

# Schlussbericht

---

zu IGF-Vorhaben Nr. 19430 N

## Thema

VVT für Diesel NSK-Regeneration

## Berichtszeitraum

01.04.2017 - 31.03.2021

## Forschungsvereinigung

Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.

## Forschungseinrichtung(en)

Universität Stuttgart | Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS)  
Lehrstuhl Fahrzeugantriebe  
Pfaffenwaldring 12 | 70569 Stuttgart | Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende

Universität Stuttgart | Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS)  
Lehrstuhl Kraftfahrzeugmechatronik  
Pfaffenwaldring 12 | 70569 Stuttgart | Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Reuss

Gefördert durch:

# VVT für Diesel NSK-Regeneration

Vorhaben Nr. 1275

---

## Variable Ventiltriebe für die Regeneration von NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysatoren an Dieselmotoren

---

### Abschlussbericht

#### Kurzfassung:

Die Entwicklung zukünftiger Dieselmotoren für mobile Anwendungen bewegt sich im Spannungsfeld zwischen Wirkungsgradoptimierung und Emissionsreduktion. Mit Blick auf die aus Effizienzgründen an Dieselmotoren zukünftig weiter sinkenden Motorlasten und Abgastemperaturen ist es erforderlich, die Regeneration von NO<sub>x</sub>-Speicher-Katalysator-Systemen auch in Fahrsituationen mit niedrigen Motorlasten zu gewährleisten.

Variable Ventiltriebe bieten zusätzliche Freiheitsgrade, den Ladungswechsel, die Ladungszusammensetzung sowie die Starttemperaturen und Drücke zu Beginn der Kompressionsphase und damit die für die Regeneration des NSK-Systems notwendige Abgaszusammensetzung und -konditionierung zu beeinflussen.

Der Lösungsweg sieht vor, zunächst an einem Konzeptmotor mit variablem Ventiltrieb experimentell bzgl. des Potenzials zur Steigerung der Abgastemperatur und zur Erhöhung der Verbrennungsstabilität im Fettbetrieb bei niedrigeren Lasten durch arbeitsspielselektive Steuerung der internen Restgasrate zu untersuchen. Dem sollen weitere Maßnahmen wie Ansaugluftkonditionierung und Abgasdrosselung gegenübergestellt werden. Ergänzend soll eine homogene Gemischbildung zur Steigerung der Verbrennungsstabilität im Fett-Betrieb eingesetzt werden.

Parallel hierzu werden Fahrzeug- und Motormodelle zur Simulation der Fahrzeuglängsdynamik, sowie zur 1D-Simulation des Verbrennungsmotors und der Abgasnachbehandlungssysteme aufgebaut. Basierend hierauf soll eine NSK-Regenerationsstrategie im dynamischen Betrieb simulativ entwickelt und das Potential des variablen Ventiltriebs unter RDE-Bedingungen aufgezeigt werden.

Als Ergebnis stehen Erkenntnisse zum emissionsoptimalen Betrieb von VVT-Systemen an Dieselmotoren mit NSK-Systemen zur Verfügung von denen KMU als Entwicklungsdienstleister, Zulieferer von Systemkomponenten sowie von Simulations- und Analysetools in besonderem Maße profitieren.

Das Ziel des Forschungsvorhabens ist erreicht worden.

---

Berichtsumfang: 152 S., 125 Abb., 48 Tab., 107 Lit.

Laufzeit: 01.04.2017 – 31.03.2021

Zuschussgeber: BMWi/IGF-Nr. 19430 N

Forschungsstelle(n): Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS), Universität Stuttgart  
Leiter: Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende

Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS), Universität Stuttgart  
Leiter: Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Reuss

Bearbeiter und Verfasser: Michael Brotz, M.Sc. (IFS)  
Markus Maul, M.Sc. (IFS)

Projektkoordination: Dipl.-Ing. Christine Burkhardt (EnginOS GmbH)

Vorsitzender Beirat: Dr.-Ing. Ekkehard Pott (Volkswagen AG)

Weitere Berichte zum  
Forschungsvorhaben: -

## Danksagung

Dieser Bericht ist das wissenschaftliche Ergebnis einer Forschungsaufgabe, die von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e. V. gestellt und am Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) der Universität Stuttgart unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende und Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Reuss bearbeitet wurde.

Die FVV dankt den Professoren Bargende und Reuss und den wissenschaftlichen Bearbeitern Michael Brotz, M.Sc. (IFS) und Markus Maul, M.Sc. (IFS) für die Durchführung des Vorhabens sowie der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) e. V. für die finanzielle Förderung. Das Vorhaben wurde von einem Arbeitskreis der FVV unter der Leitung von Dipl.-Ing. Christine Burkhardt (EnginOS) begleitet. Diesem projektbegleitenden Ausschuss gebührt unser Dank für die große Unterstützung.

Insbesondere danken wir der Firma Volvo Car Corporation für die Bereitstellung des Versuchsträgers. Der Firma Mechadyne International Limited danken wir für den variablen Ventiltrieb.

Das Forschungsvorhaben wurde im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF-Nr. 19430 N) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) e. V. aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert

Gefördert durch:



## Inhaltsverzeichnis

1	Executive Summary .....	1
1.1	Executive Summary (DE) .....	1
1.2	Executive summary (EN) .....	2
2	Einleitung und Motivation .....	5
3	Grundlagen .....	7
3.1	Dieselmotorische Verbrennung .....	7
3.2	Alternative Brennverfahren .....	7
3.3	Abgase .....	9
3.3.1	Stickoxide (NO <sub>x</sub> ) .....	10
3.3.2	Kohlenstoffmonoxid (CO) .....	10
3.3.3	Kohlenwasserstoffe (HC) .....	11
3.3.4	Kohlenstoffdioxid (CO <sub>2</sub> ) .....	11
3.4	Reduktion von Schadstoffen .....	12
3.4.1	Innere motorische Maßnahmen .....	12
3.4.2	Abgasnachbehandlung .....	12
3.5	Funktionsweise NO <sub>x</sub> -Speicher-katalysator .....	13
3.6	Regeneration NO <sub>x</sub> -Speicher-katalysator .....	14
3.7	Gesetzliche Rahmenbedingungen – RDE .....	15
4	Versuchsaufbau .....	17
4.1	Versuchsträger .....	17
4.1.1	Motor .....	17
4.1.2	Fahrzeug .....	19
4.2	Variabler Ventiltrieb .....	20
4.3	Prüfstands-aufbau und Messtechnik .....	21
4.4	Messtechnik für Fahrzyklen-aufzeichnung .....	23
4.4.1	Global Positioning System (GPS) .....	23
4.4.2	Differentielles GPS (DGPS) .....	24
4.4.3	Weitere Messtechnik .....	24
5	Experimentelle Untersuchungen .....	27
5.1	Messmethodik und Messdatenauswertung .....	27
5.1.1	Grundsätzliche Vorgehensweise .....	27
5.1.2	Prüfbedingungen und Messprozedur .....	27
5.1.3	Methodik der Einzelparameter-variation .....	28
5.1.4	Methodik der Potenzialabschätzung .....	29
5.1.5	Messdatenauswertung und Bewertungskriterien .....	31
5.2	Grunduntersuchung zur Absenkung der Luftmasse .....	34
5.2.1	Androsselungspotenzial des Motors .....	34
5.2.2	Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses .....	36

5.2.3	Dynamischer Betriebsartenwechsel.....	38
5.3	Analyse des unterstöchiometrischen Brennverfahrens .....	42
5.3.1	Variation der internen Restgasrate .....	42
5.3.2	Variation der Einspritzparameter.....	48
5.3.3	Variation der Luftpfadparameter .....	54
5.3.4	Variation der Drehzahl.....	57
5.3.5	Variation der Kühlwassertemperatur.....	59
5.3.6	Variation des Verdichtungsverhältnisses .....	63
5.3.7	Untersuchung HCCI.....	68
5.4	Potenzialabschätzung hoher interner Restgasraten.....	70
5.4.1	Vergleich der MES-Strategien .....	70
5.4.2	Robustheit des entwickelten Brennverfahrens .....	73
5.4.3	Verifizierung mit eingebautem NOx-Speicherkatalysator .....	75
6	Simulative Untersuchungen .....	77
6.1	Modellbeschreibung.....	77
6.1.1	Modellkategorien .....	77
6.1.2	Strömungsmodell.....	77
6.1.3	Brennverlaufsmodell.....	78
6.1.4	Rohemissionsmodell.....	80
6.1.5	Kennfeldbasiertes Modell.....	81
6.1.6	Speicherkatalysator-Modell.....	82
6.2	Modellabstimmung und –Aufbau.....	83
6.2.1	Brennverlauf .....	83
6.2.2	Rohemissionen.....	84
6.2.3	Speicherkatalysator .....	85
6.2.4	Applikation thermodynamisches Motormodell .....	86
6.2.5	Ableitung Kennfeldbasiertes Motormodell.....	88
6.3	RDE Fahrprofile.....	88
6.3.1	Streckenfindung.....	88
6.3.2	Messkampagne .....	90
6.3.3	Routengenerierung aus Datenpool .....	92
6.3.4	Fahrprofile .....	92
6.4	Grundlagenuntersuchungen .....	94
6.4.1	AGR-Einfluss während Regenerationsbetrieb.....	94
6.4.2	Parameterstudie Speicherkatalysator .....	97
6.4.3	Parameterstudie RDE Fahrten.....	102
6.5	RDE Untersuchungen.....	106
6.5.1	Parameterstudie Regenerationszeitpunkte .....	106
6.5.2	RDE Regenerationsstrategie .....	112
7	Zusammenfassung .....	123

8	Anhang .....	125
8.1	Literaturverzeichnis.....	125
8.2	Abkürzungsverzeichnis .....	131
8.3	Abbildungsverzeichnis .....	134
8.4	Tabellenverzeichnis .....	138
8.5	Vergleich Abgasmessanlage vs. Fast-CLD .....	140
8.6	Abgasgegendruckvariation .....	141
8.7	FlexValve System .....	142
8.8	Abgleich der Abasmessanlagen.....	142
8.9	Ladungswechselkurven .....	143
8.10	Lambdaverlauf .....	144
8.11	Brennverlauf Drehzahlvariation mit inaktivem 2 <sup>ten</sup> AVH.....	146

## 1 Executive Summary

### 1.1 Executive Summary (DE)

Um auch in Zukunft die immer strenger werdenden Grenzwerte für Personenkraftwagen (Pkw) einhalten zu können, benötigt es eine kontinuierliche Weiterentwicklung der bestehenden Systeme. Vom Gesetzgeber werden sowohl die Schadstoffemissionen als auch die innerhalb des Flottenmittelverbrauchs limitierten Kohlenstoffdioxidemission ( $\text{CO}_2$ ) restringiert. Insbesondere der Dieselmotor kann, aufgrund seiner überstöchiometrischen Prozessführung und dem damit verbundenen höheren Wirkungsgrad im Vergleich zum Ottomotor, einen signifikanten Beitrag leisten, die  $\text{CO}_2$ -Emissionen zu senken. Aus dieser Prozessführung resultiert gleichzeitig eine geringe Abgastemperatur bei geringen Motorlasten, wodurch Herausforderungen für die Abgasnachbehandlung entstehen. Mit der Einführung der neuen Testverfahren, bestehend aus WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle) und RDE (Real Driving Emissions), wurden die Anforderungen nochmals verschärft. Besonders bei der RDE-Prüfung kann es während der realen Straßenfahrt zu langen Phasen mit nur sehr geringer Drehmomentanforderung kommen. Um in diesen Bereichen mit geringer Abgastemperatur auch Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) reduzieren zu können, findet der  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator (NSK) seinen Einsatz. Dieser stellt durch abwechselnde Einspeicher- und Regenerationsvorgänge ein diskontinuierlich arbeitendes System dar. Die Einspeicherung erfolgt während des konventionellen dieselmotorischen Motorbetriebs bei Sauerstoffüberschuss. Für die anschließende Regeneration müssen dem NSK Reduktionsmittel bereitgestellt werden, die über einen unterstöchiometrischen Motorbetrieb erzeugt werden. Während des Regenerationsbetriebs wird mehr Kraftstoff eingespritzt als umgesetzt werden kann. Um diesen Vorgang auch bei geringen Motorlasten zu ermöglichen, muss eine starke Ansaugluftandrosselung mit einer Nacheinspritzung kombiniert werden. Die Ansaugluftandrosselung führt bei geringer Motorlast zu einer sehr instabilen Verbrennung, weshalb die Motorlast nicht beliebig reduziert werden kann. Diese Begrenzung kann dazu führen, dass der NSK über einen sehr langen Zeitraum nicht regeneriert werden kann, was zu einem Durchbruch der  $\text{NO}_x$ -Emissionen führt.

Um diesen Herausforderungen gerecht zu werden, wird in dieser Arbeit der Einsatz eines variablen Ventiltriebssystems untersucht. Hauptfokus liegt im Einsatz eines zweiten Auslassventihubs (AVH) zur Steigerung der internen Restgasrate. Dies führt zur Verbesserung der Zündbedingungen zum Haupteinspritzzeitpunkt. Die Verbesserung beruht auf der höheren Temperatur, dem höheren Druck und der höheren unverbrannten Kraftstoffmasse während des Kompressionstaktes.

Die Arbeit gliedert sich in einen experimentellen und einen simulativen Teil.

Der experimentelle Teil der Arbeit besteht aus drei Hauptkapiteln. Die Untersuchungen erfolgen auf einem Motorenprüfstand an einem Vier-Zylinder-Dieselmotor mit zwei Liter Hubraum mit einer anschließenden detaillierten thermodynamischen Analyse. Während der ersten beiden Kapitel wird detailliert auf das unterstöchiometrische Brennverfahren bei geringen Motorlasten eingegangen. Verschiedenste Einflussfaktoren werden mittels thermodynamischer Analysen erklärt. Das erste Hauptkapitel untersucht die Ansaugluftandrosselung des Dieselmotors und des Potenzials zur weiteren Luftmassenreduktion mittels variablen Ventiltriebs. Im zweiten Hauptkapitel werden wichtige Einflussparameter auf das unterstöchiometrische Brennverfahren mittels Variationsanalysen betrachtet. Variiert werden die interne Restgasrate, die Einspritzpfadparameter, die Luftpfadparameter, die Kühlwassertemperatur, das Verdichtungsverhältnis und die Drehzahl. Dadurch können die Einflüsse der einzelnen Parameter auf das unterstöchiometrische Brennverfahren detailliert verstanden werden. Mit diesem Erkenntnisgewinn erfolgt im dritten Hauptkapitel eine Potenzialabschätzung für den realen Fahrbetrieb. Dabei wird gezeigt, dass eine NSK-Regeneration mit einer internen Restgasrate von 23 % bei einem effektiven Mitteldruck  $p_{me} = 1$  bar und einer Drehzahl von 1500 1/min erfolgen kann. Somit kann der zur Regeneration nutzbare Lastbereich gegenüber dem konventionellen Ventiltrieb signifikant erweitert werden. Außerdem bietet der variable Ventiltrieb bei höheren



Drehmomenten, die Möglichkeit, flexibel auf verschiedene Regenerationsanforderungen reagieren zu können.

Die simulativen Untersuchungen lassen sich ebenfalls in drei Hauptkapitel einteilen. Im ersten Teil werden dynamische Fahrprofile generiert. Für eine möglichst realitätsgetreue Abbildung reeller Fahrsituationen und RDE-Fahrprofilen sind präzise Daten über die Motorlastzustände erforderlich. Hierfür werden die Geschwindigkeits- und Höhenverläufe von realen Fahrten mit hochpräziser Messtechnik aufgenommen, ausgewertet und für die Implementierung in Fahrzeuglängsdynamiksimulationen vorbereitet. Im Zweiten Teil wird der Einfluss der AGR-Varianten während der des Regenerationsbetriebs untersucht und Auswirkungen auf Massenstrom, Temperatur und Gaszusammensetzung beschrieben. Ebenfalls wird das verwendete NSK-Modell auf Plausibilität untersucht. Im dritten Teil werden beide Teile kombiniert und eine Regenerationsstrategie entwickelt, mit welcher das Potential des variablen Ventiltriebs mithilfe eines Fahrzeuglängsdynamikmodells und NSK-Modells unter Realfahrbedingungen untersucht wird.

### 1.2 Executive summary (EN)

In order to comply with the increasingly stringent limits for pollutant emissions and CO<sub>2</sub> (Carbon Dioxide) emissions, continuous further development of the existing systems is required. The diesel engine in particular can make a significant contribution to reducing CO<sub>2</sub> emissions due to its lean combustion process and therefore its higher efficiency compared to the gasoline engine. At the same time, this combustion process leads to a lower exhaust gas temperature at low engine loads, which poses challenges for exhaust gas aftertreatment. With the introduction of the new test procedure, consisting of the Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle (WLTC) and the Real Driving Emissions (RDE), the requirements have been tightened again. Especially during the RDE test, long phases with only very low torque requirements can occur in real road operation. In these areas with low exhaust gas temperatures, the NO<sub>x</sub> storage catalytic converter (NSC) is used to reduce nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>). The NSC represents a discontinuously working system. It has a storage and a regeneration mode. The NO<sub>x</sub> emissions are stored during conventional lean diesel engine operation with excess oxygen. Reducing agents must be provided to the NSC for regeneration. These are generated by a rich engine operation, during which more fuel is injected than can be oxidized. When the engine load is low, the air throttling leads to very unstable combustion, which is why the engine load cannot be reduced at will. This limitation can mean that the NSC cannot be regenerated for a very long period of time, which leads to a breakthrough in NO<sub>x</sub> emissions. In order to solve this challenge, the use of a variable valve train system is examined in this thesis. The main focus is on using a second exhaust valve lift to increase the internal residual gas rate. This increase leads to an improvement of the ignition conditions at the main injection point due to the higher temperature and the higher pressure during the compression stroke.

The work is divided into an experimental and a simulative part. The experimental part of the work consists of three main chapters. The investigations are carried out on an engine test bench on a four-cylinder diesel engine with a displacement of two liters, followed by a detailed thermodynamic analysis. During the first two chapters, the lean combustion process at low engine loads is discussed in detail. Various influencing factors are explained by means of thermodynamic analyzes. The first main chapter examines the intake air throttling of the diesel engine and the potential for further air mass reduction by means of variable valve trains. In the second main chapter, important parameters influencing the rich combustion process are considered by means of variation analyzes. The internal residual gas rate, the injection path parameters, the air path parameters, the cooling water temperature, the compression ratio and the speed are varied. In this way, the influences of the individual parameters on the rich combustion process can be understood in detail. With this gain in knowledge, a potential assessment for real driving is carried out in the third main chapter. This shows that NSC regeneration can take place with an internal residual gas rate of 23% at an effective mean pressure

BMEP = 1 bar and a speed of 1500 rpm. This means that the load range that can be used for regeneration can be significantly expanded compared to the conventional valve train. In addition, the variable valve train offers the possibility of reacting flexibly to different regeneration requirements at higher torques.

The simulative investigations can also be divided into three main chapters. In the first part, dynamic driving profiles are generated. For a realistic mapping of real driving situations and RDE driving profiles as possible, precise data on the engine load conditions are required. For this purpose, the speed and height curves of real drive cycles are recorded, evaluated and prepared for implementation in vehicle longitudinal dynamics simulations with high-precision measurement technology. In the second part, the influence of the EGR variants during the regeneration operation is examined and the effects on mass flow, temperature and gas composition are described. The NSC model used is also examined for plausibility. In the third part, both parts are combined and a regeneration strategy is developed with which the potential of the variable valve train is examined with the help of a vehicle longitudinal dynamics model and NSK model under real driving conditions.



## 2 Einleitung und Motivation

Die Nutzung fossiler Energieträger seit Beginn der Industrialisierung ermöglichte den Fortschritt, welchem die Menschheit ihren heutigen Wohlstand zu verdanken hat [1]. Als Ablagerung von Kohlenstoffdioxid ( $\text{CO}_2$ ) aus dem natürlichen Kohlenstoffkreislauf der Erde entstanden Öl, Kohle oder Gas über Millionen von Jahren als geologische Speicherform von Biomasse. Zwischen 1950 und 2010 nutzte die Menschheit so gespeicherte Sonnenenergie von geschätzten 50 bis 150 Mio. Jahren [2].

Hierdurch gelangten die über diesen Zeitraum abgelagerten Gase wieder in die Atmosphäre, welche dort als Treibhausgase wirken und einen Einfluss auf die Temperatur der Erdoberfläche haben. Hierzu gehört  $\text{CO}_2$ , dessen Konzentration sich gegenüber der vorindustriellen Zeit um ca. 40% erhöht hat. Die anthropogenen  $\text{CO}_2$ -Emissionen sind für ca. 50% der Energiebilanzveränderung der Erde und damit für den Klimawandel verantwortlich. [3]

Das erklärte Ziel der Vereinten Nationen ist es daher, den Anstieg der mittleren globalen Temperatur auf deutlich unter 2 °C, besser auf unter 1,5 °C, zu begrenzen und somit die Folgen des Klimawandels zu verringern [4]. Zur wahrscheinlichen Erreichung des 2 °C Ziels ist noch ein Budget von bis zu ca. 700 Gt  $\text{CO}_2$  (Stand 2020) verfügbar [3, 5]. Bei einem aktuellen jährlichen Ausstoß von ca. 35 Gt ist eine schnelle Absenkung des Ausstoßes unerlässlich. Deutschland hat sich daher zum Ziel gesetzt bis zum Jahre 2050  $\text{CO}_2$ -neutral zu werden [6].

Der Verkehr trägt mit einem Anteil von ca. 20% zu einem großen Teil der  $\text{CO}_2$ -Emissionen von Deutschland bei [7]. Für die Umstellung auf einen  $\text{CO}_2$ -neutralen Transportsektor müssen die volkswirtschaftlichen Mobilitätskosten inklusive Kraftstoffherstellung, Aufbau der Verteilerinfrastruktur und die Fahrzeugkosten berücksichtigt werden. Bei einer Well-to-Wheel Betrachtung mit regenerativ erzeugtem Strom zeigt sich, dass die Kosten für Elektromobilität, Brennstoffzellenantrieb und motorischer Betrieb mit E-Kraftstoffen gleichwertig sein können [8].

Neben den  $\text{CO}_2$ -Emissionen werden vom Gesetzgeber auch die Schadstoffemissionen limitiert, welche für Personenkraftwagen (Pkw) in Zukunft immer strenger werden. Die kontinuierliche Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors kann so einen erheblichen Beitrag auch zum Erreichen der  $\text{CO}_2$ -Ziele leisten. Insbesondere der Dieselmotor kann, aufgrund seiner überstöchiometrischen Prozessführung und dem damit verbundenen höheren Wirkungsgrad im Vergleich zum Ottomotor, einen signifikanten Beitrag leisten, die  $\text{CO}_2$ -Emissionen zu senken.

Aus dieser Prozessführung resultiert gleichzeitig eine geringe Abgastemperatur bei geringen Motorlasten, wodurch Herausforderungen für die Abgasnachbehandlung entstehen. Mit der Einführung der neuen Testverfahren, bestehend aus WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle) und RDE (Real Driving Emissions), wurden die Anforderungen nochmals verschärft. Besonders bei der RDE-Prüfung kann es während der realen Straßenfahrt zu langen Phasen mit nur sehr geringer Drehmomentanforderung kommen.

Um in diesen Bereichen mit geringer Abgastemperatur auch Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) reduzieren zu können, findet der  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator (NSK) seinen Einsatz. Dieser stellt durch abwechselnde Einspeicher- und Regenerationsvorgänge ein diskontinuierlich arbeitendes System dar. Die Einspeicherung erfolgt während des konventionellen dieselmotorischen Motorbetriebs bei Sauerstoffüberschuss. Für die anschließende Regeneration müssen dem NSK Reduktionsmittel bereitgestellt werden, die über einen unterstöchiometrischen Motorbetrieb erzeugt werden. Während des Regenerationsbetriebs wird mehr Kraftstoff eingespritzt als umgesetzt werden kann. Um diesen Vorgang auch bei geringen Motorlasten zu ermöglichen, muss eine starke Ansaugluftandrosselung mit einer Nacheinspritzung kombiniert werden. Die Ansaugluftandrosselung führt bei geringer Motorlast zu einer sehr instabilen Verbrennung, weshalb die Motorlast nicht beliebig reduziert werden kann. Diese Begrenzung kann dazu führen, dass der NSK über einen sehr langen Zeitraum nicht regeneriert werden kann, was zu einem Durchbruch der  $\text{NO}_x$ -Emissionen führt.

Um diesen Herausforderungen gerecht zu werden, wird in dieser Arbeit der Einsatz eines variablen Ventiltriebssystems untersucht. Hauptfokus liegt im Einsatz eines zweiten Auslassventilhubes (AVH) zur Steigerung der internen Restgasrate. Dies führt zur Verbesserung der Zündbedingungen zum Haupteinspritzzeitpunkt. Die Verbesserung beruht auf der höheren Temperatur, dem höheren Druck und der höheren unverbrannten Kraftstoffmasse während des Kompressionstaktes.

Die Arbeit gliedert sich in einen experimentellen und einen simulativen Teil.

Die experimentellen Untersuchungen erfolgen auf einem Motorenprüfstand an einem Vier-Zylinder-Dieselmotor mit zwei Liter Hubraum mit einer anschließenden detaillierten thermodynamischen Analyse. Dieser Teil besteht aus drei konsekutiven Hauptkapiteln. Während der ersten beiden wird detailliert auf das unterstöchiometrische Brennverfahren bei geringen Motorlasten eingegangen. Verschiedenste Einflussfaktoren werden mittels thermodynamischer Analysen erklärt. Das erste Hauptkapitel untersucht die Ansaugluftandrosselung des Dieselmotors und des Potenzials zur weiteren Luftmassenreduktion mittels variablen Ventiltriebs. Im zweiten Hauptkapitel werden wichtige Einflussparameter auf das unterstöchiometrische Brennverfahren mittels Variationsanalysen betrachtet. Variiert werden die interne Restgasrate, die Einspritzpfadparameter, die Luftpfadparameter, die Kühlwassertemperatur, das Verdichtungsverhältnis und die Drehzahl. Dadurch können die Einflüsse der einzelnen Parameter auf das unterstöchiometrische Brennverfahren detailliert verstanden werden. Mit diesem Erkenntnisgewinn erfolgt im dritten Hauptkapitel eine Potenzialabschätzung für den realen Fahrbetrieb. Dabei wird gezeigt, dass eine NSK-Regeneration mit einer internen Restgasrate von 23 % bei einem effektiven Mitteldruck  $p_{me} = 1$  bar und einer Drehzahl von 1500 1/min erfolgen kann. Somit kann der zur Regeneration nutzbare Lastbereich gegenüber dem konventionellen Ventiltrieb signifikant erweitert werden. Außerdem bietet der variable Ventiltrieb bei höheren Drehmomenten, die Möglichkeit, flexibel auf verschiedene Regenerationsanforderungen reagieren zu können.

Die simulativen Untersuchungen lassen sich ebenfalls in drei Hauptkapitel einteilen. Im ersten Teil werden dynamische Fahrprofile generiert. Für eine möglichst realitätsgetraue Abbildung reeller Fahrsituationen und RDE-Fahrprofilen sind präzise Daten über die Motorlastzustände erforderlich. Hierfür werden die Geschwindigkeits- und Höhenverläufe von realen Fahrten mit hochpräziser Messtechnik aufgenommen, ausgewertet und für die Implementierung in Fahrzeuglängsdynamiksimulationen vorbereitet. Im Zweiten Teil wird der Einfluss der AGR-Varianten während der des Regenerationsbetriebs untersucht und Auswirkungen auf Massenstrom, Temperatur und Gaszusammensetzung beschrieben. Ebenfalls wird das verwendete NSK-Modell auf Plausibilität untersucht. Im dritten Teil werden beide Teile kombiniert und eine Regenerationsstrategie entwickelt, mit welcher das Potential des variablen Ventiltriebs mithilfe eines Fahrzeuglängsdynamikmodells und NSK-Modells unter Realfahrbedingungen untersucht wird.

## 3 Grundlagen

### 3.1 Dieselmotorische Verbrennung

Der Dieselmotor ist ein Energiewandler, welcher über einen thermodynamischen Prozess chemisch gebundene Energie in mechanische wandelt [9]. Die Prozessführung wird in vier Arbeitstakte eingeteilt [10]. Während des Ansaugtaktes wird Frischgas, bestehend aus Luft und Restgas, angesaugt. Dieses wird verdichtet (zweiter Takt) wodurch sich Druck und Temperatur im Brennraum erhöhen. Bei modernen Dieselmotoren wird durch Direkteinspritzung der Kraftstoff in das heiße Gas eingebracht [11], welcher durch die hohe Temperatur mit dem in der Luft enthaltenen Sauerstoff zu reagieren beginnt und hierdurch verbrennt. Die dabei entstehende Wärme erhöht den Druck im Brennraum und bewegt den Kolben abwärts (dritter Takt). Im vierten Takt werden die entstandenen Verbrennungsgase aus dem Brennraum ausgeschoben.

Die Prozessführung mit der Selbstentzündung des Kraftstoffs erfordert einen zündwilligen Kraftstoff. Dieselmotorkraftstoff besitzt hierfür die richtigen Eigenschaften [12].

### 3.2 Alternative Brennverfahren

In der Literatur findet sich eine Vielzahl alternativer Brennverfahren. Die wichtigsten drei alternativen Brennverfahren im Rahmen dieser Arbeit sind:

- Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)
- Homogeneous Charge Late Injection (HCLI)
- Low Temperature Combustion (LTC), auch bekannt unter Dilution Controlled Combustion System (DCCS)

Die ersten beiden aufgezählten Brennverfahren zielen auf eine hohe Gemischhomogenisierung ab. In der Modellvorstellung liegt ein homogenes Grundgemisch vor, welches an unendlich vielen Stellen im Brennraum selbst zündet. Dies wird in der Realität durch eine inhomogene Temperaturverteilung im Brennraum und ein nicht vollkommen homogenisiertes Kraftstoff-/Luftgemisch eingeschränkt [13]. Durch den hohen Homogenisierungsgrad kann die Ruß- und Stickoxidentstehung unterdrückt werden. Dabei ist die Homogenisierung bei der HCCI Verbrennung sehr abhängig von der Brennraumform und weniger vom erzeugten Drallniveau. Untersuchungen hierzu nahmen [14] und [15] vor. Der Mechanismus, der hinter der niedrigen Ruß- und Stickoxidemission steckt, ist dabei das Ausbleiben hoher lokaler Flammentemperaturen aufgrund der an vielen Stellen gleichzeitigen homogenen Selbstzündung [16]. Dabei unterscheiden sich die Brennverfahren HCCI und HCLI in ihrer Gemischhomogenisierung. Beim HCCI-Brennverfahren erfolgt die Gemischbildung zu einem sehr frühen Zeitpunkt z. B. im Ansaugtakt oder sogar im Einlasskrümmer, während sie beim HCLI-Brennverfahren über eine Direkteinspritzung während des Kompressionstaktes erfolgt. Die große Herausforderung beim HCLI-Brennverfahren ist, eine gute Gemischhomogenisierung und eine möglichst geringe Kraftstoffbenetzung an Bauteilen zu erreichen. Für die Unterdrückung der Kraftstoffbenetzung an Bauteilen und die Steigerung der Gemischhomogenität gab es eine Vielzahl an Untersuchungen, wie beispielsweise von [17] [18]. Sie untersuchten die Verwendung mehrerer Injektoren. Diese wurden so angeordnet, dass die Wandbenetzung unterdrückt werden sollte und eine möglichst hohe Gemischhomogenisierung erreicht wird. Auch Untersuchungen mit verschiedenen Düsenkonfigurationen mit verschiedenen Spritzwinkeln wurden durchgeführt, unter anderem von [19] [20]. Zusätzlich kann es beim HCLI-Brennverfahren dazu kommen, dass für eine vollständige Rußunterdrückung eine relativ hohe AGR-Rate benötigt wird [16]. Zur Steuerung der homogenen Brennverfahren besitzt unter anderem die AGR-Rate eine große Bedeutung. Die Effekte der AGR auf homogene und teilhomogene Brennverfahren untersuchte unter anderem [21]. Typisch für homogene und teilhomogene Brennverfahren ist eine zweistufige Wärmefreisetzung, welche aus einer Niedertemperaturverbrennung, auch als „Cool Flame“ bezeichnet, und einer Hochtemperaturverbrennung, auch als „Hot Flame“ bezeichnet, besteht, siehe Abbildung 3.1. Der Übergangsbereich wird als NTC-Bereich bezeich-

net. NTC steht hierbei für „Negative Temperature Coefficient“, also negativer Temperaturkoeffizient. In diesem Bereich nimmt die Reaktionsgeschwindigkeit trotz steigender Brennraumtemperaturen ab [22].

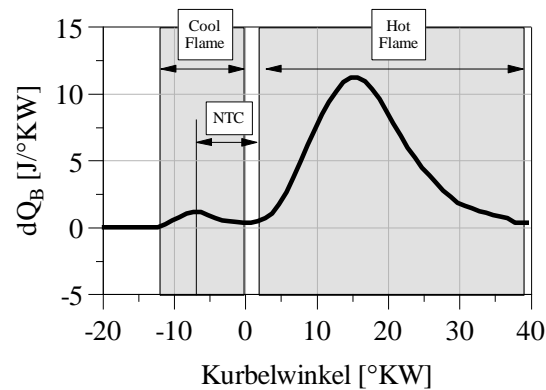


Abbildung 3.1: zweistufige Wärmefreisetzung nach [13]

Der Grund für diesen zweistufigen Verlauf liegt in den unterschiedlichen chemischen Reaktionspfaden bei Temperaturen unter und über ca. 850 K [23]. Bei der Niedertemperaturreaktion laufen zunächst eine  $O_2$ -Addition und eine Isomerisierung ab. Bei einer Temperaturerhöhung über 850 K kommt es bevorzugt zu Dissoziation, was zu einem anderen Reaktionspfad führt. Dadurch bricht die Niedertemperaturreaktion ab und der NTC-Bereich beginnt. Der Reaktionspfad der Hochtemperaturreaktion fängt an abzulaufen. Jedoch kommt es erst bei einer weiteren Temperatursteigerung auf über ca. 1000 K zu einer Zerfallsreaktion von Wasserstoffperoxid. Diese wird benötigt, damit es zur schnellen Umsetzung der Hydroxylradikale kommen kann. Damit setzt die Hauptwärmefreisetzung ein, gleichzeitig endet der NTC-Bereich [13] [23]. Die chemischen Reaktionspfade sind in [23] und [24] beschrieben.

Das LTC-Brennverfahren unterdrückt die Ruß- und Stickoxidemissionen über die Absenkung der lokalen Verbrennungstemperaturen unter die Grenztemperatur, die für die Ruß- und Stickoxidemissionen verantwortlich ist. Umgesetzt wird dies mittels extremer Ladungsverdünnung über eine sehr hohe Abgasrückführtrate. Vorgestellt wurde dieses Konzept in [25]. Abbildung 3.2 zeigt die schematische Darstellung der wichtigen Bereiche im  $\phi$ -T-Diagramm, die für die Ruß- und NO-Entstehung verantwortlich sind. Eine Einordnung verschiedener Verbrennungsführungen in diesem Diagramm unternahm [16]. Die Diffusionsverbrennung beim konventionellen dieselmotorischen Brennverfahren durchläuft lokal gesehen immer Bereiche, in denen Ruß entsteht und Stickoxid produziert wird [26]. Bei alternativen Brennverfahren liegt das Ziel darauf, diese Bereiche zu umgehen. Bei der LTC-Verbrennung wird versucht, diesen Bereich zu geringeren lokalen Verbrennungstemperaturen zu verschieben. So kann beispielsweise auch bei global unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis die Rußentstehung unterdrückt werden [27]. Ein solches Brennverfahren zur NOx-Speicherkatalysatorregeneration untersuchte Sakai [28].

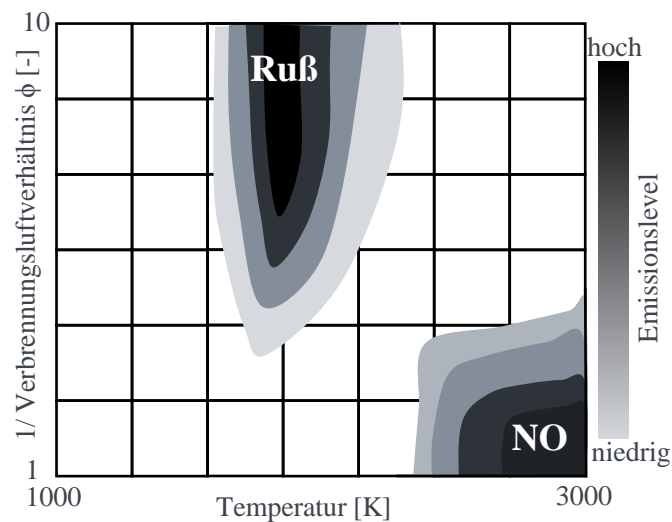
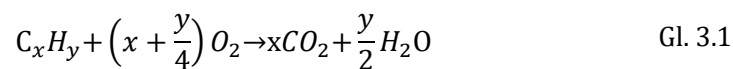


Abbildung 3.2:  $\phi$ -T-Diagramm schematisch nach [25]

### 3.3 Abgase

Bei der vollständigen Reaktion (Verbrennung) des aus Kohlenwasserstoffen ( $C_xH_y$ ) bestehenden Kraftstoffs mit Sauerstoff ( $O_2$ ) entstehen nach Gl. 3.1 nur die Produkte Kohlenstoffdioxid ( $CO_2$ ) und Wasser ( $H_2O$ ) [10].



$Q_B$  Wärme Summenbrennverlauf  
In der Realität läuft diese Reaktion aber unvollständig ab, weil neben dieser noch weitere Reaktionen ablaufen. Gründe hierfür sind u.a.:

- Vorhandensein von weiteren Spezies z.B. Stickstoff ( $N_2$ )
- Reaktionen laufen nur bis zum chemisches Gleichgewicht ab [29]
- Inhomogenitäten durch direkte Einspritzung [30]
- zu kurze Zeit für vollkommene Oxidation [30]

Die weiteren dabei entstehenden Produkte sind meist unerwünscht und wirken gesundheitsschädlich oder umweltbelastend. Daher spricht man von Schadstoffen oder Emissionen. Beim Dieselmotor sind die hauptsächlich entstehenden Emissionen Stickoxide ( $NO_x$ ), Kohlenstoffmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC) und Partikel. Die Entstehungsbereiche der einzelnen Schadstoffe im Dieselmotor sind in Abbildung 3.3 dargestellt. In dieser Arbeit werden Partikelemissionen nicht betrachtet.



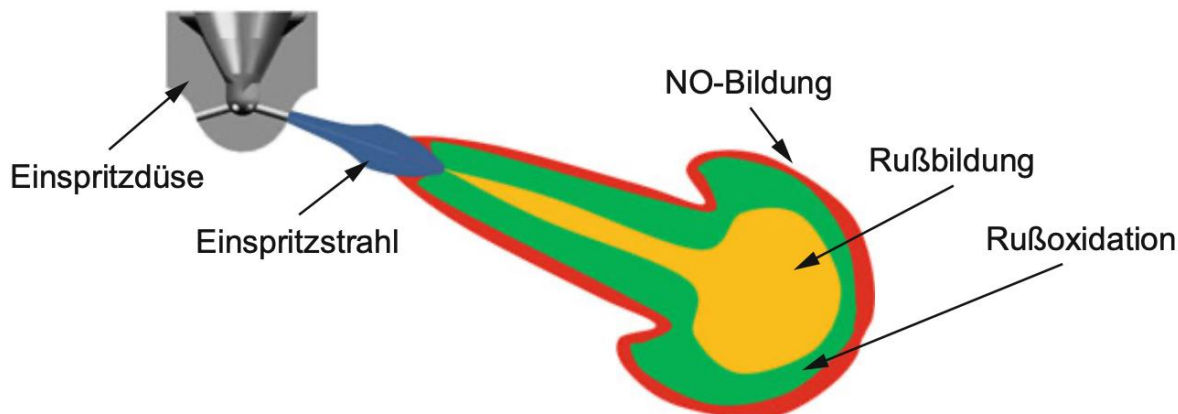


Abbildung 3.3: Entstehungsbereich Schadstoffe heterogenes Gemisch [30]

### 3.3.1 Stickoxide (NO<sub>x</sub>)

Zu den als NO<sub>x</sub> zusammengefassten Stoffen zählen Verbindungen aus N<sub>2</sub> und O<sub>2</sub>. Im Verbrennungsmotor sind hierbei Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO<sub>2</sub>) die wichtigsten. [10]

#### Wirkung

„NO<sub>2</sub> ist ein braunrotes, charakteristisch riechendes und stark giftiges Gas“ [31]. Es reizt die Atemwege und bildet in Zusammenhang mit Feuchtigkeit Salpetersäure [32, 33]. Es führt somit zu saurem Regen [10] und zur Übersäuerung von Böden [34] und trägt zur Bildung von bodennahem Ozon bei, welches ebenfalls ein starkes Reizgas ist [4]. Weiterhin wirkt es auf die Atemwege durch die Verschlimmerung von Asthma Symptomen bei Kurzzeitexposition, bei Langzeitexpositionen sind die Daten nicht eindeutig [35]. NO<sub>2</sub> lässt sich als Indikator für verkehrsabhängige Schadstoffe verstehen [35].

#### Entstehung

Die globale Entstehung von NO<sub>x</sub> lässt sich auf ca. 40 % natürliche Quellen und zu ca. 60 % auf anthropogene Quellen zurückführen [32]. Auf natürliche Weise entsteht NO<sub>x</sub> hauptsächlich bei Gewitter und Blitzschlag (32 %), durch mikrobiologische und chemische Prozesse in Böden (39 %) sowie durch Verbrennung von Biomasse (19 %) [32]. Anthropogen entsteht NO<sub>x</sub> größtenteils durch Verbrennungsprozesse in Kraftwerken, im Verkehr oder Industrieanlagen [32]. In Deutschland hat der Verkehr mit 60 % den größten Anteil an den anthropogenen NO<sub>x</sub>-Emissionen [36].

Im Verbrennungsmotor entstehen NO<sub>x</sub> hauptsächlich durch die Reaktion von molekularem N<sub>2</sub> und O<sub>2</sub>. Dieses thermische NO bildet sich in Bereichen mit hohen Temperaturen und Luftüberschuss, vgl. Abb. 2.1. Hierbei entsteht überwiegend NO (ca. 60 bis 90 %), welches unter atmosphärischen Bedingungen mit einer Halbwertszeit von 30 min zu NO<sub>2</sub> oxidiert. Neben thermischem NO sind drei weitere verbrennungsmotorische Entstehungsmechanismen bekannt: promptes-NO, das über den Lachgas (N<sub>2</sub>O)-Mechanismus gebildet sowie Brennstoff-NO. [9, 32, 37]

### 3.3.2 Kohlenstoffmonoxid (CO)

#### Wirkung

Kohlenstoffmonoxid ist ein farb-, geruch- und geschmackloses Gas, welches nicht reizend ist [38]. Die bekannteste und wichtigste toxische Wirkung von CO ist die Unterbindung der Sauerstoffnutzung von Zellen. CO bindet stärker an Hämoglobin als O<sub>2</sub> und unterbindet somit den

Haupttransportweg von  $O_2$  im Blut. Dies führt zu Hypoxie, dem Sauerstoffmangel und auf Gewebeebene und somit zur Erstickung. Schon eine Konzentration von 35 ppm kann in 6 bis 8 Stunden zu Kopfschmerzen und Schwindel führen [38]. Die mittlere Konzentration von CO in der Luft in Deutschland beträgt ca. 0,23 ppm [39].

#### *Entstehung*

Die Hauptquellen von natürlichen CO-Emissionen sind Fäulnisprozesse, Verdörrung oder natürlich Brände von Wäldern oder Büschen sowie durch Algen im Meer. Der menschengemachte Anteil stammt zum Großteil aus der Verbrennung von Biomasse (Waldrohdung), aus dem Straßenverkehr sowie von Hausbrand und Kleingewerbe [30, 32]. Der anthropogene Anteil an den gesamten globalen CO-Emissionen liegt wahrscheinlich bei ca. 60 % [32].

CO entsteht im Verbrennungsmotor durch unvollständige Oxidation des Kraftstoffs [9]. In Bereichen mit fetten Luft-Kraftstoff-Gemischen herrscht ein Mangel an  $O_2$ , weshalb sich das chemische Gleichgewicht von  $CO_2$  hin zu CO verschiebt. Auch bei hohen Temperaturen liegt das Gleichgewicht vermehrt bei CO und wird durch die rasche Abkühlung bei der Expansion „eingefroren“ oder durch zeitliche Begrenzung wird das chemische Gleichgewicht nicht erreicht. [9, 32]

### **3.3.3 Kohlenwasserstoffe (HC)**

#### *Wirkung*

Kohlenwasserstoffe können Krebserregend sein und teiloxidierte Kohlenwasserstoffe wie z.B. Aldehyde riechen unangenehm [10]. Carbonylverbindungen können dem menschlichen Organismus schaden, indem sie direkt oder durch die in der Atmosphäre gebildeten Folgeprodukte auf ihn einwirken. So tragen sie z. B. zusammen mit  $NO_2$  zur Bildung von bodennahem Ozon und dem fotochemischer Smog bei [9].

#### *Entstehung*

Unter dem Begriff Kohlenwasserstoffe sind chemischen Verbindungen aus Kohlenstoff und Wasserstoff zusammengefasst [10]. Zu den HC-Emissionen zählen unverbrannte oder teiloxidierte Kohlenwasserstoffe [9]. Sie entstehen durch unvollkommene Verbrennung des Kraftstoffs aufgrund von Hemmung der Reaktionskinetik durch zu niedrige Temperaturen [40], bspw. an den kalten Wänden [32].

### **3.3.4 Kohlenstoffdioxid ( $CO_2$ )**

#### *Wirkung*

$CO_2$  ist ein farb- und geruchsloses, ungiftiges Gas und kommt natürlich in der Atmosphäre vor. Durch seine Eigenschaft Infrarotstrahlung zu absorbieren trägt es zum Treibhauseffekt bei [32]. Da sich der  $CO_2$ -Gehalt in der Atmosphäre seit Beginn der Industrialisierung um ca. 30 % erhöht hat gilt es als hauptverantwortlich für den menschengemachten Klimawandel. [10]

#### *Entstehung*

$CO_2$  entsteht durch Oxidation von im Kraftstoff chemisch gebundenem Kohlenstoff, siehe Gl. 3.1. Es ist kein Schadstoff im eigentlichen Sinne, weil es ein zwingend notwendiges Produkt bei der Verbrennung von kohlenstoffhaltigen Stoffen ist.

### 3.4 Reduktion von Schadstoffen

#### 3.4.1 Innermotorische Maßnahmen

Die lokale Temperatur, die lokale Sauerstoffkonzentration und das lokale Luftverhältnis sind maßgeblich für die Entstehung der Schadstoffkomponenten  $\text{NO}_x$ , CO und HC verantwortlich [9]. Diese Größen können durch innermotorische Maßnahmen so gesteuert werden, dass möglichst wenige davon entstehen. Zu den wesentlichen Maßnahmen gehören unter anderem die Abgasrückführung (AGR) und die Einspritzparameter. Zu beachten gilt, dass eine Maßnahme, welche zur Reduktion einer Komponente führt, häufig die Erhöhung einer anderen Komponente mit sich bringt [9].

##### *Abgasrückführung (AGR)*

Durch das Rückführen von Abgas ändert sich die Gaszusammensetzung. Die wesentliche Wirkung der AGR basiert auf der hierdurch gesenkten Sauerstoffkonzentration und der erhöhten spezifischen Wärmekapazität [10]. Hierdurch wird das Temperaturniveau gesenkt und die thermische NO-Bildung reduziert [9].

##### *Einspritzparameter*

Ziel der Gemischbildung beim Dieselmotor ist es, eine möglichst schnelle und vollständige Verbrennung des Kraftstoffs zu erreichen und hierbei Temperaturspitzen zu vermeiden [10]. Von zentraler Bedeutung für die Gemischbildung ist neben der Ladungsbewegung der Kraftstoff-Strahlimpuls, welcher maßgeblich durch die Einspritzung beeinflusst wird. [9, 10]. Der Zeitpunkt der Verbrennung hat einen großen Einfluss bspw. auf die HC-Emissionen, für weitere Details sei auf [9] und [10] verwiesen.

#### 3.4.2 Abgasnachbehandlung

Allein durch innermotorische Maßnahmen lassen sich aktuelle Emissionsziele nicht mehr erfüllen, weshalb zusätzlich die Abgasnachbehandlung zum Einsatz kommt [10]. Unter diesem Begriff werden die Komponenten im Abgasstrang zusammengefasst, welche die motorischen Emissionen reduzieren [30]. Oftmals arbeiten diese Komponenten nach dem chemischen Prinzip des Katalysators. Ein Katalysator ist ein Stoff, welcher die Reaktionsgeschwindigkeit erhöht und die Aktivierungsenergie absenkt, ohne selbst eine stoffliche Veränderung zu erfahren [9, 41].

Zu den bei Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen heutzutage gebräuchlichsten Abgasnachbehandlungskomponenten gehören [9, 10]:

- der Dreiwegekatalysator (TWC) zur Reduzierung von  $\text{NO}_x$ , HC und CO
- der Oxidationskatalysator zur Reduzierung von HC und CO
- der Partikelfilter zur Reduzierung von Partikeln
- der  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator (NSK) zur Reduzierung von  $\text{NO}_x$
- der SCR-Katalysator zur Reduzierung von  $\text{NO}_x$

Bis auf den Partikelfilter sind dies alles katalytisch wirkende Komponenten. Diese bestehen prinzipiell aus einem Trägermaterial, meist einem keramischen Monolith mit durchgängigen Kanälen, auf welches eine poröse Struktur, der sogenannte Washcoat, aufgetragen ist. Dieser vergrößert die Oberfläche des Monoliths ungefähr um den Faktor 10 000 [42] und trägt die katalytisch aktiven Komponente, vgl. Abbildung 3.4. Für mehr Details sei u.a. auf [41] oder [29] verwiesen.

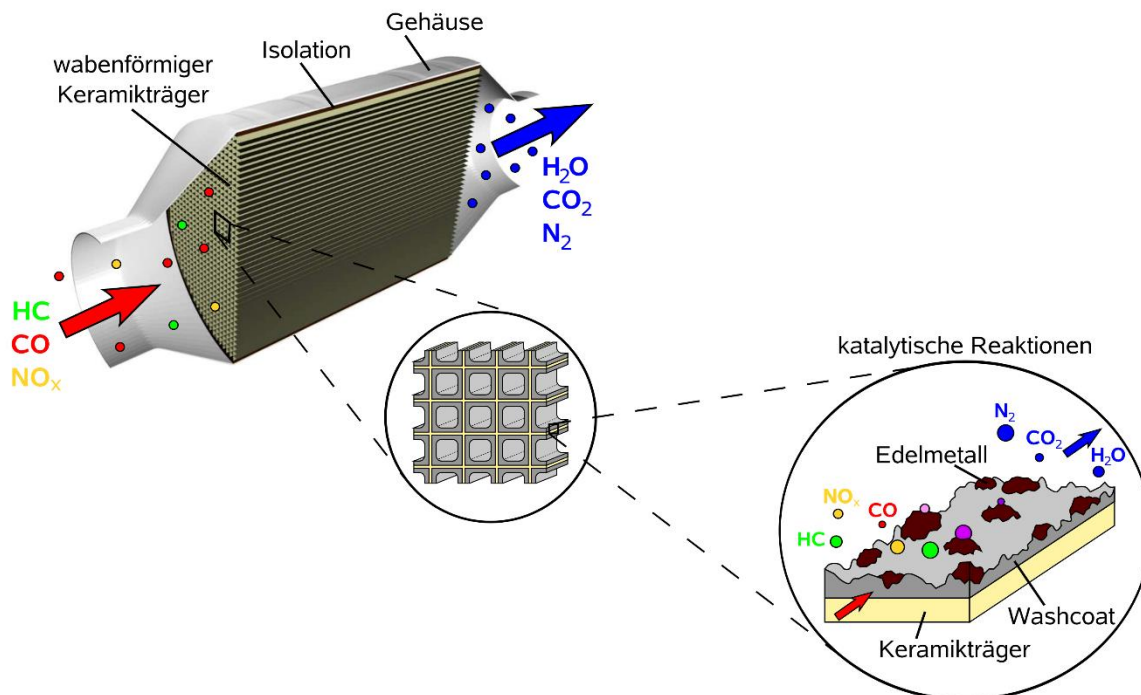
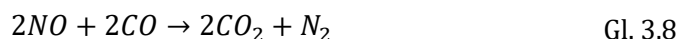
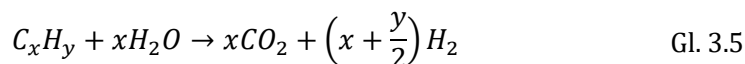
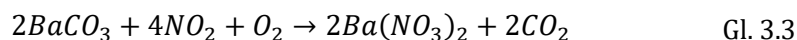


Abbildung 3.4: Aufbau eines typischen Abgaskatalysators nach [41]

### 3.5 Funktionsweise $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator

Der Aufbau des NSK entspricht weitestgehend dem eines TWC, ist aber um eine  $\text{NO}_x$ -Speicherkomponente in Form eines Erdalkalimetalls erweitert [9, 43]. Wie auch beim TWC werden überwiegend Platin und Rhodium als aktive Katalysatormaterialien verwendet, als  $\text{NO}_x$ -Speicherkomponente hat sich Barium etabliert [9, 44].

Das Erdalkalimetall Barium bildet während des Betriebs in  $\text{CO}_2$ -haltiger Atmosphäre Bariumcarbonat aus [43]. Der Hauptweg der Einspeicherung wird folgendermaßen verstanden: das motorisch entstehende  $\text{NO}$  wird an Platin bei Luftüberschuss zu  $\text{NO}_2$  oxidiert (Gl. 3.2) [45, 46] und bildet an Bariumcarbonat mit  $\text{O}_2$  nach Gl. 3.3 Bariumnitrat aus [43, 44].



Nach einer gewissen Zeit wird der NSK regeneriert. Hierfür wird der Motor unterstöchiometrisch ( $\lambda < 1$ ) betrieben und produziert die Reduktionsmittel CO, Wasserstoff ( $H_2$ ) und HC. Durch den verringerten Sauerstoffpartialdruck verschiebt sich das Gleichgewicht von Gl. 3.3 auf die Eduktseite [43, 47]. Die hierdurch freiwerdenden  $NO_x$  werden, wie in einem TWC, zu  $N_2$  reduziert [43]. Die dabei ablaufenden Einzelreaktionen verstehen sich folgendermaßen:

- Oxidation von Kohlenwasserstoffen nach Gl. 3.1
- Oxidation von CO über Wasserdampf, die sogenannte Wassergas Shift Reaktion (WGS) nach Gl. 3.4
- Dampfreformierung nach Gl. 3.5
- Oxidation von CO und  $H_2$  nach Gl. 3.6 und Gl. 3.7
- Reduktion von NO nach Gl. 3.8
- Desorption von  $NO_2$ , Rückreaktion nach Gl. 3.3
- Reduktion von  $NO_2$ , Rückreaktion nach Gl. 3.2
- Desorption von  $O_2$  durch Rückreaktion aus Gl. 3.9

Das zu den Metallen der seltenen Erden zählende Cer, oder auch Cerium genannt, dient als  $O_2$ -Speicher und erhöht die Konvertierungsraten [9]. In seiner oxidierten Form Ceroxid kommt es im Katalysator zum Einsatz [44]. Durch den Wechsel zwischen den Oxidationsstufen III und IV wird  $O_2$  adsorbiert und gespeichert [43, 48]. Bei überstöchiometrischem Betrieb liegt das Gleichgewicht von Gl. 3.9 auf der Eduktseite, während unterstöchiometrischen Bedingungen auf der Produktseite [29].  $Ce_2O_3$  unterstützt auch die WGS und Dampfreformierung und dient zusätzlich als NO-Speicher [48, 49]. Zusammenfassend sind die Speicher- und Regenerationsvorgänge im NSK in Abb. 2.3 graphisch veranschaulicht.

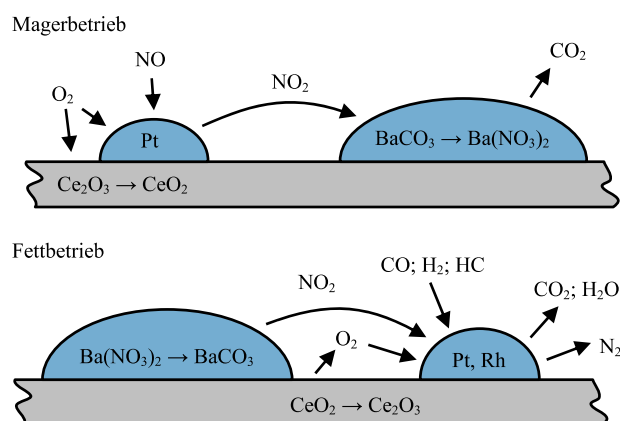


Abbildung 3.5: Mechanismus  $NO_x$ -Speicherung und Regeneration nach [43]

### 3.6 Regeneration $NO_x$ -Speicherkatalysator

Die Regeneration wird durch Umschaltung der Motorbetriebsart von einem überstöchiometrischen Luftverhältnis ( $\lambda > 1$ ) in ein unterstöchiometrisches ( $\lambda < 1$ ) eingeleitet [43]. Hierbei wird die Sauerstoffkonzentration stark verringert und die Konzentration von oxidierbaren Stoffen wie CO,  $H_2$  und HC erhöht, wodurch sich der NSK wieder weitestgehend in seinen Ursprungszustand zurückversetzt. [43]

Dieser unterstöchiometrische Betrieb, auch als Regenerationsbetrieb bezeichnet, ist mit einem Kraftstoffmehrerverbrauch verbunden und sollte daher möglichst kurz gehalten werden. Die Dauer eines Regenerationsvorgangs richtet sich nach der Menge der eingespeicherten  $NO_x$  und des zur Verfügung stehenden Reduktionsmittelstromes. Dieser Reduktionsmittelstrom ist maßgeblich vom Verbrennungsluftverhältnis und vom Abgasmassenstrom abhängig.

Der Sauerstoff für die Oxidationsvorgänge (Gl. 3.1, Gl. 3.6 und Gl. 3.7) stammt dabei zum Großteil aus dem Ceroxid, nur ein Teil des CO trägt zur Reduktion von NO bei.

### 3.7 Gesetzliche Rahmenbedingungen – RDE

Weil die Stoffe, welche vom Motor emittiert werden, schädlich sind (vgl. Abschn. 3.3), stellt der Gesetzgeber für den Betrieb von Fahrzeugen Regeln auf. Hierbei ist zum einen die erlaubte Menge der ausgestoßenen Stoffe begrenzt. Die Grenzwerte für die Emissionen sind seit Einführung der Abgasnormen in Europa immer kleiner geworden und können Abbildung 3.6 entnommen werden.

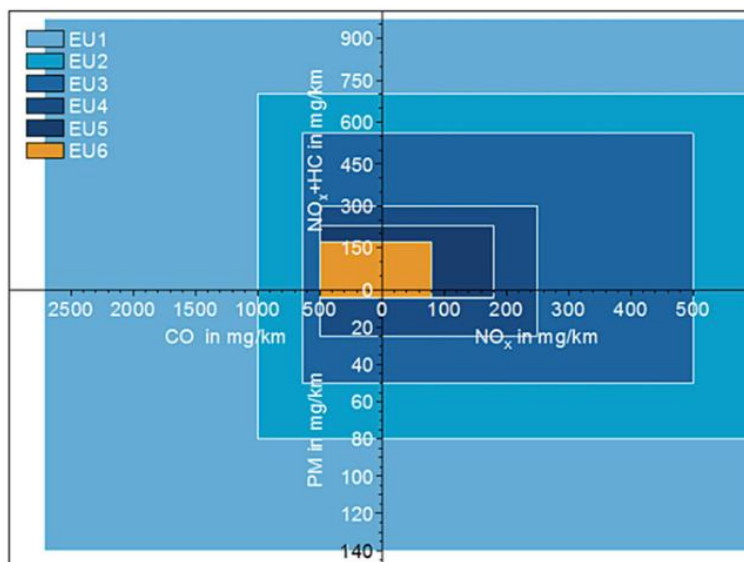


Abbildung 3.6: Emissionsgrenzwerte EU 1 bis 6 [30]

Zum anderen sind die Messverfahren zur Bestimmung der Emissionen geregelt. Hier sind neben den Messverfahren auch die Prüfbedingungen festgelegt, zu welchen auch das zu befahrene Profil zählt. Neben den Prüfstandsmessungen werden die Emissionen seit Euro 6d-TEMP auch auf der Straße im Realen Betrieb gemessen, die sogenannten Real Driving Emissions (RDE). Für die Entwicklung von Fahrzeugen ist somit nicht nur der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) und dem Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle (WLTC) als Fahrprofil wichtig, sondern auch die Bedingungen während einer RDE-Fahrt.

Für das Bestehen einer RDE-Fahrt müssen eine Reihe vieler Anforderungen erfüllt sein. Dazu zählen Kriterien u.a. für das Geschwindigkeitsprofil, das Höhenprofil sowie für Randbedingungen wie Temperatur, Vorkonditionierung und Höhenbedingungen. In Tabelle 3.1 sind die wesentlichen Kriterien an das Geschwindigkeits- und Höhenprofil aufgelistet [50–52]. Des Weiteren gibt es obere (95% Perzentil des Produktes aus Geschwindigkeit und Beschleunigung) und untere (RPA) Grenzen an die Dynamik des Geschwindigkeitsverlaufs. Für eine genauere Auflistung der Kriterien sei auch auf [11, 30, 53] verwiesen.

### 3 Grundlagen

Tabelle 3.1: Anforderung an gültige RDE-Fahrt [50–52, 54, 55]

	Kriterium	Wert	
Geschwindigkeit	Ges. Fahrt	Dauer	90 – 120 min
	Streckenanteile	Stadt ( $v \leq 60$ km/h)	29 – 44 %
		Landstraße ( $60 < v \leq 90$ km/h)	23 – 43 %
		Autobahn ( $v > 90$ km/h)	23 – 43 %
	Mindeststrecke	Stadt	$\geq 16$ km
		Landstraße	$\geq 16$ km
		Autobahn	$\geq 16$ km
	Stadt	Mittlere Geschw.	15 – 40 km/h
		Anteil ges. Haltedauer	6 – 30 %
		Einzelhaltdauer	$\leq 300$ s
Autobahn	Zeit $> 100$ km/h	$\geq 5$ min	
	Zeitanteil $> 145$ km/h	$\leq 3$ % <sup>1</sup>	
	Max. Geschw.	$\leq 160$ km/h	
Kaltstart <sup>2</sup>	Max. Geschw.	$\leq 60$ km/h	
	Mittlere Geschw.	15 – 40 km/h	
	Ges. Haltezeit	$\leq 90$ s	
Höhe	Diff. Zw. Start & Ende	$\leq 100$ m	
	Kum. Pos. Höhendiff.	$\leq 1200$ m / 100 km	
	Kum. Pos. Höhendiff. Stadt	$\leq 1200$ m / 100 km	

<sup>1</sup> Der Dauer des Autobahnanteils

<sup>2</sup>  $t \leq 300$  s, bzw.  $T_{\text{Kühlwasser}} \leq 70$  °C

## 4 Versuchsaufbau

### 4.1 Versuchsträger

#### 4.1.1 Motor

Der Grundmotor ist ein seriennaher Vierzylinder-Dieselmotor. Der variable Ventiltrieb stellt einen Sonderaufbau dar. Die wichtigsten Daten des Grundmotors sind in Tabelle 4.1 gelistet. Das Verdichtungsverhältnis wird während der Untersuchungen variiert. In der Tabelle sind beide untersuchten Verdichtungsverhältnisse aufgeführt. Der Zylinderkopf enthält pro Zylinder zwei Einlass- und zwei Auslasskanäle. Dabei ist einer der Einlasskanäle mit einer Drossel für die Einlasskanalabschaltung ausgeführt.

Tabelle 4.1: *Kenndaten des Motors*

Bezeichnung	Einheit	Kenndaten
Bauform	-	4- Zylinder-Reihe
Hubvolumen	ccm <sup>3</sup>	1969
Max. Leistung	kW	140 (@4250 1/min)
Max. Drehmoment	Nm	400 (@1750-2500 1/min)
Zündfolge	-	1-3-4-2
Bohrung / Hub	mm	82,0 / 93,2
Kolben-Desachsierung	mm	0,25 (zur Auslasseite)
Verdichtungsverhältnis	-	14,8 / 15,8 (geometrisch)

Der Motor verfügt über eine zweistufige Abgasturboaufladung mit einer Hoch- und Niederdruckstufe, einer externen Hochdruck-Abgasrückführung, einem Ladeluftkühler und einem Abgasnachbehandlungssystem. Dieses besteht aus einem NOx-Speicherkatalysator (NSK) und einem Partikelfilter. Der NSK fungiert gleichzeitig auch als Dieseloxydationskatalysator (DOC). Der Motoraufbau und der Messstellenplan sind in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Motorsteuerung besteht aus einem Entwicklungsmotorsteuergerät (Fa. Denso) mit Emulator Tastkopf (ETK). Der Datenstand entspricht einem Entwicklungsdatenstand (Abgasnorm Euro 6) und enthält alle Regelfunktionen eines Serienmotors. Der korrekte Anwendungsbereich dieser Regelfunktionen begrenzt sich auf den Betrieb mit konventionellem Ventiltrieb. Auf das Motorsteuergerät (ECU) kann über die ETK-Schnittstelle mit der Applikationssoftware INCA (Integrated Calibration and Application Tool) der Fa. ETAS zugegriffen werden. Zugriff liegt auf alle Verstellgrößen der ECU vor.



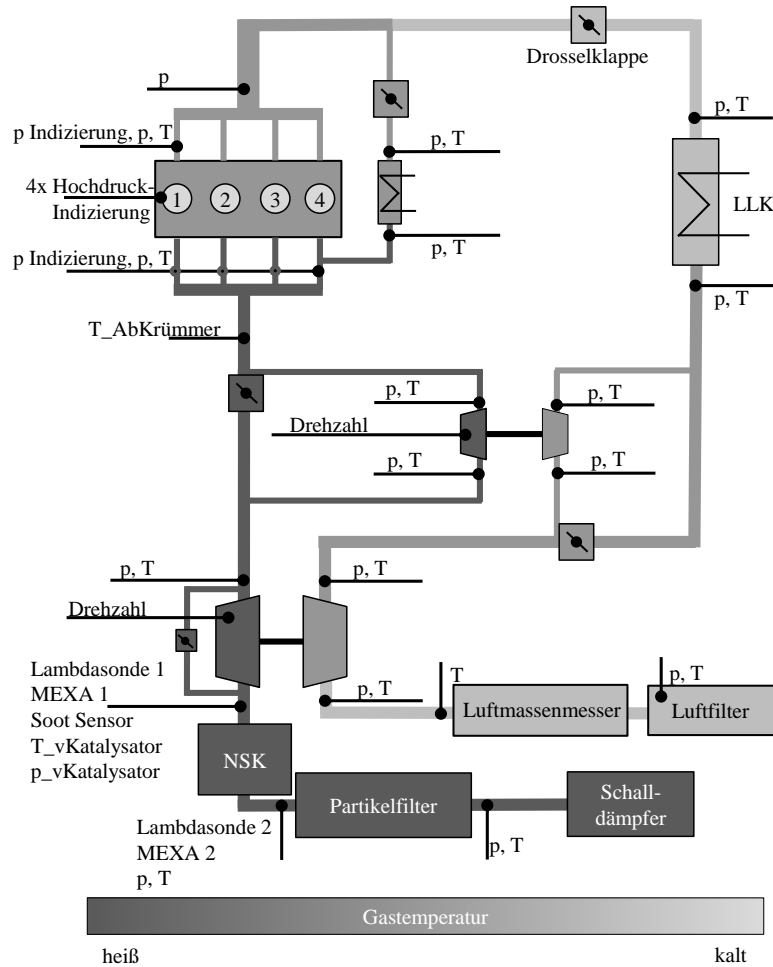


Abbildung 4.1: Motorübersicht und Messstellenplan

Der Motor verfügt über ein Common-Rail-Einspritzsystem. Der maximale Raildruck beträgt 2500 bar. Der 8-Loch-Injektor ist in [56] beschrieben. Die für diese Arbeit verwendeten Bezeichnungen der Einspritzungen werden mit Abbildung 4.2 eingeführt. Diese teilen sich in Vor-einspritzung (VE), Haupteinspritzung (HE), angelagerte Nacheinspritzung (aNE) und Nacheinspritzung (NE) ein.

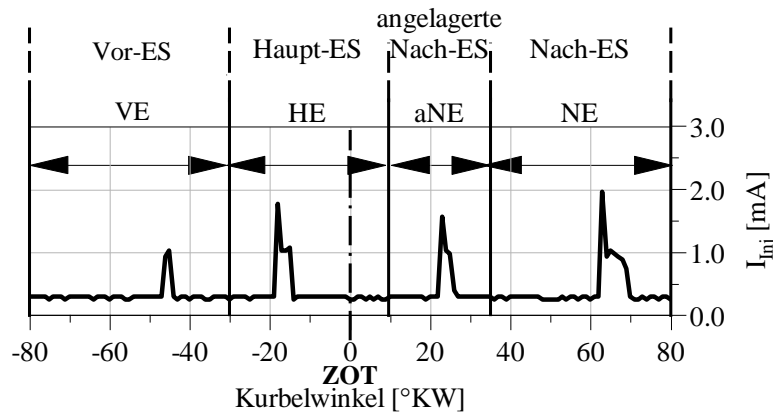


Abbildung 4.2: Begriffsdefinition Einspritzungen

Für Einspritzzeitpunkte wird die Abkürzung „ESZ“ verwendet. Die in dieser Arbeit angegebenen Einspritzzeitpunkte entsprechen den hydraulischen Einspritzzeitpunkten. Diese werden vom Steuergerät über den individuellen Kraftstoff-Drucksensor des Injektors berechnet. Das

Ansteuersignal in der Strommesszange ist bei 1500 1/min um ca. 3 °KW dem hydraulischen Einspritzzeitpunkt verschoben. Als Motoröl wird Castrol A5B5 0W20 low ash verwendet.

#### 4.1.2 Fahrzeug

Das in dieser Arbeit verwendete Fahrzeug besitzt die in Tabelle 4.2 dargestellten Eigenschaften. Nach der Klassifizierung der Europäischen Kommission wird es zur Klasse E (Oberklasse) gezählt [57]. Der Rollreibungskoeffizient der Reifen entspricht einer Effizienzklasse C für Fahrzeuge der Kategorie M1 (PKW bis 3,5 t) [58].

Tabelle 4.2: Kenndaten des Fahrzeugs

Eigenschaft	Wert
Fahrzeugklasse	E-Segment
Masse	1,7 t
Frontfläche	2,33 m <sup>2</sup>
Radstand	2,94 m
Höhe Schwerpunkt	0,61 m
Reifen	205/55/R16
Rollreibungskoeffizient	0,008
Getriebe	9 Gänge

Das Fahrzeug ist mit einem 9-Gang Getriebe ausgestattet, welches als Handschaltung inkl. Betätigung des Kupplungspedals modelliert ist. Die Schaltzeitpunkte werden durch eine im Modell hinterlegte Schaltstrategie bestimmt. Sie sind von der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gaspedalstellung abhängig. In Abb. 3.2 sind die vier in dieser Arbeit verwendeten Schaltstrategien zu sehen. Die Darstellungsform wird durch folgendes Beispiel erklärt: Man befindet sich bei Schaltstrategie 1 im 8. Gang bei 50 % Gaspedalstellung. Wenn sich die Fahrzeuggeschwindigkeit erhöht wird die dunkelrote Linie bei ca. 150 km/h geschnitten und es wird in den 9. Gang geschaltet. Wenn nun die Gaspedalstellung auf 0 % gesenkt wird, wird das Fahrzeug langsamer und bei Schneiden der gestrichelten dunkelroten Linie bei ca. 130 km/h wird wieder zurück in den 8. Gang geschaltet.

Schaltstrategie 1 hat die Eigenschaft, dass unabhängig von Gaspedalstellung nur in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit geschaltet wird. Schaltstrategie 4 enthält zusätzlich eine Lastabhängigkeit. Bei Schaltstrategie 6 ist nur das Hochschalten Lastabhängig, das Runterschalten ist nur Geschwindigkeitsabhängig. Schaltstrategie 7 ist sowohl beim Hoch- wie beim Runterschalten Last und Drehzahlabhängig und ist eine für diesem Motor ausgelegte Schaltstrategie.

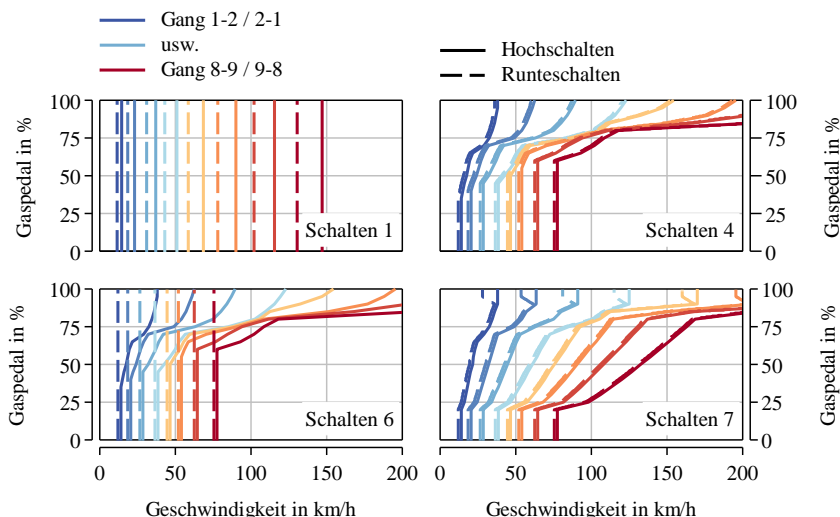


Abbildung 4.3: Schaltstrategien

### 4.2 Variabler Ventiltrieb

Der in dieser Arbeit verwendete variable Ventiltrieb ist ein Produkt der Firma KSPG und wird unter dem Namen „FlexValve“ vertrieben. Dieses System zeichnet sich insbesondere durch den kompakten Bauraum aus, wodurch die Integration in einen seriennahen Ventildeckel ermöglicht wird. Der genaue Aufbau des Systems ist im Anhang 8.7 und in [59] beschrieben. Die Grundkomponenten des Systems stellen ein Phasensteller, zwei ineinander führende Wellen, die Nocken und ein Kippmechanismus dar. Jede der beiden Wellen ist starr mit einem Nocken verbunden. Die Wellen, folglich auch die Nocken, sind relativ zueinander verdrehbar. Eine relative Bewegung zueinander kann durch den Phasensteller vorgenommen werden. Durch die unterschiedlichen relativen Nockenpositionen zueinander wirken unterschiedliche Bewegungsprofile auf den Kippmechanismus. Dadurch kann beispielsweise ein mehrmaliges Öffnen eines Ventils während einer Umdrehung realisiert werden. Das FlexValve-System bietet die Möglichkeit verschiedener variabler Ventiltriebskonfigurationen wie z. B. eines zweiten Auslassventilhubes (2<sup>ter</sup> Auslassventilhub), während das Einlassventil im Ansaugtakt schon geöffnet ist. Eine weitere Möglichkeit ist, das Einlassventil im Abgastakt (0<sup>ter</sup> Einlassventilhub) zu öffnen, wenn das Auslassventil noch offen ist. Auch variable Öffnungsdauern sind möglich. Jede Ventiltriebskonfiguration entspricht einer eigenen Hardware-Variante auf der Einlass- oder Auslassseite. Dies bedeutet, dass immer nur eine bestimmte Variabilität auf einer Nockenwelle mit einem Motoraufbau möglich ist. Beispielsweise kann auslassseitig die Konfiguration 2<sup>ter</sup> Auslassventilhub und einlassseitig die Konfiguration mit variabler Öffnungsdauer aufgebaut werden. Eine konventionelle Phasenverstellung oder ein 0<sup>ter</sup> Einlassventilhub ist dann nicht mehr möglich. Dafür würde es einen hardwareseitigen Umbau benötigen. Die in dieser Arbeit verwendete Ventiltriebskonfiguration ist auf der Auslassseite der 2<sup>te</sup> Auslassventilhub und auf der Einlassseite die Standardnockenwelle ohne Variabilität. Der zweite Auslassventilhub ist in seiner Höhe frei verstellbar. Werden die Phasensteller nicht angesteuert, so befindet sich der Ventiltrieb im Grundzustand ohne zweiten Auslassventilhub. Die Steuerzeiten entsprechen dann denen des konventionellen Ventiltriebs, sie sind in Tabelle 4.3 gelistet.

Tabelle 4.3: Ventilsteuerzeiten

Bezeichnung	Einheit	Wert
Einlassventil-Öffnet	°KWnGOT	12,6 (@ 1mm Hub)
Einlassventil-Schließt	°KWnGOT	185,8 (@ 1mm Hub)

Auslassventil-Öffnet	°KWvGOT	196,4	(@ 1mm Hub)
Auslassventil-Schließt	°KWvGOT	17,9	(@ 1mm Hub)

Die entsprechenden Ventilhubkurven sind in Abbildung 4.4 dargestellt. Der zweite Auslassventilhub ist kontinuierlich von 0 mm bis 4,3 mm verstellbar. Der Einlassventilhub wird während der Versuche nicht variiert.

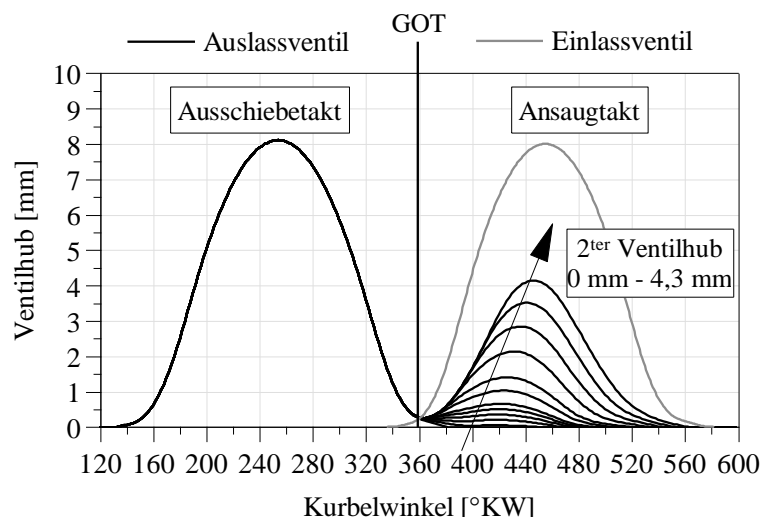


Abbildung 4.4: Ventilhubkurven mit variablem 2<sup>tem</sup> AVH

Die Steuerung des zweiten Auslassventilhubes erfolgt über ein extra Ventiltriebssteuergerät, welches nicht mit dem Motorsteuergerät kommuniziert. Dies bedeutet, eine Veränderung des zweiten Auslassventilhubes über das Ventiltriebssteuergerät bekommt das Motorsteuergerät nicht mitgeteilt. Das Motorsteuergerät verfügt über keine extra Kennfelder oder Regelfunktionen für den Betrieb mit dem zweiten Auslassventilhub. Das Motorsteuergerät sieht bei aktivem zweitem Auslassventilhub nur eine Veränderung der Regelgrößen, wie z. B. der Luftmasse, und versucht dieser Veränderung gegebenenfalls entgegenzuwirken. In den entsprechenden Betriebspunkten mit aktivem zweitem Auslassventilhub wird der Datenstand manuell angepasst.

### 4.3 Prüfstandsaufbau und Messtechnik

Zur Erzeugung des Brems- und Antriebsmomentes für den Verbrennungsmotor kommt eine Asynchronmaschine (LN8250S-A) der Fa. Schorch zum Einsatz. Diese liefert ein maximales Drehmoment von 430 Nm und eine maximale Leistung von 200 kW. Als Drehmomentenmessnabe wird die T40B mit einem Messbereich von  $\pm 500$  Nm der Fa. HBM eingesetzt. Als Prüfstandsautomatisierungssystem steht Morphee der Fa. FEV zur Verfügung. Die Messdatenerfassung der Messgrößen erfolgt in Morphee. Jedes Messgerät enthält eine Kommunikationsschnittstelle zum Automatisierungssystem. Der INCA-PC verfügt eine Verbindung zur Prüfstandsautomatisierung über eine ASAM-Schnittstelle. Diese Schnittstelle ermöglicht auch eine Steuerung der Motorverstellgrößen über die Prüfstandsautomatisierung. Dadurch wird eine zeitsynchrone Verstellung mehrerer Verstellgrößen möglich. Zur Prüfstandsausrüstung gehören weiterhin Druck- und Temperaturmessaufnehmer, analoge und digitale Ein- und Ausgangsmodule sowie eine PWM-Modul (Pulsweitenmodulation). In Tabelle 4.4 sind die während der Versuche genutzten Messgeräte aufgelistet. Die Positionen der Messstellen sind in Abbildung 4.1 dargestellt. Die Emissionsmesswerte der Abgasmessanlage sind in den jeweiligen Abbildungen nicht Laufzeit korrigiert dargestellt. Zur Überprüfung des Einflusses der Leitungslänge der Abgasmessanlage erfolgt ein Vergleich der Messwerte der Abgasmessanlage mit

denen eines Fast-CLD500 der Fa. Cambustion. Die Ergebnisse sind im Anhang 8.5 dargestellt. Dabei ist zu sehen, dass die vorhandene Leitungslänge, bei einer Entnahmestelle nach Turboladern, einen untergeordneten Einfluss einnimmt.

Tabelle 4.4: Übersicht der verwendeten Messgeräte

Messgröße	Bezeichnung Messgerät	Zusatzinformation
Kraftstoff	AVL733S	gravimetrisch
Luftmasse	ABB Sensyflow Typ p/ DN80	HFM
Partikel	AVL Mikro Soot Sensor	kontinuierlich
CO <sub>2</sub> , CO, O <sub>2</sub> , THC, NO, NO <sub>2</sub>	Horiba MEXA 7100DEGR	zwei AMAs im Einsatz
Blow By	AVL 422	Blende
Turboladerdrehzahl	ACAM PicoTurn	HD- und ND-Stufe

Für die Druckindizierung sind zwei Indiziersysteme im Einsatz. Zum einen das IndiGO System der Fa. FKFS und zum anderen das Indicom System der Fa. AVL. Beide Systeme bestehen aus einem Analog/Digitalwandler und einer Auswerteeinheit. Das AVL System verwendet als A/D-Wandler das AVL622 Gigabit-Indimodul. Zur Auswertung und Datenerfassung wird die Software Indicom verwendet. Das FKFS-System verwendet als A/D-Wandler ein leistungsstarkes ADWin-Pro-Sytem der Fa. Jäger. Zur Auswertung und Datenerfassung dient die Software IndiGO. Als Ladungsverstärker wird für die piezoelektrischen Sensoren der Typ 5064 und für die piezoresistiven Sensoren der Typ 4665B der Fa. Kistler verwendet. Die Ladungsverstärker werden in einer SCP 2853B der Fa. Kistler betrieben. Für den Zylinderdruck werden piezoelektrische Sensoren der Fa. AVL verwendet. Diese werden über die Glühkerzenbohrung mithilfe einer Adapterhülse brennraumnah montiert. Für die Niederdruckindizierung im Einlass- und Auslasskanal werden piezoresistive Sensoren der Fa. Kistler eingesetzt. Der Drucksensor im Auslasskanal verfügt zum Bauteilschutz über einen Umschaltadapter. Die eingesetzten Drucksensoren für die Druckindizierung sind in Tabelle 4.5 aufgelistet.

Tabelle 4.5: Daten der eingesetzten Drucksensoren

Messort	Typ	Hersteller	Einheit	Messbereich	Empf.
Zylinder	GH13P	AVL	bar	0...250	16 pC/bar
Ansaugkanal	4005B	Kistler	bar	0...10	-
Auslasskanal	4045A	Kistler	bar	0...5	-

Der Zylinderdruck wird in jedem Zylinder gemessen. Aufgrund des Bauraums wird nur der erste Zylinder voll indiziert. Dieser Zylinder verfügt sowohl in beiden Einlasskanälen als auch in der Zusammenführung des Auslasskanals einen Drucksensor. Der Drucksensor, der im Einlasskanal mit Einlasskanalabschaltung (EKAS) verbaut ist, sitzt hinter der EKAS-Klappe, in Richtung Einlassventil. Damit kann für das Strömungsmodell der Massenstrom für beide Ventile getrennt berechnet werden. Zusätzlich sitzt ein Drucksensor im Ansaugkrümmer, bevor sich die Kanäle teilen. Als Kurbelwinkelaufnehmer kommt der Typ 2614B der Fa. Kistler zum Einsatz. Gemessen wird mit einer Auflösung von 1,0 °KW. Die Zuordnung zum oberen Totpunkt erfolgt über einen geschleppten Druckverlauf und dessen Verschiebung um den thermodynamischen Verlustwinkel. Zur Erfassung der Injektorbestromung auf Zylinder 1 wird eine Strommesszange eingesetzt.

Zur Sicherstellung gleicher Prüfbedingungen und des Bauteilschutzes werden folgende Konditioniereinheiten benutzt:

- Motorkühlwasserkonditionierung
- Ladeluftkonditionierung
- Ansaugluftkonditionierung
- Quarzkühlungskonditionierung
- Kraftstoffkonditionierung

Die Ölkühlung erfolgt mittels des motoreigenen Ölkühlkreislaufes. Zur Unterstützung sind zusätzlich schaltbare Lüftergebläse unter dem Motor angebracht. Als Kraftstoff für die Untersuchungen wird ein in Deutschland handelsüblicher Dieselmotorkraftstoff verwendet. Die wichtigsten Kraftstoffeigenschaften sind in Tabelle 4.6 dargestellt.

Tabelle 4.6: Kraftstoffeigenschaften des verwendeten Diesels

Cetanzahl [-]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	unterer Heizwert [kJ/kg]	stöch. Luftbed. [-]	H/C-Verh. [-]	O/C-Verh. [-]
52,3	838	42660	14,65	1,9171	0,0043

## 4.4 Messtechnik für Fahrzyklenaufzeichnung

### 4.4.1 Global Positioning System (GPS)

Es gibt mehrere Anbieter für Satellitengestützte Navigationssysteme, welche alle auf demselben Funktionsprinzip basieren. Das vom US-Verteidigungsministerium entwickelte NAVSTAR GPS ist das verbreitetste System und wird auch in dieser Arbeit verwendet.

#### *Funktionsprinzip GPS*

Zurzeit befinden sich 31 Satelliten in der Erdumlaufbahn [60]. Jeder dieser Satelliten besitzt eine präzise Zeitmessung in Form einer Atomuhr und sendet ständig seine aktuelle Uhrzeit und Position aus.

Ein bei einem Empfänger eintreffendes Signal gibt die Uhrzeit bei dessen Aussendung am Satelliten an und stellt in Differenz zur Empfängerzeit die Laufzeit des Signals dar. Durch Kenntnis der Signalgeschwindigkeit lässt sich somit die Entfernung zwischen Satellit und Empfänger bestimmen. Für eine dreidimensionale Ortung werden drei Entfernungen zu bekannten Positionen benötigt. Durch die übermittelte Position, bzw. Kennung der Satelliten und Kenntnis der Bahndaten ist die Position des Satelliten bekannt. Die Zeitmessung im Empfänger ist aber meist nicht präzise genug, weshalb vier Satellitensignale für die vier Unbekannten benötigt werden. Drei Positionsvariablen in X-, Y- und Z-Richtung, sowie die Zeitdifferenz zwischen der GPS- und der Empfängerzeit. Das Ergebnis ist eine dreidimensionale Ortung und eine präzise Zeitmessung. [61–63]

#### *Genauigkeit und Fehlerursachen*

Bei der Nutzung des Standard-Ortungsservice SPS liegt die mittlere Genauigkeit der Positionsbestimmung bei ca. 10m [62]. Die entscheidenden Störungseinflüsse hierbei sind [62]:

- Brechung des Signals in der Erdatmosphäre (hauptsächlich in der Ionosphäre)
- Ungenauigkeiten in der Satellitenpositionsbestimmung (hauptsächlich durch Inhomogenitäten im Erdschwerefeld)
- Ungenauigkeiten in der Zeitbestimmung im Satelliten
- Konstellation der Satelliten (Satellitengeometrie)

### 4.4.2 Differentielles GPS (DGPS)

Beim Differentiellen GPS (DGPS) wird an einer Referenzstation mit bekannter Position eine GPS-Ortung durchgeführt. Die Abweichung zur bekannten Position wird bestimmt und z.B. über Mobilfunk an den Nutzer übertragen. Durch geeignete Rechenalgorithmen kann dieser den zu erwartenden Messfehler ausgleichen. [62]

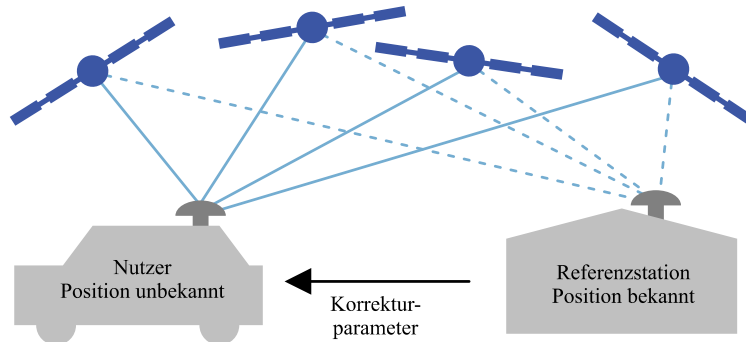


Abbildung 4.5: Prinzip von Differentiellem GPS nach [62]

Die Korrekturdaten werden z.B. von behördlich betriebenen DGPS-Stationen generiert. Die Landesvermessungsämter betreiben Deutschlandweit ca. 270 Referenzstationen und stellen die Korrekturdaten über den Dienst SAPOS (Satellitenpositionierungsservice) bereit [54]. Mit dem hochpräzisen Echtzeit Positionierungsservice (HEPS) lassen sich Genauigkeiten von 1 bis 2 cm in der Position und 2 bis 3 cm in der Höhe erreichen [64].

### 4.4.3 Weitere Messtechnik

#### Barometrische Höhenmessung

Der Luftdruck in der Atmosphäre nimmt mit zunehmender Höhe ab. Die sogenannte Barometrische Höhenformel (Gleichung 2.10) gibt diesen Zusammenhang an [65].

$$p = p_0 \cdot e^{-\frac{M \cdot g}{R \cdot T} z} \quad \text{Gl. 4.1}$$

$p$	Luftdruck
$p_0$	Druck
$M$	Molare Masse Luft
$g$	Schwerebeschleunigung
$R$	universelle Gaskonstante
$T$	absolute Temperatur
$z$	Höhe

Mit Kenntnis der mittleren Molmasse der Luft (28,79 g/mol für trockene Luft) und der Temperatur kann somit mithilfe eines Barometers die Höhe bestimmt werden. 1 mbar Druckänderung entspricht hierbei einer Höhenänderung von ca. 8 m. Mögliche Messfehler rühren z.B. vom Wetter, welches einen Einfluss auf den Luftdruck hat. Bei starken Luftdruckschwankungen kann sich der Luftdruck in einer Stunde um 1 bis 2 mbar verändern [66]. Ebenfalls kann der Staudruck durch veränderte Fahrtgeschwindigkeit die Messung beeinflussen.

#### Fahrzeugeigene Geschwindigkeitsbestimmung

Das Fahrzeug selbst besitzt eine Geschwindigkeitsmessung, welche sich über OBD auslesen lässt [67, 68]. Dieses wird über einen Drehzahlsensor am Rad und Abrollumfang bestimmt.





## 5 Experimentelle Untersuchungen

### 5.1 Messmethodik und Messdatenauswertung

#### 5.1.1 Grundsätzliche Vorgehensweise

Wie in Abbildung 5.1 zu sehen, können die Untersuchungen des unterstöchiometrischen Brennverfahrens in drei Blöcke eingeteilt werden. Der erste Block beinhaltet die Untersuchung des dieselmotorischen Brennverfahrens bei geringer Zylinderfüllung. Dabei wird das Androsselungsverhalten des Versuchsmotors bei unterschiedlichen internen Restgasraten gezeigt. Während der Untersuchung ist für die Vergleichbarkeit nur eine Haupteinspritzung aktiv. Der Motor wird überstöchiometrisch betrieben. Es werden sowohl stationäre Betriebspunkte als auch Betriebspunkte mit dynamischem Betriebsartenwechsel untersucht. Der zweite Block enthält Grundlagenuntersuchungen für den unterstöchiometrischen dieselmotorischen Betrieb. Innerhalb dieser sind zwei Einspritzungen aktiv. Dies stellt gleichzeitig die Mindestanzahl an Einspritzungen dar, die im niedrigen Teillastbetrieb für einen NSK-Regenerationsbetrieb benötigt wird.

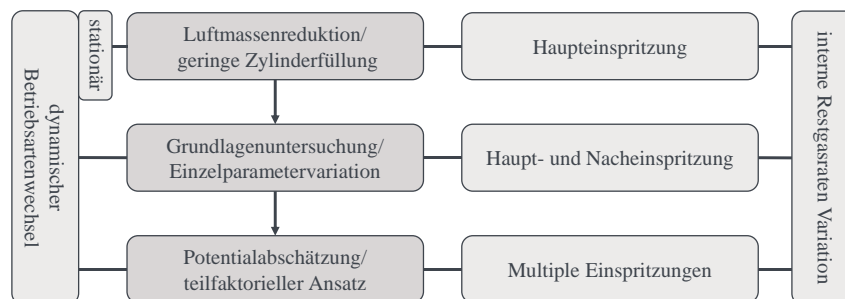


Abbildung 5.1: Messmethodik

Die Einspritzungen teilen sich in eine Haupteinspritzung und eine Nacheinspritzung auf. Die Einleitung des unterstöchiometrischen Motorbetriebs findet über einen dynamischen Betriebsartenwechsel statt. Dieser bildet den späteren Motorbetrieb realitätsnah ab. Zudem kann das Aufwärmverhalten des Systems beurteilt werden. Der dritte Block stellt eine Potenzialabschätzung für den realen Fahrbetrieb dar. Ziel ist es, einen unterstöchiometrischen NSK-Regenerationsbetrieb zu entwickeln, der bei möglichst geringem Motordrehmoment funktioniert. Der Betriebsartenwechsel erfolgt dynamisch. Einspritzstrategien mit multiplen Einspritzungen werden entwickelt.

#### 5.1.2 Prüfbedingungen und Messprozedur

Für die Brennverfahrens-Untersuchungen werden der NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator und der Dieselpartikelfilter ausgebaut und durch eine Drosselklappe ersetzt. Dies ermöglicht gleiche Prüfbedingungen während der Untersuchungen. Vor dem Ausbau der Abgasnachbehandlungssysteme wird ein Abgasgegendruckkennfeld bei regeneriertem Partikelfilter gemessen. Die entsprechenden Abgasgegendrucke werden in den Messkampagnen über die Drosselklappe eingestellt. Die Einstellwerte der Konditionierungen sind in Tabelle 5.1 gelistet.

Tabelle 5.1: Einstellwerte Konditionierungen

Konditionierung	Einheit	Soll	Regelgröße und Position
Motorkühlwasser	°C	80	Wassertemp. vor Motoreintritt
Ansaugluft	°C	20	Lufttemperatur nach Kühler
Ladeluft	°C	30	Lufttemperatur nach Kühler
Kraftstoff	°C	20	Kraftstofftemp. vor Motoreintritt

Die unterstöchiometrischen Untersuchungen beinhalten einen dynamischen Betriebsartenwechsel. Dies bedeutet, dass der eigentliche unterstöchiometrische Motorbetrieb nicht so lange andauern muss, bis sich ein stationärer Zustand eingestellt hat. Der unterstöchiometrische Motorbetrieb erfolgt über ein definiertes Zeitintervall. Danach wird wieder zum überstöchiometrischen Ausgangsbetriebspunkt zurückgeschaltet. Dieses Vorgehen weicht von der klassischen Brennverfahrensentwicklung ab. In dieser wird ein Betriebspunkt eingestellt, bis er einen eingeschwungenen Zustand erreicht hat. Im Anschluss wird über eine bestimmte Messzeit gemessen und die Messwerte gemittelt. In dieser Arbeit werden die Messwerte nicht gemittelt, sondern zeitbasiert, mit einer Abtastrate von 10 Hz, gemessen und auch zeitbasiert ausgewertet. Dieses Vorgehen erscheint bei den hier durchgeführten Untersuchungen als zielführend, da auch im späteren Serien-Anwendungsfall der unterstöchiometrische Motorbetrieb nur einige Sekunden andauert und insbesondere der Übergang von über- zu unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis kritisch ist. Dadurch lassen sich zusätzliche Effekte wie das Aufwärmverhalten oder Drehmomentenschwankungen beurteilen. Durch dieses Vorgehen wird auch der Betriebspunkt wichtig, der vor dem unterstöchiometrischen Betrieb eingestellt ist. Dieser muss solange betrieben werden, bis er stationär eingeregelt ist. Um unterschiedliche unterstöchiometrische Betriebspunkteinstellungen miteinander vergleichbar zu machen, besitzen die überstöchiometrischen Ausgangsbetriebspunkte identische Motorsteuergeräte-Einstellungen. Diese dienen der Vorkonditionierung des Brennraums. Abbildung 5.2 zeigt die Messprozedur für die Grundlagenuntersuchungen innerhalb des zweiten Blocks. Zuerst wird der überstöchiometrische Betriebspunkt solange gehalten, bis alle Messwerte einen stationären Wert erreicht haben. Danach beginnt die Messprozedur. Diese setzt sich aus 3 s überstöchiometrischem Motorbetrieb, 14,5 s unterstöchiometrischem Motorbetrieb und abschließend wieder 12,5 s überstöchiometrischem Motorbetrieb zusammen. Wichtig für die Grundlagenuntersuchungen ist eine ausreichende unterstöchiometrische Betriebszeit, welche deshalb mit 14,5 s ausreichend lange gewählt ist, vgl. [69] und [70].

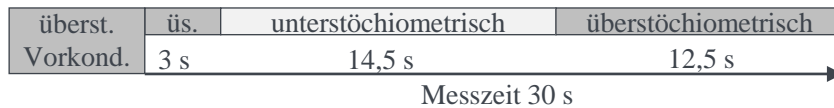


Abbildung 5.2: Messprozedur

### 5.1.3 Methodik der Einzelparametervariation

Die Einzelparametervariationen werden für die Messungen innerhalb des zweiten Blocks der in Abbildung 5.1 beschriebenen Messmethodik eingesetzt. Ziel ist es, grundlegendes Verständnis von Auswirkungen einzelner Einflussgrößen auf das unterstöchiometrische Brennverfahren im niedrigen Teillastbetrieb zu erhalten. Deshalb wird für diesen Block nur die minimale Anzahl an Einspritzungen, die für diesen Motorbetrieb benötigt wird, eingesetzt. Hierbei handelt es sich um zwei Einspritzungen. Damit stehen im Rahmen der Einspritzstrategie folgende Variationsparameter zur Verfügung:

- Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung ( $ESZ_{HE}$ )
- Einspritzzeitpunkt Nacheinspritzung ( $ESZ_{NE}$ )
- Massenverhältnis Haupteinspritzung (HE) zu Nacheinspritzung (NE) ( $m_{HE}/m_{NE}$ ), bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis

Ausgehend von diesen wird immer nur ein Parameter pro Variation geändert. Alle Regler, die zu einem Eingriff in das Drehmoment führen, werden deaktiviert. Dies bedeutet, dass das Motordrehmoment während einer Messung nicht geregelt wird, sondern sich aus den Einspritzparametern und der Luftmasse ergibt. Beide Größen werden innerhalb des unterstöchiometrischen Betriebs konstant gehalten. Die Luftmasse wird über die Drosselklappe eingestellt. Die Regelung erfolgt über das Motorsteuergerät. Das Ziel ist es, das Systemverhalten auf die Sprungvorgabe von Luft- und Kraftstoffmasse bewerten zu können, wie beispielhaft in Abbil-

dung 5.3 dargestellt. Durch den unterstöchiometrischen Motorbetrieb ergibt sich eine Koppelung zwischen Luft- und Kraftstoffmasse. Im niedrigen Motorlastbereich hängt dadurch das Drehmoment ebenfalls von der Luftmasse ab, da so viel Kraftstoff eingespritzt werden muss, bis sich ein unterstöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis einstellt. Mit steigender interner Restgasrate erhöht sich das Androsselungspotenzial des Motors, weshalb die drei Größen Kraftstoffmasse, Luftmasse und interne Restgasrate stark miteinander verknüpft sind. Für einen unterstöchiometrischen Motorbetrieb müssen sie immer aufeinander abgestimmt werden.

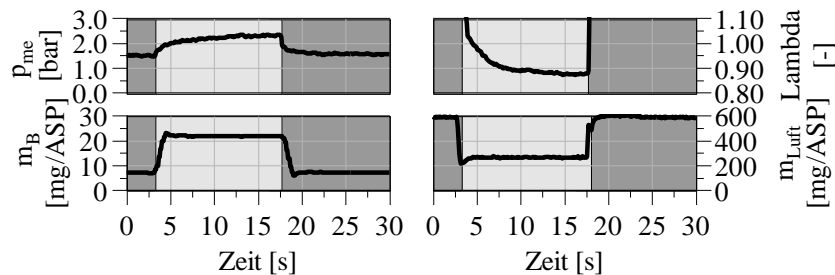


Abbildung 5.3: Sprungvorgabe Luft- und Kraftstoffmasse

Sie werden im Rahmen der Einzelparametervariation untersucht. Des Weiteren werden ausgehend von einem stabilen Betriebspunkt, der über die drei Größen auf der linken Seite in Abbildung 5.4 eingestellt wird, die Parameter der rechten Seite variiert.

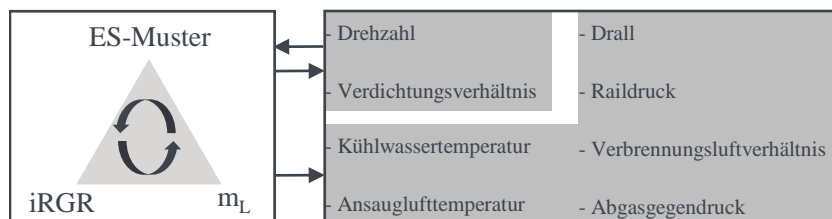


Abbildung 5.4: Übersicht Versuchsgrößen

#### 5.1.4 Methodik der Potenzialabschätzung

Das Ziel innerhalb der Potenzialabschätzung ist, ein unterstöchiometrisches Brennverfahren zu entwickeln, das aus folgenden Kriterien den optimalen Kompromiss darstellt:

- Geringes Drehmoment und geringe Drehmomentenschwankung
- Hohe Verbrennungsstabilität und niedrige Rußemissionen
- Geeigneter Abgastemperaturverlauf
- Hoher Umsetzungswirkungsgrad und geringer Kraftstoffverbrauch

Im Unterschied zur Einzelparametervariation wird an dieser Stelle versucht, einen möglichst gleichmäßigen Drehmomentenverlauf über die gesamte Messzeit zu erreichen. Dies erfordert eine Anpassung der Kraftstoffparameter während des unterstöchiometrischen Betriebs. Die Anpassung erfolgt mittels Vorsteuerung der Kraftstoffmassen. Zudem wird der Parameterraum der Einspritzungen erweitert. Mehrfacheinspritzstrategien werden untersucht. Dabei werden folgende Einspritzungen betrachtet:

- Voreinspritzung
- Haupteinspritzung
- Angelagerte Nacheinspritzung
- Nacheinspritzung

Bei jeder Einspritzung kann jeweils die Masse sowie der Einspritzzeitpunkt variiert werden. Dies führt zu einer großen Anzahl an möglichen Kombinationen. Das Vorgehen bei der Entwicklung der Einspritzstrategie ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Dabei wird ein Betriebspunkt

mit relativ geringem Drehmoment, hoher Verbrennungsstabilität und geeigneter Abgastemperatur aus den Erkenntnissen der Grundlagenuntersuchungen abgeleitet. Dieser dient als Startpunkt für die Entwicklung der Mehrfacheinspritzstrategie. Da der beste Kompromiss zwischen den einzelnen Zielgrößen nicht unbedingt bei der geringsten Luftmasse liegt, ist es notwendig für die Potenzialabschätzung die Luftmasse ebenfalls als Variationsgröße zu betrachten. Für den Vergleich zwischen der Ventiltriebskonfiguration mit zweitem Auslassventilhub und konventionellem Ventiltrieb werden zwei Einspritzstrategien entwickelt. Das Vorgehen ist für beide Strategien, bis auf das Anpassen der Restgasrate, identisch. Für die zu entwickelnden Betriebspunkte wird aus den Grundlagenuntersuchungen ein geeigneter Startpunkt abgeleitet. Ausgehend von diesem erfolgt zuerst eine Abrasterung der Voreinspritzung, in der sowohl die Kraftstoffmasse als auch der Einspritzzeitpunkt variiert werden. Die Kraftstoffmasse, die der Voreinspritzung zugeführt wird, wird der Haupteinspritzung abgezogen. Das Verbrennungsluftverhältnis wird über alle Messreihen konstant gehalten. Aus den Ergebnissen dieser Abrasterung wird die beste Einspritzstrategie ausgewählt. Mit dieser erfolgt im nächsten Schritt eine Abrasterung der angelagerten Nacheinspritzung. Dabei werden ebenfalls der Einspritzzeitpunkt und die Einspritzmasse variiert. Die Massendifferenz wird ebenfalls der Haupteinspritzung zu- oder abgeführt. Im Anschluss wird die beste Einspritzstrategie ausgewählt und eine Variation des Nacheinspritzzeitpunktes vorgenommen. Mit angepasstem Nacheinspritzzeitpunkt wird durch eine Optimierungsschleife erneut die Vor-, die angelagerte Nach- und die Nacheinspritzung angepasst. Danach werden die Luftmasse und die Restgasrate nochmals variiert und es erfolgt eine weitere Anpassung der Einspritzstrategie. Das Ergebnis liefert das in dieser Arbeit gefundene Optimum. Im Anschluss erfolgt eine Robustheitsüberprüfung des Brennverfahrens. Damit soll die Eignung für den realen Motorbetrieb bezüglich Störanfälligkeiten und Regelgüte untersucht werden.

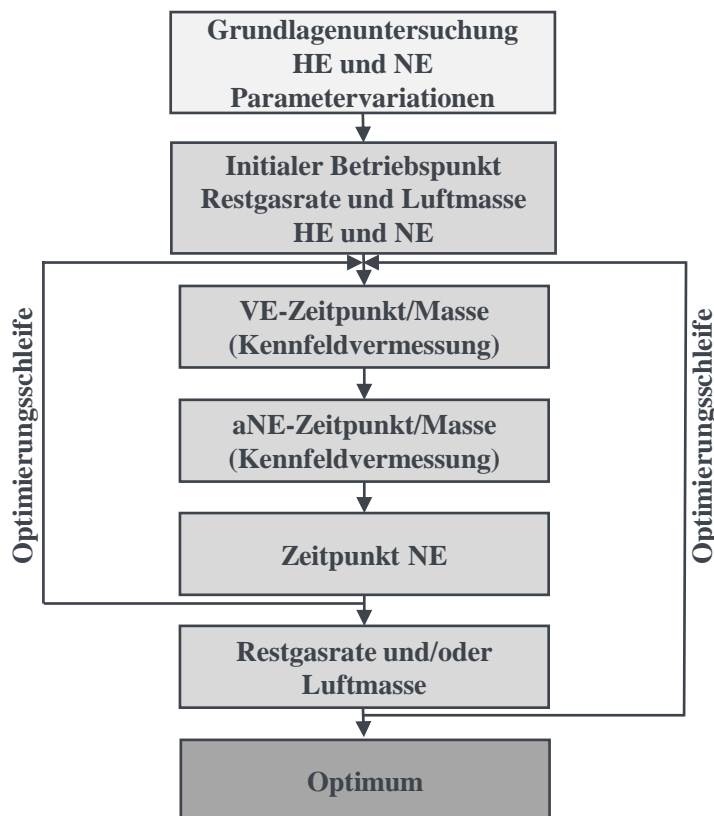


Abbildung 5.5: Vorgehensweise bei der Potenzialabschätzung für die Entwicklung eines unterstöchiometrischen Brennverfahrens

Zur Überprüfung der entwickelten Betriebspunkteinstellungen wird das Abgasnachbehandlungssystem montiert. Eine zweite Abgasmessanlage misst die Abgasemissionen nach NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator, siehe Abbildung 4.1. Der Abgleich der Abgasmessanlagen ist Anhang 8.8 zu entnehmen. Die Einstellwerte entsprechen exakt den Betriebspunkteinstellungen

ohne verbauten NSK. Vor den Messungen wird der Dieselpartikelfilter regeneriert. Um einen definierten Zustand des NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysators zu erreichen, wird er so oft regeneriert, bis sich ein gleichbleibendes Verhalten in den NO<sub>x</sub>-Emissionen nach erfolgter Regeneration zeigt. Abbildung 5.6 zeigt dieses Verhalten schematisch. Die gestrichelte Linie in der Abbildung stellt das NO<sub>x</sub>-Niveau des annähernd leeren Katalysators dar. Ausgehend von dem leeren Zustand wird der Katalysator befüllt, bis sich ein stationärer Zustand der Emissionen nach dem Katalysator einstellt. Daraufhin wird mit der gewünschten Regenerationsdauer regeneriert. Problematisch bei diesem Vorgehen ist die Temperatur des NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysators. Dieser besitzt durch die vorherigen Regenerationen bereits ein gewisses Temperaturniveau, was sich bei der Betrachtung einzelner Fettsprünge nicht vermeiden lässt.

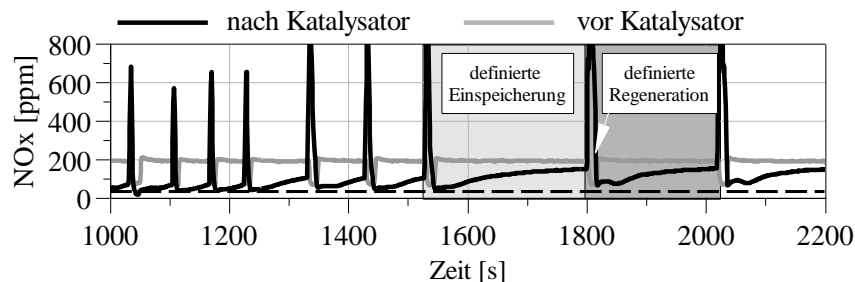


Abbildung 5.6: Einspeicher- und Regenerationsphase mit montiertem NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator

Im Rahmen dieser Arbeit ist diese Vorgehensweise hinreichend genau, da es primär um die Funktionsüberprüfung der entwickelten Betriebspunkte mit verbautem Katalysator geht. Entsprechende Regenerationsstrategien werden beispielsweise in [69] und [70] untersucht.

### 5.1.5 Messdatenauswertung und Bewertungskriterien

Dieses Unterkapitel beschreibt die Messdatenauswertung, die Vorgehensweise und die verwendeten Programme. Die Messdatenauswertung lässt sich in zwei Hauptbereiche gliedern. Der erste Bereich beinhaltet die Auswertung mittels der Prüfstandsautomatisierung in Morphee gemessenen, zeitbasierten Messdaten. Der zweite Bereich umfasst die über das Indiziersystem IndiGO erfassten kurbelwinkelbasierten Messdaten. Abbildung 5.7 zeigt schematisch das Vorgehen bei der Messdatenauswertung. Die zeitbasierten Daten werden in Uniplot über ein automatisiertes Skript aufbereitet und grafisch dargestellt. Die kurbelwinkelbasierten Indizierdaten werden in einem Matlabskript in verschiedene Arbeitsspielbereiche aufgeteilt. Da dynamisch gemessen wird, können immer nur bestimmte Arbeitsspielbereiche gemittelt werden. Eine gesamte Mittelung der Arbeitsspiele über den Messzeitraum ist nicht sinnvoll.

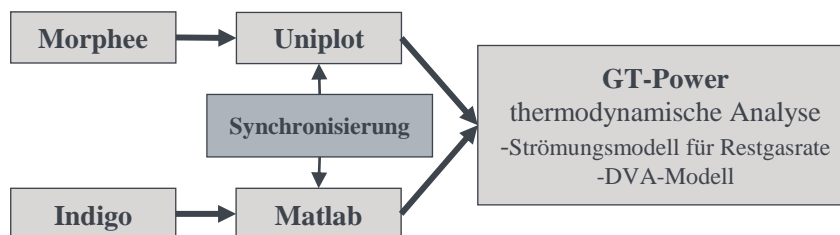


Abbildung 5.7: Schema Messdatenauswertung

Die drei Hauptphasen, die während einer dynamischen Messung vorliegen, sind die erste Phase vor der Einleitung des unterstöchiometrischen Motorbetriebs. Die zweite Phase beinhaltet das Aufwärmverhalten während des unterstöchiometrischen Motorbetriebs und die dritte Phase ist im Anschluss an die Aufwärmphase, der eingeschwungene Systemzustand. In der letzten Phase finden fast keine dynamischen Änderungen mehr statt. Unter schlechten Randbedingungen ist es möglich, dass der eingeschwungene Zustand nicht erreicht wird. Eine Mittelung der Arbeitsspiele ist nur in der ersten Phase und der dritten Phase sinnvoll. Während des Aufwärmverhaltens ändert sich der Systemzustand von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel. In



diesem Bereich müssen die Einzelarbeitsspiele betrachtet werden. Das Matlabskript berechnet zusätzlich die Heizverläufe und die Indizierkennwerte in den entsprechenden Bereichen. Dies ermöglicht eine schnelle Bewertung verschiedener Betriebspunkteinstellungen. Die schnelle Heizverlaufsrechnung erfolgt mittels des ersten thermodynamischen Hauptsatzes, der thermischen Zustandsgleichung und der Massenbilanz. Für den Polytropenexponent wird ein linearer Ansatz mit geschätzter Temperatur gewählt. Die Herleitung der schnellen Heizverlaufsrechnung ist in [71] beschrieben. Die vollständige thermodynamische Analyse erfolgt für das Strömungsverhalten mit dem Programm GT-Power der Fa. Gamma Technologies und für die Druckverlaufsanalyse mit dem FKFS UserCylinder, da die Daten somit direkt für die simulativen Untersuchungen im richtigen Format vorliegen. Der FKFS UserCylinder ist dabei in das Strömungsmodell von GT-Power integriert. Während der Berechnung wird das Strömungsmodell mit der Druckverlaufsanalyse gekoppelt. Dadurch wird automatisch die Gaszusammensetzung zu Beginn der Hochdruckphase aus dem Strömungsmodell bezogen. Eine detaillierte Beschreibung des Ablaufs und der Berechnung der Druckverlaufsanalyse ist in [72] [73] zu finden. Der verwendete Modellansatz zur Berechnung der Stoffwerte wurde in [74] vorgestellt. Für die vollständige Analyse ist eine Synchronisierung der kurbelwinkelbasierten und der zeitbasierten Messdaten notwendig. Die thermodynamische Analyse benötigt den Kraftstoffmassenstrom, den Luftmassenstrom, den effektiven Mitteldruck, den Raildruck, die Kühlwassertemperaturen, die Temperaturen im Einlass- und Auslasskanal und die Abgasemissionen. Für die Berechnung ist in GT-Power ein Einzylindermodell aufgebaut, welches die Geometrie des Versuchsmotors abbildet. Damit stellt es einen Freischnitt aus dem Gesamtmotormodell dar. An den freien Enden des Modells werden die im Versuch gemessenen Drücke der Niederdruckindizierung vorgegeben. Abbildung 5.8 zeigt schematisch den Aufbau des GT-Power Modells. Die Position der Drucksensoren entspricht exakt der Einbauposition im Motor. Die Rohrstücke werden in GT-Power entsprechend der Ein- und Auslasskanalgeometrie am Versuchsmotor nachmodelliert und entsprechend parametrieren. Die Parametrierung erfolgt mit Hilfe von Messdaten.

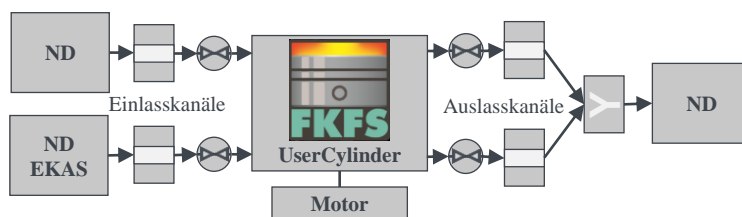


Abbildung 5.8: GT-Power Strömungsmodell und FKFS UserCylinder

Vor und nach dem UserCylinder befinden sich die Ein- und Auslassventile mit den entsprechenden Ventilhubkurven und Durchflussbeiwerten. Die Durchflussbeiwerte werden mit einem Versuchsaufbau auf einem Blasprüfstand ermittelt. Die Abstimmungsparameter der Druckverlaufsanalyse werden anhand der Messdaten abgestimmt. Für die Abstimmung des Wandwärmemodells werden unterschiedliche Wandwärmeeansätze anhand charakteristischer Messpunkte miteinander verglichen. Als charakteristische Messpunkte dienen Messpunkte mit und ohne Nacheinspritzung. Die Messpunkte ohne Nacheinspritzung sind so ausgewählt, dass sie die typische teilhomogene Verbrennung in einer geringen Zylinderdichte abbilden, wie sie auch während eines Fettsprungs vorliegen. Bei den Messpunkten mit Nacheinspritzung im unterstöchiometrischen Betriebsmodus werden verschiedene Restgasraten und Luftmassen zur Analyse verwendet, dabei ist es wichtig, dass eine möglichst vollständige Umsetzung des Kraftstoffs erfolgt. Als Abstimmungskriterium werden der Wandwärmeverlauf, das Integral des Wandwärmeverlaufs und die Energiebilanz verglichen. Dabei zeigt sich, dass der Wandwärmeeansatz nach Woschni-Huber ([75]) die besten Ergebnisse in der Energiebilanz liefert. Dieser Wandwärmeeansatz wird auch für die Auswertungen verwendet. Das Verdampfungsmodell wird für den verwendeten Kraftstoff angepasst.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die folgenden Definitionen eingeführt. Die Definition der Energiebilanz ist in Gl. 5.1 zu sehen. Bei dieser Definition wird die maximal freigesetzte Energie des Summenbrennverlaufes gegenüber der eingebrachten Kraftstoffenergie bilanziert. Auf

eine Bilanzierung der im Abgas enthaltenen Energie über die Abgasemissionen wird absichtlich verzichtet. Aufgrund der späten Nacheinspritzung während des Fettsprungs kann es dazu kommen, dass während die Auslassventile öffnen, die Wärmefreisetzung noch nicht abgeschlossen ist. Dies würde zu unplausiblen Energiebilanzen führen, da die im Kraftstoff gebundene Energie zum Zeitpunkt Auslassventil-Öffnet noch nicht erfasst wurde und zum Zeitpunkt der Abgasmessung nicht mehr als unverbrannter Kraftstoff gemessen wird.

$$\text{Energiebilanz} = \frac{\text{MAX}(Q_B)}{m_B \times H_U} \quad \text{Gl. 5.1}$$

$Q_B$	Wärme Summenbrennverlauf
$m_B$	Brennstoffmasse
$H_U$	unterer Heizwert

Als Kontrollgröße für den eingebrachten Kraftstoff wird die Kohlenstoffbilanz aus Gl. 5.2 herangezogen. Es werden die Kohlenstoffatome, die sich in den Abgasemissionen befinden, mit den Kohlenstoffatomen, die durch die Kraftstoffmasse eingebracht werden, verglichen. Bei der Bewertung der Ergebnisse muss auch der Kraftstoffanteil berücksichtigt werden, der aufgrund der Ölverdünnung nicht im Abgas gemessen wird. Dieser Teil kann durch die in dieser Arbeit durchgeführten Messungen abgeschätzt werden. Eine direkte Messung ist nicht möglich.

$$\text{Kohlenstoffbilanz} = \frac{n_{c_{Abgas}}}{n_{c_{Kraftstoff}}} \quad \text{Gl. 5.2}$$

$n_c$	Stoffmenge Kohlenstoff
-------	------------------------

Zur Beschreibung der Güte der Kraftstoffumsetzung im unterstöchiometrischen Motorbetrieb wird der Sauerstoffumsetzungsgrad  $\eta_{O_2}$  in Gl. 5.3 eingeführt. Als Bezugswert wird 1 % Restsauerstoffgehalt im Abgas gewählt. Die Gleichung gilt nur für den unterstöchiometrischen Motorbetrieb. Je geringer ihr Wert ist, desto schlechter ist die Kraftstoffumsetzung, was in sehr hohen HC-Emissionen resultiert.

$$\eta_{O_2} = \frac{1}{O_2} \quad \text{Gl. 5.3}$$

$O_2$	Sauerstoffkonzentration im Abgas
-------	----------------------------------

Die Definition der internen Restgasrate ist in Gl. 5.4 beschrieben. Die Gesamtzylindermasse nach dem Schließen der Einlassventile wird über das Strömungsmodell in GT-Power berechnet. Die berechnete Luftmasse des Strömungsmodells dient gleichzeitig als Kontrollgröße für den Messwert des Luftmassenmessers.

$$\text{iRGR} = 1 - \frac{m_{L_{EV}} + m_{e_{AGR}}}{m_{Zyl_{tot}}} \quad \text{Gl. 5.4}$$

$m_{L_{EV}}$	Frischlufthmasse die über das Einlassventil strömt
$m_{e_{AGR}}$	Masse der externen Abgasrückführung
$m_{Zyl_{tot}}$	Gesamtmasse im Zylinder bei Einlassventil-Schließt

Unter der Verbrennungsstabilität wird in dieser Arbeit die Standardabweichung des effektiven Mitteldrucks verstanden. Die Berechnung ist in Gl. 5.5 zu sehen.



$$\sigma_{pmi} = \sqrt{\frac{1}{n-1} * \sum_{i=1}^n (pmi_i - \overline{pmi})^2} \quad \text{Gl. 5.5}$$

mit

$$\overline{pmi} = \frac{1}{n} * \sum pmi \quad \text{Gl. 5.6}$$

n                                    Anzahl Arbeitsspiele  
 i                                    fortlaufender Zähler der Arbeitsspiele  
 pmi                                indizierter Mitteldruck

In dieser Arbeit werden drei verschiedene Verbrennungsluftverhältnisse unterschieden. Die Berechnung des theoretischen Verbrennungsluftverhältnisses ist in Gl. 5.7 dargestellt.

$$\lambda_{theo} = \frac{m_{Luft}}{L_{st} * m_B} \quad \text{Gl. 5.7}$$

$m_{Luft}$     Luftmasse die vom Luftmassenmesser gemessen wird  
 $m_B$                                 Kraftstoffmasse  
 $L_{st}$                                 stöchiometrischer Luftbedarf

Das Verbrennungsluftverhältnis nach Brettschneider  $\lambda_{Brett}$  wird über die gemessenen Abgasemissionen berechnet. Die Berechnung ist in [76] beschrieben. Als drittes Verbrennungsluftverhältnis gibt es das gemessene Verbrennungsluftverhältnis der Lambdasonde  $\lambda_{Sonde}$ . Der Versuchsmotor verfügt über zwei Lambda-Breitbandsonden. Diese sind vor und nach Katalysator angeordnet.

Die in dieser Arbeit verwendete Definition des 50%-Umsatzpunktes (U50) gibt an, bei welchem Kurbelwinkel 50 % der Zylinderladung verbrannt sind [77]. Bei Verwendung später Nacheinspritzungen bietet sich ein Verfahren nach [78] an. Dabei wird die Umsatzpunkt-Berechnung in mehrere Ab-schnitte eingeteilt.

## 5.2 Grunduntersuchung zur Absenkung der Luftmasse

### 5.2.1 Androsselungspotenzial des Motors

In diesem Unterkapitel wird das Androsselungspotenzial des Versuchsmotors untersucht. Dafür wird bei mehreren zweiten Auslassventilhub-Stellungen und einer Motordrehzahl von 1500 1/min sukzessive die Frischluftmasse verringert. Die Stellgröße ist die Drosselklappe. Ausgehend von voll geöffnet wird sie stufenweise geschlossen. Das Einspritzprofil besteht aus einer Haupteinspritzung. Der Einspritzzeitpunkt wird so gewählt, dass sich ein wirkungsgradoptimaler U50 von 8 °KWnOT ergibt. Die Betriebspunkte werden stationär betrieben und im eingeschwungenen Zustand gemessen. Die Messzeit und die Mittelungszeit der Messdaten beträgt 30 s. Abbildung 5.9 zeigt die minimal möglich darstellbare Frischluftmasse bei mehreren zweiten Auslassventilhub-Stellungen. Entscheidend für das Androsselungspotenzial ist die Verbrennungsstabilität, wird diese zu instabil, kann die Frischluftmasse nicht weiter abgesenkt werden. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Androsselungspotenzial mit steigendem zweitem Auslassventilhub zunimmt. Mit konventionellen Steuerzeiten (0.000 mm Auslassventilhub) ergibt sich eine geringste Frischluftmasse von 211 mg/ASP. Bei einem zweiten Auslassventilhub von 1,55 mm kann eine Frischluftmasse von 116 mg/ASP erreicht werden. Durch eine weitere Steigerung des zweiten Auslassventilhubs kann die Frischluftmasse nicht weiter abgesenkt werden.

Für eine gleiche U50-Lage muss mit zunehmendem zweitem Auslassventilhub später eingespritzt werden. In Abbildung 5.9 sind an den Messpunkten mit geringster Luftmasse jeweils die korrespondierenden internen Restgasraten angegeben. Dabei ist zu erkennen, dass bereits bei einem zweiten Auslassventilhub von 1,55 mm die interne Restgasrate 62 % beträgt. Bei den Messpunkten mit höheren Frischluftmassen nehmen die internen Restgasraten bei gleichem zweitem Auslassventilhub aufgrund der Druckdifferenz von Ansaug- zu Abgasdruck ab.

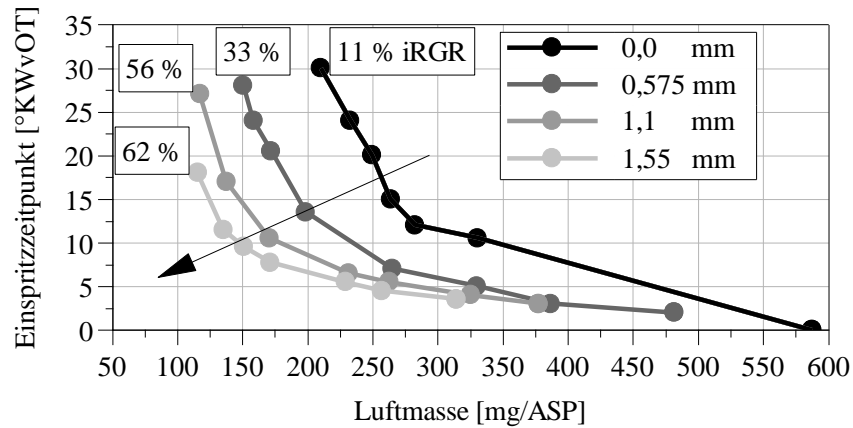


Abbildung 5.9: Luftmassenreduktion bei verschiedenen 2<sup>ten</sup> AVH

Abbildung 5.10 zeigt einen thermodynamischen Vergleich von zwei unterschiedlichen zweiten Auslassventilhüben bei gleicher Luft- und Kraftstoffmasse. Die internen Restgasraten betragen 10 % und 25 %. Der Einspritzzeitpunkt muss bei der 10 % iRGR-Messung um 8 °KW früher erfolgen, um eine annähernd gleiche U50-Lage zu erreichen. Diese liegt bei der Messung mit 10 % iRGR bei 7,1 °KWnOT und bei der Messung mit 25 % iRGR bei 7,7 °KWnOT. Die Messung mit höherer interner Restgasrate enthält eine höhere Massenmitteltemperatur  $T_m$  und einen höheren Zylinderdruck  $p_{Zyl}$  während der Kompressionsphase. Die Charakteristik beider Wärmefreisetzungen entspricht der einer typischen teilhomogenen Verbrennung, vgl. Kapitel 3.2. Die Niedertemperaturreaktionen sind in beiden Brennverläufen  $dQ_B$  zu erkennen.

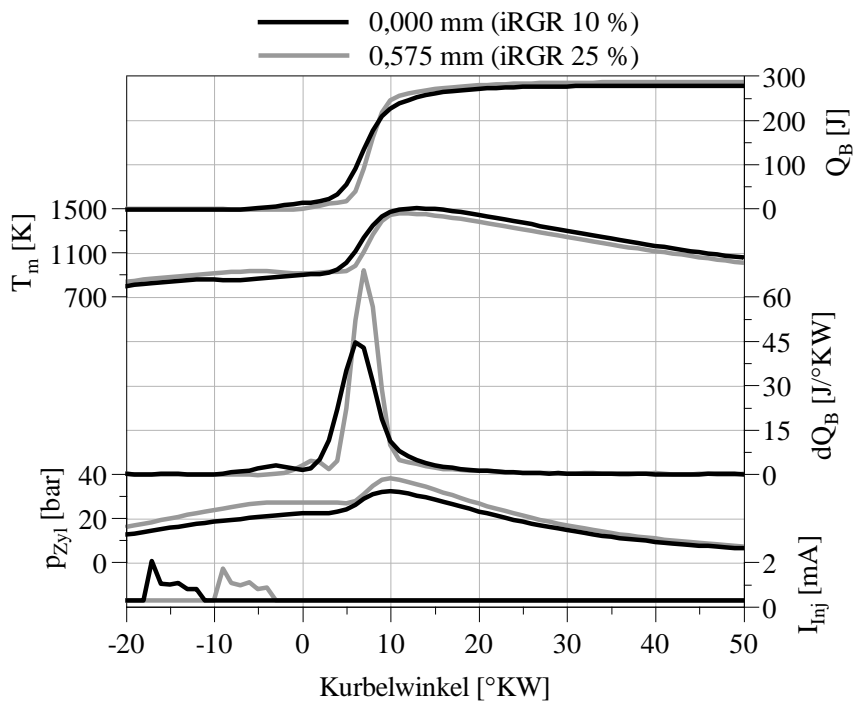


Abbildung 5.10: 1500 1/min, DVA, Vergleich 10 % iRGR vs. 25 % iRGR, mL 265 mg/ASP,  $\lambda_{Sonde}$  2,6

Die Messung mit 10 % iRGR zeigt trotz längerer Gemischaufbereitungszeit und niedrigerem Inertgasanteil eine längere Brenndauer. Gleiches Verhalten ergibt sich während der Luftmassenvariation mit konstantem zweitem Auslassventilhub und konstanter Kraftstoffmasse, siehe Abbildung 5.11. Mit abnehmender Luftmasse und abnehmendem Zylinderdruck während der Kompressionsphase muss der Einspritzzeitpunkt, für eine gleiche U50-Lage, zu einem früheren Kurbelwinkel erfolgen. Trotz des früheren Einspritzzeitpunkts und der längeren Gemischaufbereitungszeit verlängert sich die Brenndauer. Durch die längere Gemischaufbereitungszeit kommt es bei geringeren Luftmassen zu einer Ausmagerung des Gemischs. Ein Hinweis drauf sind die zunehmenden Kohlenwasserstoffemissionen mit abnehmender Luftmasse. Das Verbrennungsluftverhältnis des Messpunktes mit geringster Luftmasse beträgt 2,3. Der Bereich der Niedertemperaturreaktionen wird mit steigender Luftmasse kürzer.

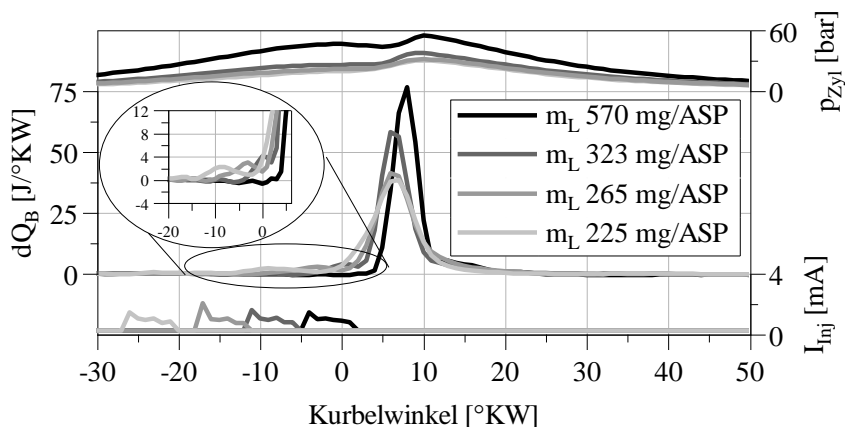


Abbildung 5.11: 1500 1/min, Luftmassenvariation, inaktiver 2<sup>ter</sup> AVH

Zusammenfassend kann postuliert werden, dass der zweite Auslassventilhub das Androsselungspotenzial des Motors erhöht. Dementsprechend kann im Vergleich mit einem konventionellen Ventiltrieb die Luftmasse stärker reduziert werden.

### 5.2.2 Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses

Ausgehend von den Betriebspunkten mit den geringsten Frischluftmassen aus Kapitel 5.2.1 wird in diesem Unterkapitel untersucht, ob ein sinnvoller unterstöchiometrischer Motorbetrieb für die NOx-Speicherkatalysatorregeneration mit nur einer Haupteinspritzung möglich ist.

Um einen unterstöchiometrischen Teillastbetrieb mit nur einer Einspritzung darstellen zu können, ist eine möglichst geringe Frischluftmasse erforderlich. Die Frischluftmasse und die Kraftstoffmasse sind über das Verbrennungsluftverhältnis miteinander verknüpft. Entsprechend ist das Drehmoment an die Kraftstoffmasse gekoppelt. Daraus ergibt sich, dass das geringste Drehmoment mit einer Einfacheinspritzstrategie bei der geringsten Frischluftmasse zu erwarten ist. Abbildung 5.12 zeigt für die verschiedenen zweiten Auslassventilhübe und den entsprechend geringsten Frischluftmassen eine Erhöhung der Kraftstoffmasse. Die Startpunkte der Variation sind die Messpunkte mit höheren Verbrennungsluftverhältnissen, außerdem sind sie mit den internen Restgasraten beschriftet. Ausgehend von diesen wird die Kraftstoffmasse sukzessive erhöht. Mit zunehmender Kraftstoffmasse steigt der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  an. Ohne zweiten Auslassventilhub kann das Verbrennungsluftverhältnis ab einem Wert von 1,37 aufgrund des maximalen Druckgradienten nicht weiter abgesenkt werden. Eine Spätverstellung des Einspritzzeitpunktes ist aufgrund der Verbrennungsstabilität nicht möglich. Mit höheren internen Restgasraten lassen sich tendenziell niedrigere Verbrennungsluftverhältnisse erreichen.

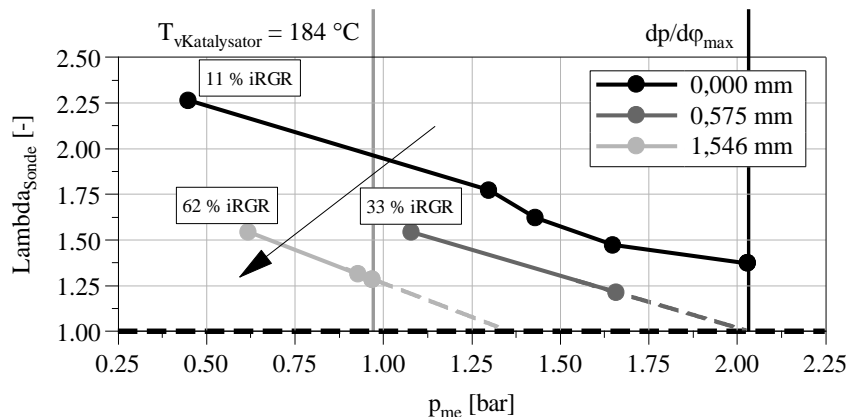


Abbildung 5.12: Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses bei unterschiedlichen 2<sup>ten</sup> Auslassventilhüben

Die Abgastemperaturen befinden sich jedoch auf einem sehr geringen Niveau. Bei einem zweiten Auslassventilhübe von 1,55 mm und einem Verbrennungsluftverhältnis von 1,28 beträgt sie lediglich 184 °C vor Katalysator. Damit liegt sie deutlich unter der für eine ausreichende NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysatorregeneration benötigte Temperatur [79] [80] [69] [81]. Ein unterstöchiometrischer Regenerationsbetrieb für den unteren Teillastbereich mit nur einer Einspritzung erscheint deshalb nicht sinnvoll. In seinen theoretischen Untersuchungen zeigte [79] außerdem die Notwendigkeit einer Aufteilung der Einspritzmasse bezüglich Vorteilen in den Rußemissionen.

Abbildung 5.13 zeigt das Zuschalten einer Nacheinspritzung. Die Nacheinspritzmasse wird in zwei Milligramm-Schritten erhöht. Der Nacheinspritzzeitpunkt liegt bei 20 °KWnOT. Ein späterer Einspritzzeitpunkt garantiert keine zuverlässige Zündung. Die Messungen erfolgen weiterhin im stationären Betrieb. Die Haupteinspritzmasse beträgt 5,2 mg/ASP und wird konstant über die Messreihe gehalten. Bei einer Nacheinspritzmasse von 4 mg/ASP wird das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{Sonde}$  unterstöchiometrisch. Der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  beträgt 1,3 bar und die Abgastemperatur vor Katalysator 190 °C.

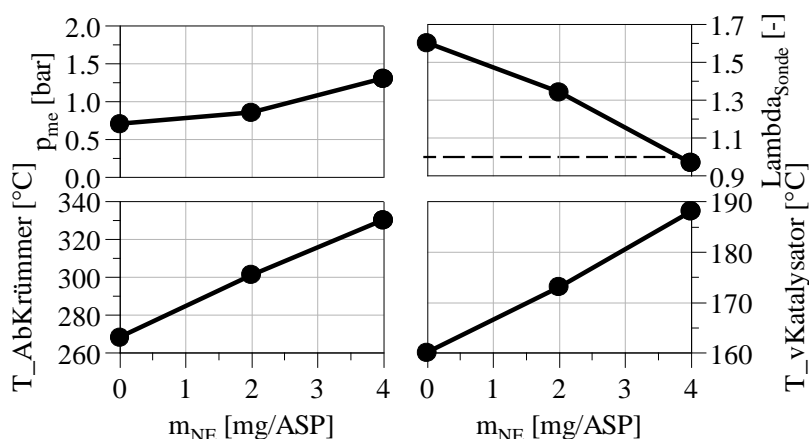


Abbildung 5.13: 1500 1/min, Messgrößen  $m_{NE}$ -Variation, iRGR 60 %,  $m_{Luft}$  125 mg/ASP

Abbildung 5.13 verdeutlicht, dass für die Entwicklung einer effektiven NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysatorregenerationsstrategie im unteren Teillastbetrieb mit hohen internen Restgasraten eine Mehrfacheinspritzstrategie erforderlich ist. Mit hohen internen Restgasraten und minimaler Frischluftmasse gelingt es, den unterstöchiometrischen Betrieb bei relativ geringem effektivem Mitteldruck darzustellen, jedoch befindet sich die Abgastemperatur vor dem NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator auf einem sehr geringen Niveau. Daraus lässt sich ableiten, dass eine effektive NSK-Regeneration im unteren Teillastbetrieb nicht zwingend bei der geringsten Luftmasse zu erwarten ist.

Abbildung 5.14 zeigt die entsprechenden Brennverläufe  $dQ_B$  der drei Messungen mit den unterschiedlichen Nacheinspritzmassen. Die Frischluftmasse und die interne Restgasrate sind in allen drei Messpunkten gleich. Die Gaszusammensetzung der internen Restgasrate ändert sich mit der Nacheinspritzmasse. Je höher diese wird, desto mehr Inertgas ist enthalten. Bei der Messung mit understöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{\text{Sonde}}$  ist neben dem Inertgas ein gewisser Teil unverbrannter Kraftstoff enthalten. Durch den im zurückgesaugten Abgas enthaltenen Inertgasanteil kommt es mit steigender Nacheinspritzmasse zu längeren Brenndauern und geringeren maximalen Brennraten. Dies bedeutet, dass bei hohen internen Restgasraten eine Rückkopplung ausgehend von der Nacheinspritzung auf den Verlauf der Haupteinspritzung entsteht. Diese Rückkopplung gewinnt mit sinkendem Verbrennungsluftverhältnis an Bedeutung.

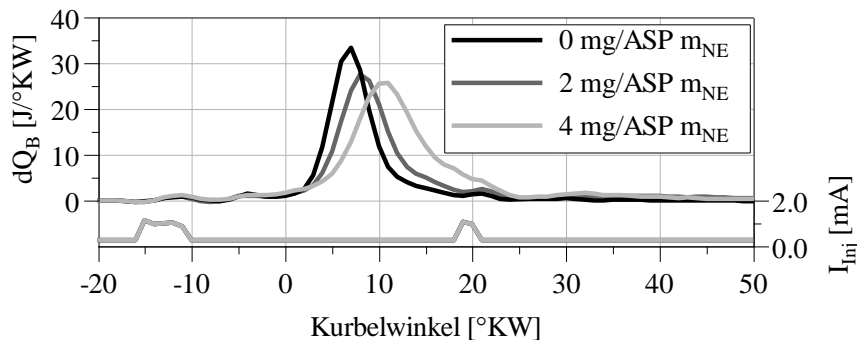


Abbildung 5.14: 1500 1/min, Brennverlauf  $m_{\text{NE}}$ -Variation,  $i\text{RGR}$  60 %, Zyl. 1

### 5.2.3 Dynamischer Betriebsartenwechsel

Die Untersuchungen in den Unterkapiteln 5.2.1 und 5.2.2 fanden im stationären Motorbetrieb statt. Die Betriebspunkte wurden im eingeschwungenen Zustand gemessen und dementsprechend ausgewertet. In diesem Unterkapitel wird der dynamische Betriebsartenwechsel eingeführt. Die genaue Vorgehensweise und die Messprozedur sind bereits in Unterkapitel 5.1.2 beschrieben. Dabei wird zur Vorkonditionierung zuerst ein stationärer überstöchiometrischer Betriebspunkt eingestellt. Im nächsten Schritt erfolgt das Umschalten in den understöchiometrischen Motorbetrieb und im Anschluss nach Ablauf einer definierten Zeit wird wieder zum überstöchiometrischen Ausgangsbetriebspunkt zurückgeschaltet. Die Messungen in Abbildung 5.15 besitzen alle die gleiche Haupteinspritzmasse von 7 mg/ASP. Der zweite Auslassventilhub ist bei allen Messungen inaktiv.

Die Messung „ECU stationär“ enthält keinen Betriebsartenwechsel, befindet sich im eingeschwungenen stationären Betriebszustand und enthält nur eine Haupteinspritzung. Dadurch liegt die gesamte Messzeit ein überstöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis vor. Die Haupteinspritzmasse beträgt 7 mg/ASP.

Die Messung „ECU dynamisch“ enthält in den ersten drei Sekunden eine höhere Luftmasse im Vergleich zu der Messung „ECU stationär“. Nach drei Sekunden erfolgt ein Betriebsartenwechsel vom ungedrosselten in den angedrosselten Motorbetrieb, der lediglich durch eine Androsselung der Luftmasse realisiert wird. Ab Sekunde drei sind die ECU-Einstellungen identisch mit denen der Messung „ECU stationär“. Die Haupteinspritzmasse beträgt 7 mg/ASP über die gesamte Betriebsdauer.

Die Messung „ECU dynamisch m. NE“ enthält einen dynamischen Betriebsartenwechsel. Innerhalb der ersten drei Sekunden sind die ECU-Einstellungen identisch mit denen der Messung „ECU dynamisch“. Nach den ersten drei Sekunden im überstöchiometrischen Motorbetrieb erfolgt die Betriebsartenumschaltung in den understöchiometrischen Motorbetrieb über das Zuschalten einer Nacheinspritzung und die Androsselung der Luftmasse. Die Haupteinspritzmasse bleibt unverändert bei 7 mg/ASP. Ab Sekunde drei besitzen alle Messungen die gleiche Luftmasse. Die ECU-Einstellung der Messung „ECU dynamisch m. NE“ unterscheidet sich lediglich durch die Nacheinspritzung von den anderen beiden Messungen.

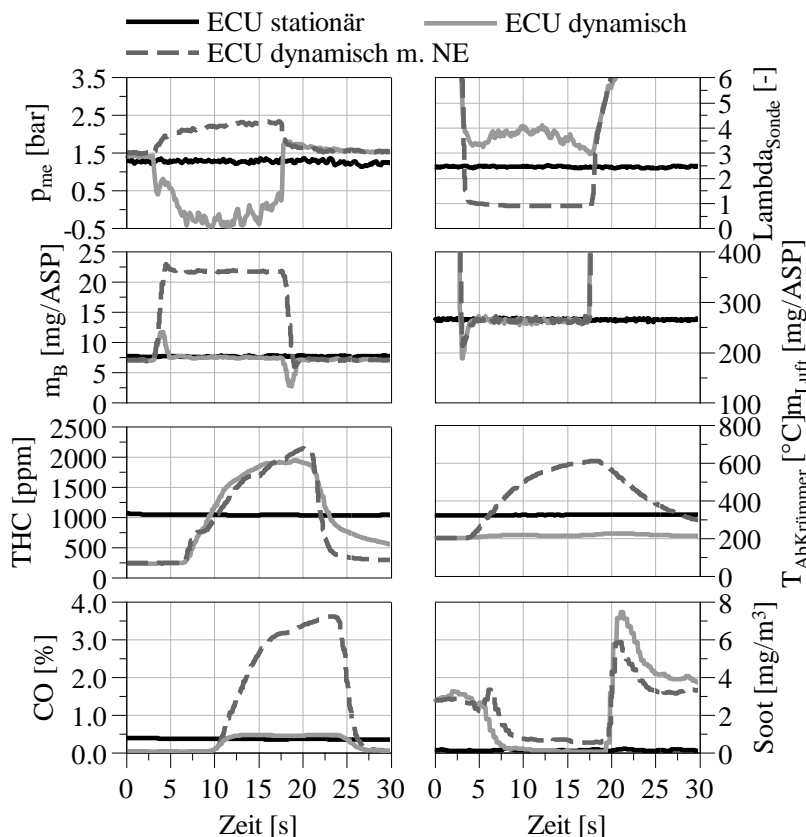


Abbildung 5.15: 1500 1/min, Messgrößen, Einfluss des Betriebsartenwechsels auf das Motorverhalten

Obwohl die Messungen „ECU stationär“ und „ECU dynamisch“ ab der dritten Sekunde exakt die gleichen ECU-Einstellungen besitzen, ergibt sich ab diesem Zeitpunkt ein unterschiedliches Motorverhalten. Daraus lässt sich die hohe Relevanz der initialen Randbedingungen ableiten. Die Messung „ECU stationär“ befindet sich in einem stationär eingeschwungenen Betriebszustand und besitzt damit ein ausreichendes Temperaturniveau für eine stabile Verbrennung. Wohingegen der Messung „ECU dynamisch“ ein ungedrosselter Motorbetrieb mit geringerem Temperaturniveau vorausgeht, was in der Abgastemperatur  $T_{\text{AbKrümmer}}$  sichtbar ist. Dieses niedrigere Temperaturniveau führt sofort nach dem Umschalten in den angedrosselten Motorbetrieb zu einem Einbruch des effektiven Mitteldrucks  $p_{\text{me}}$ . Die Verbrennung wird sehr instabil und es kommt zu Zündaussetzern einzelner Arbeitsspiele. Dies wird auch bei Betrachtung der Kohlenwasserstoffemissionen THC und des Lambdawertes deutlich. Bei der gleichen ECU-Einstellung, erweitert um eine Nacheinspritzung zur Darstellung des unterstöchiometrischen Betriebs, kommt es zu keinem Einbruch im effektiven Mitteldruck  $p_{\text{me}}$ . Mit zunehmender Zeit ist ein leichter Anstieg im effektiven Mitteldruck  $p_{\text{me}}$  zu erkennen, was auf einen Aufwärmprozess hindeutet. Die Verbrennungsstabilität ist von Anfang an gut.

Abbildung 5.16 zeigt die Auswertung der Druckverlaufsanalyse der letzten 30 Arbeitsspiele des zweiten Zeitabschnitts. Dies entspricht in Abbildung 5.15 dem Bereich von Sekunde 15,1 bis Sekunde 17,5. Im Signal der Injektoransteuerung  $I_{\text{inj}}$  sind die gleichen Einspritzzeitpunkte während der Haupteinspritzung zu erkennen. Die Messung „ECU dynamisch“ zeigt im Summenbrennverlauf  $Q_{\text{B}}$  eine deutlich geringere Wärmefreisetzung im Vergleich zur Messung „ECU stationär“, obwohl beiden Messungen die gleiche Kraftstoffenergie zugeführt wird. Daraus lässt sich schließen, dass eine unvollkommenere Umsetzung des Kraftstoffs bei der Messung „ECU dynamisch“ vorliegt. Dementsprechend steigen die Kohlenwasserstoffemissionen THC an. Die Messung „ECU dynamisch m. NE“ zeigt die höchste Wärmefreisetzung im Summenbrennverlauf  $Q_{\text{B}}$  und die kürzeste Brenndauer während der Haupteinspritzung. Dies kann auf zwei Effekte zurückgeführt werden. Zum einen gibt es auch bei inaktivem zweitem Aus-

lassventilhub einen gewissen Anteil an Restgas im Zylinder, in diesem Fall 6 %. Dieses Restgas enthält im unterstöchiometrischen Betrieb unverbrannten Kraftstoff, welcher die Zündbedingungen verbessert und Kraftstoffumsetzung der Haupteinspritzung fördert. Zum anderen wird während des Hochdruckteils des Arbeitsspiels ein höheres Temperaturniveau erreicht, was zu einem größeren Wärmeeintrag in den Brennraum führt. Durch das Aufheizen der entsprechenden Bauteile, wie der Brennraumwand oder dem Kolben, werden die Zündbedingungen für die Haupteinspritzung verbessert.

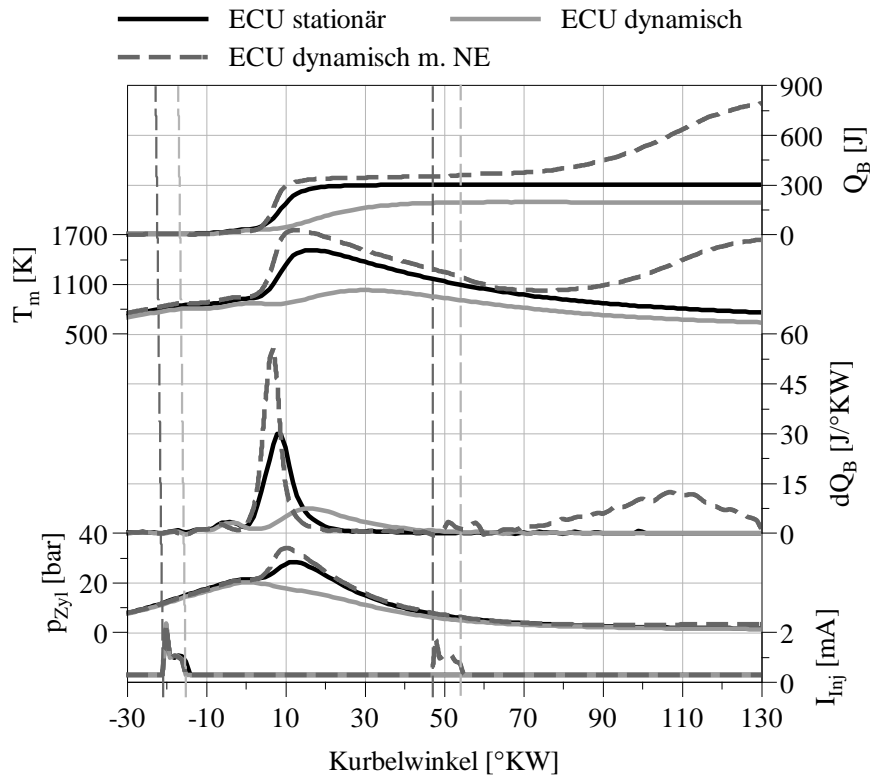


Abbildung 5.16: 1500 1/min, DVA, Einfluss des Betriebsartenwechsels auf das Motorverhalten

Abbildung 5.17 zeigt die Massenmitteltemperaturen  $T_m$  der verschiedenen Messungen zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Arbeitsspiel 1 entspricht dem ersten Arbeitsspiel nach dem Betriebsartenwechsel bzw. nach Ablauf der ersten drei Sekunden. Das obere linke Diagramm zeigt die Messung „ECU stationär“. Erkennbar ist die geringe Schwankung in der Massenmitteltemperatur  $T_m$ . Die Messung „ECU dynamisch“ im unteren linken Diagramm, zeigt deutlich höhere Schwankungen in der Massenmitteltemperatur  $T_m$ . Das erste Arbeitsspiel nach der Umschaltung in den angedrosselten Motorbetrieb enthält ein vergleichbares Temperaturniveau wie die Messung „ECU stationär“. Danach nimmt die Massenmitteltemperatur  $T_m$  ab. Bei Arbeitsspiel 120, dies entspricht etwa Sekunde 12,6 in Abbildung 5.15, erreicht sie ihren geringsten Wert. Danach nimmt sie wieder zu. Der Verlauf des effektiven Mitteldrucks  $p_{me}$  aus Abbildung 5.15 korreliert zu den Verläufen der Massenmitteltemperaturen  $T_m$ . Mit zunehmendem Temperaturniveau steigt der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  gegen Ende des zweiten Zeitabschnitts wieder an. Dies deutet auf einen Aufwärmungsprozess, den das System „Brennraum“ durchläuft, hin.

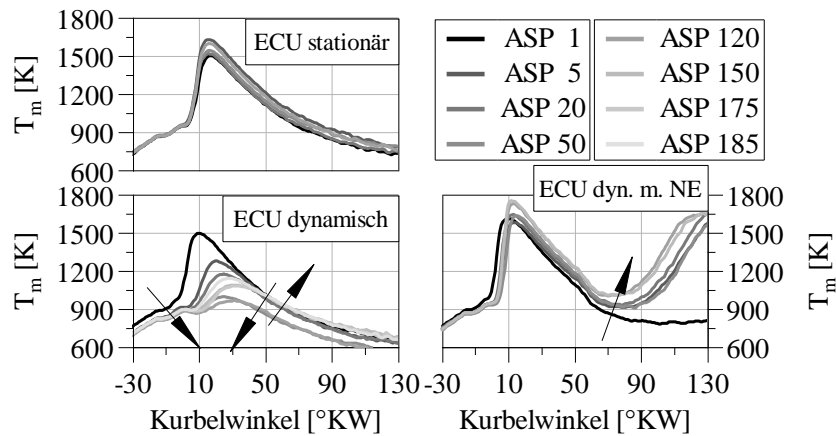


Abbildung 5.17: 1500 1/min, Massenmitteltemperaturen, Einfluss des Betriebsartenwechsels auf das Motorverhalten, Zyl. 1

Ein Aufwärmprozess ist auch in den Verläufen der Massenmitteltemperaturen  $T_m$  der Messung „ECU dynamisch m. NE“ zu erkennen. Direkt nach dem Betriebsartenwechsel zündet die Nacheinspritzung des ersten Arbeitsspiels nicht. Mit zunehmender Arbeitsspielnummer erhöht sich die Massenmitteltemperatur  $T_m$  während der Nacheinspritzung, zudem kommt es zu einer früheren Wärmefreisetzung. Dies ist an dem früheren Anstieg der Massenmitteltemperatur  $T_m$  zu Beginn der Nacheinspritzung bei späteren Arbeitsspielen zu erkennen. Die Nacheinspritzung ermöglicht durch den hohen Wärmeeintrag in den Brennraum einen schnelleren Aufwärmprozess im Vergleich zur Messung „ECU dynamisch“.



### 5.3 Analyse des unterstöchiometrischen Brennverfahrens

#### 5.3.1 Variation der internen Restgasrate

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Grundlagenuntersuchung des unterstöchiometrischen Brennverfahrens. Wie bereits in Kapitel 5.1.3 beschrieben, sind nur zwei Einspritzungen aktiv. Ziel ist es, grundlegende Wirkzusammenhänge einzelner Parameter auf das unterstöchiometrische Brennverfahren zu beschreiben.

Abbildung 5.18 zeigt die Druckverlaufsanalyse der Variation der internen Restgasrate. Ausgehend vom Verlauf der schwarzen Kurve (iRGR 8 %) nimmt die interne Restgasrate stetig zu. Die Einspritzparameter sowie die Luftmasse werden während des unterstöchiometrischen Betriebs konstant gehalten und somit auch das theoretische Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{\text{theo}}$  aus eingebrachter Kraftstoff- und Luftmasse. Dadurch lassen sich die Effekte der internen Restgasrate auf das Brennverfahren differenziert betrachten. Die Messungen beinhalten einen dynamischen Betriebsartenwechsel. Die Vorgehensweise ist in Kapitel 5.1.3 beschrieben. Die wichtigsten ECU-Einstellparameter sind in Tabelle 5.2 aufgelistet.

Tabelle 5.2: *Betriebspunktparameter iRGR-Variation*

Drehzahl 1/min	$m_{\text{HE}}$ mg/ASP	$m_{\text{NE}}$ mg/ASP	$\text{ESZ}_{\text{HE}}$ °KW <sub>vOT</sub>	$\text{ESZ}_{\text{NE}}$ °KW <sub>nOT</sub>	$m_{\text{Luft}}$ mg/ASP
1500	5,5	12	14	40	232

In Abbildung 5.18 ist zu erkennen, dass mit zunehmender interner Restgasrate die Wärmefreisetzung während der Haupteinspritzung deutlich ansteigt. Dies wird sowohl im Brennverlaufmaximum  $dQ_{\text{Bmax}}$  als auch im kumulierten Wert des Summenbrennverlaufs  $Q_{\text{B}}$  deutlich. Im Detailausschnitt in Abbildung 5.19 ist zu sehen, dass die „Cool Flame“ bei allen Restgasraten innerhalb einem Grad-Kurbelwinkel etwa zum selben Zeitpunkt beginnt. Der Bereich des „Negative Temperature Coefficient Regime“ (NTC) ist abhängig von der internen Restgasrate. Je höher die interne Restgasrate wird, desto kürzer wird der NTC-Bereich und umso früher zündet die „Hot-Flame“. Bei höheren internen Restgasraten nimmt die Zylinderfüllung zu. Gleichzeitig nimmt dadurch im unterstöchiometrischen Betrieb das Verhältnis von Sauerstoff- zu Gesamtzylindermasse bei Einlass-Schließt ab, da bei gleicher Frischluftmasse mehr Abgas zurückgeführt wird.

Zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung wirken sich der höhere Druck und die höhere Temperatur im Zylinder positiv auf die Zündbedingungen aus. Durch diese und durch den im rückgesaugten Abgas vorhandenen unverbrannten Kraftstoff kommt es zu einer höheren Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_{\text{B}}$ , siehe Abbildung 5.18. Außerdem wird die Brenndauer der Haupteinspritzung mit zunehmender interner Restgasrate kürzer. Bei der Nacheinspritzung finden nach einer sehr kurzen Gemischaufbereitungszeit eine Vorreaktion bzw. eine Vor-Wärmefreisetzung und die Verdampfung simultan statt, was an einem Anstieg in der Brennrate  $dQ_{\text{B}}$  zu erkennen ist.

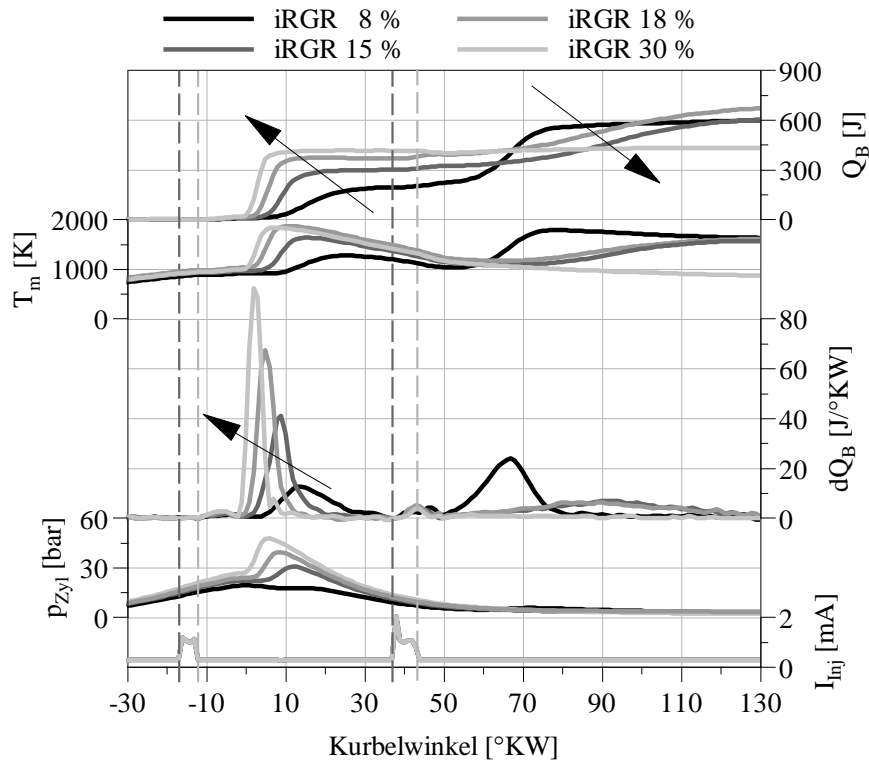


Abbildung 5.18: 1500 1/min, DVA iRGR-Variation, Einzelarbeitsspiel Nr. 164, Zyl. 1

Durch die hohe Temperatur im Brennraum wird die schnelle Verdampfung des Kraftstoffs und damit die Vorreaktionen gefördert. Die Massenmitteltemperatur  $T_m$  liegt bei 8 % iRGR bei 1180 K zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung. Die Massenmitteltemperaturen der anderen Messungen sind höher. Im Anschluss an die Vorreaktionen erfolgt die Hauptumsetzung des eingespritzten Kraftstoffs. Diese Umsetzung ist sehr stark von der Gemischzusammensetzung zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung und dementsprechend auch von der internen Restgasrate abhängig.

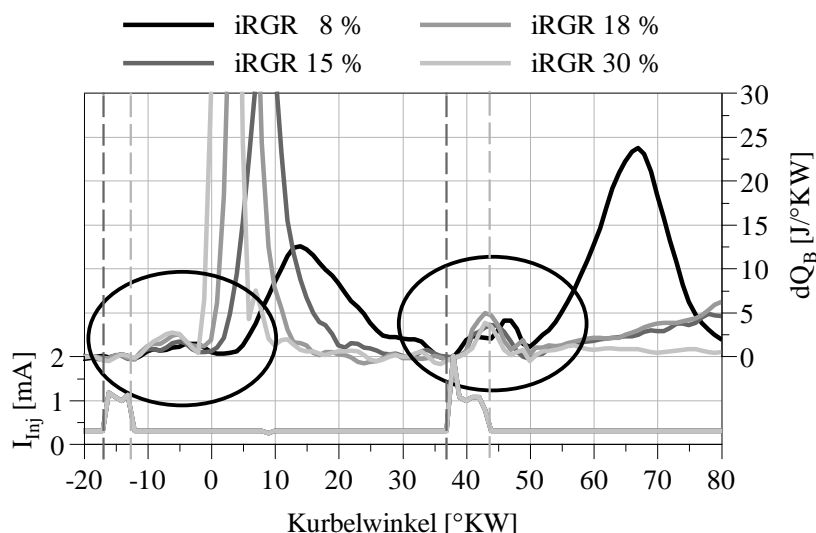


Abbildung 5.19: Detailausschnitt Brennverlauf, iRGR-Variation

Zwei besonders wichtige Faktoren sind der Sauerstoffgehalt und das unverbrannte Gemisch aus der Haupteinspritzung. Trotz niedrigerer Massenmitteltemperatur  $T_m$  und niedrigerem Druck  $p_{Zyl}$  der Messungen mit geringerer interner Restgasrate besitzen sie eine höhere Wärmerfreisetzung während der Nacheinspritzung. Deutlich ist dies sowohl im Summenbrennver-

lauf  $Q_B$  als auch in der Brennrate  $dQ_B$  zu beobachten. Dies bedeutet, dass die höhere Massenmitteltemperatur  $T_m$  und der höhere Druck  $p_{Zyl}$  durch den verfügbaren Sauerstoff, das Verhältnis von Sauerstoff- zu Gesamtzylindermasse und den unverbrannten Kraftstoff aus der Haupteinspritzung überkompensiert werden. Bei höheren internen Restgasraten muss erst eine ausreichende Durchmischung von Kraftstoff und Sauerstoff erfolgen, damit die lokalen Zündbedingungen erreicht werden. Die Abwärtsbewegung des Kolbens wirkt hier ebenfalls hemmend, da das Durchmischungsvolumen größer wird. Bei zu hohen internen Restgasraten, wie beispielsweise bei 30 % iRGR, erfolgt nach den Vorreaktionen keine weitere Wärmefreisetzung. Die Durchmischung von Sauerstoff und Kraftstoff, um zündfähiges Gemisch zu bilden, ist aufgrund der hohen internen Restgasrate zu schlecht.

Die höhere Wärmefreisetzung während der Haupteinspritzung äußert sich in einem höheren effektiven Mitteldruck  $p_{me}$ , wie in Abbildung 5.20 dargestellt. Ebenfalls sind in der Abbildung die höheren Kohlenwasserstoffemissionen THC zu sehen. Der Grund hierfür liegt in der unvollkommeneren Verbrennung der Nacheinspritzung mit zunehmender interner Restgasrate. Darüber hinaus ergibt sich mit steigender interner Restgasrate eine höhere Sauerstoffkonzentration im Abgas. Auch die Lambdasonde zeigt bei einer internen Restgasrate von 30 % ein überstöchiometrisches Abgaslambda. Dies veranschaulicht den schlechten Kraftstoffumsetzungswirkungsgrad, da aufgrund der hohen internen Restgasrate die Oxidation des Kraftstoffs während der Nacheinspritzung nicht mehr vollständig erfolgen kann. Gleichzeitig bedeutet dies eine so unzureichende Durchmischung, dass bei sehr hohen internen Restgasraten sogar die Teiloxidation behindert wird. Der etwas magerere Lambdaverlauf der 8 % iRGR Messung gegenüber der 15 % iRGR Messung resultiert aus der längeren Aufwärmphase, die das System gegenüber der höheren internen Restgasrate aufweist. Die Messung mit 8 % iRGR stabilisiert sich erst ab Arbeitsspiel 125, nach ca. 10 Sekunden im unterstöchiometrischen Motorbetrieb. Bei den Rußemissionen zeigt die Messung iRGR 8 % den höchsten Wert. Grund hierfür liegt höchstwahrscheinlich am höheren Temperaturniveau während der Nacheinspritzung. Dieses ist zu hoch, um die Rußbildungsmechanismen zu unterdrücken, siehe Kapitel 3.2.

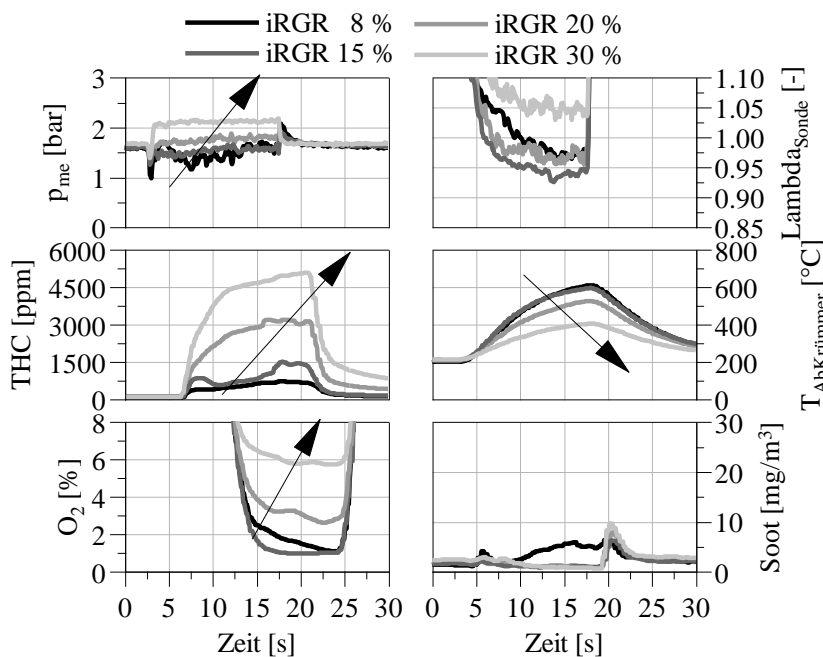


Abbildung 5.20: 1500 1/min, Messgrößen iRGR-Variation

Bei sehr hohen internen Restgasraten kann es neben der oben angesprochenen Nicht-Zündung der Nacheinspritzung zu einem Effekt kommen, bei dem die Nacheinspritzung nur jedes zweite Arbeitsspiel zündet. Dies wird in Abbildung 5.21 veranschaulicht. Zu sehen sind die Summenbrennverläufe  $Q_B$  der einzelnen Messungen mit den unterschiedlichen Restgasraten. Jedes Diagramm zeigt für eine bestimmte Restgasrate mehrere konsekutive Arbeitsspiele gegen Ende des unterstöchiometrischen Betriebs. Im linken oberen Schaubild der Abbildung

5.21 befindet sich ein nur sehr geringer Anteil Restgas im Zylinder zum Zeitpunkt Einlass-Schließt. Die Zündbedingungen für die Nacheinspritzung werden bei jedem Arbeitsspiel erreicht. Wird der interne Restgasanteil bei gleichen ECU-Einstellungen erhöht, so wird die Verbrennung zunehmend instabiler (Abb. Abbildung 5.21 oben rechts). Im unteren linken Diagramm ist zu sehen, dass ab einer internen Restgasrate zwischen 15 % und 20 % die Verbrennung nur noch jedes zweite Arbeitsspiel stattfindet. Dieser Effekt beruht darauf, dass bei Nicht-Zündung einer Nacheinspritzung im Arbeitsspiel  $x$  die Inertgasmasse im Abgas reduziert wird. Wird dieses relativ zündfreundige Gemisch zurückgesaugt, zündet daraufhin die Nacheinspritzung des Arbeitsspiels  $x+1$ . Nach der Zündung im Arbeitsspiel  $x+1$  steht für das nächste Arbeitsspiel  $x+2$  wieder sehr viel Inertgas zur Verfügung, was zu einer Nicht-Zündung der Nacheinspritzung führt.

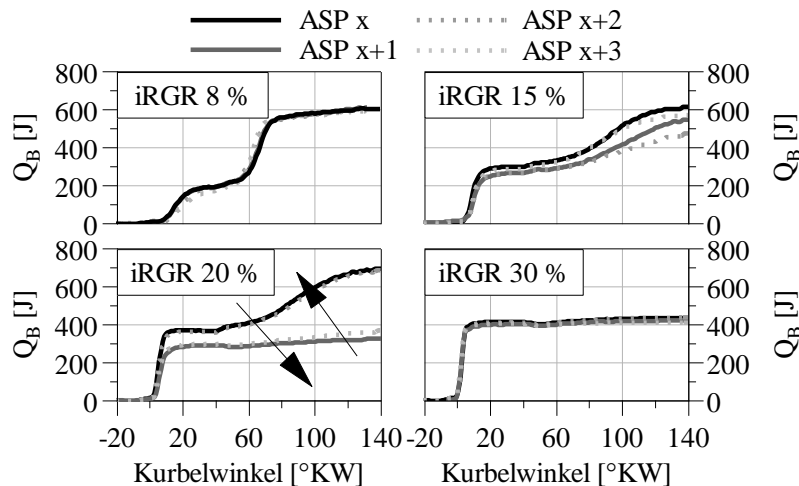


Abbildung 5.21: Summenbrennverläufe konsekutiver Arbeitsspiele

Ein zusätzlicher Effekt ist, dass zündende und nicht-zündende Arbeitsspiele unterschiedliche interne Restgasraten aufweisen. Im Fall des in Abbildung 5.21 unten links dargestellten Diagramms erhöht sich die interne Restgasrate um 4 % von 18 % bei ASP  $x$  auf 22 % bei ASP  $x+1$ . In der Abbildung angegeben ist die mittlere interne Restgasrate von 20 %.

Ein weiterer Effekt, der bei hohen internen Restgasraten auftreten kann, ist die ungleiche Verteilung der internen Restgasmasse pro Zylinder. Dies führt zu zylinderindividuellen Startbedingungen und somit zu unterschiedlichen indizierten Mitteldrücken. Abbildung 5.22 zeigt zylinderindividuell konsekutive Arbeitsspiele bei einer hohen internen Restgasrate von 20 %. Gut zu erkennen ist, dass die Nacheinspritzung von Zylinder drei (unteres links Diagramm) immer in einer gewissen Wärmefreisetzung resultiert, während die Nacheinspritzungen der anderen Zylinder nur in jedem zweiten Arbeitsspiel Wärme freisetzen. Zurückzuführen ist dies auf die Gasdynamik im Abgastrakt, wo sich durch Druckpulsationen unterschiedliche interne Restgasraten in den einzelnen Zylindern ergeben.

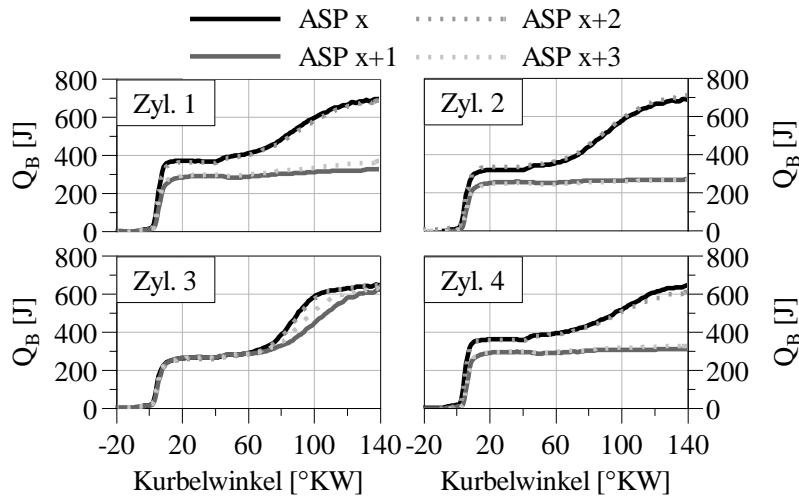


Abbildung 5.22: Summenbrennverläufe aller Zylinder bei iRGR 20 %

Im indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$  in Abbildung 5.23 sind zum einen die zylinderindividuellen und zum anderen die arbeitsspielindividuellen Unterschiede zu erkennen. Zylinder 3 zeigt eine deutlich geringere Zyklenschwankung aufgrund der oben beschriebenen Effekte. Die anderen Zylinder zeigen einen oszillierenden indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$ . Ein hoher Wert entspricht einer gezündeten Nacheinspritzung, ein niedriger einer ausbleibenden Wärmefreisetzung während der Nacheinspritzung.

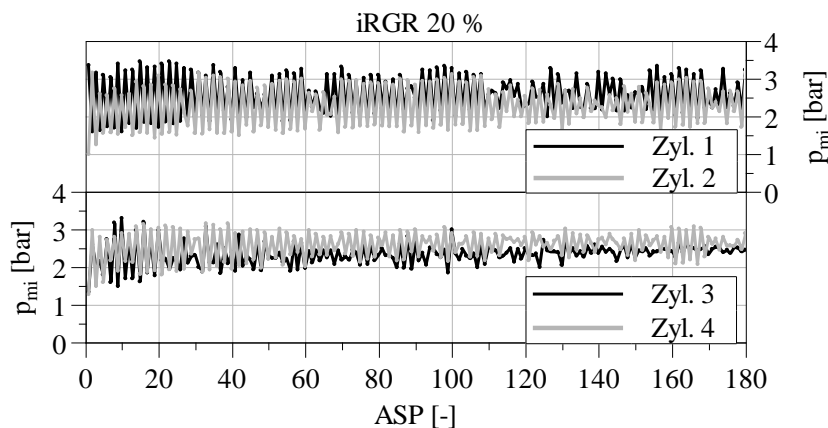


Abbildung 5.23:  $p_{mi}$  über Arbeitsspielen bei iRGR 20%

Wird die interne Restgasrate im Vergleich zu Abbildung 5.23 weiter erhöht, ergibt sich der in Abbildung 5.24 dargestellte Sachverhalt. Zu erkennen ist, dass nur noch Zylinder 3 einen oszillierenden indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$  aufweist. Somit zündet die Nacheinspritzung nur bei diesem Zylinder noch bei jedem zweiten Arbeitsspiel.

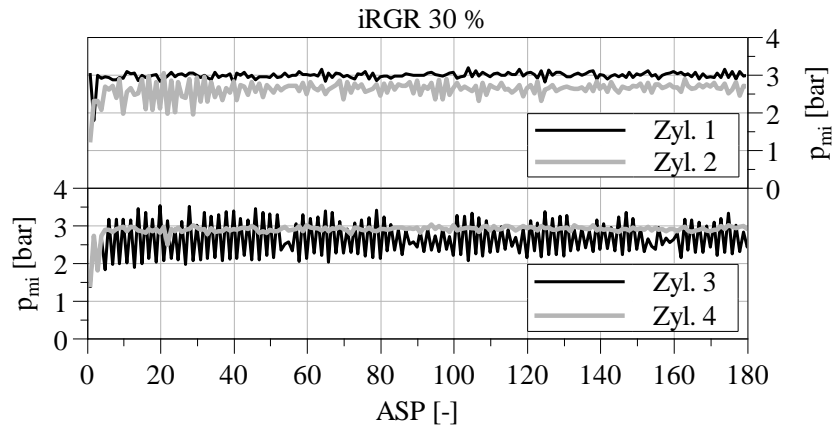


Abbildung 5.24:  $p_{mi}$  über Arbeitsspielen bei iRGR 30 %

Bei den anderen Zylindern sind die Startbedingungen zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung für eine Verbrennung nicht ausreichend. Die Zyklenschwankungen der entsprechenden Zylinder sind trotzdem gering. Die Kraftstoffumsetzung bzw. der Sauerstoffumsetzungswirkungsgrad  $\eta_{O_2}$  ist jedoch aufgrund der nicht umgesetzten Nacheinspritzung sehr schlecht.

Der Ladungswechsel durch das Auslassventil ist in Abbildung 5.25 zu sehen. Dabei sind aufgrund der Übersichtlichkeit nur die Massenströme der Auslassseite dargestellt. Durch die starke Ansaugluftandrosselung und dem damit verbundenen geringeren Ansaugluftmassenstrom kommt es bereits bei relativ kleinen zweiten Auslassventilhuben, unter einem Millimeter, zu deutlichen internen Restgasraten. Die Abbildung zeigt den Zusammenhang zwischen steigendem zweiten Auslassventilhub und steigendem Massenstrom durch das Auslassventil. Dabei strömen positive Massenströme aus dem Zylinder und negative in den Zylinder, wobei sich der angegebene Massenstrom auf ein Auslassventil bezieht. Die kompletten Durchflusskurven der Ein- und Auslassventile der Messungen mit den verschiedenen Restgasraten sind dem Anhang 8.9 zu entnehmen.

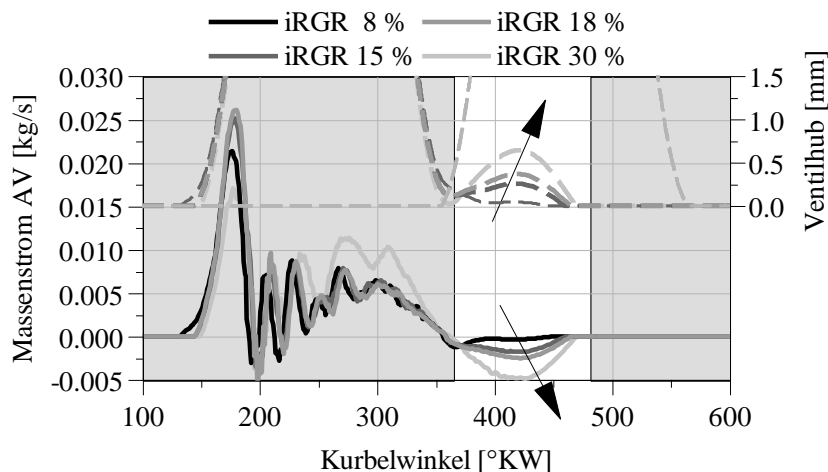


Abbildung 5.25: 1500 1/min, AV Massendurchfluss iRGR-Variation

Die interne Restgasrate am Vollmotor über den Abgasgegendruck zu steigern erscheint aufgrund der geringen Massenströme nicht sinnvoll, da eine Androsselung im Abgastrakt sehr stark erfolgen müsste um die Restgasrate ohne aktiven zweiten Auslassventilhub signifikant steigern zu können. Im Anhang 8.6 ist eine Abgasgegendruckandrosselung mit einem Variationsbereich von 100 mbar dargestellt. Sie zeigt nur eine geringe Wirkung.

### 5.3.2 Variation der Einspritzparameter

Dieses Unterkapitel beschreibt den Einfluss der Einspritzparameter auf das unterstöchiometrische Brennverfahren. Die unterstöchiometrischen Betriebspunkte werden über einen dynamischen Betriebsartenwechsel eingeleitet. Die Messprozedur ist in Kapitel 5.1.2 beschrieben.

#### 5.3.2.1 Massenaufteilung Haupt-/Nacheinspritzung

Bei der Variation der Massenaufteilung wird das Verhältnis von Haupteinspritz- zu Nacheinspritzmasse variiert. Die in Summe eingespritzte Kraftstoffmasse und damit das theoretische Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{theo}$  ist konstant. Die wichtigsten Betriebspunktparameter sind in Tabelle 5.3 aufgelistet. Der 2<sup>te</sup> Auslassventilhub ist inaktiv.

Tabelle 5.3: Betriebspunktparameter HE/NE-Massenvariation

Drehzahl 1/min	$m_{Tot}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	$ESZ_{HE}$ °KW <sub>vOT</sub>	$ESZ_{NE}$ °KW <sub>nOT</sub>	$m_{Luft}$ mg/ASP
1500	18,4	$m_{Tot}-m_{HE}$	16	50	235

Die gewählte Luftmasse entspricht bei inaktivem zweiten Auslassventilhub und den aufgelisteten Einspritzparametern der geringstmöglichen Luftmasse. Bei einer weiteren Absenkung ist keine stabile Verbrennung mehr möglich. Bereits diese Luftmasse führt bei einer Haupteinspritzmasse von 5,5 mg/ASP zu einem ansteigenden Verlauf im effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  über der Zeit, siehe Abbildung 5.26. Die Steigung des Anstiegs hängt von der Haupteinspritzmasse ab. Bei höheren Haupteinspritzmassen kommt es zu einem schnelleren Aufwärmprozess (siehe Kapitel 5.2.3) innerhalb des Brennraums. Bei den Messungen mit 7 mg/ASP und 8 mg/ASP wird gegen Ende des unterstöchiometrischen Betriebs ein stationärer Zustand im effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  erreicht.

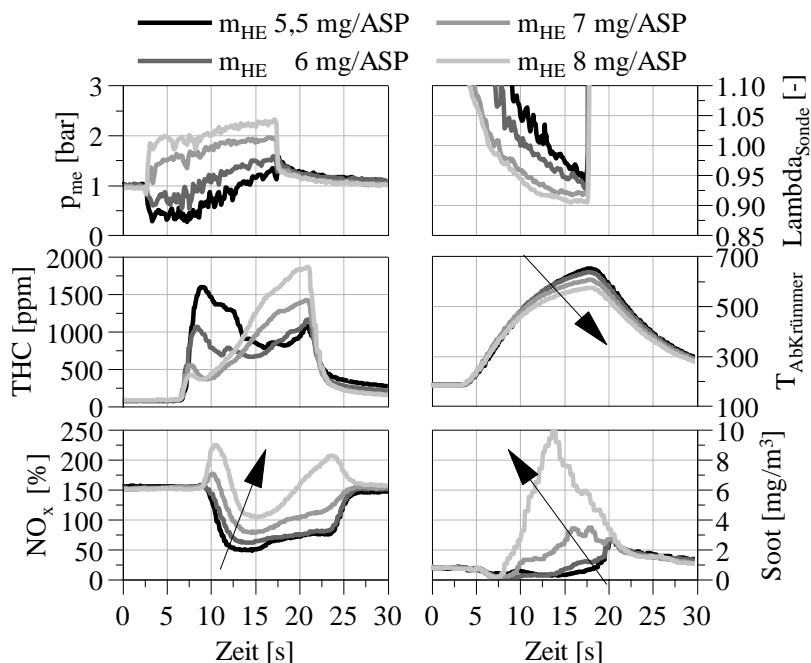


Abbildung 5.26: 1500 1/min, Messgrößen HE/NE-Massenvariation

Dieser kann bei den kleineren Haupteinspritzmassen aufgrund der kurzen unterstöchiometrischen Betriebszeit nicht erreicht werden. Der magerere Lambdaverlauf bei geringeren Haupteinspritzmassen geht aus dem Aufwärmprozess des Systems hervor. Eine allgemeine Beschreibung der Einflussfaktoren auf den Lambdaverlauf während des unterstöchiometrischen

Betriebs ist im Anhang 8.10 zu finden. Zu Beginn der Betriebsartenumschaltung zündet bei den Messungen mit geringeren Haupteinspritzmassen die Haupteinspritzung sehr instabil. Dies führt zu schlechten Zündbedingungen für die Nacheinspritzung. Im schlimmsten Fall zündet diese gar nicht, was zu einer unvollkommenen Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffs führt. Dadurch ergeben sich zu Beginn des Betriebsartenwechsels hohe Kohlenwasserstoffemissionen und eine hohe Restsauerstoffkonzentration. Erst mit fortschreitendem Aufwärmprozess zünden sowohl die Haupteinspritzung als auch die Nacheinspritzung stabiler.

In einem eingeschwungenen betriebswarmen Zustand würden sich die Lambdawerte der verschiedenen Messungen weiter annähern. Ein bleibender Unterschied im eingeschwungenen Zustand würde sich durch die unterschiedliche Wand-/ Kolbenbenetzung aufgrund der unterschiedlichen Nacheinspritzmassen und den unterschiedlichen Druck- und Temperaturniveaus zum Nacheinspritzzeitpunkt ergeben.

In der Druckverlaufsanalyse in Abbildung 5.26 sind die Indizierdaten über die letzten 30 Arbeitsspiele, bevor zurück in den überstöchiometrischen Betrieb geschaltet wird, gemittelt. Während dieser 30 Arbeitsspiele sind die Zyklenunterschiede gering, weshalb eine Mittelung als sinnvoll erscheint. Sowohl die Brennrate  $dQ_B$  als auch der Summenbrennverlauf  $Q_B$  zeigen eine höhere Wärmefreisetzung mit höherer Haupteinspritzmasse während der Haupteinspritzung. Diese führen zu höheren Temperaturen in der verbrannten Zone, woraus eine höhere Massenmitteltemperatur resultiert. Die Stickoxidemissionen  $NO_x$  steigen dementsprechend an. Zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung verhält sich das globale Brennraumlambda entgegengesetzt zur Haupteinspritzmasse. Je höher die Einspritzmasse, desto niedriger ist das globale Brennraumlambda zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung. Trotz des geringeren Sauerstoffgehalts im Brennraum erfolgt die Wärmefreisetzung der Messungen mit höheren Haupteinspritzmassen zuerst. Grund hierfür sind die deutlich höheren Massenmitteltemperaturen  $T_m$  und Drücke  $p_{Zyl}$  zum Nacheinspritzzeitpunkt.

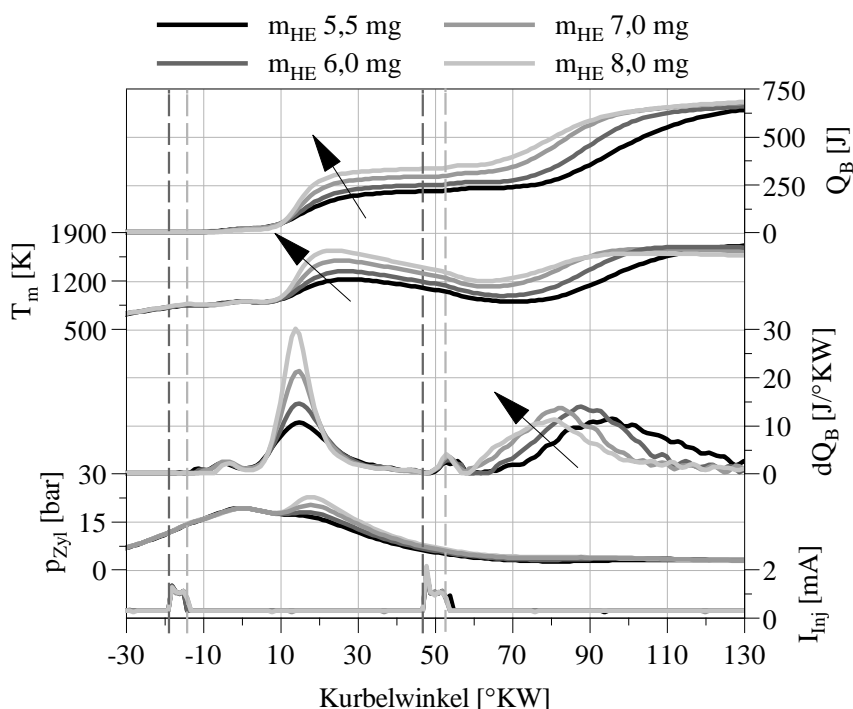


Abbildung 5.27: 1500 1/min, DVA HE/NE-Massenvariation, Zyl. 1, 7,4% iRGR

Die Abgastemperatur folgt der Nacheinspritzmasse. Je höher die Nacheinspritzmasse, desto höher die Abgastemperatur im Abgaskrümmen. Dies kann auch in den Massenmitteltemperaturen  $T_m$  gegen Ende des Hochdruckteils des Arbeitsspiels gesehen werden. Eine mögliche Erklärung für die höheren Rußemissionen liegt in den unterschiedlichen Temperaturniveaus der Nacheinspritzungen. Die Rußemissionen korrelieren mit den Massenmitteltemperaturen  $T_m$  während der Nacheinspritzungen, je höher diese im Bereich der maximalen Brennrate ist,



desto höher sind die Rußemissionen. Bei geringeren Temperaturen wird die lokal kritische Temperatur zur Bildung von Ruß unterschritten, wie dies beispielsweise bei einer LTC-Verbrennung geschieht, siehe Kapitel 3.2. Zudem ist der Anteil an verbranntem Gemisch bei höheren Haupteinspritzmassen zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung etwas höher, was ebenfalls zur Rußbildung beitragen kann. Auch wird deutlich, dass im unterstöchiometrischen Betrieb und sehr geringen effektiven Mitteldrücken  $p_{me}$  relativ kleine Abweichungen in der Einspritzmasse nicht vernachlässigbare Auswirkungen auf den effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  und die Schadstoffemissionen besitzen. Für einen schnellen Aufwärmprozess ist ein möglichst hohes Temperaturniveau während des Hochdruckteils anzustreben. Dieses kann sich jedoch nachteilig auf NO<sub>x</sub>- und Rußemissionen auswirken.

Das hier dargestellte Verhalten während einer Kraftstoffmassenvariation ergibt sich auch bei höheren internen Restgasraten. Auf eine gesonderte Darstellung wird verzichtet.

### 5.3.2.2 Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung

Die wichtigsten Betriebspunktparameter der Variation des Einspritzzeitpunktes der Haupteinspritzung sind in Tabelle 5.4 gelistet. Während der Messungen ist kein zweiter Auslassventilhub aktiv. Die Messprozedur ist in Kapitel 5.1.2 beschrieben.

Tabelle 5.4: Betriebspunktparameter ESZ<sub>HE</sub>-Variation

Drehzahl 1/min	$m_{HE}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	ESZ <sub>HE</sub> °KW <sub>vOT</sub>	ESZ <sub>NE</sub> °KW <sub>nOT</sub>	$m_{Luft}$ mg/ASP
1500	5,5	14,25	Variation	50	252

Abbildung 5.28 zeigt, dass die effektiven Mitteldrücke  $p_{me}$  der einzelnen Messungen innerhalb der Variation sowohl im quantitativen Wert als auch im qualitativen Verlauf annähernd gleich sind.

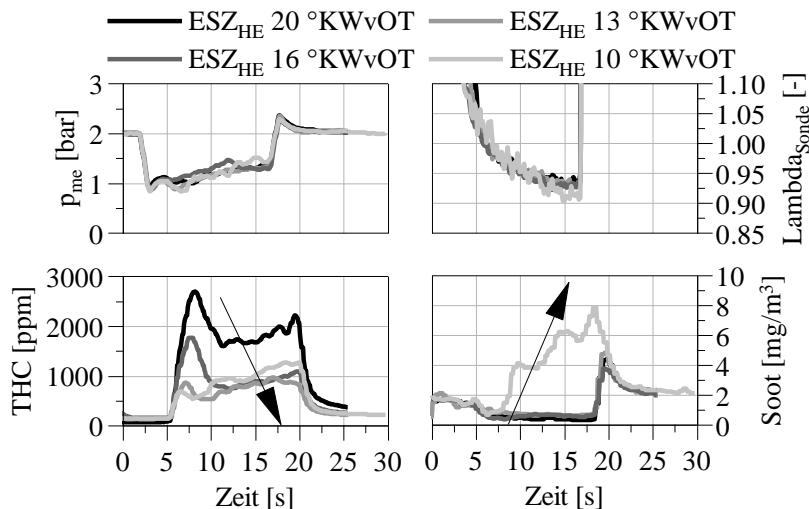


Abbildung 5.28: 1500 1/min, Messgrößen ESZ<sub>HE</sub>-Variation

Das Aufwärmverhalten im Anschluss an den Betriebsartenwechsel kann auch hier beobachtet werden. Ab Sekunde 13 liegt ein stationärer Zustand im effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  mit Ausnahme der 10 °KW<sub>vOT</sub> Messung vor. Die Kohlenwasserstoffemissionen THC nehmen mit späterem Haupteinspritzzeitpunkt bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{Sonde}$  ab. Dies korreliert mit dem Brennverlauf  $dQ_B$  während der Nacheinspritzung, je höher die Wärme-freisetzung und kürzer die Brenndauer, desto niedriger die Kohlenwasserstoffemissionen, siehe Abbildung 5.29. Der Peak der Kohlenwasserstoffemissionen zu Beginn des unterstöchiometrischen Motorbetriebs hängt von der Kraftstoffumsetzung der Nacheinspritzung während

der Aufwärmphase ab. Je schlechter diese zu Beginn umsetzt, desto höher ist der Peak in den Kohlenwasserstoffemissionen, wie bereits auch in 5.3.2.1 gezeigt wurde. Die Messung mit dem Haupteinspritzzeitpunkt  $10\text{ }^{\circ}\text{KWvOT}$  zeigt, im Vergleich zur Messung mit  $13\text{ }^{\circ}\text{KWvOT}$ , gegen Ende des unterstöchiometrischen Betriebs wieder eine leicht ansteigende Kohlenwasserstoffemission. Der Grund hierfür liegt in der geringen Verbrennungsstabilität  $\sigma_{\text{pmi}}$ , der Messung mit  $10\text{ }^{\circ}\text{KWvOT}$ , die gegen Ende des unterstöchiometrischen Betriebs immer noch vorliegt. Die Verbrennungsstabilität  $\sigma_{\text{pmi}}$  kann im Lambdaverlauf und im effektiven Mitteldruck an den Schwankungen erkannt werden. Die Rußemissionen nehmen mit späterem Haupteinspritzzeitpunkt zu. Dabei ist bei der Messung mit  $10\text{ }^{\circ}\text{KWvOT}$  eine deutliche Zunahme zu erkennen. Zurückzuführen ist diese Zunahme auf das deutlich höhere Temperaturniveau während der Nacheinspritzung, was in der Massenmitteltemperatur  $T_m$  in Abbildung 5.29 zu erkennen ist. Die Rußbildungstemperatur kann nicht mehr unterdrückt werden, siehe Kapitel 3.2.

Trotz des gleichen effektiven Mitteldrucks  $p_{\text{me}}$  unterscheiden sich die Brennraten der einzelnen Messungen deutlich voneinander, siehe Abbildung 5.29. Die dargestellten Messungen sind über die letzten 30 Arbeitsspiele des unterstöchiometrischen Betriebs gemittelt. Die Messungen mit früheren Haupteinspritzzeitpunkten besitzen eine höhere Wärmefreisetzung im Brennverlauf und eine kürzere Brenndauer während der Haupteinspritzung. Darüber hinaus besitzen sie eine vollständigere Umsetzung des Kraftstoffs während der Haupteinspritzung, was im Summenbrennverlauf  $Q_B$  zu beobachten ist. Die Zündung der Nacheinspritzung verhält sich entgegengesetzt. Die Messung mit dem spätesten Haupteinspritzzeitpunkt zeigt die höchste Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_B$  und die kürzeste Brenndauer während der Nacheinspritzung. Bei den Messungen mit früheren Nacheinspritzzeitpunkten ist die Wärmefreisetzung noch nicht abgeschlossen, bevor das Auslassventil öffnet. Dies trägt ebenfalls zu erhöhten Kohlenwasserstoffemissionen bei.

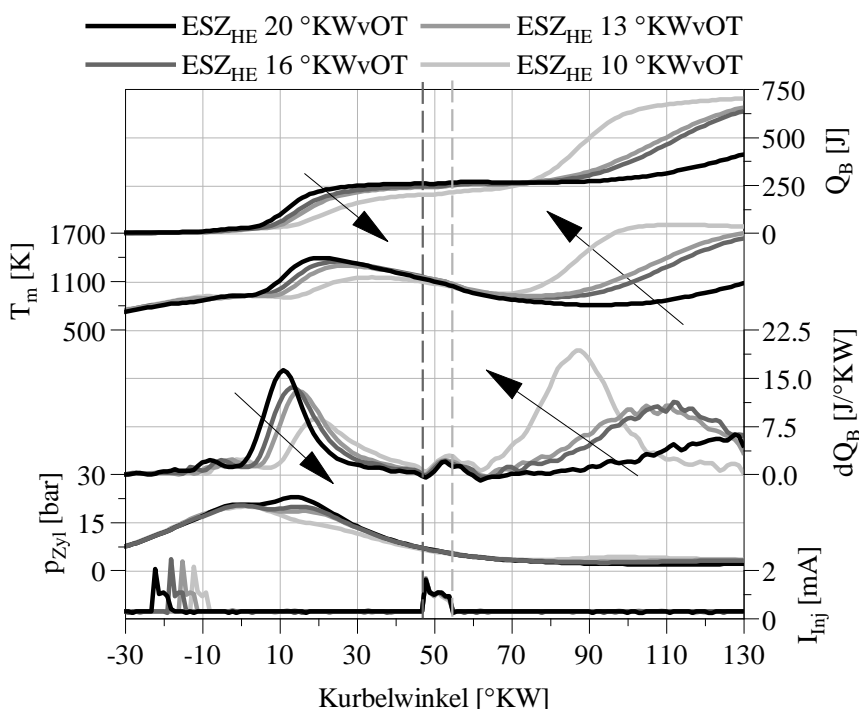


Abbildung 5.29: 1500 1/min, DVA  $ESZ_{HE}$ -Variation, Zyl. 1

Der Brennverlauf  $dQ_B$  der Nacheinspritzung korreliert in umgekehrter Weise mit der Kraftstoffumsetzung der Haupteinspritzung, je unvollständiger die Haupteinspritzung umsetzt, desto besser setzt die Nacheinspritzung um. Dies äußert sich in einer kürzeren Brenndauer und höheren Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_B$ . Der gleiche effektive Mitteldruck  $p_{\text{me}}$  aller Messungen trotz unterschiedlicher Brennraten in der Haupteinspritzung liegt in der Verschiebung des Verhältnisses der momentenbildenden Anteile beider Einspritzungen. So wirkt bei

einem späteren Einspritzzeitpunkt die Haupteinspritzung weniger momentenbildend als bei einem früheren Einspritzzeitpunkt, gleichzeitig trägt die Nacheinspritzung mehr zur Momentenbildung bei. Ob eine Kompensation im effektiven Mitteldruck stattfindet, hängt von dem Nacheinspritzzeitpunkt und der Restgasrate ab.

Die in der Druckverlaufsanalyse dargestellten Zusammenhänge bleiben auch mit höheren internen Restgasraten und angepasster Einspritzstrategie unverändert. Auf eine gesonderte Darstellung wird verzichtet.

5.3.2.3 Einspritzzeitpunkt Nacheinspritzung

In Tabelle 5.5 sind die Betriebspunktparameter der Variation des Nacheinspritzzeitpunktes aufgelistet. Der zweite Auslassventilhub ist während der Messungen inaktiv. Die Messprozedur ist in Kapitel 5.1.2 beschrieben.

Tabelle 5.5: Betriebspunktparameter  $ESZ_{NE}$ -Variation

Drehzahl 1/min	$m_{HE}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	$ESZ_{HE}$ °KWvOT	$ESZ_{NE}$ °KWnOT	$m_{Luft}$ mg/ASP
1500	5,5	14,5	12	Variation	252

In Abbildung 5.30 ist die Wirkung der Nacheinspritzung auf den effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  zu erkennen. Im Vergleich der Messung  $ESZ_{NE} 30$  °KWnOT mit der Messung  $ESZ_{NE} 60$  °KWnOT liegt am Ende des unterstöchiometrischen Betriebs der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  um 1,4 bar höher. Außerdem ist ab der Messung  $ESZ_{NE} 50$  °KWnOT ein Aufwärmverhalten im effektiven Mitteldruck zu beobachten. Die Rußemissionen nehmen mit späterem Nacheinspritzzeitpunkt ab. Der Lambdawert wird trotz gleicher Luft- und Kraftstoffmasse zunehmend magerer. Der zunehmende Lambdawert in den Messungen von  $ESZ_{NE} 30$  °KWnOT bis  $50$  °KWnOT kann nicht durch eine unvollständige Umsetzung des Kraftstoffs erklärt werden.

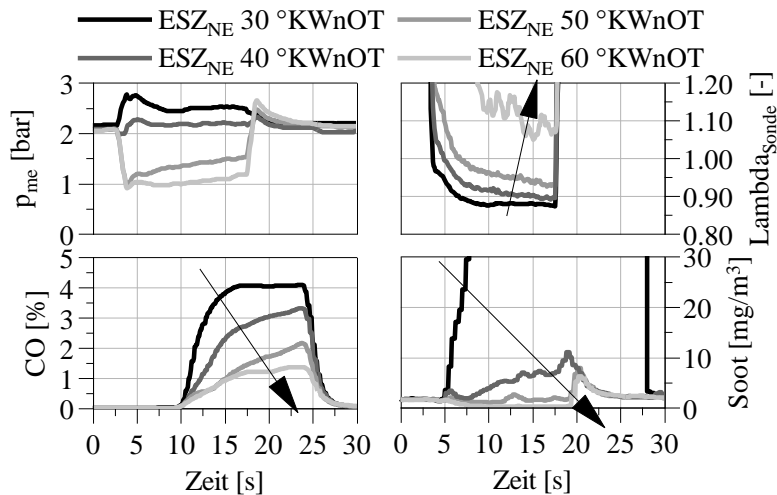


Abbildung 5.30: 1500 1/min, Messgrößen  $ESZ_{NE}$ -Variation

Abbildung 5.31 zeigt die entsprechende Druckverlaufsanalyse. Der Summenbrennverlauf der Messung  $ESZ_{NE} 30$  °KWnOT und der Messung mit  $ESZ_{NE} 40$  °KWnOT besitzen die gleiche freigesetzte Wärme am Ende des Hochdruckteils des Arbeitsspiels. Zudem ist im Brennverlauf  $dQ_B$  zu erkennen, dass bei beiden Messungen die Verbrennung abgeschlossen ist, bevor die Auslassventile öffnen. Der Unterschied im Lambdawert und Lambdaverlauf kann mit hoher Wahrscheinlichkeit durch die unterschiedliche Wand-/ Kolbenbenetzung der Nacheinspritzung erklärt werden. Die Kohlenstoffbilanz korreliert mit dem Lambdawert und nimmt mit späterem Nacheinspritzzeitpunkt ab. Die Kohlenmonoxidemissionen verhalten sich entsprechend dazu,

sie werden mit magerem Lambdawert geringer. Sowohl im Brennverlauf  $dQ_B$  als auch im Summenbrennverlauf  $Q_B$  ist eine höhere Wärmefreisetzung während der Haupteinspritzung zu beobachten. Daraus kann abgeleitet werden, dass trotz des deaktivierten zweiten Auslassventilhubs bereits bei einer internen Restgasrate von 6,5 % das Kraftstoffumsetzungsverhalten der Nacheinspritzung einen Einfluss auf den Verlauf der Haupteinspritzung nimmt.

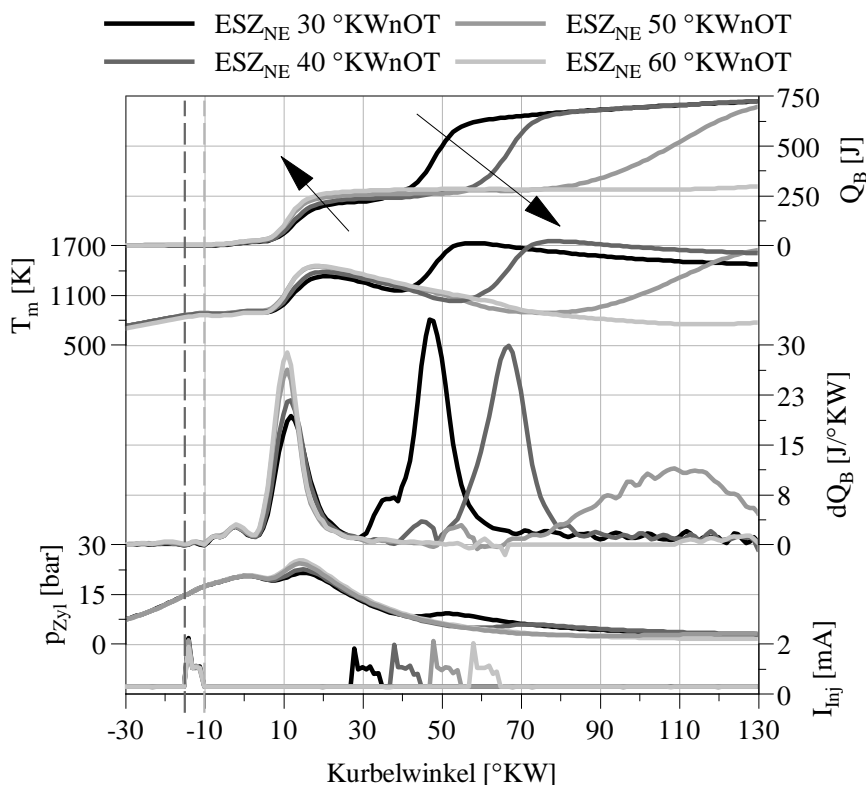


Abbildung 5.31: 1500 1/min, DVA  $ESZ_{NE}$ -Variation, Zyl. 1

Die Brenndauer der Nacheinspritzung ist bei früheren Nacheinspritzzeitpunkten kürzer. Bei einem Nacheinspritzzeitpunkt von 60 °KWnOT erfolgt keine Wärmefreisetzung im Brennverlauf. Die Zündbedingungen aus Druck, Temperatur und unverbranntem Kraftstoff aus der Haupteinspritzung werden mit späteren Nacheinspritzzeitpunkten zunehmend schlechter. Die geringeren Rußemissionen bei späteren Einspritzzeitpunkten der Nacheinspritzung werden in zwei möglichen Ursachen vermutet. Zum einen wird bei späten Nacheinspritzungen nicht mehr in eine noch aktive Wärmefreisetzung eingespritzt, zum anderen ist durch die verzögerte Wärmefreisetzung das Temperaturniveau geringer. Dieses geringere Temperaturniveau unterdrückt die für die Rußbildung benötigten lokalen Temperaturen, wie dies beispielsweise von einer LTC-Verbrennung bekannt ist.

Eine Nacheinspritzzeitpunktvariation mit höherer interner Restgasrate zeigt einen höheren Einfluss des Kraftstoffumsatzverhaltens der Nacheinspritzung auf die Kraftstoffumsetzung der Haupteinspritzung, wie dies bereits in Kapitel 5.3.1 anhand der Variation der internen Restgasrate gezeigt wurde. Dies kann dazu führen, dass das Drehmoment bei sehr späten Nacheinspritzzeitpunkten wieder ansteigt. Das grundlegende Verhalten der Nacheinspritzungen mit späterem Einspritzzeitpunkt bleibt jedoch gleich. Je später die Nacheinspritzung, desto geringer die Wärmefreisetzung im Brennverlauf und umso länger die Brenndauer.

### 5.3.3 Variation der Luftfadparameter

#### 5.3.3.1 Luftmasse

Tabelle 5.6 zeigt die Betriebspunkteinstellungen der Luftmassenvariation. Während der Messungen ist der zweite Auslassventilhub inaktiv. Die Messprozedur ist in Kapitel 5.1.2 beschrieben.

Tabelle 5.6: Betriebspunktparameter  $m_{Luft}$ -Variation

Drehzahl 1/min	$m_{HE}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	$ESZ_{HE}$ °KW <sub>vOT</sub>	$ESZ_{NE}$ °KW <sub>nOT</sub>	$m_{Luft}$ mg/ASP
1500	6,5	Lambda	16	50	Variation

Abbildung 5.32 zeigt den effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  und die Luftmasse  $m_{Luft}$ . Die Kraftstoffmasse der Nacheinspritzung wird so angepasst, dass das theoretische Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{theo}$  aus Luft- und Kraftstoffmasse gleichbleibt. Dieses Vorgehen führt automatisch zu einem Eingriff in zwei Stellgrößen, weswegen an dieser Stelle der Fokus auf die Betrachtung der Druckverlaufsanalyse gelegt wird. In Abbildung 5.32 ist zu erkennen, dass alle drei Messungen eine Aufwärmphase, in der der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  steigt, besitzen. Diese Phase ist besonders kritisch bei der Messung mit der geringsten Luftmasse. Eine weitere Absenkung in der Luftmasse unter Verwendung der aufgelisteten Einspritzstrategie ist nicht möglich, da dies zu Zündaussetzern und einer sehr geringen Verbrennungsstabilität führen würde. Bereits bei einer Luftmasse von 235 mg/ASP ist zu Beginn des unterstöchiometrischen Betriebs im effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  eine Schwankung deutlich zu erkennen. Diese entsteht durch die instabile Zündung der Haupteinspritzung, wie dies auch schon in den vorherigen Kapiteln gesehen werden konnte. Erst nach einer gewissen Aufwärmphase kommt es zu einer Stabilisierung der Verbrennung.

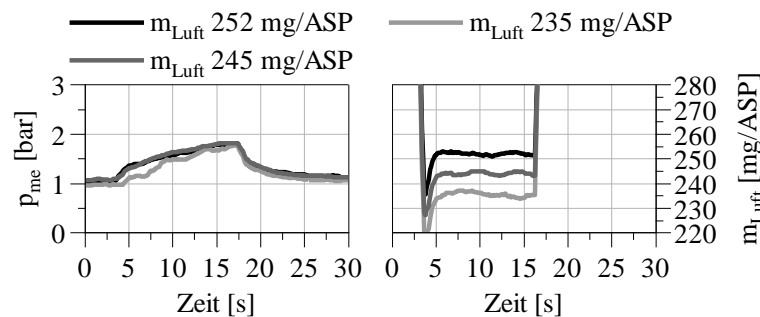


Abbildung 5.32: 1500 1/min, Messgrößen  $m_{Luft}$ -Variation

Dies zeigt erneut, wie wichtig das Aufwärmverhalten des Systems bei geringen Luftmassen ist. Die Druckverlaufsanalyse in Abbildung 5.33 veranschaulicht die letzten 30 Arbeitsspiele im unterstöchiometrischen Betrieb. Die Messung mit der geringsten Luftmasse zeigt die geringste Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_B$  und die längste Brenndauer während der Haupteinspritzung. Auch die freigesetzte Wärme im Summenbrennverlauf  $Q_B$  während der Haupteinspritzung ist niedriger. Dadurch steht für die Nacheinspritzung mehr unverbrannter Kraftstoff zur Verfügung, was sich positiv auf die Zündbedingungen für die Nacheinspritzung auswirkt. Die Brenndauer und das Brennverlaufsmaximum  $dQ_{Bmax}$  der Nacheinspritzung verhalten sich gegenläufig zur Haupteinspritzung. Die Messung mit der geringsten Luftmasse zeigt die größte Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_B$  und die kürzeste Brenndauer. Diese Messungen zeigen, dass bei einem unterstöchiometrischen Betrieb mit zwei Einspritzungen, das Brennverfahren sehr sensitiv auf die Luftmassenänderung reagieren kann. Dabei ist in diesem Beispiel zu erkennen, dass mit abnehmender Luftmasse besonders die Aufwärmphase einen kritischen Zustand darstellt.

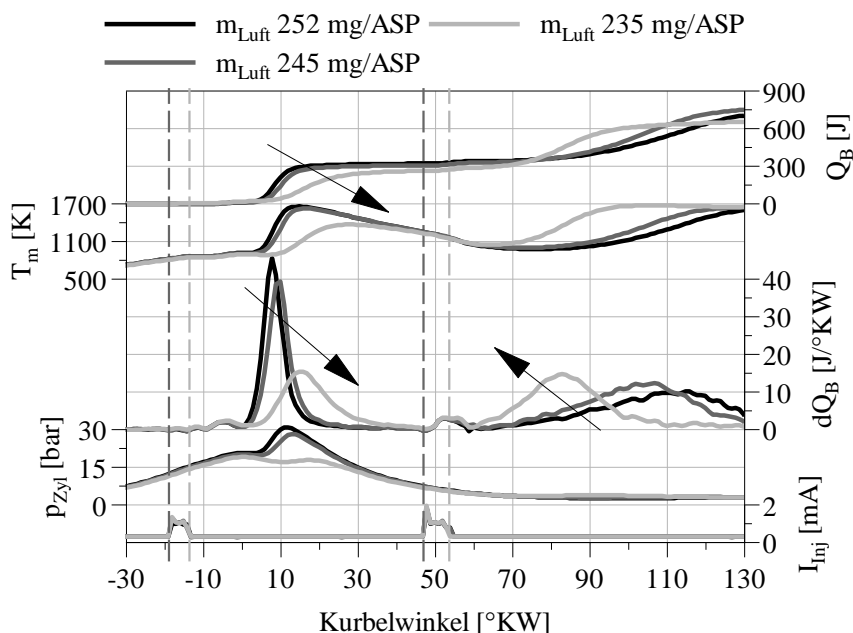


Abbildung 5.33: 1500 1/min, DVA,  $m_{Luft}$ -Variation, Zyl. 1

Nach der Aufwärmphase besitzen alle Messungen einen vergleichbaren effektiven Mitteldruck  $p_{me}$ . Die Zusammensetzung der drehmomentenbildenden Anteile aus Haupt- und Nacheinspritzung sind jedoch unterschiedlich. Bei der Messung mit der geringsten Luftmasse wirkt die Nacheinspritzung mehr momentenbildend als bei den Messungen mit höheren Luftmassen. In Summe ergibt sich in etwa der gleiche effektive Mitteldruck  $p_{me}$ .

### 5.3.3.2 Ansauglufttemperatur Einlasskanal

Die Betriebspunktparameter sind in Tabelle 5.7 aufgelistet. Der überstöchiometrische initiale Betriebspunkt unterscheidet sich ebenfalls in der Ansauglufttemperatur im Einlasskanal. Der 2<sup>te</sup> AVH ist inaktiv.

Tabelle 5.7: Betriebspunktparameter  $T_{Einlasskanal}$ -Variation

Drehzahl 1/min	$m_{HE}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	$ESZ_{HE}$ °KW <sub>vOT</sub>	$ESZ_{NE}$ °KW <sub>nOT</sub>	$m_{Luft}$ mg/ASP
1500	5,5	14,75	16	50	257

Abbildung 5.34 zeigt, dass mit zunehmender Temperatur der Ansaugluft im Einlasskanal der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  leicht ansteigt.

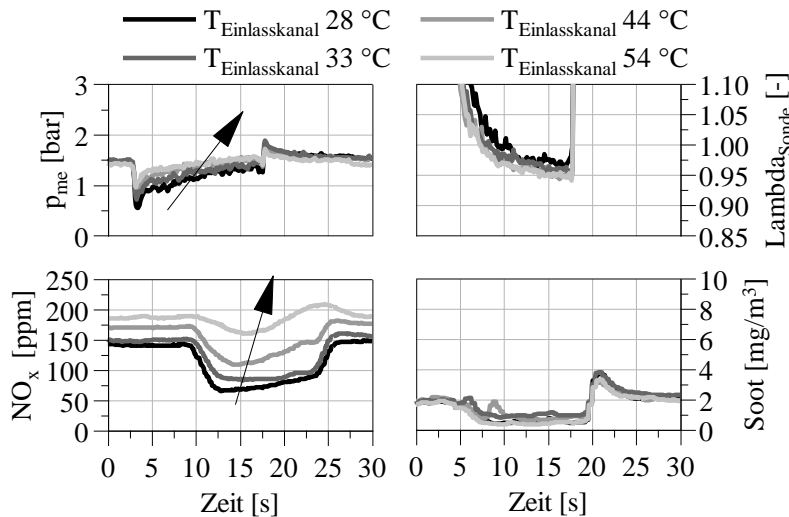


Abbildung 5.34: 1500 1/min, Messgrößen  $T_{\text{Einlasskanal}}$ -Variation

Dies ist auf die unterschiedlichen Wärmefreisetzungen im Brennverlauf  $dQ_B$  während der Haupteinspritzung zurückzuführen, siehe Abbildung 5.35. Mit höherer Ansauglufttemperatur im Einlasskanal kommt es zu kürzeren Brenndauern und höheren Wärmefreisetzungen während der Haupteinspritzung. Dies führt gleichzeitig zu einem schnelleren Aufwärmprozess, da die Haupteinspritzung von Beginn an stabiler zündet. Des Weiteren nimmt die freigesetzte Wärme im Summenbrennverlauf  $Q_B$  während der Haupteinspritzung mit höheren Temperaturen geringfügig zu, was auf eine vollständigere Kraftstoffumsetzung schließen lässt.

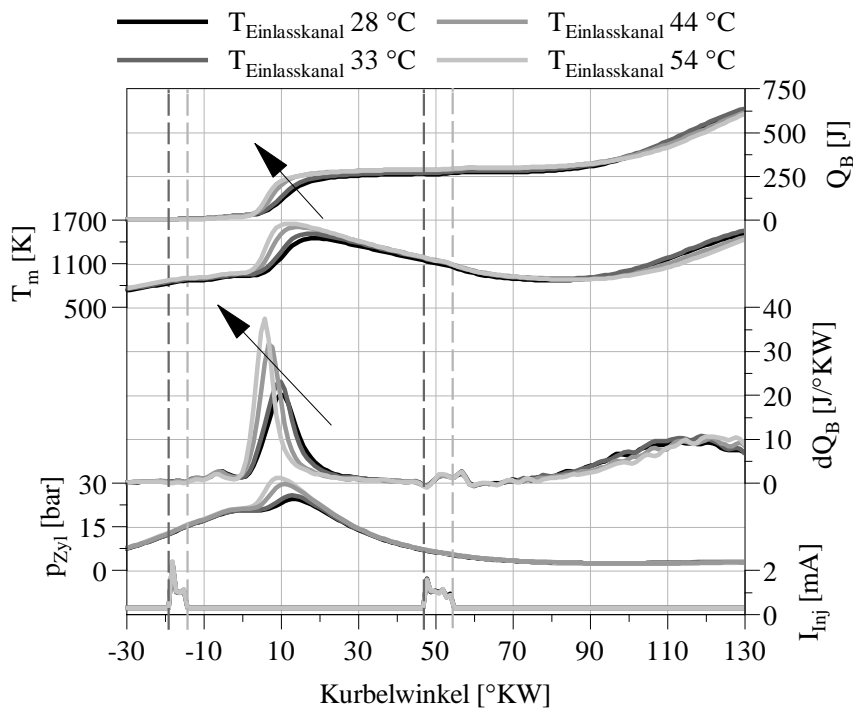


Abbildung 5.35: 1500 1/min, DVA  $T_{\text{Einlasskanal}}$ -Variation, Zyl. 1

Die Stickoxidemissionen  $\text{NO}_x$  entsprechen dem Verhalten des Brennverlaufs während der Haupteinspritzung. Mit kürzerer Brenndauer und höherer Verbrennungstemperatur während der Haupteinspritzung nehmen sie bei höheren Temperaturen im Einlasskanal zu. Die Temperaturen zum Einspritzzeitpunkt der Haupteinspritzung sind 844 K ( $T_{\text{Einlasskanal}} 28 \text{ °C}$ ), 861 K ( $T_{\text{Einlasskanal}} 33 \text{ °C}$ ), 870 K ( $T_{\text{Einlasskanal}} 44 \text{ °C}$ ) und 881 K ( $T_{\text{Einlasskanal}} 54 \text{ °C}$ ). Die Nacheinspritzungen unterscheiden sich trotz der unterschiedlichen Verbrennungsabläufe der Haupteinspritzungen nur geringfügig. Tendenziell wird der Brennverlauf  $dQ_B$  mit höherer Temperatur im

Einlasskanal zu einem späteren Kurbelwinkelbereich hin verschoben, was mit der Umsetzung des Kraftstoffs während der Haupteinspritzung korreliert. Je mehr unverbrannter Kraftstoff aus der Haupteinspritzung vorliegt, desto besser sind die Zündbedingungen für die Nacheinspritzung, was in den vorherigen Kapiteln bereits beschrieben wurde. Durch den geringen Unterschied in der Kraftstoffumsetzung ist auch die Auswirkung auf den Brennverlauf relativ klein.

Mit höheren internen Restgasraten ergibt sich der gleiche Sachverhalt. Die Einlasskanaltemperatur-Variation zeigt, dass das Androsselungspotenzial mit höherer Ansauglufttemperatur zunimmt. Die Haupteinspritzung zündet stabiler und brennt kürzer. Zudem wird die Verbrennungsstabilität verbessert. Einen quantitativen Wert für die Höhe des Androsselungspotenzials im unterstöchiometrischen Betrieb zu benennen erscheint nicht sinnvoll, da bei einer Ansaugluftandrosselung immer beide Einspritzungen angepasst werden müssen, wie in Kapitel 5.3.3.1 beschrieben. Dies würde zu einer Optimierung aus Einspritzstrategie und Ansauglufttemperaturvariation führen. Eine Differenzierung zwischen dem Potenzial der Einspritzstrategie und der Temperatur im Einlasskanal wäre nicht möglich.

### 5.3.4 Variation der Drehzahl

Die Betriebspunktparameter der Drehzahl-Variation sind in Tabelle 5.8 gelistet. Während der Messungen beträgt der zweite Auslassventilhub 0,5 mm. Die ECU-Einstellungen bezüglich Kraftstoff- und Luftpfadparameter während des unterstöchiometrischen Betriebs sind bei allen Messungen identisch. Diese umfassen auch den Raildruck und die Drall-Klappenposition. Die Messprozedur ist in Kapitel 5.1.2 beschrieben.

Tabelle 5.8: Betriebspunktparameter Drehzahl-Variation

Drehzahl 1/min	$m_{HE}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	$ESZ_{HE}$ °KW <sub>v</sub> OT	$ESZ_{NE}$ °KW <sub>n</sub> OT	$m_{Luft}$ mg/ASP
Variation	5,0	12,75	12	35	225

Abbildung 5.36 zeigt die Messgrößen der Drehzahl-Variation. Der konstante zweite Auslassventilhub führt zu einer Zunahme der internen Restgasrate bei geringeren Drehzahlen, da bei gleicher Luftmasse stärker androsselt werden muss. Sie steigt von 18 % iRGR bei 1500 1/min auf 24 % iRGR bei 1000 1/min. Damit muss bei der Interpretation der Messergebnisse auf zwei Effekte geachtet werden, zum einen auf den Einfluss der Drehzahl und zum anderen auf den Einfluss der internen Restgasrate. Der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  steigt mit sinkender Drehzahl. Grund hierfür sind die kürzere Brenndauer und die höhere Wärmefreisetzung während der Haupteinspritzung, siehe Abbildung 5.37. Diese entstehen durch die Kombination mehrerer Effekte. Zum einen durch das geänderte Verhältnis von Zeit pro °KW und zum anderen über die etwas höhere interne Restgasrate. Bei gleichem Kurbelwinkelbereich steht bei niedrigeren Drehzahlen eine längere Gemischbildungszeit zur Verfügung. Des Weiteren wird der Kurbelwinkelbereich eines kleineren Brennraumvolumens zeitlich größer. Zusammen mit der etwas höheren internen Restgasrate ergeben sich verbesserte Zündbedingungen für die Haupteinspritzung. Die Wirkung der Restgasrate ist bereits in Kapitel 5.3.1 beschrieben. Es ist anzunehmen, dass der Zeit-Faktor einen größeren Einfluss als die interne Restgasrate besitzt, denn Messungen mit inaktivem zweitem Auslassventilhub zeigen das gleiche Verhalten in den Brennverläufen  $dQ_B$ , siehe Anhang 8.11. Der Einfluss durch die Änderung des Dralls mit der Drehzahl kann in diesem kleinen Drehzahlband als untergeordnet angesehen werden. In mehreren wissenschaftlichen Arbeiten wird beschrieben, dass mit aktivem zweiten Auslassventilhub das Erzeugen einer Drallströmung gehemmt wird [82] [83]. Zudem zeigten zusätzliche Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit, dass die Drallklappenstellung im unterstöchiometrischen Betrieb, mit den entsprechenden Betriebspunktparametern, einen geringen Einfluss auf das Brennverfahren hat. Die Messung mit der Drehzahl 1500 1/min zeigt die geringste Wärmefreisetzung während der Haupteinspritzung im Summenbrennverlauf  $Q_B$ . Dies lässt auf unverbrannten Kraftstoff zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung schließen, was sich positiv auf



die Zündbedingungen der Nacheinspritzung auswirkt. Die Wärmefreisetzungen während der Nacheinspritzungen verhalten sich umgekehrt zu den Wärmefreisetzungen der Haupteinspritzungen und korrelieren mit den unverbrannten Kraftstoffmassen aus den Haupteinspritzungen. Die Messung mit der höchsten Drehzahl zeigt die kürzeste Brenndauer bezogen auf den Kurbelwinkel und die höchste Wärmefreisetzung im Brennverlauf während der Nacheinspritzung.

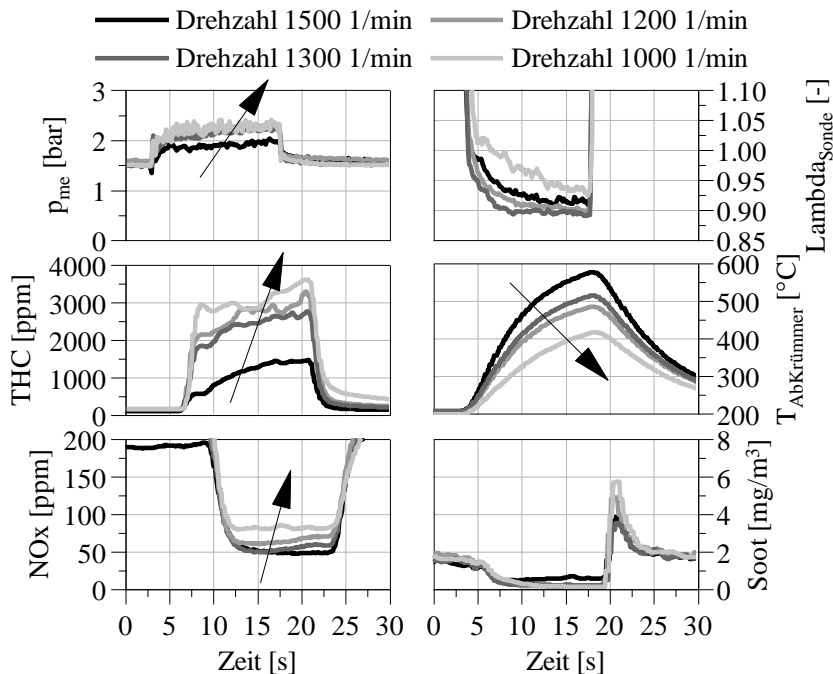


Abbildung 5.36: 1500 1/min Messgrößen Drehzahl-Variation, 2<sup>ter</sup> AVH 0,5 mm

Die freigesetzte Wärme am Ende des Summenbrennverlaufs  $Q_B$  korreliert mit der im Abgas enthaltenen Energie, berechnet aus HC und CO. Die Messung mit der höchsten Drehzahl zeigt die geringste im Abgas enthaltene Energie. Die Massenmitteltemperaturen  $T_m$  während der Haupteinspritzung korrelieren mit den NOx-Emissionen. Je höher diese sind, desto höher ist die NOx-Emission. Die Massenmitteltemperaturen  $T_m$  am Ende des Hochdruckteils sind bei niedrigen Drehzahlen geringer, was auch in der Abgastemperatur  $T_{Abkrümmer}$  in Abbildung 5.36 zu sehen ist. Die Wandwärmeverluste steigen mit sinkender Drehzahl.

Die steigenden Kohlenwasserstoffemissionen THC bei geringeren Drehzahlen sind mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die unvollständiger werdende Kraftstoffumsetzung während der Nacheinspritzung zurückzuführen. Grund hierfür sind die erschwerteren Zündbedingungen durch die höhere interne Restgasrate und die geringere unverbrannte Kraftstoffmasse aus der Haupteinspritzung. Bei 1000 1/min zeigt nicht mehr jedes Arbeitsspiel eine Wärmefreisetzung während der Nacheinspritzung, dieser Effekt bei hohen internen Restgasraten ist bereits in Kapitel 5.3.1 beschrieben. Die ausbleibende Wärmefreisetzung sorgt für hohe Zyklenschwankungen, welche im effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  und im Lambdawert zu erkennen sind. Um dies zu verhindern, müsste der Nacheinspritzzeitpunkt zu einem früheren Kurbelwinkel erfolgen. Die Rußemissionen sind in allen Messungen auf einem niedrigen Niveau.

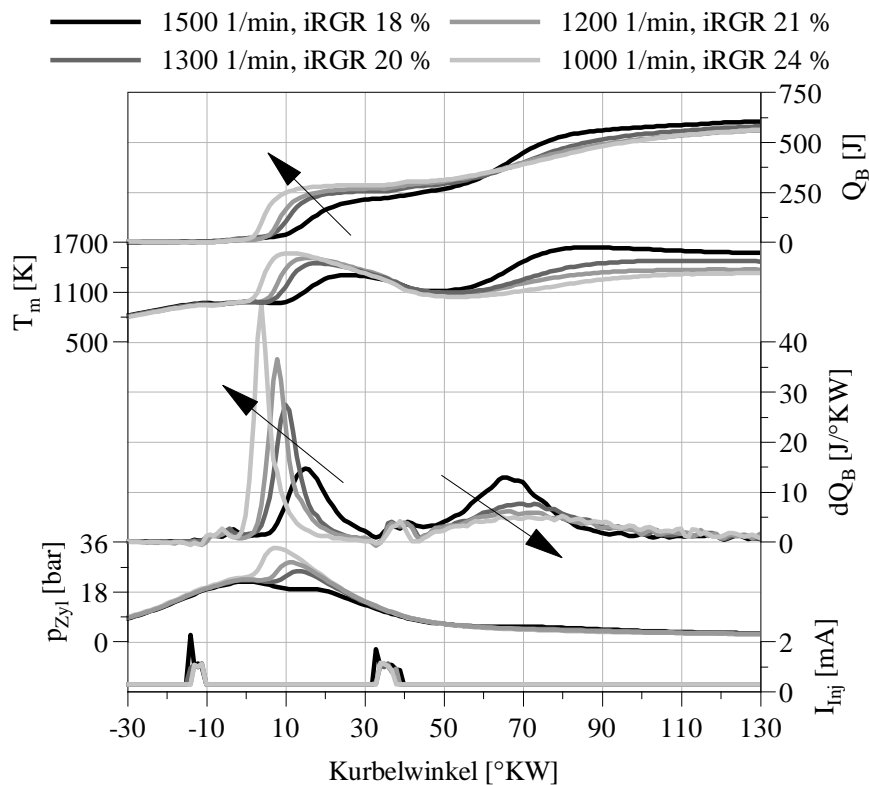


Abbildung 5.37: 1500 1/min, DVA Drehzahl-Variation, 0,5 mm 2<sup>ter</sup> Auslassventilhub

Mit deaktiviertem zweitem Auslassventilhub verhält sich das System gleich. Die interne Restgasrate steigt aufgrund der Androsselung des Luftmassenstroms ebenfalls etwas an, jedoch auf einem geringeren Niveau als mit aktiviertem zweiten Auslassventilhub. Sie steigt von 6 % iRGR bei 1500 1/min auf 10 % iRGR bei 1000 1/min, siehe Anhang 8.11.

### 5.3.5 Variation der Kühlwassertemperatur

Tabelle 5.9 zeigt die Betriebspunktparameter der Kühlwassertemperatur-Variation. Der 2<sup>te</sup> AVH ist während der Messungen inaktiv. Die interne Restgasrate beträgt ca. 7 %. Die ECU-Einstellungen des Ausgangspunktes bei 80 °C Kühlwassertemperatur sind so gewählt, dass er eine möglichst hohe Verbrennungsstabilität und kurze Aufwärmphase besitzt.

Tabelle 5.9: Betriebspunktparameter  $T_{KW}$ -Variation, inaktiver 2<sup>ter</sup> AVH

Drehzahl 1/min	$m_{HE}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	$ESZ_{HE}$ °KW <sub>vOT</sub>	$ESZ_{NE}$ °KW <sub>nOT</sub>	$m_{Luft}$ mg/ASP
1500	7,0	13,8	18	45	262

Abbildung 5.39 zeigt die Messgrößen der Kühlwassertemperatur-Variation. Mit sinkender Kühlwassertemperatur ist im effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  ein deutliches Aufwärmverhalten zu erkennen. Bei der Kühlwassertemperatur von 55 °C steigt der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  bis zum Ende des unterstöchiometrischen Betriebs an. Außerdem besitzt er den niedrigsten Wert im Vergleich mit den anderen Messungen. Das Aufwärmverhalten kann ebenfalls im Lambdawert beobachtet werden, zudem wird dieser mit fallender Kühlwassertemperatur magerer. Dementsprechend sinken die CO-Emissionen bei einem gleichzeitigen Anstieg der CO<sub>2</sub>-Emissionen.

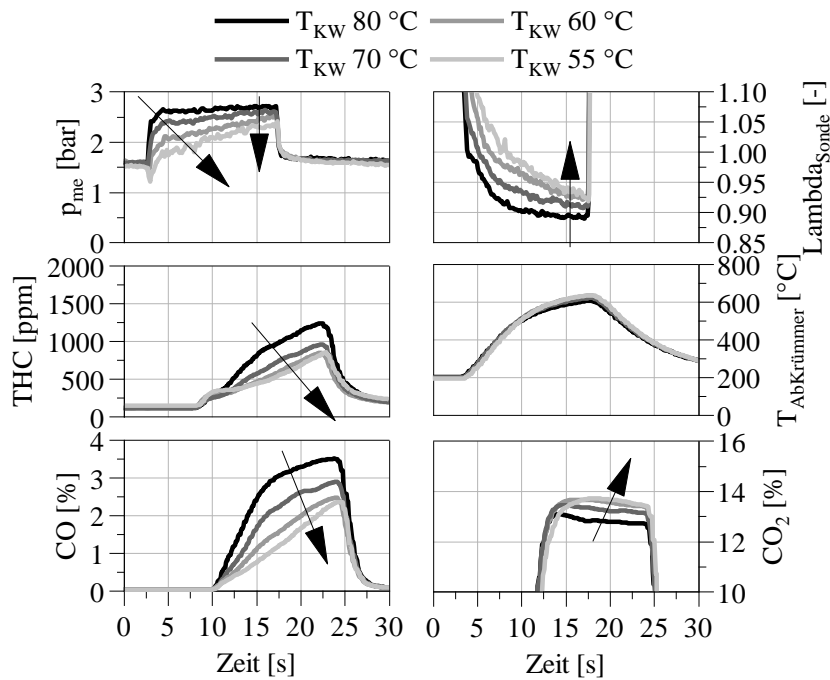


Abbildung 5.38: 1500 1/min, Messgrößen  $T_{KW}$ -Variation

Das Ergebnis der Druckverlaufsanalyse ist in Abbildung 5.39 dargestellt. Mit sinkender Kühlwassertemperatur wird die Brenndauer während der Haupteinspritzung länger und im Brennverlauf  $dQ_B$  zeigt sich ein niedrigeres Maximum, was den geringeren effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  erklärt. Die freigesetzte Wärme im Summenbrennverlauf  $Q_B$ , sowohl während der Haupteinspritzung als auch während der Nacheinspritzung, nehmen ab. Wobei die Differenz im Summenbrennverlauf  $Q_B$ , zwischen höchster und niedrigster Kühlwassertemperatur, nach der Haupteinspritzung etwas größer ist als am Ende des Hochdruckteils des Arbeitsspiels. Die vom Wandwärmemodell berechnete Wandwärme nimmt mit sinkender Kühlwassertemperatur ab, da bei geringerer Kühlwassertemperatur die Verbrennung während der Haupteinspritzung verzögert wird. Dadurch ergibt sich ein geringeres Temperaturniveau während der Haupteinspritzung. Unter Verwendung anderer Wandwärmeeansätze zeigt sich derselbe Zusammenhang. Einen ähnlich geringen Einfluss der Kühlwassertemperatur auf die Wandwärmeverluste beschreibt auch [84] in seiner Arbeit.

In den Brennverläufen  $dQ_B$  ist zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung bei den Messungen mit niedrigeren Kühlwassertemperaturen eine leichte Verschiebung zu einem früheren Kurbelwinkel zu erkennen. Dies ist ein Indiz darauf, dass während der Verbrennung der Haupteinspritzung mehr CO- und HC-Emissionen bei niedrigeren Kühlwassertemperaturen gebildet werden. Diese unvollständigen Verbrennungsprodukte können die schlechteren Zündbedingungen aus Druck und Temperatur für die Nacheinspritzung überkompensieren, wie dies bereits in den vorherigen Unterkapiteln beschrieben wurde. Das Resultat ist ein annähernd gleicher Brennverlauf  $dQ_B$  während der Nacheinspritzung. Ein weiterer Hinweis darauf ist die geringer werdende Differenz im Summenbrennverlauf  $Q_B$  zwischen dem Ende der Haupteinspritzung und dem Ende des Hochdruckteils des Arbeitsspiels bei Vergleich der Messungen. Eine Bekräftigung für diese Theorie ergibt sich außerdem im Folgenden bei der Kühlwassertemperatur-Variation mit höherer interner Restgasrate. Diese führt zu einer Verstärkung des beschriebenen Effektes der unvollständigen Kraftstoffumsetzung während der Haupteinspritzung.

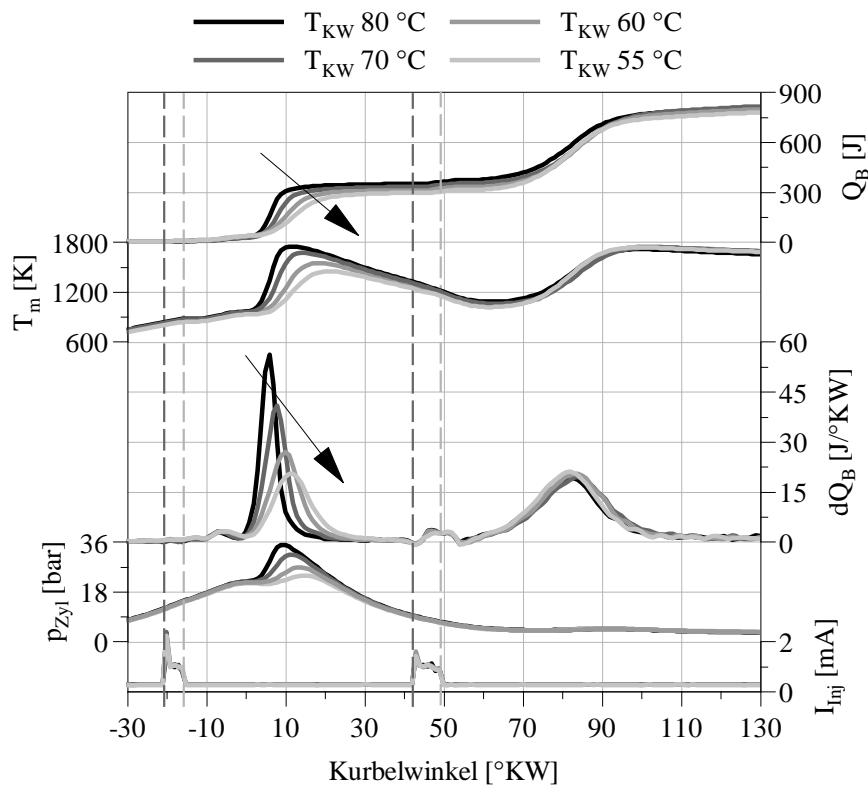


Abbildung 5.39: 1500 1/min, DVA  $T_{KW}$ -Variation, Zyl. 1

Die abnehmenden CO-Emissionen bei gleichzeitig zunehmenden CO<sub>2</sub>-Emissionen mit geringeren Kühlwassertemperaturen lassen sich mit hoher Wahrscheinlichkeit auf das höhere Verbrennungsluftverhältnis bei niedrigeren Kühlwassertemperaturen zurückführen. Die Kohlenstoffbilanz nimmt von höchster zu niedrigster Kühlwassertemperatur um etwa drei Prozent ab, was mit dem Lambdawert korreliert. Die Abnahme in der Kohlenstoffbilanz kann mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die höhere Wand-/ Kolbenbenetzung aufgrund der geringeren Bauteiltemperaturen zurückgeführt werden. Durch die fehlende Kraftstoffmasse kommt es zu einem höheren Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{\text{Sonde}}$  und dementsprechend weniger CO-Emissionen. Mit niedrigeren Kühlwassertemperaturen wird die Verbrennungsstabilität zunehmend schlechter. Bei einer weiteren Absenkung der Kühlwassertemperatur kommt es zu Zündaussetzern und das Brennverfahren bricht zusammen. Bereits bei 50 °C wird die Verbrennungsstabilität so schlecht, dass der Aufwärmprozess nicht mehr stattfinden kann.

In Tabelle 5.10 sind die Daten der Kühlwassertemperaturvariation mit einem zweiten Auslassventilhub von 0,5 mm gelistet. Die ECU-Einstellungen bei der höchsten Kühlwassertemperatur sind ebenfalls so gewählt, dass eine hohe Verbrennungsstabilität und eine kurze Aufwärmphase im unterstöchiometrischen Betrieb vorliegen.

Tabelle 5.10: Betriebspunktparameter  $T_{KW}$ -Variation, 0,5 mm 2<sup>ter</sup> AVH

Drehzahl	$m_{HE}$	$m_{NE}$	$ESZ_{HE}$	$ESZ_{NE}$	$m_{Luft}$
1/min	mg/ASP	mg/ASP	°KW <sub>vOT</sub>	°KW <sub>nOT</sub>	mg/ASP
1500	7,0	10,5	15	40	225

Abbildung 5.40 zeigt die Messgrößen der Kühlwassertemperaturvariation mit einem zweiten Auslassventilhub von 0,5 mm. Die interne Restgasrate beträgt bei den Messungen mit zweitem Auslassventilhub ca. 19 %. Im Unterschied zu den Messungen ohne zweiten Auslassventilhub ist keine deutliche Steigung im effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  zu erkennen, auch nicht bei einer

weiteren Absenkung der Kühlwassertemperatur auf 40 °C. Die anderen dargestellten Messgrößen verhalten sich ähnlich zu den Messungen ohne zweiten Auslassventilhub. Für die CO und CO<sub>2</sub>-Emissionen gilt auch, wie bei den Messungen ohne zweiten Auslassventilhub, mit geringerer Kühlwassertemperatur nehmen die CO-Emissionen ab und die CO<sub>2</sub>-Emissionen zu. In der Kohlenstoffbilanz, berechnet gegen Ende des unterstöchiometrischen Betriebs, kommt es ebenfalls zu einer Abnahme um 3 %, was mit dem gemessenen Lambdawert korreliert.

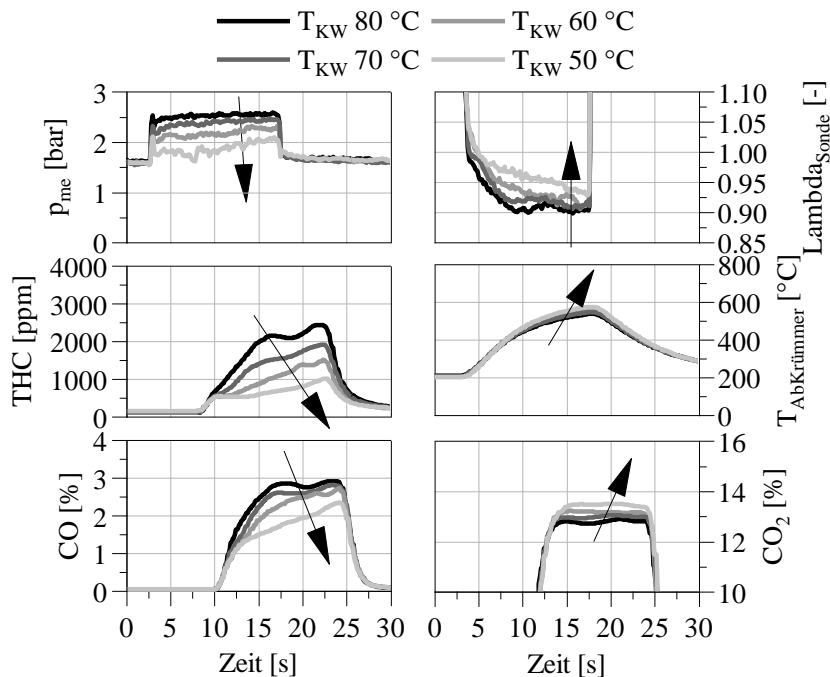


Abbildung 5.40: 1500 1/min, Messgrößen  $T_{KW}$ -Var., 0,5 mm 2<sup>ter</sup> AVH

Die Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_B$  während der Haupteinspritzung verhält sich ähnlich zu den Messungen ohne zweiten Auslassventilhub, wie in Abbildung 5.41 dargestellt. Je geringer die Kühlwassertemperatur, desto länger ist die Brenndauer und umso niedriger ist die Wärmefreisetzung während der Haupteinspritzung. Die im Summenbrennverlauf  $Q_B$  während der Haupteinspritzung freigesetzte Wärme nimmt mit geringerer Kühlwassertemperatur ab. Die unterschiedlichen Wärmefreisetzungen im Summenbrennverlauf  $Q_B$  während der Haupteinspritzung deuten bei geringeren Kühlwassertemperaturen auf eine unvollständigere Kraftstoffumsetzung hin. Durch diesen unverbrannten Kraftstoff werden die Zündbedingungen zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung verbessert, wie bereits bei der Kühlwassertemperatur-Variation ohne zweiten Auslassventilhub beschrieben.

Daraus resultiert eine höhere Wärmefreisetzung und kürzere Brenndauer im Brennverlauf  $dQ_B$  während der Nacheinspritzung. Die Kohlenwasserstoffemissionen THC korrelieren mit diesem Verlauf. Je höher die Wärmefreisetzung und je kürzer die Brenndauer, desto niedriger die Kohlenwasserstoffemissionen THC. Gegen Ende des Hochdruckteils des Arbeitsspiels korrelieren die Abgasatemperatur  $T_{AbKrümmer}$  und die Massenmitteltemperatur  $T_m$  ebenfalls. Die Verbrennungsstabilität nimmt mit geringerer Kühlwassertemperatur ab. Aufgrund des zurückgeführten heißen Abgases kann die Kühlwassertemperatur weiter abgesenkt werden als bei inaktivem zweitem Auslassventilhub.

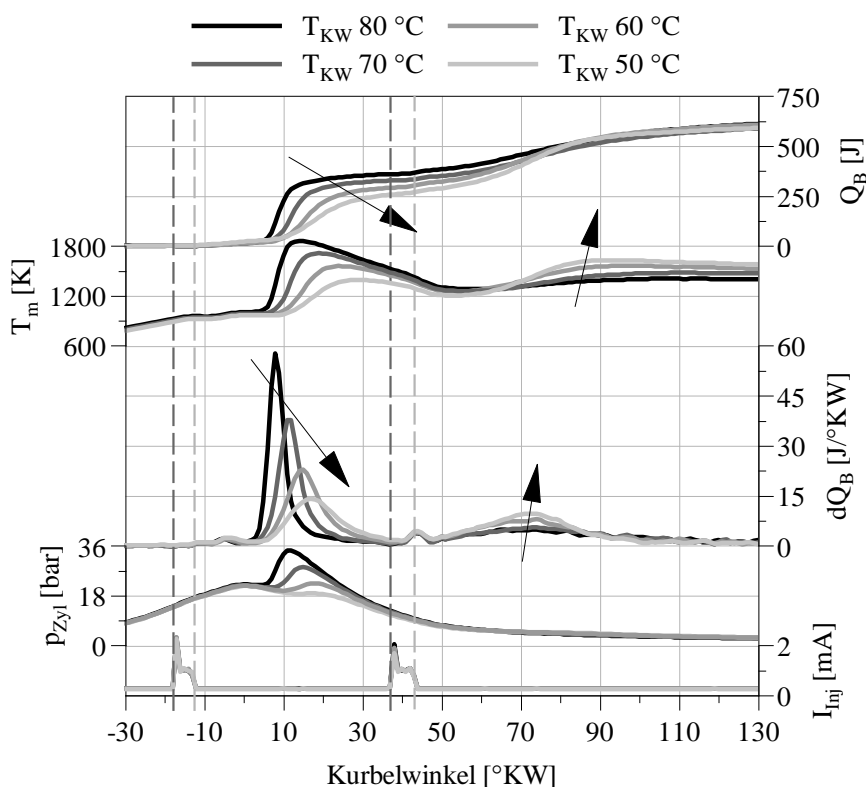


Abbildung 5.41: 1500 1/min, DVA  $T_{KW}$ -Var., Zyl. 1, 0,5 mm 2<sup>ter</sup> AVH

### 5.3.6 Variation des Verdichtungsverhältnisses

In Tabelle 5.11 sind die Betriebspunkteinstellungen der Variation des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  dargestellt. Der Versuchsaufbau unterscheidet sich lediglich durch die Kolben. Diese besitzen verschiedene Feuersteghöhen zur Darstellung der unterschiedlichen Verdichtungsverhältnisse. Das geometrische Verdichtungsverhältnis bei höherer Verdichtung beträgt 15,8 und bei niedrigerer Verdichtung 14,8. Die interne Restgasrate beträgt bei höherem Verdichtungsverhältnis 6,1 % und bei niedrigerem Verdichtungsverhältnis 6,6 %.

Tabelle 5.11: Betriebspunktparameter  $\epsilon$ -Variation, inaktiver 2<sup>ter</sup> AVH

Drehzahl 1/min	$m_{HE}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	$ESZ_{HE}$ °KW <sub>vOT</sub>	$ESZ_{NE}$ °KW <sub>nOT</sub>	$m_{Luft}$ mg/ASP
1500	6,0	14,2	16	50	252

Die Messergebnisse der unterschiedlichen Verdichtungsverhältnisse sind in Abbildung 5.42 dargestellt. Der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  ist bei geringerem Verdichtungsverhältnis gegen Ende des unterstöchiometrischen Motorbetriebs etwas höher, was mit dem indizierten Mitteldruck korreliert. Die Emissionsmesswerte der Kohlenwasserstoffe THC und der Kohlenmonoxide CO zeigen qualitativ dieselben Verläufe. Die NO<sub>x</sub>-Emissionen sind bei höherem Verdichtungsverhältnis höher, was mit der Massenmitteltemperatur  $T_m$  aus der Druckverlaufsanalyse korreliert. Je höher diese während der Haupteinspritzung ist, desto höher sind die NO<sub>x</sub>-Emissionen. Die Abgastemperaturen  $T_{Abkrümmer}$  zeigen sowohl qualitativ als auch quantitativ die gleichen Verläufe.

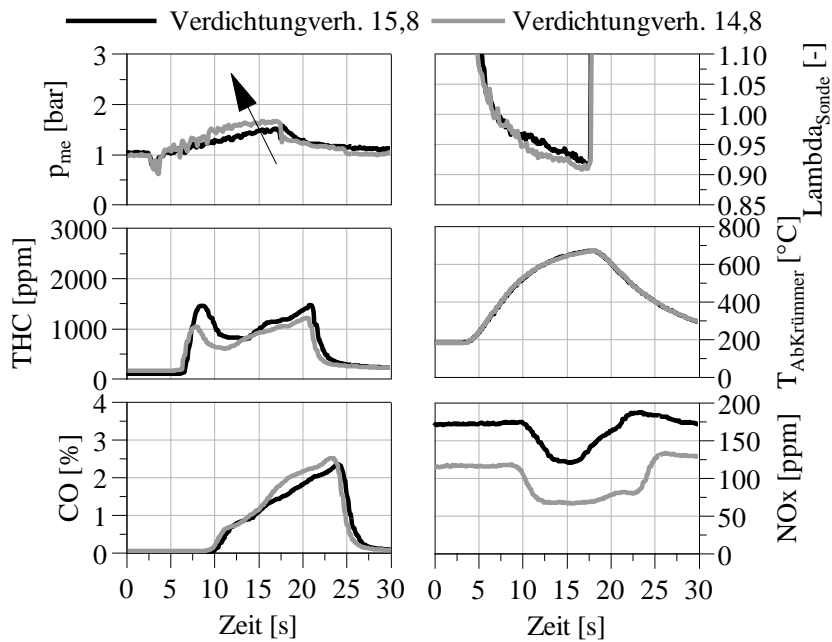


Abbildung 5.42: 1500 1/min, Messgrößen  $\epsilon$ -Variation, inaktiver 2<sup>ter</sup> AVH

In der Betrachtung der Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse in Abbildung 5.43 lassen sich deutliche Unterschiede zwischen den beiden Verdichtungsverhältnissen erkennen. Das höhere Verdichtungsverhältnis weist während der Haupteinspritzung eine kürzere Zündverzugszeit, eine kürzere Brenndauer und eine etwas höhere Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_B$  auf. Die Nacheinspritzung verhält sich umgekehrt zur Haupteinspritzung. Das höhere Verdichtungsverhältnis zeigt einen späteren Anstieg und ein geringeres Maximum in der Wärmefreisetzung des Brennverlaufs  $dQ_B$ . Die Zündbedingungen für die Nacheinspritzung durch den höheren Druck und die höhere Temperatur sind bei niedrigerem Verdichtungsverhältnis besser. Zu erkennen ist auch, dass die Wärmefreisetzung bei beiden Verdichtungsverhältnissen zum Zeitpunkt, an dem die Auslassventile öffnen, nicht abgeschlossen ist.

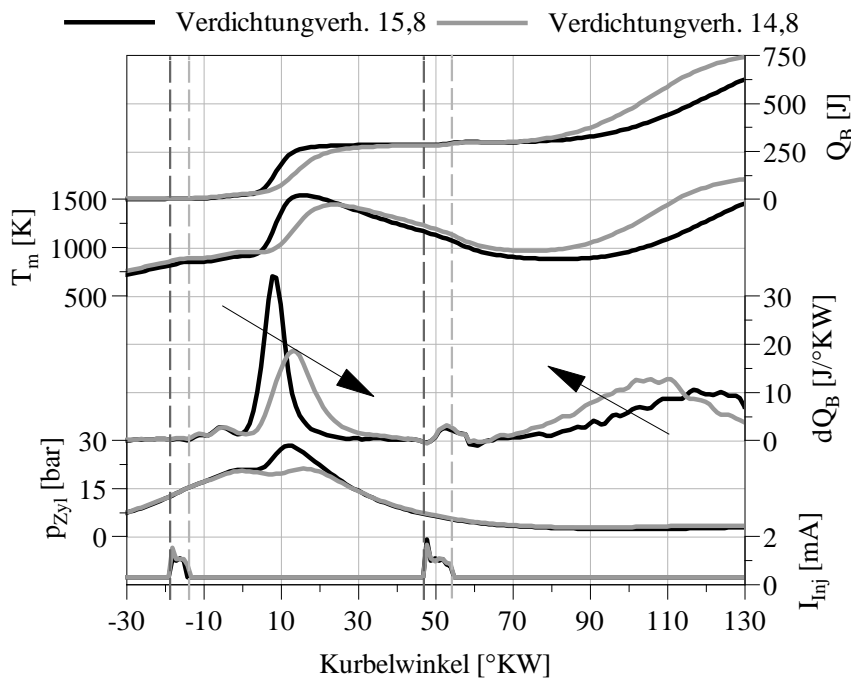


Abbildung 5.43: 1500 1/min, DVA  $\epsilon$ -Variation, Zyl. 1, inaktiver 2<sup>ter</sup> AVH

Eine Gleichstellung beider Brennverläufe  $dQ_B$  kann über eine Luftmassenreduktion bei der Messung mit höherem Verdichtungsverhältnis erreicht werden. Dadurch wird die Verbrennung der Haupteinspritzung verzögert und die Kraftstoffumsetzung im Summenbrennverlauf etwas geringer, was zu einem früheren Beginn und einer höheren Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_B$  der Nacheinspritzung führt. Die Wirkung einer Luftmassenreduktion ist bereits in Kapitel 5.3.3.1 beschrieben. Auch bei anderen Haupteinspritzmassen zeigt sich ein gleiches Verhalten zwischen den unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen.

Das Verhalten der beiden Verdichtungsverhältnisse bei erhöhter Restgasrate wird im Folgenden beschrieben. Die Betriebspunktparameter bei einem zweiten Auslassventilhub von 0,35 mm sind in Tabelle 5.12 gelistet.

Tabelle 5.12: Betriebspunktparameter  $\epsilon$ -Variation, 0,35 mm 2<sup>ter</sup> AVH

Drehzahl 1/min	$m_{HE}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	$ESZ_{HE}$ °KW <sub>v</sub> OT	$ESZ_{NE}$ °KW <sub>n</sub> OT	$m_{Luft}$ mg/ASP
1500	5,5	12	14	40	232

In Abbildung 5.44 sind die Messgrößen dargestellt. Die interne Restgasrate beträgt 15 % bei einem Verdichtungsverhältnis von 15,8 und 14,2 % bei einem Verdichtungsverhältnis von 14,8. Der zweite Auslassventilhub wird auf 0,35 mm eingestellt. Die grundsätzlichen Zusammenhänge und Einflüsse der internen Restgasrate auf das Brennverfahren sind bereits in Kapitel 5.3.1 beschrieben. Der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  unterscheidet sich gegen Ende des unterstöchiometrischen Betriebs geringfügig. Das höhere Verdichtungsverhältnis weist einen fetteren Lambdaverlauf auf. Zum einen liegt dieser an der kürzeren Aufwärmphase, welche die Messung mit dem höheren Verdichtungsverhältnis zeigt. Zum anderen kann auch die geänderte Kolbengeometrie einen Einfluss auf die Kraftstoffstrahlinteraktion mit dem Kolben oder der Wand haben. Die kürzere Aufwärmphase hängt mit der Wärmefreisetzung während der Haupteinspritzung zusammen, wie dies bereits in Kapitel 5.3.2.1 beschrieben wurde. Diese ist bei der Messung mit dem höheren Verdichtungsverhältnis höher. Dementsprechend steigt die Massenmitteltemperatur  $T_m$ , was zu einem schnelleren Aufwärmverhalten führt, siehe Abbildung 5.45. Mit dem höheren Verdichtungsverhältnis steigen die CO-Emissionen, während die CO<sub>2</sub>-Emissionen sinken, beide Werte korrelieren mit dem Lambdawert. Die NO<sub>x</sub>-Emissionen korrelieren auch hier mit der Massenmitteltemperatur  $T_m$  während der Haupteinspritzung. Je höher diese ist, desto höher sind die NO<sub>x</sub>-Emissionen. Die Temperatur im Abgaskrümmen  $T_{AbKrümmer}$  unterscheidet sich geringfügig. Dabei liegt die Abgastemperatur  $T_{AbKrümmer}$  des niedrigeren Verdichtungsverhältnisses etwas höher, dies ist ebenfalls in der Massenmitteltemperatur  $T_m$  der Druckverlaufsanalyse zu erkennen.



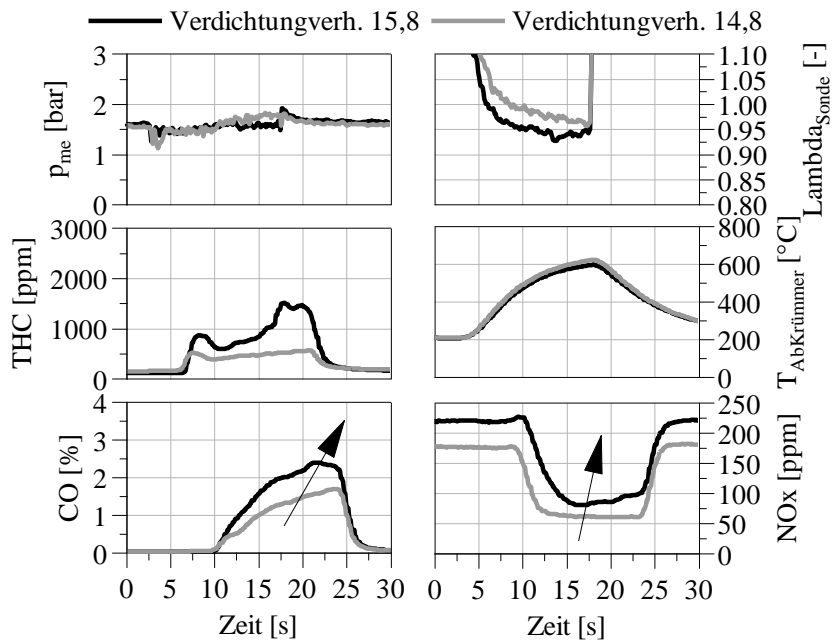


Abbildung 5.44: 1500 1/min, Messgrößen  $\epsilon$ -Variation, 0,35 mm 2<sup>ter</sup> AVH

Wie bereits beim Aufwärmverhalten erwähnt, zeigt das höhere Verdichtungsverhältnis eine höhere Wärmefreisetzung im Brennverlauf und eine kürzere Brenndauer während der Haupteinspritzung, siehe Abbildung 5.45. Die freigesetzte Wärme im Summenbrennverlauf  $Q_B$  ist ebenfalls höher. Die Wärmefreisetzung während der Nacheinspritzung verhält sich entgegengesetzt. Das höhere Verdichtungsverhältnis zeigt eine geringere Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_B$  und eine längere Brenndauer. Außerdem ist bei der Messung mit höherem Verdichtungsverhältnis die Wärmefreisetzung zum Zeitpunkt, an dem die Auslassventile öffnen, noch nicht abgeschlossen.

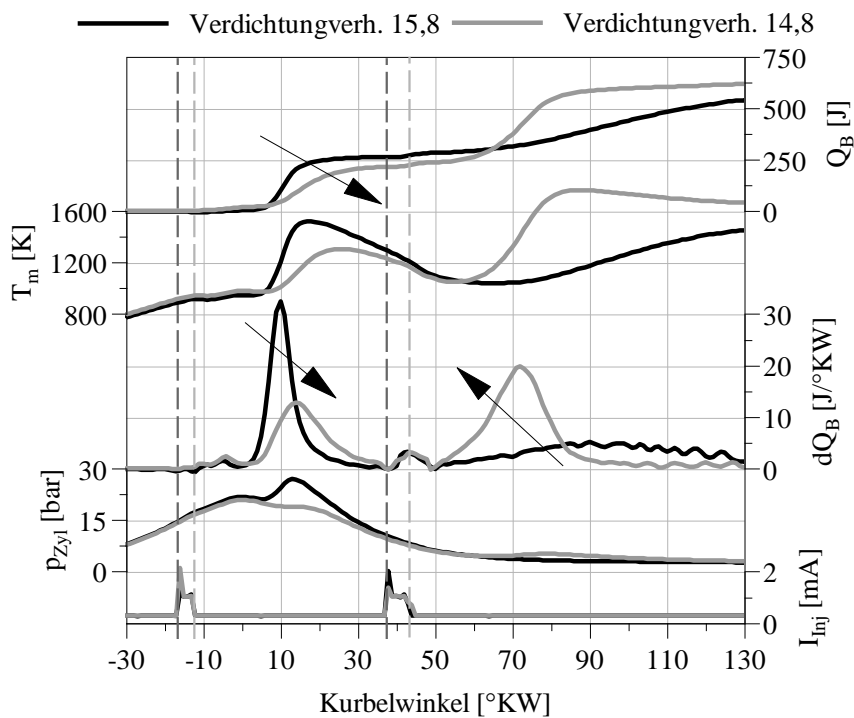


Abbildung 5.45: 1500 1/min, DVA  $\epsilon$ -Variation, 0,35 mm 2<sup>ter</sup> AVH, Zyl. 1

Auch hier ist zu erkennen, dass sich die unvollständige Kraftstoffumsetzung der Haupteinspritzung positiv auf die Zündbedingung der Nacheinspritzung auswirkt. Trotz geringerer Massentemperatur  $T_m$  und geringerem Druck  $p_{Zyl}$  zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung zeigt das geringere Verdichtungsverhältnis eine höhere Wärmefreisetzung im Brennverlauf  $dQ_B$  und eine kürzere Brenndauer. Der etwas höhere effektive Mitteldruck  $p_{me}$  zum Ende des unterstöchiometrischen Motorbetriebs ergibt sich aus dem drehmomentenbildenden Anteil der Nacheinspritzung. Dieser nimmt mit fortschreitender Aufwärmung des Brennraums zu.

Die Untersuchungen der beiden Verdichtungsverhältnisse bestätigen, dass die grundlegenden Effekte einzelner Variationsparameter auf das Brennverfahren gleich sind. Tendenziell kann die Luftmasse im unterstöchiometrischen Betrieb mit höherem Verdichtungsverhältnis weiter abgesenkt werden. Durch die gegenseitige Beeinflussung der beiden Einspritzungen und der internen Restgasrate muss die Einspritzstrategie bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen angepasst werden. Die Charakteristik der Wärmefreisetzung im Brennverlauf bei einer Absenkung des Verdichtungsverhältnisses gleicht dem Verhalten einer Luftmassenreduktion, wie in Kapitel 5.3.3.1 gezeigt.

### 5.3.7 Untersuchung HCCI

In diesem Unterkapitel wird untersucht, wie sich eine sehr frühe Einspritzung in den Kompressionstakt auf das Brennverfahren auswirkt. Dafür wird eine sehr frühe Voreinspritzung mit einem Einspritzzeitpunkt 102 °KWvOT eingeführt. Die Einspritzmasse der Voreinspritzung wird bei gleichbleibender Haupteinspritzmasse sukzessive erhöht. Die Nacheinspritzmasse wird entsprechend reduziert, sodass sich ein konstantes  $\lambda_{theo}$  ergibt.

Tabelle 5.13: Betriebspunktparameter VE-Variation, inaktiver 2<sup>ter</sup> AVH

Drehzahl 1/min	$m_{HE}$ mg/ASP	$m_{NE}$ mg/ASP	$ESZ_{HE}$ °KWvOT	$ESZ_{NE}$ °KWnOT	$m_{Luft}$ mg/ASP
1500	5,5	konst. $\lambda_{theo}$	16	50	252

Abbildung 5.46 zeigt das Messergebnis der VE-Variation. Dabei wird die Voreinspritzmasse bis auf 3,0 mg/ASP angehoben. Eine weitere Anhebung ist aufgrund des maximalen Druckgradienten nicht sinnvoll. Durch die gleichbleibende Haupteinspritzmasse steigt der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  an. Die anderen Messgrößen verhalten sich weitestgehend gleich. Die Verbrennungsstabilität nimmt bei den Messungen mit aktiver Voreinspritzung zu. Der Grund für den höheren effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  liegt in der höheren Kraftstoffmasse die zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung umgesetzt wird. Diese besteht aus  $m_{HE}$  und  $m_{VE}$ .

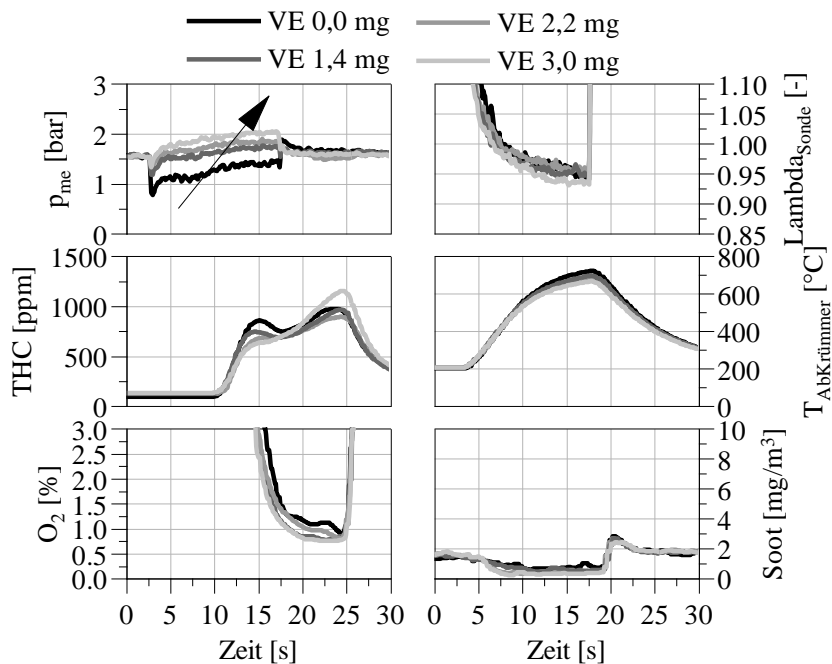


Abbildung 5.46: 1500 1/min, Messgrößen frühe VE-Variation,  $ESZ_{VE}$  102 °KWvOT

Im nächsten Schritt wird geprüft, ob dieser Vorteil in der Verbrennungsstabilität auch zu einer Absenkung des effektiven Mitteldrucks genutzt werden kann. Dafür wird eine Variation durchgeführt, in der sukzessive die Haupteinspritzmasse reduziert wird. Als Startpunkt der Variation wird der Betriebspunkt mit der Voreinspritzmasse von 3,0 mg/ASP ausgewählt. Die Betriebspunktparameter sind in Tabelle 5.14 gelistet.

Tabelle 5.14: Betriebspunktparameter DVA mHE-Absenkung, inaktiver 2<sup>ter</sup> AVH

Drehzahl 1/min	m <sub>HE</sub> mg/ASP	m <sub>NE</sub> mg/ASP	ESZ <sub>HE</sub> °KW <sub>vOT</sub>	ESZ <sub>NE</sub> °KW <sub>nOT</sub>	m <sub>Luft</sub> mg/ASP
1500	Var	konst. λ <sub>theo</sub>	16	50	252

Abbildung 5.47 zeigt die Messgrößen der Variation der Reduzierung der Haupteinspritzmasse. Dabei kann gesehen werden, dass mit sinkender Haupteinspritzmasse der effektive Mittel- druck p<sub>me</sub> geringer wird. Deutlich zu erkennen ist, sowohl im Lambdasondensenal als auch in der Sauerstoffemission, der schlechter werdende Sauerstoffumsetzungsgrad. Dieser korreliert mit der Verbrennungsstabilität, sie wird ebenfalls schlechter. Der Grund hierfür ist die in der Haupteinspritzung schlechter werdende Kraftstoffumsetzung. Die Haupteinspritzung zündet nicht mehr so stabil wie bei höheren Haupteinspritzmassen. Auch die Zündbedingungen für die Nacheinspritzung werden schlechter, was dazu führt, dass sie nicht mehr vollständig umgesetzt.

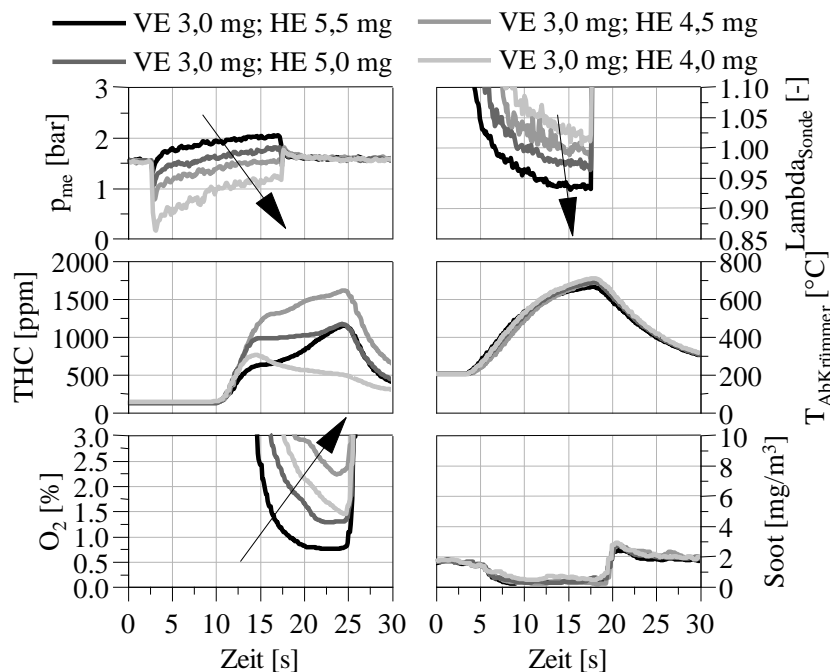


Abbildung 5.47: 1500 1/min, Messgrößen m<sub>HE</sub>-Absenkung, ESZ<sub>VE</sub> 102 °KW<sub>vOT</sub>

Dies zeigt, dass durch die zusätzlich eingebrachte Voreinspritzmasse die Haupteinspritz- masse nicht um die gleiche Masse reduziert werden kann. Dadurch steigt der effektive Mittel- druck an. Bei aktivem zweiten Auslassventilhub zeigt sich ein ähnliches Verhalten. Auf eine gesonderte Darstellung wird verzichtet.

## 5.4 Potenzialabschätzung hoher interner Restgasraten

### 5.4.1 Vergleich der MES-Strategien

In diesem Unterkapitel werden die gefundenen Optima mit und ohne aktivierten zweiten Auslassventilhub gegenübergestellt. Abbildung 5.48 zeigt die verschiedenen Betriebspunkte (BP). In Tabelle 5.15 sind die wichtigsten Betriebspunktparameter gelistet. Das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{\text{Sonde}}$  ist in allen Messungen auf 0,95 eingestellt. Betriebspunkt 1 stellt das gefundene Optimum mit 23 % interner Restgasrate und minimalem effektiven Mitteldruck  $p_{\text{me}}$  dar. Dieser beträgt 1,0 bar, was einer effektiven Leistung von ca. 2,5 kW und einem Drehmoment von ca. 16 Nm entspricht.

Tabelle 5.15: *Betriebspunktparameter MES-Strategie*

BP	Drehzahl 1/min	$p_{\text{me}}$ bar	iRGR %	2 <sup>ter</sup> AVH mm	$m_{\text{Luft}}$ mg/ASP	Anz. ES
1	1500	1,0	23	0,575	210	3
2	1500	1,5	23	0,575	210	3
3	1500	1,5	19	0,575	255	3
4	1500	1,5	7	inaktiv	255	4

Betriebspunkt 4 zeigt das gefundene Optimum ohne aktiven zweiten Auslassventilhub und ohne externe Abgasrückführung. Dieser besitzt einen effektiven Mitteldruck  $p_{\text{me}}$  von 1,5 bar. Die Luftmasse muss für eine stabile Zündung deutlich höher gewählt werden, im Vergleich mit aktiviertem zweitem Auslassventilhub. Dementsprechend wird auch die Kraftstoffmasse angehoben. Bei der Anzahl an aktiven Einspritzungen unterscheiden sich die beiden gefundenen Optima ebenfalls. Der Betriebspunkt mit aktiviertem zweitem Auslassventilhub (BP1) enthält drei Einspritzungen, der ohne zweiten Auslassventilhub (BP4) vier. In allen Betriebspunkten ist die geringe Schwankung im effektiven Mitteldruck  $p_{\text{me}}$  zu erkennen. Die Betriebsartenumschaltung erfolgt auch hier bei Sekunde drei, wie in Kapitel 4.2 beschrieben.

Betriebspunkt 1 zeigt einen um 0,5 bar niedrigeren effektiven Mitteldruck  $p_{\text{me}}$  gegenüber Betriebspunkt 4. Betriebspunkt 2 und Betriebspunkt 3 stellen den neuen Freiheitsgrad, der durch den zweiten Auslassventilhub ermöglicht wird, dar. Durch die Restgassteuerung ist es möglich Betriebspunkte über einem effektiven Mitteldruck von 1,0 bar über unterschiedliche Prozessparameter einzustellen.

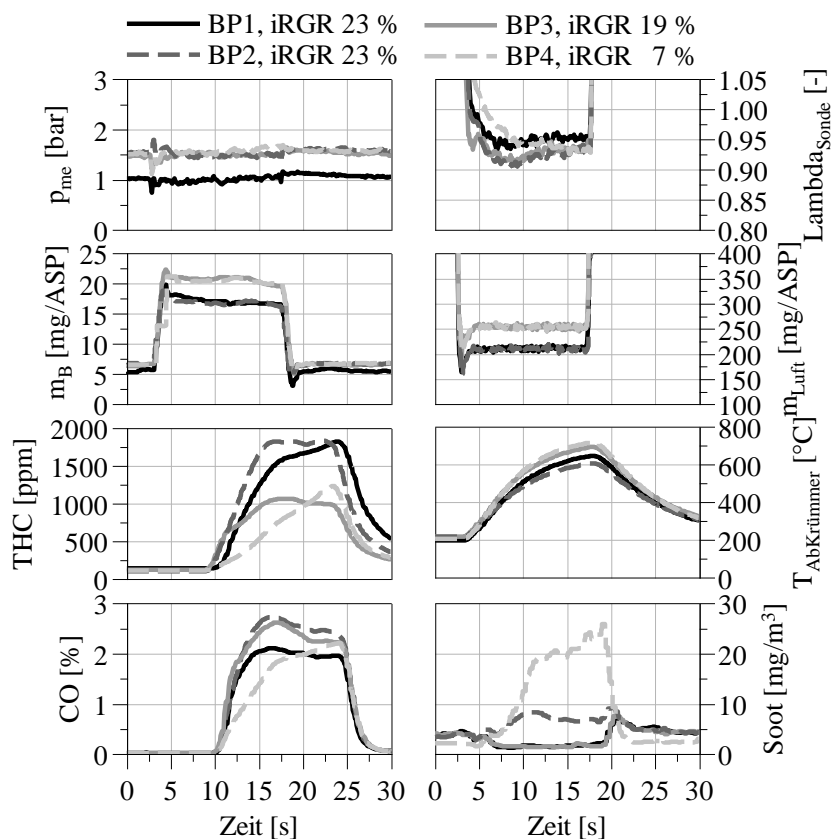


Abbildung 5.48: 1500 1/min, Messgrößen Vergleich MES-Strategien

Ausgehend vom Optimum in Betriebspunkt 1 kann eine Lastanhebung über zwei mögliche Pfade eingeleitet werden. Über den Kraftstoffpfad oder über den Luftpfad. Eine Lastanhebung über den Kraftstoffpfad (Betriebspunkt 2) erfolgt über eine Kraftstoffmassenumverteilung während der einzelnen Einspritzungen. In diesem Fall wird mehr momentenbildende Kraftstoffmasse während der Haupt- und angelagerten Nacheinspritzung eingespritzt. Die Gesamtmasse an eingespritztem Kraftstoff und somit das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{\text{Sonde}}$  bleibt gleich. Bei der Lastanhebung über die Luftmasse bleibt die eingespritzte Kraftstoffmasse während der Haupt- und angelagerten Nacheinspritzung gleich. Die Luftmasse wird in diesem Fall auf den Wert der Luftmasse ohne zweiten aktiven Auslassventilhub angehoben. Entsprechend wird die Kraftstoffmasse der Nacheinspritzung angepasst, sodass das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_{\text{Sonde}}$  gleichbleibt.

Diese Messungen zeigen, dass nicht nur ein Potenzial zur Absenkung des effektiven Mitteldrucks besteht, sondern auch ein weiterer Freiheitsgrad bei der Einstellmöglichkeit bestimmter Betriebspunkte im unteren Teillastbetrieb vorliegt. Bei den Betriebspunkten 2 und 3 kann zwischen einem höheren Abgasmassenstrom mit höherer Abgastemperatur oder einem geringeren Abgasmassenstrom und geringerer Abgastemperatur entschieden werden. Auch bei der Bereitstellung der Reduktionsmittel CO und HC kann gewählt werden. Dadurch ist es möglich, auf bestimmte Fahrsituationen flexibel reagieren zu können.

Abbildung 5.49 zeigt das Ergebnis der Druckverlaufsanalyse. Dargestellt sind die Betriebspunkte 1 und 4. In beiden Brennverläufen ist die relativ geringe maximale Wärmefreisetzung zu erkennen. Die Brennrate  $dQ_B$  bleibt immer unter einem Wert von  $15 \text{ J}^\circ\text{KW}$ . Betriebspunkt 4 enthält eine Einspritzstrategie mit vier Einspritzungen, Betriebspunkt 1 eine mit drei Einspritzungen. Diese, und die Lage der Einspritzungen sind im Ansteuerstrom des Injektors  $I_{\text{inj}}$  zu erkennen. Die Massenmitteltemperatur  $T_m$  ist während der Kompressionsphase bei Betriebspunkt 1 mit interner Restgasrate deutlich höher. Ebenfalls höher, trotz geringerer Luftmasse, ist der Zylinderdruck von Betriebspunkt 1 während der Kompressionsphase. Im Brennverlauf  $dQ_B$  und Summenbrennverlauf  $Q_B$  ist die nicht abgeschlossene Wärmefreisetzung am Ende

des Hochdruckteils des Arbeitsspiels zu erkennen. In der Kohlenstoffbilanz und im Sauerstoffumsetzungsgrad  $\eta_{O_2}$  besitzen beide Betriebspunkte hohe Werte. Dies lässt die Annahme zu, dass eine vollständige Kraftstoffumsetzung bis vor Katalysator erfolgt ist.

In beiden Brennverläufen  $dQ_B$  ist zu erkennen, dass für einen möglichst geringen effektiven Mitteldruck eine möglichst geringe Wärmefreisetzung besonders um den momentenbildenden Bereich des oberen Totpunktes erfolgen muss. Ziel ist es, den Großteil der Kraftstoffmasse zu einem möglichst späten Kurbelwinkel umsetzen zu können. Besonders mit steigenden internen Restgasraten wird die Zündung der Nacheinspritzung zu einem späteren Kurbelwinkel anspruchsvoller, wie in Kapitel 5.3.1 beschrieben.

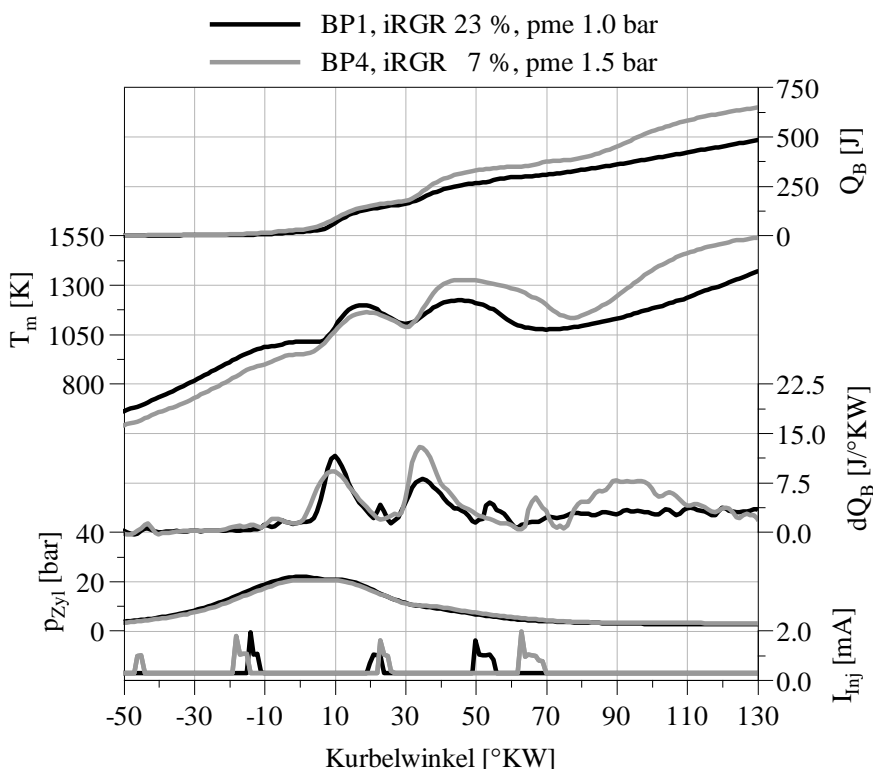


Abbildung 5.49: 1500 1/min, DVA Vergleich MES Strategien, Zyl. 1

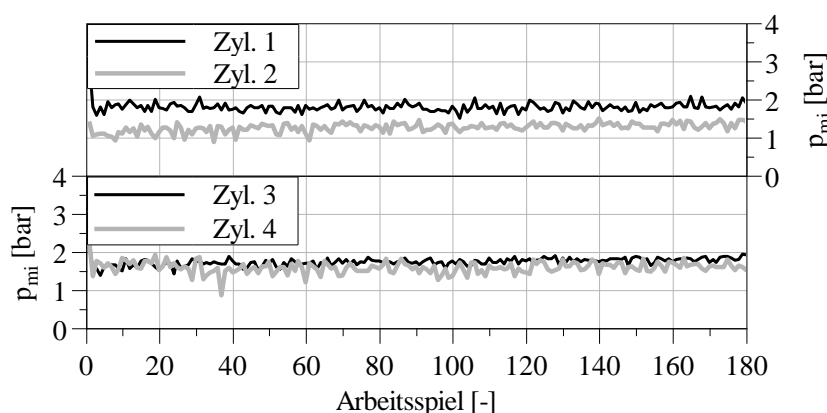
Um dennoch ausreichende Zündbedingungen zu erreichen, werden die Haupteinspritzung und angelagerte Nacheinspritzung so platziert, dass sie nur die minimal nötige Wärmefreisetzung besitzen, um die Zündbedingungen für die nachfolgenden Einspritzungen bereitzustellen. Eine Erklärung für die höheren Rußemissionen des Betriebspunkts 4 könnte im höheren Temperaturlevel während der Wärmefreisetzungen der angelagerten Nacheinspritzung und der Nacheinspritzung liegen. Dadurch übersteigt die lokale Temperatur das kritische Level zur Begünstigung von Rußemissionen und die Rußentstehung wird nicht mehr unterdrückt, siehe Kapitel 3.2.

Tabelle 5.16 zeigt den indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$  und dessen Standardabweichung  $\sigma_{p_{mi}}$  während des unterstöchiometrischen Betriebs. Darin enthalten ist auch der besonders kritische Betriebsartenwechsel von überstöchiometrisch zu unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis. Der indizierte Mitteldruck  $p_{me}$  von Betriebspunkt 1 beträgt 1,6 bar bei einer Standardabweichung von 0,15 bar. Ohne zweiten Auslassventilhub beträgt der indizierte Mitteldruck  $p_{mi}$  2,1 bar bei einer Standardabweichung von 0,1 bar. Auf die Darstellung der Kovarianz wird aufgrund der geringen Absolutwerte verzichtet.

Tabelle 5.16: 1500 1/min,  $p_{mi}$  und  $\sigma_{p_{mi}}$ , MES-Strategie

BP	$\sigma_{p_{mi}}$ bar	$p_{mi}$ bar	iRGR %
1	0,15	1,6	23
2	0,11	2,1	23
3	0,15	2,1	19
4	0,10	2,1	7

Der indizierte Mitteldruck  $p_{mi}$  der einzelnen Zylinder über den verschiedenen Arbeitsspielen ist in Abbildung 5.50 dargestellt. Auffällig ist der etwas niedrigere indizierte Mitteldruck  $p_{mi}$  des zweiten Zylinders. Dieser zeigt während der Haupt- und angelagerten Nacheinspritzung eine geringere Wärmefreisetzung im Vergleich zu den anderen Zylindern.

Abbildung 5.50: 1500 1/min,  $p_{mi}$  über ASP im MES-Bestpunkt mit minimalem  $p_{me}$  und 23 % iRGR

Die entsprechend geringere Wärmefreisetzung während der ersten beiden Einspritzungen wird während der Nacheinspritzung ausgeglichen. Diese zeigt eine entsprechend höhere Wärmefreisetzung. Wie bereits in Kapitel 5.3.1 beschrieben, kann es bei hohen internen Restgasraten aufgrund der Gasdynamik zu Zylinderunterschieden kommen.

#### 5.4.2 Robustheit des entwickelten Brennverfahrens

In diesem Unterkapitel wird beschrieben, wie das Brennverfahren auf Abweichungen in den Regelgrößen reagiert. Ziel ist es, ein Verständnis für die notwendige Regelgenauigkeit während des unterstöchiometrischen Betriebs mit hohen internen Restgasraten zu erhalten. Abbildung 5.51 zeigt ausgehend vom gefundenen Optimum der Mehrfacheinspritzstrategie bei einem effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  von 1,0 bar den Einfluss einer Abweichung im zweiten Auslassventilhub. Die Messgrößen sind normiert auf den Ausgangsbetriebspunkt. Der Ausgangsbetriebspunkt befindet sich in der Abbildung bei 0,575 mm. Abweichungen zu kleineren und größeren internen Restgasraten bzw. zweiten Auslassventilhüben führen zu einer relativ schnellen Abnahme in der Verbrennungsstabilität  $\sigma_{p_{mi}}$ . Während des unterstöchiometrischen Betriebs ergeben sich aufgrund der starken Ansaugluftandrosselung bereits bei kleinen Abweichungen im zweiten Auslassventilhub große Änderungen in der internen Restgasrate und somit im Brennverfahren. Der graue Balken stellt ein Toleranzband von 0,1 mm dar. Die Rußemission steigt bei einer Abweichung zu kleineren Auslassventilhüben schnell an.



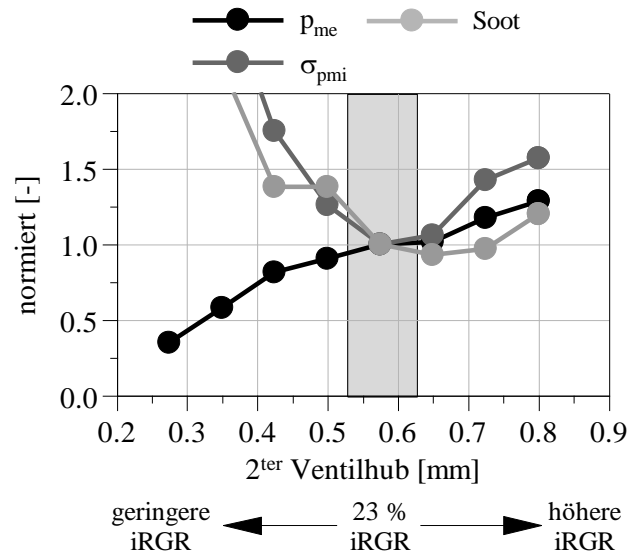


Abbildung 5.51: 1500 1/min, 1 bar  $p_{me}$ , Einfluss 2<sup>ter</sup> AVH-Abweichung

Abbildung 5.52 zeigt das Verhalten des effektiven Mitteldrucks  $p_{me}$ , der Rußemission (Soot) und der Verbrennungsstabilität  $\sigma_{pmi}$  bei Abweichungen in der Luftmasse. Bereits bei Unterschreiten der Soll-Luftmasse um ca. 3 % kommt es zu einem Zusammenbruch des Brennverfahrens. Die Verbrennungsstabilität  $\sigma_{pmi}$  nimmt schnell ab. Wohingegen sich das Brennverfahren bei höheren Luftmassen relativ stabil verhält.

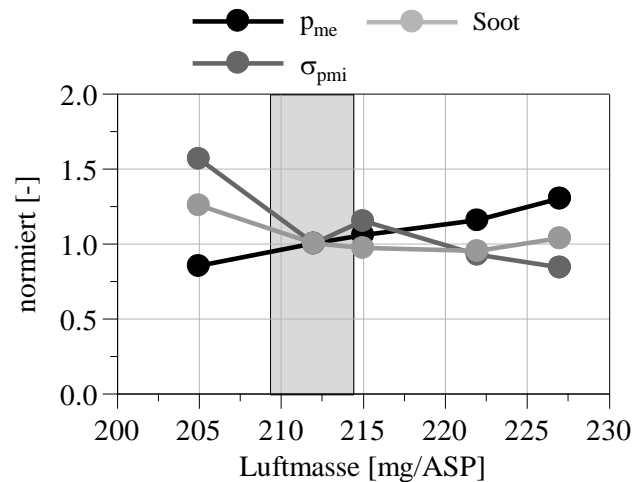


Abbildung 5.52: 1500 1/min, 1 bar  $p_{me}$ , Einfluss Luftmassen-Abweichung

Bei einer Änderung der Drehzahl im Bestpunkt mit minimalem effektivem Mitteldruck und Mehrfacheinspritzung gelten dieselben Zusammenhänge wie in Kapitel 5.3.4 bereits für zwei Einspritzungen beschrieben. Abbildung 5.53 zeigt einen Vergleich zwischen der Messung mit 1500 1/min und minimalem effektivem Mitteldruck  $p_{me}$  und der Messung mit 800 1/min bei gleicher effektiver Leistung von 2,5 kW. Die Mehrfacheinspritzstrategien beider Messungen unterscheiden sich lediglich im Einspritzzeitpunkt der Nacheinspritzung. Dieser muss aufgrund der geringeren Drehzahl und höheren internen Restgasrate zu einem früheren Kurbelwinkel stattfinden, damit noch stabile Zündbedingungen vorliegen. Alle anderen Betriebspunktparameter, bis auf die Drehzahl, sind identisch. Die Verbrennungsstabilitäten  $\sigma_{pmi}$  bzw. die Standardabweichungen beider Messungen betragen 0,15 bar. Durch den gleichen 2<sup>ten</sup> Auslassventilhub von 0,575 mm ergibt sich bei der Messung mit geringerer Drehzahl aufgrund der stärkeren Luftmassenandrosselung eine unterschiedliche interne Restgasrate. Die interne Restgasrate der Messung mit 1500 1/min beträgt 23 %, während die der Messung mit 800 1/min 34 %

beträgt. Die Abgastemperatur im Abgaskrümmmer  $T_{\text{AbKrümmmer}}$  ist deshalb in Kombination mit einer, früheren Nacheinspritzung, deutlich geringer. Des Weiteren nehmen die Kohlenwasserstoff-, die Kohlenmonoxid- und die Rußemissionen bei geringerer Drehzahl zu.

Dieser Vergleich zeigt, dass die Mehrfacheinspritzstrategie unter Anpassung eines einzigen Parameters (Nacheinspritzung) bereits gute Ergebnisse liefert und auch bei anderen Drehzahlen funktioniert. Bei dieser geringen Drehzahl kann die Luftmasse aufgrund der mechanischen Grenzen der Drosselklappe nicht weiter abgesenkt werden. Bei 800 1/min und entsprechender Luftmasse ist sie bereits zu über 96 % geschlossen.

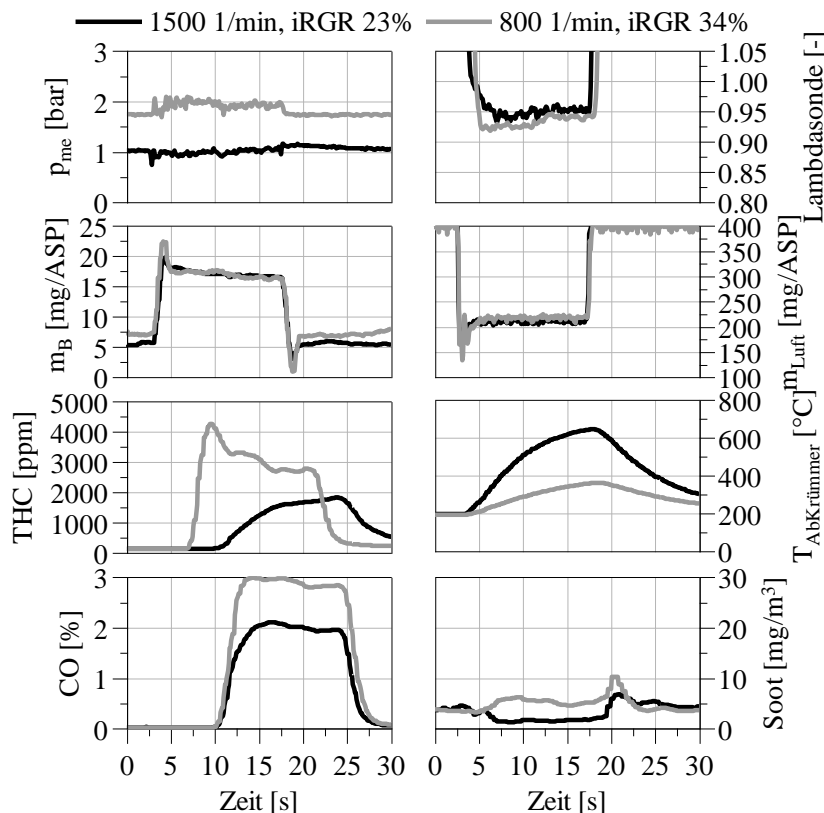


Abbildung 5.53: Vergleich 1500 1/min vs. 800 1/min, MES-Strategie

Betrachtet man die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse genauer, so lässt sich daraus ableiten, dass bei geringerer Drehzahl die Brenndauern, kurbelwinkelbasiert gesehen, kürzer werden, vgl. Kapitel 5.3.4. Dies führt dazu, dass mit geringerer Drehzahl die Anzahl der Einspritzungen erhöht werden sollte. Zudem würde bei Einführung einer dritten Nacheinspritzung zu einem späteren Kurbelwinkel das geringe Abgastemperaturniveau ansteigen. Auch werden durch die Erhöhung der internen Restgasrate die Unterschiede zwischen den einzelnen Zylindern größer, vgl. Kapitel 5.3.1.

### 5.4.3 Verifizierung mit eingebautem NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator

In diesem Unterkapitel wird die gefundene optimale Regenerationsstrategie für den minimalen effektiven Mitteldruck mit verbautem Abgasnachbehandlungssystem verifiziert. Das Vorgehen ist bereits in Kapitel 5.1.4 beschrieben. Gemessen werden eine Einspeicher- und eine Regenerationsphase. Abbildung 5.54 zeigt das Messergebnis. Der effektive Mitteldruck  $p_{\text{me}}$  zeigt nur eine geringe Schwankung. Die Lambdasonde vor NSK zeigt während der Regenerationsphase das unterstöchiometrische Verbrennungsluftverhältnis an. Die Lambdasonde nach NSK zeigt ein nahezu stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis an. Der Grund hierfür sind die Einspeicherung und Oxidation der Reduktionsmittel CO und HC. In der Luftmasse  $m_{\text{Luft}}$  ist die Androsselung sichtbar. Die Kraftstoffmasse  $m_{\text{B}}$  zeigt während des unterstöchiometrischen Betriebs einen deutlichen Mehrverbrauch an. Zu Beginn der Regeneration kommt es zu einem Durchbruch der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Kurz vor der Regenerationsphase ist die Annäherung der

NO<sub>x</sub>-Emissionswerte vor und nach NSK erkennbar. Nach der Regeneration ist der Abstand beider Emissionswerte zueinander deutlich größer. Die Trägheit der Abgastemperatur nach Katalysator ist gut zu erkennen. Der in Abbildung 5.54 gezeigte Einspeicher- und Regenerationszyklus ist nur ein Zyklus aus mehreren hintereinander stattfindenden Regenerations- und Speicherzyklen, weshalb die Temperatur in der Einspeicherphase nach Katalysator auch etwas höher liegt als die Temperatur vor Katalysator.

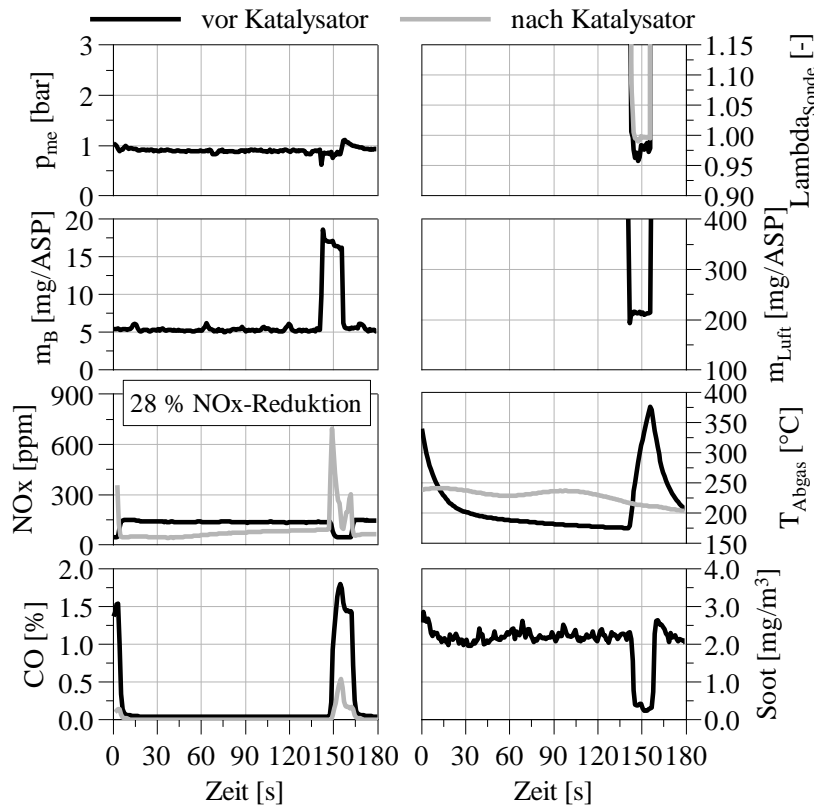


Abbildung 5.54 1500 1/min, MES-Bestpunkt 23 % iRGR mit Abgasnachbehandlungssystem, NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysatorregeneration bei p<sub>me</sub> 1 bar

Die Rußemission ist, wie im vorherigen Kapitel bereits beschrieben, gering. Der Grund hierfür ist die Kombination der teilhomogenen Verbrennung der Haupteinspritzung und des relativ geringen Temperaturniveaus während der Nacheinspritzung. Das Potenzial in diesem gezeigten Speicher- und Regenerationszyklus liegt bei einer NO<sub>x</sub>-Reduktion von ca. 28 %.

## 6 Simulative Untersuchungen

### 6.1 Modellbeschreibung

#### 6.1.1 Modellkategorien

Die Eigenschaften Genauigkeit und Rechenzeit sind entgegenwirkend. Modelle mit einer hohen Genauigkeit benötigen auch eine hohe Rechenzeit. Modelle mit geringer Simulationsdauer sind in der Genauigkeit begrenzt. Die Simulationsdauer wird mit dem Realzeit-Faktor klassifiziert und beschreibt den Quotienten aus Simulationsdauer und simulierter physikalischer Zeit. Für eine annehmbare Simulationsdauer von vielen RDE-Zyklen wird ein Realzeit-Faktor von ca. 1 benötigt. Detaillierte phänomenologische Modelle besitzen aber einen Realzeit-Faktor von ca. 100.

Phänomenologische Modelle besitzen die Eigenschaft, dass sie nur mit wenigen Messdaten kalibriert werden können und extrapolationsfähig sind. Mit ihnen werden bspw. Effekte untersucht, welche sich allein durch Messungen nicht darstellen lassen. Um die Anforderungen an Genauigkeit und Simulationsdauer bestmöglich abdecken zu können kommen in dieser Arbeit zwei Kategorien von Modellen zum Einsatz. Zum einen detaillierte phänomenologische Modelle und zum anderen hiervon abgeleitete vereinfachte Modelle, welche eine kürzere Simulationsdauer aufweisen.

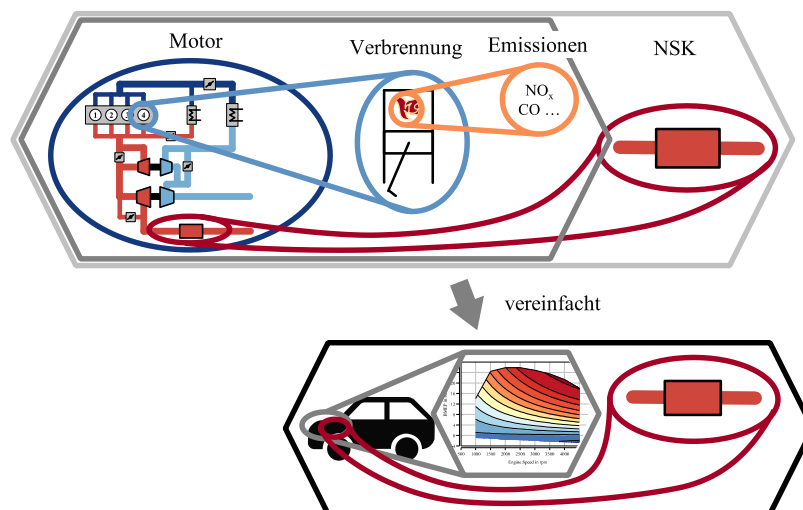


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung der Modelle und deren Zusammenspiel

In Abbildung 6.1 sind die verwendeten Modelle schematisch dargestellt. Das detaillierte Motormodell (dunkelgrauen Hexagon) enthält ein eindimensionales Strömungsmodell, die phänomenologische Brennraummodellierung und die phänomenologische Modellierung der Emissionen. Dieses wird vereinfacht und als Kennfeldbasiertes Motormodell (unteres dunkelgrau Hexagon) für Längsdynamik Simulationen verwendet. Das  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator (NSK)-Modell wird mit beiden Motordetaillierungsgraden gleichermaßen verwendet.

#### 6.1.2 Strömungsmodell

Die gasführenden Bauteile werden in Volumen zerlegt. Über das gesamte Volumen werden die skalaren Größen (bspw. Druck, Temperatur etc.) konstant betrachtet und die vektoriellen Größen (bspw. Massenstrom, Geschwindigkeit etc.) werden an jeder Grenze berechnet. Für die Berechnung werden die Navier Stokes Gleichungen (Kontinuität, Energieerhaltung und Impulserhaltung) in einer Dimension gelöst. Betrachtet und berechnet werden ebenfalls weitere Effekte, die wichtigsten sind hier aufgeführt und für weitere Details sei auf [85] verwiesen:

- Wandreibung in Rohren
- Druckverluste in Rohren durch Querschnittsänderung

- Wärmeübertragung an der Rohrrinnenwand
- Wärmeleitung, Wärmekapazität und Wärmestrahlung in der Rohrwand bzw. zwischen den Rohrwänden
- Wärmeübertragung und -Strahlung an der Rohraußenwand
- Verdichter und Turbine als Kennfeld in Abhängigkeit von Drehzahl, Druckverhältnis, Massenstrom und thermodynamischem Wirkungsgrad
- Ladeluftkühler als Kennfeld von Massenstrom, Kühlerwirkungsgrad und Temperatur-differenz

### 6.1.3 Brennverlaufsmodell

Die Berechnung der innermotorischen Vorgänge geschieht über eine nulldimensionale Prozessrechnung. Hierfür wird der Brennraum als thermodynamisches System verstanden, in dem ortsunabhängig der gleiche Druck herrscht. Es befinden sich nur gasförmige Bestandteile in diesem System und es wird, wie in Abb. 3.4 dargestellt von der Zylinderwand, dem Kolben, dem Zylinderkopf und den Ventilen begrenzt. [40]

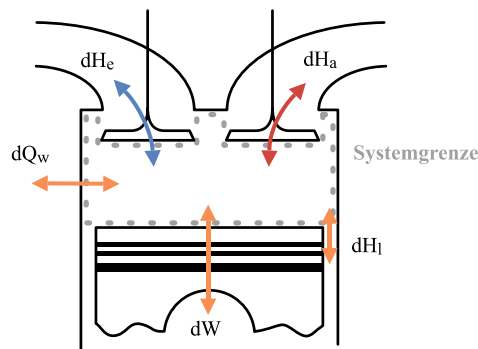


Abbildung 6.2: Das thermodynamische System Brennraum

Dabei gilt erste Hauptsatz der Thermodynamik, welcher sich in seiner differentiellen Form folgendermaßen darstellen lässt:

$$\frac{dQ_b}{d\varrho} + \frac{dQ_w}{d\varrho} + \frac{H_e}{d\varrho} + \frac{H_a}{d\varrho} + \frac{W}{d\varrho} + \frac{H_l}{d\varrho} = \frac{dU}{d\varrho} \quad \text{Gl. 6.1}$$

$Q_b$	Brennwärme
$Q_w$	Wandwärme
$H_e$	Einlassenthalpie
$H_a$	Auslassenthalpie
$W$	Arbeit
$H_l$	Leckageenthalpie
$U$	innere Energie
$\varrho$	Kurbelwinkel

Die Änderung der inneren Energie lässt sich darstellen als

$$\frac{U}{d\varrho} = m_z \frac{du}{d\varrho} + u \frac{dm_z}{d\varrho} \quad \text{Gl. 6.2}$$

$u$	spezifische innere Energie
$m_z$	Masse Zylinder

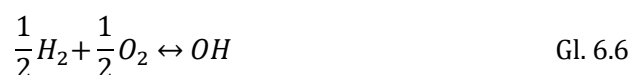
Außerdem gilt die thermische Zustandsgleichung (hier ebenfalls in der differentiellen Form):

$$p \frac{dV}{d\varrho} + V \frac{dp}{d\varrho} = m_z R \frac{dT}{d\varrho} + m_z T \frac{dR}{d\varrho} + RT \frac{dm_z}{d\varrho} \quad \text{Gl. 6.3}$$

$p$	Druck
$V$	Volumen
$R$	spezifische Gaskonstante
$T$	Temperatur

Die spezifische innere Energie  $u$  in Gl. 6.2 und die spezifische Gaskonstante  $R$  in Gl. 6.3 sind von der Gaszusammensetzung, der Temperatur und dem Druck abhängig und bilden die Kalorik. [86]

Das Arbeitsgas ist zu jedem Zeitschritt im chemischen Gleichgewicht, welches nach der Methodik von Grill [40] für 11 Spezies mithilfe von sieben Reaktionsgleichungen (Gl. 6.4 - Gl. 6.10) berechnet wird. Bei hohen Temperaturen laufen die Prozesse in der Realität so schnell ab, dass die Gleichgewichtsberechnung für viele Spezies eine gute Genauigkeit bringt. Hin zu tieferen Temperaturen werden die Zeitskalen aber länger und das chemische Gleichgewicht stellt sich in Realität nicht mehr ein. Es wurde daher eine Einfrieretemperatur angenommen, unterhalb derer sich die Konzentrationen nicht mehr ändern. [40]



Dieses thermodynamische System lässt sich in mehrere Zonen unterteilen. Zonen sind homogene Teilbereiche, in denen die Temperatur und Gaszusammensetzung konstant ist. Der Brennraum wird hier in die zwei Zonen unterteilt, Verbrannt und Unverbrannt. Daher spricht man auch von einer zweizonigen Prozessrechnung.

Die Einspritzung wird über einen Polygonzug nach Barba [87] modelliert, als Eingangsgrößen lassen sich die Einspritzparameter aus dem Steuergerät verwenden. Die Verdampfung des eingebrachten Kraftstoffs ist über einen Ansatz nach Grill [40] modelliert. Die Wärmefreisetzung der Dieselerbrennung wird für jede Einspritzung separat modelliert und lässt sich in die

Untermodele Zündverzug, Premixed Verbrennung und Diffusionsverbrennung einteilen [88]. Die Einspritzerturbulenz ist über einen Magnussen-Ansatz modelliert und die Wandwärmemodellierung über einen Ansatz nach Woschni [88].

Das Brennmodell wird über Abstimmparameter kalibriert, wodurch Größen wie Zündverzug oder der Verlauf der Premixed- und Diffusionsverbrennung an die Eigenschaften des Motors angepasst werden können. Details hierzu sind in [88] zu finden.

### 6.1.4 Rohemissionsmodell

#### 6.1.4.1 Mager Betrieb

##### Stickstoffmonoxid (NO)

Für manche Spezies, unter anderem Stickstoffmonoxid (NO), ist die Modellierung über das chemische Gleichgewicht (Abschn. 6.1.3) nicht ausreichend genau. Durch nicht abgebildete Effekte wie z.B. Inhomogenitäten in Temperatur und Stoffmengenkonzentration sind Abweichungen hier deutlich ausgeprägt. Für eine genauere Modellierung werden die thermodynamischen Zonen im Brennraum weiter in sogenannte Pseudo Zonen unterteilt, in denen "weder die thermische Zustandsgleichung noch der erste Hauptsatz der Thermodynamik erfüllt sein müssen" [40].

Der in Abbildung 6.3 gargestellte Ansatz nach Kozuch [89] bestimmt über die Beschreibung einer Flammenzone mit den Massen- bzw. Enthalpieströmen

- aus der unverbrannten Zone in die Flammenzone
- aus der Flammenzone in die verbrannte Zone
- direkt aus der unverbrannten in die verbrannte Zone

die Temperatur in der verbrannten Zone. Als Kalibrierungsparameter dieses Modells dient der Zumischmassenstrom  $g$  im Enthalpiestrom aus der unverbrannten direkt in die verbrannte Zone (Abbildung 6.3). Dieser wird über den turbulenzproportionalen Faktor  $c_g$  kalibriert. Das Strömungsfeld, und damit die Turbulenz, wird mit Hilfe der spezifischen kinetischen Turbulenzenergie beschrieben. [88]

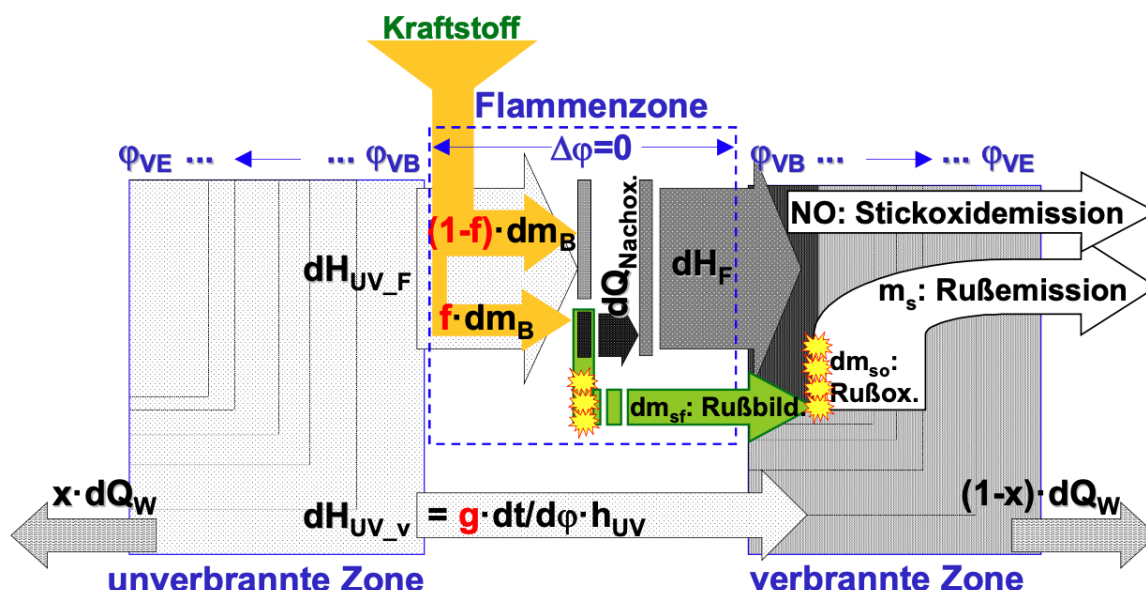


Abbildung 6.3: Schema des Zweizonen NO-Modells nach [89]

NO bildet sich bei Dieselmotoren hauptsächlich über den Entstehungsmechanismus thermisches-NO [9]. Dieser ist maßgeblich von der Temperatur abhängig. Die Beschreibung der NO-

Bildung aus molekularem Stickstoff ( $N_2$ ) wird über den Zeldovich-Mechanismus beschrieben, welcher von Lavoie et al. erweitert wurde [90, 91]. Die so bestimmte Konzentration von NO überschreitet den in Abschn. 6.1.3 bestimmten Wert.

Kaal [37] (vgl. Abbildung 6.4) erweitert den Ansatz von Kozuch um die Einflüsse der Wandtemperatur und Luftmangel. Durch die Verwendung von Pseudo Zonen wird so Vorhersage der Temperatur in der verbrannten Zone und damit die NO-Modellierung verbessert.

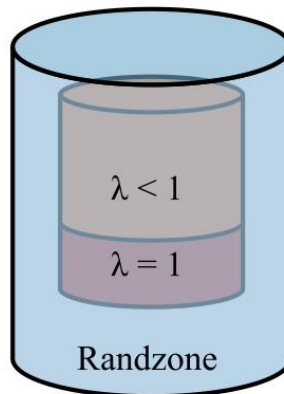


Abbildung 6.4: Schema der Erweiterung nach Kaal [37]

#### Stickstoffdioxid ( $NO_2$ )

Andere Spezies, unter anderem Stickstoffdioxid ( $NO_2$ ) werden in der Modellierung über das chemische Gleichgewicht (Abschn. 6.1.3) bisher nicht berücksichtigt. Da die  $NO_2$ -Konzentration aber eine Eingangsgröße für das NSK-Modell ist und dort berücksichtigt wird, wird hier ein empirischer Ansatz für die Rohemissionsmodellierung gewählt.

Das hier verwendete Modell gibt die  $NO_2$ -Konzentration in Abhängigkeit der NO- und Sauerstoff ( $O_2$ )-Konzentration aus. Dies basiert auf der Vorstellung, dass im Brennraum gebildete NO mit  $O_2$  zu  $NO_2$  oxidiert und somit von dessen Konzentrationen abhängt.

#### 6.1.4.2 Fettbetrieb

Für die Berechnung der Kohlenstoffmonoxid (CO)- und Wasserstoff ( $H_2$ )-Emissionen wird der in Abschn. 6.1.3 beschriebene Ansatz nach Grill verwendet. Die Kohlenwasserstoffe (HC)-Emissionen werden als Propen ( $C_3H_6$ ) formuliert. Die Modellierung besteht aus zwei Teilen. Der erste und größere Teil ist ein empirischer Ansatz für  $C_3H_6$ , der auf Messdaten basiert. Für den zweiten Teil wird zusätzlich der im Brennraum nicht umgesetzte Kraftstoff berücksichtigt.

### 6.1.5 Kennfeldbasiertes Modell

#### 6.1.5.1 Magerbetrieb

Aus dem thermodynamischen Vollmotormodell wird ein vereinfachtes Kennfeldbasiertes Modell abgeleitet. Hierfür werden die Ergebnisse aus stationären Simulationen in ein zweidimensionales Kennfeld überführt. In Abhängigkeit der Drehzahl und Last werden die relevanten Größen für die Längsdynamiksimulation aus dem mageren Betrieb abgebildet. Hierzu zählen:

- Gaszusammensetzung vor NSK
- Temperatur vor NSK
- Massenstrom vor NSK
- Kraftstoffmassenstrom



6.1.5.2 Regenerationsbetrieb

Das Verbrennungsluftverhältnis hat auf alle Größen des Kennfeld-Modells einen Einfluss. Ausgehend vom Mageren Betrieb wird die Luftmasse abgesenkt und die Kraftstoffmasse erhöht, was einen geänderten Massenstrom zufolge hat. Ebenfalls wird die Temperatur und auch die Gaszusammensetzung verändert. Anhand der Simulation einzelner Betriebspunkte mit dem thermodynamischen Vollmotormodell und mit Ergebnissen aus Prüfstandsmessungen werden die Werte für den Regenerationsbetrieb ermittelt. In dieser Arbeit wird mit einem Luftverhältnis von 0,95 gearbeitet.

6.1.6 Speicherkatalysator-Modell

Für die chemische Modellierung des NSK kommt in dieser Arbeit ein reaktionskinetischer Ansatz nach Rafigh [92] zum Einsatz. Dieser modelliert die Speicherung von NO und NO<sub>2</sub> an drei verschiedenen Speicherstellen, enthält eine detaillierte Stickoxide (NO<sub>x</sub>)-Reduktion durch die Spezies CO, H<sub>2</sub> und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> inklusive Ammoniak (NH<sub>3</sub>)- und Lachgas (N<sub>2</sub>O)-Produktion. Außerdem ist die Sauerstoffspeicherung modelliert. An den Edelmetallen werden die für die NO<sub>x</sub>-Reduktion nötigen Oxidationsreaktionen der Regenerationsmittel berücksichtigt und die Wassergas Shift Reaktion (WGS) sowie die Damprefomierung berücksichtigt. Ebenfalls werden weitere Reaktionen an den Edelmetallen nach Bisett modelliert [93].

Die Modellierung besitzt die Eigenschaft, dass die Ausgangskonzentrationen der wichtigsten Spezies von Bedeutung sind und deswegen hierfür modelliert wird. Die drei Speicherstellen werden als Ba<sup>I</sup>, Ba<sup>II</sup> und Ba<sup>III</sup> deklariert. Entgegen Abschn. 3.5 wird die Bildung von Carbonaten nicht berücksichtigt. Die Speicherung ist in Nitraten und Nitriten modelliert und bei der Regeneration wird Oxid modelliert. Ob es sich dabei um Barium oder Cerium handelt ist nicht relevant. Ebenfalls ist mit Abweichungen in der Kohlenstoffdioxid (CO<sub>2</sub>)-Konzentration durch die fehlende Carbonat Modellierung zu rechnen, welche aber vernachlässigt werden kann, weil dies nur eine zeitliche Verschiebung bedeutet.

Die gesamte Modellierung besteht aus 43 Reaktionskinetikkgleichungen mit 20 Spezies und ist in die Einspeicherung und Regeneration aufgeteilt. Die Reaktionen laufen nur in eine Richtung. Eine schematische Darstellung ist in Abbildung 6.5 und weitere Details sind in [92] zu finden.

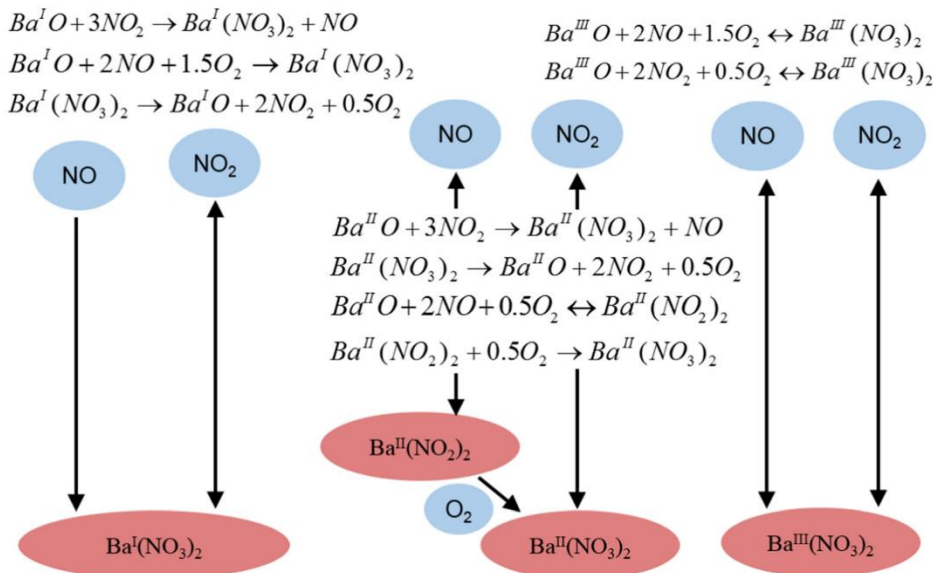


Abbildung 6.5: Schematische Darstellung des NSK-Modells nach Rafigh [92]

## 6.2 Modellabstimmung und –Aufbau

### 6.2.1 Brennverlauf

Für die Brennverlaufsmodellierung kommt das kommerzielle Zylinderobjekt FKFS UserCylinder [88] zum Einsatz. Das Modell arbeitet mit einem Parametersatz für den gesamten Kennfeldbereich. Die Berechnung des Hochdruckteils erfolgt von 110 °KW vor Zünd-OT bis zum Öffnen der Auslassventile. Die kalibrierten Parameter sind in Tabelle 6.1 zu sehen.

Tabelle 6.1: Parametersatz Brennmodell

Parameter	Wert
C_Arr	50
Faktor_ZV_VE	1,077014
C_turb_Flammgeschw	1,330692
C_Mod_1	4,435001
C_Mod_2	7,116114
Mindestturbulenz	1,573482

Tabelle 6.2: Messdaten Bereich

Größe	Wert
Drehzahl	1000 bis 2000 1/min
Eff. Mitteldruck	1 bis 5 bar
AGR	Mit und ohne

Der stationär vermessene Kennfeldbereich für den mageren Betrieb ist auf niedrige Lasten und Drehzahlen fokussiert. Die Spannweite ist in Tabelle 6.2 zu sehen. In Abbildung 6.6 ist das Ergebnis der Brennverlaufsabstimmung zu sehen. Hier sind vier repräsentative Betriebspunkte dargestellt. Es ist zu sehen, dass unter Vorgabe des Einspritzverlaufs der zeitliche Verlauf der Verbrennung bei verschiedenen Drehzahlen und Lasten gut abgebildet werden kann.

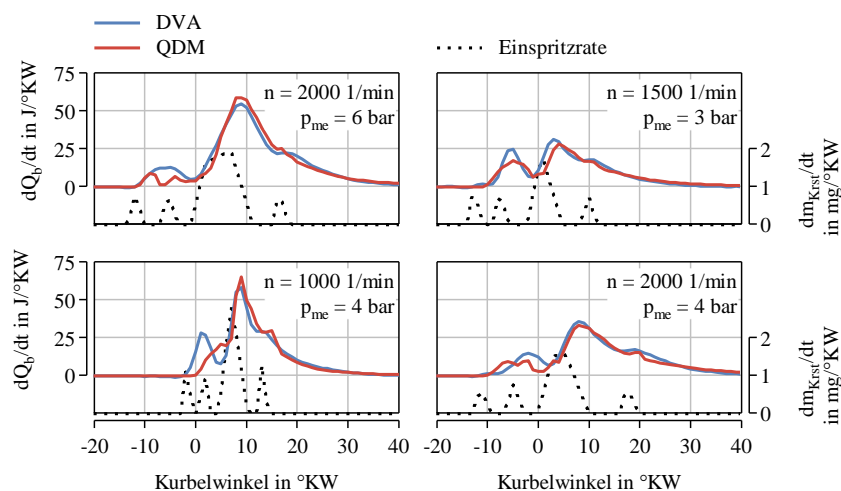


Abbildung 6.6: Validierung des Brennverlaufs bei Magerbetrieb

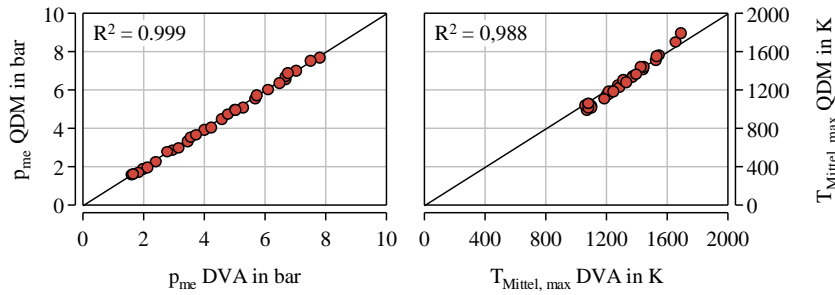


Abbildung 6.7: Validierung des Brennmodells bei Magerbetrieb

In Abbildung 6.7 sind die Validierungsergebnisse für alle Kalibrierungspunkte zu sehen. Es ist zu erkennen, dass das Brennverlaufsmodell den indizierten Mitteldruck wie auch die maximale mittlere Brennräumtemperatur im gesamten Bereich gut vorhersagt.

### 6.2.2 Rohemissionen

#### 6.2.2.1 Magerbetrieb

Das phänomenologische Stickstoffmonoxid (NO)-Modell arbeitet ebenfalls mit einem Parametersatz für den gesamten Betriebsbereich. Die kalibrierten Parameter sind in Tabelle 6.3 dargestellt. Die Vorhersagegüten der Stickoxide (NO<sub>x</sub>)-Modelle sind Abbildung 6.8 zu sehen. Die zugrundeliegenden Messdaten sind die gleichen wie in Abschn. 4.1 und der Bereich ist ebenfalls in Tabelle 4.2 zu sehen.

Tabelle 6.3: Parametersatz NO-Modell

Parameter	Wert
eps_E	0,035
c_g	0,046

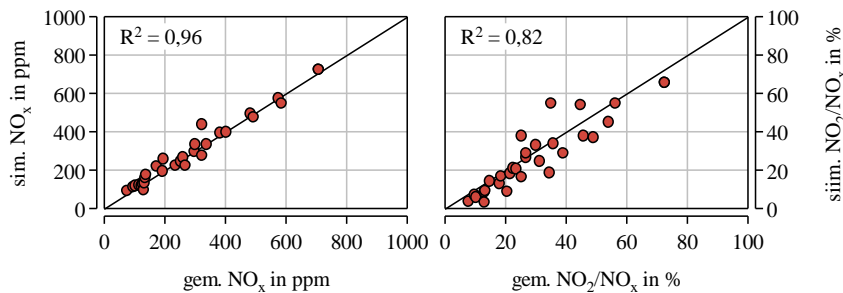


Abbildung 6.8: Validierung NO<sub>x</sub>-Modell

Mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,96 liefert das NO-Modell eine hohe Genauigkeit. Die Abweichungen des Stickstoffdioxid (NO<sub>2</sub>)/NO<sub>x</sub>-Verhältnisses nehmen mit steigenden Werten zu. Dies liegt darin begründet, dass Betriebspunkte mit niedrigen Lasten niedrige absolute NO-Konzentrationen aufweisen und somit auch niedrige NO<sub>2</sub>-Konzentrationen. Der absolute Fehler ist somit also deutlich geringer, als es das Verhältnis der beiden Werte darstellt. Ein Bestimmtheitsmaß von 0,82 stellt somit für die weitere Untersuchung eine ausreichende Genauigkeit dar.

Die Kalibrierungsergebnisse für Kohlenstoffmonoxid (CO) und Kohlenwasserstoffe (HC) sind in Abbildung 6.9 zu sehen. Die Messungen wurden mit verschiedenen Einspritzstrategien durchgeführt. In den Messungen zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit der CO-Konzentration

vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis  $\lambda$ . Der Einfluss der Einspritzstrategie bei konstantem Lambda-Wert ist gering. Den starken Lambda-Einfluss bildet das CO-Modell gut ab. Bei Lambda-Werten kleiner als 0,9 steigt die CO-Konzentration entgegen den Messdaten allerdings nicht weiter an. Dieses Verhalten liegt scheinbar in einer internen Begrenzung des herrschenden Luftverhältnisses im Modell begründet. Ebenfalls liegt bei Lambda-Werten von ca. 1 die simulierte CO-Konzentration deutlich niedriger als in den Messungen. Dies ist auf Inhomogenitäten in der Gemischbildung zurückzuführen, welche das Modell nicht abbilden kann.

Im Lambda-Wertebereich von 0,9 bis 0,95 stimmen Modell und Messung allerdings gut überein. Dies ist für der Fett Betrieb relevante Lambda-Bereich und somit besitzt die CO-Modellierung eine ausreichende Genauigkeit.

Die Variation der Einspritzung zeigt auf die HC-Konzentration einen deutlich größeren Einfluss als bei den CO-Konzentrationen. Es ist aber zu erkennen, dass es eine untere Grenze gibt, die hier modelliert wird und die bestmögliche Einspritzstrategie für ein vorgegebenes Lambda darstellt. Am Prüfstand werden die HC-Emissionen mithilfe eines Flammenionisationsdetektors gemessen. Die in einer Wasserstoffflamme verbrennenden HC werden dabei ionisiert. Dieser Ionenstrom wird gemessen und in dieser Arbeit auf den Ionenstrom vom Propan ( $C_3H_8$ ) bezogen. In der Modellierung wird aber mit der Spezies Propen ( $C_3H_6$ ) gearbeitet.

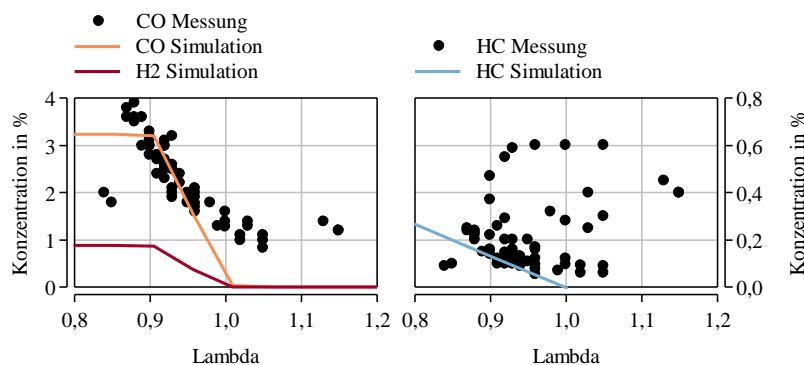


Abbildung 6.9: Validierung CO-, H<sub>2</sub>- und HC-Modell

$C_3H_6$  besitzt ein 10 % geringeres theoretisches molares Reduktionspotential als  $C_3H_8$  [94]. Das Reduktionspotential von  $C_3H_6$  ist 9-mal so groß wie das von CO und Wasserstoff ( $H_2$ ). Eine Konzentration von 650 ppm  $C_3H_6$  ( $\lambda = 0,95$ ) hat das gleiche Reduktionspotential wie 5850 ppm CO und  $H_2$ . Bei den vorliegenden Konzentrationen fällt somit ca. 25% des theoretischen Regenerationspotentials auf die  $C_3H_6$ -Emissionen. Das Modell kann den Einfluss der Einspritzstrategie auf die  $C_3H_6$ -Emissionen nicht abbilden, diese kann aber die Konzentration mehr als verdoppeln. Der potentielle Fehler durch die Wahl der Spezies ist somit 10-mal geringer.

Abdulhamid et al. [94] stellten fest, dass  $C_3H_8$  an einen Pt/BaO/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Katalysator nicht die Fähigkeit besitzt  $NO_x$  zu reduzieren. In der Messung werden die Art und Zusammensetzung der HC nicht berücksichtigt, weshalb im Folgenden die gemessenen  $C_3H_8$ -Konzentrationen mit den für das Modell vorgegebener Spezies  $C_3H_6$  gleichgesetzt wird. HC weisen im Vergleich zu CO und  $H_2$  niedrigere kinetische Reaktionsraten auf. [95, 96]

### 6.2.3 Speicherkatalysator

Für die Kalibrierung des  $NO_x$ -Speicherkatalysator (NSK)-Modell kommt das NSK-only Modell (roter Kreis in Abbildung 6.1) zum Einsatz. Bei dem Betriebspunkt 1500 1/min und 1,5 bar effektiver Mitteldruck sind in Abb. 4.5 die  $NO_x$ -Konzentrationen vor und nach NSK zu sehen. Für die Kalibrierung wurde die gemessene  $NO_x$ -Eingangskonzentration im Modell hinterlegt und die sich daraus ergebende Ausgangskonzentration stimmt gut mit den Messwerten überein.

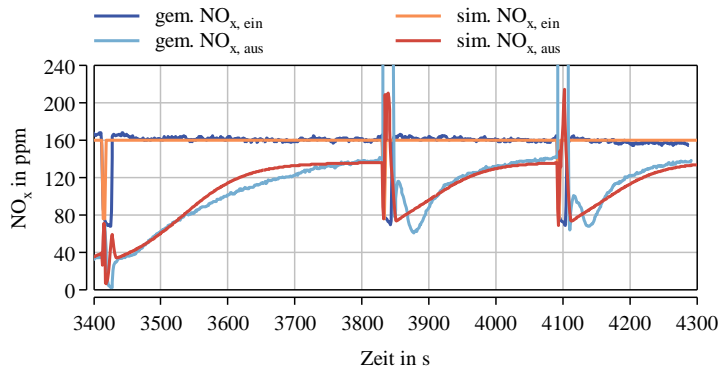


Abbildung 6.10: Validierung des NSK-Modells

Um die gemessene NO<sub>x</sub>-Ausgangskonzentrationen nach der Regeneration zu erreichen musste in der Simulation eine kürzere Regenerationsdauer als in der Messung gewählt werden. Mögliche Gründe hierfür könnten der unbekannte Alterungszustand oder Verschweifelungszustand des vermessenen Speicherkatalysators sein. Durch die Belegung von Speicherplätzen durch Sulfate oder durch die Versinterung der Katalysatorschichten kann die Speicherkapazität und Reaktivität verringert sein. [29]

### 6.2.4 Applikation thermodynamisches Motormodell

#### 6.2.4.1 Magerbetrieb

Das thermodynamische Motormodell wird auf verschiedene Betriebsparameter und Einstellungen geregelt. Dazu zählen

- der Ladedruck
- die Abgasrückführung (AGR)-Rate
- die Einspritzparameter.

Der Ladedruck wird über eine Regelung der Bypassventile (Wastegate (WG)) an den beiden Turboladern eingestellt. In Abhängigkeit von Motordrehzahl und -Last wird ein Zielwert für die Nieder- wie auch für die Hochdruckstufe vorgegeben. Bei Drehzahlen größer als 3000/1/min ist das WG des Hochdruck- Turboladers komplett geöffnet und der Ladedruck wird nur über das WG des Niederdruck-Turboladers geregelt. Bei Motordrehzahlen kleiner als 3000 1/min wird der Ladedruckdifferenz zur Umgebung geteilt, sodass jeder Turbolader die Hälfte des gesamten Laderucks aufbauen soll. Der Zielwert der AGR-Rate ist an den Stand der Technik angelehnt [97] und stellt eine „Niedrig-NO<sub>x</sub>-Strategie“ dar.

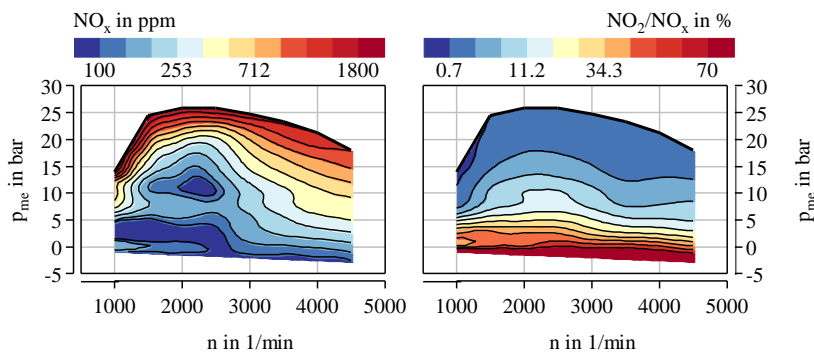


Abbildung 6.11: Ergebnis Applikation Mager Betrieb, NO<sub>x</sub>-Konzentration und NO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>-Verhältnis über Motorlast und -Drehzahl

Das Einspritzmuster besteht aus einer Haupt- und bis zu zwei Voreinspritzungen bei niedrigen Drehzahlen. Diese Applikation ist an die Messdaten angelehnt. Der Einspritzzeitpunkt der Haupteinspritzung ist so gewählt, dass im kompletten Kennfeld die U50-Lage möglichst bei 8 °KW nach dem oberen Totpunkt liegt. Dies entspricht ebenfalls dem Stand der Technik [97]. Der so erreichbare maximale Ladedruck ergibt mit einem minimalen Lambda-Wert von ca. 1,3 einen gebräuchlichen Verlauf der Vollast [97, 98]. In Kombination mit dem abgestimmten Rohemissionsmodell ergeben sich die in Abbildung 6.11 dargestellte Vollastlinie und die entsprechenden NO- und NO<sub>2</sub>-Emissionen.

#### 6.2.4.2 Regenerationsbetrieb

Der Fett Betrieb wird an einer repräsentativen Motordrehzahl mit 1500 1/min und externer AGR appliziert. Ausgehend von der Applikation des Mager Betriebs muss hierfür das Luftverhältnis verringert werden. Die Verbrennung sollte hierfür unterstöchiometrisch sein, der Lambda-Wert also unter 1 sinken [95, 96]. Bei Prüfstandsuntersuchungen [99] sowie in der Literatur [95] zeigte sich ein Wertebereich von 0,9 bis 0,95 als sinnvoll. Für die weiteren Untersuchungen wird ein globales Luftverhältnis von 0,95 gewählt.

Ein „guter“ Regenerationsbetrieb zeichnet sich durch hohe CO-Emissionen, niedrige Sauerstoff (O<sub>2</sub>)-Emissionen, eine niedrige Motorlast und einen hohen Abgasmassenstrom aus. Die zu applizierenden Parameter sind die AGR-Rate, der Einspritzzeitpunkt der Haupteinspritzung und die Masse der Haupt- und Nacheinspritzung. Für eine objektive Betrachtung werden die Kriterien auf ein einheitliches Bewertungsschema klassifiziert, als Ziel gelten folgende Werte:

- CO-Konzentration: 2% (Wert bei  $\lambda = 0,95$ )
- O<sub>2</sub>-Konzentration: 0% (spiegelt in Kombination mit CO Wert eine vollständige Umsetzung des Kraftstoffs wieder)
- Motorlast: so niedrig wie möglich
- hohen Abgasmassenstrom

In Tabelle 4.4 sind die Einstellungsparameter und Ergebnisse der Applikation zu sehen. In Abb. 4.7 ist der dazugehörige Brennverlauf dargestellt.

Tabelle 6.4: Parametersatz NO-Modell

	Parameter	Wert
Parameter	Haupteinspritzung Einspritzzeitpunkt	16°KW v. OT
	Haupteinspritzung Masse	4,2 mg
	Nacheinspritzung Einspritzzeitpunkt	40°KW n. OT
	Nacheinspritzung Masse	9,8 mg
	AGR-Rate	30%
Ergebnis	CO-Konzentration	2,0%
	O <sub>2</sub> -Konzentration	0,18%
	eff. Mitteldruck	1,3 bar
	Luftmasse	190 mg/ASP

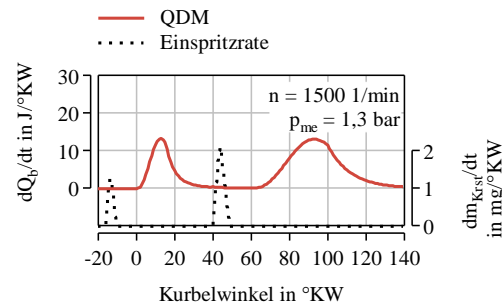


Abbildung 6.12: Brennverlauf bei Regenerationsbetrieb

### 6.2.4.3 Betriebsartenwechsel

Für einen dynamischen Betrieb des thermodynamischen Vollmotormodells müssen die in den vorherigen zwei Abschnitten beschriebenen Größen und Parameter aufeinander abgestimmt variiert werden. Die Schwierigkeit liegt darin, dass der Wechsel schnell gehen soll, die Verbrennung aber nicht abbrechen darf. Für eine gute Abstimmung der Größen aufeinander wird zwischen schnell wirkenden und langsam wirkenden Größen unterschieden. Folgende Größen müssen entsprechend aufeinander geregelt werden:

- Drosselklappe (langsam)
- externes AGR-Ventil (langsam)
- Variabler Ventiltrieb (langsam)
- WG der Hochdruckturbinen (langsam)
- WG der Niederdruckturbinen (langsam)
- Einspritzzeitpunkte aller Einspritzungen (schnell)
- Einspritzmengen aller Einspritzungen (schnell)

Für die Regelung werden PID Regler eingesetzt, der zeitliche Versatz zwischen schnellen und langsamen Größen wird eingestellt. Mit Vorsteuerkennfeldern für Drosselklappe und die Massen der Haupt- und Nacheinspritzung kann das Einregelverhalten verbessert und die Einregeldauer verringert werden. Die Ergebnisse des Regelverhaltens sind in Abschn. 6.1 dargestellt.

### 6.2.5 Ableitung Kennfeldbasiertes Motormodell

Die für den Regenerationsbetrieb notwendige Absenkung des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses wird so erreicht, dass ausgehend vom Kennfeldmodell des stationär-Betriebs die Luftmasse abgesenkt und die Kraftstoffmasse erhöht wird. Beides wird so eingestellt, dass die Hälfte der Differenz zwischen magerem Lambda und fettem Lambda (0,95) erreicht wird. So ergeben sich der Kraftstoffmassenstrom und der Abgasmassenstrom. Diese Aufteilung ist aus dem Vergleich zwischen magerem und fettem Betrieb aus Abschn. 6.2.4 abgeleitet und spiegelt auch die Erkenntnisse aus Messdaten wider. Die Gaszusammensetzung wird über den gesamten Kennfeldbereich konstant gehalten.

## 6.3 RDE Fahrprofile

### 6.3.1 Streckenfindung

Die Wahl der zu befahrenen Strecken hängt von mehreren Randbedingungen ab. Zuerst müssen die gesetzlichen Randbedingungen, welche in Abschn. 3.7 beschrieben sind eingehalten werden. Die unterschiedlichen Kriterien lassen sich verschieben gut in der Streckenplanung berücksichtigen. Zu den einfacher einzuhaltenden Kriterien zählt z.B. die Abfolge der Abschnitte Stadt, Landstraße und Autobahn. Die Kriterien für eine genauere Beschreibung des Geschwindigkeitsverlaufes lassen sich hingegen eher schwer im Vorfeld bewerten.

Neben den gesetzlichen Kriterien kommen noch selbst festgelegte Randbedingungen hinzu, welche aus Gründen der Machbarkeit im Rahmen dieser Arbeit stammen. Hierzu zählt beispielsweise, dass die Fahrten am Institut beginnen und enden sollen. Eine Auflistung und Klassifizierung der Kriterien ist in Tabelle 6.5 zu finden.

Tabelle 6.5: Kriterien Streckenfindung

Kriterium	Bewertbarkeit bei Planung
Start und Ziel Ort	++
Gesamtdistanz	++
Geschwindigkeitsbegrenzung auf Autobahn	++
Gesamtdauer	+
Reihenfolge Streckenanteile	+
Streckenanteile	o
Höhenmeter	o
Dynamikkriterien	-

Für die Planung der Strecken werden Online Routenplaner verwendet. Der Vergleich von mehreren Online-Anbietern zeigt, dass verschiedene Kriterien unterschiedlich bewertet werden. Die Gesamtdistanz und Gesamtdauer lassen sich bei allen Anbietern gut bewerten und liefern ähnliche Ergebnisse. Auch die Reihenfolge der Abschnitte einer RDE Fahrt lässt sich über frei verfügbares Kartenmaterial qualitativ gut bestimmen.

Zu größeren Abweichungen zwischen den Anbietern kommt es allerdings bei einem Vergleich der Höhenmeter. Für einen Vergleich wurde ein ca. 2,3 km langer Straßenabschnitt mit monotoner Steigung ausgewählt. Der Start des Abschnitts liegt auf 330 m Höhe, das Ende bei 460 m. Die Höhendifferenz beträgt somit 130 m. Die Ergebnisse der Vergleichs hierzu sind in Tabelle 6.6 zu sehen. Es zeigt sich, dass die drei Anbieter Kurviger [100], GraphHopper [101] und GoogleMaps [102] schon für diesen einfachen Abschnitt sehr unterschiedliche Ergebnisse liefern. Obwohl selbst Kurviger und GraphHopper auf dem gleichen Kartenmaterial von OpenStreetMap basieren liefern sie unterschiedliche kumulierte Höhenmeter. Die genauen Werte für eine komplette RDE-Fahrt können somit also nur grob im Vorfeld abgeschätzt werden, für einen Vergleich der Strecken untereinander genügt dies jedoch.

Tabelle 6.6: Vergleich Höhenmeter verschiedener Kartendienste

Kartendienst	Höhe Start in m	Höhe Ende in m	Positive Höhenmeter in m	Negative Höhenmeter in m
Kurviger	330	460	254	124
GraphHopper	330	460	203	73
GoogleMaps	330	460	130	0

In Abbildung 6.13 lassen sich verschiedene potentielle Routenverläufe sehen. Als Start und Ziel ist hier der Standort des Instituts gewählt. Aus der Reihenfolge der Streckenanteile ergibt sich, dass der Autobahnabschnitt am Ende einer Fahrt liegt. Dies führt dazu, dass die Planung am Ende der Fahrt beginnt. Durch das Autobahnkreuz Stuttgart ergeben sich drei mögliche Autobahnstrecken, auf denen ans Institut zurückgefahren wird. Aus der Dauer einer Fahrt von 90 bis 120 min und einer geschätzten Durchschnittsgeschwindigkeit von 50 km/h ergibt sich



eine gesamte Distanz von ca. 100 km. Die Streckenanteile sollen sich dabei gleichmäßig aufteilen, was zu einer Strecke auf der Autobahn von ca. 33 km führt. Der restliche Weg von Institut zu den Autobahnauffahrten wird in der Stadt und auf Landstraßen zurückgelegt.

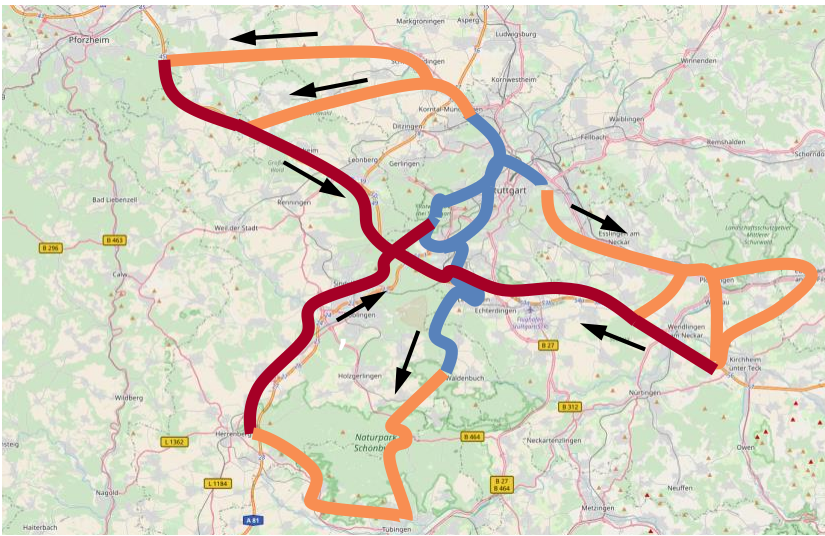


Abbildung 6.13: Schematische Darstellung Routenplanung [103]

Die Zeitanteile der einzelnen Abschnitte lassen sich nur schwer beurteilen. Für die Berechnung einer Gesamtdauer der Route verwenden die Routenplaner zwar intern Geschwindigkeiten bei den einzelnen Strecken. Beim Export der geplanten Routen lässt sich aber die Anzahl der gespeicherten Wegpunkte nicht beliebig einstellen. Die Auflösung wird somit zu grob und eine Kategorisierung nach den Zeitanteilen der einzelnen Abschnitte ist somit nur bedingt möglich.

Durch die Kenntnis der Strecke und der darauf herrschenden Geschwindigkeitsbeschränkungen lässt sich im Vorfeld auch planen, ob eine Ausreizung der maximalen Geschwindigkeit bspw. auf der Autobahn möglich ist. Zum Zeitpunkt der Erstellung der Routen gilt auf der A81 zwischen Karlsruhe und Stuttgart die Richtgeschwindigkeit 130 km/h und somit ist dieser Autobahnabschnitt für die Ausreizung der erlaubten 160 km/h vorgesehen.

### 6.3.2 Messkampagne

#### 6.3.2.1 Verwendete Messtechnik

Die Anforderungen an die Messtechnik ergeben sich aus den folgenden gewünschten Eigenschaften:

- Am Fahrzeug leicht montier- und demontierbar
- möglichst hohe Genauigkeit
- möglichst ausfallsicher
- Einsatz redundanter Messsysteme

Tabelle 6.7: Vor- und Nachteile verschiedener Messsysteme

System	Vorteile	Nachteile
GPS	+ einfache Installation	- ungenau
	+ keinen zeitlichen Drift	- störungsanfällig
	+ misst Geschw. und Höhe	- Tunnel
DGPS	+ sehr hohe Genauigkeit	- aufwändige Installation
	+ hohe Abtastfrequenz	- Tunnel
	+ misst Geschw. und Höhe	- störungsanfällig
		- Abdeckung Mobilfunk
OBD-Geschw.	+ sehr zuverlässig	- mäßige Genauigkeit
	+ einfache Installation	
Barometer	+ zuverlässig	- mäßige Genauigkeit
	+ einfache Installation	- Wetterabhängig

Zur Verfügung standen mehrere Messsysteme, deren Vor- und Nachteile in Tabelle 6.7 aufgeführt sind. Hierbei zeigt sich, dass sich die verschiedenen Messsysteme in ihren Eigenschaften gut ergänzen können und somit die Aufzeichnung mit mehreren Messsystemen gewählt wird. Die verwendete Messtechnik besteht aus:

- JAVAD Delta GNSS Receiver [104]
- Aaronia GPS Logger [105]
- OBD-Software WG Soft Scan-Master [68]

Das System von Javad arbeitet mit DGPS, der Daten-Logger von Aaronia hat einen GPS Empfänger und ein Barometer an Bord. Die OBD-Geschwindigkeitsmessung wird mit dem System von WG-Soft durchgeführt.

#### 6.3.2.2 Messdatenverarbeitung

Die Rohdaten der verschiedenen Messsysteme werden jeweils in das Geschwindigkeits- oder Höhensignal über der Zeit umgerechnet. Anschließend erfolgt gemäß der Qualitätsklassifizierung aus Tabelle 5.4 eine Priorisierung bei der Wahl des entsprechenden Signals. Wenn das höherwertige Signal Abschnitte mit unplausiblen Ergebnissen hat, z.B. wenn der GPS-Empfang gestört ist, wird der Abschnitt mit den Daten aus niedrigeren Qualitäten ersetzt.

Im Anschluss an die Zusammenführung der Daten aus den unterschiedlichen Messsystemen wird das Höhensignal geglättet. Dies ist notwendig um das sehr hohe Rauschen und unrealistische Steigungen herauszufiltern. Diese hohen Steigungen entstehen bspw. durch den zeitlichen Drift des GPS-Signals bei Stillstand des Fahrzeugs an einer Ampel. Die Glättung des Signals erfolgt analog zu der Vorgehensweise in den Real Driving Emissions (RDE)-Regularien [55]. Um die Qualität noch weiter zu steigern werden die Höhensignale von mehreren Fahrten auf der gleichen Strecke gemittelt.

Tabelle 6.8: *Sortierung Messdatenqualität*

Geschwindigkeit	Höhe
1. DGPS (JAVAD)	1. DGPS (JAVAD)
2. OBD (WG-Soft)	2. GPS (Aaronia)
3. GPS (Aaronia)	3. Barometer (Aaronia)

### 6.3.3 Routengenerierung aus Datenpool

Die Vermessung verschiedener Routen mit unterschiedlichen Fahrern zu unterschiedlichen Tageszeiten lieferte einen großen Pool an Messdaten von realen Fahrten. Alle diese Fahrten haben unterschiedliche Eigenschaften und halten auch nicht alle im Gesamten die RDE-Regularien ein. Ein RDE-Fahrprofil nach eigenen Ansprüchen auf der Straße zu fahren stellte sich als sehr anspruchsvoll heraus, weshalb hierfür ein anderes Vorgehen zum Einsatz kam.

Besonders anspruchsvoll für die Abgasnachbehandlung sind niedrige Temperaturen. Die Anforderungen an das RDE-Profil sind:

- niedrige Abgastemperatur
- niedrige Last
- niedrige Dynamik
- berab zu Beginn
- Einhaltung aller RDE-Kriterien

Für die Zusammenstellung eines Fahrprofils nach den genannten Anforderungen werden die gesammelten Messdaten in Abschnitte aufgeteilt und nach verschiedenen Kenngrößen bewertet. Hierzu zählen u.a. Kraftstoffverbrauch, Höhenmeter, Distanz und Geschwindigkeitsbereich. Die einzelnen Abschnitte werden dann wieder zu einem kompletten RDE iterativ zusammengesetzt. Ergebnis dieses Vorgehens ist das Fahrprofil Stadtfokus im nächsten Abschnitt.

### 6.3.4 Fahrprofile

Das Ergebnis der RDE Routenaufzeichnung sind die in Abbildung 6.14 dargestellten vier Fahrprofile. Die RDE-Routen Stadtfokus und Tübingen sind niederdynamisch und mit geringeren Geschwindigkeiten auf der Autobahn. Die Strecken Nordroute und Renningen sind dynamischer und Nordroute nutzt auch die maximal zulässige Geschwindigkeit von 160 km/h aus. Tabelle 6.9 und Abbildung 6.15 zeigen, dass alle vier Fahrprofile die RDE-Regularien für das Höhen- und Geschwindigkeitsprofil erfüllen.

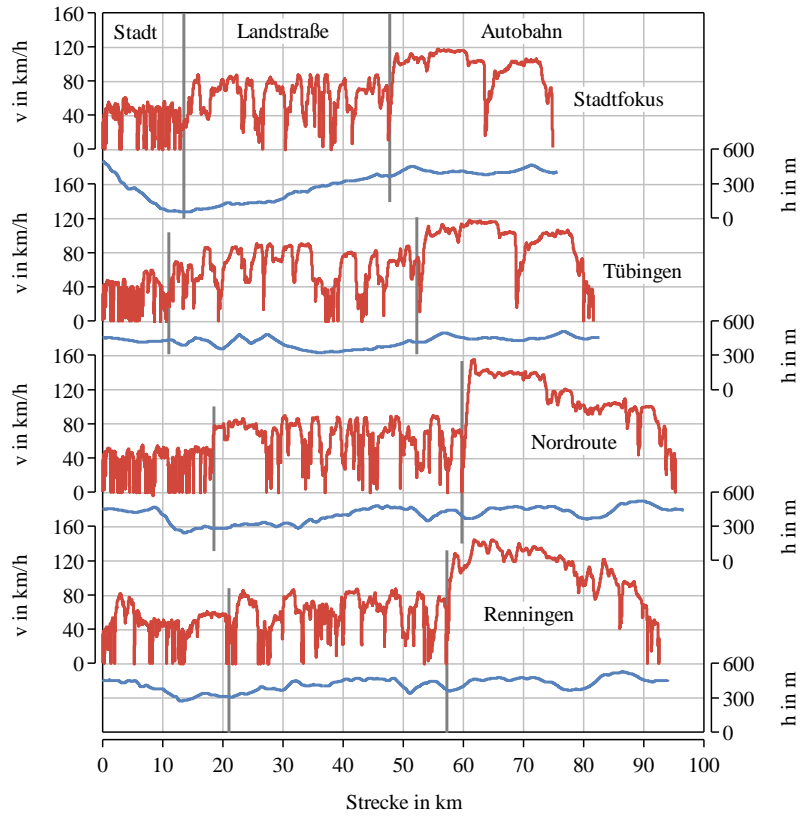


Abbildung 6.14: Geschwindigkeits- und Höhenverlauf der RDE-Fahrprofile

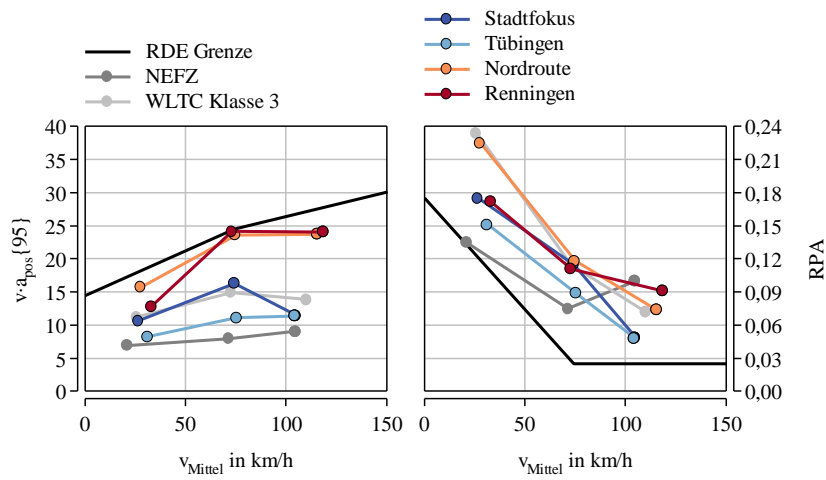


Abbildung 6.15: Dynamikkriterien RDE-Fahrprofile und Testzyklen

Tabelle 6.9: RDE Fahrkriterien

	Kriterium	Stadtfokus	Tübingen	Nordroute	Renningen	Einheit	
Geschwindigkeit	Ges. Fahrt	Dauer	94,8 ✓	95,0 ✓	113,6 ✓	102,8 ✓	min
	Steckenanteil	Stadt	35,9 ✓	37,5 ✓	34,3 ✓	38,0 ✓	%
		Landstraße	34,2 ✓	34,5 ✓	33,9 ✓	29,8 ✓	%
		Autobahn	29,9 ✓	28,0 ✓	31,9 ✓	32,3 ✓	%
	Mindeststrecke	Stadt	27,2 ✓	31,0 ✓	33,1 ✓	35,7 ✓	km
		Landstraße	25,8 ✓	28,5 ✓	32,7 ✓	28,0 ✓	km
		Autobahn	22,7 ✓	23,2 ✓	30,8 ✓	30,3 ✓	km
	Stadt	Mittl. Geschw.	26,7 ✓	31,5 ✓	27,8 ✓	33,2 ✓	km/h
		Ant. Haltezeit	29,2 ✓	11,6 ✓	20,5 ✓	17,1 ✓	%
		Einzelhaltezeit	≤300 ✓	≤300 ✓	≤300 ✓	≤300 ✓	s
	Autobahn	Zeit > 100 km/h	10,7 ✓	10,7 ✓	11,4 ✓	12,6 ✓	min
		Zeit ant. > 145 km/h	0 ✓	0 ✓	2,5 ✓	2,6 ✓	% <sup>1</sup>
		max. Geschw.	118 ✓	118 ✓	156 ✓	154 ✓	km/h
	Kaltstart <sup>2</sup>	max. Geschw.	54,4 ✓	47,1 ✓	51,4 ✓	81,9	km/h
		Mittl. Geschw.	27,7 ✓	30,9 ✓	27,4 ✓	36,2 ✓	km/h
ges. Haltezeit		85,8 ✓	30,3 ✓	61,0 ✓	24,8 ✓	s	
Höhe	Diff. zw. Start & Ende	-96,8 ✓	-6,7 ✓	-6,0 ✓	-0,3 ✓	m	
	kum. pos. Höhendiff.	831 ✓	731 ✓	933 ✓	971 ✓	m/100 km	
	kum. pos. Höhendiff. Stadt	547 ✓	500 ✓	626 ✓	732,3 ✓	m/100 km	

<sup>1</sup> der Dauer des Autobahnanteils

<sup>2</sup> hier für t ≤ 300 s bewertet, T<sub>Kühlwasser</sub> unbekannt

## 6.4 Grundlagenuntersuchungen

### 6.4.1 AGR-Einfluss während Regenerationsbetrieb

Mit dem thermodynamischen Vollmotormodell (vgl. hellgraues Hexagon in Abb. 3.3) wird untersucht, wie sich die Art der Abgasrückführung (AGR) auf den NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator (NSK) auswirkt. Bei einem konstanten Betriebspunkt von 3 bar Mitteldruck und 1500 1/min wird über einen Zeitraum von 200 s dreimal regeneriert [106]. Während des Magerbetriebs wird der Motor mit externer AGR betrieben. Während des Regenerationsbetriebs wird er einmal mit externer und einmal mit interner AGR betrieben. Die Applikation des Regenerationsbetriebs ist das Ergebnis von Abschn. 4.4.2

Im Folgenden wird stellvertretend einer der drei Wechsel des Betriebs von Mager nach Fett und zurück untersucht. Es wird dabei der Zeitpunkt t = 74 s betrachtet und die Auswirkungen auf Kraftstoffverbrauch, Temperatur und die Emissionen analysiert.

#### 6.4.1.1 Kraftstoffverbrauch

Der effektive Mitteldruck  $p_{me}$  ergibt sich aus indiziertem- und Reibmitteldruck zu:

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mr} \quad \text{Gl. 6.11}$$

- $p_{me}$                       effektiver Mitteldruck
- $p_{mi}$                       indizierter Mitteldruck
- $p_{mr}$                       Reibmitteldruck

Der indizierte Mitteldruck  $p_{mi}$  setzt sich zusammen aus dem Hochdruck- und Ladungswechsellmitteldruck zu:

$$p_{mi} = p_{mi,HD} + p_{mi,LW} \quad \text{Gl. 6.12}$$

$p_{mi,HD}$  indizierter Hochdruckmitteldruck

$p_{mi,LW}$  indizierter Ladungswechsellmitteldruck

Somit ergibt durch Einsetzen von Gl. 6.11 in Gl. 6.12 der Zusammenhang:

$$p_{mi} = p_{mi,HD} + p_{mi,LW} - p_{mr} \quad \text{Gl. 6.13}$$

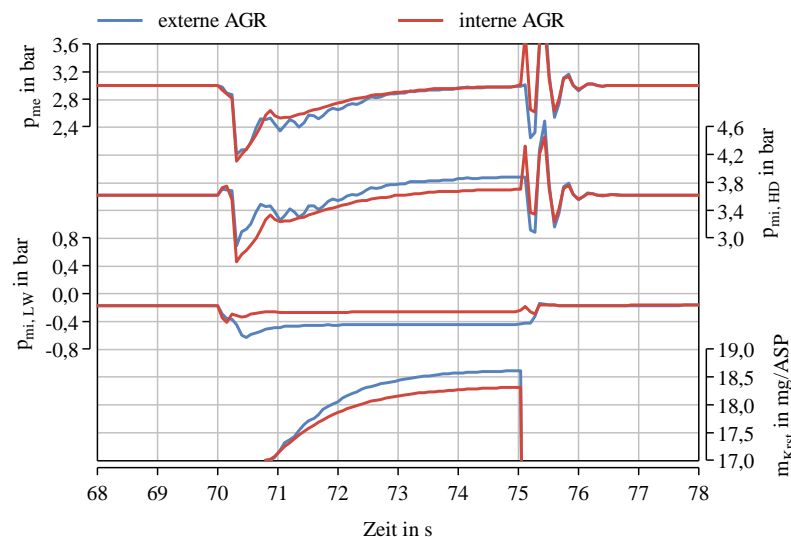


Abbildung 6.16: effektiver-, indizierter Hochdruck- und Ladungswechsellmitteldruck und eingespritzte Kraftstoffmasse über der Zeit bei Betriebsartenwechsel, Variation der AGR-Art

In Abbildung 6.16 ist zu erkennen, dass mit interner AGR die Ladungswechsellarbeit  $p_{mi,LW}$  betragsmäßig um 0,18 bar geringer ist als mit externer. Das Restgas wird bei interner AGR über eine kürzere Strecke bewegt (nur in den Auslasskrümmer und zurück in den Brennraum), was zu geringeren Reibungsverlusten mit der Wand im Gaspfad führt. Zum zweiten entfallen die Drosselverluste an der AGR-Klappe und zum dritten sinkt durch die erhöhte Temperatur die Dichte der Füllung und somit herrscht im Ansaugkrümmer ein höherer Druck, welcher zu geringeren Drosselverlusten an der Drosselklappe führt. Bei gleichem effektiven Mitteldruck und gleichem Reibmitteldruck ist somit der indizierte Hochdruckmitteldruck  $p_{mi,HD}$  ebenfalls um 0,18 bar geringer. Dies entspricht einer relativen Verringerung von 5 %. Dies hat zur Folge, dass weniger Kraftstoff eingespritzt werden muss. Die Variante mit interner AGR benötigt somit 1,5 % weniger Kraftstoffmasse.

Abbildung 6.17 zeigt, dass bei gleichem Lambda somit der Frischluftmassenstrom an der Drosselklappe ebenfalls um 1,5 % geringer ist. Auch der Abgasmassenstrom am NSK ist mit interner AGR um 1,5 % geringer.

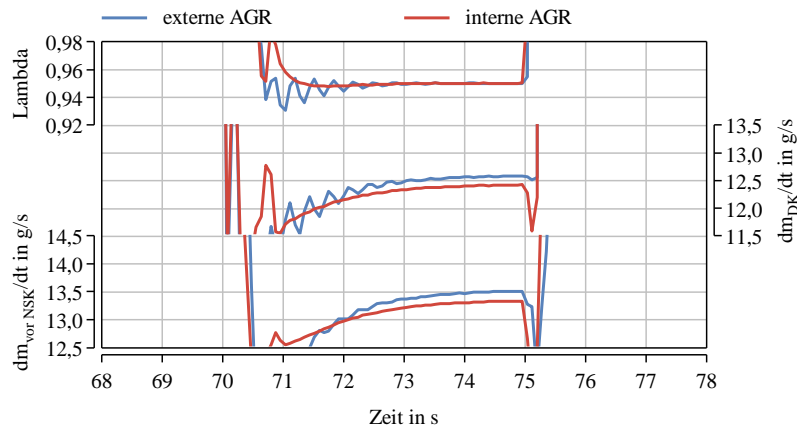


Abbildung 6.17: *Lambda, Frischluft und Abgasmassenstrom über der Zeit bei Betriebsartenwechsel, Variation der AGR-Art*

### 6.4.1.2 Temperatur

Während des Regenerationsbetriebs mit interner AGR ist in Abbildung 6.18 zu erkennen, dass die Temperatur zu Beginn der Berechnung des Hochdruckteils ( $T_{Zyl,ASP\ Start}$  bei 110 °KW vor Zünd-OT) um ca. 100 K höher liegt als mit externer AGR. Dies ist auf die geringere Kühlung des Restgases zurückzuführen. Die Temperatur beim Öffnen der Auslassventile ( $T_{Zyl, ASP\ Ende}$ ) ist somit ebenfalls höher mit interner AGR, die Temperaturdifferenz ist mit ca. 75 K allerdings geringer. Als Grund hierfür lassen sich erhöhte Wandwärmeverluste während des Hochdruckteils durch das erhöhte Temperaturniveau aufführen. Das Temperaturniveau vor NSK ist mit beiden AGR Varianten gleich. Die Erklärung hierfür sind auch höhere Wandwärmeverluste. Durch den variablen Ventiltrieb (VVT) wird das heißere Abgas der Variante mit interner AGR stärker in den Auslasskanälen bewegt. Das Ausschleusen des Abgases und das anschließende Zurücksaugen in den Zylinder führen zu einer erhöhten Bewegung des Abgases und somit zu höheren Wärmeübergängen mit den Wänden der Auslasskanäle. Dies führt zu einer stärkeren Temperaturabsenkung.

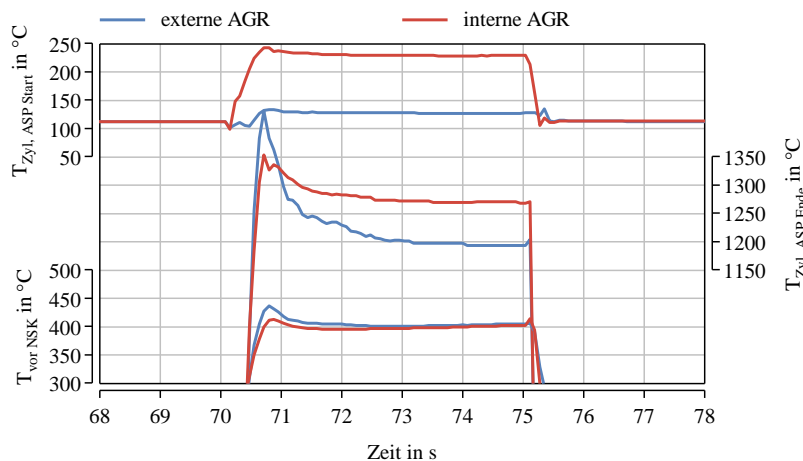


Abbildung 6.18: *Temperatur bei Zyklusbeginn, Zyklusende und vor NSK über der Zeit bei Betriebsartenwechsel, Variation der AGR-Art*

### 6.4.1.3 Emissionen

Die veränderte AGR-Art hat auch einen Einfluss auf die Zusammensetzung des Abgases. In Abb. 6.4 ist zu sehen, dass die Konzentration von Kohlenstoffmonoxid (CO), Wasserstoff (H<sub>2</sub>) und Propen (C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>) mit interner AGR zunehmen. Die Konzentration von CO erhöht sich relativ um ca. 0,9 %, die von H<sub>2</sub> um ca. 2,3 % und die C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konzentration um ca. 6 %. Die höheren

CO- und H<sub>2</sub>-Konzentrationen sind auf die erhöhte Temperatur im Brennraum und die damit verbundene Verschiebung der Gleichgewichtsbedingungen zurückzuführen.

Zu beachten bleibt allerdings, dass durch den geringeren Abgasmassenstrom auch die jeweiligen Speziesmassenströme um ca. 1,5 % niedriger ausfallen und somit auf ähnlichem Niveau liegen wie mit externer AGR.

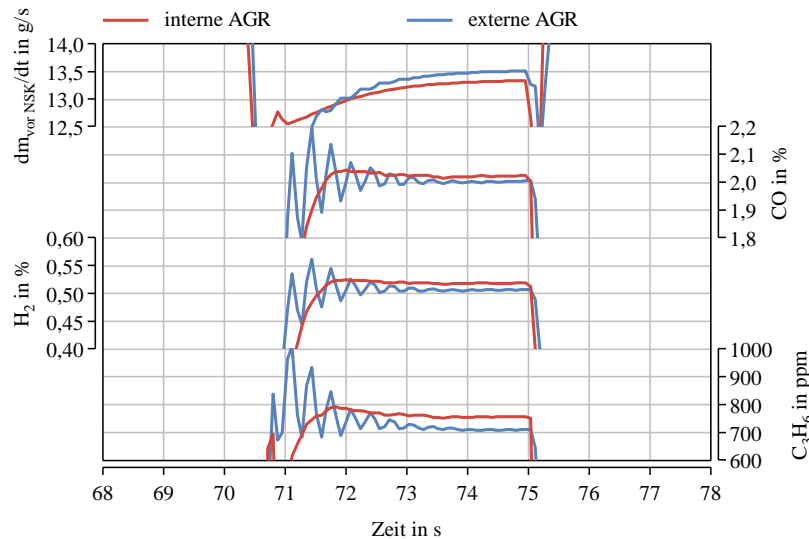


Abbildung 6.19: Abgasmassenstrom, CO-, H<sub>2</sub>- und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konzentration bei Betriebsartenwechsel, Variation der AGR-Art

#### 6.4.1.4 AGR-Art Zusammenfassung

In diesem Betriebspunkt lässt sich somit zusammenfassend feststellen, dass die AGR-Art folgenden Einfluss auf den NSK zeigt:

- Auswirkung auf Temperatur vor NSK in diesem Betriebspunkt nicht zu erkennen
- Kraftstoffverbrauch mit interner AGR niedriger
- Massenstrom mit interner AGR niedriger
- Regenerationsmittel-Konzentration mit interner AGR erhöht

#### 6.4.2 Parameterstudie Speicherkatalysator

Für die Parameterstudie kommt das NSK Modell zum Einsatz (vgl. roter Kreis in Abb. 3.3). Es werden transiente Untersuchungen gemacht, die Eingangsgrößen sind Massenstrom, Temperatur und Gaszusammensetzung. Die konstanten Randbedingungen während des Mager und Fett Betriebs sind in Tabelle 6.10 zu sehen. Diese repräsentieren einen Motorbetriebspunkt von 1500 1/min und 3 bar und sind von Messdaten sowie aus Abschn. 6.4.1 abgeleitet.



Tabelle 6.10: Randbedingungen Parameterstudie Speicherkatalysator

Spezies	Magerbetrieb	Regenerationsbetrieb
O <sub>2</sub>	17,5 %	0,7 %
CO <sub>2</sub>	2,5 %	12 %
H <sub>2</sub> O	2,5 %	12 %
NO	140 ppm	68 ppm
NO <sub>2</sub>	20 ppm	8 ppm
H <sub>2</sub>	0 %	0,6 %
CO	0 %	2 %
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	0 ppm	1000 ppm
Massenstrom	108 kg/h	45 kg/h

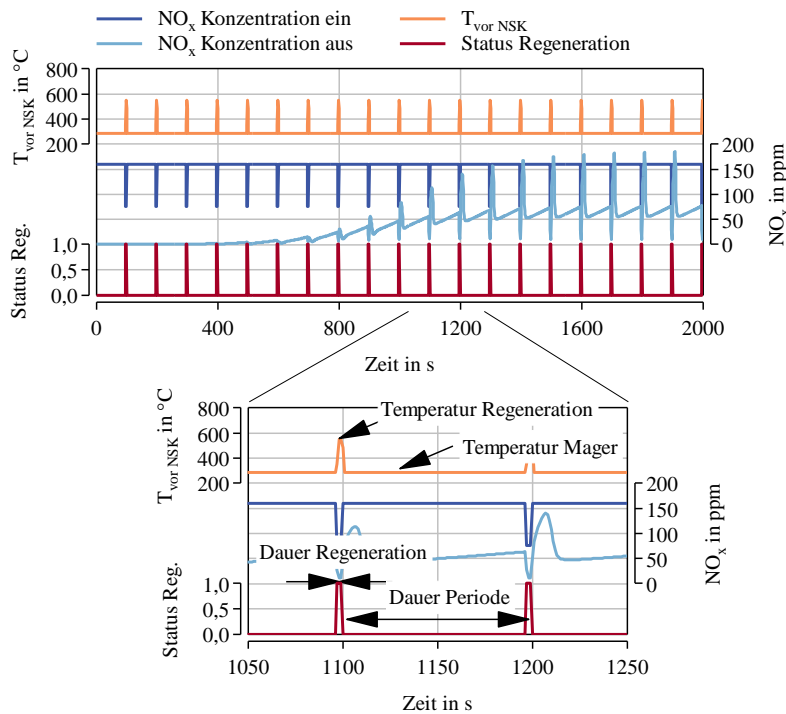


Abbildung 6.20: Randbedingungen: Temperatur Fett und Mager, Dauer Fett und Periode

Der NSK ist zu Beginn leer, die Simulation hat eine Dauer von 2000 s. In Abbildung 6.20 ist der zeitliche Ablauf zu sehen, es werden für diese Untersuchung die folgenden Parameter variiert:

- Temperatur während Regenerationsbetrieb (150 bis 550 °C)
- Temperatur während Magerbetrieb (150 bis 550 °C)
- Dauer des Regenerationsbetriebs (0,2 bis 20 s)
- Dauer einer Periode (20 bis 200 s)

#### 6.4.2.1 Variation Temperatur während Regeneration

Zuerst wird die Gastemperatur während der Regeneration variiert. In Tabelle 6.11 sind alle Werte der Eingangsparameter für diese Variation zu sehen.

Tabelle 6.11: Randbedingungen Variation Temperatur während Regeneration

Parameter	Wert
Temperatur Regenerationsbetrieb	150 – 550 °C
Temperatur Magerbetrieb	286 °C
Dauer Regenerationsbetrieb	1 s
Dauer Periode	100 s

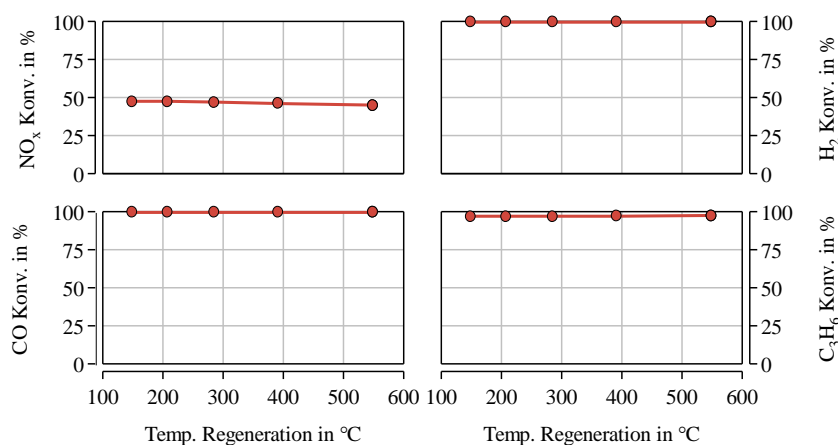
Abbildung 6.21: NO<sub>x</sub>-, H<sub>2</sub>-, CO- und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierungsraten mit NSK-Modell; Variation Temperatur während Regeneration

Abb. 6.6 zeigt, dass die Gaseintrittstemperatur während des Regenerationsbetriebs einen geringen Einfluss auf die Konvertierungsraten der verschiedenen Spezies hat. Dieses Verhalten zeigt sich auch in einem sehr weiten Bereich der anderen Eingangsgrößen. Die Erklärung für dieses Verhalten liegt in der Wärmekapazität des Speicherkatalysators. Bei dem hier herrschenden Verhältnis der Dauer des Regenerationsbetriebs zur Dauer einer Periode von 1 zu 100 hat auch die Temperatur während des Regenerationsbetriebs nur einen kleinen Hebel, die Durchschnittstemperatur anzuheben. Durch die hohe Wärmekapazität des Katalysators dauert auch die Aufheizung länger als die Zeit in der Fett gefahren wird, weshalb auch während des Fett Betriebs dies nur einen geringen Einfluss zeigt.

#### 6.4.2.2 Variation Temperatur während Magerbetrieb

In Tabelle 6.12 sind die Werte der Eingangsparameter für diese Variation zu sehen.

Tabelle 6.12: Randbedingungen Variation Temperatur während Magerbetrieb

Parameter	Wert
Temperatur Regenerationsbetrieb	550 °C
Temperatur Magerbetrieb	150 – 550 °C
Dauer Regenerationsbetrieb	1 s
Dauer Periode	100 s

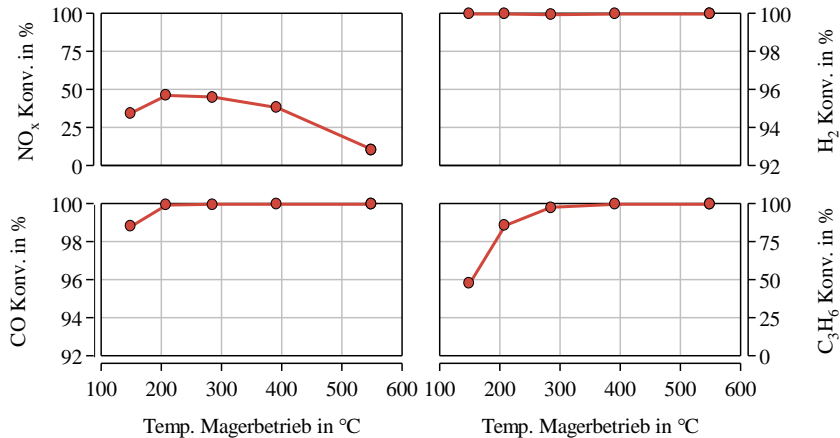


Abbildung 6.22: NO<sub>x</sub>-, H<sub>2</sub>-, CO- und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierungsraten mit NSK-Modell; Variation Temperatur während Magerbetrieb

Abbildung 6.22 zeigt, dass die Temperatur während des Magerbetriebs einen größeren Einfluss als auf die Konvertierungsraten zeigt als die Temperatur während des Regenerationsbetriebs aus dem vorherigen Abschnitt. Die Stickoxid (NO<sub>x</sub>)-Konvertierung erreicht zwischen 200 und 300 °C ihren Maximalwert. Dies deckt sich mit Ergebnissen anderer Arbeiten [92, 96]. Die Konvertierungsrate von CO liegt in einem weiten Temperaturbereich bei 100 % und nimmt nur unterhalb von 200 °C ab. H<sub>2</sub> wird über den gesamten Temperaturbereich zu 100 % umgewandelt. Die Konvertierungsrate von C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> liegt bei Temperaturen über 300 °C ebenfalls bei 100 %, nimmt allerdings schon bei höheren Temperaturen deutlich stärker ab als die von CO und liegt bei einer Temperatur von 150 °C nur noch bei 50 %. C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> oxidiert über Gl. 3.1 zu einem großen Teil an Platin direkt zu Kohlenstoffdioxid (CO<sub>2</sub>) und Wasser (H<sub>2</sub>O).

Bei hohen Temperaturen liegt das Gleichgewicht dieser Reaktion stark auf der rechten Seite, was die hohen Konvertierungsraten erklärt. Bei den niedrigeren Temperaturen liegt das Gleichgewicht eher auf der linken Seite, wodurch die C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierung gering wird.

### 6.4.2.3 Variation Dauer Regenerationsbetrieb

Tabelle 6.13 zeigt die Werte der Eingangsparameter für die Variation der Regenerationsdauer.

Tabelle 6.13: Randbedingungen Variation Dauer Regenerationsbetrieb

Parameter	Wert
Temperatur Regenerationsbetrieb	550 °C
Temperatur Magerbetrieb	286 °C
Dauer Regenerationsbetrieb	0,2 - 20 s
Dauer Periode	100 s

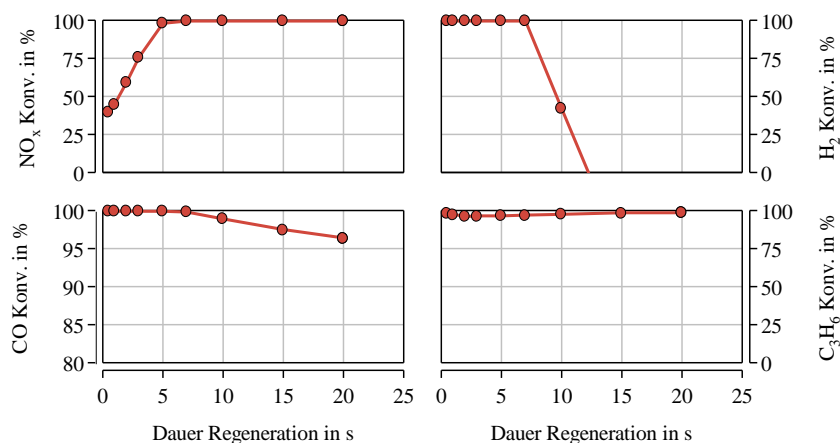


Abbildung 6.23:  $NO_x$ -,  $H_2$ -, CO- und  $C_3H_6$ -Konvertierungsraten mit NSK-Modell; Variation Dauer Regenerationsbetrieb

Bei der Abnahme der Dauer des Regenerationsbetriebs ist in Abbildung 6.23 zu erkennen, dass die  $NO_x$ -Konvertierung unterhalb von 5 s linear mit der Regenerationsdauer abnimmt. Bei einer Regenerationsdauer von größer als 7,5 s nimmt die  $H_2$ -Konvertierung sowie die CO-Konvertierung ab. Diejenige von  $H_2$  nimmt deutlich stärker ab als diejenige von CO und nimmt bei über 12,5 s Fett-Dauer sogar negative Werte an. Dies ist auf die Wassergas Shift Reaktion (WGS) (vgl. Gl. 3.4) zurückzuführen, die dafür sorgt, dass CO bei Vorhandensein von Wasserdampf ( $H_2O$ ) in  $H_2$  umgewandelt wird.

Die  $C_3H_6$ -Konvertierung ist durchgängig auf einem sehr hohen Level, was auf das ausreichend hohe Temperatur Niveau zurückzuführen ist. Die dominierenden Reaktionspfade sind hierbei die Oxidation von  $C_3H_6$  (Gl. 3.1) sowie die Umwandlung zu CO und  $H_2$  über die Dampfreformierung (Gl. 3.5).

#### 6.4.2.4 Variation Periodendauer

In Tabelle 6.14 sind die Werte der Eingangsparameter für die Variation der Periodendauer zu sehen.

Tabelle 6.14: Randbedingungen Variation Periodendauer

Parameter	Wert
Temperatur Regenerationsbetrieb	550 °C
Temperatur Magerbetrieb	286 °C
Dauer Regenerationsbetrieb	0,2 - 20 s
Periodendauer	100 s

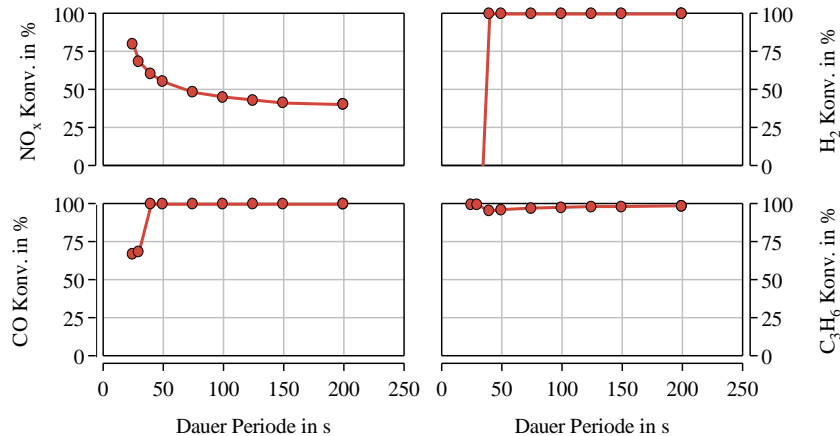


Abbildung 6.24:  $NO_x$ -,  $H_2$ -,  $CO$ - und  $C_3H_6$ -Konvertierungsraten mit NSK-Modell; Variation Periodendauer

In Abbildung 6.24 ist zu sehen, dass die  $NO_x$ -Konvertierung mit sinkender Dauer einer Periode steigt. Die  $H_2$ - und  $CO$ -Konvertierungsraten brechen bei unter 40 s Periodendauer ein. Auch hier fallen die negativen  $H_2$ -Konvertierungsrate auf, welche ebenfalls auf die WGS Reaktion (Gl. 3.4) zurückzuführen sind.  $C_3H_6$  weist auch hier durchgängig eine sehr hohe Konvertierung auf, was auf das ausreichend hohe Temperaturniveau zurückzuführen ist.

### 6.4.2.5 Parameterstudie Ergebnis

Zusammenfassend lassen sich folgende Aussagen treffen:

- Die Temperatur im NSK hat einen großen Einfluss auf die Emissionen nach dem NSK. Bei 200 bis 300 °C ist die  $NO_x$ -Konvertierung am höchsten. Unterhalb von 300 °C nimmt die  $C_3H_6$ -Konvertierung stark ab
- die Temperatur während des Fett Betriebs, also während der Regeneration spielt eine untergeordnete Rolle, da das Verhältnis der Dauern in Kombination mit der hohen Wärmekapazität des NSK die mittlere Temperatur nur gering beeinflusst
- das Verhältnis der Dauern von Mager- zu Regenerationsbetrieb hat großen Einfluss auf die  $NO_x$ - wie auf die  $H_2$ -Konvertierung. Bei zu langer Fett Dauer, bzw. zu kurzer Periodendauer brechen vor allem  $H_2$  und auch  $CO$  durch den NSK durch. Bei zu geringer Fett Dauer, bzw. zu langer Perioden Dauer verringert sich die  $NO_x$ -Konvertierung.

### 6.4.3 Parameterstudie RDE Fahrten

Für die Untersuchung der Parameter bei RDE-Simulationen wird das Fahrzeuglängsdynamikmodell verwendet (schwarzes Hexagon aus Abbildung 6.1).

#### 6.4.3.1 Route

Abbildung 6.25 zeigt die Lage der Motorbetriebspunkte für die in Abschn. 6.3.4, bzw. in Abbildung 6.14 vorgestellten Fahrprofile. Hierbei ist zu erkennen, dass die zwei Routen mit höherer Dynamik (Renningen und Nordroute) mehr Betriebspunkte im Bereich bei höheren Drehzahlen und höheren Lasten aufzeigen. Vor allem die Vollastlinie ist hierbei auch bei Drehzahlen von größer als 1500 1/min ausgeprägt. Die Route Tübingen weist die geringste Streuung von Betriebspunkten auf.

Es ist ebenfalls zu erkennen, dass die horizontale Spreizung der Betriebspunkte größer wird je höhere Dynamik-Kennwerte das Fahrprofil aufweist. Bei allen Routen ist der häufigste Betriebspunkt der Leerlaufpunkt bei 800 1/min und 0 bar Mitteldruck, gefolgt von der Schublinie.

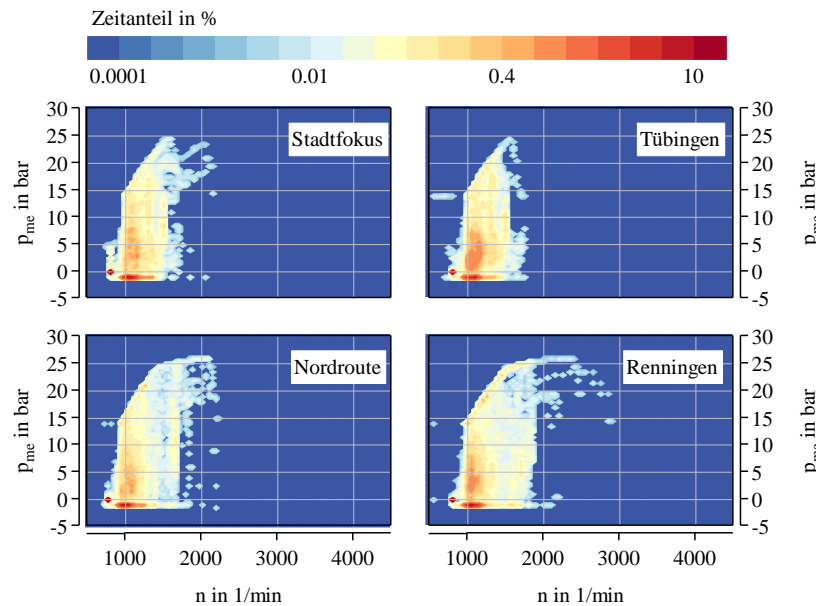


Abbildung 6.25: Betriebspunkt-Histogramm einer kompletten RDE-Fahrt bei verschiedenen RDE-Routen

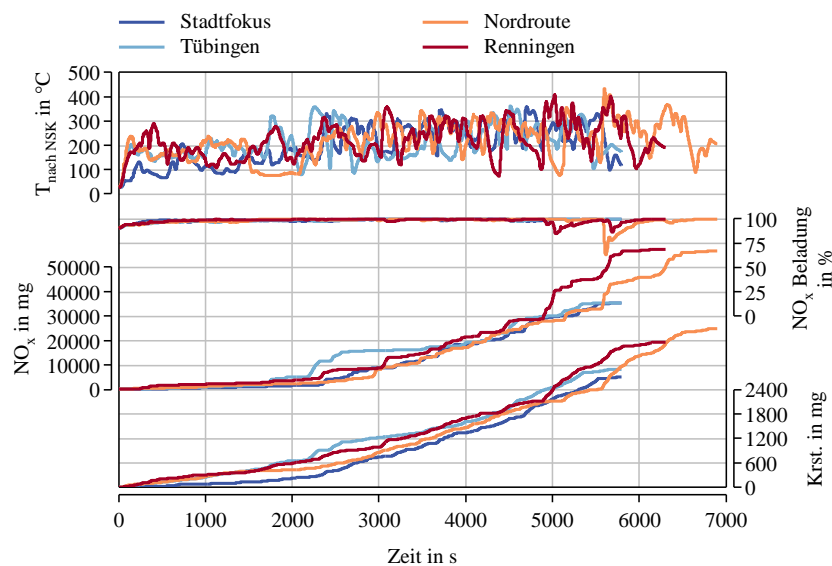


Abbildung 6.26: zeitlicher Verlauf von Temperatur,  $\text{NO}_x$ -Emissionen und Kraftstoffverbrauch bei verschiedenen RDE-Fahrten

Abb. 6.11 zeigt den zeitlichen Verlauf der Temperatur nach NSK mit den verschiedenen Fahrprofilen. Hierbei fällt zu Beginn das niedrige Niveau der Route Stadtfokus auf. Dies erklärt sich mit der negativen Steigung dieser Route im Stadt-Teil. Bis 2000 s weist diese hauptsächlich werden hier ca. 500 Höhenmeter bergab gefahren. Die Spreizung der Temperatur liegt zwischen 100 und 400 °C und liegt bei allen Routen in diesem Bereich.

Es ist ebenfalls zu erkennen, dass ein Großteil der  $\text{NO}_x$ -Emissionen während des Landstraßen- und Autobahn-Teil entstehen. Auf den Stadtteil entfallen hier ca. 4 % (Tübingen) bis 8 % (Renningen). Ein Großteil der  $\text{NO}_x$ -Emissionen entsteht während Phasen mit hohen Motorlasten, was an dem treppenförmigen Verlauf der integrierten  $\text{NO}_x$  zu erkennen ist. Die besonders großen Sprünge gehen immer einher mit einer starken Erhöhung der Temperatur.

Beim Kraftstoffverbrauch fällt auf, dass der Stadtteil der Route Stadtfokus hier deutlich unter den anderen verläuft, was ebenfalls auf die negative Steigung zurückzuführen ist.

Betrachtet man die Beladung des NSK, ist zu erkennen, dass beim Zeitpunkt 5000 s bei der Route Renningen, bzw. 5600 s bei der Route Nordroute, der NSK thermisch regeneriert wird. Hohe Temperaturen sorgen hier für den thermischen Zerfall von des gespeicherten  $\text{NO}_x$ , was unter anderem auch zu den hohen  $\text{NO}_x$ -Emissionen führt.

### 6.4.3.2 Schaltstrategie

Abbildung 6.27 zeigt die Betriebspunkt-Histogramme mit den vier in Abbildung 4.3 vorgestellten Schaltstrategien. Es ist zu erkennen, dass bei Schaltstrategie 4 und Schaltstrategie 7 ein größerer Drehzahlbereich abgedeckt wird. Bei den zwei Schaltstrategien 1 und 4 ist zu erkennen, dass mehr Betriebspunkte auf der Volllastkurve liegen. Dies liegt daran, dass bei diesen beiden Schaltstrategien nur bei Unterschreiten einer gewissen Fahrzeuggeschwindigkeit und somit bei Unterschreiten einer bestimmten Motordrehzahl in einen niedrigeren Gang geschaltet wird. Der Schaltvorgang in einen niedrigeren Gang wird hier nicht wegen einer zu hohen Lastanforderung eingeleitet.

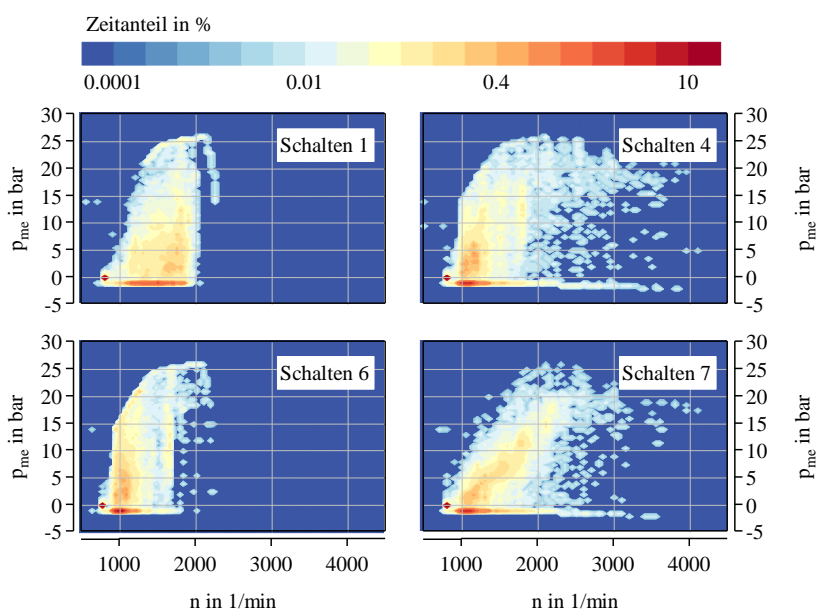


Abbildung 6.27: Betriebspunkt-Histogramm einer kompletten RDE-Fahrt mit verschiedenen Schaltstrategien

Der Einfluss der Schaltstrategie auf die Temperatur nach NSK ist in Abbildung 6.28 zu sehen. Es ist zu erkennen, dass die Unterschiede bei der Temperatur im Stadtteil geringer sind als im Landstraßen und Autobahn Teil. In letzteren beiden beträgt die Differenz im Mittel ca. 50 K. Deutlich größere Differenzen lassen sich in den  $\text{NO}_x$ -Emissionen beobachten. Hier liegen die Werte mit der Schaltstrategie 6 ca. um den Faktor 2,5 höher als mit Schaltstrategie 7. Dies erklärt sich durch die Lage der Betriebspunkte im Motorenkennfeld. Bei Schaltstrategie 7 liegen die Betriebspunkte hauptsächlich auf einer Linie zwischen dem Leerlaufpunkt und dem Betriebspunkt mit dem höchsten Wirkungsgrad bei ca. 2200 1/min und 20 bar. An der Volllastkurve liegen keine Betriebspunkte. Diese Lage wird durch häufiges Hoch- und Runterschalten erreicht. In diesem Kennfeldbereich sind auch die  $\text{NO}_x$ -Emissionen auf einem niedrigen Niveau.

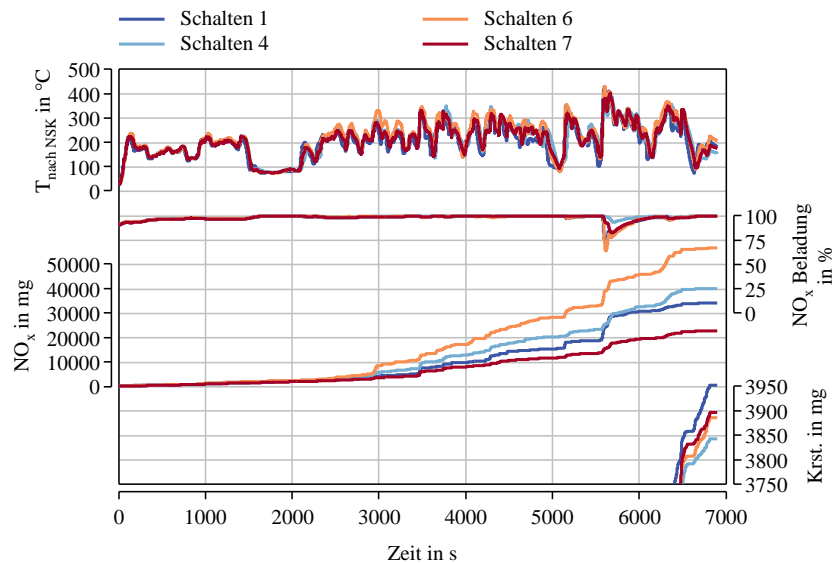


Abbildung 6.28: zeitlicher Verlauf von Temperatur,  $\text{NO}_x$ -Emissionen und Kraftstoffverbrauch bei verschiedenen Schaltstrategien

Bei Schaltstrategie 6 wird das Runterschalten unterbunden, weshalb die Betriebspunkte mehr bei höheren Lasten liegen. In diesen Kennfeldbereichen, vor allen an der Vollastlinie sind auch die  $\text{NO}_x$ -Emissionen hoch. Dies spiegelt sich dann in den integrierten Emissionen wieder. Während des Stadt-Teils hat die Schaltstrategie allerdings nur einen sehr geringen Einfluss auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen.

Der Kraftstoffverbrauch mit Schaltstrategie 4 ist ca. 2,5 % geringer als mit Schaltstrategie 1. Der Einfluss der Schaltstrategie auf die Rohemissionen ist somit deutlich größer als auf den Kraftstoffverbrauch.

#### 6.4.3.3 RDE Abschnitt

In Abbildung 6.29 sind die Betriebspunkthistogramme des Stadtabschnitts dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Spreizung der Betriebspunkte deutlich geringer ist als im kompletten Zyklus. Eine Verschiebung der Punkte ist vor allem in der Last zu erkennen. Bei der Route Stadtfokus tritt eine stärkere Häufung von Betriebspunkten auf der Schublinie des Motors auf. Dies spiegelt nochmals die niedrige Last durch die Bergabfahrt wieder.

Bei dynamischeren Zyklen Nordroute und Renningen ist die Spreizung weiter, vor allem in der Last. Bei Tübingen zeigt sich eine vergleichsweise homogene Verteilung der Betriebspunkte.



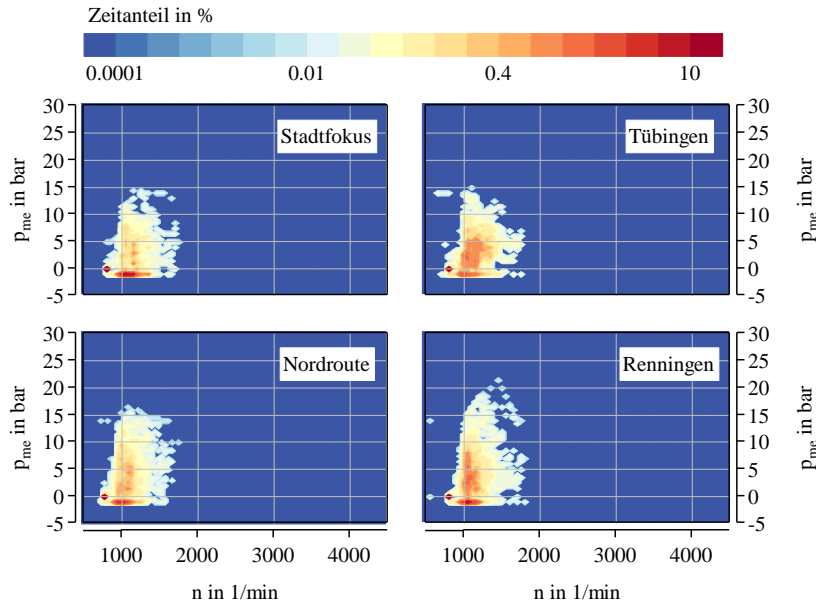


Abbildung 6.29: Betriebspunkt-Histogramm des Stadtabschnitts von verschiedenen RDE-Routen

## 6.5 RDE Untersuchungen

### 6.5.1 Parameterstudie Regenerationszeitpunkte

Für die Untersuchung der Regenerationszeitpunkte bei RDE-Simulationen wird das Fahrzeuglängsdynamikmodell verwendet (schwarzes Hexagon aus Abbildung 6.1). Hierbei wird der Einfluss verschiedener Parameter unter realistischen dynamischen Bedingungen (dynamisches Temperatur-, Massenstrom- und Konzentrationsprofil) betrachtet.

Die Randbedingungen für die in diesem Kapitel gezeigten Simulationsergebnisse sind:

- Umgebungstemperatur und Temperatur zu Beginn: 27 °C
- Beladung NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator (NSK): 80 %
- Strecke: Stadtteil von Stadtfokus
- Dauer: 2100s

Eine Regeneration ist mit diesem Modell auch im Leerlauf und im Schubbetrieb möglich. Der Zeitpunkt einer Regeneration wird vorgegeben und nach folgender Vorgehensweise variiert:

1. Konstantes Zeitintervall zwischen zwei Regenerationen
2. Regeneration nur bei hohen Motorlasten
3. Regeneration bei hohen Temperaturen und hohen Motorlasten
4. Regeneration nur bei den Temperatur-Maxima

Neben der Anzahl der durchgeführten Regenerationen wird auch die Dauer einer Regeneration mit variiert, es entstehen also zweidimensionale Ergebnisse.

#### 6.5.1.1 Konstantes Regenerationsintervall

Eine Darstellung der Regenerationszeitpunkte bei einem konstanten Regenerationsintervall ist in Abbildung 6.30 zu sehen. Hier ist das Regenerationsintervall 100 s dargestellt. Zusätzlich ist hier die Temperatur nach NSK ohne Regeneration und die Motorlast zur Orientierung im Zyklus abgebildet. Die Dauer einer Regeneration wird zwischen 0 und 12 s variiert.

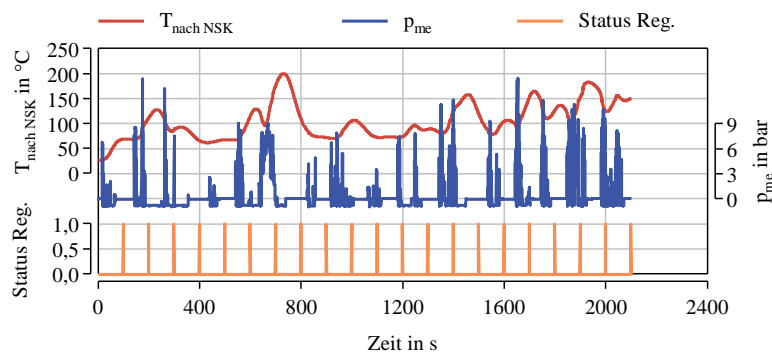


Abbildung 6.30: Regenerationszeitpunkte festes Zeitintervall

Abbildung 6.31 zeigt die Ergebnisse. Es ist zu erkennen, dass die Kohlenstoffmonoxid (CO)- wie auch Wasserstoff ( $H_2$ )-Konvertierung bei kurzen Regenerationsdauern nahezu 100 % beträgt. Mit steigender Regenerationsdauer nimmt die Stickoxide ( $NO_x$ )-Konvertierung bis zu einer gewissen Dauer zu. Mit weiter zunehmender Regenerationsdauer bleibt die  $NO_x$ -Konvertierung dann nahezu konstant, die CO- und vor allem die  $H_2$ -Konvertierung nimmt dabei aber stark ab.

Mit 0 s Regenerationsdauer (also ohne Regeneration) beträgt die Propen ( $C_3H_6$ )-Konvertierung 100 %, bei schon kurzen Regenerationsdauern nimmt diese aber stark ab und sinkt über der  $NO_x$ -Konvertierung fast linear. Ein starker Abfall bei gleichbleibender  $NO_x$ -Konvertierung ist hier ebenfalls zu sehen.

Der Kraftstoffverbrauch steigt mit zunehmender Regenerationsdauer an. Die Periodendauer eines Regenerationszykluses verschiebt den Einbruch der Regenerationsmittelkonvertierung horizontal. Die höchste  $NO_x$ -Konvertierung bei nahezu 100 % CO-Konvertierung stellt sich mit der Periodendauer 200 s ein.

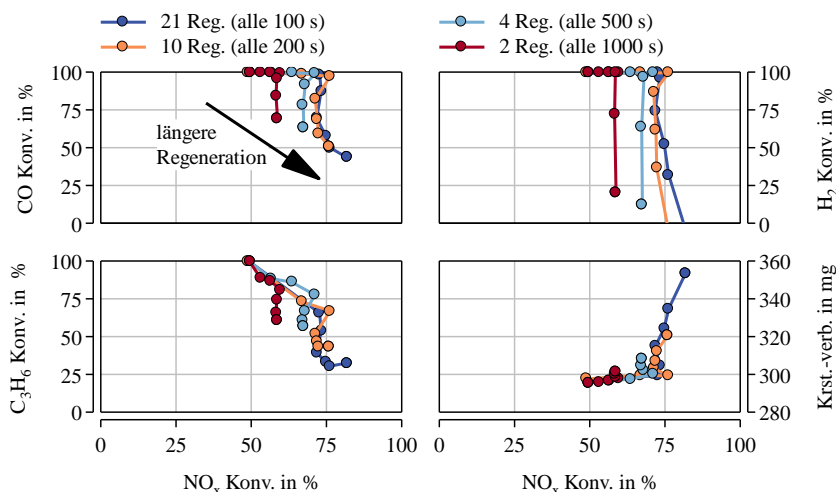


Abbildung 6.31:  $NO_x$ -, CO-,  $H_2$ -,  $C_3H_6$ -Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; konstantes Regenerationsintervall, variierte Anzahl an Regenerationen und variierte Regenerationsdauer

### 6.5.1.2 Hohe Last

Für die Regeneration bei hohen Motorlasten werden die Zeitpunkte gewählt, welche mehr als 6 bar effektiver Mitteldruck ( $p_{me}$ ) aufweisen und mehr als 100 s auseinander liegen (vgl. Abbildung 6.32). Für die Varianten mit weniger Regenerationen werden jeweils Regenerationen zu Beginn ausgelassen. Die Temperatur nach NSK ohne Regeneration und die Motorlast dienen wieder zur Orientierung im Zyklus.

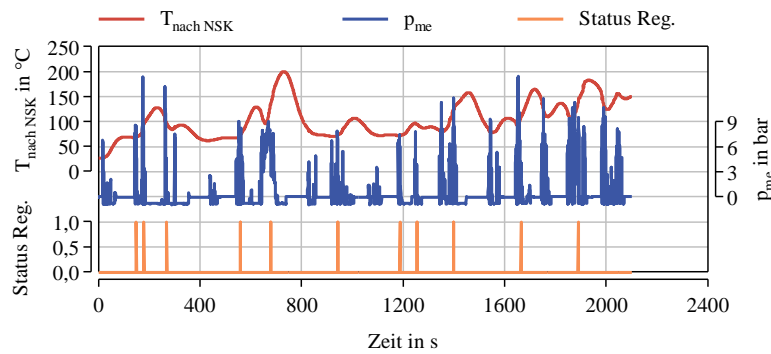


Abbildung 6.32: Regenerationszeitpunkte hohe Motorlast

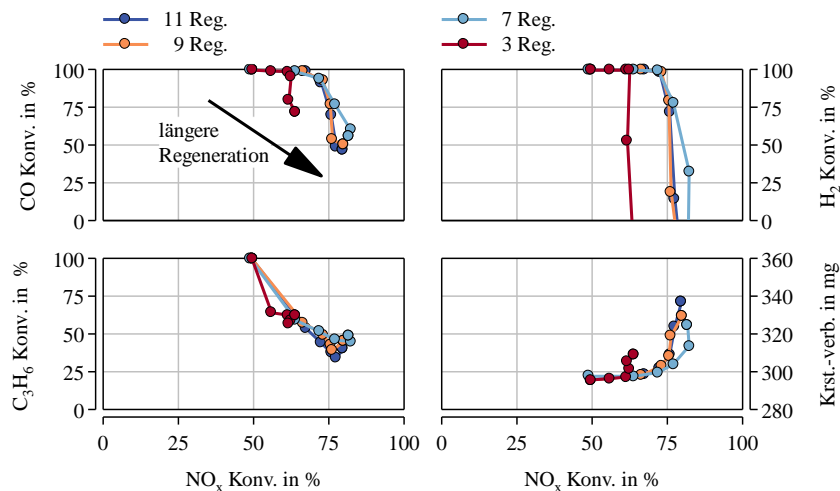


Abbildung 6.33:  $\text{NO}_x$ -,  $\text{CO}$ -,  $\text{H}_2$ -,  $\text{C}_3\text{H}_6$ -Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; Regeneration unter hoher Motorlast, variierte Anzahl an Regenerationen und variierte Regenerationsdauer

In Abbildung 6.33 sind die Konvertierungsraten dargestellt. Die  $\text{CO}$ -Konvertierung zeigt ein ähnliches Verhalten wie im vorherigen Abschnitt. Bei steigender Regenerationsdauer steigt die  $\text{NO}_x$ -Konvertierung bei hoher  $\text{CO}$ -Konvertierung an, bis es einen starken Abfall der  $\text{CO}$ -Konvertierungsrate bei fast gleichbleibender  $\text{NO}_x$ -Konvertierung gibt. Die Konvertierungsraten mit 11 und mit 9 Regenerationen verlaufen ähnlich, bei 7 Regenerationen ist der Einbruch der  $\text{CO}$ -Konvertierung jedoch geringer. Eine mögliche Erklärung hier ist, dass mit 7 Regenerationen die erste Regeneration zum Zeitpunkt 680 s stattfindet. Hier herrscht durch eine lange Lastphase die höchste Temperatur in diesem Abschnitt. Mit nur 3 Regenerationen geschieht der Einbruch bei einer niedrigeren  $\text{NO}_x$ -Konvertierungsrate. Die Konvertierungsrate von  $\text{C}_3\text{H}_6$  ist bei allen Varianten geringer als im vorherigen Abschnitt.

### 6.5.1.3 Hohe Temperatur und hohe Motorlast

Für die Regeneration bei hoher Temperatur und hoher Motorlast sind die vier Zeitpunkte aus Abschn. 6.5.1.2 mit den höchsten Temperaturen ausgewählt und in Abbildung 6.34 mit Nummerierung dargestellt. Bei den in Abbildung 6.35 dargestellten Ergebnissen sind die in Tabelle 6.15 aufgezählten Regenerationen aktiv.

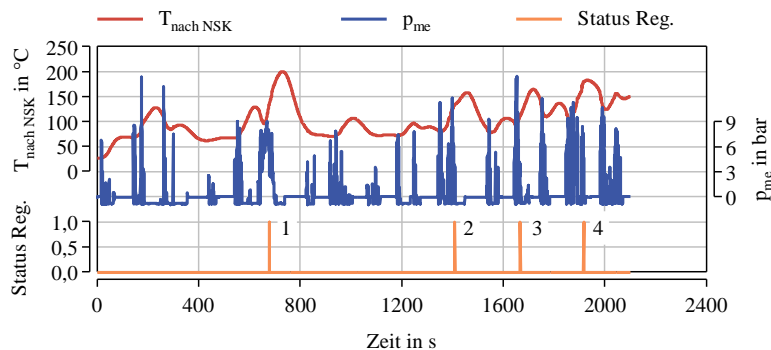


Abbildung 6.34: Regenerationszeitpunkte hohe Temperatur und hohe Motorlast

Tabelle 6.15: aktivierte Regenerationen hohe Temperatur und hohe Motorlast

Variation	aktive Regeneration
1 Regeneration	Nr. 1
2 Regeneration	Nr. 1, 4
3 Regeneration	Nr. 1, 3, 4
4 Regeneration	Nr. 1, 2, 3, 4

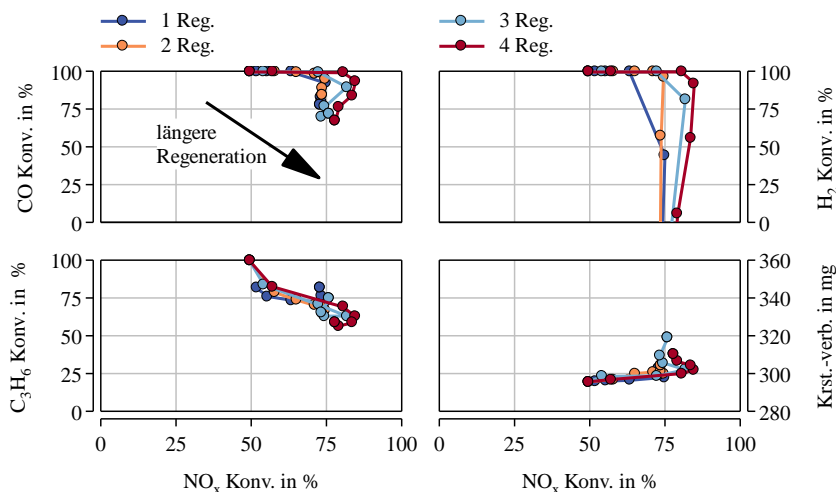


Abbildung 6.35: NO<sub>x</sub>-, CO-, H<sub>2</sub>-, C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; Regeneration unter hoher Temperatur und hoher Motorlast, variierte Anzahl an Regenerationen und variierte Regenerationsdauer

Der tendenzielle Verlauf der Ergebnisse ähnelt denen aus den vorherigen Abschnitten 6.5.1.1 und 6.5.1.2. Mehr Regenerationen ermöglichen eine höhere NO<sub>x</sub>-Konvertierung bei nahezu vollständiger CO-Konvertierung. Im Vergleich zu den vorherigen Abschnitten zeigt sich jedoch, dass die maximal erreichbare NO<sub>x</sub>-Konvertierung mit nahezu 100 % CO-Umsatz hier auf einem höheren Niveau liegt. Auch die C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierung ist um ca. 10 Prozentpunkte höher. Weniger Regenerationen bei höherer Temperatur scheinen höhere Konvertierungsraten in diesen vier Spezies mit sich zu bringen.

6.5.1.4 Maximale Temperatur

Für die Regeneration bei maximalen Temperaturen werden hier die fünf Zeitpunkte mit den höchsten Temperaturen ausgewählt (vgl. Abbildung 6.36). Eine Lastabhängigkeit besteht hier nicht. Bei den in Abbildung 6.37 dargestellten Ergebnissen sind die in Tabelle 6.16 aufgezeigten Regenerationen aktiv.

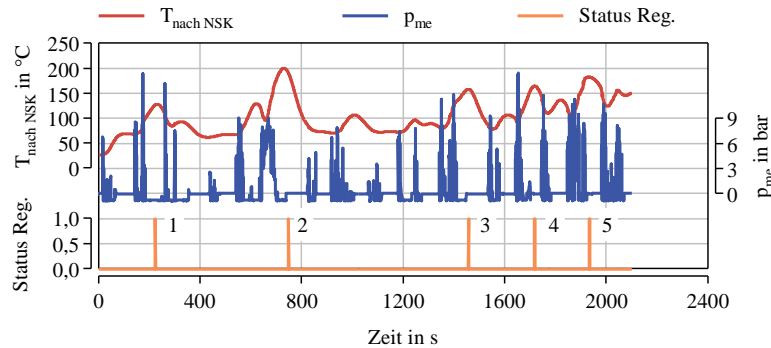


Abbildung 6.36: Regenerationszeitpunkte maximale Temperatur

Tabelle 6.16: aktivierte Regenerationen maximale Temperatur

Variation	aktive Regeneration
1 Regeneration	Nr. 1
2 Regeneration	Nr. 1, 2
3 Regeneration	Nr. 1, 2, 3
5 Regeneration	Nr. 1, 2, 3, 4, 5

In Abbildung 6.37 ist zu erkennen, dass mit mehr Regenerationen der Einbruch in der CO-Konvertierung bei höheren NO<sub>x</sub>-Konvertierungsraten liegt, also wieder einen ähnliches Bild wie in den vorherigen Abschnitten aufweist. Die C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierung ist hier noch einmal höher als im vorherigen Kapitel. Mit fünf Regenerationen und kann bei 99,8% CO-Umsatz eine NO<sub>x</sub>-Konvertierung von ca. 81 % erreicht werden. Dabei werden die C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Emissionen um 86 % reduziert.

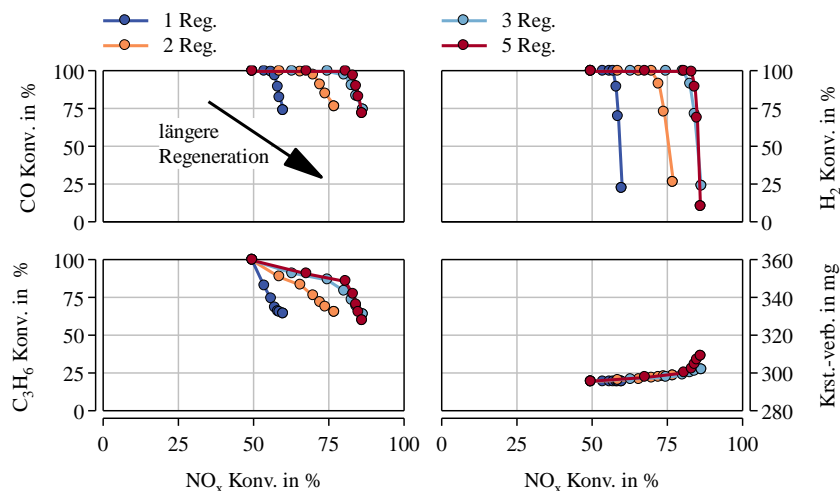


Abbildung 6.37: NO<sub>x</sub>-, CO-, H<sub>2</sub>-, C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; Regeneration bei maximaler Temperatur, variierte Anzahl an Regenerationen und variierte Regenerationsdauer

### 6.5.1.5 Regenerationszeitpunkte Ergebnis

In Abbildung 6.38 und Abbildung 6.39 sind die Ergebnisse aus den vorherigen Abschnitten zusammengefasst und die jeweils besten Versionen dargestellt. Wie auch schon in Abschn. 6.4.2 gibt es für jede Strategie eine kritische Regenerationsdauer. Bei kürzeren Regenerationen werden die CO- und H<sub>2</sub>-Emissionen komplett umgesetzt. Bei längeren Regenerationen sinkt die Konvertierung von beiden Spezies, wobei die von H<sub>2</sub> stärker einbricht. Die Erklärung für dieses Verhalten ist, wie in Abschn. 6.4.2.3, die Wassergas Shift Reaktion (WGS).

Bei der Wahl von Regenerationszeitpunkten, welche eine hohe Temperatur aufweisen (hohe Temp. & hohe Last und max. Temp) erreicht man höhere NO<sub>x</sub>-Konvertierungsraten als bei den Varianten, bei denen nicht auf die Temperatur geachtet wird (konst. Intervall und hohe Last). Diese Temperaturabhängigkeit bestätigt die Ergebnisse aus Abschn. 6.4.2.3. Auch die Konvertierungsrate von C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> zeigt diese Temperaturabhängigkeit. Mit steigender Temperatur während der Regeneration nimmt die Konvertierung zu und die emittierte Masse ab.

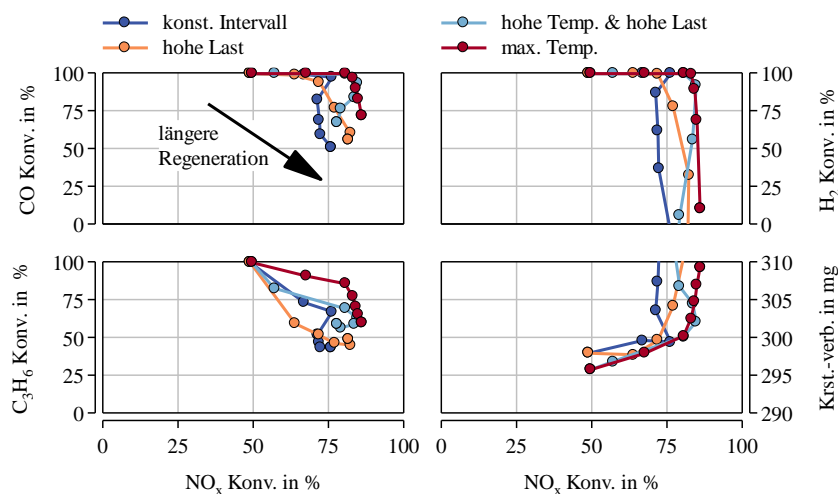


Abbildung 6.38: NO<sub>x</sub>-, CO-, H<sub>2</sub>-, C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; variierte Regenerationszeitpunkte, variierte Regenerationsdauer

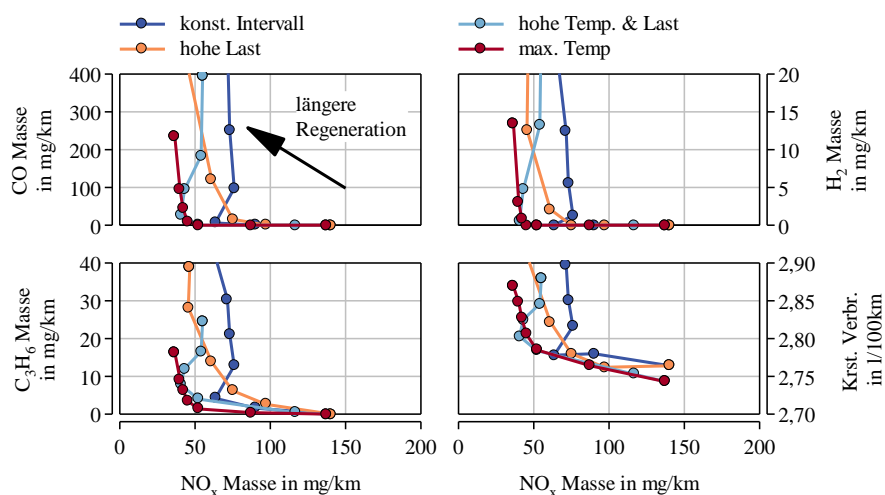


Abbildung 6.39: spezifische NO<sub>x</sub>-, CO-, H<sub>2</sub>-, C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierung & spez. Kraftstoffverbrauch; variierte Regenerationszeitpunkte, variierte Regenerationsdauer

Zusammenfassend sind die Erkenntnisse aus Abschn. 6.5.1 mit denen aus Abschn. 6.4.2 vergleichbar. Es zeigen sich folgende zwei Erkenntnisse:

- die Regenerationsdauer hat den größten Einfluss auf CO- und H<sub>2</sub>-Emissionen
- die Temperatur zeigt einen starken Einfluss auf NO<sub>x</sub>-Konvertierung und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Emissionen

### 6.5.2 RDE Regenerationsstrategie

Für eine automatische Wahl des Beginns und des Endes der Regenerationen und für eine effektive Umwandlung der Schadstoffe müssen mehrere Größen betrachtet werden. Zum einen wird im Folgenden die Regenerationsdauer über die  $H_2$ -Konzentration nach dem NSK begrenzt. Dies ist die Größe, welche von der Lambdasonde in der Realität im Versuch oder auch im Fahrzeug betrachtet wird [107].

Ebenfalls wird die Beladung des NSK mit  $NO_x$  berücksichtigt. Eine niedrige Beladung sorgt für viele freie Speicherstellen [43], so dass auch längerer Phasen ohne Regeneration  $NO_x$  gespeichert werden kann. Die Temperatur wird auch über zwei Größen betrachtet und untersucht. Zum einen als Freigabetemperatur, um die Temperatur des NSK zu Beginn der Regeneration festzulegen. Da dies auch zwangsläufig die Anzahl an Regenerationen beeinflusst, werden auch Heizmaßnahmen des Abgastaktes modelliert um das gesamte Temperaturniveau auch während des Magerbetriebs beeinflussen zu können. Hier wird eine elektrische Heizung mit variabler Energiezufuhr in das Gas vor NSK modelliert. Um Einflüsse durch geänderte Motorbetriebspunkte darstellen zu können wird auch die Motorlast als Freigabe benutzt. Durch Inhomogenitäten im Brennraum und durch unvollständige Verbrennung kann auch noch Sauerstoff ( $O_2$ ) im Abgas vorhanden sein. Dieser Einfluss wird ebenfalls untersucht.

Für jede dieser Größen wird ein Wertebereich vorgegeben in dem eine Regeneration eingeleitet werden kann und ein Wertebereich in dem die Regeneration beendet wird. In Tabelle 6.17 sind die beeinflussten und variierten Größen zusammengefasst.

Tabelle 6.17: *Regenerationsstrategie: beeinflusste und variierte Größen*

beeinflusste Größe	variierte Größe
Regenerationsdauer	$H_2$ -Konzentration nach NSK
$NO_x$ -Beladung	$NO_x$ -Beladung
Gaszusammensetzung	$O_2$ -Konzentration
Temperatur nach NSK	Freigabetemperatur oder Heizmaßnahmen
Motorbetriebspunkt	effektiver Mitteldruck

Die Randbedingungen für die in diesem Kapitel gezeigten Simulationsergebnisse sind:

- Umgebungstemperatur und Temperatur zu Beginn: 27 °C
- Beladung NSK: 90%
- Strecke: Stadtteil von Stadtfokus
- Dauer: 2100 s
- Start-Stopp System implementiert

#### 6.5.2.1 Regenerationsdauer

Im diesem Abschnitt wird die Konzentration von  $H_2$  nach dem NSK als Abbruchkriterium für eine Regeneration untersucht. Die verwendete Regenerationsstrategie mit allen betrachteten Bedingungen ist in Tabelle 6.18 dargestellt.

Tabelle 6.18: Regenerationsstrategie Variation Regenerationsdauer

Größe	Bedingung
H <sub>2</sub> -Konzentration	< 10 - 10 000 ppm
NO <sub>x</sub> -Zielbeladung	< 40 %
Heizleistung	400 W
O <sub>2</sub> -Konzentration	0 %
Freigabetemperatur nach NSK	> 150 °C
eff. Mitteldruck	> 5 bar

In Abbildung 6.40 ist zu erkennen, dass mit sinkender Freigabe-H<sub>2</sub>-Konzentration zwischen 10 000 und 1 000 ppm die H<sub>2</sub>-Emissionen stark abnehmen. Bei der weiteren Verringerung auf 100 ppm werden auch die CO-Emissionen deutlich reduziert. Mit weiterer Senkung dieses Abbruchkriteriums ist die Tendenz weiter zu erkennen, aber der Betrag nimmt ab. Es ist ebenfalls zu erkennen, dass CO und H<sub>2</sub>-Emissionen bei Regenerationen entstehen, was an der Senkung der Beladung des NSK zu erkennen ist.

Durch die leicht gesteigerte gesamte Regenerationsdauer und die damit im gesamten erhöhte Masse an Regenerationsmitteln können die NO<sub>x</sub>-Emissionen leicht verringert werden. Dieser Einfluss ist aber deutlich schwächer ausgeprägt als bei den CO-Emissionen.

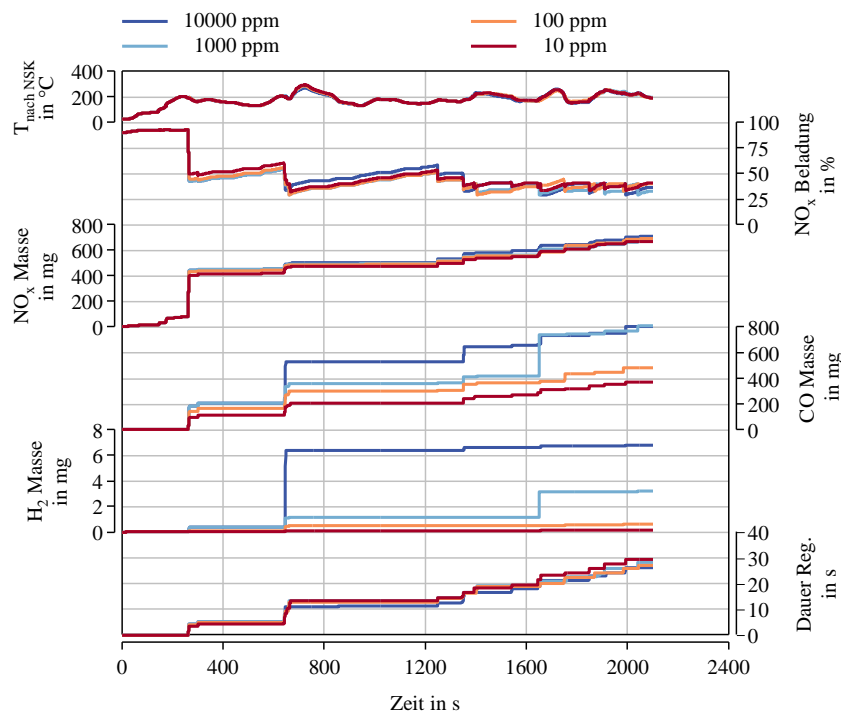


Abbildung 6.40: Zeitlicher Verlauf; Variation der Regenerationsdauer

### 6.5.2.2 Stickoxid Beladung Speicherkatalysator

Hier wird der Zielwert der Stickoxid (NO<sub>x</sub>)-Beladung untersucht. In Tabelle 6.19 ist die detaillierte Regenerationsstrategie dargestellt.



Tabelle 6.19: Regenerationsstrategie Variation Stickoxidbelastung

Größe	Bedingung
H <sub>2</sub> -Konzentration	< 10 ppm
NO <sub>x</sub> -Zielbelastung	< 90 - 40 %
Heizleistung	1300 W
O <sub>2</sub> -Konzentration	0 %
Freigabetemperatur nach NSK	> 150 °C
eff. Mitteldruck	> 5 bar

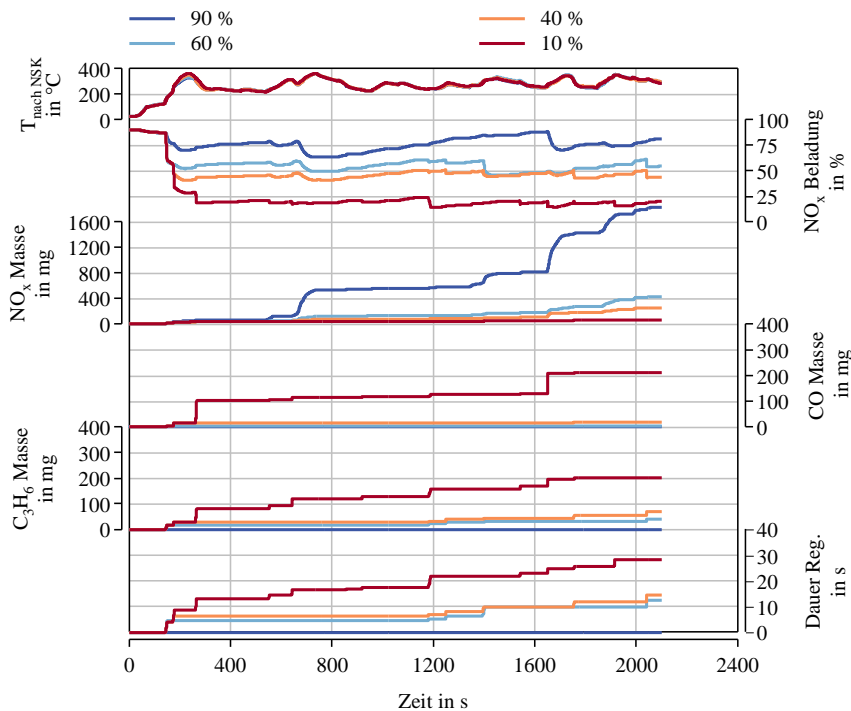


Abbildung 6.41: Zeitlicher Verlauf; Variation der Stickoxidbelastung

Abbildung 6.41 zeigt, dass mit sinkender Zielbelastung des NSK die NO<sub>x</sub>-Emissionen sinken. Durch die gesteigerte Anzahl an freien NO<sub>x</sub>-Speicherplätzen bei gesenkter Beladung ist die Wahrscheinlichkeit höher, dass ein NO<sub>x</sub>-Molekül einen Speicherplatz „findet“ in der zur Verfügung stehenden Zeit sich dort einspeichern kann. Zwischen 90 und 60 % ist hier der deutlichste Unterschied zu erkennen, mit weiter sinkender Beladung und damit an freien Speicherstellen sinken die durchbrechenden NO<sub>x</sub>. Bei zu geringer Beladung ist eine deutliche Steigerung der kumulierten Regenerationsdauer zu beobachten, was zu stark ansteigenden CO-Emissionen führt.

### 6.5.2.3 Heizen

Tabelle 6.20 zeigt die Regenerationsstrategie für die Variation der Heizleistung.

Tabelle 6.20: Regenerationsstrategie Variation Heizleistung

Größe	Bedingung
H <sub>2</sub> -Konzentration	< 10 ppm
NO <sub>x</sub> -Zielbeladung	< 40 %
Heizleistung	0 - 1600 W
O <sub>2</sub> -Konzentration	0 %
Freigabetemperatur nach NSK	> 150 °C
eff. Mitteldruck	> 5 bar

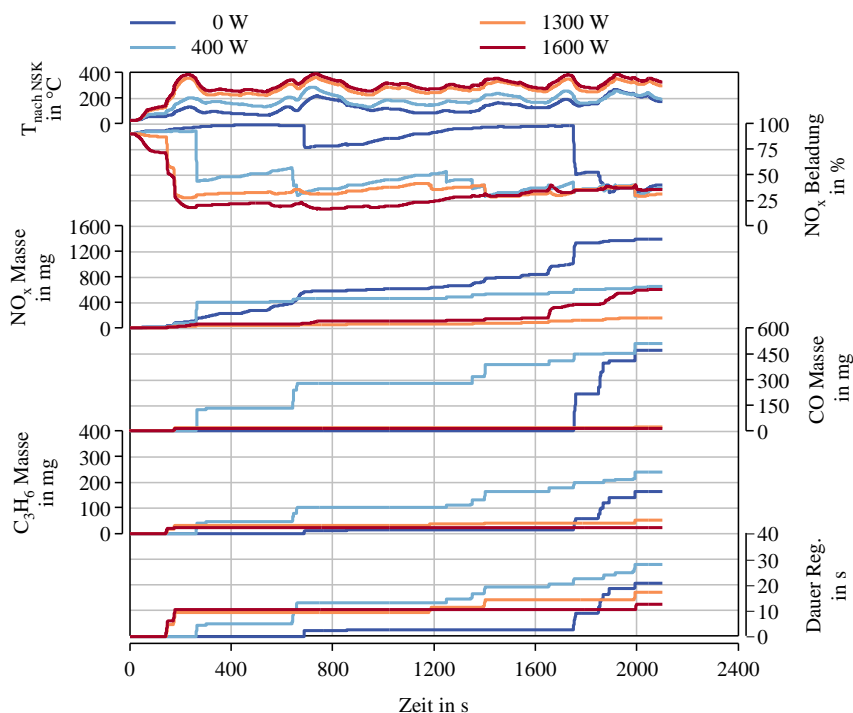


Abbildung 6.42: Zeitlicher Verlauf; Variation der Heizleistung

In Abbildung 6.42 ist zu erkennen, dass bei Erhöhung der Heizleistung von 0 auf 400 W die Temperatur ansteigt. Dies führt zu einer erhöhten Anzahl durchgeführter Regenerationen und somit auch zur Erhöhung der kumulierten Regenerationsdauer. Dadurch wird die NO<sub>x</sub>-Beladung gesenkt und die NO<sub>x</sub>-Emissionen werden reduziert. Mit 1300 W Heizleistung steigt das Temperaturniveau weiter an. Die NO<sub>x</sub>-Beladung sinkt hierbei vor allem zu Beginn des Zyklus stärker, weil länger regeneriert wird. Ein Durchbrechen der CO- und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Emissionen wird bei dieser Temperatur verhindert, weil das Temperaturniveau für die Oxidation von CO und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> ausreichend hoch ist (überschreiten der ca. 200 °C Light off Temperatur für Oxidationsreaktionen). Ebenfalls nehmen mehr Regenerationsmittel an der Reduktion der NO<sub>x</sub> teil, was an der geringeren kumulierten Regenerationsdauer bei gleichzeitig geringeren CO- und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>, sowie niedrigeren NO<sub>x</sub>-Emissionen zu sehen ist.

Bei zu starker Temperaturerhöhung (1600 W Heizleistung) setzt der thermische Zerfall von Bariumcarbonat ein und die NO<sub>x</sub>-Emissionen steigen wieder an.

#### 6.5.2.4 Sauerstoffkonzentration während Regeneration

Tabelle 6.21 zeigt die Regenerationsstrategie für die Variation der Konzentration von Sauerstoff (O<sub>2</sub>) im Abgas.

Tabelle 6.21: Regenerationsstrategie Variation O<sub>2</sub>-Konzentration

Größe	Bedingung
H <sub>2</sub> -Konzentration	< 10 ppm
NO <sub>x</sub> -Zielbeladung	< 40 %
Heizleistung	1300 W
O <sub>2</sub> -Konzentration	0 – 2 %
Freigabetemperatur nach NSK	> 150 °C
eff. Mitteldruck	> 5 bar

In Abbildung 6.43 sieht man, dass mit steigender Konzentration von O<sub>2</sub> im Abgas, die Regenerationsprozesse gehemmt werden. Die ist zum Zeitpunkt 400 s daran zu erkennen, dass sich trotz die Regenerationsdauer, die NO<sub>x</sub>-Beladung auch erhöht. Es zeigt sich auch, dass die NO<sub>x</sub>-Emissionen ansteigen, CO und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> aber sinken. Bei sehr hoher O<sub>2</sub>-Konzentration (2 %) und hoher Temperatur ist beim Zeitpunkt 700 s zu beobachten, dass auch eine thermische Regeneration eingeleitet wird, welche zu massivem NO<sub>x</sub> Ausstoß führt. Die Speicherkapazität von Ball fällt hier stark ab und die Speicherkomponente Ball kann nicht alle freiwerdenden NO<sub>x</sub> aufnehmen. Verlagerung der Speicherkomponente.

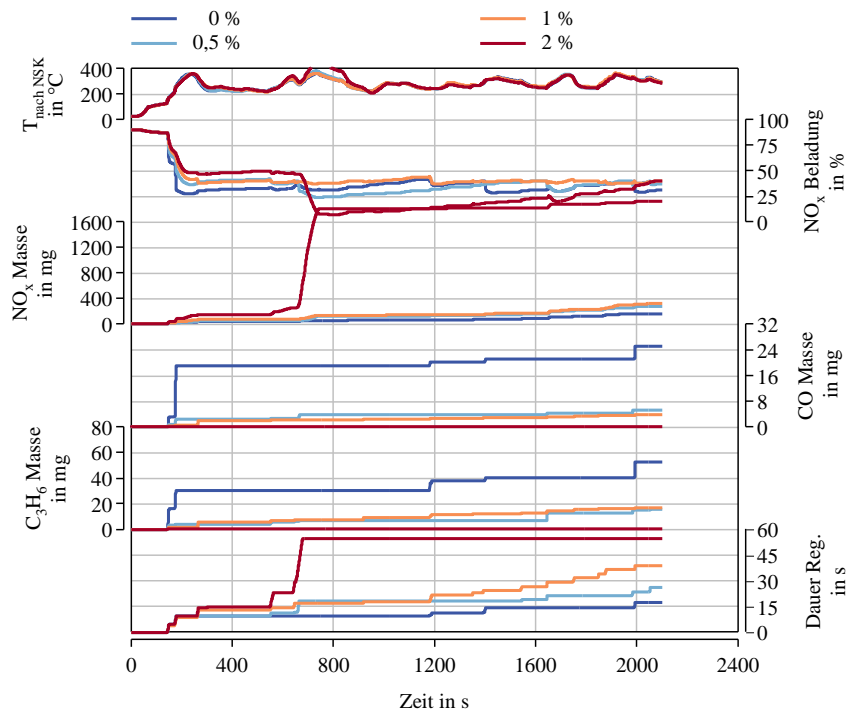


Abbildung 6.43: Zeitlicher Verlauf; Variation der O<sub>2</sub>-Konzentration

### 6.5.2.5 Freigabetemperatur

Tabelle 6.22 zeigt die Regenerationsstrategie für die Variation der Freigabetemperatur.

Tabelle 6.22: Regenerationsstrategie Variation Freigabetemperatur

Größe	Bedingung
H <sub>2</sub> -Konzentration	< 10 ppm
NO <sub>x</sub> -Zielbeladung	< 40 %
Heizleistung	1300 W
O <sub>2</sub> -Konzentration	0 – 2 %
Freigabetemperatur nach NSK	> 25 - 200 °C
eff. Mitteldruck	> 5 bar

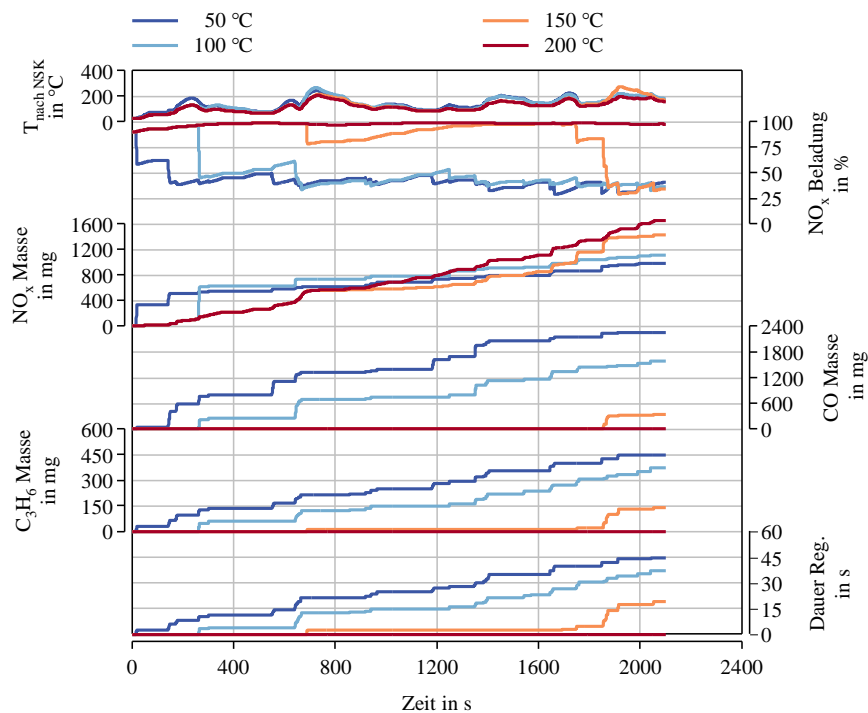


Abbildung 6.44: Zeitlicher Verlauf; Variation der Freigabetemperatur

In Abbildung 6.44 ist zu sehen, dass mit sinkender Freigabe-Temperatur mehr Regenerationen durchgeführt werden und die kumulierte Regenerationsdauer ansteigt. Durch das in weiten Bereichen niedrige Temperaturniveau (< 200 °C) erhöhen sich die CO- und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Emissionen hierdurch. Durch die sinkende Beladung nimmt die Steigung der kumulierten NO<sub>x</sub>-Emissionen auch ab, dem gegenüber stehen allerdings hohe NO<sub>x</sub>-Peaks bei der ersten Regeneration bei 50 und 100 °C Freigabetemperatur.

#### 6.5.2.6 Freigabelast

Tabelle 6.23 zeigt die Regenerationsstrategie für die Variation der Freigabelast.

Tabelle 6.23: Regenerationsstrategie Variation Freigabelast

Größe	Bedingung
H <sub>2</sub> -Konzentration	< 10 ppm
NO <sub>x</sub> -Zielbelastung	< 40 %
Heizleistung	1300 W
O <sub>2</sub> -Konzentration	0 %
Freigabetemperatur nach NSK	> 150 °C
eff. Mitteldruck	> 5 - 1 bar

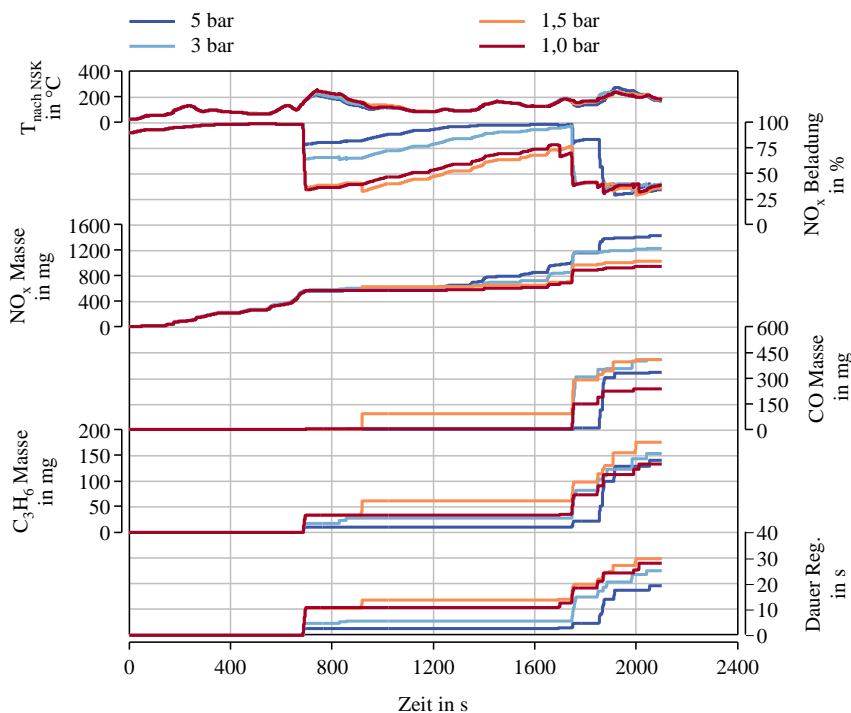


Abbildung 6.45: Zeitlicher Verlauf; Variation der Freigabelast

In Abbildung 6.45 ist zu sehen, dass mit niedrigerer Freigabelast vor allem die erste Regeneration zum Zeitpunkt 700 s länger wird. Hierdurch können die Beladung reduziert und die NO<sub>x</sub>-Emissionen verringert werden. Bei den weiteren Regenerationen zeigt sich ein ähnliches Verhalten, sodass für am Ende des Zyklus durch die steigende Regenerationsdauer die NO<sub>x</sub>-Masse verringert werden kann. Auf die CO- und C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Emissionen zeigt sich kein eindeutiger Einfluss, die Auswirkungen auf Temperatur durch bspw. Zeitpunkte der einzelnen Regenerationen scheint hier größer zu sein.

### 6.5.2.7 Ergebnis Regeneration

In Abbildung 6.46 sind die Ergebnisse zusammengefasst dargestellt und die Varianten mit den größten Einflüssen auf die Emissionen im zweidimensionalen Emissionsschaubild aufgezeigt. Die Pfeile zeigen hierbei in Richtung

- der verringerten Regenerationsdauer durch niedrigere H<sub>2</sub>-Konzentration,
- der erhöhten Heizleistung,
- der niedrigeren Freigabetemperatur und
- der niedrigeren Freigabelast.

Bei geringen Heizleistungen (hellblau rechts) haben Größen wie Freigabetemperatur (orange) oder Freigabelast (rot) einen recht großen Einfluss auf die Emissionen, mit steigender Heizleistung wird dieser Einfluss geringer.

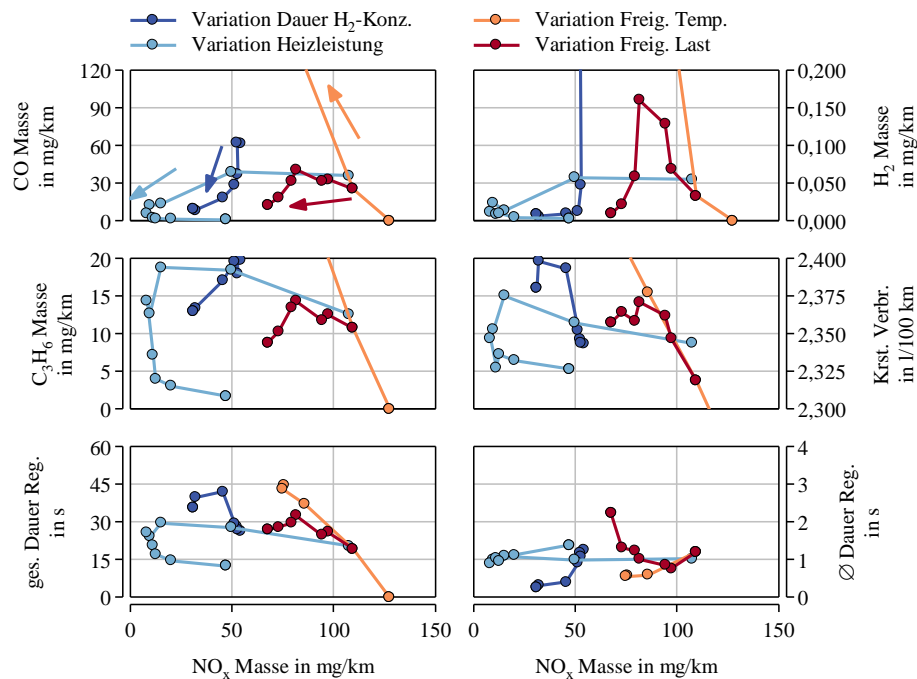


Abbildung 6.46: Zusammenfassung RDE-Regenerationsstrategie

Mit der in Tabelle 6.24 dargestellten Regenerationsstrategie können die  $\text{NO}_x$ -Emissionen um 91,8 % reduziert werden. Hierbei erhöht sich der Kraftstoffverbrauch um 2,8 %. Die CO werden zu 99,6 % umgewandelt,  $\text{C}_3\text{H}_6$  zu 72,8 %, vgl. Abbildung 6.47.

Tabelle 6.24: Regenerationsstrategie Ergebnis

Größe	ohne Regeneration	optimierte Regenerationsstrategie
Regeneration	nein	ja
$\text{H}_2$ -Konzentration		< 100 ppm
$\text{NO}_x$ -Zielbeladung		< 40 %
Heizleistung	1200 W	1200 W
$\text{O}_2$ -Konzentration		0 %
Freigabetemperatur nach NSK		> 150 °C
eff. Mitteldruck		> 5 bar

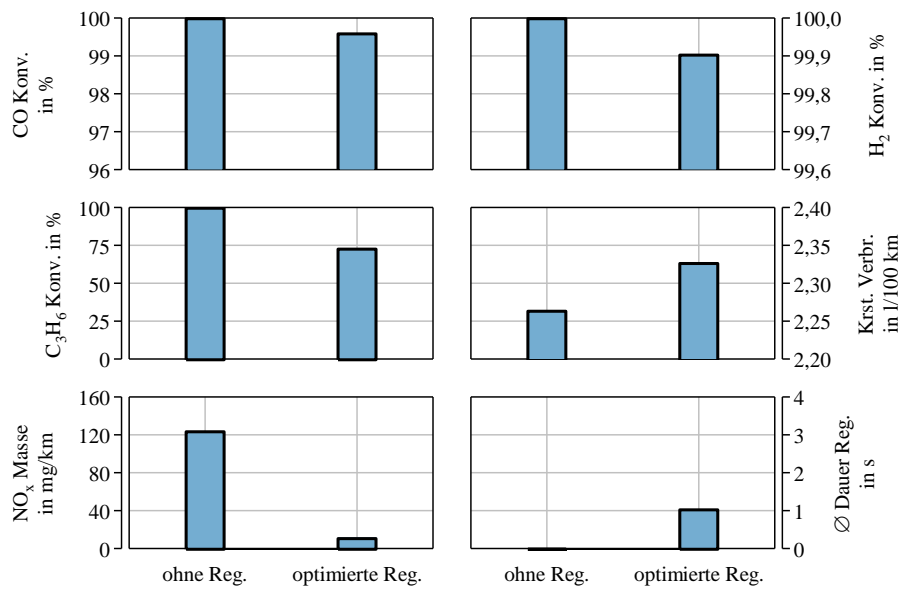


Abbildung 6.47: Ergebnis RDE-Regenerationsstrategie

Tabelle 6.25: Regenerationsstrategie interne AGR

Größe	externe AGR	interne AGR
Regeneration	ja	ja
H <sub>2</sub> -Konzentration	< 100 ppm	< 100 ppm
NO <sub>x</sub> -Zielbeladung	< 40 %	< 40 %
Heizleistung	0 W	0 W
O <sub>2</sub> -Konzentration	0 %	0 %
Freigabetemperatur nach NSK	> 150 °C	> 150 °C
eff. Mitteldruck	> 5 bar	> 1 bar
AGR	extern	intern

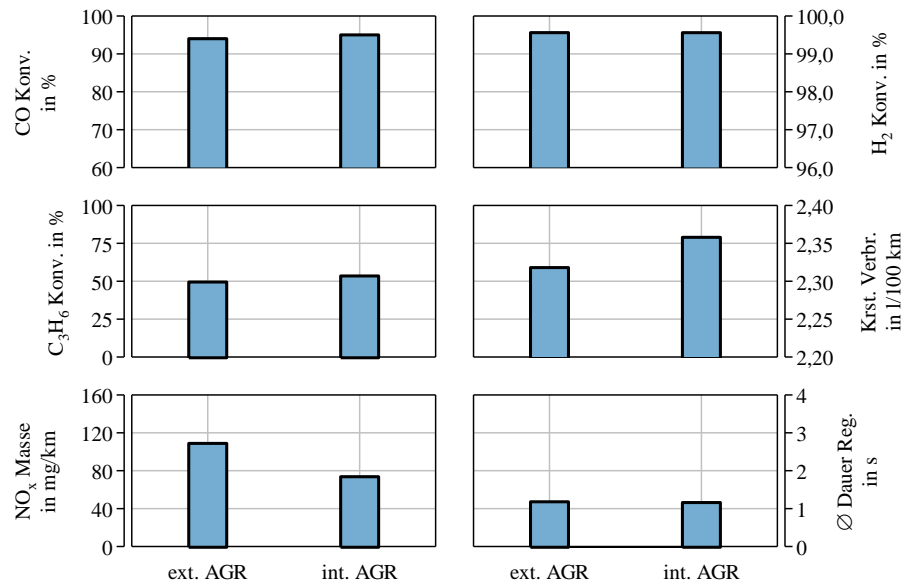


Abbildung 6.48: Vergleich interne und externe AGR

In Abbildung 6.48 sind die Ergebnisse des Vergleichs zwischen interner und externer Abgasrückführung (AGR) zu sehen. Bei der Variante mit interner AGR sind die Erkenntnisse aus Abschn. 6.4.1 mitberücksichtigt. Hierzu zählen die erhöhte Reduktionsmittelkonzentration, der verringerte Kraftstoffverbrauch und der verringerte Abgasmassenstrom. Ebenso ist die Freigabelast mit interner AGR verringert [99]. Ohne Heizmaßnahmen lassen sich so die NO<sub>x</sub>-Emissionen um 32 % reduzieren, bei 1,7 % erhöhtem Kraftstoffverbrauch. Die CO-Konvertierung liegt gleichbleibend bei ca. 95 % und die C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>-Konvertierung bei ca. 50 %.





## 7 Zusammenfassung

Die Reduktion von Emissionen ist zentraler Teil heutiger Ingenieursarbeit im Bereich Fahrzeugantriebe. Bei Dieselmotoren stellen die Stickoxid ( $\text{NO}_x$ )-Emissionen trotz jahrzehntelanger Entwicklung immer noch ein Verbesserungspotential dar. Durch neue, breite Betriebsbereiche abdeckende, gesetzliche Vorschriften wie Real Driving Emissions (RDE), werden zur Erreichung der Emissionsziele innovative Lösungskonzepte erforderlich.

Für im realen Betrieb von PKWs vorkommenden Betriebsphasen mit niedrigen Lasten und niedrigen Temperaturen, bspw. nach einem Kaltstart im Stadtverkehr, ist der  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator (NSK) ein wichtiger Baustein bei der Verringerung von  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Durch seine Fähigkeit bei niedrigen Temperaturen  $\text{NO}_x$  einzulagern kann er hier Vorteile gegenüber anderen Abgasnachbehandlungsarten ausspielen. Für die Regeneration muss das Luft- Kraftstoffverhältnis reduziert und in den unterstöchiometrischen Bereich abgesenkt werden. Dies stellt beim Dieselmotor, gerade bei niedrigen Lasten, hohe Anforderungen an die Einstellung des Brennverfahrens, weil Brennstabilität und Fahrbarkeit gewährleistet werden müssen.

Der experimentelle Teil der Arbeit besteht aus drei Hauptkapiteln. Die Untersuchungen erfolgen auf einem Motorenprüfstand an einem Vier-Zylinder-Dieselmotor mit zwei Liter Hubraum mit einer anschließenden detaillierten thermodynamischen Analyse. Während der ersten beiden Kapitel wird detailliert auf das unterstöchiometrische Brennverfahren bei geringen Motorlasten eingegangen. Verschiedenste Einflussfaktoren werden mittels thermodynamischer Analysen erklärt. Das erste Hauptkapitel untersucht die Ansaugluftandrosselung des Dieselmotors und des Potenzials zur weiteren Luftmassenreduktion mittels variablen Ventiltriebs. Im zweiten Hauptkapitel werden wichtige Einflussparameter auf das unterstöchiometrische Brennverfahren mittels Variationsanalysen betrachtet. Variiert werden die interne Restgasrate, die Einspritzpfadparameter, die Luftpfadparameter, die Kühlwassertemperatur, das Verdichtungsverhältnis und die Drehzahl. Dadurch können die Einflüsse der einzelnen Parameter auf das unterstöchiometrische Brennverfahren detailliert verstanden werden. Mit diesem Erkenntnisgewinn erfolgt im dritten Hauptkapitel eine Potenzialabschätzung für den realen Fahrbetrieb. Hierbei liegt der Hauptfokus auf der Darstellung eines stabilen unterstöchiometrischen Brennverfahrens, das über einen dynamischen Betriebsartenwechsel eingeleitet wird. Als geometrisches Verdichtungsverhältnis wird 14,8 gewählt, da dies die größere Herausforderung in Bezug auf den unteren Teillastbetrieb darstellt und im Zuge künftiger Niedrigstmissionsmotoren als relevant angesehen wird. Die Methodik bei der Entwicklung erfolgt unter Verwendung eines teilfaktoriellen Ansatzes und mehreren Iterationsschleifen. Entwickelt werden zwei Parametersätze, einer für die konventionellen Steuerzeiten und einer für die Ventiltriebskonfiguration mit zweitem Auslassventilhub. Dabei kann bei einer Motordrehzahl von 1500 1/min und 23 % interner Restgasrate ein effektiver Mitteldruck  $p_{me}$  von 1,0 bar erreicht werden. Dies entspricht einem indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$  von 1,6 bar. Die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks  $\sigma_{p_{mi}}$  beträgt 0,15 bar. Die effektive Motorleistung beträgt ca. 2,5 kW. Ohne den variablen Ventiltrieb und ohne externe AGR kann ein minimaler effektiver Mitteldruck  $p_{me}$  von 1,5 bar erreicht werden. Bei Motorlastanforderungen über einem effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  von 1,0 bar stellt der variable Ventiltrieb einen neuen Freiheitsgrad dar. Motorlasten, die über einem effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  von 1,0 bar liegen, können nun auf verschiedene Arten eingestellt werden. So kann beispielsweise eine Drehmomentenerhöhung über eine Kraftstoffmassenumverteilung bei gleicher Luftmasse oder durch eine Luftmassenerhöhung erfolgen. Dadurch kann sehr schnell auf unterschiedliche Fahrsituationen reagiert werden. Es kann beispielsweise zwischen einem höheren Abgasenthalpiestrom oder einem geringeren Kraftstoffverbrauch entschieden werden. Die gefundenen ECU-Strategien werden im nächsten Schritt auf ihre Robustheit gegenüber Regelabweichungen untersucht. Im Anschluss daran erfolgt für die Demonstration der Funktionsfähigkeit der gefundenen NSK-Regenerationsstrategie eine Validierung mit verbautem Abgasnachbehandlungssystem. Diese zeigt, dass eine erfolgreiche NSK-Regeneration bei einem effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  von 1,0 bar und einer Motordrehzahl von 1500 1/min stattfinden kann.

Auf Grundlage dieser experimentellen Ergebnisse werden simulative Untersuchungen durchgeführt, um niedrige  $\text{NO}_x$ -Emissionen auch in Niedriglastphasen innerhalb RDE-Fahrten erreichen zu können. Die Untersuchung von Realfahrten und die Ableitung von RDE-konformen Fahrprofilen zeigt, dass die Wahl der Route und somit die Lastanforderung an den Motor einen bedeutenden Einfluss auf die Abgasnachbehandlung hat. Der Einfluss von Schaltzeitpunkten zeigt zwar einen erheblichen Einfluss auf die Lage der Motorbetriebspunkte im Kennfeld, wirkt aber auf wichtige Parameter für die Abgasnachbehandlung, z.B. auf die Temperatur, nur untergeordnet.

Mithilfe eines detaillierten thermodynamischen Vollmotormodells wurden die Auswirkungen von interner Abgasrückführung (AGR) während des Regenerationsbetriebs bei niedrigen Motordrehzahlen und -Lasten untersucht. In dem untersuchten Betriebspunkt zeigt sich, dass die Temperatur am NSK mit interner und externer AGR gleich ist. Die gesteigerte Temperatur zu Beginn eines Arbeitsspiels mit interner AGR erhöht die Wandwärmeverluste im Brennraum und braucht somit einen Teil der Temperaturerhöhung auf. Die Darstellung der internen AGR durch einen variablen Ventiltrieb mit zweitem Auslassventilhub während des Ansaugtaktes erhöht zudem die Ladungsbewegung im Auslasskrümmer. Dies führt zu erhöhten Wandwärmeübergangskoeffizienten und zu gesteigerten Wandwärmeverlusten auch im Auslasskrümmer.

Die gesteigerte Temperatur und die geänderte Gaszusammensetzung im Brennraum führt zu geänderten chemischen Gleichgewichtsbedingungen und somit zu einer Konzentrationserhöhung der Regenerationsmittel Kohlenstoffmonoxid ( $\text{CO}$ ), Wasserstoff ( $\text{H}_2$ ) und der Kohlenwasserstoffe (HC). Die verringerte Ladungswechselarbeit mit interner AGR führt bei gleichem effektivem Mitteldruck zu einer Verringerung der indizierten Arbeit und somit zu einem reduzierten Kraftstoffverbrauch. Bei gleichem globalen Luft-Kraftstoffverhältnis führt dies zu einem geringeren Abgasmassenstrom. Insgesamt erhöht sich der  $\text{H}_2$ - und HC-Massenstrom leicht.

Die Untersuchung des dynamischen Regenerationsverhaltens mit dem reaktionskinetischem NSK-Modell zeigt, dass  $\text{CO}$ -,  $\text{H}_2$ - und HC-Emissionen vor allem bei langen Regenerationen den NSK passieren. An den  $\text{H}_2$ -Emissionen lässt sich dieses Verhalten am besten detektieren, da über die Reaktionspfade Wassergas-Shift-Reaktion und Dampfreformierung die anderen beiden Regenerationsmittel zu  $\text{H}_2$  „umgewandelt“ werden. Durch die Detektion der  $\text{H}_2$ -Konzentration nach dem NSK kann ein sinnvolles Ende einer Regeneration bestimmt werden und die  $\text{CO}$ - und  $\text{H}_2$ -Emissionen auf einem niedrigen Niveau gehalten werden.

Die Untersuchungen mit einem Fahrzeuglängsdynamikmodell zeigen, dass die  $\text{NO}_x$ -Emissionen stark von der Beladung des NSK beeinflusst werden. Eine niedrige Beladung führt zu vielen freien Speicherplätzen und während des Magerbetriebs ist die Wahrscheinlichkeit hoch, dass  $\text{NO}_x$  an diesen Speicherplätzen adsorbiert. Durch viele kurze Regenerationen kann der Beladungshub des NSK klein, die mittlere Beladung niedrig und so die  $\text{NO}_x$ -Emissionen gering gehalten werden.

Die Temperatur zeigte einen wesentlichen Einfluss auf die Prozesse im NSK. Durch Bereitstellen des nötigen Temperaturniveaus mit Heizmaßnahmen konnte gezeigt werden, dass in dem betrachteten Niedriglast-RDE-Stadt-Abschnitt nach Kaltstart nur durch die Verwendung eines NSK die  $\text{NO}_x$ -Emissionen um über 90 % reduziert werden können. Dies ist mit einem Kraftstoffmeherverbrauch von 2,8 % verbunden.

Ohne das Vorhandensein des nötigen Temperaturniveaus laufen die Umwandlungsprozesse im NSK schlechter ab. Um hohe  $\text{CO}$ - und HC-Emissionen zu verhindern, ist für die Regeneration selbst aber eine gewisse Temperatur notwendig. Ohne Heizmaßnahmen existieren in dem betrachteten Abschnitt nur wenige Zeitpunkte mit ausreichend hoher Temperatur und gleichzeitig ausreichender Motorlast. Die  $\text{NO}_x$ -Emissionen sind durch die sehr beschränkte Anzahl möglicher Regenerationen entsprechend hoch. Durch das Absenken der Freigabelast werden mehr Regenerationen möglich. Mit der Verwendung von interner AGR können so die  $\text{NO}_x$ -Emissionen ohne zusätzliche Heizmaßnahmen um ca. 30 % bei einem Kraftstoffmeherverbrauch von 1,7 % reduziert werden.

## 8 Anhang

### 8.1 Literaturverzeichnis

- [1] PIETZSCH, Joachim: Bioökonomie für Einsteiger. Wiesbaden : Springer Spektrum Wiesbaden, 2017
- [2] MCNEILL, John R. ; ENGELKE, Peter ; IRIYE, Akira ; OSTERHAMMEL, Jürgen: Mensch und Umwelt im Zeitalter des Anthropozän. In: Geschichte der Welt; 1945 bis heute: Die globalisierte Welt. München : Verlag C.H.BECK Literatur - Sachbuch - Wissenschaft, 2013, S. 357–534
- [3] IPCC (INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE): 5. Bericht, Arbeitsgruppe I - Naturwissenschaftliche Grundlagen. 2013
- [4] VEREINTE NATIONEN: Übereinkommen von Paris. 2015. URL [https://treaties.un.org/Pages/ViewDetails.aspx?src=IND&mtdsg\\_no=XXVII-7-d&chapter=27&clang=\\_en](https://treaties.un.org/Pages/ViewDetails.aspx?src=IND&mtdsg_no=XXVII-7-d&chapter=27&clang=_en)
- [5] GLOBAL CARBON PROJECT: CO<sub>2</sub>-Emissionen weltweit in den Jahren 1960 bis 2019 (in Millionen Tonnen). 12.12.2020. URL <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/37187/umfrage/der-weltweite-co2-ausstoss-seit-1751/>
- [6] UMWELTBUNDESAMT: Treibhausgasminderungsziele Deutschlands. 19.02.2021. URL <https://www.umweltbundesamt.de/daten/klima/treibhausgasminderungsziele-deutschlands>
- [7] UMWELTBUNDESAMT: Treibhausgas-Emissionen in Deutschland. 18.01.2021. URL <https://www.umweltbundesamt.de/daten/klima/treibhausgas-emissionen-in-deutschland#emissionsentwicklung>
- [8] FVV: Studie: Defossilisierung des Transportsektors (2018). URL <https://www.fvv-net.de/medien/presse/detail/klimaschutz-technologieoffen-foerdern/>
- [9] MERKER, Günter P. ; TEICHMANN, Rüdiger: Grundlagen Verbrennungsmotoren. 9. Auflage. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019
- [10] REIF, Konrad: Dieselmotor-Management. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020
- [11] TSCHÖKE, Helmut: Real Driving Emissions (RDE). 1. Auflage. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019
- [12] REIF, Konrad: Dieselmotor-Management im Überblick. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014
- [13] BECK, Andre: Beschreibung des Zündverzuges von dieselähnlichen Kraftstoffen im HCCI-Betrieb. Stuttgart, Universität Stuttgart. Dissertation. 2012
- [14] CHRISTENSEN, Magnus ; JOHANSSON, Bengt: The Effect of In-Cylinder Flow and Turbulence on HCCI Operation. In: SAE Technical Paper Series : SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002 (SAE Technical Paper Series).
- [15] VRESSNER, Andreas ; HULTQVIST, Anders ; JOHANSSON, Bengt: Study on Combustion Chamber Geometry Effects in an HCCI Engine Using High-Speed Cycle-Resolved Chemiluminescence Imaging. In: SAE Technical Paper Series : SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2007 (SAE Technical Paper Series).
- [16] FIGER, Günter: Homogene Selbstzündung und Niedertemperaturbrennverfahren für direkteinspritzende Dieselmotoren mit niedrigsten Partikel- und Stickoxidemissionen. Graz, TU Graz. Dissertation. 2003
- [17] TAKEDA, Yoshinaka ; KEIICHI, Nakagome ; KEIICHI, Niimura: Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection. In: SAE

- Technical Paper Series : SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1996 (SAE Technical Paper Series).
- [18] NAKAGOME, Keiichi ; SHIMAZAKI, Naoki ; NIIMURA, Keiichi ; KOBAYASHI, Shinji: Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engine. In: SAE Technical Paper Series : SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1997 (SAE Technical Paper Series).
- [19] WALTER, B. ; GATELLIER, B.: Near Zero NO<sub>x</sub> Emissions and High Fuel Efficiency Diesel Engine: the Naditm Concept Using Dual Mode Combustion. In: Oil & Gas Science and Technology 58 (2003), Nr. 1, S. 101–114
- [20] WALTER, Bruno ; GATELLIER, Bertrand: Development of the High Power NADI™ Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NO<sub>x</sub> and Particulate Emissions. In: SAE Technical Paper Series : SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002 (SAE Technical Paper Series).
- [21] ZHAO, Hua ; PENG, Z. ; WILLIAMS, J. ; LADOMMATOS, N.: Understanding the Effects of Recycled Burnt Gases on the Controlled Autoignition (CAI) Combustion in Four-Stroke Gasoline Engines. In: SAE Technical Paper Series : SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2001 (SAE Technical Paper Series).
- [22] YAO, Mingfa ; ZHENG, Zhaolei ; LIU, Haifeng: Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines. In: Progress in Energy and Combustion Science 35 (2009), Nr. 5, S. 398–437
- [23] WESTBROOK, Charles K.: Chemical kinetics of hydrocarbon ignition in practical combustion systems. In: Proceedings of the Combustion Institute 28 (2000), Nr. 2, S. 1563–1577
- [24] TANAKA, S.: Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives. In: Combustion and Flame 132 (2003), 1-2, S. 219–239
- [25] AKIHAMA, Kazuhiro ; TAKATORI, Yoshiki ; INAGAKI, Kazuhisa ; SASAKI, Shizuo ; DEAN, Anthony M.: Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature. In: SAE Technical Paper Series : SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2001 (SAE Technical Paper Series).
- [26] KAMIMOTO, Takeyuki ; BAE, Myurng-hoan: High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines. In: SAE Technical Paper Series : SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1988 (SAE Technical Paper Series).
- [27] ACEVES, Salvador M. ; FLOWERS, Daniel L.: A Detailed Chemical Kinetic Analysis of Low Temperature Non-Sooting Diesel Combustion. In: SAE Technical Paper Series : SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2005 (SAE Technical Paper Series).
- [28] SASAKI, Shizuo ; KOBAYASHI, Nobuki ; HASHIMOTO, Yoshiki ; TANAKA, Toshiaki ; HIROTA, Shinja: Neues Verbrennungsverfahren für ein „Clean Diesel System“ mit DPNR. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 63 (2002), Nr. 11, S. 948–954
- [29] CHAN, Denise: Thermische Alterung von Dieseloxydationskatalysatoren und NO<sub>x</sub>-Speicher-katalysatoren: Korrelierung von Aktivität und Speicherfähigkeit mit physikalischen und chemischen Katalysatoreigenschaften. KIT Scientific Publishing. 2013
- [30] TSCHÖKE, Helmut ; MOLLENHAUER, Klaus ; MAIER, Rudolf: Handbuch Dieselmotoren. 4. Auflage. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018
- [31] WIBERG, Egon: Lehrbuch der Anorganischen Chemie : De Gruyter, 1960
- [32] GRUDEN, Dušan: Umweltschutz in der Automobilindustrie: Motor, Kraftstoffe, Recycling. Wiesbaden : Vieweg +Teubner / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2008 (ATZ / MTZ-Fachbuch)

- [33] HOFMANN, Karl A.: Anorganische Chemie. 21., berichtigte Auflage. Wiesbaden and s.l. : Vieweg+Teubner Verlag, 1973
- [34] UMWELTBUNDESAMT: Stickstoffoxide. 17.09.2020. URL <https://www.umweltbundesamt.de/themen/luft/luftschaedstoffe-im-ueberblick/stickstoffoxide>
- [35] WICHMANN, Erich: Expertise zu gesundheitlichen Risiken von Stickstoffdioxid im Vergleich zu Feinstaub und anderen verkehrsabhängigen Luftschaedstoffen: Bewertung durch internationale Expertengruppen (2018). URL [https://vm.baden-wuerttemberg.de/fileadmin/redaktion/m-mvi/intern/Dateien/PDF/PM\\_Anhang/Luftreinigung\\_Wichmann\\_2018\\_Risiken\\_Stickstoffdioxid\\_Expertise.pdf](https://vm.baden-wuerttemberg.de/fileadmin/redaktion/m-mvi/intern/Dateien/PDF/PM_Anhang/Luftreinigung_Wichmann_2018_Risiken_Stickstoffdioxid_Expertise.pdf)
- [36] UMWELTBUNDESAMT: Stickstoffoxid-Emissionen. 03.07.2020. URL <https://www.umweltbundesamt.de/daten/luft/luftschaedstoff-emissionen-in-deutschland/stickstoffoxid-emissionen#erfuellungsstand-der-emissionsminderungsbeschlusse>
- [37] KAAL, Benjamin: Phänomenologische Modellierung der stationären und transienten Stickoxidemissionen am Dieselmotor. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017
- [38] GOLDSTEIN, Mark: Carbon Monoxide Poisoning. In: Journal of Emergency Nursing 34 (2008), Nr. 6, S. 538–542. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0099176707006848>
- [39] UMWELTBUNDESAMT: Kohlenmonoxid. 08.07.2020. URL <https://www.umweltbundesamt.de/themen/luft/luftschaedstoffe-im-ueberblick/kohlenmonoxid>
- [40] GRILL, Michael: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren. Universität Stuttgart. Dissertation. 2006
- [41] MLADENOV, Nikolay: Modellierung von Autoabgaskatalysatoren. Karlsruhe, Universität Karlsruhe. Dissertation. 2009-07-24. URL [https://www.itcp.kit.edu/deutschmann/download/09\\_Mladenov\\_DrIng\\_UKA.pdf](https://www.itcp.kit.edu/deutschmann/download/09_Mladenov_DrIng_UKA.pdf)
- [42] VOTSMEIER, Martin ; KREUZER, Thomas ; LEPPERHOFF, Gerhard: Automobile Exhaust Control. In: Ullmann's encyclopedia of industrial chemistry. Chichester : Wiley VCH Verlag, 2010
- [43] WERQUET, Nicole: Modellgesteuerte Regelung der Regenerationseinleitung in einem Abgassystem mit NOx-Speicher-katalysator. Technischen Universität Clausthal. Dissertation. 2008
- [44] KOOP, Jan: Detaillierte Modellierung der Pt-katalysierten Schadstoffminderung in Abgasen moderner Verbrennungsmotoren: Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 2008. Karlsruhe : Univ.-Verlag Karlsruhe, 2008
- [45] BREITBACH, Hermann ; JOACHIM, Schommers ; BINZ, Ralf ; LINDEMANN, Bernd ; LINGENS, Andreas ; REICHEL, Stephan: Brennverfahren und Abgasnachbehandlung im Mercedes-Benz-Bluetec-Konzept. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 68 (2007), Nr. 06, S. 432–439
- [46] SCHNITZLER, Jürgen: Untersuchungen zum Einsatz eines NOx-Speicher-katalysators im PKW-Dieselmotor: Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben Nr. 730
- [47] VOIGTLÄNDER, Dirk: Untersuchungen zur Stickoxidminderung an mager betriebenen Ottomotoren mit NOx-Speicher-Katalysatoren. Technischen Universität Dresden. Dissertation. 1998
- [48] TROVARELLI, Alessandro: Catalytic Properties of Ceria and CeO<sub>2</sub>-Containing Materials. In: Catalysis Reviews 38 (1996), Nr. 4, S. 439–520

- [49] YAYING JI ; JAE-SOON CHOI ; TODD J. TOOPS ; MARK CROCKER ; MOJGHAN NASERI: Influence of ceria on the NO<sub>x</sub> storage/reduction behavior of lean NO<sub>x</sub> trap catalysts. In: *Catalysis Today* 136 (2008), Nr. 1, S. 146–155. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0920586107008103>
- [50] EUROPÄISCHE UNION: Verordnung (EU) 2017/1151, RDE Paket 1&2 : Der Kommission vom 1. Juni 2017 zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Fahrzeugreparatur- und -wartungsinformationen, zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission sowie der Verordnung (EU) Nr. 1230/2012 der Kommission und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission: RDE Paket 1&2. URL <http://data.europa.eu/eli/reg/2017/1151/oj>
- [51] EUROPÄISCHE UNION: Verordnung (EU) 2017/1154, RDE Paket 3 : Der Kommission vom 7. Juni 2017 zur Änderung der Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge, zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission und der Verordnung (EU) Nr. 1230/2012 der Kommission sowie zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 und der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates in Bezug auf Emissionen leichter Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge im praktischen Fahrbetrieb (Euro 6): RDE Paket 3. URL <http://data.europa.eu/eli/reg/2017/1154/oj>
- [52] EUROPÄISCHE UNION: Verordnung (EU) 2018/1832: RDE Paket 4 : Der Kommission vom 5. November 2018 zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission und der Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission im Hinblick auf die Verbesserung der emissionsbezogenen Typgenehmigungsprüfungen und -verfahren für leichte Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge, unter anderem in Bezug auf die Übereinstimmung in Betrieb befindlicher Fahrzeuge und auf Emissionen im praktischen Fahrbetrieb und zur Einführung von Einrichtungen zur Überwachung des Kraftstoff- und des Stromverbrauchs: RDE Paket 4. URL <http://data.europa.eu/eli/reg/2018/1832/oj>
- [53] KURTYKA, Karolina ; PIELECHA, Jacek: Cold start emissions from a gasoline engine in RDE tests at different ambient temperatures. In: *Combustion Engines* (2020), 181(2)/2020, S. 24–30
- [54] EUROPÄISCHE UNION: Verordnung (EU) 2016/427, RDE Paket 1 : Der Kommission vom 10. März 2016 - zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6): RDE Paket 1. URL <http://data.europa.eu/eli/reg/2016/427/oj>
- [55] EUROPÄISCHE UNION: Verordnung (EU) 2016/646, RDE Paket 2 : Der Kommission vom 20. April 2016 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6): RDE Paket 2. URL <http://data.europa.eu/eli/reg/2016/646/oj>
- [56] MATSUMOTO, S., DATE, K., TAGUCHI, T. ET AL.: Der Neue Diesel-Magnetventil-Injektor von Denso. In: *MTZ Motortech Z* 74, 146–150 (2013). <https://doi.org/10.1007/s35146-013-0033-6>
- [57] EUROPÄISCHE KOMMISSION: Leitfaden zur Verordnung (EG) Nr. 1400/2002 der Kommission vom 31. Juli 2002. URL [https://ec.europa.eu/competition/sectors/motor\\_vehicles/legislation/explanatory\\_brochure\\_de.pdf](https://ec.europa.eu/competition/sectors/motor_vehicles/legislation/explanatory_brochure_de.pdf)

- [58] EUROPÄISCHE UNION: Verordnung 1222/2009, EU-Reifenlabel : Des Europäischen Parlaments und des Rates vom 25. November 2009 über die Kennzeichnung von Reifen in Bezug auf die Kraftstoffeffizienz und andere wesentliche Parameter: EU-Reifenlabel. URL <http://data.europa.eu/eli/reg/2009/1222/oj>
- [59] PIERBURG GMBH: Variable Ventiltriebe : Die Evolution des Motors. URL [https://cdn.rheinmetall-automotive.com/fileadmin/media/kspg/Broschueren/Produktbroschueren/Pierburg/Variabler\\_Ventiltrieb/Bro\\_Var\\_Ventiltrieb\\_DE\\_web.pdf](https://cdn.rheinmetall-automotive.com/fileadmin/media/kspg/Broschueren/Produktbroschueren/Pierburg/Variabler_Ventiltrieb/Bro_Var_Ventiltrieb_DE_web.pdf)
- [60] UNITED STATES COAST GUARD: GPS Constellation Status. URL <https://www.navcen.uscg.gov/?Do=constellationStatus>
- [61] DODEL, Hans ; HÄUPLER, Dieter: Satellitennavigation. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2010
- [62] SCHÜTTLER, Tobias: Satellitennavigation. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2014
- [63] SCHÜTTLER, Tobias: Relativistische Effekte bei der Satellitennavigation. Berlin, Heidelberg : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018
- [64] LANDESAMT FÜR GEOINFORMATION UND LANDENTWICKLUNG: SAPOS. URL <https://www.sapos-bw.de/heps.php>
- [65] ROEDEL, Walter ; WAGNER, Thomas: Physik unserer Umwelt: Die Atmosphäre. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2017
- [66] KACHELMANNWETTER: Messwerte und Klimadaten, Luftdruckänderung. URL <https://kachelmannwetter.com/de/messwerte/deutschland/luftdruckaenderung/20210504-0200z.html>
- [67] ZIMMERMANN, Werner ; SCHMIDGALL, Ralf: Bussysteme in der Fahrzeugtechnik. 5. Auflage. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014
- [68] WGSOFT.DE: Scan-Master-OBDDLink. URL <https://www.wgsoft.de/>
- [69] MAURER, M., HOLLER, P., ZARL, S., FORTNER, T. ET AL.: Investigations of Lean NOx Trap (LNT) Regeneration Strategies for Diesel Engines. In: SAE Technical Paper 2017-24-0124, 2017, <https://doi.org/10.4271/2017-24-0124>.
- [70] MAUL, Markus ; BROTZ, Michael ; GRILL, Michael ; BARGENDE MICHAEL: Investigation of LNT Regeneration Strategy for Diesel Engines with High Internal Residual Gas Rates. In: 21th Stuttgart International Symposium.
- [71] BARGENDE, Michael: Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren. Darmstadt, Technische Hochschule Darmstadt. Dissertation. 1991
- [72] FORSCHUNGSINSTITUT FÜR KRAFTFAHRZEUGMOTOREN UND FAHRZEUGMOTOREN STUTTGART: Bedienungsanleitung zu GT-Power-Erweiterung UserCylinder. Version 2.6.6, 2020
- [73] GRILL, Michael: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren. Stuttgart, Universität Stuttgart. Dissertation. 2006
- [74] GRILL, Michael ; CHIODI, Marco ; BERNER, Hans-Jürgen ; BARGENDE, Michael: Stoffwerte von Rauchgas und Kraftstoffdampf beliebiger Kraftstoffe. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 68 (2007), Nr. 5, S. 398–406
- [75] KARL, Huber: Der Wärmeübergang schnelllaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren. München, Technische Universität München. Dissertation. 1990
- [76] BRETTSCHEIDER, Johannes: Berechnung des Luftverhältnisses von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Meßfehlern auf Lambda. In: Bosch Technische Berichte 6 (1979), Nr. 4, S. 177–186



- [77] BARGENDE, Michael: Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung — Bausteine zur automatischen Kennfeldoptimierung bei Ottomotoren. In: MTZ - Motor-technische Zeitschrift 1995, 56(10), S. 632–638
- [78] HELD, Nikolaus: Zylinderdruckbasierte Regelkonzepte für Sonderbrennverfahren bei Pkw-Dieselmotoren. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017
- [79] KEMSKI, Thomas: Anpassung eines Dieselmotors zur NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator-Regeneration. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Dissertation. 2014
- [80] BLAKEMAN, Philip G. ; ANDERSEN, Paul J. ; HAI-YING, Chen ; JONSSON, J. David ; PHILLIPS, Paul R. ; TWIGG, Martyn V.: Performance of NO<sub>x</sub> Adsorber Emissions Control Systems for Diesel Engines. In: SAE Technical Paper Series : SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2003 (SAE Technical Paper Series).
- [81] HERZBERG, Andreas: Betriebsstrategien für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung und NO<sub>x</sub>-Speicher-Katalysator. Karlsruhe, Universität Karlsruhe. Dissertation. 2001
- [82] KOPP, Carsten: Variable Ventilsteuerung für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Dissertation. 2006
- [83] YANG, Qirui ; BARGENDE, Michael ; GRILL, Michael: Integrated flow model with combustion and emission model for VVT Diesel engine. In: 19th Stuttgart International Symposium.
- [84] HÜGEL, Phillipp: Untersuchungen zum Wandwärmeübergang im Teillastbetrieb an einem Einzylinder-Forschungsmotor mit Benzin-Direkteinspritzung. Karlsruhe, KIT. Forschungsbericht. 2017
- [85] GAMMA TECHNOLOGIES: GT-Suite Flow Theory Manual: Version 2019
- [86] TEMMLER, Michael: Steuergerätaugliche Verbrennungsoptimierung mit physikalischen Modellansätzen. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014
- [87] BARBA, Christian: Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung. ETH Zürich. Dissertation. 2001
- [88] FKFS: Bedienungsanleitung UserCylinder v2.6.6
- [89] KOZUCH, Peter: Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren. Stuttgart, Universität Stuttgart. Dissertation. 2004
- [90] LAVOIE, G. A. ; HEYWOOD, J. B. ; KECK, J. C.: Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines, Bd. 1. In: Combustion Science and Technology, 1970, S. 313–326
- [91] ZELDOVICH, Jakow Borissowitsch: The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions, Bd. 21. In: Acta Physicochimica U.S.S.R., 1946, S. 577–628
- [92] RAFIGH, Mahsa ; DUDGEON, Ryan ; PIHL, Josh ; DAW, Stuart ; BLINT, Richard ; WAHIDUZ-ZAMAN, Syed: Development of a Global Kinetic Model for a Commercial Lean NO<sub>x</sub> Trap Automotive Catalyst Based on Laboratory Measurements. In: Emission Control Science and Technology 3 (2017), Nr. 1, S. 73–92
- [93] SAMPARA, Chaitanya S. ; BISSETT, Edward J. ; CHMIELEWSKI, Matthew: Global Kinetics for a Commercial Diesel Oxidation Catalyst with Two Exhaust Hydrocarbons. In: Industrial & Engineering Chemistry Research 47 (2008), Nr. 2, S. 311–322
- [94] ABDULHAMID, Hussam ; FRIDELL, Erik ; SKOGLUNDH, Magnus: Influence of the Type of Reducing Agent (H<sub>2</sub>, CO, C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> and C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>) on the Reduction of Stored NO<sub>x</sub> in a Pt/BaO/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Model Catalyst. In: Topics in Catalysis 30/31 (2004), S. 161–168

- [95] PISCHINGER, Stefan ; SCHNITZLER, Jürgen ; WIARTALLA, Andreas ; SCHOLZ, Volker: Untersuchungen zum Einsatz eines NOx-Speicherkatalysators im Pkw-Dieselmotor. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 64 (2003), Nr. 03, S. 214–221
- [96] KEMSKI, Thomas: Anpassung eines Dieselmotorenverfahrens zur NOx- Speicherkatalysator-Regeneration. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität. Dissertation. 2014. URL <https://ebookcentral.proquest.com/lib/gbv/detail.action?docID=5022112>
- [97] LÜCKERT, Peter ; ARNDT, Stefan ; DUVINAGE, Frank ; KEMMNER, Markus ; BINZ, Ralf ; STORZ, Oliver ; REUSCH, Michael ; BRAUN, Tillmann ; ELLWANGER, Stefan: The New Mercedes-Benz 4-Cylinder Diesel Engine OM654: The Innovative Base Engine of the New Diesel Generation. In: Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 24 (2015), S. 867–892
- [98] CRABB, Derek ; FLEISS, Michael ; LARSSON, Jan-Erik ; SOMHORST, Joop: neue Modulare Motorenplattform von Volvo. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 74 (2013), Nr. 09
- [99] BROTZ, Michael ; MAUL, Markus ; BERNER, Hans-Jürgen ; BARGENDE, Michael: Investigation of High Internal Residual Gas Rates in Rich Operating Mode for Diesel Lean NOx Trap Regeneration. In: SAE Technical Paper 2021-01-0592, 2021
- [100] TTI GMBH - TGU KURVIGER: Kurviger: Motorrad Routenplaner. URL <https://kurviger.de>
- [101] GRAPHHOPPER GMBH: GraphHopper maps. URL <https://graphhopper.com/maps/>
- [102] GOOGLE: GoogleMaps. URL <https://www.google.de/maps>
- [103] OPENSTREETMAP: OpenStreetMap. URL <https://www.openstreetmap.org/#map=11/48.7716/9.0953>
- [104] JAVAD: JAVAD GNSS DELTA Operator's Manual
- [105] AARONIA AG: Aaronia GPS Logger Datenblatt. 02.06.2014. URL <http://www.aaronia.de/Datenblaetter/Messgeraete/Aaronia-GPS-Logger.pdf>
- [106] MAUL, Markus ; BROTZ, Michael ; GRILL, Michael ; BARGENDE, Michael: Investigation of LNT Regeneration Strategy for Diesel Engines with High Internal Residual Gas Rates. In: 21. Internationales Stuttgarter Symposium, 2021, S. 337–350
- [107] NEUBER, Heinz-Jakob ; KAHRSTEDT, Jörn ; DORENKAMP, Richard ; JELDEN, Hanno: Die Euro-6-Motoren des modularen Dieselmotorenbaus von Volkswagen. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 74 (2013), Nr. 06, S. 440–447

## 8.2 Abkürzungsverzeichnis

	<b>Abkürzungen</b>
0D	Nulldimensional
1D	Eindimensional
A/D	Analog/Digital
Ab	Abgas
AGR	Abgasrückführung
AMA	Abgasmessanlage
aNE	angelagerte Nach-Einspritzung
ASAM	Association for Standardisation of Automation and Measuring Systems
ASP	Arbeitsspiel
AV	Auslassventil
AVH	Auslassventilhub

Ba	Barium
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
BP	Betriebspunkt
C	Kohlenstoff
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	Propen
Cer	Cerium
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
CO <sub>3</sub>	Carbonat
DCCS	Dilution Controlled Combustion System
DeNO <sub>x</sub>	Rauchgasentstickung
DOC	Dieseloxidationskatalysator
DPF	Dieselpartikelfilter
ECU	Engine Control Unit
EKAS	Einlasskanalabschaltung
ES	Einspritzungen
ESZ	Einspritzzeitpunkt
ETK	Emulator Tastkopf
EV	Einlassventil
GOT	oberer Totpunkt im Gaswechsel
GT	Gamma Technologies
H	Wassestoff
H <sub>2</sub> O	Wasser
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HCLI	Homogeneous Charge Late Injection
HD	Hochdruck
HE	Haupteinspritzung
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
H <sub>u</sub>	unterer Heizwert
IMEP	Mean Indicated Effective pressue
INCA	Integrated Calibration and Application Tool
iRGR	interne Restgasrate
KW	Kurbelwinkel
KW	Kühlwasser
LTC	Low Temperature Combustion
Max	Maximal
MES	Mehrfacheinspritzung
N	Stickstoff
ND	Niederdruck
NE	Nach-Einspritzung
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
NO <sub>3</sub>	Nitrat
NOK	NO <sub>x</sub> -Oxidationskatalysator
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NSC	NO <sub>x</sub> -Storage Catalyst
NSK	NO <sub>x</sub> -Speicher-katalysator

NTC	Negative Temperature Coefficient
O	Sauerstoff
OH	Hydroxyl-Radikal
OT	oberer Totpunkt
PC	Personal Computer
Pkw	Personenkraftwagen
PWM	Pulsweitenmodulation
RDE	Real Driving Emissions
SCP	Signal Conditioning Performance
SCR	selective catalytic reduction
SDPF	Diesepartikelfilter mit SCR-Beschichtung
SULEV30	Super Ultra Low Emissions Vehicle 30
SUV	Sport Utility Vehicles
THC	Total-Kohlenwasserstoff
Tot	Gesamt
UT	Unterer Totpunkt
U50	50 % Umsatzpunkt
üs.	überstöchiometrisch
VE	Vor-Einspritzung
WLTC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle
Zyl	Zylinder

---

### Griechische Buchstaben

$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis	-
$\eta_{O_2}$	Sauerstoffumsetzungsgrad	-
$\lambda$	Verbrennungsluftverhältnis	-
$\lambda_{\text{Brett}}$	Verbrennungsluftverhältnis nach Brettschneider	-
$\lambda_{\text{Sonde}}$	Verbrennungsluftverhältnis gemessen über die Lambdasonde	-
$\lambda_{\text{theo}}$	Verbrennungsluftverhältnis berechnet aus Luft und Kraftstoffmasse	-
$\sigma$	Standardabweichung	-
$\varphi$	Kurbelwinkel	°KW
$\phi$	1/Verbrennungsluftverhältnis	-

---

### Indizes

aNE	angelagerte Nach-Einspritzung
B	Brennstoff
ESZ	Einspritzzeitpunkt
HE	Haupteinspritzung
Inj	Injektor
KW	Kühlwasser
L	Luft
Luft	Luftmasse gemessen
m	Massenmittelt
me	Mittel, effektiv
mi	Mittel, indiziert

n	nach
NE	Nach-Einspritzung
v	vor
VE	Vor-Einspritzung

#### Lateinische Buchstaben

$H_U$	Unterer Heizwert	J/kg
I	Strom	A
Lst	stöchiometrischer Luftbedarf	-
T	Temperatur	K
m	Masse	kg
n	Stoffmenge	mol
n	Drehzahl	1/min
p	Druck	bar
P	Leistung	kW
Q	Wärme	J

### 8.3 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3.1:	zweistufige Wärmefreisetzung .....	8
Abbildung 3.2:	$\phi$ -T-Diagramm schematisch nach [25] .....	9
Abbildung 3.3:	Entstehungsbereich Schadstoffe heterogenes Gemisch [30] .....	10
Abbildung 3.4:	Aufbau eines typischen Abgaskatalysators nach [41] .....	13
Abbildung 3.5:	Mechanismus $\text{NO}_x$ -Speicherung und Regeneration nach [43].....	14
Abbildung 3.6:	Emissionsgrenzwerte EU 1 bis 6 [30].....	15
Abbildung 4.1:	Motorübersicht und Messstellenplan.....	18
Abbildung 4.2:	Begriffsdefinition Einspritzungen.....	18
Abbildung 4.3:	Schaltstrategien .....	20
Abbildung 4.4:	Ventilhubkurven mit variablem $2^{\text{ten}}$ AVH .....	21
Abbildung 4.5:	Prinzip von Differentiellem GPS nach [62] .....	24
Abbildung 5.1:	Messmethodik .....	27
Abbildung 5.2:	Messprozedur.....	28
Abbildung 5.3:	Sprungvorgabe Luft- und Kraftstoffmasse.....	29
Abbildung 5.4:	Übersicht Versuchsgrößen .....	29
Abbildung 5.5:	Vorgehensweise bei der Potenzialabschätzung für die Entwicklung eines unterstöchiometrischen Brennverfahrens.....	30
Abbildung 5.6:	Einspeicher- und Regenerationsphase mit montiertem $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator .....	31
Abbildung 5.7:	Schema Messdatenauswertung.....	31
Abbildung 5.8:	GT-Power Strömungsmodell und FKFS UserCylinder.....	32
Abbildung 5.9:	Luftmassenreduktion bei verschiedenen $2^{\text{ten}}$ AVH.....	35
Abbildung 5.10:	1500 1/min, DVA, Vergleich 10 % iRGR vs. 25 % iRGR, mL 265 mg/ASP, $\lambda_{\text{Sonde}} 2,6$ .....	35

Abbildung 5.11:	1500 1/min, Luftmassenvariation, inaktiver 2 <sup>ter</sup> AVH .....	36
Abbildung 5.12:	Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses bei unterschiedlichen 2 <sup>ten</sup> Auslassventilhüben.....	37
Abbildung 5.13:	1500 1/min, Messgrößen $m_{NE}$ -Variation, iRGR 60 %, $m_{Luft}$ 125 mg/ASP..	37
Abbildung 5.14:	1500 1/min, Brennverlauf $m_{NE}$ -Variation, iRGR 60 %, Zyl. 1 .....	38
Abbildung 5.15:	1500 1/min, Messgrößen, Einfluss des Betriebsartenwechsels auf das Motorverhalten.....	39
Abbildung 5.16:	1500 1/min, DVA, Einfluss des Betriebsartenwechsels auf das Motorverhalten.....	40
Abbildung 5.17:	1500 1/min, Massenmitteltemperaturen, Einfluss des Betriebsartenwechsels auf das Motorverhalten, Zyl. 1 .....	41
Abbildung 5.18:	1500 1/min, DVA iRGR-Variation, Einzelarbeitsspiel Nr. 164, Zyl. 1 .....	43
Abbildung 5.19:	Detailausschnitt Brennverlauf, iRGR-Variation.....	43
Abbildung 5.20:	1500 1/min, Messgrößen iRGR-Variation .....	44
Abbildung 5.21:	Summenbrennverläufe konsekutiver Arbeitsspiele .....	45
Abbildung 5.22:	Summenbrennverläufe aller Zylinder bei iRGR 20 % .....	46
Abbildung 5.23:	pmi über Arbeitsspielen bei iRGR 20% .....	46
Abbildung 5.24:	pmi über Arbeitsspielen bei iRGR 30 % .....	47
Abbildung 5.25:	1500 1/min, AV Massendurchfluss iRGR-Variation .....	47
Abbildung 5.26:	1500 1/min, Messgrößen HE/NE-Massenvariation .....	48
Abbildung 5.27:	1500 1/min, DVA HE/NE-Massenvariation, Zyl. 1, 7,4% iRGR.....	49
Abbildung 5.28:	1500 1/min, Messgrößen $ESZ_{HE}$ -Variation .....	50
Abbildung 5.29:	1500 1/min, DVA $ESZ_{HE}$ -Variation, Zyl. 1 .....	51
Abbildung 5.30:	1500 1/min, Messgrößen $ESZ_{NE}$ -Variation .....	52
Abbildung 5.31:	1500 1/min, DVA $ESZ_{NE}$ -Variation, Zyl. 1 .....	53
Abbildung 5.32:	1500 1/min, Messgrößen $m_{Luft}$ -Variation .....	54
Abbildung 5.33:	1500 1/min, DVA, $m_{Luft}$ -Variation, Zyl. 1 .....	55
Abbildung 5.34:	1500 1/min, Messgrößen $T_{Einlasskanal}$ -Variation .....	56
Abbildung 5.35:	1500 1/min, DVA $T_{Einlasskanal}$ -Variation, Zyl. 1 .....	56
Abbildung 5.36:	1500 1/min Messgrößen Drehzahl-Variation, 2 <sup>ter</sup> AVH 0,5 mm.....	58
Abbildung 5.37:	1500 1/min, DVA Drehzahl-Variation, 0,5 mm 2 <sup>ter</sup> Auslassventilhub.....	59
Abbildung 5.38:	1500 1/min, Messgrößen $T_{KW}$ -Variation .....	60
Abbildung 5.39:	1500 1/min, DVA $T_{KW}$ -Variation, Zyl. 1 .....	61
Abbildung 5.40:	1500 1/min, Messgrößen $T_{KW}$ -Var., 0,5 mm 2 <sup>ter</sup> AVH .....	62
Abbildung 5.41:	1500 1/min, DVA $T_{KW}$ -Var., Zyl. 1, 0,5 mm 2 <sup>ter</sup> AVH.....	63
Abbildung 5.42:	1500 1/min, Messgrößen $\varepsilon$ -Variation, inaktiver 2 <sup>ter</sup> AVH.....	64
Abbildung 5.43:	1500 1/min, DVA $\varepsilon$ -Variation, Zyl. 1, inaktiver 2 <sup>ter</sup> AVH .....	64
Abbildung 5.44:	1500 1/min, Messgrößen $\varepsilon$ -Variation, 0,35 mm 2 <sup>ter</sup> AVH.....	66
Abbildung 5.45:	1500 1/min, DVA $\varepsilon$ -Variation, 0,35 mm 2 <sup>ter</sup> AVH, Zyl. 1 .....	66

Abbildung 5.46:	1500 1/min, Messgrößen frühe VE-Variation, $ESZ_{VE}$ 102 °KWvOT .....	68
Abbildung 5.47:	1500 1/min, Messgrößen $m_{HE}$ -Absenkung, $ESZ_{VE}$ 102 °KWvOT .....	69
Abbildung 5.48:	1500 1/min, Messgrößen Vergleich MES-Strategien.....	71
Abbildung 5.49:	1500 1/min, DVA Vergleich MES Strategien, Zyl. 1.....	72
Abbildung 5.50:	1500 1/min, pmi über ASP im MES-Bestpunkt mit minimalem pme und 23 % iRGR .....	73
Abbildung 5.51:	1500 1/min, 1 bar $p_{me}$ , Einfluss 2 <sup>ter</sup> AVH-Abweichung .....	74
Abbildung 5.52:	1500 1/min, 1 bar $p_{me}$ , Einfluss Luftmassen-Abweichung.....	74
Abbildung 5.53:	Vergleich 1500 1/min vs. 800 1/min, MES-Strategie .....	75
Abbildung 5.54	1500 1/min, MES-Bestpunkt 23 % iRGR mit Abgasnachbehandlungssystem, NO <sub>x</sub> -Speicherkatalysatorregeneration bei $p_{me}$ 1 bar .....	76
Abbildung 6.1:	Schematische Darstellung der Modelle und deren Zusammenspiel .....	77
Abbildung 6.2:	Das thermodynamische System Brennraum .....	78
Abbildung 6.3:	Schema des Zweizonen NO-Modells nach [89] .....	80
Abbildung 6.4:	Schema der Erweiterung nach Kaal [37].....	81
Abbildung 6.5:	Schematische Darstellung des NSK-Modells nach Rafigh [92] .....	82
Abbildung 6.6:	Validierung des Brennverlaufs bei Magerbetrieb.....	83
Abbildung 6.7:	Validierung des Brennmodells bei Magerbetrieb .....	84
Abbildung 6.8:	Validierung NO <sub>x</sub> -Modell.....	84
Abbildung 6.9:	Validierung CO-, H <sub>2</sub> - und HC-Modell.....	85
Abbildung 6.10:	Validierung des NSK-Modells .....	86
Abbildung 6.11:	Ergebnis Applikation Mager Betrieb, NO <sub>x</sub> -Konzentration und NO <sub>2</sub> /NO <sub>x</sub> -Verhältnis über Motorlast und –Drehzahl .....	86
Abbildung 6.12:	Brennverlauf bei Regenerationsbetrieb.....	88
Abbildung 6.13:	Schematische Darstellung Routenplanung [103].....	90
Abbildung 6.14:	Geschwindigkeits- und Höhenverlauf der RDE-Fahrprofile .....	93
Abbildung 6.15:	Dynamikkriterien RDE-Fahrprofile und Testzyklen.....	93
Abbildung 6.16:	effektiver-, indizierter Hochdruck- und Ladungswechselladungsdruck und eingespritzte Kraftstoffmasse über der Zeit bei Betriebsartenwechsel, Variation der AGR-Art.....	95
Abbildung 6.17:	Lambda, Frischluft und Abgasmassenstrom über der Zeit bei Betriebsartenwechsel, Variation der AGR-Art .....	96
Abbildung 6.18:	Temperatur bei Zyklusbeginn, Zyklusende und vor NSK über der Zeit bei Betriebsartenwechsel, Variation der AGR-Art .....	96
Abbildung 6.19:	Abgasmassenstrom, CO-, H <sub>2</sub> - und C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konzentration bei Betriebsartenwechsel, Variation der AGR-Art .....	97
Abbildung 6.20:	Randbedingungen: Temperatur Fett und Mager, Dauer Fett und Periode	98
Abbildung 6.21:	NO <sub>x</sub> -, H <sub>2</sub> -, CO- und C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierungsraten mit NSK-Modell; Variation Temperatur während Regeneration .....	99
Abbildung 6.22:	NO <sub>x</sub> -, H <sub>2</sub> -, CO- und C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierungsraten mit NSK-Modell; Variation Temperatur während Magerbetrieb.....	100

Abbildung 6.23:	NO <sub>x</sub> -, H <sub>2</sub> -, CO- und C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierungsraten mit NSK-Modell; Variation Dauer Regenerationsbetrieb.....	101
Abbildung 6.24:	NO <sub>x</sub> -, H <sub>2</sub> -, CO- und C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierungsraten mit NSK-Modell; Variation Periodendauer .....	102
Abbildung 6.25:	Betriebspunkt-Histogramm einer kompletten RDE-Fahrt bei verschiedenen RDE-Routen .....	103
Abbildung 6.26:	zeitlicher Verlauf von Temperatur, NO <sub>x</sub> -Emissionen und Kraftstoffverbrauch bei verschiedenen RDE-Fahrten .....	103
Abbildung 6.27:	Betriebspunkt-Histogramm einer kompletten RDE-Fahrt mit verschiedenen Schaltstrategien.....	104
Abbildung 6.28:	zeitlicher Verlauf von Temperatur, NO <sub>x</sub> -Emissionen und Kraftstoffverbrauch bei verschiedenen Schaltstrategien .....	105
Abbildung 6.29:	Betriebspunkt-Histogramm des Stadtabschnitts von verschiedenen RDE-Routen.....	106
Abbildung 6.30:	Regenerationszeitpunkte festes Zeitintervall.....	107
Abbildung 6.31:	NO <sub>x</sub> -, CO-, H <sub>2</sub> -, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; konstantes Regenerationsintervall, variierte Anzahl an Regenerationen und variierte Regenerationsdauer .....	107
Abbildung 6.32:	Regenerationszeitpunkte hohe Motorlast.....	108
Abbildung 6.33:	NO <sub>x</sub> -, CO-, H <sub>2</sub> -, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; Regeneration unter hoher Motorlast, variierte Anzahl an Regenerationen und variierte Regenerationsdauer .....	108
Abbildung 6.34:	Regenerationszeitpunkte hohe Temperatur und hohe Motorlast.....	109
Abbildung 6.35:	NO <sub>x</sub> -, CO-, H <sub>2</sub> -, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; Regeneration unter hoher Temperatur und hoher Motorlast, variierte Anzahl an Regenerationen und variierte Regenerationsdauer.....	109
Abbildung 6.36:	Regenerationszeitpunkte maximale Temperatur .....	110
Abbildung 6.37:	NO <sub>x</sub> -, CO-, H <sub>2</sub> -, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; Regeneration bei maximaler Temperatur, variierte Anzahl an Regenerationen und variierte Regenerationsdauer.....	110
Abbildung 6.38:	NO <sub>x</sub> -, CO-, H <sub>2</sub> -, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierung & Kraftstoffverbrauch; variierte Regenerationszeitpunkte, variierte Regenerationsdauer.....	111
Abbildung 6.39:	spezifische NO <sub>x</sub> -, CO-, H <sub>2</sub> -, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> -Konvertierung & spez. Kraftstoffverbrauch; variierte Regenerationszeitpunkte, variierte Regenerationsdauer .....	111
Abbildung 6.40:	Zeitlicher Verlauf; Variation der Regenerationsdauer .....	113
Abbildung 6.41:	Zeitlicher Verlauf; Variation der Stickoxidbelastung .....	114
Abbildung 6.42:	Zeitlicher Verlauf; Variation der Heizleistung .....	115
Abbildung 6.43:	Zeitlicher Verlauf; Variation der O <sub>2</sub> -Konzentration.....	116
Abbildung 6.44:	Zeitlicher Verlauf; Variation der Freigabetemperatur.....	117
Abbildung 6.45:	Zeitlicher Verlauf; Variation der Freigabelast .....	118
Abbildung 6.46:	Zusammenfassung RDE-Regenerationsstrategie .....	119
Abbildung 6.47:	Ergebnis RDE-Regenerationsstrategie .....	120
Abbildung 6.48:	Vergleich interne und externe AGR .....	121



Abbildung 8.1	Vergleich Abgasmessanlage vs. Fast-CLD Lastsprünge.....	140
Abbildung 8.2	Vergleich Abgasmessanlage vs. Fast-CLD Fettsprung .....	140
Abbildung 8.3:	Abgasgegendruckvariation über Abgasdrosselung .....	141
Abbildung 8.4:	FlexValve Nockenwelle.....	142
Abbildung 8.5	Abgleich der Abgasmessanlagen.....	142
Abbildung 8.6:	1500 1/min, iRGR 8 %, Durchfluss- und Ventilhubkurven .....	143
Abbildung 8.7:	1500 1/min, iRGR 15 %, Durchfluss- und Ventilhubkurven .....	143
Abbildung 8.8:	1500 1/min, , iRGR 18 %, Durchfluss- und Ventilhubkurven .....	143
Abbildung 8.9:	1500 1/min, iRGR 30%, Durchfluss- und Ventilhubkurven .....	144
Abbildung 8.10:	Lambda-Verlauf, Einflussgrößen.....	144
Abbildung 8.11:	Luft- und Kraftstoffmassenverlauf (oben) und Lambdaverlauf (unen).....	145
Abbildung 8.12:	Drehzahl-Variation, inaktiver zweiter Ventilhub .....	146

#### 8.4 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1:	Anforderung an gültige RDE-Fahrt [50–52, 54, 55].....	16
Tabelle 4.1:	Kenndaten des Motors .....	17
Tabelle 4.2:	Kenndaten des Fahrzeugs .....	19
Tabelle 4.3:	Ventilsteuerzeiten.....	20
Tabelle 4.4:	Übersicht der verwendeten Messgeräte .....	22
Tabelle 4.5:	Daten der eingesetzten Drucksensoren.....	22
Tabelle 4.6:	Kraftstoffeigenschaften des verwendeten Diesels .....	23
Tabelle 5.1:	Einstellwerte Konditionierungen .....	27
Tabelle 5.2:	Betriebspunktparameter iRGR-Variation .....	42
Tabelle 5.3:	Betriebspunktparameter HE/NE-Massenvariation .....	48
Tabelle 5.4:	Betriebspunktparameter ESZ <sub>HE</sub> -Variation .....	50
Tabelle 5.5:	Betriebspunktparameter ESZ <sub>NE</sub> -Variation .....	52
Tabelle 5.6:	Betriebspunktparameter $m_{Luft}$ -Variation .....	54
Tabelle 5.7:	Betriebspunktparameter $T_{Einlasskanal}$ -Variation .....	55
Tabelle 5.8:	Betriebspunktparameter Drehzahl-Variation.....	57
Tabelle 5.9:	Betriebspunktparameter $T_{KW}$ -Variation, inaktiver 2 <sup>ter</sup> AVH .....	59
Tabelle 5.10:	Betriebspunktparameter $T_{KW}$ -Variation, 0,5 mm 2 <sup>ter</sup> AVH.....	61
Tabelle 5.11:	Betriebspunktparameter $\varepsilon$ -Variation, inaktiver 2 <sup>ter</sup> AVH.....	63
Tabelle 5.12:	Betriebspunktparameter $\varepsilon$ -Variation, 0,35 mm 2 <sup>ter</sup> AVH.....	65
Tabelle 5.13:	Betriebspunktparameter VE-Variation, inaktiver 2 <sup>ter</sup> AVH .....	68
Tabelle 5.14:	Betriebspunktparameter DVA mHE-Absenkung, inaktiver 2 <sup>ter</sup> AVH .....	69
Tabelle 5.15:	Betriebspunktparameter MES-Strategie .....	70
Tabelle 5.16:	1500 1/min, $p_{mi}$ und $\sigma_{pmi}$ , MES-Strategie .....	73
Tabelle 6.1:	Parametersatz Brennmodell.....	83

---

Tabelle 6.2:	Messdaten Bereich .....	83
Tabelle 6.3:	Parametersatz NO-Modell.....	84
Tabelle 6.4:	Parametersatz NO-Modell.....	87
Tabelle 6.5:	Kriterien Streckenfindung .....	89
Tabelle 6.6:	Vergleich Höhenmeter verschiedener Kartendienste.....	89
Tabelle 6.7:	Vor- und Nachteile verschiedener Messsysteme.....	91
Tabelle 6.8:	Sortierung Messdatenqualität.....	92
Tabelle 6.9:	RDE Fahrkriterien .....	94
Tabelle 6.10:	Randbedingungen Parameterstudie Speicherkatalysator .....	98
Tabelle 6.11:	Randbedingungen Variation Temperatur während Regeneration .....	99
Tabelle 6.12:	Randbedingungen Variation Temperatur während Magerbetrieb .....	99
Tabelle 6.13:	Randbedingungen Variation Dauer Regenerationsbetrieb.....	100
Tabelle 6.14:	Randbedingungen Variation Periodendauer.....	101
Tabelle 6.15:	aktivierte Regenerationen hohe Temperatur und hohe Motorlast .....	109
Tabelle 6.16:	aktivierte Regenerationen maximale Temperatur .....	110
Tabelle 6.17:	Regenerationsstrategie: beeinflusste und variierte Größen .....	112
Tabelle 6.18:	Regenerationsstrategie Variation Regenerationsdauer .....	113
Tabelle 6.19:	Regenerationsstrategie Variation Stickoxidbeladung.....	114
Tabelle 6.20:	Regenerationsstrategie Variation Heizleistung .....	115
Tabelle 6.21:	Regenerationsstrategie Variation O <sub>2</sub> -Konzentration.....	116
Tabelle 6.22:	Regenerationsstrategie Variation Freigabetemperatur .....	117
Tabelle 6.23:	Regenerationsstrategie Variation Freigabelast.....	118
Tabelle 6.24:	Regenerationsstrategie Ergebnis .....	119
Tabelle 6.25:	Regenerationsstrategie interne AGR.....	120

### 8.5 Vergleich Abgasmessanlage vs. Fast-CLD

Abbildung 8.1 zeigt den Vergleich zwischen den NO-Messwerten der Abgasmessanlage und des Fast-CLD 500. Die Entnahmesonden sind nach Turboladern und vor NSK montiert. Beide Kurven verlaufen nahezu deckungsgleich. Die Reaktionen der NO-Emissionen auf die Lastsprünge werden ebenfalls gleich abgebildet.

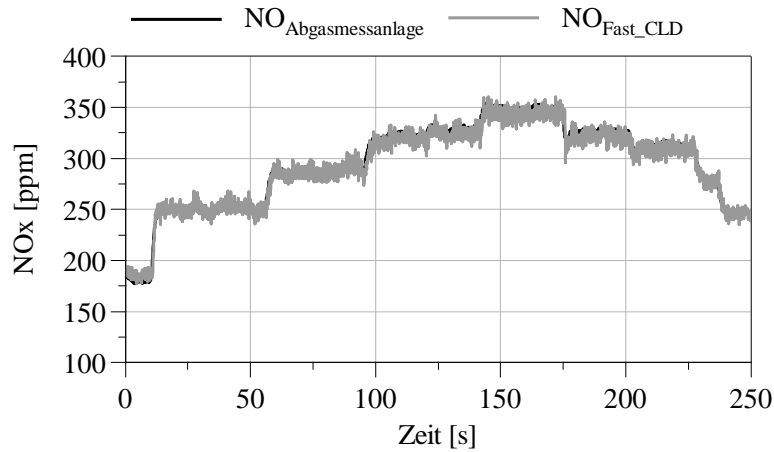


Abbildung 8.1 Vergleich Abgasmessanlage vs. Fast-CLD Lastsprünge

Abbildung 8.2 zeigt den Vergleich zwischen Abgasmessanlage und Fast-CLD bei Auslösung eines Fettsprungs.

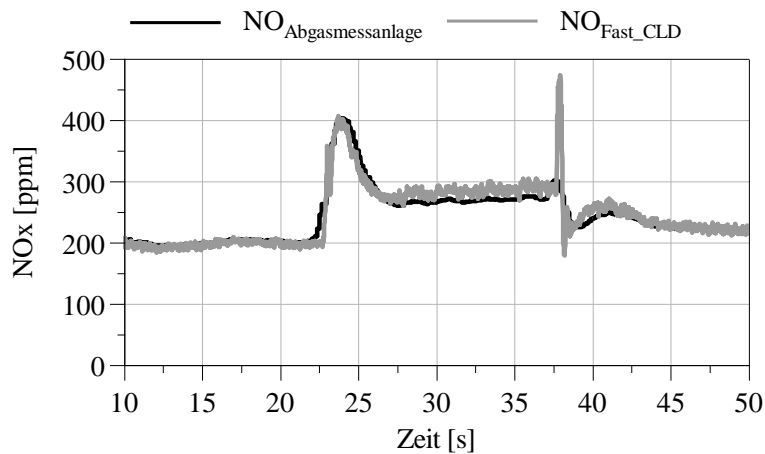


Abbildung 8.2 Vergleich Abgasmessanlage vs. Fast-CLD Fettsprung

## 8.6 Abgasgegendruckvariation

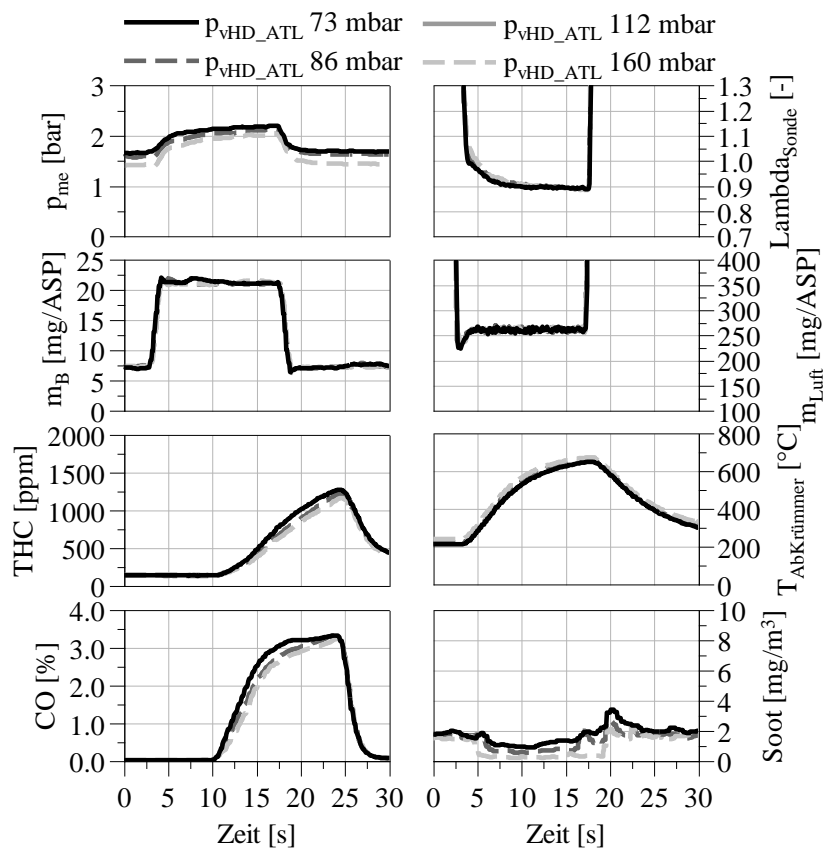


Abbildung 8.3: Abgasgegendruckvariation über Abgasdrosselung

## 8.7 FlexValve System

Ein schematischer Aufbau des Systems ist in [59] zu finden. Das System besteht aus einer Nocken-hohlwelle, innerhalb dieser sich eine weitere Nockenwelle befindet. Abbildung 8.4 zeigt pro Zylinder drei Nocken, dabei sind die beiden äußeren Nocken mit der äußeren Welle verbunden und die beiden inneren Nocken mit der inneren Welle. Durch einen Phasensteller können beide Nockenwellen relativ zueinander verdreht werden.

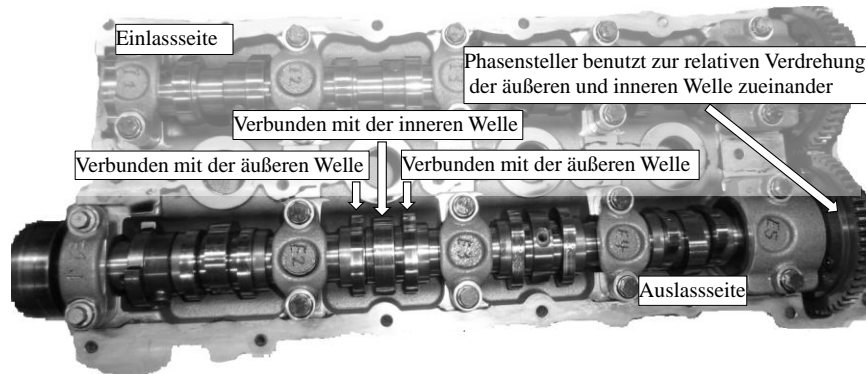


Abbildung 8.4: FlexValve Nockenwelle

Die relative Verstellung der beiden Wellen zueinander führt zu unterschiedlichen Übertragungsprofilen auf den Kippmechanismus. Auf diesen wirken sowohl die beiden Äußeren als auch die innere Nocke. Der Kippmechanismus wirkt auf eine Welle, über diese beide Schleppebel miteinander verbunden sind.

## 8.8 Abgleich der Abasmessanlagen

Der Abgleich der Abgasmessanlagen erfolgt mit einem verbautem Leerrohr, anstatt des Katalysators, die Positionen der Abgasentnahmestellen sind identisch zu den Positionen mit verbautem Katalysator. Das Leerrohr besteht aus dem Gehäuse des originalen Katalysators ohne Katalysator-Inlets.

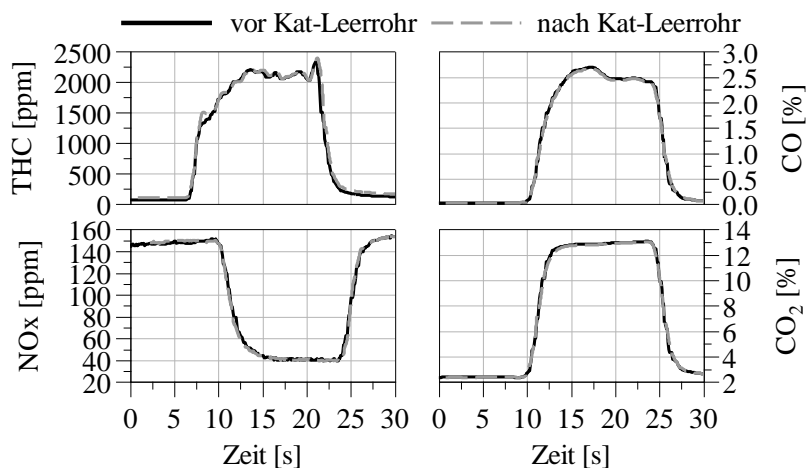


Abbildung 8.5 Abgleich der Abgasmessanlagen

## 8.9 Ladungswechselkurven

Die dargestellten Durchflusskurven beziehen sich immer auf ein Ventil. Auf der Einlassseite ist zu beachten, dass in einem Ventil die Einlasskanalabschaltung aktiviert war. Damit ergibt sich der Frischluftmassenstrom über einem Ventil und der Abgasmassenstrom über zwei Ventile.

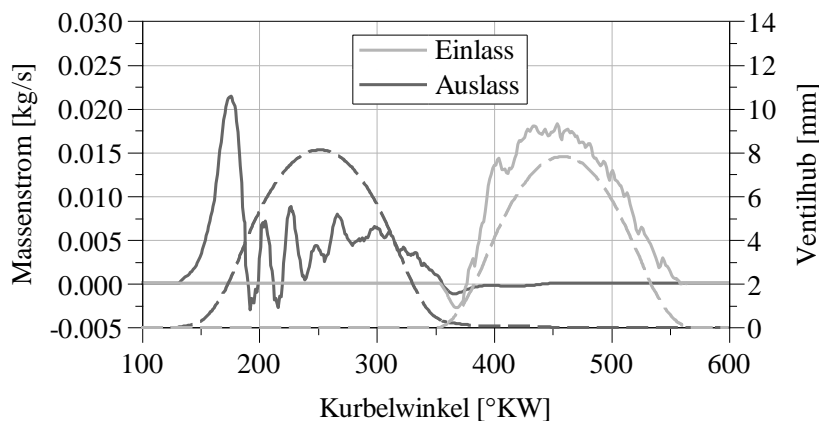


Abbildung 8.6: 1500 1/min, iRGR 8 %, Durchfluss- und Ventilhubkurven

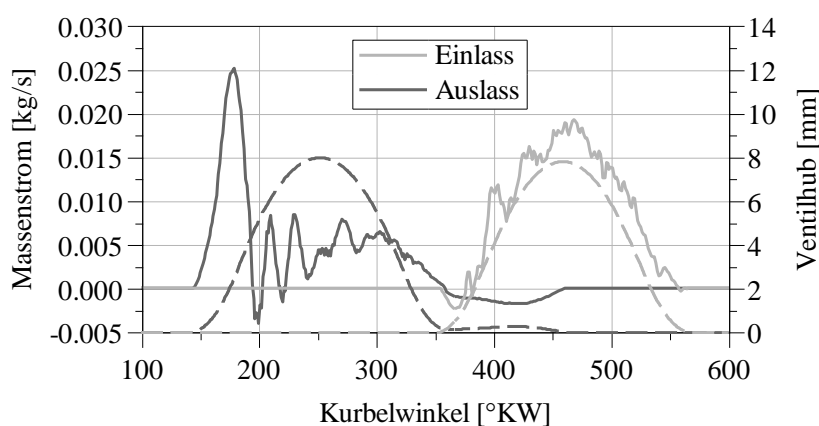


Abbildung 8.7: 1500 1/min, iRGR 15 %, Durchfluss- und Ventilhubkurven

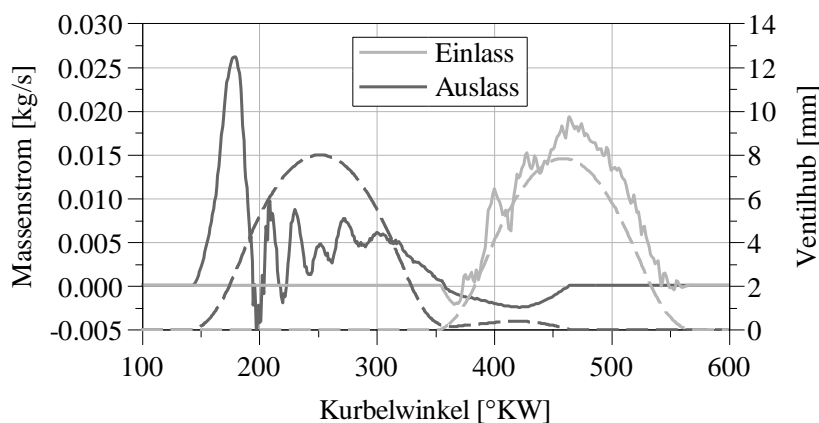


Abbildung 8.8: 1500 1/min, iRGR 18 %, Durchfluss- und Ventilhubkurven

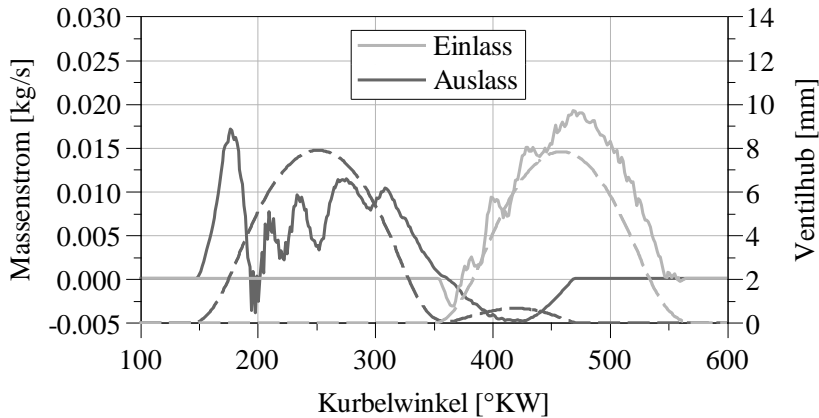


Abbildung 8.9: 1500 1/min, iRGR 30%, Durchfluss- und Ventilhubkuren

### 8.10 Lambdaverlauf

Abbildung 8.10 zeigt verschiedene Einflussgrößen auf den Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses LambdaSonde (Diagramm oben links und rechts, unten links) und veranschaulicht, warum der Verlauf des Lambdasondensignals erst mit Verzögerung der Sprungvorgabe aus Luft- und Kraftstoffmasse folgt. Im unteren rechten Diagramm ist ein Vergleich zwischen gemessenem Verbrennungsluftverhältnis mit der Lambdasonde und des berechneten Verbrennungsluftverhältnisses mittels 1-D Strömungssimulation in GT-Power dargestellt. Dabei wird in GT-Power die Luftmasse über ein Strömungsmodell berechnet. Die zeitliche Synchronisierung in den Abbildungen erfolgt qualitativ. Im oberen linken Diagramm ist zu erkennen, dass der Verlauf des Lambdasondensignals mit späterem Einspritzzeitpunkt zunehmend magerer wird. Gleichzeitig steigt die Energie im Abgas in Form von unverbranntem Kraftstoff (HC und CO) jedoch nicht in gleichem Verhältnis an, was auf eine erhöhte Wand-/ Kolbenbenetzung zurückzuführen ist.

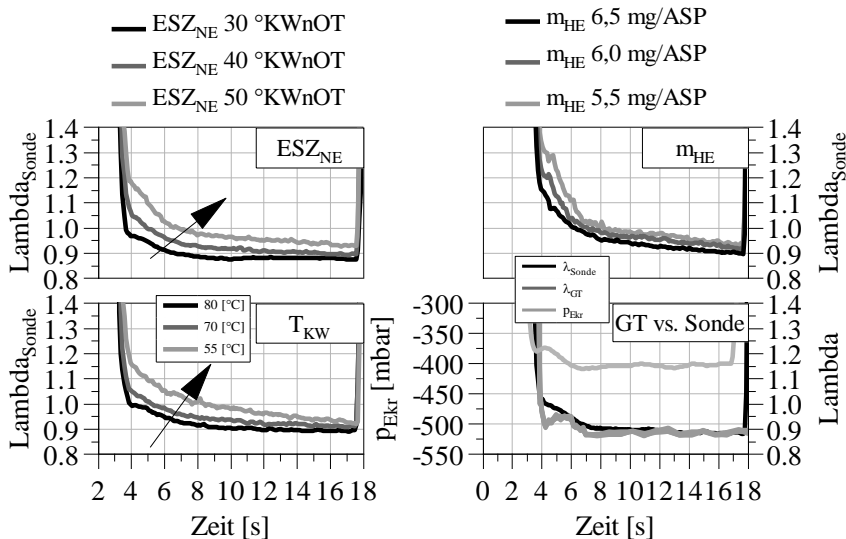


Abbildung 8.10: Lambda-Verlauf, Einflussgrößen

Gleiches passiert im unteren linken Diagramm bei Absenkung der Kühlwassertemperatur. Im oberen rechten Diagramm kann es bei geringen Haupteinspritzmassen zu einer schlechten Kraftstoffumsetzung der Nacheinspritzung zu Beginn des unterstöchiometrischen Betriebs kommen, was zu einem längeren Aufwärmverhalten des Systems führt. Bei schlechter Kraftstoffumsetzung der Nacheinspritzung kommt es zu hohen Restsauerstoffgehalten im Abgas, was ebenfalls zu einem mageren Wert im Lambdasondensignal beiträgt. Gleichzeitig kommt

es während des längeren Aufwärmprozesses zu größeren Wand-/ Kolbenbenetzungen, da das System eine geringere Temperatur aufweist.

Abbildung 8.11 zeigt im oberen Teil den Verlauf der Luft- und Kraftstoff-masse. Dabei ist zu Beginn des unterstöchiometrischen Motorbetriebs ein Unterschwinger im gemessenen Luftmassenstrom zu sehen. Dieser resultiert durch einen Unterschwinger der Drosselklappenposition. Der in den Zylinder einströmende tatsächliche Massenstrom, berechnet aus den Indizierdaten und dem Strömungsmodell, folgt dem Druckverlauf, der im Ansaugkrümmer gemessen wird. Grund für die unterschiedlichen Massenströme ist die Mess-position des Luftmassenmessers, dieser befindet sich vor der Drosselklappe und beinhaltet eine relativ lange Leitungsstrecke. Bei Vergleich des über das Strömungsmodell berechneten Verbrennungsluftverhältnisses und des gemessenen mittels Lambdasonde ist zu erkennen, warum der Lambdaverlauf der Lambdasonde nicht der Sprungvorgabe aus Luft- und Kraftstoffmasse folgt. Zu Beginn des unterstöchiometrischen Betriebs zeigt das berechnete Verbrennungsluftverhältnis ebenfalls einen etwas mageren Verlauf. Der Unterschied zwischen Lambdasonde und dem berechneten Verbrennungsluftverhältnis kann mit hoher Wahrscheinlichkeit auf das große Volumen zurückgeführt werden, welches zwischen der Lambdasonde (hinter ATL) und den Auslassventilen der Zylinder liegt. Dies führt zu einem zeitlich gemittelten Wert. Während das von GT-Power berechnete Verbrennungsluft-verhältnis arbeitsspielaufgelöst vorliegt. Das berechnete Verbrennungsluft-verhältnis ist auch mit einer gewissen Unsicherheit behaftet, da die Kraftstoffmasse nicht arbeitsspielaufgelöst gemessen werden kann. Jedoch zeigt sich relativ unabhängig von dieser, warum zu Beginn des unterstöchiometrischen Betriebs ein flacherer Gradient im Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses zu sehen ist.

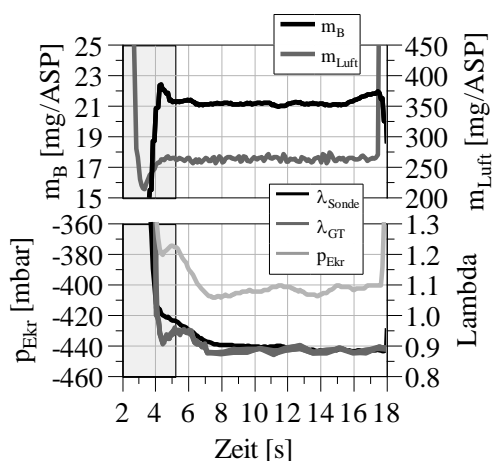


Abbildung 8.11: Luft- und Kraftstoffmassenverlauf (oben) und Lambdaverlauf (unten)



8.11 Brennverlauf Drehzahlvariation mit inaktivem 2<sup>ten</sup> AVH

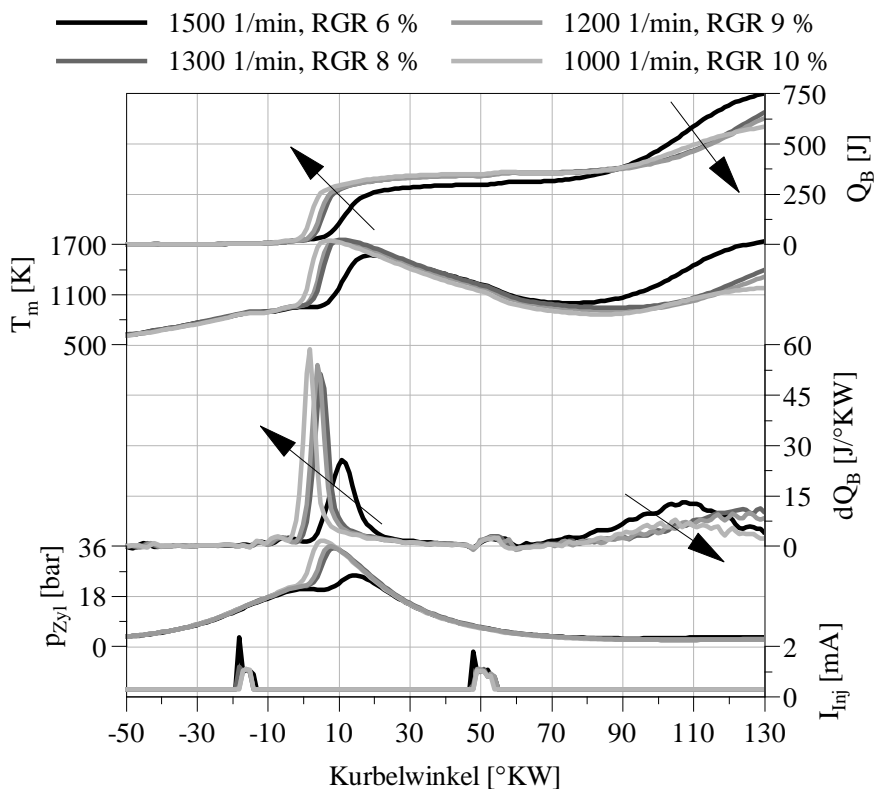


Abbildung 8.12: Drehzahl-Variation, inaktiver zweiter Ventilhub