkennen, dass der Raildruck nicht alleinig die maximale Durchflussrate \dot{V}_{max} beeinflusst, sondern vielmehr das dynamische Öffnungs- und Schließverhalten des Injektors insgesamt, bestimmt durch die sich einstellende Einspritzdauer DOI als Funktion der Ansteuerdauer DOE .

4.2.5 Phänomenologische Modellierung der Verbrennung

Für das in dieser Arbeit umgesetzte Konzept der Brennverlaufsregelung wird ein niederdimensionales Verbrennungsmodell benötigt, welches wie alle übrigen Modellkomponenten auch die notwendigen strukturellen Anforderungen hinsichtlich der Verwendung als Prädiktionsmodell in einem optimierungsbasierten Regelungsansatz erfüllt. Das Verbrennungsmodell liefert auf Basis des vom Injektormodell bereitgestellten Einspritzverlaufs als Eingangsgröße und unter zusätzlicher Verwendung der thermodynamischen Zustandsgrößen der Zylinderladung (Druck, Temperatur, etc.) den Brennverlauf als Ausgangsgröße. Die Hauptherausforderungen sind das stark nichtlineare Prozessverhalten und die direkte Verwendung des kontinuierlichen Einspritzverlaufs als Eingangsgröße. Im Rahmen der Verbrennungsregelung kommen zwei Modellklassen zum Einsatz: empirische und phänomenologische Modelle.

Empirische, datenbasierte Modelle bestehen aus Basisfunktionen, welche den Brennverlauf approximieren, und zusätzlichen Korrelationen, welche die Form der Basisfunktionen durch Anpassung der Funktionsparameter in Abhängigkeit von Kenngrößen, die den Betriebspunkt des Motors charakterisieren, verändern. Diese Kenngrößen, wie bspw. die eingespritzte Kraftstoffmasse oder der Einspritzzeitpunkt, bilden die Eingangsgrößen des

Modells. Die Wahl der Basisfunktion muss hierbei spezifisch für den zu modellierenden Verbrennungsprozess und damit das Brennverfahren gewählt werden. Beispielhaft sei an dieser Stelle kurz die Vibe-Funktion [96] als wohl bekannteste empirische Basisfunktion erwähnt, welche in ihrer einfachen Form ursprünglich zur Abbildung der ottomotorischen fremdgezündeten Verbrennung entwickelt wurde. Diese wird parametrisiert durch die insgesamt infolge der Verbrennung freigesetzten Wärme $Q_{\text{comb,tot}}$, den Start der Verbrennung (engl. Start of Combustion) ϕ_{SOC} , die Brenndauer $\Delta\phi_{\text{bd}}$ (jeweils als Kurbelwinkelposition) und die beiden Formparameter a und m . Der Verlauf der Verbrennungsrate ergibt sich zu:

$$\frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi}(\phi) = Q_{\text{comb,tot}} \cdot a \cdot (m + 1) \left(\frac{\phi - \phi_{\text{SOC}}}{\Delta\phi_{\text{bd}}} \right)^m \exp \left(-a \left(\frac{\phi - \phi_{\text{SOC}}}{\Delta\phi_{\text{bd}}} \right)^{m+1} \right) \quad (4.56)$$

Selbst wenn eine geeignete Basisfunktion gefunden wurde, sind die Extrapolationsfähigkeiten von empirischen Verbrennungsmodellen meist sehr limitiert. In dem hier betrachteten dieselmotorischen Anwendungsfall mit einer vollflexiblen Mehrfacheinspritzstrategie, bei dem der Betriebsbereich hinsichtlich der Anzahl der applizierten Einspritzungen zwischen eins und mehr als neun liegen kann, sind klassische empirische Verbrennungsmodelle trotz ihrer vorteilhaften geringen Rechenkomplexität nicht geeignet.

In dieser Arbeit wird daher ein phänomenologischer Modellansatz gewählt. Der entscheidende Unterschied zu empirischen Modellen liegt in der direkten Verwendung des Einspritzverlaufs als Eingangsgröße. In Verbindungen mit dem hier vorgestellten Injektormodell ergibt sich daraus die Möglichkeit Mehrfacheinspritzstrategien mit maximaler Flexibilität abbilden zu können. Die Spanne an phänomenologischen Modellierungsansätzen in der Literatur reicht von sehr einfachen globalen Beschreibungen [18] bis hin zu komplexen Formulierungen einzelner Teilprozesse [81], wie bspw. der Gemischbildung. Ein guter Überblick über verschiedene phänomenologische Verbrennungsmodelle wird in [60] gegeben.

Modellierung der Verbrennungsrate mittels Mischungsratenansatz

Das in dieser Arbeit gewählte Modell basiert auf dem Mischungsratenansatz, der erstmals von Chmela et al. [17] vorgestellt wurde. Das Grundkonzept des Modells liegt in der Annahme, dass die Verbrennungsrate proportional ist zum aktuell verfügbaren chemischen Energiepotential $Q_{\text{pot}}(\phi)$, welches sich aus der Differenz der durch den Kraftstoff eingebrachten Energie $Q_{\text{fuel}}(\phi)$ und der bereits durch die Verbrennung freigesetzten Energie $Q_{\text{comb}}(\phi)$ ergibt:

$$\frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi}(\phi) = C_{\text{comb}}(\phi) \cdot \underbrace{(Q_{\text{fuel}}(\phi) - Q_{\text{comb}}(\phi))}_{=Q_{\text{fuel,pot}}(\phi)}, \quad (4.57)$$

wobei der zeitabhängige bzw. kurbelwinkelabhängige Faktor $C_{\text{comb}}(\phi)$ der sogenannten Mischungsrate entspricht, welche als charakteristische Spray- oder auch Zerstäubungszahl interpretiert werden kann. Mit steigendem Wert erhöht sich die Strahlpenetration in den Brennraum und die resultierende Tröpfchengröße verringert sich. Beides wirkt sich positiv auf die Verbrennungsrate aus. Die durch Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum eingebrachte chemische Energie folgt zu:

$$Q_{\text{fuel}}(\phi) = H_{\text{lhv}} \cdot m_{\text{fuel,prep}}(\phi) \quad (4.58)$$

Hierbei entspricht $m_{\text{fuel,prep}}(\phi)$ der aufbereiteten Kraftstoffmasse, d. h. dem Anteil des eingespritzten Kraftstoffs $m_{\text{fuel,inj}}(\phi)$, der bereits alle mit dem Zündverzögerung assoziierten physikalisch-chemischen Prozesse durchlaufen hat und somit direkt umgesetzt werden kann. Analog zum vorgeschlagenen Ansatz in [16, 47, 65] wird die eingespritzte Kraftstoffmasse um den zeitabhängigen Zündverzögerung $\tau_{\text{ign}}(\phi)$ verschoben, um die aufbereitete Kraftstoffmasse zu erhalten:

$$m_{\text{fuel,prep}}(\phi) = m_{\text{fuel,inj}}(\phi - \omega_{\text{eng}} \cdot \tau_{\text{ign}}(\phi)) \quad (4.59)$$

Die Bestimmung des Zündverzögerung $\tau_{\text{ign}}(\phi)$ wird im nachfolgenden Unterabschnitt erläutert.

In der ursprünglichen Formulierung [17] wird die Mischungsrate $C_{\text{comb}}(\phi)$ auf Basis der Erhaltungsgleichung für die charakteristische Dichte der turbulenten kinetischen Energie (k - ϵ -Modell) bestimmt. Dieser Ansatz bildet sehr gut Betriebspunkte mit dominant diffusiver Verbrennung (späte Einspritzung mit kurzem resultierenden Zündverzögerung und wenig vorgemischtem Kraftstoff-Luft-Abgas-Gemisch vor der Zündung) ab. Seitdem wurden mehrere alternative Ansätze vorgeschlagen, die in der Lage sind, die Mischungsrate auch für Verbrennungsphasen mit hohem Anteil an vorgemischter Verbrennung (frühe Voreinspritzungen mit langem Zündverzögerung und viel vorgemischtem Kraftstoff-Luft-Abgas-Gemisch) abzubilden [18], welche auf der Verwendung von Arrhenius-Ansatzfunktionen beruhen.

Hier wird ein empirischer Ansatz für die Modellierung der Mischungsrate verwendet, welcher erstmals in [47] vorgestellt und nochmals in [65] leicht angepasst wurde. Die Grundidee besteht darin, die Mischungsrate direkt mit der Brennrate über einen Potenzansatz zu korrelieren:

$$C_{\text{comb,pre/diff}}(\phi) = a_{\text{pre/diff}} \cdot \left(\frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi}(\phi) \right)^{n_{\text{pre/diff}}} + b_{\text{pre/diff}}, \quad (4.60)$$

wobei auf Basis von (4.60) sowohl eine vorgemischte ($C_{\text{comb,pre}}(\phi)$) als auch eine diffusive ($C_{\text{comb,diff}}(\phi)$) Mischungsrate berechnet wird. Hierbei wird für beide Verbrennungsphasen jeweils ein eigener Parametersatz für $a_{\text{pre/diff}}$, $n_{\text{pre/diff}}$ und $b_{\text{pre/diff}}$ bestimmt. Da

der Übergang zwischen vorgemischter und diffusiver Verbrennung stetig und nicht diskret erfolgt, werden die Mischungsrate (4.60) über die glatte Gewichtungsfunktion $\gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}}(\phi)) \in (0, 1)$ zu einer Gesamtmischungsrate kombiniert:

$$C_{\text{comb}}(\phi) = \gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}}(\phi)) \cdot C_{\text{comb,pre}}(\phi) + (1 - \gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}}(\phi))) \cdot C_{\text{comb,diff}}(\phi) \quad (4.61)$$

Die Gewichtungsfunktion $\gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}}(\phi))$ beschreibt die momentane Verteilung zwischen vorgemischter und diffusiver Verbrennung. Als Indikator für die Verteilung dient hierbei der Zündverzug $\tau_{\text{ign}}(\phi)$.

$$\gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}}(\phi)) = \frac{1}{1 + \exp\left(-\frac{4}{\tau_{\text{up}} - \tau_{\text{low}}}\left(\tau_{\text{ign}}(\phi) - \frac{\tau_{\text{up}} + \tau_{\text{low}}}{2}\right)\right)} \quad (4.62)$$

Über die Schwellenwerte τ_{low} und τ_{high} kann die Form der Gewichtungsfunktion parametrisiert werden. Für $\tau_{\text{ign}}(\phi) > \tau_{\text{up}}$ strebt der Wert von $\gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}}(\phi))$ gegen eins und die Verbrennungsrate wird rein vorgemischt modelliert. Umgekehrt strebt der Wert von $\gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}}(\phi))$ gegen null für $\tau_{\text{ign}}(\phi) < \tau_{\text{low}}$ und die Verbrennungsrate wird entsprechend rein diffusiv modelliert. Abb. 4.7 zeigt schematisch den Verlauf der Gewichtungsfunktion. Einsetzen von (4.61) und (4.60) in (4.57) liefert eine nichtlineare und im Allgemeinen

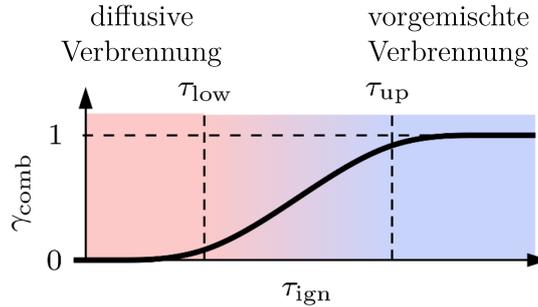


Abb. 4.7: Schematische Darstellung der Gewichtungsfunktion $\gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}})$ zur Festlegung der Anteile der vorgemischten und diffusiven Mischungsrate, $C_{\text{comb,pre/diff}}$, an der gesamten Mischungsrate C_{comb}

implizite Differentialgleichung für die Brennrate, d. h. $\frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi}(\phi) = f\left(\frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi}(\phi)\right)$. Für $n_{\text{pre}} = n_{\text{diff}} = 1$ lässt sich diese jedoch auch in eine explizite Form überführen.

Zündverzug

Der Zündverzug ist definiert als die Zeitverzögerung zwischen dem hydraulischen Einspritzbeginn und dem Verbrennungsbeginn. Der Verbrennungsbeginn wird häufig durch den Zeitpunkt festgelegt, an dem 3 bis 5 % der eingespritzten Kraftstoffenergie freigesetzt sind [36]. Ursächlich für den Zündverzug sind physikalische und chemische Teilprozesse,

wie dem Aufbrechen des Kraftstoffstrahls, Zerstäubung des Kraftstoffs (Atomisierung), Verdampfung, Gasmischung und chemische Vorreaktionen zur Bildung von Radikalen, welche den Verbrennungsprozess initiieren. Um diese unterschiedlichen Effekte besser abbilden zu können, wird der Zündverzug $\tau_{\text{ign}}(\phi)$ in einen physikalischen und einen chemischen Anteil, $\tau_{\text{ign,phys}}(\phi)$ und $\tau_{\text{ign,chem}}(\phi)$, aufgeteilt, welche einzeln modelliert werden:

$$\tau_{\text{ign}}(\phi) = \tau_{\text{ign,phys}}(\phi) + \tau_{\text{ign,chem}}(\phi) \quad (4.63)$$

Physikalischer Zündverzug

Der physikalische Zündverzug wird hauptsächlich durch die benötigte Zeit für das Aufbrechen des Kraftstoffstrahls $\tau_{\text{ign,breakup}}(\phi)$ und für die Verdampfung der Kraftstofftröpfchen $\tau_{\text{ign,evap}}(\phi)$ bestimmt [15]. Die Mischung des verdampften Kraftstoffs mit der umgebenden Ladung im Brennraum wird nicht separat berücksichtigt, da dieser Prozess parallel stattfindet. Für den physikalischen Zündverzug folgt daher:

$$\tau_{\text{ign,phys}}(\phi) = \tau_{\text{ign,breakup}}(\phi) + \tau_{\text{ign,evap}}(\phi) \quad (4.64)$$

Beim Aufbrechen des Kraftstoffstrahls wird angenommen, dass dieser in Kraftstofftröpfchen mit einem charakteristischen mittleren Durchmesser zerfällt. Diese Annahme basiert auf den Betrachtungen zur Penetrationslänge des Kraftstoffstrahls in den Brennraum.

Die Abschätzung der Zerfallszeit des Kraftstoffstrahls basiert auf empirischen Relationen von Hiroyasu et al. [38] zur zeitlichen Entwicklung der Penetrationslänge:

$$\tau_{\text{ign,breakup}}(\phi) = 4,351 \frac{d_{\text{noz}} \cdot \rho_{\text{fuel}}}{c_d^2 \cdot \sqrt{\rho(\phi)} \cdot \Delta p_{\text{noz}}(\phi)}, \quad (4.65)$$

wobei d_{noz} dem Düsendurchmesser des Injektors, ρ_{fuel} der Kraftstoffdichte, c_d dem geometrischen Durchflusskoeffizienten, $\rho(\phi)$ der Gemischdichte im Brennraum und $\Delta p_{\text{noz}}(\phi)$ der Druckdifferenz am Austritt der Injektordüse entspricht, welche durch

$$\Delta p_{\text{noz}}(\phi) = p_{\text{rail}} - p(\phi) \quad (4.66)$$

angenähert werden kann. Für weitere Details siehe auch [36, 60].

Zur Abschätzung der Verdampfungszeit wird zunächst die statistische Verteilung der Größe der Kraftstofftröpfchen nach dem Strahlzerfall geeignet quantifiziert. Hierfür wird der mittlere Sauterdurchmesser (engl. Sauter Mean Diameter, SMD) zur Ableitung eines Mittelwerts für den Tröpfchendurchmesser verwendet. Der SMD ist definiert als das Volumen-zu-Oberflächenverhältnis der Kraftstofftröpfchen und hängt von den Eigenschaften des Kraftstoffs, der Zylinderladung und dem Einspritzdruck ab [95]:

$$SMD(\phi) = 3,08 \cdot 10^6 \cdot \nu_{\text{fuel}}^{0,385} \cdot \sigma_{\text{fuel}}^{0,737} \cdot \rho_{\text{fuel}}^{0,737} \cdot \rho^{0,06}(\phi) \cdot \Delta p_{\text{noz}}^{-0,54}(\phi) \quad (4.67)$$

wobei ν_{fuel} der kinematischen Viskosität des Kraftstoffs und σ_{fuel} dessen Oberflächenspannung entspricht. Die momentane Verdampfungsrate $C_{\text{evap}}(\phi)$ der Kraftstofftröpfchen kann durch folgende Beziehung angenähert werden, welche hauptsächlich von der Temperatur der Zylinderladung abhängt [43]:

$$C_{\text{evap}}(\phi) = \frac{d}{dt} \left(d_{\text{drop}}^2(\vartheta(\phi)) \right) = \frac{8 \cdot \lambda_{\text{therm}}}{\rho_{\text{fuel}} \cdot c_p(\phi)} \ln \left(1 + \frac{c_p(\phi)}{\Delta h_{\text{evap}} \cdot (\vartheta(\phi) - \vartheta_{\text{evap}})} \right), \quad (4.68)$$

wobei λ_{evap} der Wärmeleitfähigkeit der Zylinderladung und ϑ_{evap} der Verdampfungstemperatur des Kraftstoffs entspricht. Die Verdampfungszeit kann unter Verwendung von (4.67) und (4.68) angenähert werden durch [65]:

$$\tau_{\text{ign,evap}}(\phi) = \frac{SMD^2(p_{\text{rail}}, p(\phi), \rho(\phi))}{C_{\text{evap}}(\vartheta(\phi) c_p(\phi))} \quad (4.69)$$

Sowohl (4.65) als auch (4.69) weisen keine zu identifizierenden Modellparameter auf, sondern verwenden lediglich Stoffkonstanten oder konstruktive Maße als Parameter.

Chemischer Zündverzug

Zum chemischen Zündverzug tragen die benötigte Zeit für die molekulare Aufspaltung und die Bildung von Radikalen für die Initiierung der Verbrennung bei. Die diesen Effekten zugrunde liegenden Mechanismen sind komplex und werden hier nicht im Detail diskutiert werden. Grundsätzlich erfolgt die chemische Zündung nach zwei unterschiedlichen Reaktionspfaden [99]:

- Einem Hochtemperaturpfad, welcher als einstufige Reaktion mit instantanem Kettenaufbruch betrachtet werden kann.
- Einem Niedertemperaturpfad, welcher aus den drei Hauptschritten Kraftstoffaufbruch, Kaltflammen- (engl. Cool Flame) und Blauflammenphase (engl. Blue Flame) besteht.

Ein interessanter Aspekt des chemischen Zündverzugsmechanismus ist das Verhalten im Bereich des sogenannten negativen Temperaturkoeffizienten (engl. Negative Temperature Coefficient, NTC), welches beispielhaft in Abb. 4.8 dargestellt ist. Dieses resultiert aus gegensätzlichen Temperaturabhängigkeiten einiger der Teilprozesse, die die Reaktionskinetik bestimmen. Ein Modell, welches das NTC-Verhalten abbildet, wird in [45, 65] beschrieben. Es basiert auf zwei Arrhenius-Ansatzfunktionen der Form

$$\text{Arr}(p, \vartheta, \xi_{\text{O}_2}) = k \cdot \left(\frac{p}{p_{\text{ref}}} \right)^{n_p} \cdot \left(\frac{\xi_{\text{O}_2}}{\xi_{\text{O}_2, \text{ref}}} \right)^{n_{\text{O}_2}} \cdot e^{\frac{\vartheta_a}{\vartheta}} \quad (4.70)$$

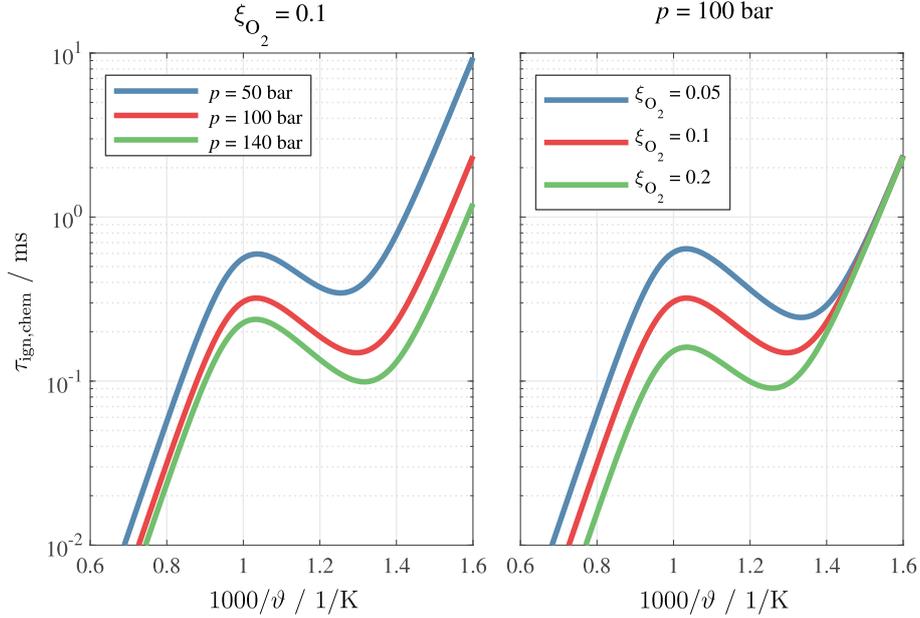


Abb. 4.8: Simulation des NTC-Verhaltens des chemischen Zündverzugs basierend auf n-Heptan Mechanismus. Model und Parameter nach [45]

mit der Aktivierungstemperatur $\vartheta_a = E_a/R_m$ als Quotient aus Aktivierungsenergie E_a und molarer Gaskonstante R_m , welche jeweils den Zündverzug des Hoch- und Niedertemperaturreaktionspfads abbilden. Diese werden gewichtet summiert, um den gesamthaften Zündverzug zu bestimmen, wobei die Gewichtungsfaktoren selbst über weitere Arrhenius-Funktionen dargestellt werden. Das dort verwendete Modell bildet hierbei Abhängigkeiten des chemischen Zündverzugs vom Druck, der Temperatur und der Sauerstoffkonzentration der Zylinderfüllung ab. Es handelt sich hierbei um ein empirisches Modell mit einer hohen Anzahl an Parametern (vier pro Arrhenius-Funktion und somit 16 insgesamt), welches sich bei begrenzter Datenbasis nur schwer identifizieren lässt.

In dieser Arbeit wird daher ein deutlich vereinfachter Modellansatz gewählt, welcher den vermessenen Betriebsbereich bzgl. des Zündverzugs dennoch mit hinreichender Genauigkeit abbildet. Abweichend zu (4.70) besteht der vereinfachte Modellansatz aus der Summe von zwei konstant gewichteten Exponentialfunktionen und weist keine Abhängigkeit von der Sauerstoffkonzentration auf:

$$\tau_{\text{ign,chem}}(p(\phi), \vartheta(\phi)) = k_1 \cdot e^{-k_2 p(\phi)} + k_3 \cdot e^{-k_4 \vartheta(\phi)} \quad (4.71)$$

mit den zu identifizierenden Parametern k_1, k_2, k_3 und k_4 .

4.2.6 Zusammenfügen aller Teilmodelle zum gesamthaften Prozessmodell

Durch die in den Abschnitten 4.2.3, 4.2.4 und 4.2.5 vorgestellten Teilmodelle wird der dieselmotorische Hochdruckzyklus vollständig beschrieben. Alle Teilmodelle lassen sich strukturell zu einem gesamthaften Prozessmodell in Zustandsdifferentialform zusammenfassen:

$$\frac{d\mathbf{x}}{d\phi}(\phi) = \mathbf{f}_{\text{cyl}}(\mathbf{x}(\phi), \mathbf{u}, \phi) \quad (4.72a)$$

$$y(\phi) = h_{\text{cyl}}(\mathbf{x}(\phi)) \quad (4.72b)$$

Die Eingangsgrößen \mathbf{u} bilden die Steuerzeiten des Injektors für die N_{inj} Einspritzungen:

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} SOE_1 \\ \vdots \\ SOE_{N_{\text{inj}}} \\ DOE_1 \\ \vdots \\ DOE_{N_{\text{inj}}} \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{2 \cdot N_{\text{inj}}} \quad (4.73)$$

Die Ausgangsgröße $y(\phi)$ im Sinne der innerzyklischen Messgröße bildet der Zylinderdruck:

$$y(\phi) = p(\phi) \in \mathbb{R} \quad (4.74)$$

Auf Basis der Modellgleichungen bestehen unterschiedliche Möglichkeiten die thermodynamischen Zustandsgrößen auszuwählen, die den Zustandsvektor $\mathbf{x}(\phi)$ definieren. Hier wird dieser wie folgt gewählt:

$$\mathbf{x}(\phi) = \begin{bmatrix} p(\phi) \\ m(\phi) \\ \xi_{\text{O}_2}(\phi) \\ \xi_{\text{C}_x\text{H}_y}(\phi) \\ \xi_{\text{CO}_2}(\phi) \\ \xi_{\text{H}_2\text{O}}(\phi) \\ m_{\text{fuel, inj}}(\phi) \\ Q_{\text{comb}}(\phi) \\ Q_{\text{wall}}(\phi) \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^9 \quad (4.75)$$

Der Zustandsvektor setzt sich somit aus dem Zylinderdruck $p(\phi)$, der Gesamtmasse des Gasgemisches im Brennraum $m(\phi)$, dessen Zusammensetzung abgebildet durch die

Massenanteile $\xi_i(\phi)$ der einzelnen Gaskomponenten (die Änderung des Massenanteils für N_2 muss hierbei nicht als separate Zustand abgebildet werden, da dieser aus der Bedingungen $\sum \xi_i = 1$ folgt), der eingespritzten Kraftstoffmasse $m_{\text{fuel,inj}}(\phi)$, der freigesetzten Verbrennungswärme $Q_{\text{comb}}(\phi)$ und der übertragenen Wandwärme $Q_{\text{wall}}(\phi)$ zusammen.

Die übrigen Modellvariablen, wie bspw. die Temperatur des Gasgemischs $\vartheta(\phi)$, das Brennraumvolumen $V(\phi)$ oder auch der Zündverzug $\tau_{\text{ign}}(\phi)$ hängen direkt durch algebraische Beziehungen von den differentiellen Zustandsgrößen $\mathbf{x}(\phi)$, den Eingangsgrößen \mathbf{u} und dem Kurbelwinkel ϕ ab.

4.2.7 Füllungsmodell - Bestimmung des Anfangszustands des Hochdruckzyklus

Neben den eigentlichen Modellgleichungen wird zur Simulation des Hochdruckzyklus noch der Anfangszustand und somit der Wert des Zustandsvektors (4.75) zum Zeitpunkt Einlass schließt (IVC) benötigt:

$$\mathbf{x}_{\text{IVC}} = \mathbf{x}(\phi_{\text{IVC}}) \quad (4.76)$$

Dessen Berechnung reduziert sich vor allem auf die Fragestellung nach der eingeschlossenen Gasmasse im Brennraum und dessen Zusammensetzung und hängt von der vorhandenen Sensortopologie und der geforderten Genauigkeit ab [42].

Während des Ansaugtaktes wird frisches Gasgemisch in den Brennraum angesaugt. Dieses besteht zum einen aus Frischluft und zum anderen aus zurückgeführtem Abgas. Der Zustand des Frischgemischs hängt somit vom Zustand der frischen angesaugten Luft, dem des zurückgeführten Abgases und dem Verhältnis aus Frischluft und zurückgeführtem Abgas ab. Die (externe) Abgasrückführung (engl. Exhaust Gas Recirculation, EGR) hat zur Folge, dass die motorischen Arbeitszyklen durch den Abgasrückführungspfad zeitlich miteinander gekoppelt werden. Eine weitere direkte Zyklus-zu-Zyklus-Kopplung entsteht durch im Brennraum verbleibendes Abgas (Residualgas) am Ende des Ausschietbetaktes nach dem Schließen der Auslassventile (EVC). In diesem Zusammenhang wird auch von interner Abgasrückführung gesprochen. Dieses komplexe Zusammenspiel aus Luft- und Abgasrückführungspfad und dem Ladungswechsel kann über dynamische Modelle abgebildet werden. In dieser Arbeit soll jedoch ein einfacherer Ansatz verfolgt werden, da die Dynamik des Luftpfads für die eigentliche Realisierung der Brennverlaufsregelung von untergeordnetem Interesse ist. Im Folgenden wird daher ein Füllungsmodell vorgestellt, welches die Ladungsmasse und -zusammensetzung auf Basis einer stationären Betrachtung

in Abhängigkeit der im Messgrößenvektor

$$\mathbf{y}_{\text{int}} = \begin{bmatrix} n_{\text{eng}} \\ p_{\text{im}} \\ \xi_{\text{egr}} \\ \xi_{\text{res}} \\ \dot{m}_{\text{air,fresh}} \\ m_{\text{fuel,inj}} \end{bmatrix} \quad (4.77)$$

zusammengefassten Messgrößen berechnet. Hierbei entspricht p_{im} dem Einlassdruck, ξ_{egr} dem Massenanteil des zurückgeführten Abgases am angesaugten Frischgemisch, ξ_{res} dem Anteil der Residualmasse an der Gesamtmasse im Brennraum, $\dot{m}_{\text{air,fresh}}$ dem Frischluftmassenstrom und $m_{\text{fuel,inj}}$ der eingespritzten Kraftstoffmasse im vorangegangenen Zyklus.

Der Zylinderdruck zum Zeitpunkt IVC wird dem Einlassdruck gleichgesetzt:

$$p(\phi_{\text{IVC}}) = p_{\text{im}} \quad (4.78)$$

Die angesaugte Frischluftmasse im Brennraum folgt aus dem gemessenen Frischluftmassenstrom $\dot{m}_{\text{fresh,air}}$, der Motordrehzahl n_{eng} und der Anzahl der Zylinder N_{zyl} zu:

$$m_{\text{fresh,air}} = \frac{2 \cdot \dot{m}_{\text{fresh,air}}}{N_{\text{zyl}} \cdot n_{\text{eng}}} \quad (4.79)$$

Für die gesamte angesaugte Ladungsmasse im Brennraum folgt in Abhängigkeit der angesaugten Frischluftmasse und dem Massenanteil ξ_{egr} :

$$m_{\text{int}} = \frac{m_{\text{fresh,air}}}{1 - \xi_{\text{egr}}} \quad (4.80)$$

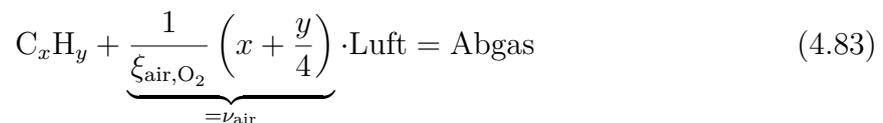
Mit der im Brennraum verbliebenen Residualmasse

$$m_{\text{res}} = \frac{m_{\text{int}}}{\frac{1 - \xi_{\text{res}}}{\xi_{\text{res}}}} \quad (4.81)$$

ergibt sich die Gesamtmasse schließlich zu:

$$m(\phi_{\text{IVC}}) = m_{\text{int}} + m_{\text{res}} \quad (4.82)$$

Für die Bestimmung der Zusammensetzung von (4.82) in seine molekularen Komponenten wird zunächst die Zusammensetzung in die Gasgemische Luft und stöchiometrisches Abgas bestimmt. Analog zu (4.30) lässt sich die Bruttoreaktionsgleichung der Verbrennung von C_xH_y mit Luft als Oxidator formulieren:



Aus (4.83) folgt, dass für die stöchiometrische Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffs $m_{\text{fuel,inj}}$ die Luftmasse

$$m_{\text{burnt,air}} = \nu_{\text{air}} \frac{M_{\text{air}}}{M_{\text{C}_x\text{H}_y}} m_{\text{fuel,inj}} \quad (4.84)$$

benötigt wird. Hieraus folgt für die Zusammensetzung des Abgases hinsichtlich Luft und stöchiometrischem Abgas:

$$\xi_{\text{exh,air}} = \frac{m_{\text{fresh,air}} - m_{\text{burnt,air}}}{m_{\text{fresh,air}} + m_{\text{fuel,inj}}}, \quad (4.85a)$$

$$\xi_{\text{exh,bg}} = 1 - \xi_{\text{exh,air}} \quad (4.85b)$$

Aus der bekannten Zusammensetzung des Abgases kann anschließend die Gesamtmasse der Luft

$$m_{\text{air}} = m_{\text{fresh,air}} + \xi_{\text{exh,air}} \underbrace{(m_{\text{egr}} + m_{\text{res}})}_{=m_{\text{int}} - m_{\text{fresh,air}}} \quad (4.86)$$

und des stöchiometrischen Abgases

$$m_{\text{bg}} = m(\phi_{\text{IVC}}) - m_{\text{air}} \quad (4.87)$$

im Brennraum bestimmt werden. Aus (4.86) und (4.87) folgt schließlich die molekulare Zusammensetzung zu:

$$\xi_{\text{O}_2}(\phi_{\text{IVC}}) = \frac{\xi_{\text{air,O}_2} m_{\text{air}}}{m(\phi_{\text{IVC}})}, \quad (4.88a)$$

$$\xi_{\text{C}_x\text{H}_y}(\phi_{\text{IVC}}) = 0, \quad (4.88b)$$

$$\xi_{\text{CO}_2}(\phi_{\text{IVC}}) = \frac{\xi_{\text{bg,CO}_2} m_{\text{bg}}}{m(\phi_{\text{IVC}})}, \quad (4.88c)$$

$$\xi_{\text{H}_2\text{O}}(\phi_{\text{IVC}}) = \frac{\xi_{\text{bg,H}_2\text{O}} m_{\text{bg}}}{m(\phi_{\text{IVC}})} \quad (4.88d)$$

Auf die Bestimmung des molekularen Massenanteils der Luft ($\xi_{\text{air,i}}$) und des stöchiometrischen Abgases ($\xi_{\text{bg,i}}$) wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen.

Die übrigen Anfangszustände in (4.76) ($m_{\text{fuel,inj}}$, Q_{comb} und Q_{wall}) werden zu null gewählt.

4.2.8 Parameteridentifikation und Validierung des gesamthaften Prozessmodells

In diesem Abschnitt wird die Identifikation und Validierung des gesamthaften Prozessmodells anhand von Messdaten vom Motorprüfstand beschrieben. Der Aufbau des Motorprüfstand ist in 4.4.2 beschrieben.

Die Identifikation des Prozessmodells folgt in drei Schritten. Im ersten Schritt erfolgt die Parametrierung des Injektormodells anhand von Einspritzratenmessungen, welche an einem dedizierten Injektorprüfstand (siehe Abschnitt 4.4.1) durchgeführt wurden. Der Identifikationsprozess und die Validierung des Injektormodells wurden bereits in Abschnitt 4.2.4 erläutert.

Für die Identifikation des Verbrennungsmodells wird zuerst das Zündverzugsmodell auf Basis der direkt aus den Messdaten extrahierten Zündverzugszeiten und anschließend das Verbrennungsratenmodell auf Basis des vollständig abgeleiteten Brennverlaufs parametrisiert. Das Vorgehen wird in den folgenden Unterabschnitten skizziert. Die Validierung des gesamthaften Prozessmodells erfolgt beispielhaft an mehreren Betriebspunkten.

Parametrierung des Zündverzugsmodells

Nach (4.63) setzt sich der Zündverzug aus einem physikalischen einem chemischen Anteil zusammen, welche jeweils getrennt modelliert werden. Das physikalische Zündverzugsmodell beinhaltet ausschließlich Stoffeigenschaften des Gasgemischs im Brennraum und des Kraftstoffs sowie geometrische Parameter, wie den Düsendurchmesser oder den geometrischen Durchflusskoeffizienten, welche alle entsprechenden Konstruktionsdaten entnommen werden können. Daher weist das physikalische Zündverzugsmodell auch keine zu identifizierenden Parameter auf.

Das chemische Zündverzugsmodell (4.71) ist demgegenüber rein empirisch und besitzt insgesamt vier zu identifizierende Parameter:

$$\boldsymbol{\theta}_{\text{chem,ign}} = \begin{bmatrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \\ k_4 \end{bmatrix} \quad (4.89)$$

Die gemessenen Zündverzugszeiten werden anhand der aus der Brennverlaufsanalyse der Motorprüfstandsmessungen erhaltenen Daten rekonstruiert. Der für die Identifikation und Validierung verwendete Datensatz beinhaltet Betriebspunkte mit unterschiedlichen Einstellungen der Luftpfad- (Ladedruck und Anteil an zurückgeführtem Abgas) und Einspritzparameter (Einspritzzeiten und Raildruck). Die Motordrehzahl wurde für alle Messungen konstant auf 2000 1/min eingeregelt. Bezüglich der Einspritzstrategie wurden Betriebspunkte mit bis zu drei Einspritzungen vermessen. Abb. 4.9 zeigt die Verteilung aller vermessenen Betriebspunkte u. a. hinsichtlich Last, Einspritzzeiten und Zündverzug der einzelnen Einspritzungen.

Die Brennverlaufsanalyse liefert den Zylinderdruck p_{SOI} und die Gemischtemperatur im Brennraum ϑ_{SOI} zum Beginn jeder Einspritzung. Der Einspritzbeginn wiederum folgt aus dem Ansteuerbeginn der Einspritzung und dem bereits für das Injektormodell

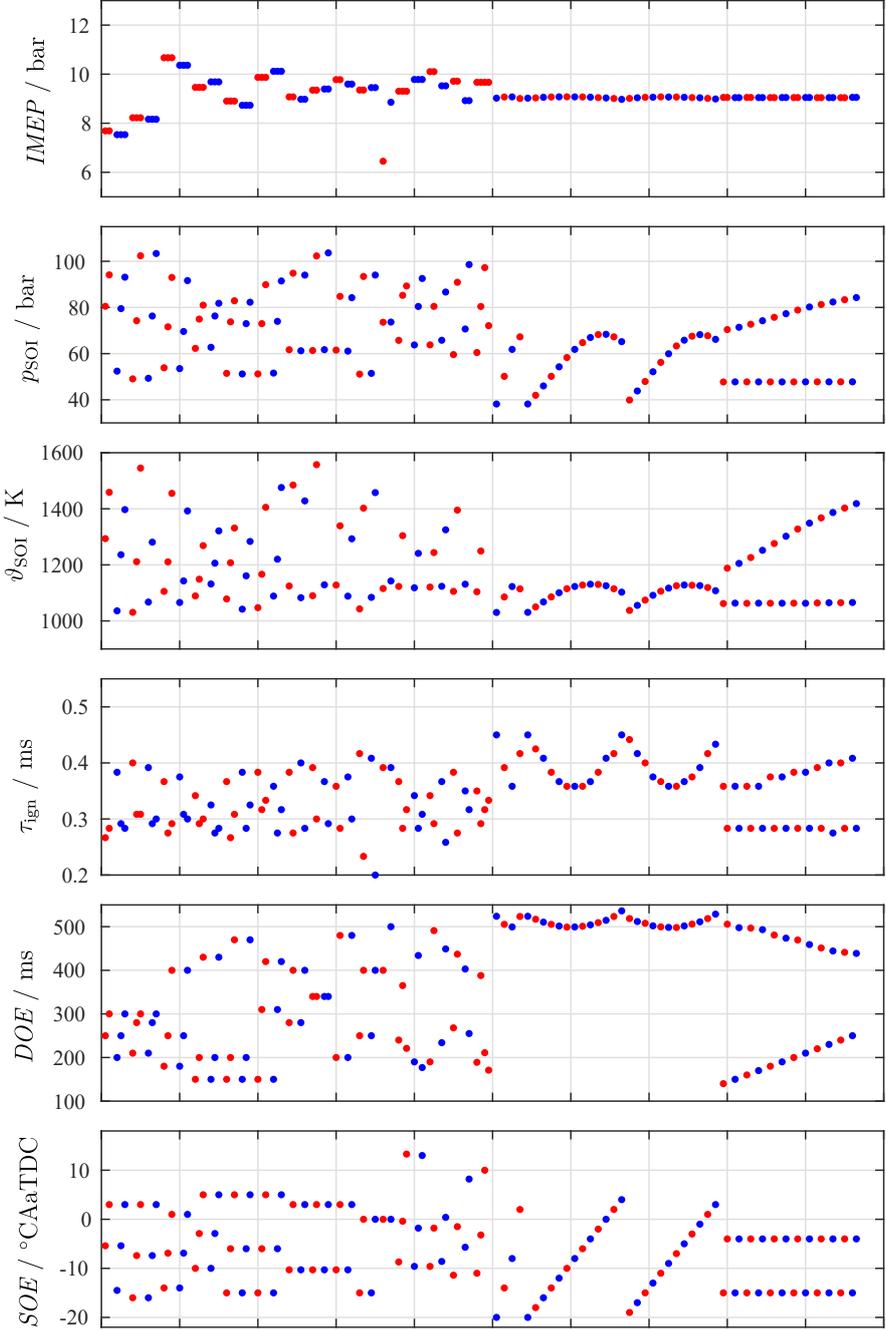


Abb. 4.9: Darstellung aller am Motorenprüfstand zur Identifikation des Verbrennungsmodells vermessenen Betriebspunkte

identifizierten hydraulischen Einspritzverzögerung τ_{hyd} . Herausfordernd ist die zuverlässige Rekonstruktion des Verbrennungsbeginns aus den Messdaten. Im Brenn- bzw. Brennra-
tenverlauf lässt sich der Verbrennungsbeginn jeder Einspritzung durch charakteristische Minima und somit Vorzeichenwechsel in der Änderungsrate der Brennrate erkennen. Bei dicht aufeinanderfolgenden oder auch sehr kurzen Einspritzungen kann es jedoch sehr schwierig sein, diese Minima von Artefakten im Brennverlauf zu unterscheiden, was eine automatisierte Auswertung erschwert.

Liegen die notwendigen Eingangsgröße, p_{SOI} und ϑ_{SOI} des chemische Zündverzugsmodells und die gemessenen Zündverzugszeiten aller Einspritzungen über alle Betriebspunkte vor, erfolgt die Parameteridentifikation optimierungsbasiert durch Minimierung der Summe der quadratischen Abweichungen der gemessenen und modellierten Zündverzugszeiten unter Variation der Modellparameter $\theta_{\text{chem,ign}}$.

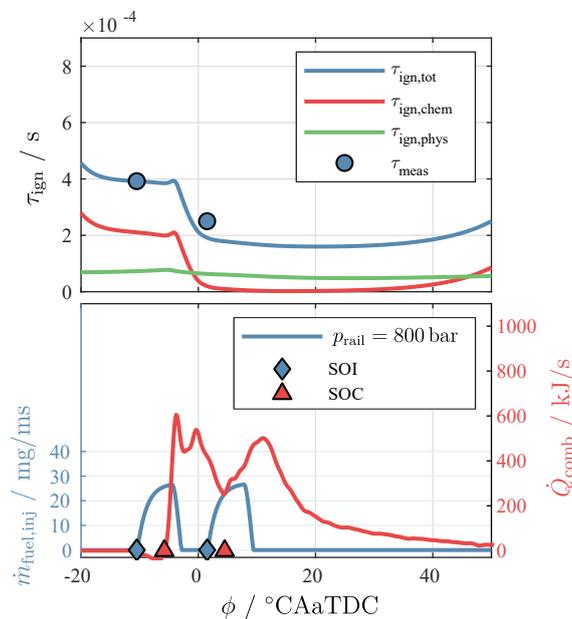


Abb. 4.10: Beispielhafte Validierung des Zündverzugsmodells an einem Betriebspunkt mit zwei Einspritzungen; Darstellung der modellierten Verläufe des chemischen, physikalischen und gesamthaften Zündverzugs zusammen mit den aus den Messdaten rekonstruierten Zündverzügen der Einzelspritzungen (oben) und des gemessenen Brennraten- und modellierten Einspritzratenverlaufs zusammen mit den modellierten Einspritz- und den rekonstruierten Verbrennungsbeginnen

Abb. 4.10 zeigt exemplarisch die Validierung des Zündverzugsmodells an einem Betriebspunkt mit zwei Einspritzungen. Es ist erkennbar, dass der modellierte Zündverzögerung sehr gut die beiden aus den Messdaten rekonstruierten Zündverzögerungszeiten der Einzelspritzung reproduziert.

Parametrierung des Mischungsratenmodells

Nachdem die Parameter des Zündverzugsmodells festgelegt sind, erfolgt die Parametrierung des empirischen Mischungsratenmodells (4.60) bis (4.62) als Teilmodell des Verbrennungsmodells (4.57). Insgesamt besteht das Mischungsratenmodell aus acht Parametern:

$$\boldsymbol{\theta}_{\text{comb}} = \begin{bmatrix} a_{\text{pre}} \\ n_{\text{pre}} \\ b_{\text{pre}} \\ a_{\text{diff}} \\ n_{\text{diff}} \\ b_{\text{diff}} \\ \tau_{\text{low}} \\ \tau_{\text{up}} \end{bmatrix} \quad (4.90)$$

Auch hier erfolgt die Parameteridentifikation optimierungsbasiert analog zum Injektor- und Zündverzugsmodell. Minimiert wird die Summe der quadratischen Abweichungen zwischen den Verläufen der modellierten und der aus den Messdaten rekonstruierten Mischungsrate über alle vermessenen Betriebspunkte unter Variation der Modellparameter $\boldsymbol{\theta}_{\text{comb}}$. Die Rekonstruktion der Mischungsrate aus den Messdaten erfolgt über eine erweiterte Brennverlaufsanalyse, bei welcher zusätzlich das bereits parametrisierte Zündverzugsmodell und die Modellgleichungen des Brennratenmodells verwendet werden.

Das prinzipielle Vorgehen zur Berechnung der Mischungsrate auf Basis des aus der Brennverlaufsanalyse abgeleiteten Brennraten- und Zündverzugsverlaufs sowie dem modellierten Einspritzverlauf ist beispielhaft in den Abb. 4.11 bis 4.13 dargestellt. Im Rahmen der Parameteridentifikation des Mischungsratenmodells hat sich gezeigt, dass zur Abbildung der hier betrachteten Betriebspunkte die optimalen Werte der Exponenten $n_{\text{pre/diff}}$ nahezu bei eins liegen, weswegen diese hier direkt zu $n_{\text{pre/diff}} = 1$ gewählt werden. Dies bietet den Vorteil, dass sich der Potenzansatz für die Mischungsrate (4.60) zu einer affinen Abbildung vereinfacht, wodurch sich die Brennrate durch eine explizite Differentialgleichung ausdrücken lässt.

Validierung des gesamthaften Prozessmodells

Abb. 4.14 zeigt beispielhaft die Validierung des gesamthaften Prozessmodells an fünf unterschiedlichen Betriebspunkten. Jeweils drei Betriebspunkte mit zwei Einspritzungen und zwei Betriebspunkte mit drei Einspritzungen. Zur Beurteilung der Modellgüte werden die gemessenen und modellierten Verläufe des Zylinderdrucks und der Brennrate verglichen. Das Prozessmodell ist in der Lage die dargestellten Betriebspunkte qualitativ und quantitativ sehr gut abzubilden. Sowohl die dominant vorgemischte Verbrennung der

4.2 Kurbelwinkel aufgelöstes Prozessmodell des dieselmotorischen Hochdruckzyklus

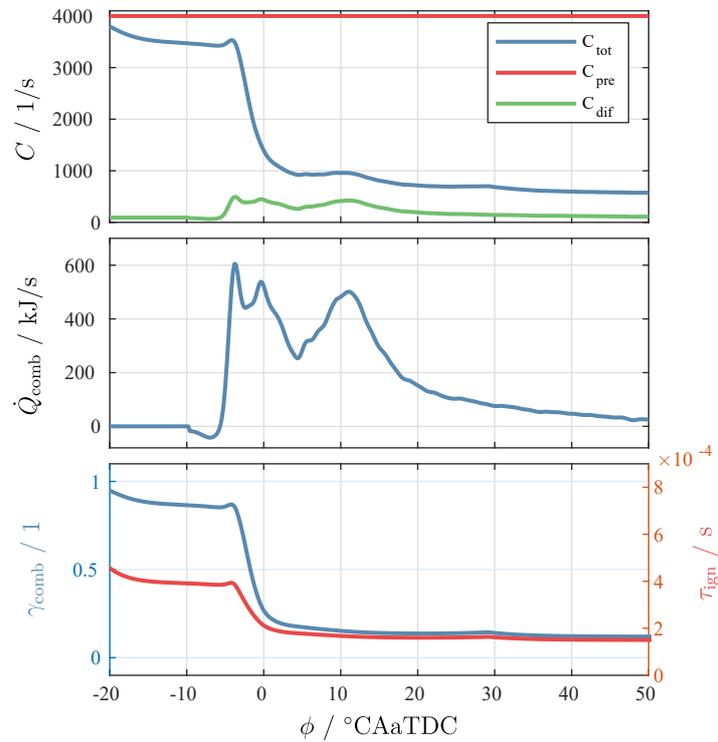


Abb. 4.11: Beispielhafte Verläufe der Mischungsrate (vorgemischte, diffusive und gesamte) (oben), der Brennrate (mitte) und des Gewichtungsfaktors der Brennrate zusammen mit dem Gesamtzündverzug (unten); Verläufe basierend auf Brennverlaufsanalyse von Messdaten

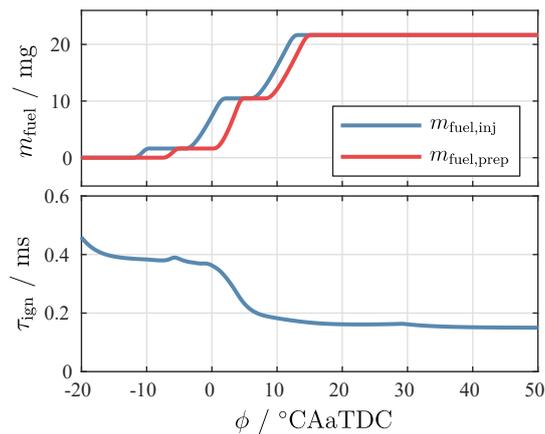


Abb. 4.12: Beispielhafte Verläufe der eingespritzten und der aufbereiteten Kraftstoffmasse (oben) und des Zündverzugs (unten)

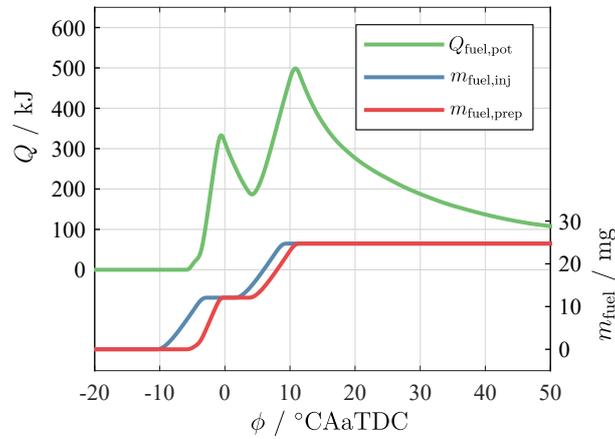


Abb. 4.13: Beispielhafte Verläufe des Kraftstoffenergiepotentials (oben), der eingespritzten und der aufbereiteten Kraftstoffmasse (unten)

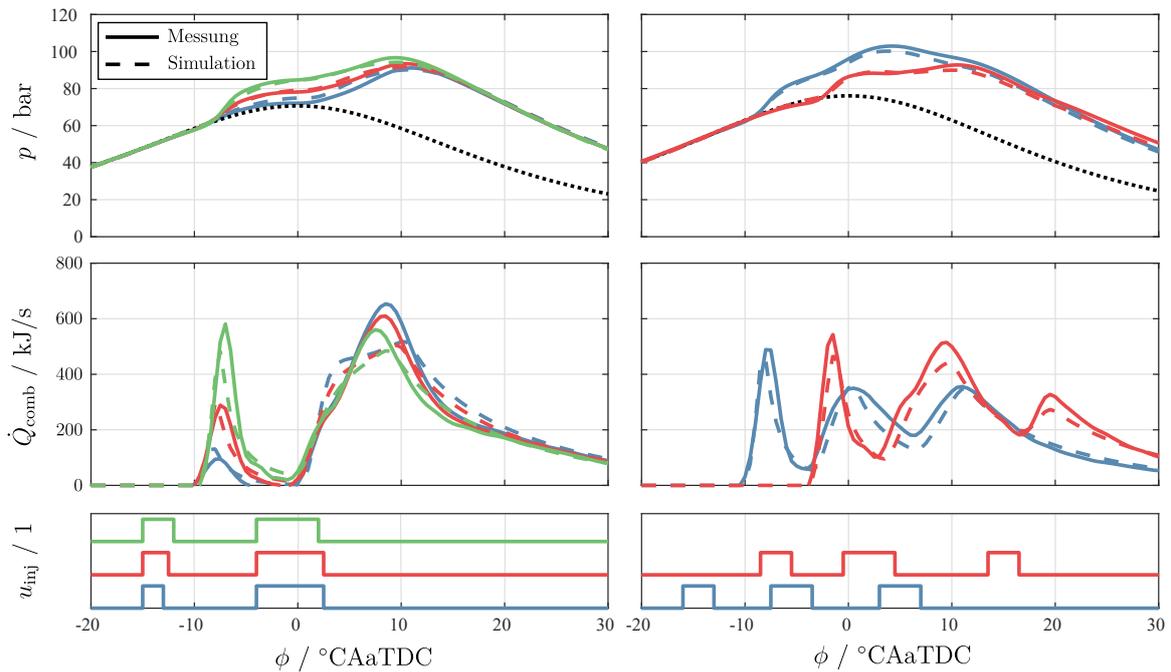
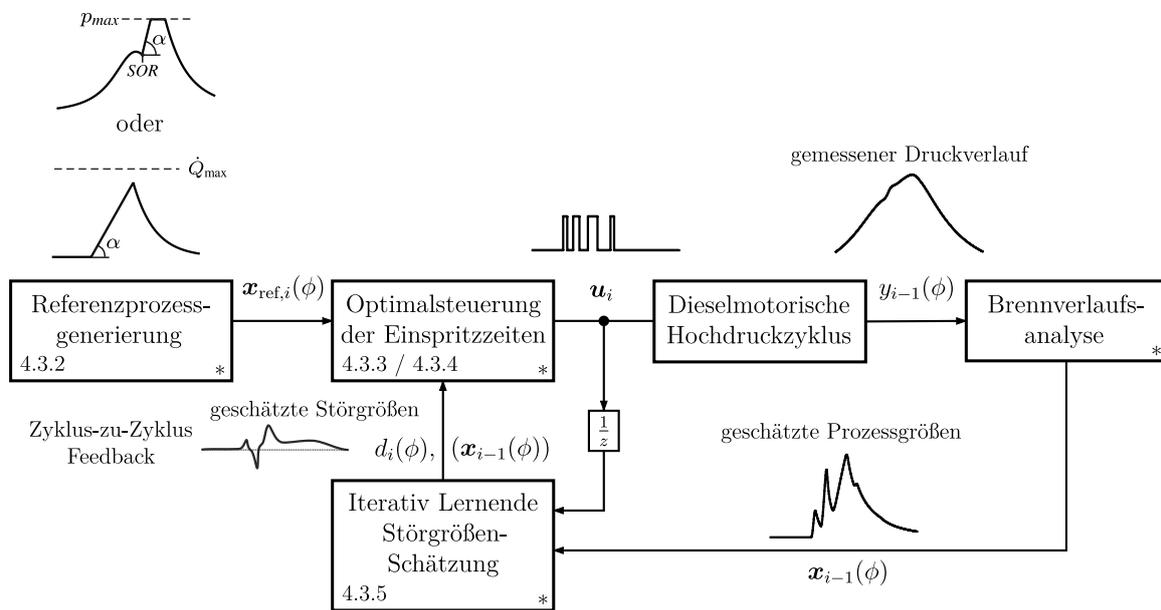


Abb. 4.14: Beispielhafte Validierung des gesamthaften Prozessmodells an insgesamt fünf Betriebspunkten (links mit zwei und rechts mit drei Einspritzungen)

relativ frühen Voreinspritzungen als auch die nahezu vollständig diffusive Verbrennung der Haupteinspritzungen nahe am oberen Totpunkt und sogar der Nacheinspritzung deutlich nach dem oberen Totpunkt werden gut wiedergegeben. Insbesondere die hohe Sensitivität der maximalen Brennrate der Voreinspritzungen in Abhängigkeit der Einspritzdauer bzw. Kraftstoffmasse wird gut getroffen.

4.3 Regelungskonzept

4.3.1 Gesamthaftes Regelungskonzept



*: Verwendung von Anfangszustand \mathbf{x}_{IVC} aus Füllungsmodell

Abb. 4.15: Struktur des gesamthaften Regelungskonzeptes zur Brennverlaufsregelung mittels Mehrfacheinspritzung; die jeweiligen Einzelkomponenten werden in den dargestellten Unterabschnitten detaillierter betrachtet

Abb. 4.15 zeigt den strukturellen Aufbau des in dieser Arbeit umgesetzten gesamthaften Regelungskonzeptes zur Brennlaufregelung mittels Mehrfacheinspritzung.

Die Eingangsschicht des Regelungskonzeptes stellt die Referenzprozessgenerierung (Unterabschnitt 4.3.2) dar. Diese bestimmt zunächst ausgehend von wenigen vorzugebenden Parametern Referenzverläufe für den Zylinderdruck oder die Brennrate. Auf Basis dieser werden anschließend die Verläufe aller übrigen Prozessgrößen $\mathbf{x}_{ref,i}(\phi)$ unter Verwendung des im vorangegangenen Abschnitt hergeleiteten Prozessmodells bestimmt.

Zusammen mit den aus dem Druckverlauf des vorangegangenen Zyklus geschätzten Prozessgrößen $\mathbf{x}_{i-1}(\phi)$ und den iterativ geschätzten Störgrößenverläufen $d_i(\phi)$ fließen diese in die Optimalsteuerung der Einspritzzeiten ein. Hier werden auf Basis der Lösung eines Optimalsteuerungsproblems die optimalen Einspritzzeiten \mathbf{u}_i für den aktuellen Zyklus bestimmt. Für die Optimalsteuerung der Einspritzzeiten werden zwei unterschiedliche Ansätze vorgestellt. Einer mit einer unterlagerten Einspritzverlaufsoptimierung (Unterabschnitt 4.3.3) und einer mit einer direkten Brennverlaufsoptimierung (Unterabschnitt 4.3.4).

Die iterativ lernende Störgrößenschätzung (Unterabschnitt 4.3.5) schätzt unter Verwendung des für die Prädiktion innerhalb der Optimalsteuerung der Einspritzzeiten verwendeten Prozessmodells, dem gemessenen Druckverlauf $y_{i-1}(\phi)$ des letzten Zyklus bzw. den daraus abgeleiteten geschätzten Prozessgrößenverläufen $\mathbf{x}_{i-1}(\phi)$ und den im letzten Zyklus applizierten Einspritzzeiten \mathbf{u}_{i-1} Störgrößenverläufe $d_i(\phi)$ zur Korrektur der Modellprädiktion innerhalb der Optimalsteuerung der Einspritzzeiten.

Die Optimalsteuerung der Einspritzzeiten bildet in Kombination mit der iterativen Schätzung der Störgrößen methodisch eine iterativ lernende nichtlineare modellprädiktive Regelung (engl. Iterativ Learning Nonlinear MPC, IL-NMPC).

Auf die genannten Komponenten wird in den folgenden Unterabschnitten detaillierter eingegangen.

4.3.2 Generierung des Referenzprozesses

In diesem Abschnitt wird die Generierung des Referenzprozesses für den Hochdruckzyklus erläutert, auf welchen die Brennverlaufsregelung den realen Prozess führen soll. Die Referenzprozessgenerierung besteht hierbei aus zwei grundlegenden Schritten: Zum einen die Generierung des Referenzverlaufs einer festgelegten Prozessgröße, in dieser Arbeit entweder dem Zylinderdruck p oder der Brennrate \dot{Q}_{comb} , anhand einer geeigneten Basisfunktion, welche sich durch wenige Parameter vollständig beschreiben lässt, die entweder direkt Performancekenngrößen, wie z. B. indizierter Mitteldruck, innerer Wirkungsgrad oder maximaler Druckgradient, darstellen oder zumindest eine direkte Korrelation mit diesen aufweisen. Zum anderen die Ableitung der Verläufe zusätzlicher thermodynamischer Prozessgrößen aus dem zuvor bestimmten Referenzverlauf unter Verwendung der in Abschnitt 4.2.3 vorgestellten Grundgleichungen des Prozessmodells für den Hochdruckzyklus. Welche zusätzlichen Prozessgrößenverläufe abgeleitet werden müssen, wird in den Abschnitten zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten 4.3.3 und 4.3.4 erläutert.

Im Folgenden werden zwei unterschiedliche Verfahren zur Generierung des Referenzprozessverläufe $\mathbf{x}_{\text{ref}}(\phi)$ vorgestellt, welche sich nach der Wahl der Referenzgröße unterscheiden. Das erste Verfahren basiert auf dem sogenannten Alpha-Prozess zur Vorgabe des

gewünschten Zylinderdruckverlaufs. Das zweite basiert auf der Vorgabe des Brennatenverlaufs mit einer ähnlich zum druckbasierten Alpha-Prozess gewählten Basisfunktion und Parametrierung. Gemein ist beiden Verfahren, dass die resultierenden Referenzgrößenverläufe idealisierte Prozesse abbilden, welche im Allgemeinen in der Realität weder erreichbar noch optimal sind. Die Nichterreichbarkeit bezieht sich hierbei auf die Tatsache, dass die Referenzverläufe aufgrund von Limitierung in der realen Prozessführung, welche im Rahmen der Referenzgenerierung nicht (bzw. nicht vollständig) berücksichtigt werden, nicht perfekt eingeregelt werden können. Haupteinschränkung ist hier, dass der Brennverlauf nicht kontinuierlich, sondern nur quasidiskret durch einzelne Einspritzimpulse geformt werden kann. Optimalität bezieht sich in diesem Kontext auf übergeordnete Optimierungsziele wie der Maximierung des inneren Wirkungsgrades bei gleichzeitiger Einhaltung von Schadstoffemissionsbeschränkungen. Vielmehr können die hier verwendeten Referenzprozesse bzw. deren Parameter als neue Freiheitsgrade für eine überlagerte Optimierungsebene aufgefasst werden, welche einen deutlich niedrigdimensionaleren und vor allem von der Anzahl der Einspritzungen unabhängigen Versuchsraum aufspannen. Dieser Aspekt der Optimierung der Parameter des Referenzprozesses wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht betrachtet, da der Fokus auf der Realisierung der Brennverlaufsregelung selbst liegt.

Unabhängig von der Wahl der Referenzgröße gilt für beide Verfahren: Einspritzung haben bis zum Start der Verbrennung ϕ_{SOC} keinen Einfluss auf die Prozessgrößen. Der Referenzprozess entspricht hier dem geschleppten Druckverlauf, welcher auf Basis des Anfangszustands \mathbf{x}_{IVC} und den Grundgleichungen aus Abschnitt 4.2.3 berechnet werden kann. Ähnliches gilt für die Ausbrand- und sich anschließende Expansionsphase. Dort wird der Verlauf der Prozessgrößen alleinig durch den Zustand zu Beginn der Ausbrandphase bestimmt. Diese beiden Tatsachen müssen bei der Entwicklung der Referenzprozessgenerierung berücksichtigt werden.

Druckbasierter Referenzverlauf - Alpha-Prozess

Der sogenannte Alpha-Prozess (Alpha bezieht sich hierbei auf den Winkel, der aus dem konstanten Druckgradienten resultiert) beschreibt eine Verbrennung mit konstantem Druckanstiegsgradienten zwischen dem Beginn der Verbrennung und dem Beginn der Ausbrandphase [46]. Bis zum Beginn der Verbrennung entsprechen wie zuvor bereits erwähnt die Prozessgrößen dem geschleppten Verlauf und können auf Basis des vom Füllungsmodell aus Abschnitt 4.2.7 bestimmten Anfangszustands \mathbf{x}_{IVC} berechnet werden. Nach dem Verbrennungsbeginn ϕ_{SOC} wird die Form des Druckverlaufs durch den vorgegebenen Druckgradienten $\frac{dp}{d\phi_{ref}}$, den Maximaldruck p_{max} und den Beginn der Ausbrandphase ϕ_{bo} bestimmt. Der Druck steigt hier mit dem vorgegebenen Druckgradienten $\frac{dp}{d\phi_{ref}}$ an und wird gegebenenfalls durch den Maximaldruck p_{max} begrenzt. Der Beginn der Ausbrandphase hängt von der Vorgabe des geforderten indizierten Mitteldrucks $IMEP_{ref}$ ab. Der

druckbasierte Alpha-Prozess wird somit durch folgende vier Parameter beschrieben:

$$\theta_{p,\text{ref}} = \begin{bmatrix} \phi_{\text{SOC}} \\ \frac{dp}{d\phi_{\text{ref}}} \\ p_{\text{max}} \\ IMEP_{\text{ref}} \end{bmatrix} \quad (4.91)$$

Abb. 4.16 zeigt den Referenzdruckverlauf des Alpha-Prozesses jeweils mit ohne aktive Maximaldrucklimitierung.

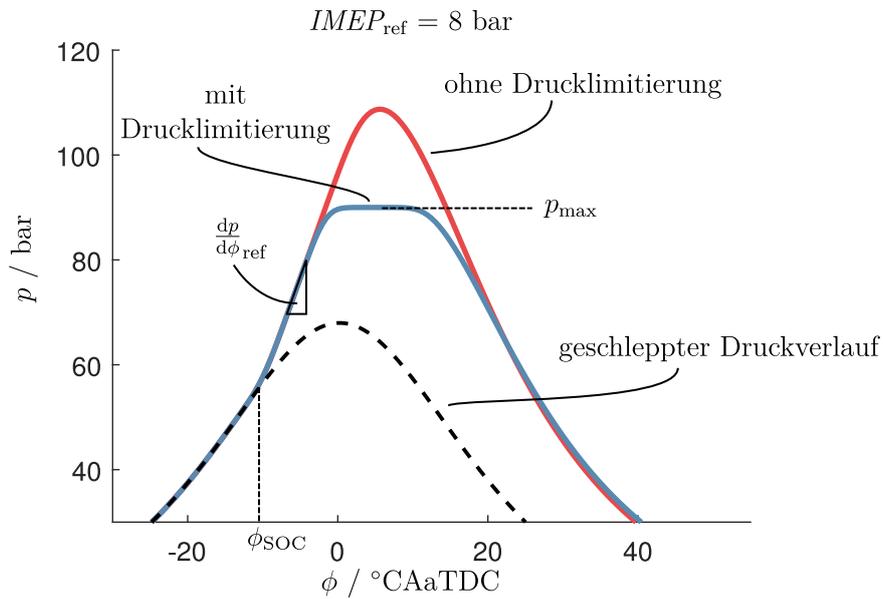


Abb. 4.16: Referenzdruckverlauf des Alpha-Prozesses mit und ohne aktive Maximaldrucklimitierung

Der generierte Referenzdruckverlauf kann wie folgt abschnittsweise definiert werden:

$$p_{\text{ref}}(\phi) = \begin{cases} p_{\text{mot}}(\phi), & \phi < \phi_{\text{SOC}} \\ \min \left(p_{\text{mot}}(\phi_{\text{SOC}}) + (\phi - \phi_{\text{SOC}}) \cdot \frac{dp}{d\phi_{\text{ref}}}, p_{\text{max}} \right), & \phi_{\text{SOC}} \leq \phi < \phi_{\text{bo}} \\ p_{\text{bo}}, & \phi \geq \phi_{\text{bo}} \end{cases} \quad (4.92)$$

wobei $p_{\text{mot}}(\phi)$ dem geschleppten Druckverlauf, ϕ_{bo} dem Beginn der Ausbrandphase und $p_{\text{bo}}(\phi)$ dem Druckverlauf während der Ausbrandphase entspricht. Letzterer wird durch einen exponentiellen Abfall der Brennrate ab ϕ_{bo} mit der charakteristischen Zeitkonstante T_{bo} als Einstellparameter bestimmt:

$$\frac{d^2 Q_{\text{comb}}}{d\phi^2} = -\frac{1}{T_{\text{bo}}} \frac{dQ_{\text{comb}}}{d\phi} \quad (4.93)$$

Als letzte offene Frage verbleibt nun die Bestimmung von ϕ_{bo} , um die IMEP-Vorgabe zu erfüllen. Der Zusammenhang zwischen ϕ_{bo} und dem resultierenden IMEP ist nicht trivial, da zur Bestimmung von IMEP der Druck- und Volumenverlauf des Referenzhochdruckzyklus vollständig bestimmt sein muss. Entsprechend muss der Referenzhochdruckzyklus gemäß Abschnitt 4.2.3 durch Lösen der Energieerhaltungsgleichung (4.15) simuliert werden. Die einzige Möglichkeit ϕ_{bo} zu bestimmen, besteht daher über eine numerische Nullstellensuche der Fehlergleichung

$$IMEP(\phi_{bo}) - IMEP_{ref} = e(\phi_{bo}) = 0. \quad (4.94)$$

Hierbei entspricht $IMEP(\phi_{bo})$ dem resultierenden indizierten Mitteldruck des Referenzprozesses, welcher von dem gesuchten Ausbrandbeginn ϕ_{bo} als Variable und zusätzlich von den vorgegebenen Referenzprozessparametern ϕ_{SOC} , $\frac{dp}{d\phi}_{ref}$ und p_{max} und dem Anfangszustand \mathbf{x}_{IVC} als Parameter abhängt. Unter der Vorgabe einer initialen Schätzung für den Ausbrandbeginn $\phi_{bo,0}$ wird das gedämpfte Newton-Verfahren [67] mit der Iterationsvorschrift

$$\phi_{bo,i+1} = \phi_{bo,i} - \alpha \frac{e(\phi_{bo,i})}{\frac{de}{d\phi_{bo}}(\phi_{bo,i})} \quad \text{mit} \quad 0 < \alpha \leq 1 \quad (4.95)$$

zur Lösung von (4.94) angewandt. Als Abbruchkriterium wird entweder das Unterschreiten einer Fehlerschranke ϵ für (4.94) oder das Erreichen einer maximalen Anzahl an Iterationen N_{max} definiert. Die Schrittweite α wird zur Verbesserung der Stabilität konstant zu 0,6 gewählt. Die Ableitung $\frac{de}{d\phi_{bo}}(\phi_{bo})$ wird hierbei über die Rückwärtsdifferenz

$$\frac{de}{d\phi_{bo}}(\phi_{bo}) \approx \frac{e(\phi_{bo}) - e(\phi_{bo}) - \Delta\phi}{\Delta\phi} \quad (4.96)$$

approximiert, wobei die Schrittweite $\Delta\phi$ hinreichend klein gewählt wird.

Der bis hierhin generierte Referenzprozess erfüllt nun alle gestellten Anforderungen hinsichtlich der Parametervorgaben (4.91). Allerdings besitzt er noch einen gewichtigen Nachteil. Er ist nicht physikalisch und damit offensichtlich auch nicht realisierbar. Um zu sehen, warum der Referenzprozess in dieser Form nicht realisiert werden kann, wird erneut die Energiebilanz (4.15) betrachtet. Hierbei wird diese allerdings nach der Druckänderung dp umgeformt, um deren Abhängigkeit von der Brennrate $\frac{dQ_{comb}}{d\phi}$ zu analysieren:

$$\frac{dp}{d\phi}(\phi) = \frac{\kappa(\phi) - 1}{V(\phi)} \left(\frac{dQ_{comb}}{d\phi}(\phi) + \dots \right) \quad (4.97)$$

Alle übrigen Terme (Volumenänderungsarbeit, Wandwärmeübertragung, etc.) sind an dieser Stelle nicht von Interesse. Der durch (4.92) definierte Referenzdruckverlauf ist erkennbar an mehreren Stellen, bspw. zum Beginn der Verbrennung ϕ_{SOC} und an den Übergangsstellen zu dem durch die Maximaldrucklimitierung p_{max} definierten Druckplateau, nicht stetig differenzierbar. Aus (4.97) folgt direkt, dass zur Realisierung eines nicht

stetig differenzierbaren Druckverlaufs eine sprungförmige Brennratenänderung notwendig wäre, was wiederum eine unendlich hohe Einspritzrate des Kraftstoffs zum Zeitpunkt der Unstetigkeit erfordern würde. Es ist offensichtlich, dass dies nicht realisierbar ist. Um dieses Problem zu umgehen, wird der durch (4.92) erzeugte Referenzdruckverlauf mit einem geeigneten Tiefpassfilter geglättet. Konkret wird hier ein akausales Gauß-Filter [12] verwendet. Nach der Filterung werden die übrigen Prozessgrößen nochmals auf Basis des geglätteten Referenzdruckverlaufs durch Lösung der Energiegleichung für den Hochdruckzyklus abgeleitet.

Brennratenbasierter Referenzverlauf

Die Formulierung des brennratenbasierten Referenzverlaufs erfolgt nahezu analog zum druckbasierten Alpha-Prozess, weswegen an dieser Stelle auch nicht erneut auf alle Details eingegangen wird. Statt eines Druckgradienten und eines Maximaldrucks wird ein Gradient für die Brennrate $\frac{d^2Q}{d\phi^2}_{ref}$ und eine Maximalbrennrate $\frac{dQ}{d\phi}_{max}$ vorgegeben. Der resultierende Referenzbrennratenverlauf ist beispielhaft in Abb. 4.17 dargestellt, jeweils mit und ohne aktiver Brennratenbeschränkung. Die Ausbrand- und Expansionsphase wird wie beim

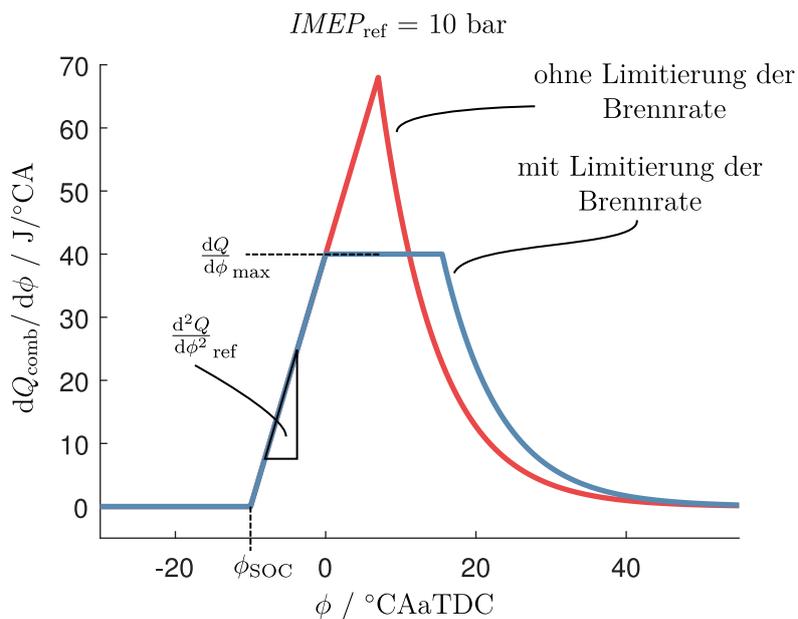


Abb. 4.17: Sollprozess basierend auf Verbrennungsrate

druckbasierten Referenzprozess über einen exponentiellen Abfall der Brennrate mit einer charakteristischen Zeitkonstante T_{bo} abgebildet. Ebenfalls analog zum druckbasierten Referenzverlauf erfolgt die Bestimmung des Beginns der Ausbrandphase ϕ_{bo} so, dass das IMEP des Referenzprozesses dem Geforderten, $IMEP_{ref}$, entspricht. Die Parameter des

brennratenbasierten Referenzverlaufs sind gegeben durch:

$$\theta_{dQ,\text{ref}} = \begin{bmatrix} \phi_{\text{SOC}} \\ \frac{d^2Q}{d\phi^2} \text{ref} \\ \frac{dQ}{d\phi} \text{max} \\ IMEP_{\text{ref}} \end{bmatrix} \quad (4.98)$$

Vergleich zwischen druck- und brennratenbasierter Referenzprozessgenerierung

Wie bereits erwähnt, sind im Allgemeinen weder der druck- noch der brennratenbasierte Referenzprozess mittels Mehrfacheinspritzung ohne Abweichung realisierbar. Dennoch weisen beide Referenzprozesse im direkten Vergleich Unterschiede auf, welche je nach Anwendungsfall den einen oder den anderen vorteilhafter erscheinen lassen. Wie oben gezeigt, musste der durch (4.92) definierte druckbasierte Referenzverlauf zusätzlich geglättet werden, um durch einen stetigen und somit physikalisch realisierbaren Brennratenverlauf realisiert werden zu können. Dieses Problem tritt beim brennratenbasierten Referenzverlauf nicht auf, da dieser inhärent stetig definiert ist. Ein weiterer Vorteil hinsichtlich der Realisierbarkeit ist, dass die Brennrate direkter mit der Einspritzrate korreliert ist (vgl. Definition der Mischungsrate C_{comb}). Anhand der Energiegleichung (4.15) wurde bereits gezeigt, dass die Druckänderung im Brennraum neben der eigentlichen Verbrennung durch weitere dynamische Effekte, wie bspw. Wärmeübertragung durch die Brennraumwände und die Volumenänderungsarbeit, beeinflusst wird. Dadurch ist es leichter, eine zu den Limitierungen des Einspritzsystems (bspw. der maximalen Einspritzrate in Abhängigkeit des gewählten Einspritzdrucks) geeignete Parametrierung für den brennraten- als für den druckbasierten Referenzverlauf zu finden. Auf der anderen Seite beziehen sich einige Performancekenngrößen bzw. Randbedingungen, wie bspw. der maximale Zylinderdruck (mechanische Belastung) oder auch Druckgradient (Geräuschmissionen) direkt auf den Druckverlauf, wodurch sich diese entsprechend auch leichter durch einen druckbasierten Referenzverlauf abbilden lassen.

4.3.3 Optimalsteuerung der Einspritzzeiten mittels unterlagerter Optimierung des Einspritzverlaufs

Der kaskadierte Ansatz zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten mit unterlagerter Einspritzverlaufsoptimierung besteht aus zwei Komponenten. Dem modell- bzw. inversionsbasierten Verbrennungsregler, der auf Basis des generierten Referenzprozesses $\mathbf{x}_{\text{ref}}(\phi)$ und des geschätzten Störgrößenverlaufs $d(\phi)$ einen kontinuierlich geformten Einspritzverlauf als virtuelle Stellgröße berechnet $m_{\text{fuel,inj,ref}}(\phi)$, welcher der nachgelagerten Einspritzverlaufsoptimierung als Referenzgröße dient. Diese bestimmt unter Berücksichtigung des applizierten Raildrucks p_{rail} und der Beschränkungen des Einspritzsystems die

hinsichtlich des Tracking-Fehlers zum vorgegebenen Referenzeinspritzverlauf optimale Einspritzstrategie. Abb. 4.18 zeigt schematisch die erläuterte Struktur. Ein strukturell ähnlicher Ansatz wurde in [45, 46] entwickelt. Allerdings wird dort das zyklische Prozessfeedback nicht über eine Störgrößenschätzung realisiert. Außerdem erfolgt dort die Ableitung der Einspritzstrategie aus der kontinuierlichen Einspritzverlaufsreferenz durch einen heuristischen Berechnungsansatz. Eine stringente und flexible Berücksichtigung von Beschränkungen des Einspritzsystems ist dort nicht möglich. Ebenso wenig die Möglichkeit a priori die Anzahl der gewünschten Einspritzungen vorzugeben.

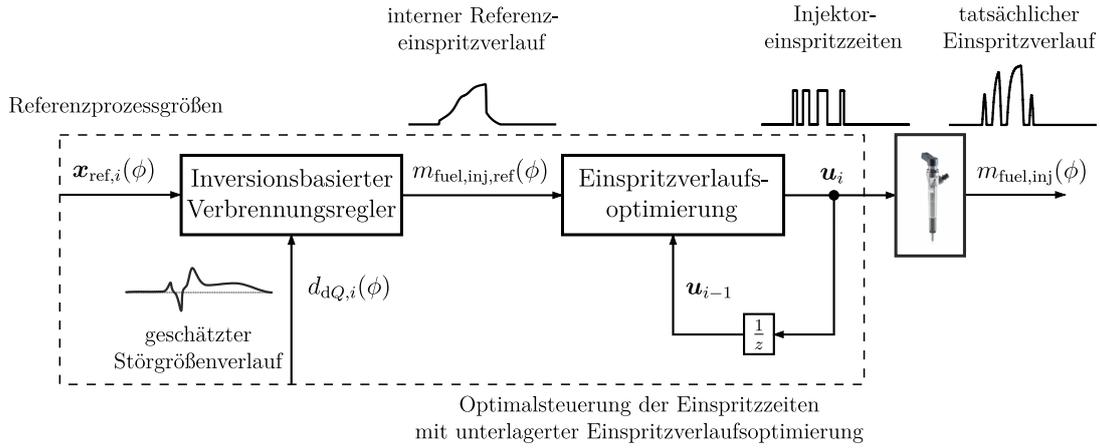


Abb. 4.18: Reglerstruktur der Optimalsteuerung der Einspritzzeiten mit unterlagter Einspritzverlaufsoptimierung

Inversionsbasierter Verbrennungsregler

Der modellbasierte Verbrennungsregler basiert auf der Inversion des in Abschnitt 4.2.5 vorgestellten, mischungsratebasierten Verbrennungsmodells. Ohne nochmals alle Gleichungen an dieser Stelle aufzuführen, wird zuerst der Zündverzug $\tau_{\text{ign,ref}}(\phi)$ nach (4.63) ff. auf Basis der Referenzprozessgrößen berechnet. Aus dem Zündverzug kann über (4.62) direkt die Gewichtungsfunktion $\gamma_{\text{comb,ref}}(\phi)$ bestimmt werden. Bevor im nächsten Schritt die Mischungsrate $C_{\text{comb,ref}}(\phi)$ nach (4.60) und (4.61) berechnet werden kann, muss zunächst die Brennrate des Referenzprozesses $\frac{dQ_{\text{comb,ref}}}{d\phi}(\phi)$ um den geschätzten Störgrößenverlauf $d_{dQ}(\phi)$ wie folgt korrigiert werden:

$$\frac{dQ_{\text{comb,ref,corr}}}{d\phi}(\phi) = \max\left(\frac{dQ_{\text{comb,ref}}}{d\phi}(\phi) - d_{dQ}(\phi), 0\right) \quad (4.99)$$

Das Vorzeichen für die Korrektur richtet sich hierbei nach der Definition des geschätzten Störgrößenverlaufs $d_{dQ}(\phi)$. Im vorliegenden Fall ist dieser definiert als Abweichung zwischen der prädizierten und der gemessenen Brennrate. Für $d_{dQ}(\phi) > 0$ wird die Brennrate

in der Prädiktion somit überschätzt und die einzuregelnde Referenz muss entsprechend zur Korrektur reduziert werden. Durch die Korrektur der Referenzbrennrate mit dem zyklisch gelernten Störgrößenverlauf wird das eigentliche Prozessfeedback von Zyklus zu Zyklus realisiert, um Modellabweichungen und Störgrößeneinflüsse zu kompensieren. Die Verwendung der max-Funktion in (4.99) stellt zusätzlich sicher, dass der korrigierte Brennratenverlauf physikalisch plausibel ist, da $\frac{dQ_{\text{comb,ref,corr}}}{d\phi}(\phi) \geq 0$ gilt.

Nach der Berechnung der Mischungsrate $C_{\text{comb,ref}}(\phi)$ kann die notwendige aufbereitete Kraftstoffmasse nach

$$m_{\text{fuel,prep,ref}}(\phi) = \frac{1}{H_{\text{lhv}}} \left(Q_{\text{comb,ref,corr}}(\phi) + \frac{1}{C_{\text{comb,ref}}(\phi)} \frac{dQ_{\text{comb,ref,corr}}}{d\phi}(\phi) \right) \quad (4.100)$$

und durch Verschiebung dieser um die Zündverzugszeit $\tau_{\text{ign,ref}}(\phi)$ schließlich der Referenzeinspritzverlauf nach

$$m_{\text{fuel,inj,ref}}(\phi) = m_{\text{fuel,prep,ref}}(\phi + \omega_{\text{eng}} \cdot \tau_{\text{ign,ref}}(\phi)) \quad (4.101)$$

bestimmt werden.

Optimierung des Einspritzverlaufs

Das Tracking-Problem für den Referenzeinspritzverlauf (4.101) lässt sich durch folgendes gemischt-ganzzahliges Optimalsteuerungsproblem formulieren:

$$\min_{\mathbf{u}, N_{\text{inj}}} J(m_{\text{fuel,inj}}(\phi), \mathbf{u}) \quad (4.102a)$$

unter den Nebenbedingungen

$$\frac{dm_{\text{fuel,inj}}}{d\phi}(\phi) = f_{\text{inj}}(\mathbf{u}, \phi), \quad (4.102b)$$

$$m_{\text{fuel,inj}}(\phi_0) = 0, \quad (4.102c)$$

$$SOI_i(\text{SOE}_i) \geq EOI_{i-1}(\text{SOE}_{i-1}, \text{DOE}_{i-1}) + \omega_{\text{eng}} \cdot \tau_{\text{dwell}}, \quad (4.102d)$$

$$i = 2, \dots, N_{\text{inj}},$$

$$SOI_1(\text{SOE}_1) \geq \phi_0, \quad (4.102e)$$

$$EOI_{N_{\text{inj}}}(\text{SOE}_{N_{\text{inj}}}, \text{DOE}_{N_{\text{inj}}}) \leq \phi_f, \quad (4.102f)$$

$$\text{DOE}_{\text{min}} \leq \text{DOE}_i \leq \text{DOE}_{\text{max}}, \quad i = 1, \dots, N_{\text{inj}}, \quad (4.102g)$$

$$N_{\text{inj,min}} \leq N_{\text{inj}} \leq N_{\text{inj,max}} \quad (4.102h)$$

Die Kostenfunktion ist hierbei wie folgt definiert:

$$J(m_{\text{fuel,inj}}(\phi), \mathbf{u}) = \int_{\phi_0}^{\phi_f} \|m_{\text{fuel,inj}}(\phi) - m_{\text{fuel,inj,ref}}(\phi)\|_2^2 d\phi$$

$$+ w_f \|m_{\text{fuel,inj}}(\phi_f) - m_{\text{fuel,inj,ref}}(\phi_f)\|_2^2 + w_{\Delta u} \|\Delta \mathbf{u}\|_2^2 \quad (4.103)$$

Die freien Variablen des Optimalsteuerungsproblems (4.102) bilden die Einspritzzeiten $\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{SOE}^T & \mathbf{DOE}^T \end{bmatrix}^T \in \mathbb{R}^{2 \cdot N_{\text{inj}}}$ und die Anzahl der Einspritzungen $N_{\text{inj}} \in \mathbb{N}$ selbst. Da letztere nur ganzzahlige Werte annehmen können, ist das Optimierungsproblem inhärent gemischt-ganzzahlig, was dessen Lösung deutlich erschwert.

Die Kostenfunktion (4.103) bewertet zum einen die quadrierte Abweichung des prädierten Einspritzverlaufs $m_{\text{fuel, inj}}(\phi)$ vom vorgegebenen Referenzverlauf $m_{\text{fuel, inj, ref}}(\phi)$ über den Prädiktionshorizont $\phi \in [\phi_0, \phi_f]$ mit einer separaten Gewichtung der Abweichung am Prädiktionsende ϕ_f über den Gewichtungsfaktor w_f . Zum anderen wird die mit dem Gewichtungsfaktor $w_{\Delta \mathbf{u}}$ gewichtete Änderung der Einspritzzeiten $\Delta \mathbf{u} = \mathbf{u} - \mathbf{u}_{i-1}$ zum vorhergehenden Zyklus $i - 1$ bewertet. Die Bewertung der Änderung der Einspritzzeiten $\Delta \mathbf{u}$ ist hierbei formal nicht ganz sauber, da sich die optimale Anzahl der Einspritzungen und somit auch die Dimension von \mathbf{u} von Zyklus zu Zyklus ändern kann. Dieses Problem wird durch die später erläuterte Lösungsstrategie für das gemischt-ganzzahlige Optimalsteuerungsproblem adressiert.

Die Gleichheitsnebenbedingungen des Optimalsteuerungsproblems umfassen die Modellprädiktion (4.102b) mit dem Injektormodell (4.53) und den Anfangszustand (4.102c), welcher zu null gewählt werden kann, solange nicht bereits eingespritzter Kraftstoff vor dem Beginn des Prädiktionshorizonts berücksichtigt werden muss. Der Einfluss des Raildrucks p_{rail} beim Injektormodell wird hierbei über die Modellparametrierung abgebildet. Es gilt $\boldsymbol{\theta}_{\text{inj}}(p_{\text{rail}})$.

Die Ungleichheitsnebenbedingungen beinhalten Beschränkungen für die Ansteuerzeiten zur Einhaltung der hydraulischen Dwell-Zeit als Mindestabstand zwischen zwei konsekutiven Einspritzungen (4.102d), Beschränkungen für den Beginn der ersten und das Ende der letzten Einspritzung (4.102e) und (4.102f), damit jeglicher Kraftstoffeintrag innerhalb des Prädiktionshorizonts erfolgt, und mit (4.102g) Beschränkungen bzgl. der minimalen und maximalen Dauer aller Einspritzungen. Die funktionalen Zusammenhänge zur Berechnung des hydraulischen Einspritzbeginns ($SOI(SOE) = SOE + \tau_{\text{hyd}}$) und -endes ($EOI(SOE, DOE)$) in Abhängigkeit der Ansteuerzeiten werden auf Basis des parametrisierten Injektormodells identifiziert. Auf Details wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Die Nebenbedingung (4.102h) beschränkt die zulässige Anzahl an Einspritzungen.

Das Optimalsteuerungsproblem (4.102) wird mittels eines direkten Lösungsansatzes gelöst. Hierfür wird dieses zunächst geeignet diskretisiert und so in ein gemischt-ganzzahliges NLP (MINLP) transformiert. Für die Diskretisierung wird der Prädiktionshorizont in N äquidistante Intervalle unterteilt. Daraus ergibt sich die diskretisierte Kostenfunktion

zu:

$$J_{\text{dis}}(m_{\text{fuel,inj}}(\phi_k), \mathbf{u}) = \sum_{k=0}^{N-1} \|m_{\text{fuel,inj}}(\phi_k) - m_{\text{fuel,inj,ref}}(\phi_k)\|_2^2 \Delta\phi_k + w_f \|m_{\text{fuel,inj}}(\phi_f) - m_{\text{fuel,inj,ref}}(\phi_f)\|_2^2 + w_{\Delta u} \|\Delta\mathbf{u}\|_2^2 \quad (4.104)$$

mit $\Delta\phi_k = \phi_{k+1} - \phi_k$, $\phi_{k=0} = \phi_0$ und $\phi_{k=N} = \phi_f$. Die Berücksichtigung des prädizierten Einspritzverlaufs $m_{\text{fuel,inj}}(\phi_k)$ erfolgt mit dem Einfachschießverfahren. Für die Integration des Injektormodells wird die Trapezregel [12] verwendet:

$$m_{\text{fuel,inj}}(\phi_{k+1}) = m_{\text{fuel,inj}}(\phi_k) + \frac{\Delta\phi_k}{2} (f_{\text{inj}}(\mathbf{u}, \phi_k) + f_{\text{inj}}(\mathbf{u}, \phi_{k+1})) \quad (4.105)$$

Im nächsten Schritt stellt sich die Frage nach der Lösungsstrategie des formulierten MINLP. Da hier die zulässige Menge der ganzzahligen Variablen, die Anzahl der Einspritzungen, vergleichsweise klein ist (heutige Serieneinspritzsysteme können bis zu neun Einspritzungen pro Zyklus applizieren [35]), ist ein Ansatz mit vollständiger Enumeration noch praktikabel. Hierbei wird das ursprünglich gemischt-ganzzahlige Optimierungsproblem in eine endliche Anzahl von kontinuierlichen Teilproblemen unterteilt, bei welchen die ganzzahlige Variable jeweils einen festen Wert hat. Um alle Kombinationsmöglichkeiten abzudecken, müssen im vorliegenden Fall $N_{\text{inj,max}} - N_{\text{inj,min}} + 1$ Sub-NLPs gelöst werden. Die Lösung des MINLP folgt dann aus der Auswertung der optimalen Kosten der gelösten Sub-NLPs, wobei der niedrigste Kostenwert der Lösung des MINLP entspricht. Durch diese Vorgehensweise wird auch das bereits angesprochene Problem bei der Berücksichtigung der Änderung der Einspritzzeiten von Zyklus zu Zyklus $\Delta\mathbf{u}$ in der Kostenfunktion (4.103) bzw. (4.104) adressiert, da so immer die Änderung zur letzten optimalen Lösung mit der identischen Anzahl an Einspritzungen verglichen wird.

Die jeweiligen NLPs werden mittels eines SQP-Liniensuchverfahrens mit Gauß-Newton-Approximation der Hesse-Matrix und Schrittweitensteuerung über die Armijo-Regel gelöst.

Simulative Validierung der Einspritzverlaufsoptimierung

In diesem Unterabschnitt soll die vorgestellte Optimierung des Einspritzverlaufs unabhängig von dem vorgelagerten Verbrennungsregler simulativ validiert und der Einfluss der Parameter des Einspritzsystems (Beschränkungen und Raildruck) auf die Tracking-Performance untersucht werden. Hierfür wird als Referenzeinspritzverlauf beispielhaft ein generisches „Stiefel“-förmiges Einspritzratenprofil [19] vorgegeben, welches dem Namen entsprechend die charakteristische Form eines Stiefels aufweist (zunächst flacher Anstieg der Einspritzrate gefolgt von steilerem Anstieg bis zu einem Plateau-Wert, bevor die Rate steil abfällt). Neben den Vorteilen bzgl. des Verbrennungsablaufs eignet es sich hier

gut als Benchmark-Profil zum Testen der Einspritzverlaufsoptimierung, da insbesondere bei hohen Einspritzdrücken der flache Anstieg der Einspritzrate nur durch viele kurze und nah aufeinanderfolgende Einspritzimpulse angenähert werden kann.

Zur besseren Vergleichbarkeit mit den später folgenden Validierungsergebnissen, bei denen der gesamte Hochdruckprozess betrachtet wird, werden die folgenden Einspritzverläufe für eine simulierte Motordrehzahl von $n_{\text{eng}} = 2000$ 1/min in Abhängigkeit des Kurbelwinkels dargestellt.

Einfluss des Raildrucks

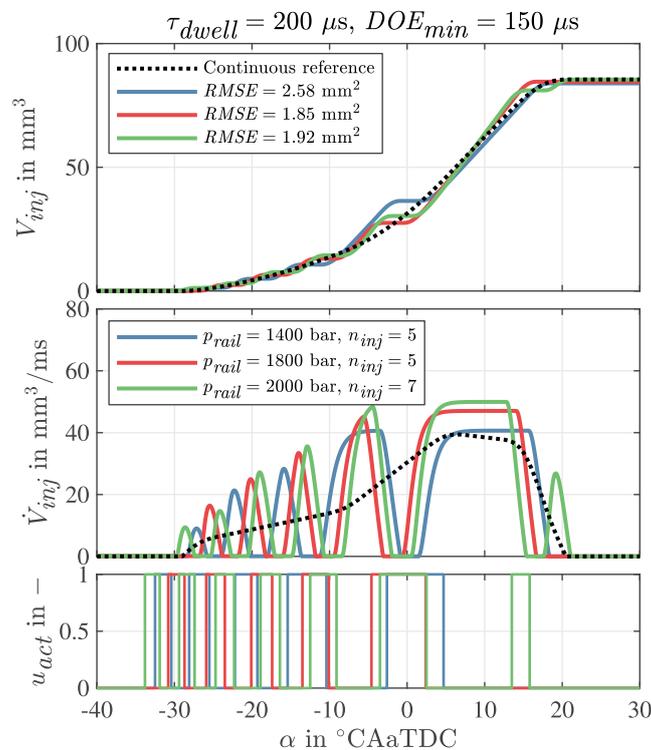


Abb. 4.19: Simulative validierung der Einspritzverlaufsoptimierung unter Variation des Raildrucks p_{rail} (übernommen aus [86])

Abb. 4.19 zeigt den Einfluss des applizierten Raildrucks auf die resultierende optimale Einspritzstrategie und die Tracking-Performance hinsichtlich des vorgegebenen kontinuierlichen Einspritzreferenzprofils. Es ist klar ersichtlich, dass sich mit steigendem Raildruck ebenfalls die optimale Anzahl der Einspritzungen erhöht. Ursächlich hierfür ist die steigende maximale Einspritzrate in Kombination mit dem niedrigen und nur flach ansteigenden geforderten Referenzverlauf, welcher sich nur durch zunehmend kürzere, dicht aufeinander folgende und in Summe auch mehr Einspritzungen realisieren lässt.

Zur besseren quantitativen Vergleichbarkeit ist als integrales Gütemaß die Wurzel des mittleren quadratischen (Tracking-)Fehlers (engl. Root Mean Squared Error, RMSE) für die jeweiligen Einspritzverläufe angegeben. Im direkten Vergleich liefert bei dem vorliegenden Referenzverlauf die niedrigste Raildruckeinstellung die größte mittlere Abweichung. Insgesamt kann jedoch für alle gewählten Raildruckvorgaben der Referenzverlauf sehr gut angenähert werden. Insbesondere wird immer die insgesamt geforderte eingespritzte Kraftstoffmasse realisiert.

Einfluss der injektorspezifischen Beschränkungen

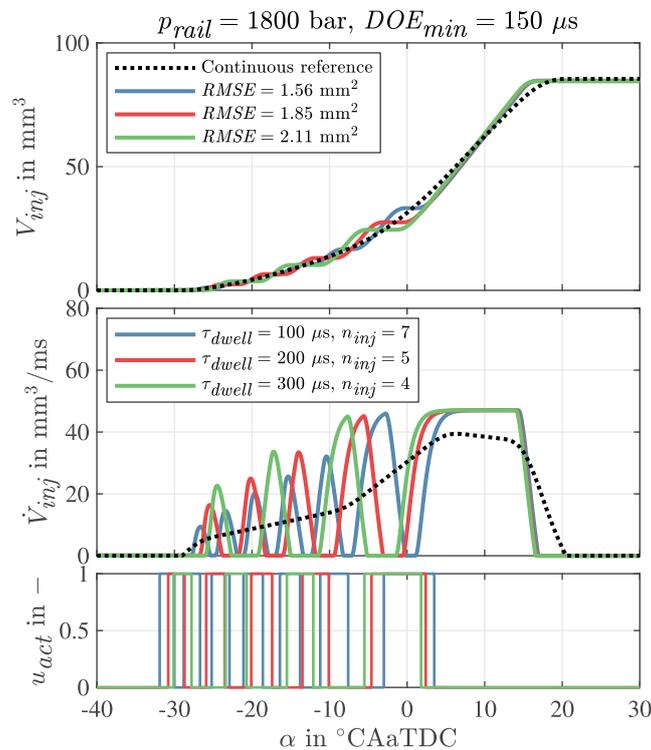


Abb. 4.20: Validierung der Einspritzverlaufsoptimierung; Variation der hydraulisch Dwell-Zeit τ_{dwell} (übernommen aus [86])

Abb. 4.20 zeigt den Einfluss der hydraulischen Dwell-Zeit τ_{dwell} . Erwartungsgemäß steigt mit abnehmender Dwell-Zeit die optimale Anzahl der Einspritzungen. Durch die Möglichkeit, die Einspritzungen dichter aufeinander zu platzieren, erhöht sich mit abnehmender Dwell-Zeit die Tracking-Performance, wie die RMSE-Werte zeigen.

Die zweite wichtige Beschränkung des Einspritzsystems ist die minimale Ansteuerdauer DOE_{min} des Injektors und damit die realisierbare minimale Einspritzmenge. Deren Einfluss ist in Abb. 4.21 dargestellt. Analog zur Dwell-Zeit verbessert sich die potentielle Tracking-Performance, je weiter die minimale Ansteuerdauer verkürzt wird. Eine möglichst kleine

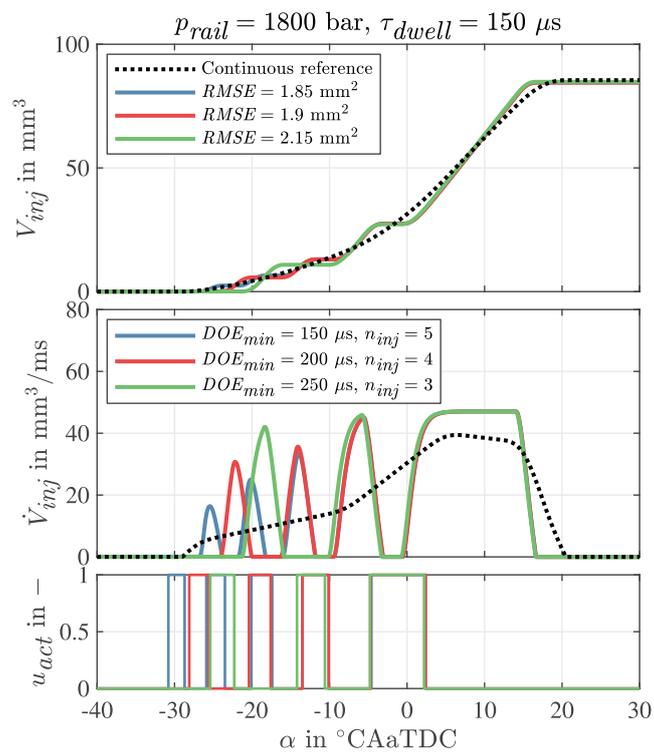


Abb. 4.21: Validierung der Einspritzverlaufoptimierung; Variation der minimalen Einspritzdauer DOE_{min} (übernommen aus [86])

minimale Ansteuerdauer ist vor allem zur Realisierung niedriger Einspritzratenverläufe deutlich unterhalb der maximalen Einspritzrate notwendig.

Experimentelle Validierung am Injektorprüfstand - Einfluss von Druckschwingungen im Injektor

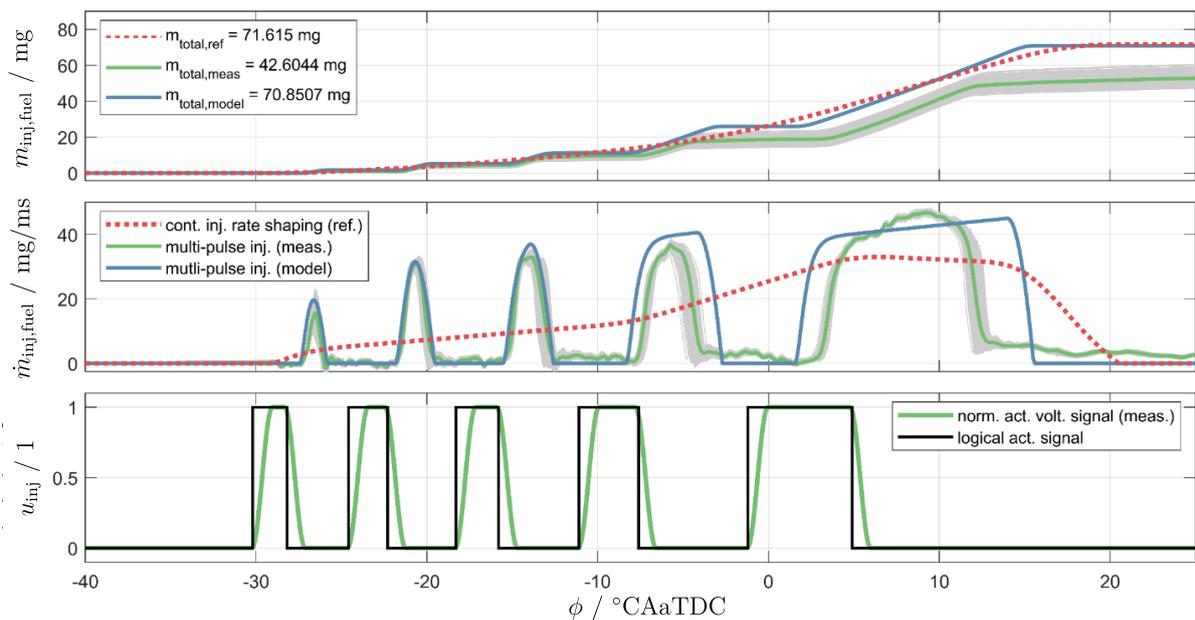


Abb. 4.22: $p_{rail} = 2000$ bar, $\tau_{dwell} = 350$ μ s, $DOE_{min} = 150$ μ s; relative Abweichung der eingespritzten Kraftstoffmasse der einzelnen Einspritzimpulse beträgt bis zu 50 %

In Abschnitt 4.2.4 wurde bereits darauf hingewiesen, dass die Annahme, dass sich Einspritzimpulse nicht gegenseitig beeinflussen, nur näherungsweise gilt. Ursächlich für Kopplungseffekte zwischen den Einspritzungen sind Druckwellen, welche durch das Schließen der Injektornadel induziert werden und anschließend mehrfach innerhalb der Kraftstoffzuleitung des Injektors reflektiert werden können, ehe sie langsam abklingen [5, 6, 76, 83]. Diese Schwingungseffekte lassen sich exakt nur schwierig modellieren, weswegen ihr Einfluss durch eine geeignete Wahl der Einspritzparameter, hier vor allem die Einhaltung der hydraulischen Dwell-Zeit, reduziert werden muss.

Um auch für den späteren motorischen Betrieb besser den Einfluss von eventuell auftretenden Druckschwingungen quantitativ abschätzen zu können, wurden beispielhaft einige der in diesem Abschnitt simulierten Einspritzmuster am Injektorprüfstand nachvermessen.

Abb. 4.22 zeigt beispielhaft den gemessenen Einspritzverlauf eines Einspritzmusters mit fünf Einspritzungen bei einem Raildruck von 2000 bar. Die minimal einzuhaltende hydraulische Dwell-Zeit wurde hier bereits sehr großzügig zu $350 \mu\text{s}$ gewählt. Dennoch beträgt die relative Abweichung zwischen der simulierten und der tatsächlich gemessenen insgesamt eingespritzten Kraftstoffmasse ca. 40 %. Einzelne Einspritzimpulse weisen sogar Abweichungen von bis zu 50 % auf, während andere, vor allem die ersten drei kurzen Einspritzimpulse, fast gar keine Abweichung aufweisen.

Daraus folgt für den späteren Betrieb am Motor, dass auch bei Einhaltung einer hinreichend hohen Dwell-Zeit unter ungünstigen Randbedingungen trotzdem signifikante Abweichungen im prädierten Einspritzverlauf zu erwarten sind. Die Brennverlaufsregelung muss entsprechend robust genug sein, auch solche starken Störgrößeneinflüsse zu kompensieren.

4.3.4 Optimalsteuerung der Einspritzzeiten mittels direkter Optimierung des Brennverlaufs

Das im vorangegangenen Abschnitt vorgestellte Konzept zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten beruhte auf einer Reduktion des eigentlichen resultierenden Optimierungsproblems auf die Ebene des Einspritzverlaufs durch die Verwendung eines vorgelagerten inversionsbasierten Verbrennungsreglers.

Der Vorteil dieses Konzepts liegt in der reduzierten Komplexität des eigentlichen Optimierungsproblems, da nur die Nichtlinearitäten des Injektormodells innerhalb der Prädiktion berücksichtigt werden müssen.

Der daraus resultierende Nachteil ist die eingeschränkte Flexibilität bei der Formulierung des Optimierungsproblems. Es ist nicht möglich, Prozessgrößen, wie den Zylinderdruck-, den Temperatur- oder den Brennverlauf, direkt in die Kostenfunktion oder auch in weitere Beschränkungen einfließen zu lassen.

Der logische nächste Entwicklungsschritt ist daher die Erweiterung des Optimierungsproblems auf die Betrachtung des Gesamtprozesses und somit die direkte Optimierung des Brennverlaufs.

Die direkte Verwendung des in Abschnitt 4.2 eingeführten Gesamtprozessmodells ist aufgrund einiger struktureller Eigenschaften, vor allem der Wirkung des Zündverzugs als kurbelwinkelabhängige Totzeit zwischen der eingespritzten und der aufbereiteten Kraftstoffmasse, und der Vielzahl an zusätzlichen nichtlinearen Abhängigkeiten mit einer erhöhten Komplexität verbunden. Dies wirkt sich insbesondere auf die für die numerische Lösung des Optimierungsproblems notwendige Generierung der Sensitivitätsinformationen aus. Eine Möglichkeit zur Vereinfachung des Prozessmodells mit vernachlässigbaren

Einbußen in der Prädiktionsgüte im geregelten Betrieb besteht in der Vorausberechnung ausgewählter Prozessgrößenverläufe. Die Vorausberechnung kann hierbei entweder auf Basis der Referenzprozessgrößen, also dem zu erreichenden Betriebspunkt, oder der geschätzten Prozessgrößen aus der Brennverlaufsanalyse des Zylinderdruckverlaufs des letzten gemessenen Motorzyklus erfolgen, was dem aktuellen Betriebspunkt entspricht. Analog zur Modelllinearisierung ist die optimale Wahl des Betriebspunktes zur Vorausberechnung der Prozessgrößen dabei situationsabhängig. Die vorausberechneten Prozessgrößenverläufe selbst umfassen:

- Die Wandwärmeverluste $\frac{dQ_{\text{wall}}}{d\phi}(\phi)$,
- die spezifische Gaskonstante $R(\phi)$,
- den Isentropenexponenten $\kappa(\phi)$ und
- die spezifische innere Energie $u(\phi)$ der Zylinderladung und
- den Zündverzug $\tau_{\text{ign}}^*(\phi)$.

Der Zündverzug wird allerdings nur für die Berechnung der aufbereiteten Kraftstoffmasse nach (4.59) verwendet. Die für die Bestimmung der Mischungsrate $C_{\text{comb}}(\gamma_{\text{comb}}(\phi))$ notwendige Gewichtungsfunktion $\gamma_{\text{comb}}(\tau_{\text{ign}}(\phi))$ wird auf Basis des zustands- und somit auch stellgrößenabhängigen Zündverzugs berechnet. Dies ist essentiell, um u. a. den charakteristischen Effekt kurzer Voreinspritzungen zur Absenkung der maximalen Brennrate nachfolgender Haupteinspritzungen durch Absenkung des Zündverzugs dieser und somit des Anteils an vorgemischter Verbrennung abzubilden.

Die grundlegende Struktur des Optimalsteuerungsproblems zur direkten Brennverlaufsoptimierung ist strukturell identisch zu (4.102). Die freien Variablen bilden die Einspritzzeiten und die Anzahl der Einspritzungen, womit es sich ebenfalls um ein gemischt-ganzzahliges Optimierungsproblem handelt. Die Beschränkungen bzgl. der Einspritzzeiten (4.102d) bis (4.102g) und der möglichen Anzahl der Einspritzungen (4.102h) sind ebenso identisch.

Die Unterschiede liegen zum einen in der Formulierung der Kostenfunktion (4.102a) bzw. (4.103) und zum anderen in dem verwendeten Prädiktionsmodell (4.102b) und entsprechend der Anfangsbedingung (4.102c).

Die Kostenfunktion wird verallgemeinert zu:

$$J(\mathbf{y}(\phi), \mathbf{u}) = \int_{\phi_0}^{\phi_f} \|\mathbf{y}(\phi) - \mathbf{y}_{\text{ref}}(\phi)\|_{2, \mathbf{w}_y}^2 d\phi + w_f \|\mathbf{y}(\phi_f) - \mathbf{y}_{\text{ref}}(\phi_f)\|_{2, \mathbf{w}_y}^2 + w_{\Delta u} \|\Delta \mathbf{u}\|_2^2 \quad (4.106)$$

Hierbei entspricht $\mathbf{y}(\phi)$ den Verläufen der zu regelnden Prozessgrößen und $\mathbf{y}_{\text{ref}}(\phi)$ dem zugehörigen Referenzverläufen. Als Regelgrößen werden wahlweise der Zylinderdruck p , der Brennverlauf Q_{comb} oder auch beide definiert. Falls mehrere Regelgrößen definiert werden, kann über die optionale Gewichtungsmatrix \mathbf{W}_y entsprechend die Priorisierung der Regelgrößen zueinander gewichtet werden.

Die Gleichheitsnebenbedingungen für die Modellprädiktion setzen sich aus dem nominellen Prädiktionsmodell (4.72) erweitert um ein geeignetes Störgrößenmodell zur Kompensation von Modellabweichungen und Störgrößeneinflüssen zusammen:

$$\frac{d\mathbf{x}}{d\phi}(\phi) = \mathbf{f}_{\text{cyl}}(\mathbf{x}(\phi), \mathbf{u}, \phi) \quad (4.107a)$$

$$\mathbf{y}(\phi) = \mathbf{h}_{\text{cyl, aug}}(\mathbf{x}(\phi), \mathbf{d}(\phi)) = \mathbf{h}_{\text{cyl}}(\mathbf{x}(\phi)) + \mathbf{d}(\phi) \quad (4.107b)$$

Da zunächst keine weiteren Annahmen über die strukturelle Beschaffenheit der Störgrößeneinflüsse getroffen werden können, werden diese als reine Ausgangsstörungen modelliert (vgl. 2.2).

Der Anfangszustand für die Prädiktion $\mathbf{x}(\phi_0)$ folgt aus dem durch das Füllungsmodell (4.76) bestimmten Anfangszustand zum Zeitpunkt Einlass Schließt \mathbf{x}_{IVC} , welcher unter Verwendung der Zustandsgleichung (4.107a) des Prozessmodells noch bis zum Beginn des Prädiktionshorizonts ϕ_0 simuliert wird:

$$\mathbf{x}(\phi_0) = \mathbf{f}_{\text{cyl}, 0}(\mathbf{x}_{\text{IVC}}) \quad (4.108)$$

Die Funktion $\mathbf{f}_{\text{cyl}, 0}$ fasst entsprechend die Fortwärtssimulation bis ϕ_0 zusammen.

Die Lösung des angepassten Optimalsteuerungsproblems erfolgt analog zum Problem der Einspritzverlaufsoptimierung aus 4.3.3.

Unterschiede ergeben sich für die Diskretisierung. Diese erfolgt zwar ebenfalls über einen Ansatz mit dem Einfachschießverfahren, allerdings werden für die Integration des Prozessmodells unterschiedliche Integrationsverfahren kombiniert. Der Einspritzverlauf wird unter Verwendung der Trapezregel aus dem Einspritzratenverlauf gewonnen. Die Integration der übrigen Zustandsgrößen erfolgt durch ein explizites 3-stufiges Runge-Kutta-Schema (RK3).

4.3.5 Iterativ Lernende Schätzung des Störgrößenverlaufs

Zur Realisierung von Prozessfeedback werden für die beiden vorgestellten Ansätze zur Optimalsteuerung der Einspritztimings geschätzte Störgrößenverläufe zur Modellkorrektur benötigt. Bei beiden Ansätzen werden die Störungen als Ausgangsstörungen modelliert. Für den Ansatz mit unterlagerter Einspritzverlaufsoptimierung (Abschnitt 4.3.3) erfolgt die Modellkorrektur auf der Dimension des Brennratenverlaufs. Für den Ansatz mit

direkter Brennverlaufsoptimierung wird für jede geregelte Ausgangsgröße ein korrespondierender Störgrößenverlauf benötigt.

Im einfachsten Fall wird der Störgrößenverlauf für den aktuellen Zyklus i bestimmt aus dem gemessenen Ausgangsgrößenverlauf $\mathbf{y}_{m,i-1}(\phi)$ aus dem vorherigen Zyklus $i - 1$ und aus dem prädizierten Ausgangsgrößenverlauf $\mathbf{y}_{i-1}(\phi)$ auf Basis der Stellgrößen, die in Zyklus $i - 1$ appliziert wurden:

$$\mathbf{d}_i(\phi) = \mathbf{y}_{m,i-1}(\phi) - \mathbf{y}_{i-1}(\phi). \quad (4.109)$$

Die Ausgangsgrößenprädiktion erfolgt hierbei auf Basis des nominellen Prozessmodells. Gleichung (4.109) entspricht methodisch einem Beobachter mit endlicher Einstellzeit (Deadbeat-Observer). Dieser reagiert sehr sensitiv auf Mess- und Prozessrauschen [8, 89]. Die hier betrachteten Ausgangsgrößen werden mittels Brennverlaufsanalyse aus dem gemessenen Zylinderdrucksignal abgeleitet. Sowohl der Zylinderdruck als auch die abgeleiteten Größen weisen einen hohen Rauschanteil auf, weswegen hier kein Deadbeat-Observer verwendet werden kann.

Aus diesem Grund wird wie in 2.2 erläutert die folgende zyklische Update-Gleichung für die Anpassung des geschätzten Störgrößenverlaufs angewandt:

$$\mathbf{d}_i(\phi) = \mathbf{d}_{i-1}(\phi) + \beta \mathbf{Q} (\mathbf{y}_{m,i-1}(\phi) - \mathbf{y}_{i-1}(\phi)). \quad (4.110)$$

Über die Parametrierung der Diagonalmatrix β , mit $\beta \leq 1$, kann gezielt die Anpassungs- bzw. Lernrate des Störgrößenverlaufs von Zyklus zu Zyklus gesteuert werden, was effektiv einer Tiefpass-Filterung über die Zyklen bzw. Iterationen entspricht. Dies stabilisiert die Schätzung des Störgrößenverlaufs unter transienten Bedingungen und reduziert den Einfluss zyklischer Schwankungen.

Hierdurch wird jedoch noch keine Filterung in der Dimension des Kurbelwinkels ϕ erreicht. Diese ist allerdings ebenfalls notwendig, um physikalisch plausible Störgrößenverläufe zu gewährleisten. Da bereits die vollständigen Verläufe der gemessenen und prädizierten Ausgangsgrößen bekannt sind, kann die Filterung akausal erfolgen, um Phasenverzüge zu vermeiden. Im vorliegenden Fall wird hierfür ein Gauß-Filter [12] verwendet.

4.4 Prüfstände

Für die Modellidentifikation und -validierung sowie die experimentelle Validierung des Regelungskonzeptes standen im Rahmen dieser Arbeit zum einen ein Injektorprüfstand und zum anderen ein Vollmotorprüfstand zur Verfügung. Details zum Aufbau und der Funktionsweise der Prüfstände können den folgenden Unterabschnitten entnommen werden.

4.4.1 Injektorprüfstand

Zur Untersuchung der zeitlich aufgelösten Einspritzcharakteristik des Einspritzsystems stand im Rahmen dieser Arbeit ein Injektor- bzw. Einspritzverlaufsindikatorprüfstand zur Verfügung. Dieser wird vom Institut für Technische Verbrennung (ITV) der RWTH Aachen University betrieben. Mit ihm ist es möglich den Einspritzverlauf in Abhängigkeit des Raildrucks und der applizierten Einspritzzeiten zeitlich hochaufgelöst zu messen.

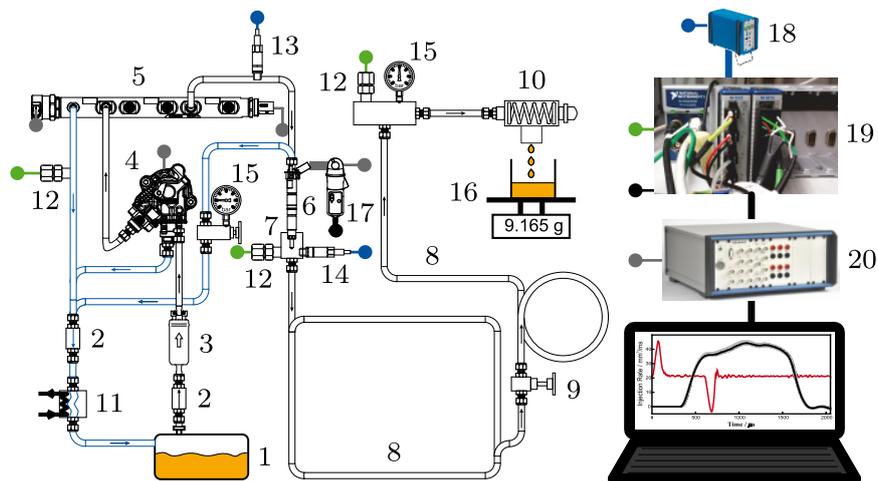
Die Funktionsweise des Prüfstandes basiert auf dem Druckwellenmessprinzip [10]. Wird in ein mit Kraftstoff gefülltes Rohr Kraftstoff eingespritzt, führt dies zu einer Druckerhöhung, die direkt mit der eingespritzten Kraftstoffmasse korreliert werden kann. Durch die Auswertung der Druckänderungsrate kann dadurch auf die Einspritzrate zurückgeschlossen werden [71].

Abb. 4.23 zeigt eine schematische Darstellung des Injektorprüfstands zusammen mit dem verwendeten Einspritzsystem. Bei letzterem handelt es sich um ein BOSCH Common-Rail-Einspritzsystem der dritten Generation mit einem Achtlochinjektor. Das System kann Raildrücke bis 2000 bar realisieren.

Die Messung der durch den Injektor induzierten Druckwellen erfolgt über einen piezoelektrischen Drucksensor, welcher an der Injektorhalterung nahe der Injektorspitze montiert ist. Zusätzlich wird der Einspritzdruck ebenfalls über einen piezoelektrischen Drucksensor erfasst. Die Kraftstofftemperatur wird über ein Thermoelement gemessen. Der gewünschte Gegendruck im Messrohr kann über ein federbelastetes Ventil manuell eingestellt werden. Dieses öffnet, sobald der eingestellte Gegendruck überschritten wird, und entlässt somit exakt die eingespritzte Kraftstoffmasse aus dem Messrohr, welche über eine Waage erfasst wird. Für die Regelung des Raildrucks und die Ansteuerung des Injektors wird ein programmierbares Prototypensteuergerät verwendet. Die Drucksignale werden mit einer Abtastrate von 500 kHz erfasst. Für weitere Details zum Aufbau und zur Funktionsweise sei an dieser Stelle auf [49, 86] verwiesen.

4.4.2 Dieselmotorprüfstand

Die motorischen Untersuchungen erfolgten an einem Dieselmotorprüfstand (siehe Abb. 4.24), der vom Institut für Dynamische Systeme und Regelungstechnik (IDSC) der ETH Zürich betrieben wird. Bei dem untersuchten Dieselmotor selbst handelt es sich um einen Vierzylindervollmotor, dessen Spezifikationen Tabelle 4.2 entnommen werden können.



- 1 Kraftstofftank
- 2 Kraftstofffilter
- 3 Kraftstoffförderpumpe
- 4 Hochdruckpumpe, Bosch 1000 CP4.1
- 5 Common-Rail, Bosch
- 6 Piezoinjektor, Bosch CRI-3.20
- 7 Injektorkammer
- 8 Messrohr
- 9 Drosselventil
- 10 Federbelastetes Ventil mit Ablassöffnung
- 11 Wärmeübertrager
- 12 Thermoelement, Typ K
- 13 Hochdrucksensor, Kistler Typ 4067A2000
- 14 Hochdrucksensor, Kistler Typ 7061B
- 15 Manometer
- 16 Waage
- 17 Stromsensor, Hameg HZO50
- 18 Ladungsverstärker, Kistler Typ 5011
- 19 Datenerfassungssystem, NI cDAQ 9188
- 20 Prototypensteuergerät und Leistungsverstärker, VEMAC VTC/VAPA

Abb. 4.23: Schematische Darstellung des Injektorprüfstands und Einspritzsystems

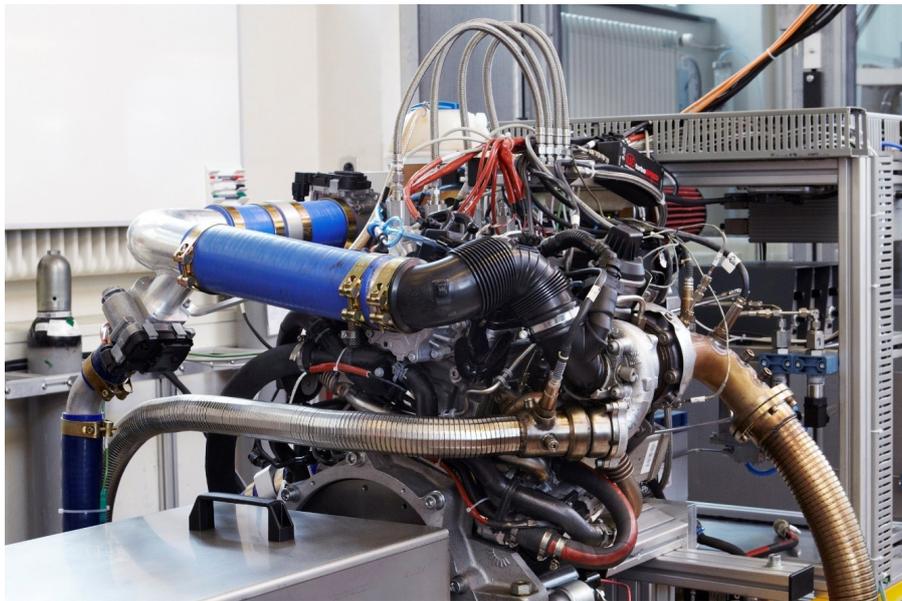


Abb. 4.24: Dieselmotorprüfstand im Motorenlabor des IDSC der ETH Zürich

Tabelle 4.2: Spezifikation des untersuchten Dieselmotors

Hersteller & Typ	Volkswagen TDI 2.0 - 475 NE (CJDA) Industriemotor
Anzahl Zylinder	4
Hubvolumen	1,968 l
Bohrung	81,0 mm
Hub	95,5 mm
Verdichtungsverhältnis	16,5
Einspritzsystem	Bosch CRI 3-18
Injektortyp	Piezo
Maximaler Raildruck	1800 bar

Luftpfadseitig ist dieser mit einem Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie und Hoch- und Niederdruckabgasrückführung ausgestattet. Den Kraftstoffpfad bildet ein Common-Rail-Einspritzsystem mit Piezo-Injektoren. Die grundlegende Steuerung und Regelung des Luft- und Kraftstoffpfads erfolgt über ein Prototypensteuergerät (dSPACE MicroLabBox) mit einer selbstentwickelten Basissoftware zur Regelung des Ladedrucks, der Abgasrückführrate und der Kraftstoffeinspritzung. Eine dSPACE RapidPro Einheit wird zusätzlich für die Verarbeitung der zahlreichen Sensoren, bspw. des Kurbelwelleninkrementalgebers zur Bestimmung des Kurbelwinkels, und zur Ansteuerung der

Leistungsendstufen der Injektoren verwendet. Als weitere Besonderheit ist noch die direkte Verarbeitung der Zylinderdrucksignale auf der FPGA-Einheit des Prototypensteuergeräts zu nennen. Hierdurch kann das aufbereitete Zylinderdrucksignal direkt auf dem Prozessorboard des Steuergeräts, auf dem auch die Brennverlaufsregelung als zusätzliche Funktionseinheit innerhalb der Basissoftware implementiert wird, verarbeitet werden.

4.5 Validierung

In diesem Abschnitt werden die beiden vorgestellten Konzepte zur Brennverlaufsregelung validiert. Vor der Diskussion der Validierungsergebnisse werden im Unterabschnitt 4.5.1 zunächst einige Aspekte zur Implementierung der Regelungskonzepte erläutert.

Die Validierung selbst unterteilt sich danach in eine Betrachtung des stationären (Unterabschnitt 4.5.2) und des (last-)transienten Betriebsverhaltens (Unterabschnitt 4.5.3).

Die Validierung erfolgt für den stationären Betrieb sowohl simulativ als auch experimentell am Dieselmotorprüfstand. Die transienten Untersuchungen erfolgen rein simulativ. Für die simulativen Untersuchungen wird das in Abschnitt 4.2 hergeleitete Prozessmodell als Streckenmodell verwendet, welches noch um ein zusätzliches Störgrößenmodell zur Abbildung von Injektordruckschwingungen erweitert wird.

Im letzten Unterabschnitt 4.5.4 erfolgt eine Analyse der Optimalsteuerungsansätze hinsichtlich ihrer Rechenzeitanforderungen.

Falls nicht anders genannt, werden im Folgenden die in Tabelle 4.3 festgelegten Referenzwerte für einige der Regler- und Betriebspunktparameter verwendet.

Tabelle 4.3: Referenzwerte einiger Regler- und Betriebspunktparameter

Parameter	Wert
τ_{dwell}	100 μs
$N_{\text{inj,min}}$	1
$N_{\text{inj,max}}$	7
DOE_{min}	150 μs
DOE_{max}	500 μs
p_{rail}	1300 bar
n_{eng}	2000 1/min

4.5.1 Implementierungsdetails

Softwareseitig wird die Brennverlaufsregelung mit der zugehörigen Simulationsumgebung, welche das Streckenmodell beinhaltet, in MATLAB/Simulink implementiert. Die Lösung der Sub-NLPs, welche aus den beiden Ansätzen zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten resultieren, erfolgt über einen selbst implementierten Liniensuch-SQP-Algorithmus. Hierbei wird eine Gauß-Newton-Approximation für die Hesse-Matrix verwendet und die Schrittweitensteuerung über die Armijo-Regel umgesetzt. Für die Sensitivitätengenerierung wird auf CasADi [3] zurückgegriffen und qpOASES [27] als QP-Solver verwendet.

Die Simulationen selbst werden auf einem üblichen Windows-PC ausgeführt. Für die Validierungsversuche am Motorprüfstand im geregelten Betrieb mit aktiver Störgrößenverlaufsschätzung und Modellkorrektur wird die Brennverlaufsregelung auf dem Prototypensteuergerät (dSPACE MicroLabBox) innerhalb einer bestehenden Basisfunktionsarchitektur integriert. Sowohl CasADi als auch qpOASES bieten hierfür entsprechende Codegenerierungsfähigkeiten bzw. können direkt als S-Funktionen in das Modell der Motorsteuerung eingebunden werden.

4.5.2 Stationäres Betriebsverhalten

Vergleich der Ansätze zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten

In diesem Abschnitt soll zunächst simulativ gezeigt werden, dass beide Ansätze zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten, also sowohl der Ansatz mit unterlagerter Einspritzverlaufsoptimierung als auch derjenige mit direkter Brennverlaufsoptimierung, in der Lage sind, unter nominellen Bedingungen (keine Störgrößeneinflüsse und Modellabweichungen) Mehrfacheinspritzmuster zu generieren, die einen vorgegebenen Referenzprozess realisieren.

Abb. 4.25 zeigt hierfür beispielhaft vier verschiedene Regel- bzw. Optimalsteuerungsergebnisse. Auf der linken Seite sind hierbei Validierungsergebnisse unter Verwendung der Referenzprozessgenerierung mit einem brennratenbasierten Referenzverlauf gezeigt und auf der rechten Seite mit einem (zylinder-)druckbasierten Referenzverlauf. Für jeden Referenzprozess (brennraten- bzw. druckbasiert) wurde jeweils ein Betriebspunkt bei niedriger ($IMEP_{\text{ref}} = 6$ bar) und hoher Last ($IMEP_{\text{ref}} = 14$ bar) generiert. Für die Betriebspunkte bei hoher Last weist der brennratenbasierte Referenzprozess eine aktive Beschränkung der maximalen Brennrate ($50 \text{ bar}/^\circ\text{CA}$) und der druckbasierte eine Beschränkung des Zylinderdrucks (120 bar) auf, welche an den jeweiligen charakteristischen Plateaus der Sollverläufe erkennbar sind.

Anhand der dargestellten Betriebspunkte sind zwei typische Unterschiede im Folgerverhalten zwischen den beiden Optimalsteuerungsansätzen erkennbar. Diese betreffen den

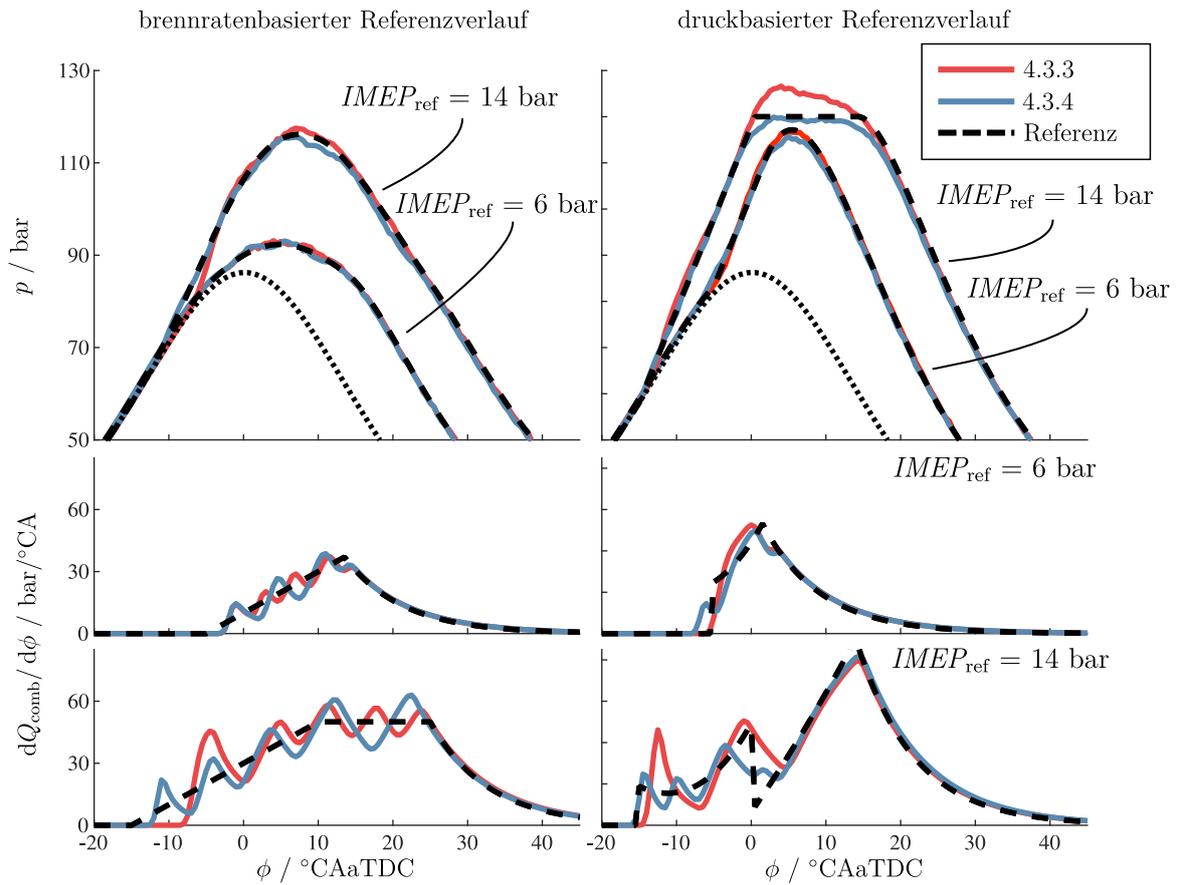


Abb. 4.25: Simulativer Vergleich der nominellen Regelgüte der beiden Ansätze zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten; links Darstellung von zwei Betriebspunkten jeweils bei niedriger und hoher Last aus der brennratenbasierte Referenzprozessgenerierung und rechts von zwei Betriebspunkten aus druckbasierter Referenzprozessgenerierung

Verbrennungsbeginn und die Einhaltung der Druckbeschränkungen für den druckbasierten Referenzverlauf.

Der Ansatz mit unterlagerter Einspritzverlaufsoptimierung (4.3.3) neigt dazu, den Beginn der ersten Einspritzung tendenziell später zu platzieren als dies bei der direkten Brennverlaufsoptimierung (4.3.4) der Fall ist. Um zeitgleich noch den geforderten Energieeintrag realisieren zu können, geht der spätere Einspritzbeginn gleichzeitig noch mit einer längeren Einspritzdauer einher, was ein deutlich höheres Überschwingen in der Brennrate zur Folge hat. Dieses Verhalten ist für beide Referenzprozesse bei hoher Last erkennbar.

Falls die Druckbeschränkung p_{\max} bei der geforderten Last für den druckbasierten Referenzverlauf aktiv ist, weist der resultierende Brennratenverlauf des Referenzprozesses einen charakteristischen sprungförmigen Abfall der Brennrate bei Erreichen des Plateaudrucks auf. Die Ausprägung des Brennratenabfalls hängt von der Stärke der Filterung des Referenzdruckverlaufs ab. Im vorliegenden Fall wurde diese absichtlich vollständig deaktiviert, um besser das unterschiedliche Folgeverhalten der beiden Optimalsteuerungsansätze illustrieren zu können. In dem vorliegenden Betriebspunkt bei hoher Last ist zu erkennen, dass Ansatz 4.3.3 deutlich über das Druckplateau überschwingt und somit die implizite Maximaldruckbeschränkung verletzt, während bei Ansatz 4.3.4 der Druckverlauf unterhalb des Druckplateaus verbleibt. Dieses Verhalten zeigt sich auch für andere Betriebspunkte mit Maximaldruckbeschränkung (abweichende Parametrierung des Druckanstiegsgradienten und der Verbrennungsschwerpunktlage bei der Referenzprozessgenerierung). An dieser Stelle zeigt sich ein deutlicher Vorteil bei der Formulierung der Optimalsteuerung direkt auf der Ebene des Brennverlaufs. Je nachdem wie strikt die Einhaltung der Maximaldruckbeschränkung gefordert ist, wäre es bei Ansatz 4.3.4 sogar leicht möglich, diese explizit in der Formulierung des Optimierungsproblems zu berücksichtigen und nicht nur implizit über das Tracking des Referenzdruckverlaufs.

Kompensation von Störgrößeneinflüssen und Modellabweichungen

In diesem Unterabschnitt soll die Brennverlaufsregelung simulativ erstmalig im geregelten Betrieb betrachtet werden. Um den Einfluss des Prozessfeedbacks in Form der Modellkorrektur durch den geschätzten Störgrößenverlauf innerhalb der Prädiktion, wie in 4.3.5 vorgestellt, simulativ untersuchen zu können, wird das Streckensimulationsmodell um ein Störgrößenmodell erweitert.

Im Rahmen der gesondert betrachteten Validierung der Einspritzverlaufsoptimierung am Injektorprüfstand in Unterabschnitt 4.3.3 wurde bereits detailliert auf das Phänomen der Druckschwingungen im Injektor eingegangen und dieses auch beispielhaft anhand einer experimentell ermittelten Einspritzverlaufsmessung mit mehreren Einspritzimpulsen

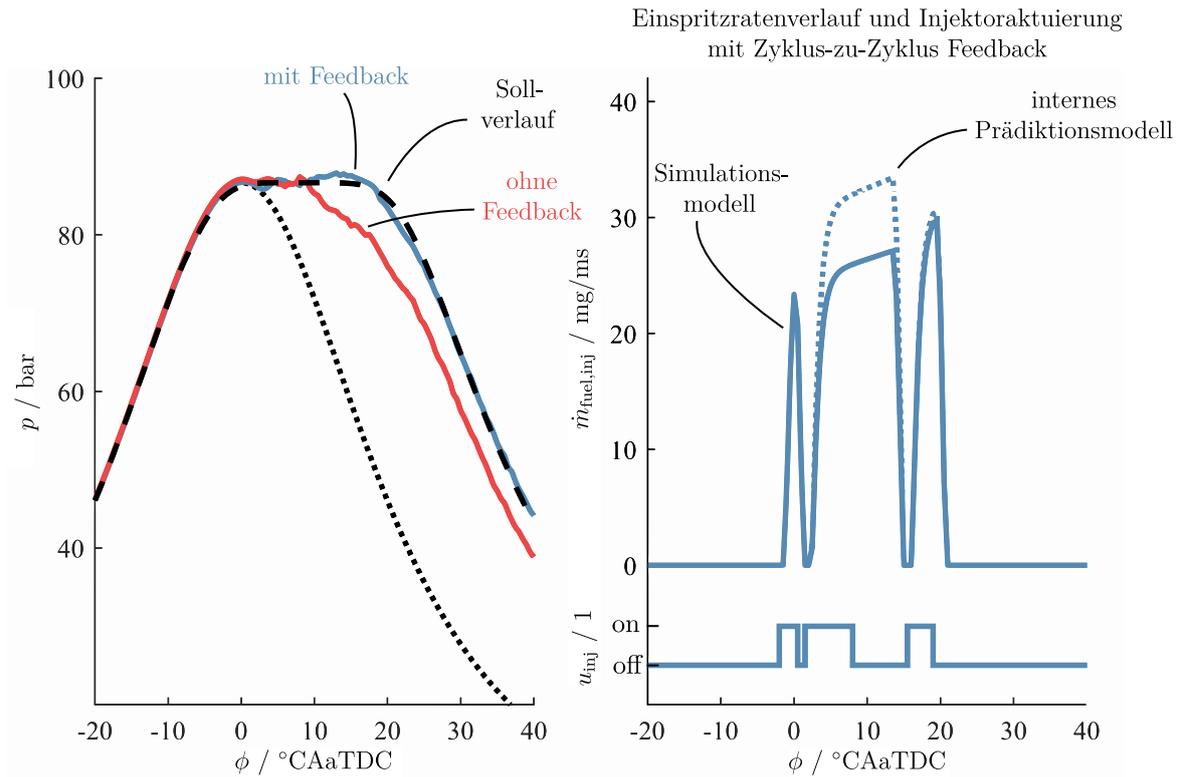


Abb. 4.26: Simulativer Vergleich der Regelgüte der Brennverlaufsregelung auf Basis der direkten Brennverlaufsoptimierung (Ansatz 4.3.4) mit und ohne Modellkorrektur durch geschätzten Störgrößenverlauf; die Streckensimulation beinhaltet ein einfaches Modell zur Abbildung von Injektordruckschwingungen als Störgrößeneinfluss (siehe rechts dargestellten Vergleich der Einspritzratenverläufe); Parameter für Referenzprozessgenerierung: $IMEP_{\text{ref}} = 12$ bar, $\phi_{\text{soc}} = -5^\circ\text{CAaTDC}$, $p_{\text{max}} = 85$ bar

quantifiziert (siehe Abb. 4.22). Den beobachteten Effekt der Beeinflussung von Einspritzung, vor allem durch direkt vorangegangene, soll hier anhand eines einfachen empirischen Modellansatzes qualitativ nachgebildet werden. Die Grundidee besteht darin, $N_{\text{inj}} - 1$ Skalierungsfaktoren ψ_i in das bestehende Injektormodell einzuführen, die die Einspritzratenverläufe der einzelnen Einspritzungen, ausgenommen der ersten, in Abhängigkeit zum zeitlichen Abstand der jeweils vorausgegangenen Einspritzung skalieren. Konkret hat das Injektormodell der simulierten Regelstrecke die folgende Form:

$$\frac{dm_{\text{fuel, inj, plant}}}{d\phi}(\phi) = \frac{dm_{\text{fuel, inj, 1}}}{d\phi}(\phi) + \sum_{i=2}^{N_{\text{inj}}} \psi_i \cdot \frac{dm_{\text{fuel, inj, i}}}{d\phi}(\phi), \quad (4.111)$$

wobei der Einspritzratenverlauf jeder einzelnen Einspritzung $\frac{dm_{\text{fuel, inj, i}}}{d\phi}(\phi)$ zusätzlich von den zugehörigen Einspritzzeiten SOE_i und DOE_i abhängt. Für die Skalierungsfaktoren gilt:

$$\psi_i(\tau_i) = e^{-c_1 \tau_i} \cdot c_2 \sin(c_3 \tau_i + c_4) + 1 \quad \text{mit} \quad (4.112a)$$

$$\tau_i = SOE_i - (SOE_{i-1} + DOE_{i-1}). \quad (4.112b)$$

Der Skalierungsfaktor (4.112) beschreibt als Funktion des Ansteuerabstands zwischen den Einspritzungen τ_i eine gedämpfte harmonische Schwingung. Auf diese Weise wird direkt der mit zunehmenden Abstand abklingende Einfluss abgebildet. Je nach Phasenlage der Druckschwingung kann die nominelle eingespritzte Kraftstoffmenge der Einspritzung vergrößert oder vermindert werden. Die Modellparameter c_1, \dots, c_4 wurden auf Basis experimenteller Messdaten identifiziert. Hierbei wurden die Parameter bewusst so gewählt, dass der Effekt stärker ausgeprägt ist als in den Messdaten.

Im Folgenden wird lediglich der Ansatz mit direkter Brennverlaufsoptimierung betrachtet. Abb. 4.26 zeigt beispielhaft zwei Regelergebnisse der Brennverlaufsregelung unter dem Einfluss des zuvor eingeführten Störgrößenmodells zur Abbildung von Injektorschwingungen.

Der rote Verlauf kennzeichnet die konvergierte Lösung ohne Störgrößenkompensation und somit Prozessfeedback. Der Einfluss durch die nicht modellierten Injektorschwingungen innerhalb des Prädiktionsmodells spiegelt sich deutlich in der Abweichung des Druckverlaufs vom vorgegebenen Sollverlauf wieder. Im rein vorgesteuerten Betrieb wird zu wenig Kraftstoff eingespritzt. Ursächlich hierfür ist, dass die prädizierte Einspritzrate und somit auch die insgesamt eingespritzte Kraftstoffmasse der zweiten Einspritzung signifikant überschätzt wird.

Der blaue Verlauf zeigt im Vergleich das Regelergebnis mit aktiver Störgrößenkompensation. Die hier umgesetzte Feedback-Struktur kann erfolgreich den starken Störgrößeneinfluss durch die Injektorschwingungen kompensieren.

Der spezifisch betrachtete Fall der Injektorschwingungen stellt beispielhaft eine sehr starke Modellabweichung dar. Allgemein ist es mit dem hier umgesetzten Konzept der Modellkorrektur möglich, auch andere Arten von Modellabweichungen und Störgrößeneinflüssen zu kompensieren.

Experimentelle Untersuchung am Motorprüfstand

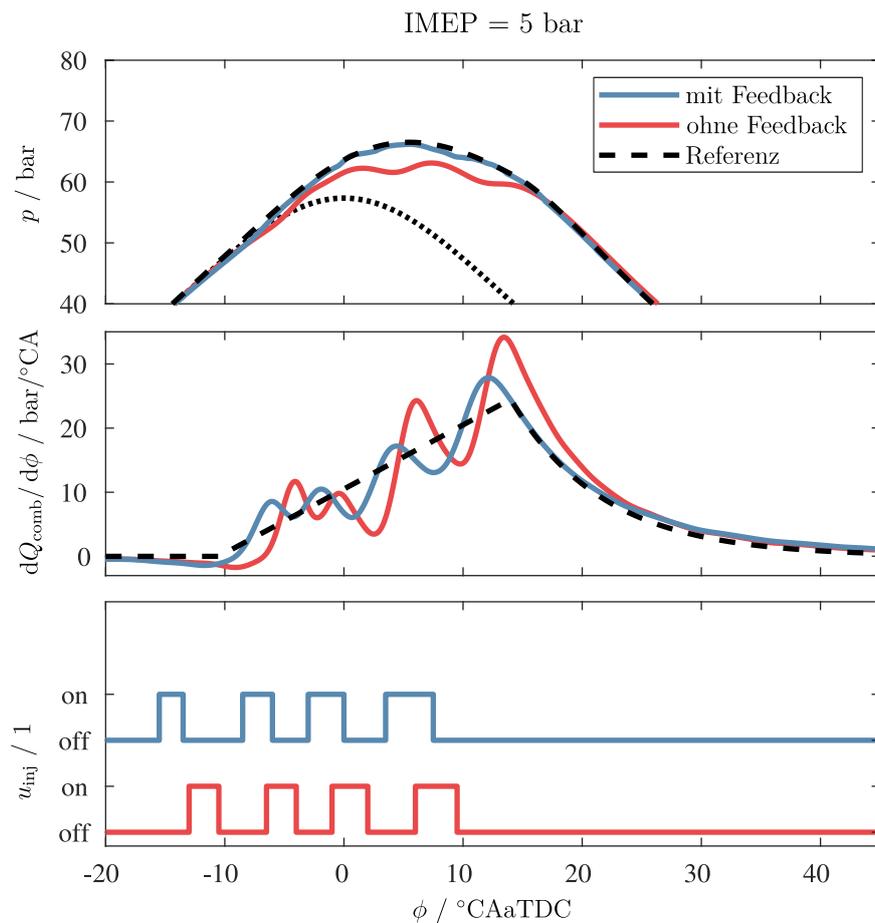


Abb. 4.27: Experimenteller Vergleich der Regelgüte der Brennverlaufsregelung auf Basis der direkten Brennverlaufsoptimierung (Ansatz 4.3.4) mit und ohne Modellkorrektur durch geschätzten Störgrößenverlauf; Betriebspunkt bei niedriger Last mit einem IMEP von 5 bar

Zum Abschluss der Betrachtung des stationären Betriebsverhaltens soll die Validierung der Brennverlaufsregelung am realen Motorprüfstand diskutiert werden. Bei der Umsetzung der Brennverlaufsregelung lag der Fokus zunächst auf der Formulierung des Optimierungsproblems inklusive der Integration der iterativ lernenden Störgrößenkompensation und der

Implementierung eines robusten SQP-Lösers für das resultierende MINLP. Die Betrachtung der Rechenzeit und Möglichkeiten zur Reduktion dieser erfolgt in Unterabschnitt 4.5.4. Für die Betrachtung des stationären Betriebsverhaltens soll die Optimalsteuerung der Einspritzzeiten eine auskonvergierte und somit exakte (lokale) Lösung bestimmen. Es soll untersucht werden, ob und mit welcher Regelgüte die Brennverlaufsregelung in der Lage ist, den realen Prozess stabil auf einen vorgegebenen Referenzverlauf einzuregulieren. Um dies unabhängig von der zur Verfügung stehenden Zykluszeit realisieren zu können, wurde für die stationären Prüfstandsversuche die Brennverlaufsregelung mit einer festen Abtastzeit von 1 s implementiert, d. h. die Einspritzzeiten werden nicht von Zyklus zu Zyklus angepasst, sondern nur entsprechend der festgelegten Abtastzeit.

Abb. 4.27 zeigt den experimentellen Vergleich der Brennverlaufsregelung mit und ohne Störgrößenkompensation. Die Referenzprozessvorgabe erfolgt diesmal brennratenbasiert mit einem sehr flachen Anstieg der Brennrate. Dieser lässt sich nur durch ein nichttriviales Einspritzmuster aus mehreren kurz aufeinander folgenden Einspritzungen realisieren.

Der rote Verlauf kennzeichnet wieder das Regelergebnis im rein vorgesteuerten Betrieb. Es ist zu erkennen, dass die Grundcharakteristik des Brennraten- und auch Druckverlaufs bereits getroffen wird, jedoch eine deutliche Regelabweichung verbleibt.

Der blaue Verlauf kennzeichnet das Regelergebnis mit aktiver Störgrößenkompensation. Diese regelt die zuvor vorhandene Regelabweichung, sowohl im Druck- als auch im Brennratenverlauf, durch Anpassung der Ansteuerzeiten aller vier Einspritzungen aus. Bemerkenswert ist hierbei, dass auch signifikante Modellfehler im Zündverzug ausgeglichen werden können, erkennbar an der deutlichen Vorverlagerung der ersten Einspritzung.

4.5.3 Transientes Betriebsverhalten

Aufgrund der bereits angesprochenen Problematik hinsichtlich der Echtzeitfähigkeit der Brennverlaufsregelung erfolgt die Untersuchung des transienten Betriebsverhaltens rein simulativ.

Lastransientes Folgeverhalten

Abb. 4.28 zeigt das transiente Folgeverhalten der Brennverlaufsregelung auf Basis der direkten Brennverlaufsoptimierung und aktiver Störgrößenkompensation hinsichtlich der geforderten Last (IMEP). Hierbei wird für jeden Zyklus der Referenzprozess mit dem aktuell geforderten IMEP neu generiert. Die übrigen Parameter des druckbasierten Referenzprozesses bleiben konstant. Die Regelgüte hinsichtlich der Lastrealisierung dient gleichzeitig auch als gute Fehlermetrik zur Beurteilung der Tracking-Performance hinsichtlich des Referenzdruckverlaufs insgesamt.

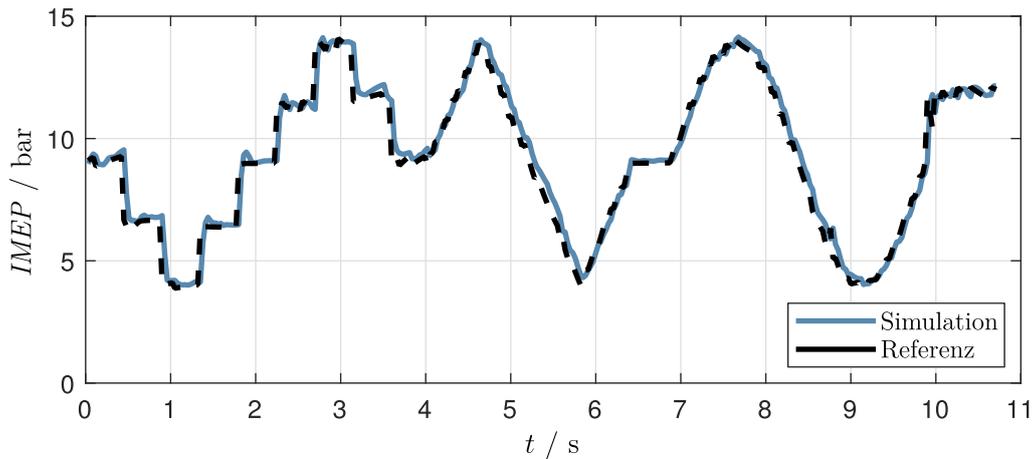


Abb. 4.28: Simulative Validierung des transienten Folgeverhaltens der Brennverlaufsregelung auf Basis der direkten Brennverlaufsoptimierung (Ansatz 4.3.4); Darstellung der vorgegebenen Last (IMEP) des druckbasierten Referenzprozesses und der tatsächlichen Last; übrigen Parameter des Referenzprozesses sind $\phi_{\text{SOC}} = -10^\circ\text{CAaTDC}$, $\frac{dp}{d\phi}_{\text{ref}} = 4 \text{ bar}/^\circ\text{CA}$ und $p_{\text{max}} = 120 \text{ bar}$

Das Streckensimulationsmodell beinhaltet das erweiterte Injektormodell zur Abbildung von Druckschwingungen als Störgrößeneinfluss bzw. Modellabweichung. Um zusätzlich realistischere transiente Betriebsbedingungen abzubilden, ändert sich in Abhängigkeit der geforderten Last permanent der Einlassdruck p_{int} zur Nachführung des Luftverhältnisses. Dieser fließt in das Füllungsmodell ein und folgt der IMEP-Vorgabe mit einer PT_1 -Dynamik und einer Zeitkonstante von $T_1 = 1.5 \text{ s}$.

Der IMEP-Referenzverlauf setzt sich aus einer Abfolge von Sprüngen, Rampen und einem sinusförmigen Verlauf zusammen. Die Anzahl der SQP-Schritt pro Zyklus wird auf $N_{\text{SQP}} = 3$ limitiert. Für die iterative Schätzung des druckbasierten Störgrößenvverlaufs wird die Lernrate zu $\beta = 0,6$ parametrisiert.

Es ist erkennbar, dass die Brennverlaufsregelung in der Lage ist, der Lastanforderung sehr schnell (innerhalb von zwei Zyklen) mit einem leichten Überschwingen folgen kann.

Im Folgenden soll zum einen das Folgeverhalten für einen einzelnen Lastsprung näher betrachtet werden und zum anderen das Konvergenzverhalten der iterativ lernenden Störgrößenschätzung in Abhängigkeit der Parametrierung der Lernrate β . Letztere beeinflusst das in Abb. 4.28 leichte Überschwingen im IMEP nach dem Lastwechsel. Die Auslegung der Lernrate besteht hierbei immer aus einem Trade-Off, bei dem einerseits periodische Störung möglichst schnell gelernt, gleichzeitig nicht-periodische Störungen im besten Fall allerdings vollständig ignoriert werden sollen. Das gesamthafte dynamische Folgeverhalten bei einer Last- bzw. Referenzprozessänderung resultiert somit aus dem Zusammenspiel der Dynamik der Optimalsteuerung der Einspritzzeiten (d. h. dem Steuerungspfad) und

der iterativ lernenden Störgrößenschätzung zur Modellkorrektur.

Konvergenzverhalten der Optimalsteuerung über mehrere Zyklen und Einfluss der Lösungsinitialisierung

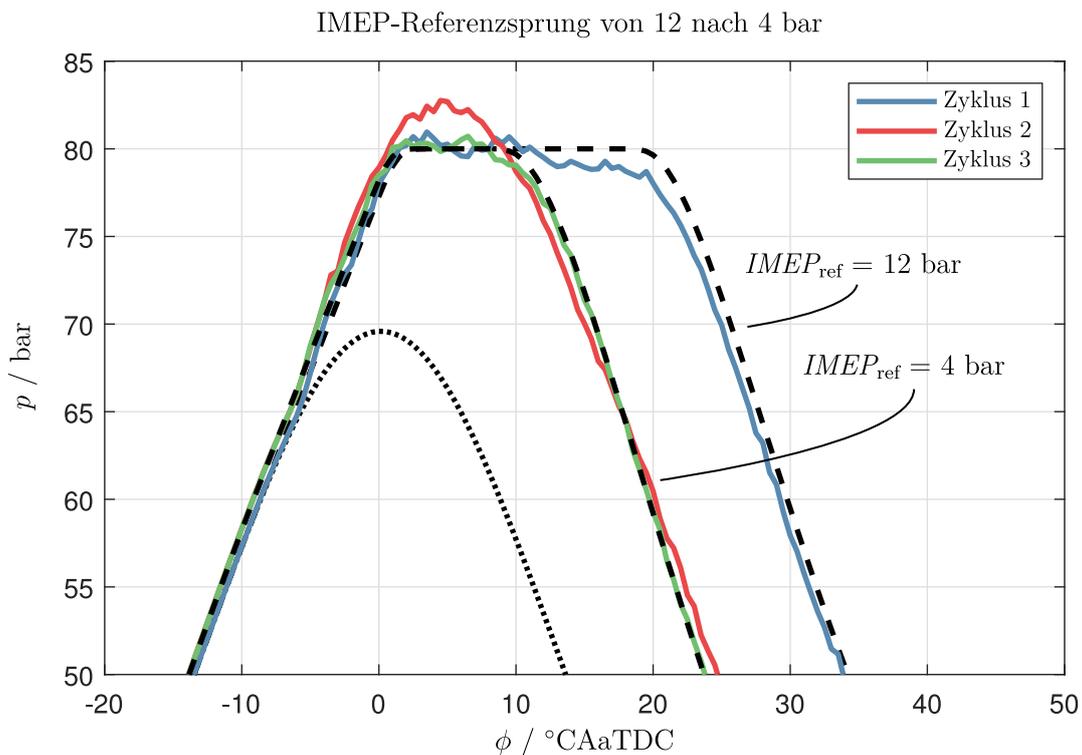


Abb. 4.29: Transiente Entwicklung des Zylinderdruckverlaufs über drei konsekutive Zyklen unter Verwendung der Optimalsteuerung mit direkter Brennverlaufsoptimierung für einen Referenzsprung der Last von 12 auf 4 bar ohne Einfluss von Störgrößen oder Modellabweichungen; übrigen Parameter des druckbasierten Referenzprozesses sind $\phi_{SOC} = -10^\circ\text{CAaTDC}$, $\frac{dp}{d\phi_{ref}} = 2 \text{ bar}/^\circ\text{CA}$ und $p_{max} = 80\text{bar}$; Anzahl der SQP-Schritte ist $N_{SQP} = 3$

Im Folgenden soll das Konvergenzverhalten der Brennverlaufsregelung bzw. der Optimalsteuerung der Einspritzzeiten nach einem relativ großen Lastsprung untersucht werden. Bestimmend für das initiale Konvergenzverhalten ist das Optimierungsverfahren. Die Optimalsteuerung wird daher ohne den Einfluss von Störgrößen oder Modellabweichungen betrachtet.

Abb. 4.29 zeigt die Entwicklung des Zylinderdruckverlaufs über drei konsekutive Zyklen nach einem Lastsprung von 12 nach 4 bar IMEP. Für $N_{SQP} = 3$ benötigt die Optimalsteuerung zwei Zyklen, um gegen den neuen Referenzverlauf zu konvergieren. Ein Grund

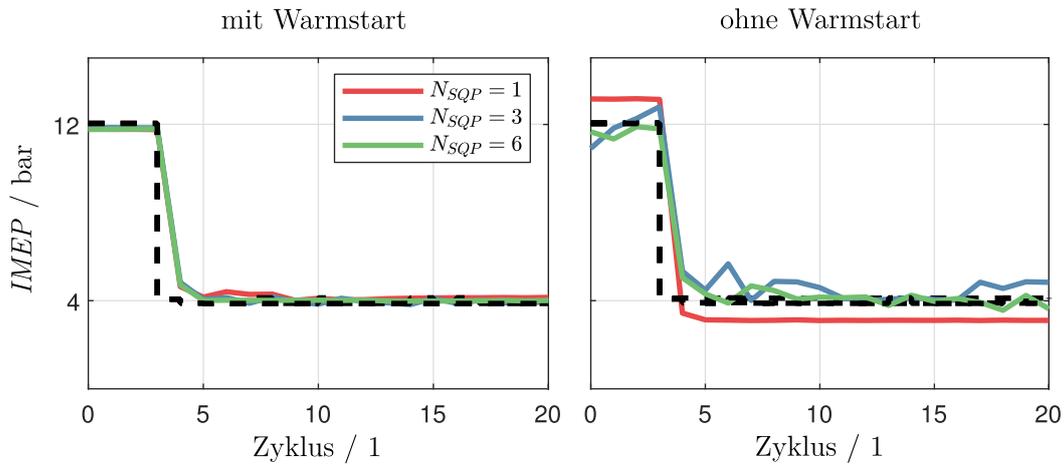


Abb. 4.30: Vergleich des IMEP-Folgeverhaltens der Optimalsteuerung mit Brennverlaufs-optimierung unter nominellen Bedingungen für den in Abb. 4.29 dargestellten Lastsprung in Abhängigkeit der Anzahl der SQP-Schritte und mit (links) und ohne (rechts) Warmstart zur Lösungsinitialisierung

für die schnelle Konvergenz ist die Initialisierung des Optimierungsproblems mit der optimalen Lösung des vorhergehenden Zyklus, statt mit einer heuristisch erzeugten initialen Lösungsschätzung. Dieses Verfahren wird auch als Warmstart des Löser bezeichnet. Im NMPC-Kontext leitet sich aus diesem für $N_{SQP} = 1$ das bereits in Abschnitt 2.1.1 erwähnte Echtzeititerationsschema (engl. Real-time Iteration Scheme, RTI) [21] ab.

Den Einfluss der Anzahl der SQP-Schritte und des Warmstarts zur Lösungsinitialisierung illustriert Abb. 4.30 für das Folgeverhalten des resultierenden IMEP. Zum einen ist hier erkennbar, dass eine Erhöhung der SQP-Schritte über drei hinaus keine wirkliche Verbesserung hinsichtlich des transienten Lastfolgeverhaltens ergibt. Zum anderen erkennt man aber auch die triviale Notwendigkeit des Warmstarts, um stationäre Konvergenz bei endlicher Anzahl an SQP-Schritten zu erhalten.

Konvergenzverhalten der Störgrößenschätzung

Zur isolierten Untersuchung des Einflusses der iterativ lernende Störgrößenverlaufsschätzung auf das transiente Konvergenzverhalten der Brennverlaufsregelung, insbesondere der Einfluss der Parametrierung der Lernrate, wird folgender Versuch betrachtet. Ausgangspunkt ist dasselbe Simulationssetup, welches bereits in Unterabschnitt 4.5.2 zur stationären Validierung der Störgrößenkompensation verwendet wurde (vgl. Abb. 4.26). Die Brennverlaufsregelung wird ohne Prozessfeedback, d. h. mit deaktivierter Störgrößenkompensation, betrieben, bis diese vollständig stationär konvergiert ist. Nach Erreichen des stationären Zustands wird der Regelkreis geschlossen und das dynamische Übergangs-

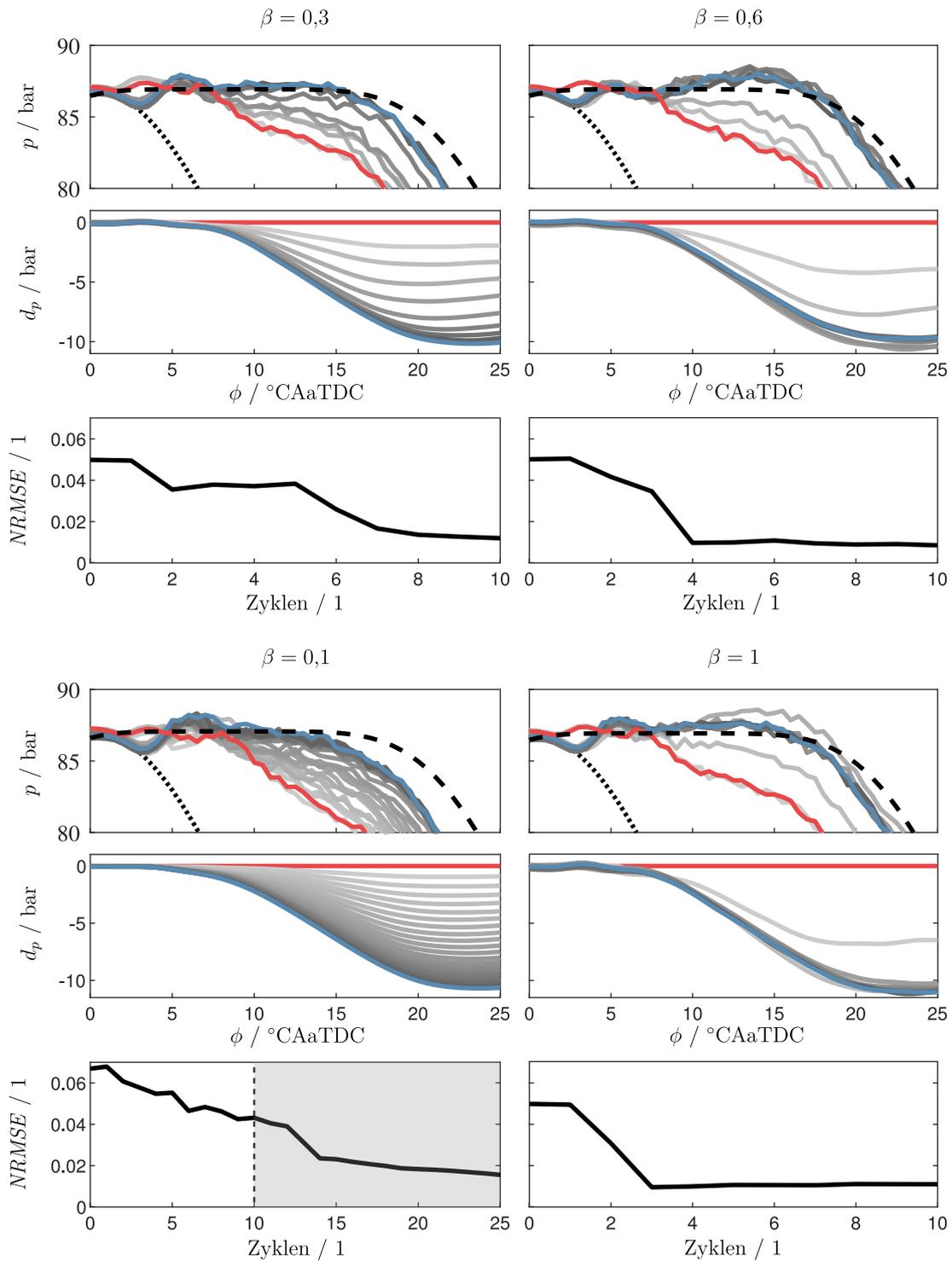


Abb. 4.31: Abhängigkeit des Konvergenzverhaltens der Brennverlaufsregelung mit iterativ lernender Störgrößenverlaufsschätzung von der Lernrate β ; initialer Zyklus mit deaktivierter Störgrößenschätzung und -kompensation ist in rot dargestellt, letzte Zyklus in blau, Zwischenzyklus in grau mit abnehmender Helligkeit; Referenzprozessparameter sind $IMEP_{\text{ref}} = 12$ bar, $\phi_{\text{SOC}} = -5^\circ\text{CAaTDC}$, $p_{\text{max}} = 85$ bar

verhalten der Brennverlaufsregelung mit Störgrößenverlaufsschätzung und -kompensation betrachtet, bis wieder ein stationärer Zustand erreicht ist.

Das erläuterte Vorgehen ist in Abb. 4.31 dargestellt. Die rot gekennzeichneten Zyklen stellen den stationären Anfangszustand und die blau gekennzeichneten den stationären Endzustand dar. Die leicht unterschiedlichen Anfangszustände für die verschiedenen Szenarien (Parametrierungen der Lernrate β) resultieren aus dem simulierten Rauschen, mit dem der Zylinderdruckverlauf innerhalb der Streckensimulation zusätzlich beaufschlagt wird, um reales Mess- und Prozessrauschen abzubilden.

Es ist klar ersichtlich, dass das Konvergenzverhalten sehr träge wird, wenn die Lernrate zu klein gewählt wird. Umgekehrt scheint im vorliegenden Szenario der Maximalwert der Lernrate von $\beta = 1$ die beste Wahl zu sein und keine Nachteile gegenüber einem reduzierten Wert, bspw. von $\beta = 0,6$, aufzuweisen. Allerdings wurde in Unterabschnitt 4.3.5 bereits darauf hingewiesen, dass eine Störgrößenverlaufsschätzung mit Deadbeat-Charakter, d. h. $\beta = 1$, sehr sensitiv gegenüber Rauschen und nicht-zyklischen Störungen ist. Die reale Zylinderdruckmessung ist im Allgemeinen sehr rauschbehaftet und die Rauschcharakteristika zusätzlich zeitvariant. Daher wird das Zylinderdrucksignal sowohl vor der Auswertung innerhalb der Brennverlaufsanalyse als auch vor der direkten Verwendung innerhalb der Störgrößenverlaufsschätzung gefiltert. Für die Anwendung im realen Betrieb muss die Auslegung der Lernrate daher mit den tatsächlichen Rauscheigenschaften des gefilterten Zylinderdrucksignals abgestimmt werden. Den zweiten hier nicht betrachteten Einfluss betrifft die zu Beginn bereits erwähnten zyklischen Schwankungen des Verbrennungsprozesses. Diese werden durch leichte Variationen in den Einlassbedingungen hervorgerufen. Beide genannten Effekte erfordern in der realen Anwendung eine Reduktion der Lernrate.

4.5.4 Rechenzeitanforderungen

In diesem letzten Unterabschnitt soll noch kurz auf den Aspekt der Rechenzeitanforderungen eingegangen werden. Auch wenn die Brennverlaufsregelung im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr unter echtzeitfähigen Bedingungen, d. h. Berechnung der Einspritzzeiten für jeden Motorzyklus, am realen Motor getestet werden konnte, so wurden zumindest die tatsächlichen Lösungszeiten der beiden Ansätze zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten ausgewertet. Die Auswertung der Rechenzeiten erfolgte auf dem am Prüfstand eingesetzten Prototypensteuergerät (dSPACE MicroLabBox). Hierfür wurde in einem einzelnen Task jeweils nur der Lösungsschritt für ein NLP mit $N_{inj} = 7$ Einspritzungen ausgeführt und die Turnaround-Zeiten des Tasks ausgewertet.

Abb. 4.32 zeigt das Ergebnis der Auswertung als Vergleich der beiden Ansätze in Abhängigkeit der Anzahl der SQP-Schritte N_{SQP} . Wie zu erwarten, weist das deutlich

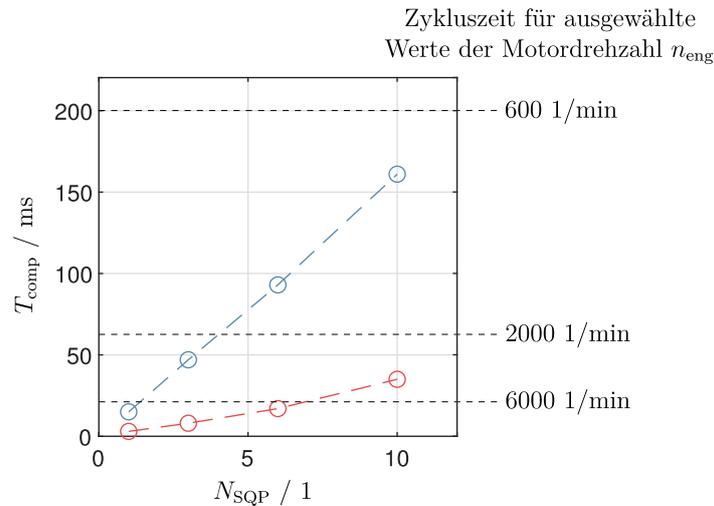


Abb. 4.32: Vergleich der Rechenzeitanforderungen der beiden Optimalsteuerungsansätze auf dem verwendeten Prototypensteuergerät (dSPACE MicroLabBox); T_{comb} entspricht der Turnaround-Zeit zum Lösen eines NLPs mit $N_{\text{inj}} = 7$ Einspritzungen; des verwendeten SQP-Algorithmus zur Lösung der zugrunde liegenden Optimierungsprobleme unterschiedlichen Ansätze zur Optimalsteuerung der Einspritzzeiten; rot entspricht der Turnaround-Zeit für Ansatz 4.3.3 (Einspritzverlaufsoptimierung) und blau für Ansatz 4.3.4 (Brennverlaufsoptimierung)

komplexere Optimierungsproblem auf Brennverlaufsebene eine ca. viermal höhere Rechenzeit gegenüber der Einspritzverlaufsoptimierung auf. Die Rechenzeit wird maßgeblich durch die Komplexität der Funktionen zur Generierung der für jeden SQP-Schritt notwendigen Sensitivitätsinformationen des NLPs bestimmt, welche schließlich das eigentliche zu lösende Sub-QP definieren (vgl. Algorithmus 1 in Unterabschnitt 2.1.5). Die Rechenzeiten zur Lösung des Sub-QPs durch den QP-Solver sind für beide Ansätze identisch, da durch die Diskretisierung mit dem Einfeldschießverfahren die Dimensionen des Optimierungsproblems, d. h. die freien Variablen, identisch sind. Insgesamt sind die Rechenzeiten für beide Ansätze pro SQP-Schritt bereits unter 20 ms. Im Rahmen der Untersuchung des transienten Betriebsverhaltens in Unterabschnitt 4.5.3 konnte gezeigt werden, dass durch den Warmstart des SQP-Solvers bereits drei SQP-Schritte ausreichend sind, um ein hinreichend gutes Folgeverhalten zu realisieren. Es ist daher durchaus realistisch, dass selbst der hier präsentierte Ansatz mit direkter Brennverlaufsoptimierung durch entsprechende Effizienzsteigerungen in der Implementierung echtzeitfähig für eine Regelung von Zyklus zu Zyklus umgesetzt werden kann.

5 Zusammenfassung und Ausblick

5.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung und Validierung von optimierungsbasierten Regelungskonzepten für multimodale Brennverfahren in kompressionsgezündeten Motoren. Im Speziellen werden zwei motorische Anwendungen untersucht: Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motoren und Dieselmotoren.

Als multimodal werden im Kontext dieser Arbeit Brennverfahren verstanden, die unterschiedliche Verbrennungsmodi in sich vereinen. Diese können unter Umständen nur in Teilbereichen des gesamten Betriebskennfelds angewendet werden und sich sowohl hinsichtlich ihrer verbrennungstechnischen als auch systemtheoretischen Eigenschaften erheblich unterscheiden. Ein multimodaler Betrieb ermöglicht bspw. erst die Nutzung neuartiger Brennverfahren mit Niedertemperaturverbrennung.

Für den Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Motor liegt das Ziel in der Entwicklung eines Regelungskonzepts, das einen stabilen und kraftstoffflexiblen Betrieb sowohl mit dem (dieselminimalem) Zündstrahlverfahren (DDF) als auch mit der reaktivitätskontrollierten Kompressionszündung (RCCI) gewährleistet. Neben der eigentlichen Beherrschung der Verbrennungscharakteristik stellt die verwendete Luft- und Kraftstoffpfadarchitektur eine Herausforderung dar, bei der die unterschiedlichen Dynamiken des Luft-, Erdgas-, und Dieselpfads explizit berücksichtigt werden müssen.

Beim Dieselmotor steht die Entwicklung einer Brennverlaufsregelung auf Basis vollvariabler Mehrfacheinspritzungen im Mittelpunkt. Diese ermöglicht es, den innerzyklischen, also kurbelwinkelaufgelösten Brennverlauf direkt als Regelgröße zu nutzen und auf einen vorgegebenen Referenzverlauf einzuregulieren. Dadurch lassen sich die maximalen Freiheitsgraden des Einspritzsystems systematisch ausnutzen und bestehende Zielkonflikte weiter auflösen. Die ganzheitliche Betrachtung des Verbrennungsprozesses in Kombination mit Mehrfacheinspritzung eröffnet zum die Möglichkeit, die teilhomogene Kompressionszündung (PCCI) anzuwenden.

In beiden Anwendungsfällen ist die Realisierung der Prozessführung mit konventionellen Regelungsansätzen nicht möglich.

Beim Dual-Fuel-Motor betrifft dies insbesondere die gekoppelte Mehrgrößencharakteristik, die unterschiedlichen Dynamiken, das stark nichtlineare Übertragungsverhalten sowie die notwendige Berücksichtigung von Beschränkungen für die Stell- und Regelgrößen.

Das Regelungsproblem bei der Brennverlaufsregelung zudem aufgrund der strukturellen Eigenschaften der Stell- und Regelgrößen mit konventionellen Verfahren praktisch nicht handhabbar. Die Regelgrößen bilden kontinuierliche Prozessgrößenverläufe, die über eine variable, jedoch beschränkte Anzahl an Einspritzparametern als Stellgrößen geregelt werden sollen. Dadurch weist das Problem einen inhärent gemischt-ganzzahligen Charakter auf.

Für beide Anwendungsfälle wird daher jeweils ein maßgeschneiderter, optimierungsbasierter Regelungsansatz gewählt. Der grundlegende Unterschied zwischen den beiden zylinderdruckgeführten Ansätze liegt in den betrachteten Zeitskalen des Verbrennungsprozesses.

Für das Dual-Fuel-Regelungskonzept wird ein Ansatz basierend auf zyklusintegralen Kenngrößen gewählt. Die Regelgrößen umfassen den indizierten Mitteldruck (IMEP), die Verbrennungsschwerpunktlage (CA50) unter zusätzlicher Vorgabe des gewünschten Verbrennungsmodus (DDF oder RCCI), die Diesel-Substitutionsrate (SR) sowie das globale Luftverhältnis. Als Stellgrößen dienen der Soll-Ladedruck für den unterlagerten Ladedruckregler sowie die Stellgrößen der beiden Kraftstoffpfade (eingeblassene Gasmasse sowie Einspritzmenge und -zeitpunkt der Dieseleinspritzung). Ein Kernelement des Regelungskonzeptes ist der Verbrennungsregler, der aus einer nichtlinearen Zielwertberechnung besteht, die die Prozessmehrdeutigkeiten adressiert, sowie einer nachgelagerten linearen, zeitvarianten modellprädiktiven Regelung (MPC) mit Einschrittprädiktion. Die Prozessmodellierung erfolgt semi-physikalisch. Das Verbrennungsmodell zur Abbildung von CA50 in Abhängigkeit der Kraftstoffpfadgrößen ist rein datenbasiert. Die Modellparametrierung erfolgt auf Basis von Prüfstandsmessdaten. Das nichtlineare Verbrennungsmodell wird offline zum Entwurf der nichtlinearen Zielwertberechnung und zur Laufzeit zur Modelllinearisierung um den aktuellen Arbeitspunkt genutzt. Die Modelllinearisierung wird innerhalb der MPC zur Prozessprädiktion verwendet.

Im Gegensatz zur Dual-Fuel-Regelung verwendet die dieselmotorische Brennverlaufsregelung direkt den kurbelwinkelaufgelösten Druck- bzw. Brennverlauf als Regelgröße. Die Stellgrößen bestehen den Einspritzzeiten der vollvariablen Mehrfacheinspritzstrategie. Das Regelungskonzept umfasst eine nichtlineare Optimalsteuerung der Einspritzzeiten, die zur Kompensation von zyklischen Störgrößeneinflüssen (und Modellabweichungen) mit einer iterativ lernenden Störgrößenschätzung kombiniert wird. Methodisch kann dies als iterativ lernenden MPC (ILMPC) bezeichnet werden. Innerhalb der Optimalsteuerung werden geschätzten Störgrößenverläufe zur Korrektur des internen Prädiktionsmodells verwendet. Für die Optimalsteuerung werden zwei Ansätze untersucht, die sich hinsichtlich der zu optimierenden Prozessgrößen und der daraus resultierenden Komplexität der Optimierungsprobleme unterscheiden. Die Prozessmodellierung erfolgt physikalisch motiviert mit

einem nulldimensionalen Einzonenansatz zur Abbildung des innermotorischen Hochdruckzyklus. Wesentliche Elemente sind ein phänomenologisches Verbrennungsmodell und ein empirisches Injektormodell. Die Lösung der resultierenden gemischt-ganzzahligen, nichtlinearen Optimierungsprobleme erfolgt unter Verwendung eines entwickelten sequentiell quadratischen Optimierungsverfahrens.

Die Validierung der Dual-Fuel-Regelung erfolgt sowohl simulativ als auch experimentell an einem Einzylindermotorprüfstand, wobei hier nur auf die experimentellen Ergebnisse eingegangen wird. Es wird sowohl das stationäre als auch transiente Betriebsverhalten untersucht. Die Validierung zeigt erfolgreich, dass das Regelungskonzept in einem Lastbereich zwischen 9 und 15 bar IMEP den Dual-Fuel-Prozess sowohl im DDF- als auch im RCCI-Bereich bei flexibler Vorgabe der Diesel-Substitutionsrate, der Verbrennungsschwerpunktlage und des globalen Luftverhältnisses stabil regeln kann. Zudem konnte im lasttransienten Betrieb demonstriert werden, dass das umgesetzte Konzept in der Lage ist, die träge Dynamik des Gaskraftstoffpfades mit Totzeiten von nahezu einer Sekunde über den schnellen Dieselkraftstoffpfad zu kompensieren. Auf diese Weise konnten Lasttransitionen innerhalb weniger Zyklen unter Einhaltung der dynamischen Beschränkungen für das globale Luftverhältnis und die Diesel-Substitutionsrate realisiert werden. Außerdem wurde der modustransiente Betrieb erfolgreich durch einen kontinuierlichen Übergang zwischen DDF- und RCCI-Bereich bei gleichzeitiger Stabilisierung der Verbrennungsschwerpunktlage demonstriert.

Die Validierung der dieselmotorischen Brennverlaufsregelung erfolgt ebenfalls unter stationären und transienten Betriebsbedingungen. Aufgrund von Rechenzeitrestriktionen des verwendeten Prototypensteuergeräts konzentriert sich die Untersuchung des lasttransienten Betriebsverhaltens jedoch auf Simulationen. Für die experimentellen Untersuchungen stand ein Vollmotorprüfstand zur Verfügung. Zur Erreichung realistischer Betriebsbedingungen in den Simulationen wurde das Prozessmodell der Regelstrecke um ein Störgrößenmodell erweitert, das Injektordruckschwingungen abbildet, welche anhand von Einspritzratenverlaufsmessung an einem Injektorprüfstand quantifiziert wurden.

Im Rahmen der stationären Validierung konnte sowohl simulativ als auch experimentell gezeigt werden, dass die Brennverlaufsregelung unter Verwendung beider Optimalsteuerungsansätze in der Lage ist, unterschiedliche synthetisch generierte Referenzverläufe für den Zylinderdruck sowie die Brennrate unter nominellen Bedingungen und unter dem Einfluss signifikanter Störgrößeneinflüsse und Modellabweichungen sehr gut einzuregeln. Der Ansatz mit direkter Brennverlaufsoptimierung wies dabei eine leicht bessere Regelgüte auf.

Für die simulative transiente Validierung wurde das Folgeverhalten bzgl. eines sich schnell ändernden Referenzgrößenverlaufs untersucht. Dabei konnte ein sehr schnelles Konvergenzverhalten der Brennverlaufsregelung mit hoher Regelgüte demonstriert werden. Durch die verwendete Lösungsinitialisierung mittels Warmstart konnte außerdem gezeigt werden, dass hierfür nur wenige Iterationen des SQP-basierten Optimierungsverfahrens

erforderlich sind. Die parametrische Untersuchung der Störgrößenverlaufsschätzung zeigte zudem eine hohe Robustheit, selbst bei maximaler Lernrate.

Durch die Auswertung der Rechenzeiten auf dem verwendeten Prototypensteuergerät konnte außerdem gezeigt werden, dass ein einzelner SQP-Schritt des Optimierungsverfahrens für den komplexen Ansatz mit direkter Brennverlaufsoptimierung nur etwa 10 ms in Anspruch nimmt.

Obwohl die Brennverlaufsregelung in der dargestellten Form noch nicht für den echtzeitfähigen Einsatz im Motor geeignet ist, kann sie dennoch als wichtiges Kalibrationswerkzeug für die Parametrierung konventioneller, kennfeldbasierter Vorsteuerungen, wie sie derzeit nahezu ausschließlich im Serieneinsatz verwendet werden, eingesetzt werden. Für Mehrfacheinspritzstrategien mit beliebig vielen Einspritzungen existieren bisher keine Verfahren zur Brennverlaufsregelung mit der gezeigten Genauigkeit und Flexibilität.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass für beide betrachteten Anwendungsfälle die Beherrschung der Prozesse mit der gezeigten stationären und transienten Regelgüte sowie einem sehr geringen Auslegungs- und Parametrierungsaufwand erst durch den Einsatz optimierungsbasierter Ansätzen ermöglicht wurde.

5.2 Ausblick

Der Ausblick zur Weiterentwicklung der Regelungskonzepte erfolgt separat für beide motorische Anwendungsfälle.

Bei der Dual-Fuel-Regelung wurde das entwickelte Konzept bislang nur an einem kleinkalierten Einzylindermotor validiert. Ein nächster wesentlicher Schritt ist daher die Umsetzung auf einen Mehrzylindervollmotor. Eine besondere Herausforderung stellt dabei die zylinderindividuelle Lastregelung (Cylinder Balancing) dar, die bspw. durch eine direkte Berücksichtigung des indizierten Mitteldrucks (IMEP) innerhalb des Verbrennungsreglers in das bestehende Regelungskonzept integriert werden könnte. Neben der reinen Regelung des Motors auf vorgegebene Sollwerte für die Regelgrößen stellt sich die Frage nach der optimalen Wahl dieser Sollwerte im laufenden Betrieb. Bereits angedeutet wurde dies durch den Betriebspunktmanager, der zukünftig unter Verwendung von Emissions- und Wirkungsgradmodellen eine Optimierung der Betriebsparameter (SR, CA50, λ_{global} und Verbrennungsmodus) ermöglichen könnte. Eine solche Optimierung könnte unter Berücksichtigung von Restriktionen, bspw. für Schadstoffemissionen, erfolgen. Das Emissions- und Wirkungsgradverhalten im untersuchten Kennfeldbereich wurde bereits in Abschnitt 3.1.1 diskutiert und könnte als Grundlage für eine weiterführende Untersuchung dienen.

Für die Weiterentwicklung der Brennverlaufsregelung ergeben sich zwei zentrale Forschungsaspekte: die Reduzierung der Rechenzeit für eine echtzeitfähige Implementierung und die Erweiterung des Regelungskonzepts.

Hinsichtlich der Erweiterung des Regelungskonzepts sind drei Aspekte von besonderem Interesse. Erstens könnte das Optimalsteuerungsproblem um zusätzliche Beschränkungen und Prozessgrößen erweitert werden. In der aktuellen Formulierung mit direkter Brennverlaufsoptimierung wäre es bereits möglich, zusätzliche Beschränkungen, etwa für den maximalen Zylinderdruck, zu berücksichtigen. Zudem ließe sich das Prozessmodell um Emissionsmodelle ergänzen, wodurch der Regelungsansatz direkt mit emissionsrelevanten Zielgrößen verknüpft werden könnte.

Zweitens ergibt sich die Möglichkeit, eine systematische Bestimmung des optimalen Referenzprozessverlaufs in das Konzept zu integrieren. Diese Thematik wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt, könnte jedoch mit dem gezeigten Ansatz in einem erweiterten Regelungskonzept realisiert werden. Dabei würde die Optimierung des Referenzprozesses nicht mehr unabhängig von der Regelung erfolgen, sondern mit dieser kombiniert werden. Das Optimalsteuerungsproblem könnte dann als ökonomische Optimierung (Economic MPC) formuliert werden, beispielsweise mit dem Ziel, den Kraftstoffverbrauch zu minimieren, während die geforderte Last als Gleichheitsnebenbedingung eingehalten und Emissionsbeschränkungen über ein Emissionsmodell berücksichtigt werden.

Drittens könnte das Störgrößenmodell in der iterativen Störgrößenverlaufsschätzung erweitert werden. Statt wie bisher die Stützstellen des Ausgangsstörungsverlaufs zu schätzen, wäre es denkbar, gezielt einzelne Modellparameter anzupassen. Dadurch ließe sich das transiente Regelverhalten weiter verbessern und die Robustheit des Verfahrens gegenüber nicht modellierten Einflüssen erhöhen.

Insgesamt eröffnen diese Ansätze vielversprechende Möglichkeiten für die Weiterentwicklung der optimierungsbasierten Regelungsverfahren und deren zukünftigen Einsatz in realen Motoranwendungen.

Literaturverzeichnis

- [1] AHN, H.-S. ; MOORE, K. : *Iterative Learning Control: Robustness and Monotonic Convergence for Interval Systems (Communications and Control Engineering)*. Springer, 2007
- [2] ALBIN, T. : *Nonlinear Model Predictive Control of Combustion Engines*. Springer, 2021 (Advances in Industrial Control)
- [3] ANDERSSON, J. A. E. ; GILLIS, J. ; HORN, G. ; RAWLINGS, J. B. ; DIEHL, M. : CasADi: a software framework for nonlinear optimization and optimal control. In: *Mathematical Programming Computation* 11 (2019), Nr. 1, S. 1–36
- [4] ATZLER, F. ; KASTNER, O. ; ROTONDI, A. ; WEIGAND, A. : Multiple injection and rate shaping - Part 1: Emissions reduction in passenger car Diesel engines. In: *SAE Technical Paper 2009-24-0004* (2009)
- [5] BEIERER, P. ; HUHTALA, K. ; LEHTO, E. ; VILENIUS, M. : Study of the Impact of System Characteristics on Pressure Oscillations in a Common Rail Diesel Fuel Injection System. In: *SAE Technical Paper 2005-01-0910* (2005)
- [6] BEIERER, P. ; HUHTALA, K. ; VILENIUS, M. : Experimental study of the hydraulic circuit of a commercial common rail diesel fuel injection system. In: *SAE World Congress & Exhibition, 2007*
- [7] BERTSEKAS, D. P.: *Dynamic Programming and Optimal Control*. Bd. Volume I. 3. Athena Scientific, 1995
- [8] BETTS, J. T.: *Practical methods for optimal control and estimation using nonlinear programming*. SIAM, 2010
- [9] BIANCHI, G. ; FALFARI, S. ; BRUSIANI, F. ; PELLONI, P. : Numerical Investigation of Critical Issues in Multiple-Injection Strategy Operated by a New C.R. Fast-Actuation Solenoid Injector. In: *SAE Technical Paper Series 2005-01-1236* (2005)
- [10] BOSCH, W. : The Fuel Rate Indicator: A New Measuring Instrument for Display of the Characteristics of Individual Injection. In: *SAE Technical Paper 660749* (1966)
- [11] BRISTOW, D. ; THARAYIL, M. ; ALLEYNE, A. : A survey of iterative learning control. In: *IEEE Control Systems Magazine* 26 (2006), Nr. 3, S. 96–114

- [12] BRONSHTEIN, I. ; SEMENDYAYEV, K. ; MUSIOL, G. ; MÜHLIG, H. : *Handbook of Mathematics*. Springer-Verlag, 2004
- [13] BURGMAIR, R. ; MATTABONI, M. ; SATRIA, M. ; RITTER, D. ; KORKMAZ, M. ; WILLMANN, M. : JB-X-CLEAN - Maritime Dual-Fuel Regelung. In: *Statustagung Maritime Technologien - Tagungsband der Statustagung 2017*, 2017, S. 209–222
- [14] CARLUCCI, A. P. ; LAFORGIA, D. ; SARACINO, R. ; TOTO, G. : Combustion and emissions control in diesel-methane dual fuel engines: The effects of methane supply method combined with variable in-cylinder charge bulk motion. In: *Energy Conversion and Management* 52 (2011), Nr. 8–9, S. 3004–3017
- [15] CARR, M. A. ; CATON, P. A. ; HAMILTON, L. J. ; COWART, J. S. ; MEHL, M. ; PITZ, W. J.: An experimental and modeling-based study into the ignition delay characteristics of diesel surrogate binary blend fuels. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 134 (2012), Nr. 7, S. 072803
- [16] CATANIA, A. ; FINESSO, R. ; SPESSA, E. : Predictive zero-dimensional combustion model for DI diesel engine feed-forward control. In: *Energy Conversion and Management* 52 (2011), Nr. 10, S. 3159–3175
- [17] CHMELA, F. ; ORTHABER, G. : Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion. In: *SAE Technical Paper 1999-01-0186* (1999)
- [18] CHMELA, F. ; PIRKER, G. ; WIMMER, A. : Zero-dimensional ROHR simulation for DI diesel engines - A generic approach. In: *Energy Conversion and Management* 48 (2007), Nr. 11, S. 2942–2950
- [19] D’AMBROSIO, S. ; FERRARI, A. : Boot injection dynamics and parametrical analysis of boot shaped injections in low-temperature combustion diesel engines for the optimization of pollutant emissions and combustion noise. In: *Energy* 134 (2017), S. 420–437
- [20] D’ERRICO, J. : *Surface Fitting using gridfit*. (<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/8998-surface-fitting-using-gridfit>), MATLAB Central File Exchange, 2005
- [21] DIEHL, M. ; BOCK, H. G. ; SCHLOEDER, J. P.: A Real-Time Iteration Scheme for Nonlinear Optimization in Optimal Feedback Control. In: *SIAM Journal of Control and Optimization* 43 (2005), Nr. 5, S. 1714–1736
- [22] *Kapitel Fast Direct Multiple Shooting Algorithms for Optimal Robot Control*. In: DIEHL, M. ; H. G. BOCK, H. D. ; WIEBER, P.-B. : *Fast Motions in Biomechanics and Robotics. Lecture Notes in Control and Information Sciences*. Bd. Vol. 340. Springer, 2006, S. 65–93

-
- [23] DNV: *Global Sulphur Cap 2020 - Regulatory Overview*. <https://www.dnv.com/maritime/global-sulphur-cap/index.html>, 2023. – Zugriff: 16.09.2023
- [24] DOMAHIDI, A. ; JEREZ, J. : *FORCES Professional*. Embotech AG, <https://embotech.com/FORCES-Pro>, 2014 – 2019
- [25] *Kapitel Accurate Modelling of an Injector for Common Rail Systems*. In: DONGIOVANNI, C. ; COPPO, M. : *Fuel Injection*. IntechOpen, 2010, S. 95–120
- [26] DOOSJE, E. ; WILLEMS, F. ; BEART, R. : Experimental Demonstration of RCCI in Heavy-Duty Engines using Diesel and Natural Gas. In: *SAE Technical Paper* (2014), Nr. 2014-01-1318
- [27] FERREAU, H. J. ; KIRCHES, C. ; POTSCHKA, A. ; BOCK, H. G. ; DIEHL, M. : qpOASES: A parametric active-set algorithm for quadratic programming. In: *Mathematical Programming Computation* 6 (2014), Nr. 4, S. 327–363
- [28] GARRAPPA, R. ; LINO, P. ; MAIONE, G. ; SAPONARO, F. : Model Optimization and Flow Rate Prediction in Electro-injectors of Diesel Injection Systems. In: *8th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, 2016, S. 484–489
- [29] GORDON, S. ; MCBRIDE, B. J.: *Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouguet Detonations*. National Aeronautics and Space Administration, 1971
- [30] GRIEWANK, A. ; WALTER, A. : *Evaluating Derivatives: Principles and Techniques of Algorithmic Differentiation*. Society for Industrial and Applied Mathematics, 2008
- [31] *Kapitel FEV HiFORS Injector with Continuous Rate Shaping: Influence on Mixture Formation and Combustion Process*. In: GRZESCHIK, P. ; LAUMEN, H.-J. ; SCHLEMMER KELLIG, U. : *Energy and Environment, Volume I*. John Wiley & Sons, 2016, S. 123–135
- [32] GUARDIOLA, C. ; PLA, B. ; BARES, P. ; BARBIER, A. : Closed-loop control of a dual-fuel engine working with different combustion modes using in-cylinder pressure feedback. In: *International Journal of Engine Research* 21 (2020), Nr. 3, S. 484–496
- [33] GUROBI OPTIMIZATION, L. : *Gurobi optimizer reference manual*. <http://www.gurobi.com>,
- [34] GUZZELLA, L. ; ONDER, C. H.: *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer, 2009
- [35] HAMMER, J. ; RAFF, M. ; NABER, D. : Advanced diesel fuel injection equipment - A never ending BOSCH story. In: *14. Internationales Stuttgarter Symposium* (2014), S. 31–45

- [36] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Education, 2018
- [37] HINKELBEIN, J. ; KREMER, F. ; LAMPING, M. ; KÖRFER, T. ; SCHAUB, J. ; PISCHINGER, S. : Experimental realisation of predefined diesel combustion process using advanced closed-loop combustion control and injection rate shaping. In: *International Journal of Engine Research* 13 (2012), Nr. 6, S. 607–615
- [38] HIROYASU, H. ; ARAI, M. : Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series 900475* (1990)
- [39] INDRAJUANA, A. ; BEKDEMIR, C. ; FERU, E. ; WILLEMS, F. : Towards Model-Based Control of RCCI-CDF Mode-switching in Dual Fuel Engines. In: *SAE Technical Paper 2018-01-0263* (2018)
- [40] INGESSON, G. ; YIN, L. ; JOHANSSON, R. ; TUNESTÅL, P. : Efficiency optimal, maximum-pressure control in compression-ignition engines. In: *Proceedings of the 2017 American Control Conference*, 2017, S. 4753–4759
- [41] IRDMOUSA, B. K. ; RIZVI, S. Z. ; VEINI, J. M. ; NABERT, J. ; SHAHBAKHTI, M. : Data driven modeling and predictive control of combustion phasing for RCCI engines. In: *2019 American Control Conference* (2019), S. 1617–1622
- [42] ISERMANN, R. : *Engine Modeling and Control*. Springer, 2014
- [43] JAKUBCZYK, D. ; KOLWAS, M. ; DERKACHOV, G. ; KOLWAS, K. ; ZIENTARA, M. : Evaporation of Micro-Droplets: the Radius-Square-Law Revisited. In: *Acta Physica Polonica Series a* 122 (2012), Nr. 4
- [44] *Kapitel Fuels and Combustion*. In: JOHANSSON, B. : *Biofuels from Lignocellulosic Biomass: Innovations beyond Bioethanol*. John Wiley & Sons, 2016, S. 1–27
- [45] JÖRG, C. : *Development of a Combustion Rate Shaping Controller for transient Engine Operation on a Direct Injection Compression Ignition Engine*, RWTH Aachen University, Dissertation, 2018
- [46] JÖRG, C. ; SCHAUB, J. ; NEUMANN, D. ; PISCHINGER, S. : Diesel combustion control via rate shaping. In: *MTZ Worldwide* (2018)
- [47] JÖRG, C. ; SCHNORBUS, T. ; JARVIS, S. ; NEAVES, B. ; BANDILA, K. ; NEUMANN, D. : Feedforward control approach for digital combustion rate shaping realizing predefined combustion processes. In: *SAE International Journal of Engines* 8 (2015), Nr. 3, S. 1041–1054
- [48] KONDIPATI, N. N. T. ; ARORA, J. K. ; BIDARAVATAN, M. ; SHAHBAKHTI, M. : Modeling, Design and Implementation of a Closed-loop combustion controller for an RCCI Engine. In: *2017 American Control Conference* (2017), S. 4747–5752

-
- [49] KORKMAZ, M. : *Experimental investigation of advanced low-temperature combustion concepts for compression ignition engines*, RWTH Aachen University, Diss., 2020
- [50] KORKMAZ, M. ; GOLC, D. ; JOCHIM, B. ; BEECKMANN, B. ; PITSCH, H. ; RITTER, D. ; ABEL, D. : Development of a fully flexible injection strategy for model-based combustion control of PCCI diesel engine. In: *Symposium for Combustion Control 2018*. Aachen, Germany, 2018, S. 79–89
- [51] KORKMAZ, M. ; RITTER, D. ; JOCHIM, B. ; BEECKMANN, J. ; ABEL, D. ; PITSCH, H. : Effects of injection strategy on performance and emissions metrics in diesel/methane dual-fuel single-cylinder compression ignition engine. In: *International Journal of Engine Research* 20 (2019), Nr. 10, S. 1059–1072
- [52] KÖNIGSSON, F. ; STAHLHAMMAR, P. ; ANGSTRÖM, H.-E. : Combustion Modes in a Diesel-CNG Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper* (2011), Nr. 2011-01-1962
- [53] KÖNIGSSON, F. ; STAHLHAMMER, P. ; ANGSTRÖM, H.-E. : Characterization and Potential of Dual Fuel Combustion in a Modern Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper* (2011), Nr. 2011-01-2223
- [54] LEHRHEUER, B. ; PISCHINGER, S. ; WICK, M. ; ANDERT, J. ; BERNECK, D. ; RITTER, D. ; ALBIN, T. ; THEWES, M. : A Study on In-Cycle Combustion Control for Gasoline Controlled Autoignition. In: *SAE Technical Paper* 2016-01-0754 (2016)
- [55] LENZ, B. ; LISCHKE, A. ; KNITSCHKY, G. ; JÖRG, A. ; BALZER, C. ; HAASE, F. : *Shell Nutzfahrzeug-Studie Diesel oder Alternative Antriebe - Womit fahren Lkw und Bus morgen*. 2016
- [56] LUO, X. ; DONKERS, M. ; JAGER, B. de ; WILLEMS, F. : Multi-pulse fuel injection controller design using a quadratic model. In: *IEEE Conference on Control Applications*, 2016, S. 305–310
- [57] LUO, X. ; DONKERS, M. ; JAGER, B. de ; WILLEMS, F. : Systematic design of multivariable fuel injection controllers for advanced diesel combustion. In: *IEEE Transactions on Control System Technology* 99 (2018), S. 1–12
- [58] MA, S. ; ZHENG, Z. ; LIU, H. ; ZHANG, Q. ; YAO, M. : Experimental investigation of the effects of diesel injection strategy on gasoline/diesel dual-fuel combustion. In: *Applied Energy* 109 (2013), S. 202–212
- [59] MARTIN, J. ; BOEHMAN, A. ; TOPKAR, R. ; CHOPRA, S. ; SUBRAMANIAM, U. ; CHEN, H. : Intermediate Combustion Modes between Conventional Diesel and RCCI. In: *SAE International Journal of Engines* 11 (2018), Nr. 6, S. 835–860
- [60] MERKER, G. ; SCHWARZ, C. ; STIESCH, G. ; OTTO, F. : *Simulating Combustion: Simulation of combustion and pollutant formation for engine-development*. Springer, 2014

- [61] MITCHELL, R. H. ; OLSEN, D. B.: Extending substitution limits of a diesel-natural gas dual fuel engine. In: *Journal of Energy Resources Technology* 140 (2018), Nr. 5
- [62] MORARI, M. ; MAEDER, U. : Nonlinear offset-free model predictive control. In: *Automatica* 48 (2012), Nr. 9, S. 2059–2067
- [63] MUSCULUS, M. P. ; MILES, P. C. ; PICKET, L. M.: Conceptual Models for Partially Premixed Low-Temperature Diesel Combustion. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 39 (2013), Nr. 2, S. 246–283
- [64] MUSKE, K. R.: Steady-State Target Optimization in Linear Model Predictive Control. In: *Proceedings of the American Control Conference*, 1997, S. 3597–3601
- [65] NEUMANN, D. ; JÖRG, C. ; PESCHKE, N. ; SCHAUB, J. ; SCHNORBUS, T. : Real-time capable simulation of diesel combustion process for HiL applications. In: *International Journal of Engine Research* 19 (2018), Nr. 2, S. 214–229
- [66] NEUMANN, D. ; SCHÄFERS, L. ; MUTHYALA, P. P. ; ANDERT, J. ; PISCHINGER, S. : Reduction of transient engine-out nox-emissions by advanced digital combustion rate shaping. In: *Automotive Innovation* 3 (2020)
- [67] NOCEDAL, J. ; WRIGHT, S. J.: *Numerical Optimization*. Springer, 2006
- [68] OJEDA, W. de ; ZOLDAK, P. ; ESPINOSA, R. ; KUMAR, R. : Development of a fuel injection strategy for partially premixed compression ignition combustion. In: *SAE International Journal of Engine* 2 (2009), Nr. 1, S. 1473–1488
- [69] OTT, T. ; ONDER, C. H. ; GUZZELLA, L. : Hybrid-Electric Vehicle with Natural Gas-Diesel Engine. In: *Energies* (2013)
- [70] OTT, T. ; ZUBRIGGEN, F. ; ONDER, C. ; GUZZELLA, L. : Cylinder Individual Feedback Control of Combustion in a Dual Fuel Engine. In: *IFAC Proceedings Volumes* 46 (2013), Nr. 21, S. 600–605
- [71] PAYRI, R. ; GARCIA, J. M. ; SALVADOR, F. J. ; GIMENO, J. : Using spray momentum flux measurements to understand the influence of diesel nozzle geometry on spray characteristics. In: *Fuel* 84 (2005), Nr. 5, S. 551–561
- [72] PAYRI, R. ; GIMENO, R. ; NOVELLA, R. ; BRACHO, G. : On the rate of injection modeling applied to direct injection compression ignition engines. In: *International Journal of Engine Research* 17 (2016), Nr. 10, S. 1015–1030
- [73] PHAN, M. Q. ; LONGMAN, R. W. ; MOORE, K. I.: Unified formulation of linear iterative learning control. In: *Advances in Astronautical Science* 105 (2000), S. 93–111
- [74] PISCHINGER, S. : *Verbrennungskraftmaschinen - Band I*. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2015

-
- [75] PISCHINGER, S. : *Verbrennungskraftmaschinen - Band II*. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2015
- [76] PONTOPPIDAN, M. ; AUSIELLO, F. ; BELLA, G. ; UBERTINI, S. : Study of the Impact on the Spray Shape Stability and the Combustion Process of Supply Pressure Fluctuations in CR-Diesel Injectors. In: *SAE Technical Paper* (2004), Nr. 2004-01-0023
- [77] RAUT, A. ; IRDMOUSA, B. K. ; SHAHBAKHTI, M. : Dynamic modeling and model predictive control of and RCCI engine. In: *Control Engineering Practice* 81 (2018), S. 129–144
- [78] RAWLINGS, J. B. ; MAYNE, D. Q. ; DIEHL, M. : *Model Predictive Control: Theory, Computation and Design*. Nob Hill Pub, 2017
- [79] REITZ, R. D.: Directions in internal combustion engine research. In: *Combustion and Flame* 160 (2013), Nr. 1, S. 1–8
- [80] REITZ, R. D. ; DURAISAMY, G. : Review of High Efficiency and Clean Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Internal Combustion Engines. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 46 (2015), S. 12–71
- [81] RETHER, D. ; GRILL, M. ; SCHMID, A. ; BARGENDE, M. : Quasi-Dimensional Modeling of CI-Combustion with Multiple Pilot- and Post Injections. In: *SAE International Journal of Engines* 3 (2010), Nr. 1, S. 12–27
- [82] REZAEI, S. Z. ; ZHANG, F. ; XU, H. ; GHAFOURIAN, A. ; HERREROS, J. M. ; SHUAI, S. : Investigation of two-stage split-injection strategies for a Dieseline fuelled PPCI engine. In: *Fuel* 107 (2013), S. 299–308
- [83] RISI, A. de ; NACCARATO, F. ; LAFORGIA, D. : Experimental Analysis of Common Rail Pressure Wave Effect on Engine Emissions. In: *SAE Technical Paper* (2005), Nr. 2005-01-0373
- [84] RITTER, D. ; ABEL, D. ; ALBIN, T. ; LEHRHEUER, B. ; ANDERT, J. ; PISCHINGER, S. : Model-based control of gasoline controlled auto ignition. In: *Symposium for Combustion Control 2016*. Aachen, Germany, 2016, S. 41–51
- [85] RITTER, D. ; ANDERT, J. ; ABEL, D. ; ALBIN, T. : Model-based control of gasoline-controlled auto-ignition. In: *International Journal of Engine Research* 19 (2018), Nr. 2, S. 189–201. <http://dx.doi.org/10.1177/1468087417717399>. – DOI 10.1177/1468087417717399
- [86] RITTER, D. ; KORKMAZ, M. ; PITSCH, H. ; ABEL, D. ; ALBIN, T. : Optimization-based fuel injection rate digitalization for combustion rate shaping. In: *2019 American Control Conference*. Philadelphia, PA, USA, 2019, S. 5103–5110

- [87] SAMARAS, Z. ; HAUSBERGER, S. ; MELLIOS, G. : Preliminary findings on possible Euro 7 limits for LD and HD vehicles. In: *Online AVGES meeting* (2020)
- [88] SATKOSKI, C. A. ; GREGORY, M. S. ; MORE, R. ; MECKL, P. ; MEMERING, D. : Dynamic Modeling of a Piezoelectric Actuated Fuel Injector. In: *2009 IFAC Workshop on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling*, 2009, S. 235–240
- [89] SIMON, D. : *Optimal State Estimation: Kalman, H - ∞ , and Nonlinear Approaches*. John Wiley & Sons, 2006
- [90] STELLATO, B. ; BANJAC, G. ; GOULART, P. ; BEMPORAD, A. ; BOYD, S. : OSQP: an operator splitting solver for quadratic programs. In: *Mathematical Programming Computation* 12 (2020), S. 637–672
- [91] STEVEN, R. P. C. ; CHAPRA, C. : *Numerical Methods for Engineers*. 5. McGraw-Hill, Inc., 2005
- [92] TESKE, S. : *Achieving the Paris Climate Agreement Goals*. Springer International Publishing, 2019
- [93] TSCHANZ, F. ; ZENTNER, S. ; ONDER, C. H. ; GUZZELLA, L. : Cascaded control of combustion and pollutant emissions in diesel engines. In: *Control Engineering Practice* 29 (2014), S. 176–186
- [94] TURESSON, G. ; YIN, L. ; JOHANSSON, R. ; TUNESTÅL, P. : Predictive pressure control with multiple injections. In: *IFAC-PapersOnLine* 51 (2018), Nr. 31, S. 706–713. – 5th IFAC Conference on Engine and Powertrain Control, Simulation and Modeling E-COSM 2018
- [95] VARDE, K. S. ; POPA, D. M. ; VARDE, L. K.: Spray Angle and Atomization in Diesel Sprays. In: *SAE Technical Paper 841055* (1984)
- [96] VIBE, I. I.: Semi-empirical expression for combustion rate in engines. In: *Proceedings of Conference on piston engines, USSR Academy of sciences, Moscow* (1956), S. 185–191
- [97] VOLCKAERT, M. ; DIEHL, M. ; SWEVERS, J. : Generalization of norm optimal ILC for nonlinear systems with constraints. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 39 (2013), Nr. 1, S. 280–296
- [98] WALKER, N. R. ; WISSINK, M. L. ; DELVESCOVO, D. A. ; REITZ, R. D.: Natural Gas for High Load Dual-Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition in Heavy-Duty Engines. In: *Journal of Energy Resource Technology* 137 (2015), Nr. 4
- [99] WARNATZ, J. ; MAAS, U. ; DIBBLE, R. W.: *Combustion*. Springer, 2006

- [100] WILLEMS, F. : Is Cylinder Pressure-based Control Required to Meet Future HD Legislation? In: *IFAC PapersOnLine* 51-31 (2018), S. 111–118
- [101] WOSCHNI, G. : Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 31 (1970), Nr. 12, S. 338–353
- [102] WU, Y. ; HANSON, R. ; REITZ, R. D.: Investigation of combustion phasing control strategy during reactivity controlled compression ignition (RCCI) multicylinder engine load transitions. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 136 (2014), Nr. 9, S. 2014
- [103] WÄCHTER, A. ; BIEGLER, L. T.: On the implementation of an interior-point filter line-search algorithm for large-scale nonlinear programming. In: *Mathematical Programming* 106 (2006), Nr. 1, S. 25–57
- [104] ZANELLI, A. ; DOMAHIDI, A. ; JEREZ, J. ; MORARI, M. : FORCES NLP: an efficient implementation of interior-point methods for multistage nonlinear nonconvex programs. In: *International Journal of Control* 93 (2017), Nr. 1, S. 13–29
- [105] ZURBRIGGEN, F. ; HUTTER, R. ; ONDER, C. H.: Diesel-Minimal Combustion Control of a Natural Gas-Diesel Dual-Fuel Engine. In: *Energies* 9 (2016), Nr. 58, S. 1–19
- [106] ZURBRIGGEN, F. ; OTT, T. ; ONDER, C. ; GUZZELLA, L. : Optimal Control of the Heat Release Rate of an Internal Combustion Engine With Pressure Gradient, Maximum Pressure, and Knock Constraints. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 136 (2014), Nr. 6
- [107] ZWEIGEL, R. ; THELEN, F. ; ABEL, D. ; ALBIN, T. : Iterative learning approach for diesel combustion control using injection rate shaping. In: *2015 European Control Conference*, 2015, S. 3168–3173