

Wissenschaftliche Reihe
Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart

RESEARCH

Massimiliano Sosio

Einfluss der Motorbetriebstemperatur auf die Entstehung der Stickstoffmonoxidemissio- nen während instationärer Vorgänge am PKW- Dieselmotor



Springer Vieweg

Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart

Reihe herausgegeben von

Michael Bargende, Stuttgart, Deutschland

Hans-Christian Reuss, Stuttgart, Deutschland

Jochen Wiedemann, Stuttgart, Deutschland

Das Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) an der Universität Stuttgart erforscht, entwickelt, appliziert und erprobt, in enger Zusammenarbeit mit der Industrie, Elemente bzw. Technologien aus dem Bereich moderner Fahrzeugkonzepte. Das Institut gliedert sich in die drei Bereiche Kraftfahrwesen, Fahrzeugantriebe und Kraftfahrzeug-Mechatronik. Aufgabe dieser Bereiche ist die Ausarbeitung des Themengebietes im Prüfstandsbetrieb, in Theorie und Simulation. Schwerpunkte des Kraftfahrwesens sind hierbei die Aerodynamik, Akustik (NVH), Fahrdynamik und Fahrermodellierung, Leichtbau, Sicherheit, Kraftübertragung sowie Energie und Thermomanagement – auch in Verbindung mit hybriden und batterieelektrischen Fahrzeugkonzepten. Der Bereich Fahrzeugantriebe widmet sich den Themen Brennverfahrensentwicklung einschließlich Regelungs- und Steuerungskonzeptionen bei zugleich minimierten Emissionen, komplexe Abgasnachbehandlung, Aufladesysteme und -strategien, Hybridsysteme und Betriebsstrategien sowie mechanisch-akustischen Fragestellungen. Themen der Kraftfahrzeug-Mechatronik sind die Antriebsstrangregelung/Hybride, Elektromobilität, Bordnetz und Energiemanagement, Funktions- und Softwareentwicklung sowie Test und Diagnose. Die Erfüllung dieser Aufgaben wird prüfstandsseitig neben vielem anderen unterstützt durch 19 Motorenprüfstände, zwei Rollenprüfstände, einen 1:1-Fahrsimulator, einen Antriebsstrangprüfstand, einen Thermowindkanal sowie einen 1:1-Aeroakustikwindkanal. Die wissenschaftliche Reihe „Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart“ präsentiert über die am Institut entstandenen Promotionen die hervorragenden Arbeitsergebnisse der Forschungstätigkeiten am IVK.

Reihe herausgegeben von

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende
Lehrstuhl Fahrzeugantriebe
Institut für Verbrennungsmotoren und
Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Reuss
Lehrstuhl Kraftfahrzeugmechatronik
Institut für Verbrennungsmotoren und
Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann
Lehrstuhl Kraftfahrwesen
Institut für Verbrennungsmotoren und
Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Weitere Bände in der Reihe <http://www.springer.com/series/13535>

Massimiliano Sosio

Einfluss der Motorbetriebstemperatur auf die Entstehung der Stickstoffmonoxidemissionen während instationärer Vorgänge am PKW- Dieselmotor

 Springer Vieweg

Massimiliano Sosio
IVK, Fakultät 7, Lehrstuhl für
Fahrzeugantriebe
Universität Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Zugl.: Dissertation Universität Stuttgart, 2019

D93

ISSN 2567-0042 ISSN 2567-0352 (electronic)
Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart
ISBN 978-3-658-30471-3 ISBN 978-3-658-30472-0 (eBook)
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-30472-0>

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2020

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von allgemein beschreibenden Bezeichnungen, Marken, Unternehmensnamen etc. in diesem Werk bedeutet nicht, dass diese frei durch jedermann benutzt werden dürfen. Die Berechtigung zur Benutzung unterliegt, auch ohne gesonderten Hinweis hierzu, den Regeln des Markenrechts. Die Rechte des jeweiligen Zeicheninhabers sind zu beachten.

Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag, noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen. Der Verlag bleibt im Hinblick auf geografische Zuordnungen und Gebietsbezeichnungen in veröffentlichten Karten und Institutionsadressen neutral.

Springer Vieweg ist ein Imprint der eingetragenen Gesellschaft Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH und ist ein Teil von Springer Nature.

Die Anschrift der Gesellschaft ist: Abraham-Lincoln-Str. 46, 65189 Wiesbaden, Germany

*“...Nessuno effetto é in natura senza ragione;
intendi la ragione e non ti bisogna sperienza...”*

Leonardo Da Vinci, Codice Atlantico

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates. Besonders herzlich bedanke ich mich auch bei Herrn Dr.-Ing. Michael Grill und Herrn Dipl.-Ing. Hubert Fußhoeller für die nette Unterstützung während des gesamten Projektes am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK).

Besten Dank natürlich auch an meinen Projektpartner Benjamin Kaal für die wertvolle Mitarbeit an diesem Projekt und an die Kollegen an den Motorenprüfständen, die mich mit ihrer Erfahrung immer sehr hilfsbereit unterstützt haben. Ich möchte hier nicht alle anderen Mitarbeiter des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) sowie des Forschungsinstitutes für Kraftfahrzeuge und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) vergessen, mit denen ich täglich so gut und harmonisch zusammenarbeiten konnte.

Nicht zuletzt möchte ich recht herzlich meiner Frau danken, die mich während dieser Zeit immer unterstützt hat und das sehr anstrengende tägliche Pendeln aus Darmstadt mitgetragen hat.

Massimiliano Sosio

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	VII
Abbildungsverzeichnis	XIII
Tabellenverzeichnis	XIX
Abkürzungsverzeichnis	XXI
Symbolverzeichnis	XXVII
Zusammenfassung.....	XXIX
Abstract	XXXI
1 Einleitung	1
2 Theoretische Grundlagen	5
2.1 Die Partikel	5
2.2 Die Bildung der Partikel	9
2.3 Die Stickstoffoxide	13
2.3.1 Die thermische Stickstoffmonoxid-Entstehung im Verbrennungsmotor (nach Zeldovich)	15
2.3.2 Die prompte Stickstoffmonoxid-Entstehung (nach Fenimore).....	20
2.3.3 Die Stickstoffdioxid-Entstehung	22
3 Stand der Technik	23
3.1 Emissionsmessung	23
3.2 Messgeräte zur NO _x -Messung	26
3.2.1 Der Chemilumineszenz-Detektor (CLD)	26
3.2.2 Der (Zirconium-)NO _x -Sensor (ZrO ₂ -Sensor).....	30

3.2.3	Das Fourier-Transformation-Infrarot-Spektroskop (FTIR-Spektroskop)	32
3.2.4	Der elektrochemische NO-Sensor	33
3.2.5	Der Nicht-Dispersive Infrarot-Analysator (NDIR-Analysator).....	34
3.2.6	Die Quantenkaskadenlasertechnik (QKL-Technik)	35
3.3	Messgeräte zur Partikel-Messung	36
3.3.1	Der fotoakustische Soot-Sensor (PASS)	38
3.3.2	Die elektrischen Mobilitätsspektrometer	41
3.3.3	Geräte auf Basis der Lichtabsorptionseigenschaft von Partikeln	43
3.3.4	Der Flammenionisationsdetektor (FID/ <i>fast</i> -FID).....	44
3.3.5	Real time PM Analyzer.....	47
3.4	Messgerät zur CO- und CO ₂ -Messung.....	48
4	Versuchsaufbau	51
4.1	Der Prüfling	51
4.2	Die Motorsteuerung	52
4.3	Die Sensorik.....	53
4.4	Die Messgeräte	55
5	Stationäre Emissionsmessung	57
5.1	Start-up der Messgeräte	57
5.1.1	Lage und Einschubform des Micro-Soot-Sensors.....	57
5.1.2	Analyse und Validierung des Ruß-Messverfahrens	60
5.2	Zylinderspezifische Auflösung des NO-Messverfahrens.....	63
5.3	Stationäre Parametervariationen	67
5.3.1	Variation der EKAS-Stellung	67
5.3.2	Variation der Saugrohrtemperatur (über Ladeluftkühler).....	70

5.3.3	Variation der Saugrohrtemperatur (über AGR-Kühler-Bypass)	72
5.3.4	Variation der Voreinspritzstrategie	74
5.3.5	Variation des Raildrucks	76
5.3.6	Variation des Ladedrucks (über VTG-Stellung)	79
5.3.7	Variation der Motorbetriebstemperatur über Kühlwasser- und Öl-Temperatur.....	81
5.3.8	Lambda-Variation über die Einspritzmenge	95
6	Instationäre Emissionsmessung	101
6.1	Potential der Messgeräte	102
6.2	Einfluss des Rampengradienten auf die instationären Emissionen.....	107
6.2.1	Analyse einer Außerorts-NEFZ-Rampe.....	108
6.2.2	Analyse einer WLTP-Rampe	114
6.3	Analyse thermischer Effekte auf die NO-Emissionen	117
6.3.1	Lastanhebung ab der Leerlauf-Drehzahl	117
6.3.2	Nulllast bei mittlerer Motordrehzahl.....	119
6.3.3	Lastanhebung und -absenkung ab der Leerlauf-Drehzahl im Kaltstart	124
6.3.4	Lastanhebung bei unterschiedlicher Motorbetriebstemperatur.....	129
7	Schlussfolgerung und Ausblick	133
8	Literaturverzeichnis	137

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Partikel: Anteile, Ursprung und Wichtigkeit	6
Abbildung 2.2:	Partikel: Anzahl-, Oberflächen- und Massenverteilung [1]	12
Abbildung 2.3:	Nucleation, accumulation and coarse modes [1].....	13
Abbildung 2.4:	Geschwindigkeitskoeffizient für die ersten Hinreaktionen des Zeldovich-Mechanismus [20]	18
Abbildung 2.5:	NO-Konzentration während der NO-Bildung bei jeweiligem Gleichgewichts- und kinetisch kontrolliertem Zustand [20]	19
Abbildung 3.1:	Bauschnitt eines CLD500 [64]	28
Abbildung 3.2:	Ozon-Generator [65].....	29
Abbildung 3.3:	Schema eines FTIR-Messgeräts [66]	32
Abbildung 3.4:	Absorptionswellenlängen einiger Spezies.....	35
Abbildung 3.5:	Schema einer „ <i>partial-flow</i> “ Konditioniereinheit [1]....	37
Abbildung 3.6:	MSS-Sensor, Signalwert-Berechnung [67].....	39
Abbildung 3.7:	Schema elektrischer Niederdruckimpaktor [1]	41
Abbildung 3.8	Bauprinzip des „DMS500“ [63]	42
Abbildung 3.9:	Bauprinzip eines konventionellen und <i>fast-FID</i> [68].....	45
Abbildung 3.10:	Schema „ <i>Real Time PM Analyzer</i> “ [69].....	47
Abbildung 3.11:	HC-Verlauf über der Entnahmeleitungsstemperatur [69].....	48
Abbildung 4.1:	Messstellenplan des OM 642	53
Abbildung 5.1:	Partikel-Konzentration nach Turbine und am Auslasskanal der Zylinder Nr. 2 und Nr. 5	58
Abbildung 5.2:	Partikel-Konzentration am Krümmer der 2. Zylinderbank und Auslasskanal der Zyl. Nr. 2 bzw. Nr. 5	59
Abbildung 5.3a:	Korrelation von Ruß-Konzentration und Filter-Smoke-Number	61

Abbildung 5.3b:	Korrelation von Ruß-Konzentration und Filter-Smoke-Number (Zoom des niedrigen Wertebereiches)	61
Abbildung 5.4:	Korrelation der Ruß-Konzentration, MSS zu Smokemeter	62
Abbildung 5.5:	NO-Konzentration am Auslasskanal des Zyl. Nr. 2/5....	64
Abbildung 5.6:	NO-Ausstoß am Auslasskanal der Zylinder 2 bzw. 5 in Abhängigkeit von der Krümmertemperatur $T_{3\text{Krüm}}$	65
Abbildung 5.7:	NO-Ausstoß am Auslasskanal der Zylinder 2 bzw. 5 in Abhängigkeit vom Maximaldruck der Zylinder 2 bzw. 5.....	65
Abbildung 5.8:	Brennverlaufanalyse der Zylinder 2 und 5 bei verschiedenen Lasten.....	66
Abbildung 5.9:	Drall-Variation. Betriebspunkt $n=1000\text{ min}^{-1}$, $p_{\text{me}} = 3\text{ bar}$, $\lambda = \text{konst.}$	69
Abbildung 5.10:	$T_{2\text{Saugrohr}}$ -Variation. 2000 min^{-1} , $p_{\text{me}} = 14\text{ bar}$, $H50 = \text{konst.}$	70
Abbildung 5.11:	ECB-Variation. 2000 min^{-1} , $p_{\text{me}} = 5\text{ bar}$, $\text{AGR} = 25..45\%$	73
Abbildung 5.12:	VE1/VE2-Variation. 1400 min^{-1} , $p_{\text{me}} = 3\text{ bar}$, $\text{AGR} = 43\%$	75
Abbildung 5.13:	Raildruck-Variation. 1000 min^{-1} , $p_{\text{me}} = 7\text{ bar}$, $H50 = \text{konst.}$	78
Abbildung 5.14:	Vergleich der Raildruck-Variation mit/ohne $H50$ -Korrektur.....	79
Abbildung 5.15:	Variation der VTG-Stellung. 1600 min^{-1} , $p_{\text{me}}=5\text{ bar}$, ohne AGR	80
Abbildung 5.16:	AD-Variation der HE-Einspritzung in Abhängigkeit von der am OT zwischen 760 und 900 K variierenden Füllungstemperatur [57].....	83
Abbildung 5.17:	NO in Abhängigkeit von der Zylinderwandtemperatur [60]	84

Abbildung 5.18:	Ruß- und Stickstoffmonoxid-Emission über Kühlwasser- und Öl-temperatur.....	85
Abbildung 5.19:	Kühlwasser- und Motoröltemperatur-Variation. 850 min ⁻¹ , p _{me} = 3 bar, AGR = konst.	87
Abbildung 5.20:	Kühlwasser- und Motoröltemperatur-Variation. 850 min ⁻¹ , p _{me} = 3 bar, ohne AGR	89
Abbildung 5.21:	NO-Emission über Kühlwasser- und Motoröltemperatur und Ruß(FSN)/NO-Schere.....	90
Abbildung 5.22:	Partikel-Emission über Kühlwasser- und Motoröltemperatur und Ruß(FSN)/NO-Schere.....	91
Abbildung 5.23:	Brenn-, Massenmitteltemperaturverlauf und Ruß/NO-Schere 850 min ⁻¹ , p _{me} = 3 bar, ohne AGR, T _{KWA} = 34 °C.....	91
Abbildung 5.24:	Brennverlauf. 1500 min ⁻¹ , p _{me} = 3 bar, AGR = 29 %, Kühlwassertemperaturvariation von 47 bis 97 °C [48].....	92
Abbildung 5.25:	NO- und HC-Emission über T _{KW} . 1500 min ⁻¹ , p _{me} = 3 bar, AGR = 28,6 % [48].....	93
Abbildung 5.26:	NO-Emissionen und BBHE über Saugrohrtemperatur. Kühlwassertemperaturvariation von 47 bis 97 °C: (a) 1440 min ⁻¹ , p _{me} = 5,5 bar, AGR = 17,4 %, (b) 2400 min ⁻¹ , p _{me} = 10 bar, AGR = 5,8 % [48].....	94
Abbildung 5.27:	λ-Kennfeld [-]	95
Abbildung 5.28:	NO-Kennfeld [ppm].....	95
Abbildung 5.29:	λ-Variation. 1000 min ⁻¹ , p _{me} = 11,5–15 bar, ohne AGR, T _{KW} /T _{MÖL} =konst.	97
Abbildung 5.30:	λ-Variation. 1000 min ⁻¹ , p _{me} = 11,5...15 bar (ohne AGR, T _{KW} /T _{MÖL} = k.). CO-, HC-, NO-Ausstoß über O ₂ -Gehalt und Ruß/NO-Schere.....	98
Abbildung 5.31:	Die drei Pseudo-Zonen des Modells nach Kaal: Heiße fette und magere verbrannte Zonen und kalte magere unverbrannte Zone [38].....	100

Abbildung 5.32:	NO-Ausstoß und mittlere Wandtemperatur über das globale Lambda [38]	100
Abbildung 6.1:	Motorstart nach der Schubphase. 1000 min ⁻¹ , p _{me} Variation von 0 bis 7 bar	103
Abbildung 6.2:	Motorstart nach der Schubphase. Vergleich Messung zu Simulation. 1000 min ⁻¹ , p _{me} Variation von 0 bis 7 bar	104
Abbildung 6.3:	Motorstart nach Schubphase, 1D-Simulation 1000 min ⁻¹ , p _{me} Variation von 0 bis 7 bar. Nur Zylinder 1 befeuert	104
Abbildung 6.4:	Motorstart nach Schubphase, 1D-Simulation, 1000 min ⁻¹ , p _{me} Variation von 0 bis 7 bar. Nur Zylinder 1 und 4 befeuert	105
Abbildung 6.5:	Motorstart nach einer Schubphase. NO- und HC-Verläufe	106
Abbildung 6.6:	Motorstart nach einer Schubphase, 1000 min ⁻¹ , Ruß-Verläufe	106
Abbildung 6.7:	1D-Modell der Motor-Getriebe-FZG-Kombination	108
Abbildung 6.8:	Motordrehmoment- und Motordrehzahlverlauf während des simulierten NEFZ-Zyklus.	109
Abbildung 6.9:	Änderung des Rampengradienten bei einer Lastanhebung	110
Abbildung 6.10:	NO- und Ruß-Verläufe zweier unterschiedlicher Lastgradienten	111
Abbildung 6.11:	Abhängigkeit der NO-Emission von Lambda und Ladedruck	112
Abbildung 6.12:	WLTPv4-Zyklus (farbig markiert die ausgewählte Rampe)	114
Abbildung 6.13:	WLTP-Rampe, von 850 auf 1900 min ⁻¹ , von 20 auf 275 Nm in 6, 9 und 12 Sekunden	115
Abbildung 6.14:	Effekt dreier Lastgradienten. Drehzahlrampe von 850 auf 1900 min ⁻¹ in 6, 9, 12 Sekunden	116

Abbildung 6.15:	Einfluss des Ladedruckaufbaus auf die NO-Emissionen.....	118
Abbildung 6.16:	Ladedruckaufbau, NO- und HC-Verläufe bei 850 min^{-1}	119
Abbildung 6.17:	Verlauf der NO-Emission, der Einspritzmenge und des Ladedrucks.....	119
Abbildung 6.18:	Vergleich des instationären und stationären NO-Ausstoßes über den Lastsprung.....	120
Abbildung 6.19:	Verlauf der NO-Emission über Lambda und Ladedruck	121
Abbildung 6.20:	Brenn- und Massenmitteltemperaturverläufe der stationären Messungen.....	122
Abbildung 6.22:	Drehzahl-, Drehmoment- und Raildruck-Verlauf sowie Stellungen	124
Abbildung 6.23:	Verlauf der NO-Emission über Lambda und Ladedruck	125
Abbildung 6.24:	NO-Verlauf über den Lastsprung (850 min^{-1} , von 7 auf 1 bar p_{me}).....	126
Abbildung 6.25:	Brennverläufe der instationären Betriebspunkte (unverzöglich nach der Lastabsenkung und am Ende der Messung) und des äquivalenten stationären Betriebspunktes.....	127
Abbildung 6.26:	NO-Ausstoß bei abfallender Last mit konst. Drehzahl und variierenden Rampensteigungen [40]....	128
Abbildung 6.27:	Batterieladung (grün), Phlegmatisierung (rot) und Rekuperation (schwarz) im WLTP-Zyklus (links), sowie Effizienzsteigerung durch Lastanhebung (rechts) [58].....	128
Abbildung 6.28:	Verlauf der NO-Emission über Lambda und Ladedruck	130
Abbildung 6.29:	NO-, Ruß- und HC-Verlauf über die Lastanhebung	131
Abbildung 6.30:	T0-Variation. HC-Verläufe nach dem Kaltstart und im folgenden Leerlaufbetrieb, sowie Ruß-Konzentration [55].....	132

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Koeffizienten und Exponenten der Arrhenius-Gleichung.....	16
Tabelle 4.1:	Kenngößen des Versuchsmotors.....	52
Tabelle 4.2:	Übersicht über die verwendete Messtechnik.....	55
Tabelle 5.1:	Motorbetriebstemperatur-Variation, CO- und HC- Emissionen.....	95

Abkürzungsverzeichnis

BeO	Berilliumoxid
C	Kohlenstoff
CH	Kohlenwasserstoff
CH ₂	Methylen
C ₂ H ₂	Acetylen
C ₃ H ₈	Propan
C ₄ H ₃	Cyclobutadien
C ₄ H ₅	Cyclobutenylium
C _x H _y	Kohlenwasserstoffe
CN	Cyanide
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
H	Atomarer Wasserstoff
H ₂	Wasserstoff
HC	Kohlenwasserstoff
HCN	Cyanwasserstoff (Blausäure)
HfO ₂	Hafniumdioxid
HO ₂	Dioxidanid
H ₂ O	Wasser
H ₂ SO ₃	Schwefelige Säure
H ₂ SO ₄	Schwefelsäure
HNO ₃	Salpetersäure
K _{i,R}	Geschwindigkeitskonstanten (Rückreaktionen)
K _{i,V}	Geschwindigkeitskonstanten (Hinreaktionen)
M	Stoßfaktor
MgO	Magnesiumoxid
N	Stickstoff
N ₂	Distickstoff
NCN	Cyanamid

NCO	Isocyanate
NH	Amine
NH ₃	Ammoniak
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO ₂ *	Stickstoffdioxid (elekt. angeregter Zustand)
NO ₃	Nitrat
NO _x	Stickstoffoxide
N ₂ O	Distickstoffmonoxid (Lachgas)
O ⁺	Atomarer Sauerstoff
O ₂	Sauerstoff
O ₃	Ozon
OH	Hydroxidion
S	Schwefel
Sc ₂ O ₃	Scandiumoxid
SO ₂	Schwefeldioxid
SO ₃	Schwefeltrioxid
ZrO ₂	Zirconiumdioxid
X _i	Aromaten
X _i ⁻	Aromaten (Radikal)
Y ₂ O ₃	Yttriumoxid (Yttria)
YSZ	Yttrium-dotiertes Zirkonium

A	Stoßzahl
ABHE	Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung
ABVE2	Ansteuerbeginn der zweiten Voreinspritzung
AG	Aktiengesellschaft
AGR	Abgasrückführung
AMA	Abgasmessanlage
AMHE	Ansteuermenge der Haupteinspritzung
APA	Automatisierter Asynchronprüfstand

ASAM	Association for Standardisation of Automation & Measuring
ASP	Arbeitsspiel
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
AVÖ	Auslassventil Öffnet
BD	Brenndauer
BSG	Belt Starter Generator
BVA	Brennverlaufsanalyse
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFR	Code of Federal Regulations
CHT	Controlled High Turbulence
CLD	Chemilumineszenz-Detektor
CR	Common Rail
CRT	Continuously Regeneration Technology
DMS	Differentieller Mobilitätsspektrometer
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DOHC	Double Over-Head Camshaft
D_p	Partikel-Durchmesser
DPD	Zylinderdruckgradient
DPF	Dieselpartikelfilter
DVA	Druckverlaufsanalyse
Ea	Aktivierungsenergie
ECB	Exhaust Gas Cooling Bypass
EDC	Electronic Diesel Control
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EKAS	Einlasskanalabschaltungssystem
eKAT	Elektrischer Katalysator
ELPI	Electrical Low Pressure Impactor
ETAS	Entwicklung von Embedded-Systemen
FID	Flammenionisationsdetektor
FKFS	Forschungsinstitut für Fahrzeugmaschinen und Kraftfahrwesen Stuttgart
FSN	Filter Smoke Number (Reflexionsgrad)
FTIR	Fourier-Transformation-Infrarot-Spektroskop

FZG	Fahrzeug
H05 o. H5	5 % Verbrennungsumsatzpunkt aus dem Heizgesetz
H10	10 % Verbrennungsumsatzpunkt aus dem Heizgesetz
H50	50 % Verbrennungsumsatzpunkt aus dem Heizgesetz
H90	90 % Verbrennungsumsatzpunkt aus dem Heizgesetz
HACA	Hydrogen-Abstraction C ₂ H ₂ -Addition
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HD-AGR	Hochdruck-Abgasrückführung
HE	Haupteinspritzung
HSA	Heiße Seite Außen
INCA	Integrated Calibration and Application Tool
IR	Infrared
IVK	Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
KRST	Kraftstoff
KW	Kurbelwinkel
LET	Low-End Torque
LII	Laserinduzierte Inkandeszenz
LSP	Lastsprung
Ltd	Limited
MDRM	Motordrehmoment
MDRZ	Motordrehzahl
MMM	Motor gemittelt
MS	Massenstrom
MSS	Micro-Soot-Sensor
ND-AGR	Niederdruck-Abgasrückführung
NDIR	Non-dispersive Infrared
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NE1	Erste Nacheinspritzung
NE2	Zweite Nacheinspritzung
OT	Oberer Totpunkt

PAK	Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe
PASS	Photo-Acoustic-Soot-Sensor
PC	Personal Computer
PEMS	Portable Emissions Measurement Systems
PKW	Personenkraftwagen
PM	Particulate Matter
PM0,1	Particulate Matter < 0,1 μm
PM2,5	Particulate Matter < 2,5 μm
PM10	Particulate Matter < 10 μm
PMD	Paramagnetischer Sauerstoff-Detektor
PME	Effektiver Mitteldruck
PMI	Indizierter Mitteldruck
PMR	Reibmitteldruck
PPM	Parts per Million
PUMA	Prüfstandsautomatisierung
QKL	Quantenkaskadenlaser
R	Universelle Gaskonstante
Rail _{pSe}	Raildruck
R _s	Reflexionszahl (sauberes Papier)
R _u	Reflexionszahl (unsauberes Papier)
S	PM-Oberfläche
SGR	Saugrohr
SMPS	Scanning Mobility Particle Sizers
SOC	State Of Charge
SOF	Soluble Organic Fraction
SUV	Sport Utility Vehicle
T	Temperatur
T63	63%ige-Ansprechzeit
T90	90%ige-Ansprechzeit
TKW	Kühlwassertemperatur
TKWA	Austrittskühlwassertemperatur
TÖL	Motoröltemperatur
TOELS	Sumpf-Motoröltemperatur

VD	Verbrennungsdauer
VE1	Erste Voreinspritzung
VE2	Zweite Voreinspritzung
VOF	Volatile Organic Fraction
VTG	Variable Turbine Geometry
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
ZF	Zündfolge
ZOT	Oberer Totpunkt Zündung

Symbolverzeichnis

Griechische Buchstaben

Δ_G	Delta-NO (im Gleichgewicht)
Δ_K	Delta-NO (in der Kinetik)
φ	Wellenphase der akustischen Welle
λ	Wellenlänge
λ	Verbrennungsluftverhältnis
Θ	Trübung
ν	Wellenfrequenz

Lateinische Buchstaben

A	Wellenamplitude
c	Lichtgeschwindigkeit
E	Energie
e	Exponentialfunktion
e^-	Elektron
f	Funktion
h	Planck-Konstante
k	Lichtabsorptionsmaßkoeffizient
L	Wellenlänge

U_m	Ausgangssignal der MSS-Messung
x_o	Reeller Anteil des MSS-Nullsignals
x_s	Reeller Anteil des gemessenen MSS-Signals
y_o	Imaginärer Anteil des MSS-Nullsignals
y_s	Imaginärer Anteil des gemessenen MSS-Nullsignals

Zusammenfassung

In diesem Projekt wurde die Abhängigkeit des Ruß-/NO-Rohemissionsausstoßes von der dynamisch variierenden Motorbetriebstemperatur während instationärer Last- und Drehzahl-Wechsel untersucht. Zu diesem Zweck wurden mittels hochschneller Messtechnik die transienten Stickstoffmonoxid- und Ruß-Rohemissionen eines turboaufgeladenen Serien-PKW Euro 5 Dieselmotors am Motorprüfstand vermessen. Für die instationäre Erfassung der NO-Emissionen wurde das *fast*-CLD Messgerät der Firma Cambustion Ltd eingesetzt. Dieses Messgerät ermöglicht, dank des extrem schnellen Ansprechverhaltens von ca. 4 ms, anders als die Standardmesstechnik, eine instationäre arbeitsspielaufgelöste Erfassung der NO-Emissionen. Während aller Messreihen wurde parallel ein Micro-Soot-Sensor der Firma AVL List GmbH verwendet, um die transienten rußhaltigen Emissionen erfassen zu können. Dieses ermöglichte ein besseres Verständnis der Korrelation zwischen den motorischen Zuständen und den Emissionsausstößen sowie eine Darstellung der Ruß-/NO-Trends. Die Messdaten wurden bei verschiedenen motorischen Randbedingungen, wie z.B. unterschiedlichen Drehzahl- und Last-Sprüngen, sowie bei für die Darstellung des Promotionsinhaltes notwendigen, gezielt ausgewählten stationären Betriebspunkten aufgenommen. Zusammen mit den Niederdruck- und Hochdruck-Indiziermessdaten ermöglicht dies eine Vielzahl von Berechnungen und Analysen zu den innermotorischen Vorgängen. Weiterhin konnte durch stationäre und instationäre Messungen mit sehr niedrigen globalen Verbrennungsluftverhältnissen das Verhalten der NO-Bildung für diesen Teilbereich untersucht werden.

Durch die beschriebenen Messungen konnte ein direkter Einfluss der Brennraumwandtemperaturen auf die Stickstoffmonoxidemissionen nachgewiesen werden. Des Weiteren können mit den Ergebnissen dieser Arbeit vorhandene 0D/1D-Emissionsmodelle so erweitert werden, dass der direkte Einfluss der Brennraumwandtemperatur auf die Rohemissionen abgebildet werden kann. Dies ist von besonderer Bedeutung, wenn im Rahmen der Hybridisierung eines Verbrennungsmotors dessen Phlegmatisierungsstrategien untersucht werden sollen, um dadurch einen günstigeren Emissionsausstoß zu ermöglichen.

Abstract

The diesel engine has achieved a high performance and efficiency level, thanks to the turbocharging systems and the development of modern and efficient injection and after-treatment systems. In Europe it even reached, up to 2017, similar sales numbers as the well-known gasoline variant, before they dropped to a much lower level, in consequence of the diesel-scandal and – in particular in Germany – in consequence of the Leipzig judgement on a possible diesel ban for diesel cars in German city centers [41, 42]. This still high share of diesel engines in passenger cars has led to an increasing relevance of its typical emissions, with growing attention to the effect of its various pollutants on health and quality of life among the population. A detailed and accurate knowledge and determination of the produced and emitted exhaust emissions has become a goal and a logical requirement for engineers and technicians worldwide.

In the last decades, stationary and transient measurement of emissions and their modelling became an upcoming interest inside the academic and scientific world. At first as a pure technical challenge for researchers, later on as a growing necessity, since legislators worldwide constantly decrease pollutant limits, and thus the technical development and improvement of the gasoline and diesel engine has been driven forward.

The description of steady-state exhaust emissions through mathematical and physical models was a first step, in parallel to the development of combustion models. The transient ones mainly differ to the static ones due to the higher difficulty of understanding all involved phenomena. The technical complexity of their measurement increases also with quickly varying exhaust gas concentrations. The measurement of such pollutant gradients still reaches some technical limits, especially for soot mass, and the resulting evaluation remains a complex issue. Engineers from all over the world are still struggling with these topics.

Technical solutions to the high inertia and low resolution of some exhaust gas measuring systems are the elimination of any possible filter, the reduction of the length of the sampling line and the minimization of the total volumes of the sample gas to be analyzed, and the measuring cell itself. With

this approach, some manufacturers have managed to drastically reduce the response time. For example, NO or NO₂ (nitrogen mono- and dioxide) and HC (hydrocarbons) can be measured with an excellent resolution lower than a single working cycle period: The T90 constant of the best NO and HC measurement systems is a few milliseconds. On the other hand, since sampling pipes, throttles and mess cells are size-minimized in such an extreme way, having diameters of the order of a tenth of a millimeter and volumes of few centiliters, the need for maintenance correspondingly increases in an exponential way. These boundary conditions lead to the need of continuously short engine test bench measurements with engine shutdowns and long breaks for new system cleaning and calibrations. This is extremely important in the case of measurements of raw emissions, especially if sampled from diesel engines using exhaust gas recirculation (EGR), which are particularly characterized by high soot emission levels.

Many research centres and universities recently started to tackle the transient emission measurement theme from a different point of view. With the help of different exhaust gas measurement systems (among them the nowadays fastest nitrogen oxide sampling system, the *Cambustion CLD500*), the aim of this work was to investigate the background of the inaccuracies of today's mathematical emission models (e.g. modelling their genesis, formation and development) and to improve the understanding of pollutant formation and evolution in transient. Through several instationary measurements between different operating points, especially with varying boundary conditions and at forced engine modes (e.g. at cold-start), it was intended to deepen the understanding of these different physical phenomena and their root causes.

For the nitrogen monoxide emissions, a fundamental dependence of the formation of these combustion products on the operating temperature is well known. The engine operating temperature development over time depends on engine load and speed gradient, which play a very important role for the emissions formation. Here the combustion chamber wall temperature is definitely the most important of all engine component temperatures, as it influences the mass average temperature of the air-fuel mixture, consequently the combustion temperature, and finally the origin of the raw emissions has a direct root cause. The inertia of the engine mass and thereby the significantly slower engine heating (or cooling) are aspects which are not yet accurately

represented in the current emission models. Using several temperature and low-pressure sensors in the inlet and exhaust manifold, high-pressure sensors inside all six combustion chambers and fast exhaust gas analyzers, in this work it was intended to research, on a 3L-V6 turbocharged pass-car diesel engine from the EU5 series production, the main physical mechanisms of its steady state and moreover transient raw emission output.

The understanding of emission formation during the transient should help to better comprehend and develop the potential of a phlegmatization strategy, with the possibility – e.g. short-term electrical support – to avoid unfavorable transient operating runs, so that a high exhaust output can be reduced. A typical example is the high NO_x output shortly after an engine load step or when, after an electric powered phase, restarting the diesel engine of a hybridized vehicle. In these phases – despite VTG minimization to reach optimal boost pressure as fast as possible – the required externally recirculated exhaust mass for NO_x reduction is not enough and the time changing exhaust emissions are directly influenced by the engine operating temperature.



1 Einleitung

Der Dieselmotor erlangte dank der Entwicklung moderner und effizienter Einspritz-, Auflade und Abgasnachbehandlungssysteme große Popularität und lag noch im Jahr 2017 bei den EU-Verkaufszahlen auf einem ähnlichen Niveau wie der Ottomotor. Im Jahr 2018 fiel die Nachfrage für Diesel-Fahrzeuge europaweit als Folge des Diesel-Skandals drastisch ab. Aufgrund der darauf folgenden beziehungsweise angedrohten Innenstadt-Fahrverbote sank in Deutschland der Verkauf von Diesel-PKW erstmals unter 20 Prozent der gesamten Neuzulassungen. Vor dem Hintergrund des beträchtlichen Marktanteils der Dieselmotoren und aufgrund der verbreiteten öffentlichen Diskussion über die Wirkung der unterschiedlichen Schadstoffe des Dieselmotors auf Gesundheit und Lebensqualität, sowie natürlich den beschriebenen Fahrverboten, ist die Reduktion der Deselemissionen von enormen öffentlichen Interesse. So wurde es weltweit zum Ziel von Ingenieuren und Technikern, detaillierte Kenntnisse über die ausgestoßenen Abgasemissionen zu erhalten und dazu Methoden zur genauen Messung und Bestimmung zu entwickeln.

Der durch die Öffentlichkeit aufgebaute Druck führte zu verstärkten Aufwendungen gegenüber den rein zur Einhaltung der gesetzlichen Abgasvorschriften notwendigen Maßnahmen. Parallel dazu führte der öffentliche Druck auch zu einer Verschärfung der Grenzwerte und der Einführung neuer Testzyklen und Testmethoden, welche allein mit Hilfe der bis dahin eingesetzten Test- und Entwicklungsmethoden nicht mehr erfüllbar sind.

Ein Ansatz dafür ist die Entwicklung von Verbrennungsmodellen und parallel die Abbildung der stationären Abgasemissionen mittels mathematischer und physikalischer Modelle. Das vollständige Verständnis aller im stationären und instationären Betrieb auftretenden Phänomene bedingt die Erstellung immer komplexer werdender Modelle. Im Speziellen bereitet hier die Messung der Abgaskonzentrationen mit teils sehr hohen Gradienten Probleme. Dies stößt auf technische Grenzen, und die Auswertung der dabei entstehenden Daten bedarf einigen Sachverstands und ist äußerst zeitintensiv.

Bedingung hierfür ist aber die Verfügbarkeit von schneller Abgasmesstechnik. Technische Verbesserungen der bis jetzt zu trägen und langsamen Abgasmessanlagen lassen sich durch Entfernen aller Filter, Reduzierung der

Länge der Entnahmeleitung, Minimierung des Volumens des entnommenen Messgases und Minimierung des Volumens der Messzelle erreichen. Durch diese Maßnahmen ist es einigen Herstellern gelungen, die Ansprechdauer drastisch zu reduzieren. So können beispielsweise Stickstoffmonoxide (NO) und Kohlenwasserstoffe (HC) aufgrund der T90 Zeit von wenigen Millisekunden zumindest bei nicht allzu hohen Motordrehzahlen mit einer guten Arbeitsspiel-Auflösung gemessen werden. Da aber so konzipierte Messaufbauten Entnahmeleitungen und Drosselungen mit einem Durchmesser im Bereich weniger Zehntelmillimeter haben, steigt der Wartungsbedarf stark an. Es ergibt sich die Notwendigkeit kürzerer Prüfstandfahrten mit regelmäßigen Motorstopps und neuer Messgerät-Kalibrierung. Dies ist besonders relevant für Rohemissionsmessungen AGR-applizierter Dieselmotoren, für die sehr hohe Rußausstöße charakteristisch sind.

Die in der Vergangenheit erstellten Modelle weisen, aufgrund der damals noch nicht verfügbaren schnellen Messtechnik zur Überprüfung, starke Unplausibilitäten auf. Mithilfe der heutzutage verfügbaren schnellen Abgasmesstechnik sollen in dieser Arbeit die Hintergründe der Ungenauigkeiten dieser mathematischen Modelle untersucht und korrigiert werden. Mit der modernen Messtechnik kann das Verständnis der physikalischen Prozesse und ihrer Ursachen vertieft und insbesondere das Verständnis der Schadstoffentstehung im Transienten verbessert werden.

Für die Stickstoffmonoxidemissionen ist die grundsätzliche starke Abhängigkeit der Entstehung dieses Verbrennungsproduktes von der Temperatur aus der Literatur bekannt. Die Gastemperatur wird unter anderem durch die die Brennraumwand bildenden Bauteile und deren Temperaturen beeinflusst. Der zeitliche Verlauf dieser Bauteiltemperaturen ist von den Gradienten der Last- und Drehzahlrampen abhängig und spielt somit eine wichtige Rolle.

Die Brennraumwandtemperaturen beeinflussen die Massenmitteltemperatur des Luft-Kraftstoff-Gemisches vor Brennbeginn und als Folge dessen die Verbrennungstemperatur und die Entstehung der Rohemissionen. Die Trägheit der Motormasse und die dadurch wesentlich langsamere Erwärmung oder Abkühlung des Motors sind Aspekte, die in den aktuellen Emissionsmodellen noch nicht ausreichend genau dargestellt werden. Mithilfe mehrerer Temperaturmessstellen und einer Hoch- und Niederdruckindizierung und den schnellen Abgasmessgeräten sollen in dieser Arbeit die wichtigsten physikalischen Mechanismen zur Emissionsentstehung im Transienten an einem

turboaufgeladenen PKW-Dieselmotor untersucht werden. Dies ermöglicht, das Potential einer Phlegmatisierungsstrategie, beispielsweise mithilfe einer kurzzeitigen elektrischen Unterstützung instationäre ungünstige Betriebspunkte zu vermeiden, besser beurteilen zu können. Damit könnte der Schadstoffausstoß gesenkt werden. Eine potentielle Anwendung ist die Reduzierung des hohen NO_x-Ausstoßes kurz nach einem Lastwechsel, wenn die extern rückgeführte Abgasmasse steuergeräteseitig üblicherweise unterbrochen wird, um einen möglichst schnellen Lastaufbau zu ermöglichen. Ähnlich könnte der Abgasausstoß beim Neustarten des Dieselmotors eines hybridisierten Fahrzeugs nach einer elektrisch betriebenen Phase durch den Neustart mit reduzierter Last, bei gleichzeitiger Unterstützung durch die E-Maschine, reduziert werden.



2 Theoretische Grundlagen

Der Dieselmotor weist auf der Emissionsseite, wegen seiner typischen inhomogenen Verbrennung, einen sehr hohen Partikel-Ausstoß und, wegen des mageren Betriebs und der trotzdem hohen lokalen Brennraumtemperaturen, einen inakzeptabel hohen Stickstoffoxid-Ausstoß auf. Natürlich finden sich neben diesen beiden auch weitere Schadstoffkomponenten in den Diesel-Abgasen. Die nächsten Kapitel werden sich hauptsächlich auf die Randbedingungen und Ursachen der Entstehung der PM- und NO_x-Emissionen fokussieren.

2.1 Die Partikel

Zur späteren besseren Beurteilung von Effekten und Einflüssen der Partikel-Zusammensetzung, -Form und -Masse ist es sinnvoll, die Partikel zu klassifizieren [1]. Insbesondere wird auf die Unterschiede zwischen den in der Literatur häufig missverständlich benutzten Begriffen wie Ruß und Partikel eingegangen. Die von einem Verbrennungsmotor ausgestoßenen Partikel sind grundsätzlich das Ergebnis eines Prozesses der Entstehung und der partialen Oxidation von organischen Agglomeraten. Außerdem ist der Ausstoß von Partikeln sehr stark zum Beispiel vom verwendeten Kraftstoff, von der Einspritzstrategie, von der AGR-Applikation und allgemein vom Motorbetriebspunkt abhängig.

Die Unterteilung erfolgt üblicherweise in die folgenden Klassen:

1. Lösliche flüchtige Partikel

- a) Partialverbrannte Moleküle des Motoröls
- b) Kraftstoffpartikel.

2. Unlösliche nicht flüchtige Partikel

- a) Rußhaltige Partikel
- b) Metallische und allgemeine anorganische Partikel

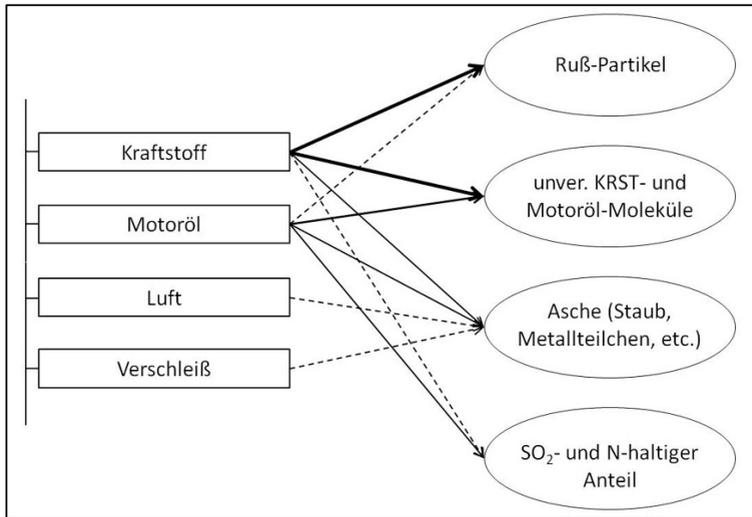


Abbildung 2.1: Partikel: Anteile, Ursprung und Wichtigkeit

1. Lösliche flüchtige Partikel

Unter diesem Oberbegriff findet man grundsätzlich Kohlenwasserstoffe. Diese sind in einen löslichen organischen Anteil (SOF, aus dem Englischen Soluble Organic Fraction), der sich in einem organischen Lösemittel löst, und in einen flüchtigen organischen Anteil (VOF, aus dem Englischen Volatile Organic Fraction), zum Beispiel durch Erhitzung gebildet, unterteilt. Die löslichen und flüchtigen Partikelteile lagern sich üblicherweise an die unlöslichen Partikel an. Die angelagerten Kohlenwasserstoffe können unverbrannter Kraftstoff oder partialverbrannte Moleküle des Motoröls sein.

a) Partialverbrannte Moleküle des Motoröls

Als Folge der Schmierung der sich im Kurbelgehäuse bewegenden Motorbauteile und wegen des Aufspritzens von Öl auf die Zylinderlaufbuchse baut sich ein Ölfilm auf. Die Kolbenringe und vor allem der unterste Ring, der Ölabbstreifer, welcher das Öl nach unten abstreift, können und dürfen aber das Öl nicht vollständig von der Zylinderwand entfernen. Durch Wandablösung während des Spülvorgangs und durch die im Brennraum entstehende Turbulenz wird das Öl von der Wand abgelöst und mit der Luft vermischt, kann so aber nur teilweise verbrennen. Der

hier gebildete Partikel-Typ bildet nach dem Ruß die zweitgrößte Fraktion. Sie ist aus Konstruktionsgründen variabel und nimmt mit der Laufleistung zu.

b) Kraftstoffpartikel

Diese sind Kraftstoffanteile, die wegen eines zu inhomogenen Gemisches und Sauerstoffmangels unvollständig verbrennen. Dieses Phänomen wird durch zu niedrige Zündtemperaturen und sehr stark magere Bereiche verstärkt. Dank der Qualität der neuartigen Einspritzsysteme ist dieser Anteil so weit verringert worden, dass er bei Verwendung eines Diesel-Oxidationskatalysators (DOC) nur noch eine untergeordnete Rolle spielt.

2. Unlösliche nicht flüchtige Partikel

a) Ruß

Entsteht aus der Verbrennung unter Sauerstoffmangel. Ruß ist definitionsgemäß reiner Kohlenstoff. Dieser wird jedoch als alleinstehendes Verbrennungsprodukt kaum im Brennraum zu finden sein. Am Ruß lagern sich umgehend andere Verbrennungsprodukte an. Dazu gehören die anderen unlöslichen Partikelbestandteile, sowie die Kohlenwasserstoffe.

b) Metallische und allgemeine anorganische Partikel

- **Metallteilchen**

Sie entsprechen dem Abrieb von metallischen Motorkomponenten, wie zum Beispiel den Kolbenringen, die sich mit anderen Metallbauteilen in permanenter relativer Bewegung befinden. Diese metallischen Partikel werden während des Ausstoßvorgangs mit dem Abgas vermischt und verbinden sich mit anderen Molekülen.

- **Staub**

Mit diesem Begriff werden anorganische und/oder organische Teilchen beschrieben, die in der Luft schweben und in der Saugphase vom Luftfilter nicht ausgefiltert werden können.

- **Asche**

Asche sind vollständig verbrannte Elemente des Kraftstoffs und des Öls. Diese entstehen unter anderem durch die dem Kraftstoff zur Verbesserung der Kraftstoffeigenschaften zugefügten Additive.

- **Schwefeloxidhaltiger Anteil**

Mit der Verwendung schwefelhaltiger Kraftstoffe bilden sich im Motor Schwefeloxide, die mit dem Abgaswasserdampf zusammen schwefelige Säure bzw. Schwefelsäure bilden können. Durch die externe Hochdruck- oder Niederdruck-Abgasrückführung (HD/ND-AGR) wird dieses Phänomen verstärkt, da die zur Brennkammer zurückgeführten Abgase durch einen AGR-Wasserkühler abgekühlt werden. Diese Temperaturreduktion bewirkt die Bildung von Schwefelsäure in wässrigerer Form bzw. schwefeliger Säure, die mit den im Brennraum parallel entstehenden Partikeln reagieren kann.



- **Nitrithaltiger Anteil**

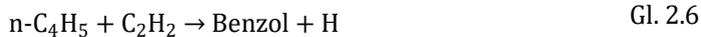
Unter den nitrithaltigen Partikeln ist die in einem signifikanten Prozentanteil im Abgaskondensat enthaltene Salpetersäure (HNO_3) zu nennen, die viele Metalle auflöst, sehr stark oxidierend wirkt, und die für Haut und die Atemwege sehr reizend ist.

Da in dieser Arbeit nur die Emissionsmessung rußhaltiger Partikel von Interesse ist, wird hier auf diese Partikel fokussiert, und es wird im Folgenden näher auf deren Entstehungs- und Wachstumsmechanismen eingegangen.

2.2 Die Bildung der Partikel

Partikel entstehen und wachsen zuerst im fetten Bereich der Flamme, wobei ihre Bildung durch einen Mangel an Sauerstoff und sehr hohe Brenntemperaturen begünstigt wird. Der Entstehungsmechanismus der Partikel ist sehr komplex und wird in der Literatur unterschiedlich dargestellt. Er lässt sich aber über alles betrachtet in vier Schritten darstellen [2]:

1. Kraftstoff-Pyrolyse und Entstehung der ersten aromatischen Moleküle (PAK)



Die Kraftstoff-Moleküle zerfallen und reagieren zu ringförmigen Strukturen, den PAK (polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe), welche aber auch teilweise schon von Beginn an im Kraftstoff vorhanden sind.

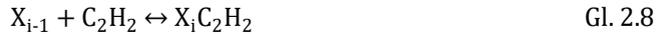
2. Wachstum der aromatischen Ringe

Die PAK-Moleküle wachsen allmählich über eine schrittweise Dehydrierung und anschließende Reaktion mit Acetylen-Molekülen (C_2H_2), die insbesondere in brennstoffreichen Flammenbereichen gebildet werden [3]. Dieser Mechanismus ist unter der Abkürzung HACA (aus dem Englischen Hydrogen Abstraction – C_2H_2 -Addition) bekannt und basiert auf der kontinuierlichen (und grundsätzlich reversiblen) Reaktion eines Aromaten (X_i) mit

einem Wasserstoffatom zu einem Aromaten-Radikal (X_i) und molekularem Wasserstoff [2, 3]:



Dieses Radikal-Molekül reagiert anschließend mit gasförmigem Acetylen und die Ausgangsreaktion kann wieder hervorgerufen werden:



Diese zweite Wachstumsphase definiert sich über den thermodynamischen Widerstand der reversiblen Reaktionen (Gl. 2.7 und Gl. 2.8) und die Kinetik der weiteren Produktreaktion, zum Beispiel mit einem anderen Acetylen-Molekül (Gl. 2.9). Gleichzeitig zum weiteren PAK-Wachstum kann eine partielle PAK-Oxidation stattfinden. Roth und von Gersum haben gezeigt, wie die PAK-Oxidation hauptsächlich in der allerersten Phase von O_2 - und OH-Molekülen wegen der schnell sinkenden O_2 -Konzentration in den H-reichen Zonen anzunehmen ist [4], [5]. Auch durch numerische Simulationen kann nachgewiesen werden, dass die Oxidation der Aromaten hauptsächlich eine starke Funktion dieser O_2 -Konzentration ist [2].

3. Wechseln der Moleküle zur soliden Phase

In dieser dritten Phase, die nicht immer einheitlich dargestellt wird, wachsen die ersten Partikel-Kerne [4]. Es ist aber allgemein akzeptiert, dass die Massezunahme der Partikel über die stetigen chemischen HACA-Reaktionen den Übergang von einem gasförmigen zu einem soliden Molekül bewirkt. Gleichzeitig wächst auch die Größe der ersten soliden Moleküle durch kollidierende Moleküle, die eine Größe von wenigen Nanometern besitzen, aber als Basis für die ausgestoßenen Partikel dienen. Mit fortschreitender Wasserstoffentnahme und durch Bildung weiterer HACA-Bindungen wird eine glo-

bale Oberflächenzunahme erreicht, deren Mechanismus eine chemische Ähnlichkeit mit dem PAK-Wachstumsmodell aufweist. Diese Phase ist über den als „Oberflächenalterung“ bekannten Mechanismus durch die Partikelgröße begrenzt. Die Wasserstoff-Konzentration und somit die Anzahl der HACA-Mechanismen reduziert sich.

4. Wachstum der Partikel

Durch weitere Kollisionen, die zu größeren Agglomeraten von bis zu ca. 100 nm führen, und durch die Bindung mehrerer Partikel erreichen die Partikel ihren Endzustand. Die entstandenen Partikel unterscheiden sich stark in ihrer Größe, Zusammensetzung und Form (zuerst sphärisch, dann kettenförmig). Die im Abgasstrang gemessene Partikel-Konzentration entspricht aber nicht der zwischenzeitig nach dem oben beschriebenen Mechanismus entstandenen. Grund für die teils auch starke Abweichung nach unten sind Nachoxidations-Prozesse. Diese finden nach dem Ablauf der Hauptverbrennung statt, sodass sich die ausgestoßenen Partikel im Endeffekt als Differenz zwischen Partikel-Bildung und Partikel-Nachoxidation auffassen lassen. Mittels laser-induzierter Inkandescenz (LII) kann dieses Phänomen messtechnisch erfasst werden, indem die Partikel durch einen Laserstrahl auf eine Verdampfungstemperatur von ca. 4000 K angeregt werden. Derart wird ein zum Kohlenstoffanteil der Partikel proportionales LII-Signal erzeugt. Das heißt, je höher die Lichtintensität der daraus entstehenden Flamme ist, desto höher ist die Kohlenstoff-Volumenkonzentration [6].

Im Dieselmotor, in welchem sich die Flamme in einer global mageren Umgebung ausbreitet, gibt es ausreichend Sauerstoff und sehr hohe Brennraumtemperaturen ($T > 1400$ K), sodass auch eine Nachverbrennung der Partikel stattfinden kann. Die Applikationsingenieure unterstützen die Nachoxidation mit einer ersten kurzen Nacheinspritzung (NE1) in der Expansionsphase, um die Brennraumgastemperatur noch zu erhöhen und die Partikelanzahl und -Masse zu reduzieren. Diese Einspritzung ist nur bedingt momentbildend und hat als natürlichen Nachteil eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs. Die deutlich später folgende zweite Nacheinspritzung (NE2) dient zur zyklischen Regeneration des Partikelfilters (DPF, aus dem Englischen Diesel Particulate Filter) unter Mithilfe eines Diesel Oxidationskatalysators (DOC, aus dem Englischen Diesel Oxidation Catalyst), der durch Umsetzung der Kohlenwasserstoffe eine Temperaturerhöhung des Abgases über die Rußzündungstemperatur hervorruft.

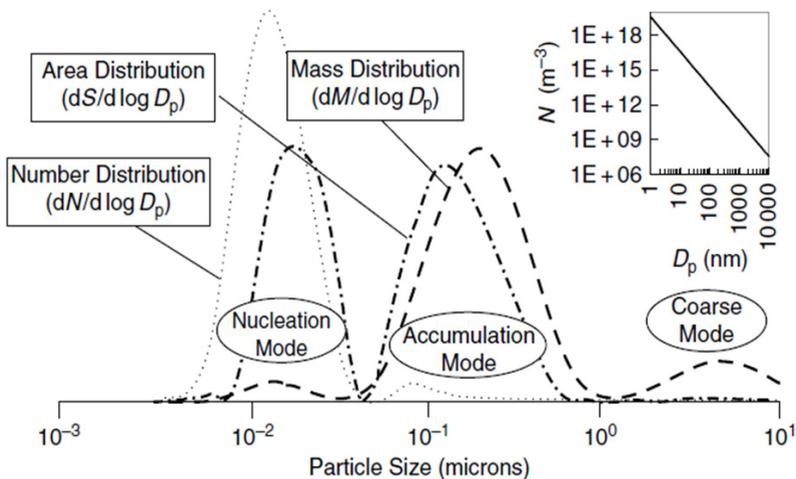


Abbildung 2.2: Partikel: Anzahl-, Oberflächen- und Massenverteilung [1]

Um eine korrekte schnelle Messung der Partikel darstellen zu können, ist es notwendig, die Vorgänge noch detaillierter zu betrachten. Die Partikel werden zusätzlich über die Anzahl-, Oberflächen- und Massen-Normalverteilungen klassifiziert. Diese entsprechen drei unterschiedlichen Gruppen: Nucleation Mode (Anzahlnormalverteilung), Accumulation Mode (Oberflächennormalverteilung) und Coarse Mode (Massennormalverteilung). Mit diesen englischen Begriffen werden die Partikel mit deren Partikelzuständen beschrieben (siehe Abbildung 2.2 und Abbildung 2.3). Mit dem Accumulation Mode wird tatsächlich die Massenverteilung getroffen, und aus diesem Grund ergibt dieser in der Regel eine gute Abschätzung der ausgestoßenen Partikel, wenn sie in Massenprozent betrachtet werden. Dies entspricht aber natürlich nicht der Gesamtanzahl der Partikel. Weitere Informationen lassen sich im Nucleation Mode finden, der auch Anhaltspunkte gibt, wie die Abgase entstanden sind und wie sie später behandelt wurden. Es gibt beispielsweise in der Literatur mehrere Analysen, die zeigen, wie die Anzahl dieser Partikel durch die ständigen DPF-Regenerationen auf ein Vielfaches erhöht werden [1, 25].

Die Klassifizierungsdefinitionen PM_{2,5} und PM₁₀, die bei der Betrachtung von Feinstaubbelastungen in städtischen Zonen aufgeführt werden, wären laut Abbildung 2.2 als Coarse Mode einzuordnen. Die Bedeutung dieses

Modes ist jedoch differenziert zu betrachten, da die damit beschriebenen Partikelgrößen aufgrund der körpereigenen Abwehrmechanismen im äußeren Bereich des Atmungsapparates zurückgehalten werden können. In Verbindung mit der geringen Partikelanzahl kann von einem weniger relevanten gesundheitlichen Gefährdungspotential ausgegangen werden. Anders bei Partikelgrößen kleiner $PM_{0,1}$, die im Nucleation Mode einzuordnen sind. Diese in hoher Anzahl und kleiner Partikelgröße auftretenden Partikel werden als stark gefährdend für die menschliche Gesundheit eingeschätzt. Kritisch sind hierbei die schlecht absehbaren langfristigen Folgen. [7], [8], [9], [10], [11], [23], [24].

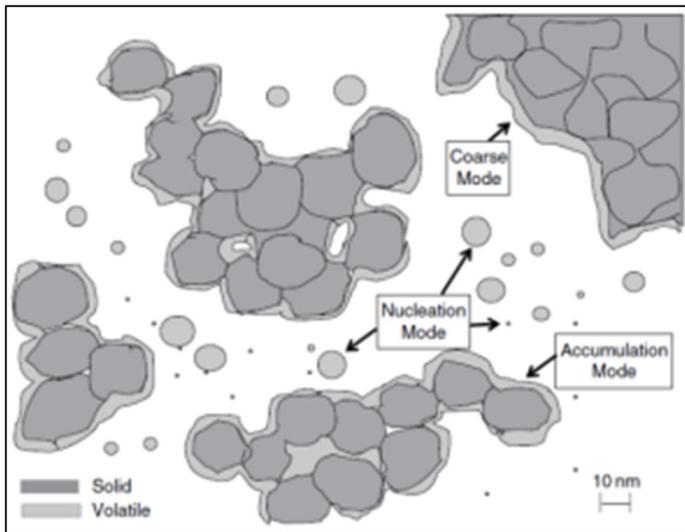
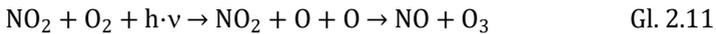


Abbildung 2.3: Nucleation, accumulation and coarse modes [1]

2.3 Die Stickstoffoxide

Die Stickstoffoxide (NO_x) lassen sich in drei Hauptgruppen zusammenfassen. Diese sind das Stickstoffmonoxid (NO), das Stickstoffdioxid (NO_2) und die anderen Stickstoffoxide (wie zum Beispiel N_2O), wobei letztere Gruppe eine kleinere prozentuale Minorität darstellt und hier nicht weiter betrachtet

wird. In der Entstehung wird zunächst NO gebildet, das aber nicht stabil ist und deshalb mit der Zeit zu NO₂ weiterreagiert. Der Verlauf dieses Prozesses ist abhängig von der Zeit, der Temperatur und dem Sauerstoffgehalt. Beide Stoffe, besonders NO₂, sind toxisch und zusätzlich mitbeteiligt an der Smogbildung (Sommersmog), wobei es zu einer photochemischen Bildung von Ozon in der unteren Atmosphärenschicht (Troposphäre) kommt. Die Bildung des giftigen und starken Atemwiderstand erzeugenden Ozons in der Troposphäre erfolgt über die folgenden Reaktionen:



Weiterhin sind die Stickstoffoxide für den Ozonabbau in der Stratosphäre mitverantwortlich, der dort zu einem starken Mangel an Ozon führt, der als Ozonloch bezeichnet wird. Dominant sind hier aber die FCKW als ursächlich anzusehen [43].

Für die Stickstoffoxid-Bildung sind vier Prozesse relevant:

1. die **thermische** NO-Entstehung (Im Verbrennungsmotor beschrieben über den Zeldovich-Mechanismus),
2. die **prompte** NO-Entstehung über den Fenimore-Mechanismus,
3. die NO-Entstehung über **Distickstoffoxid**,
4. die NO-Entstehung über die Konversion von **Brennstoff-Stickstoff**.

Die ersten beiden sind die relevantesten Prozesse und aus diesem Grund werden nur sie in den nächsten Abschnitten ausführlich betrachtet. Der über N₂O erzeugte Anteil an NO ist bei PKW-Dieselmotoren ein marginaler Prozentsatz und eher typisch für stationäre Gasturbinenverbrennung [6]. Zwar gewinnt dieser Prozess wegen des besonderen HCCI-Betriebs und der wachsenden Spitzendrücke bei heutigen Dieselmotoren eine steigende Bedeutung, jedoch ist der maximale Druck im HCCI Brennverfahren grundsätzlich zu

niedrig für die NO_x -Entstehung über das Lachgas. Weiterhin wird N_2O bei Temperaturen über 1200 °C sehr schnell wieder abgebaut [12]. Aus diesen Gründen sind – trotz der niedrigen benötigten Aktivierungsenergie und des bevorzugten mageren Betriebs – die über:



erzeugten Stickstoffmonoxide vernachlässigbar.

Die Konversion von Brennstoff-Stickstoff zu NO ist wegen der Natur des verwendeten Diesel-Kraftstoffs ein weiterer vernachlässigbarer Prozess, so dass dieser Vorgang hier nicht von Interesse ist. Stickstoff ist nur in einem nachkommastelligen Prozentsatz in kommerziellem handelsüblichem Diesel-Kraftstoff enthalten, und das Brennstoff- NO erreicht, bezogen auf die gesamten NO_x -Emissionen, nur ein vernachlässigbares Niveau ($< 1\%$). (Kohle kann geringe N_2 -Anteile enthalten) [13, 14].

2.3.1 Die thermische Stickstoffmonoxid-Entstehung im Verbrennungsmotor (nach Zeldovich)

Zeldovich postulierte im Jahr 1946 erstmals einen thermischen NO -Mechanismus, welcher 1970 von Lavoie et al. zum erweiterten Zeldovich-Mechanismus ergänzt wurde [15, 16]. Er basiert grundlegend auf den Reaktionen:



Deren Geschwindigkeitskonstanten ($k_{i,n}$) werden mittels der folgenden Gleichungen nach Arrhenius berechnet:

$$\underset{\leftrightarrow}{k_{i,n}} = A \cdot T^b \cdot e^{\frac{-E_a}{R \cdot T}} \quad \text{Gl. 2.18}$$

Tabelle 2.1: Koeffizienten und Exponenten der Arrhenius-Gleichung

	Einheit	Symbol
Geschwindigkeitskonstante	$\text{m}^3/(\text{kmol} \cdot \text{s})$	k
Stoßzahl	$\text{cm}^3/(\text{mol} \cdot \text{s})$	A
Temperaturbeiwert	-	b
Aktivierungsenergie	kcal/kmol	Ea
Universelle Gaskonstante	kJ/kmol	R
Temperatur	K	T

Die NO- sowie die N-Bildungsrate werden zusammen mit den oben genannten Reaktionsgleichungen 3.15–3.17 so beschrieben:

$$\frac{d[NO]}{dt} \rightarrow k_{1,V} \cdot [O][N_2] + k_{2,V} \cdot [N][O_2] + k_{3,V} \cdot [N][OH] - k_{1,R} \cdot [NO][N] - k_{2,R} \cdot [NO][O] - k_{3,R} \cdot [NO][H] \quad \text{Gl. 2.19}$$

$$\frac{d[N]}{dt} \rightarrow k_{1,V} \cdot [O][N_2] - k_{2,V} \cdot [N][O_2] - k_{3,V} \cdot [N][OH] - k_{1,R} \cdot [NO][N] + k_{2,R} \cdot [NO][O] + k_{3,R} \cdot [NO][H] \quad \text{Gl. 2.20}$$

Für den Gesamtumsatz wird die NO-Konzentration bei der entsprechenden Temperatur ausschlaggebend. In der Literatur wurden unterschiedliche Geschwindigkeitskoeffizienten für die Hinreaktionen des Zeldovich-Mechanismus definiert. Als Beispiel werden hier die k_i -Geschwindigkeitskoeffizienten nach GRI-MECH 3.0 (2000) genannt:

$$k_{1,V} = 5,44 \cdot 10^{13} \cdot T^{0,1} \exp[-38020/T] \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s}) \quad \text{Gl. 2.21}$$

$$k_{2,V} = 9,0 \cdot 10^9 \cdot T \exp[-3280/T] \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s}) \quad \text{Gl. 2.22}$$

$$k_{3,V} = 3,36 \cdot 10^{13} \exp[-195/T] \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s}) \quad \text{Gl. 2.23}$$

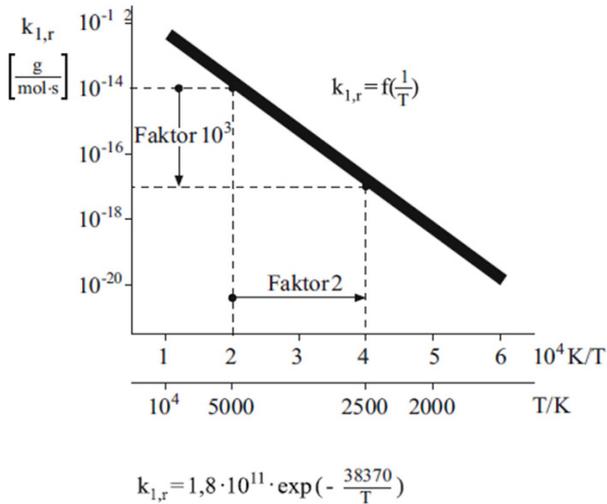


Abbildung 2.4: Geschwindigkeitskoeffizient für die ersten Hinreaktionen des Zeldovich-Mechanismus [20]

Aus diesen ist ableitbar, dass Gl. 2.21 die langsamste und somit die geschwindigkeitsbestimmende Reaktion bezeichnet. Das N_2 -Molekül ist energetisch sehr stabil, und es bedarf einer höheren Aktivierungsenergie bzw. einer minimale Gastemperatur von ca. 2000–2300 K, um die Bindung der Stickstoff-Moleküle zu trennen [17, 18]. Über diese verfügt eine vorge-mischte Dieselverbrennung, in der – zusätzlich – der notwendige atomare Sauerstoff (O^+) reichlich vorhanden ist, um die Spaltung der N_2 -Moleküle zu unterstützen. Letztere ist eine sehr wichtige Voraussetzung, da die NO-Entstehung andernfalls schwer stattfinden könnte [19, 20]. Außerdem begünstigt ein langer Aufenthalt bei den oben genannten Temperaturen und in O^+ -haltigen heißen Gemisch-Zonen die NO-Entstehung.

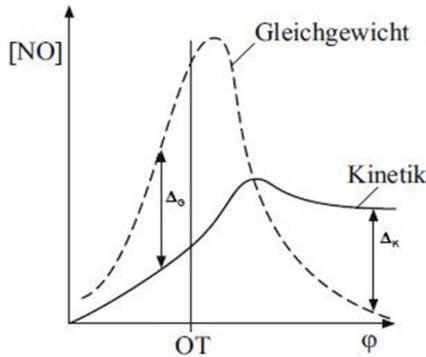


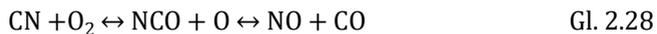
Abbildung 2.5: NO-Konzentration während der NO-Bildung bei jeweiligem Gleichgewichts- und kinetisch kontrolliertem Zustand [20]

Im Gegensatz dazu hat der deutliche Temperaturabfall in der Expansionsphase ein schnelles Einstellen dieser Reaktionen zur Folge. Da der erste Geschwindigkeitskoeffizient – $k_{1,R} = f(T^{-1})$ – eine Funktion der Temperatur ist, würde eine Absenkung der Verbrennungstemperatur um die Hälfte eine niedrigere thermische NO-Bildung um einen Faktor von ca. 10^3 bedeuten. Mit diesen geschwindigkeitsrelevanten Faktoren ist so die (chemische) Reaktionskinetik Größenordnungen langsamer als die physikalischen im Brennraum turbulent herrschenden Strömungen, sodass ein chemischer Gleichgewichtszustand nicht möglich wird. Wenn aber in der ersten Verbrennungsphase deutlich weniger NO (Δ_G) als theoretisch angenommen (Abbildung 2.5) produziert wird, wird während der Expansionsphase der schnelle Temperaturablauf die Reaktionskinetik drastisch abbremst (Δ_K), sodass die entstandenen NO-Moleküle nicht wieder über eine Reduktionsreaktion umgewandelt werden (Freezing). Wie mit den oben beschriebenen Verläufen erläutert wurde, ist eine Reduktion der Produkte einerseits über die Minimierung des Sauerstoff- oder Stickstoffgehalts, andererseits mittels einer Absenkung der Betriebstemperatur möglich. Wie Röpke et al. dargestellt haben, kann das Erhöhen des Anteils an Stickstoff, Wasser oder Kohlenstoffdioxid ausschlaggebend sein [20]. Unter einer Grenze von ca. 15 % ist eine weitere N_2 -Reduzierung nicht mehr zielführend, da dort praktisch keine Stickstoffoxide mehr gebildet werden. Eine Reduzierung des N_2 -Anteils der vom Motor angesaugten Luft ist nur rein theoretisch zu betrachten, da eine Absenkung dieser Luftkomponente, die einen proportionalen Einfluss auf die NO-

Emission hat, in der Realität schwer praktikabel ist. Ein Beispiel hierfür ist die wichtigste innermotorische Maßnahme zur NO_x -Minderung, die Abgasrückführung, die zu einer starken Sauerstoff-Abnahme und einer deutlichen Senkung der Verbrennungstemperatur führt, aber keine signifikante Wirkung auf den N_2 -Gehalt hat.

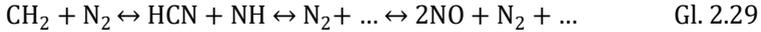
2.3.2 Die prompte Stickstoffmonoxid-Entstehung (nach Fenimore)

Den Entstehungsmechanismus des prompten NO hat C. Fenimore im Jahr 1979 vorgestellt. Er beruht auf der Funktion der HC_x -Radikale, die in mehrfacher Weise – zum Beispiel mit N_2 zu HCN – reagieren können, und anschließend weiter zu NO reagieren können. Die folgende Übersicht beschreibt den Vorgang:

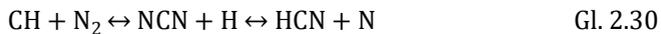


Verschiedene Produkte der Kraftstoffverbrennung sind Quellen der Prompt NO_x -Bildung – sicher ist die Funktion des Ethin C_2H_2 – über die Weiter-

bildung zu CH-Radikalen (durch die Reaktionen 2.24-2.25). Die Produkte dieser Reaktionen führen über:



zur Entstehung von Cyaniden und Aminen. Die Schritte zwischen der Bildung von Blausäure (HCN) und den weiteren Reaktionen bis zu den Stickstoffmonoxiden sind heutzutage allerdings immer noch nicht vollständig verstanden, und ihre Präsenz ist nur in kraftstoffreichen Flammenfrontbereichen relevant. Studien haben gezeigt, dass es in den fetten Bereichen der Verbrennung eine Korrespondenz zwischen der vergleichbaren Wahrscheinlichkeitsdichte der (prompt) $\text{NO}_{(x,\text{max})}$ - und der CH_{max} -Verteilung gibt, die zu einer Korrelation zwischen NO_x -Entstehung und CH-Verteilung führt [20]. Diese Randbedingungen, zusammen mit der Tatsache, dass die prompte NO-Bildung wegen der niedrigeren Aktivierungsenergie schon ab einer relativ niedrigen Gastemperatur von 1000 K abläuft, führen dazu, dass die NO-Entstehung nach Fenimore in den fetten und kühleren Bereichen des Verbrennungsgases einen bedingt relevanten Anteil hat. Der Anteil der Fenimore-NO im PKW-Dieselmotorabgas liegt deutlich unter 10 % der gesamten NO [20],[21], [22]. Dieser Prozentsatz steigt grundsätzlich mit sinkendem Lambda und sinkt dann nach einem Maximum wegen des fehlenden Sauerstoffgehalts ab. In neueren Arbeiten wurden weitere Mechanismen zur Beschreibung der prompten NO-Bildung dargestellt. Ciu et al. im Jahr 1999, Sutton et al. im Jahr 2008 und Moskaleva et al. im Jahr 2000 haben die Wichtigkeit der Rolle des NCN-Zwischenproduktes auch mittels experimenteller Analysen untersucht, beispielsweise über:



Ihre Ergebnisse sind mit Anwendung dieses NCN-Pfades besser erklärbar [20].

2.3.3 Die Stickstoffdioxid-Entstehung

Die Stickstoffdioxide bilden nur einen kleinen Prozentsatz der gesamten NO_x , aber durch die neuen in den letzten Jahren entwickelten Brennverfahren – mit hohen AGR-Prozenten, mit sehr mageren Bedingungen, oder die HCCI-Brennverfahren – haben diese Verbrennungsprodukte an Relevanz gewonnen. Sie spielen auch wegen der neuen Abgasnachbehandlungsstrategien (CRT-Effekt) noch eine zusätzliche Rolle. Miller und Bowman haben im Jahr 1989 ausführlich die Hauptreaktionen der NO_2 -Weiterbildung (aus NO) beschrieben [20]:



Wegen der oben genannten niedrigeren Temperaturen magerer und langsamer Brennverfahren können die NO_2 -Werte deutlich steigen. Amnéus et al. haben im Jahr 2005 dargestellt, wie die Rückreaktionen der 2.31–2.33 durch eine niedrige Strömungsturbulenz zusätzlich verlangsamt werden können [12].



3 Stand der Technik

Das folgende Kapitel gibt einen Überblick über den aktuellen Stand der Technik. Da eine umfassende Behandlung sämtlicher bereits getätigter Forschungen im thematischen Umfeld dieser Arbeit niemals vollständig sein kann, findet im Folgenden eine Konzentration auf die aus Sicht des Autors relevanten Themenfelder und Schriften statt.

Dabei erfolgt zunächst eine Beschreibung des aktuellen Standes der Emissionsmesstechnik mit Fokus auf die für die Stickstoffoxid- und Partikelmessung relevanten Messgeräte.

3.1 Emissionsmessung

Über viele Jahrzehnte war der Fokus der Motorenentwicklung klar auf Leistungserhöhung ausgerichtet. Emissionsbetrachtungen waren eher hinderlich bzw. aufgrund der noch niedrigeren gesetzlichen Grenzwerte leicht und unkompliziert erfüllbar.

Dies änderte sich jedoch in den Siebzigerjahren, als mit der Ölkrise neue Aspekte mit in die Motorenentwicklung einfließen mussten. Diese waren zu Beginn klar quantitativ verbrauchsorientiert und im Folgenden auch fokussiert auf eine qualitative Emissionsverbesserung. So wurde im Jahr 1977 neben den schon bestehenden Grenzwerten für HC- und CO-Emissionen ein zusätzlicher Grenzwert für die Stickstoffoxidemissionen eingeführt.

Zu dieser Zeit kam es, im Wesentlichen geführt durch das Californian Air Research Board (CARB), zu einer Verschärfung der Emissionsgrenzwerte. Ursache der Vorreiterrolle waren klar die klimatisch ungünstigen Bedingungen in Kalifornien. Im Zuge dessen wuchs auch die Bedeutung der europäischen Kommission mit den auch hier sich stetig verschärfenden Grenzwerten. Parallel zu den immer strenger werden Abgasgesetzgebungen ab 1996, von der Euro1-Verordnung bis zur heutigen Euro6d-TEMP, war es auch notwendig, immer genauere Messgeräte zu entwickeln, in den letzten

Jahren verstärkt auch solche, die nicht nur stationär, sondern auch instationär Abgase analysieren können.

Die langjährige Kritik daran, dass die Ergebnisse der Abgastests fern vom Betrieb im Alltag seien, führte aktuell zu einer zusätzlichen Testprozedur der Emissionen unter realen Bedingungen, den sogenannten Real Driving Emissions (RDE). Hierbei sind schnelle Analysatoren und Gesamtsysteme unbedingte Voraussetzung. So auch in den für die RDE Messungen eingesetzten Geräten. Diese werden als Portable Emission Measurement Systems, kurz PEMS, bezeichnet und ermöglichen eine transiente On-Board-Messung. Sie wurden Anfang der 2000er Jahre in den USA entwickelt und kamen in den letzten Jahren auch in Europa zur Anwendung. Seit 2017 ist die Emissionsmessung im RDE in Europa gesetzlich vorgeschrieben. In einer ersten Phase sind hier Verschlechterungsfaktoren von 2,1 bis Januar 2020 und danach 1,5 für Neufahrzeuge vorgesehen.

Die derzeit übliche Vorgehensweise zur Reduzierung der Dieselmotorabgase ist eine Reihe innermotorischer Maßnahmen, und hier im Speziellen die Brennverfahrensentwicklung.

Des Weiteren ist natürlich die mehrstufige Abgasnachbehandlung über den NO_x -Speicher-katalysator (DeNO_x), über die selektive katalytische Reduktion (SCR), über den Diesel Oxidations Katalysator (DOC) sowie über den Diesel Partikel Filter (DPF) anzuführen. Insbesondere bewirken die Abgasnachbehandlungsmaßnahmen einerseits einen höheren Verbrauch und einen höheren Anschaffungspreis des Wagens, andererseits können sie die NO_x - und PM-Emissionen drastisch reduzieren.

In Bezug auf die Brennverfahrensentwicklung findet eine Dynamisierung der bisher eher auf empirischer Basis mit teilweiser physikalischer Grundlage beruhenden Modelle statt.

So können auch instationäre Vorgänge vorhergesagt oder simuliert werden. Die größte Schwierigkeit, ein instationäres Emissionsmodell abzubilden, ist zunächst die Notwendigkeit einer guten Messdatenbasis. Messgeräte mit einem diskreten Messverfahren wie der Smokemeter, der das Trübungsprinzip verwendet, können mehr oder weniger nur den Partikel-Ausstoß bei stationären Betriebspunkten erfassen. Aus diesem Grund sind auch für die Entwicklung der instationären Modelle kontinuierlich arbeitende Messgeräte

mit kürzesten T90 Zeiten notwendig. Die Modelle werden umso besser abgebildet, je schneller die Emissionen gemessen werden können.

Die Aufwendungen der Automobilindustrie in den letzten Jahrzehnten haben es ermöglicht, effiziente Maßnahmen zu treffen, um unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxide quasi hundertprozentig zu eliminieren bzw. umsetzen zu können. Ein Beispiel dafür ist die Entwicklung des elektrischen Katalysators (eKAT) vor wenigen Jahren. Dieses Bauteil wird motornah vor die anderen Dieselmotor-Abgasnachbehandlungssysteme gesetzt und in den ersten Sekunden nach dem Motorstart verwendet. Hiermit kann durch die Oxidation der Restkohlenwasserstoffe schnell eine Erhöhung der Abgastemperatur bewirkt, und somit frühzeitig die Light-Off-Betriebstemperatur (50 % Umsetzungsgrad) erreicht werden. Ist anschließend die DOC-Betriebstemperatur erreicht, können über 90 % der HC- und CO-Emissionen umgesetzt werden und der eKat kann abgeschaltet werden. Da die Emissionen der ersten Sekunden des Tests über das Bestehen des Abgastests entscheiden und Maßnahmen wie der eKat hier besonders gut unterstützen, konnten die HC und CO Emissionen in einen unterkritischen Bereich gebracht werden.

Die Anstrengungen der Automobilbranche fokussieren sich verstärkt auf die noch verbleibenden NO_x - und Partikel-Emissionen. Die Minderung des Emissionsniveaus dieser Komponenten gestaltet sich jedoch sehr komplex.

Ein Beispiel für die Komplexität stellt hier die vielfach zitierte Ruß- NO_x -Schere, auch als Ruß- NO_x Trade-Off bekannt, dar. Näherungsweise führen alle Maßnahmen zur Reduzierung der Partikelemissionen zu einer Erhöhung der NO_x Emissionen, und umgekehrt.

Weiterhin ist für die Partikel der Trade-Off zwischen der Partikel-Masse und der Partikel-Anzahl besonders problematisch. Die letzten Forschungen haben gezeigt, wie die aktuelle Hauptmaßnahme zur Reduktion des Partikelmassenausstoßes durch den Einsatz eines DPF zu einer gleichzeitigen unerwünschten Erhöhung der Anzahl feiner ($\text{PM}_{2,5}$) und ultrafeiner ($\text{PM}_{0,1}$) Partikel führt [25]. Die im Filter stattfindende Oxidation der größeren Partikel führt zu einer Erzeugung zusätzlicher kleiner Partikel. Dies reduziert zwar die gesamte emittierte Partikelmasse teilweise, aber nicht vollständig, da der Partikelfilter eine schlechte Filterwirkung für Partikel kleiner $\text{PM}_{2,5}$ hat. Es gibt somit natürlich noch immer den positiven Beitrag zur Gesamtpartikelreduktion über die Reduzierung der PM_{10} , aber andererseits gibt es leider

den negativen Aspekt der erzeugten PM_{2,5} und PM_{0,1} Emissionen, die als wesentlich gesundheitsschädlicher angesehen werden. [10], [23], [24], [25].

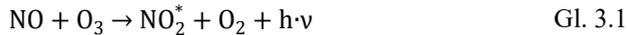
3.2 Messgeräte zur NO_x-Messung

Für die Messung der Stickstoffoxid-Emissionen im Abgastest ist der Chemilumineszenz-Detektor (CLD) als Messgerät vorgeschrieben. Es werden aber in Abhängigkeit vom jeweiligen Ziel und dem Erfordernis bzw. den Ansprüchen und Anwendungen auch andere Messgeräte verwendet. Im Folgenden werden nun die sechs wichtigsten und relevantesten Messgeräte und deren Messverfahren dargestellt. Das sind:

- der Chemilumineszenz-Detektor (CLD),
- der (Zirconium-)NO_x-Sensor (ZrO₂-Sensor),
- der Fourier-Transformation-Infrarot-Spektroskop (FTIR-Spektroskop),
- der elektrochemische NO-Sensor,
- der nicht-dispersive Infrarot-Analysator (NDIR-Analysator),
- die Quantenkaskadenlaser-Technik (QKL-Technik).

3.2.1 Der Chemilumineszenz-Detektor (CLD)

Dieser im Projekt eingesetzte Detektor nutzt die Eigenschaft des Stickstoffmonoxids (NO), mit Ozon (O₃) zu reagieren. Die Produkte dieser chemisch exothermen Reaktion sind Sauerstoff und Stickstoffdioxidmoleküle, welche sich zu einem gewissen Teil (ca. 10 % des gesamten NO₂) in einem angeregten Zustand befinden. Bei dem folgenden Wechsel der Elektronen in der Hülle des angeregten NO₂* zu einem energetisch niedrigeren Grundzustand wird Energie in Form eines Photonenstrahls in einem Wellenlängenbereich von 700 bis 1500 nm emittiert. In diesem Fall wird die lineare Korrelation mit der Lichtintensität verwendet, um die NO-Konzentration zu bestimmen. Da dieses Verfahren auf dem Prinzip beruht, dass das Stickstoffmonoxid mit dem Ozon reagiert (siehe Gl. 3.1),



hat es folglich den Nachteil, dass nicht gleichzeitig NO und NO₂ gemessen werden können. NO₂ muss zuerst durch einen Konverter zu NO reduziert werden und kann dann durch das Messgerät detektiert werden. Die Differenz zwischen den Lichtintensitäten mit und ohne Konverter entspricht dann dem NO₂-Gehalt. Da die NO₂-Moleküle wasserlöslich sind, ist es wichtig, dass der NO₂/NO-Konverter nach dem Kondensator des Messgeräts eingebaut wird, um den Sensor zu schützen. Daher wird die Methode manchmal auch als „trockene NO-Messung“ bezeichnet.

Dieses Messverfahren ist ein kontinuierliches Verfahren und ermöglicht eine sehr kurze Ansprechdauer und eine minimierte Reaktionszeit, wenn gezielt

- auf einen Filter verzichtet wird und
- die Entnahmeleitung und die Messkammergröße in der Länge und im Volumen minimiert werden.

Dies sind grundsätzlich die einzigen Konzeptunterschiede zwischen dem Standard-CLD einer langsamen Abgasmessanlage und einem *fast*-CLD. Der Verzicht auf einen Filter hat bei der Anwendung zur Abgasmessung an einem Dieselmotor die kontinuierliche Verunreinigung der Entnahmeleitungen zur Folge. Dies lässt sich für ein *fast*-CLD mit einem Restriktor in der Entnahmeleitung an der Entnahmestelle im Krümmer vermeiden. Der Restriktor ist hierbei mit einem nicht kleineren Innendurchmesser als 0,02 Zoll auszuführen, um zu hohe Druckabfälle in der Leitung zu vermeiden. Nebenbei ist die Entstehung von Kondensat auszuschließen, sodass die Entnahmeleitung zusätzlich auf konstante 200°C erhitzt werden muss.

Der in diesem Projekt verwendete *fast*-CLD *CLD500* der *Cambustion Ltd.* besitzt zwei parallel eingebaute Pumpen zur Entnahme der Abgase aus dem Abgasstrang. Da in einem turboaufgeladenen Motor der Abgasdruck bis zu 4 bar_{abs} erreichen kann, ist es notwendig, den Druck durch eine Drosselung in

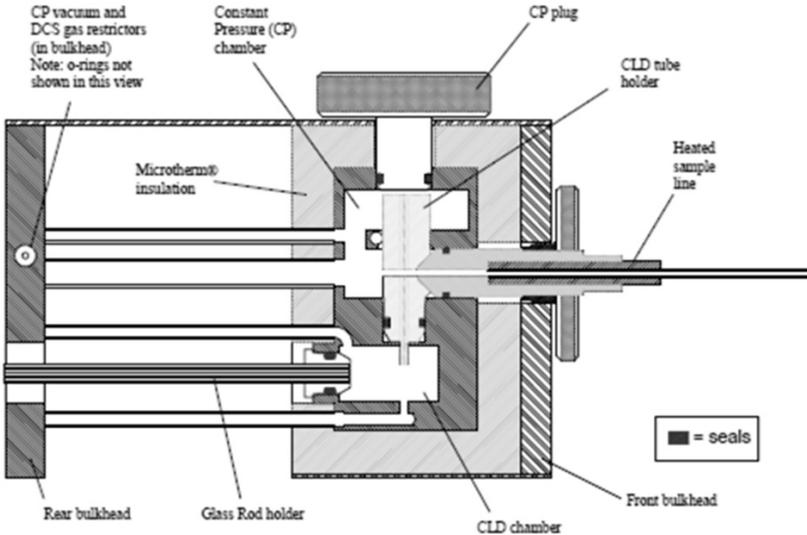


Abbildung 3.1: Bauschnitt eines CLD500 [64]

der Entnahmeleitung zu reduzieren. Dies dient gleichzeitig zum Schutz des *fast*-CLD vor zu schnellen starken Verschmutzungen. Die Abgase werden dann zunächst in eine Vorkammer gesaugt (Vorkammerdruck = 500 mbar_{abs}), aus welcher das Abgas durch eine extrem dünne Kapillare mit einem Durchmesser von 0,008 Zoll in die Messkammer gepresst wird. In der Messzelle wird das Abgas bei einem konstant niedrigen Druck mit Ozon gemischt. Das Ozon wird am Motorprüfstand durch einen separaten Ozongenerator produziert (siehe Abbildung 3.2).

Ozon wird dort mittels der sogenannten „stillen elektrischen Entladung“ erzeugt. Synthetische Luft wird zwischen zwei isolierten Elektroden durchgeleitet und dient dort als Dielektrikum. Die Elektroden stehen unter Hochspannung und induzieren durch das zwischen ihnen herrschende Potential eine „stille elektrische Entladung“. Die Sauerstoffmoleküle dissoziieren zu einzelnen Sauerstoffatomen, wonach noch die Ozonsynthese und die Ozonanreicherung stattfinden. Das Ozon wird letztendlich über eine parallele Leitung in die CLD-Messzelle geleitet.

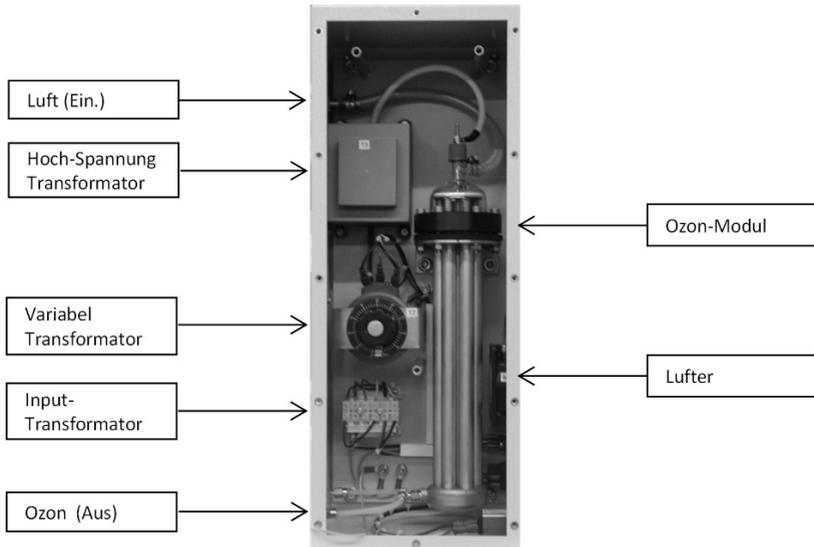


Abbildung 3.2: Ozon-Generator [65]

Die NO-O₃ Mischung erfolgt, wie erwähnt, in einer Umgebung, die einen konstant geregelten Druck von 50 mbar_{abs} aufweist. Der geringe Durchmesser der Kapillare zwischen den Kammern ist entscheidend, um diesen niedrigen Druck konstant einzustellen, weshalb die leicht auftretende Verunreinigung dieses Restriktors unbedingt ständig überprüft werden muss. Dies ist insbesondere während der Messung von dieselmotorischen Abgasen, in abgeschwächter Form auch bei Abgasen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung, gegeben da hier die dünne Kapillare zur Verstopfung durch Ruß bzw. Ruß-Kondensat neigt. Dies zwingt zu einer zyklischen Unterbrechung der Motorvermessung zur Reinigung der Kapillaren und des Bypasses des Messgeräts nach dessen Abkühlung (Messzellentemperatur 270–280 °C). Eine stationäre Messkampagne kann so sehr zeitaufwendig werden, weshalb dieses besonders schnelle Messgerät für stationäre Messungen nicht empfehlenswert ist, sondern sinnvollerweise nur bei transienten Messungen einzusetzen ist.

Die vom angeregten Stickstoffdioxid beim Übergang auf den Grundzustand ausgesendeten Photonen werden in der Messzelle von einem Fotomultiplier erfasst und über ein Glasfaserbündel an die Main Unit übertragen. Da das

Messprinzip keine besonderen Anforderungen an den Aufbau des Messgeräts stellt, kann es äußerst kompakt aufgebaut werden (*fast-CLD*), und somit direkt an der Entnahmestelle eingesetzt werden. Der elektronische Anteil (Main Unit) wird in der Regel aus dem Prüfstand ausgelagert. Solch ein minimalistisches Konzept ermöglicht, die mögliche Geschwindigkeit des Messverfahrens voll auszuschöpfen. Die Kalibrierung des Messgeräts erfolgt durch ein Nullgas (zum Beispiel N_2) und ein Referenzgas (NO). Für den Fall, dass sehr stark variierende NO-Konzentrationen gemessen werden müssen (Volllast vs. Teillast mit AGR), ist es günstig, mehrere Referenzgasflaschen mit entsprechend unterschiedlichen NO-Konzentrationen, wie zum Beispiel 1000ppm und 100 ppm, zu verwenden. Der in diesem Projekt verwendete *CLD500* der *Cambustion Ltd.* hat eine T90-Konstante von ca. 4 ms.

3.2.2 Der (Zirconium-)NO_x-Sensor (ZrO₂-Sensor)

Die üblicherweise im Serienbetrieb im Fahrzeug eingesetzten NO_x-Sensoren sind mit den Sauerstoff-Sensoren direkt verwandt und sind eine spezifische Ableitung der elektrochemischen Zellen. Der ZrO₂-Sensor nutzt die elektrolitischen Eigenschaften des Zirconiums, das zwischen zwei mit Platin legierten Elektroden eingesetzt wird. Dieses Material hat die Fähigkeit, bei Temperaturen über 700 °C Sauerstoff-Ionen leiten zu können (die maximale Betriebstemperatur ist 1100 °C). Andere unterschiedliche Elektrolyte könnten mit unterschiedlichen Übergangsmetall-Dioxyden (zum Beispiel HFO₂) in einer soliden Lösung mit alkalischen Erdmetall-Oxiden (zum Beispiel BeO und MgO) oder mit seltenen Erdmetall-Oxiden (zum Beispiel Sc₂O₃) hergestellt werden, da das Zirconium nicht das Metall ist, das die höchste elektrolitische Leitfähigkeit hat [28]. Durch die Einsetzung von Yttriumoxid (Y₃O₃) in das ZrO₂-Gitter wird aber ZrO₂ stabilisiert, sodass das Yttriumdotierte Zirconium (YSZ) andere Eigenschaften wie relativ niedrige Kosten, hohe Stabilität und elektrische Leitfähigkeit besitzt, die diesen Elektrolyten zum beliebtesten Material für einen Abgassensor in der Serienanwendung machen [29]. O₂-Sensoren wie die Lambda-Sonde benutzen genau diese O₂-Leitfähigkeit, um das Luftverhältnis zu bestimmen bzw. hochzurechnen. Über die zwei mit Platin legierten Elektroden fließt Strom, nachdem sie sich mit zwei Gasen mit entsprechend unterschiedlichen O₂-Konzentrationen in Kontakt befunden haben, und so strömen über den YSZ-Elektrolyten O₂-Ionen. Die ZrO₂/NO_x-Sensoren benutzen dasselbe Verfahren in Gegenrich-

tung. Die in die erste Kammer des Sensors eingeströmten O₂-Moleküle im Abgas werden durch die Anwendung einer negativen Spannung (–200/–400 mV) über



reduziert und elektrochemisch extrahiert. Je höher die Sauerstoffkonzentration ist, desto höher ist der proportional benötigte Strom [29]. Gleichzeitig werden in dieser ersten Kammer die CO- und HC-Moleküle katalytisch oxidiert, sodass die fließenden Abgase nicht mit dem NO reagieren können. Die letztendlich in der zweiten Kammer gesammelten NO werden von einem Katalysator reduziert, und die Stickstoffmonoxide zu molekularem Stickstoff und molekularem Sauerstoff gespalten.



Die Verwendung einer ähnlichen hohen negativen Spannung führt zur Entstehung atomaren Sauerstoffs, der von einem zweiten ZrO₂-Elektrolyt aufgenommen wird. In diesem Fall ist der benötigte Strom proportional zum NO. Die eventuell vorhandenen NO₂-Moleküle können durch den Einsatz eines Katalysators, zum Beispiel Rhodium, oder durch eine Erhöhung der Kammer Temperatur reduziert werden, da Stickstoffmonoxid im thermischen Gleichgewicht über



erzeugt wird [30]. Um die Leistungsfähigkeit solcher ZrO_2 -Sensoren zu beschreiben, kann der „ NO_x -Sensor“ der Firma NGK Insulators Ltd genannt werden, der eine Genauigkeit von ± 10 ppm im 0–100 ppm Bereich hat (oder ± 10 % im oberen 100...500 ppm Bereich), und dessen T90-Ansprechdauer um 1,0 sec liegt. Das ähnlich funktionierende „Mexa720 NO_x “ der Firma Horiba Ltd. hat eine etwas bessere Ansprechzeit mit einer T63 von 0,7 s laut Datenblatt (leider ist keine T90 Zeit erhältlich), es hat aber eine schlechtere Toleranz von ± 30 ppm in dem unteren 0–1000 ppm Bereich.

3.2.3 Das Fourier-Transformation-Infrarot-Spektroskop (FTIR-Spektroskop)

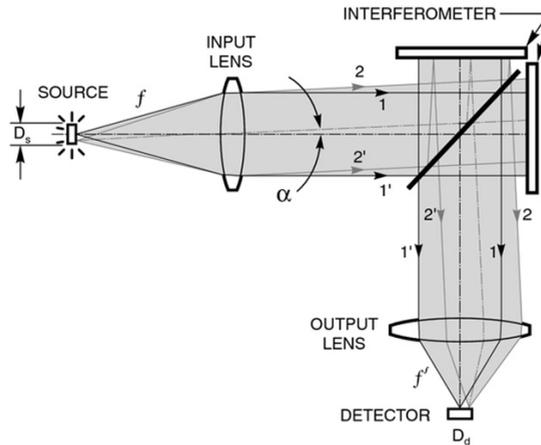


Abbildung 3.3: Schema eines FTIR-Messgeräts [66]

Das FTIR-Spektroskop ist ein Messgerät, das das Licht einer Breitbandquelle bzw. eines erhitzten schwarzen Körpers mittels eines Abtastinterferometers misst. Der Anteil des absorbierten Lichtes ist eine Funktion der optischen Interferometer-Weglänge, die über eine Fourier-Transformation des gemessenen Interferogramms als Spektrum umgesetzt werden kann. Daraus ergibt sich eine Aufnahme aller Wellenlängen über das gesamte Absorptionsspektrum und nicht eine Absorption eines einzigen Spektralbereichs. Hauptbestandteile des auch nach seinem Erfinder als Michelson-Interferometer

bezeichneten FTIR sind der Strahlteiler, der die Bestrahlung in zwei Einzelstrahlen aufspaltet, ein fester und ein verstellbarer Interferometer-Spiegel, ein schwarzer Körper als Licht-Detektor, und natürlich der Laser. Die beiden Anteile des Strahls werden durch eine Zelle, die die Abgase sammelt, geleitet und danach in einem Detektor zusammengeführt. Da die beiden mehr oder weniger miteinander interferieren, resultiert ein Interferogramm, das mittels einer Fourier-Transformation in ein IR-Spektrum bzw. eine spektrale Zusammensetzung umgewandelt werden kann [32]. Der größte Vorteil eines FTIR-Spektrometers ist die Fähigkeit, mehrere Abgasschadstoffe gleichzeitig messen zu können, wobei stets die Interferenz zwischen NO₂ und Wasser in Dampfform (H₂O_{vap}) entsteht, sodass NO₂ ohne Einsatz eines NO/NO₂-Konverters nicht gemessen werden kann.

3.2.4 Der elektrochemische NO-Sensor

Dieser Sensor nutzt die katalytischen Eigenschaften eines Elektrolyten, der zwischen zwei Elektroden eingelegt ist, und der durch Reduktion oder Oxidation in der Lage ist, in Abhängigkeit vom Material die entsprechenden Abgasmoleküle zu ionisieren. Aus diesem Grund können Messgeräte, die dieses Messverfahren benutzen, nur ein Molekül messen (in diesem Fall nur NO). Ist auch eine Messung von NO₂ gewünscht, muss man, ähnlich wie beim CLD-Detektor, einen Konverter einsetzen und die Messung zweimal durchführen. Im Fall eines elektrochemischen NO-Sensors werden die Moleküle reduziert und Sauerstoff ionisiert. Die Messgeräte, die solche Sensoren verwenden, sind im Vergleich zu anderen Technologien sehr preiswert und kompakt, wobei sie aber normalerweise eine sehr lange Ansprechzeit haben, die solche Sensoren für transiente Messungen ungeeignet machen. Der „NX1 CiTiceL“ NO-Sensor der Firma City Technology Ltd. hat zum Beispiel eine Ansprechdauer von ca. 8 bis 10 Sekunden. Zusätzlich sind solche Sensoren sehr wasserdampfempfindlich. Bei zu geringer Feuchtigkeit kann H₂O_{vap} vom Elektrolyten in das Gas diffundieren, bei zu hoher Feuchtigkeit kann H₂O_{vap} vom Elektrolyten absorbiert werden [73]. Eine Temperatur- und Druckempfindlichkeit des Sensors kann durch Korrekturkurven angepasst werden [33].

3.2.5 Der Nicht-Dispersive Infrarot-Analysator (NDIR-Analysator)

Dieses Verfahren verwendet im Gegensatz zum FTIR-Spektroskop die nicht-dispersive Absorption eines Gases, das durch eine IR-Strahlung über das ganze IR-Spektrum angeregt wird. Die Infrarot-Strahlung wird durch zwei Messzellen geleitet, von deren eine mit dem zu messenden Abgas gefüllt wird, während die andere mit einem Inertgas wie Stickstoff gefüllt ist. Durch die unterschiedlichen Absorptionen der zwei Gase werden die IR-Strahlen proportional zur Konzentration der Abgasschadstoffe abgeschwächt. Im Weiteren treffen die beiden Strahlen auf wiederum zwei Kammern, die mit NO gefüllt sind. Diese erhitzen sich unterschiedlich, abhängig von der schon zuvor stattgefundenen Filterung in der mit Abgas gefüllten Kammer. Die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Kammern kann über die Auswertung der daraus entstehenden Druckdifferenz mit Hilfe einer zwischen die beiden Kammern geschalteten Membran in ein Messsignal umgewandelt und so die Schadstoffkonzentration bestimmt werden.

Ähnlich wie mit dem FTIR Spektroskop könnte man mit dem NDIR-Verfahren auch jeden anderen Schadstoff messen, indem man mittels eines Monochromators (Bandfilters) das Licht auf einen kleinen Wellenlängenbereich reduziert. Dazu wird das Infrarotlicht gefiltert, bis nur noch das Licht im Absorptionsbereich des zu analysierenden Gases vorliegt. Dies funktioniert gut für alle Gase mit einem expliziten Absorptionsbereich, der keine Überschneidung mit dem Absorptionsbereich anderer Gase, aufweist, oder für den Fall, dass nur eines der beiden Gase im zu messenden Gas auftritt. Damit ist die Messung von NO₂ im Abgas leider nicht möglich, da hier ja auch dampfförmiges Wasser auftritt und die Absorptionsfrequenzen von Wasserdampf und NO₂ im gleichen Spektralbereich liegen (ca. 1600 cm⁻¹). Messgeräte, die das NDIR-Messverfahren benutzen, um NO zu messen (wie zum Beispiel das „Easy System“ der Firma Ansyco GmbH), haben eine relativ schnelle Ansprechdauer (ca. 2 Sekunden). Klassische NDIR-Abgasmessgeräte (wie das „BE-220 NDIR“ der Firma Horiba Ltd.), haben höhere Ansprechzeiten in einer Größenordnung von 4 s.

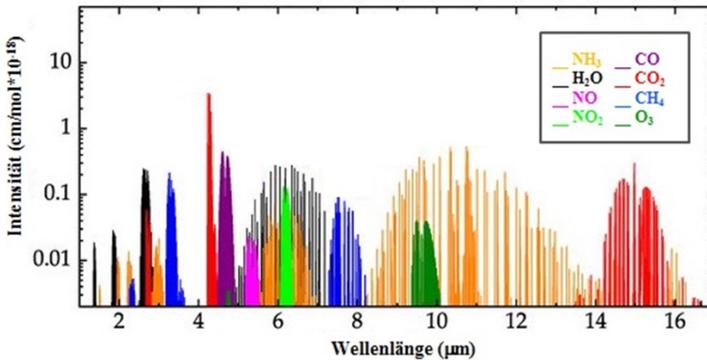


Abbildung 3.4: Absorptionswellenlängen einiger Spezies

3.2.6 Die Quantenkaskadenlasertechnik (QKL-Technik)

Diese Messtechnik basiert auf einem ähnlichen Prinzip wie der FTIR und der NDIR-Analysator, im Speziellen darauf, dass Schadstoffmoleküle eine signifikante Absorptionstendenz im IR-Spektralbereich haben. Wie für das NDIR- und FTIR-Messgeräte schon erwähnt, haben mehrere Schadstoffmoleküle ihre eigene Anregungsfrequenz, deren korrespondierende Wellenlängen in Absorptionsbereichen der IR-Region liegen. Dieses Problem lässt sich mittels der Quantenkaskadenlasertechnik lösen, da sie eine feine Auflösung von $0,001 \text{ cm}^{-1}$ anwendet. Da die Bestrahlung direkt von der Laserelementtemperatur abhängig ist, ist der Laser über die Stromstärke leicht verstellbar. Dementsprechend wird mit Präzision Licht in den IR-Bereich emittiert, sodass durch Anwendung des Lambert-Beerschen Gesetzes die Messung der Schadstoffkonzentration im Bereich eines ppm möglich ist. Mittels im selben Messgerät zusätzlich eingebauter QKL-Elemente ist es möglich, mehrere Schadstoffe gleichzeitig zu messen. Sei als Beispiel das „MEXA 1400-QLNX“ der Horiba Ltd. genannt, das vier QKL-Elemente benutzt, um die Messung von NO, NO₂, N₂O und NH₃ zu ermöglichen, und das sich für die NO-, NO₂- und N₂O-Messung mit einer T₉₀-Konstante unterhalb einer Sekunde (zum Beispiel $T_{90, \text{NO}} = 0,7$ Sekunden) eignet. Im Speziellen liegt aber für die NH₃-Messung die T₉₀ Zeit bei 3,8 Sekunden [31].

3.3 Messgeräte zur Partikel-Messung

Die Ruß- und Partikel-Messung ist im Bereich der Abgasschadstoffmessungen in Abgasen von Verbrennungsmotoren als eine der Schwierigsten anzusehen.

Unter dem Begriff „Partikel“ wird, wie schon zuvor detailliert beschrieben, eine unbestimmte Mischung von organischen und anorganischen festen oder flüssigen Stoffen, welche im Abgasstrom mittransportiert werden, bezeichnet. Die US-Norm 40 CFR definiert die Methode zur Messung von Diesel-Partikeln im gesetzlich vorgeschriebenen Abgastestzyklus.

Die verdünnten Abgase müssen hier für eine gewisse Zeit durch einen mit Teflon beschichteten Glasfaserfilter gesaugt werden, auf welchem sich die Partikel als Ablagerung ansammeln. Das Gewicht des Filters wird vorher und nachher bestimmt, und aus der Differenz die Masse der abgeschiedenen Partikel berechnet. Dieses Verfahren kann allgemein bei stationären Messungen mit höchster Messgenauigkeit eingesetzt werden. Instationär ist dieses Verfahren jedoch völlig unbrauchbar.

Die Problemfelder der Messung sind unter anderem die unbekanntenen Formen und Größen, die grundsätzlich solide Phase und die nicht konstante Zusammensetzung. Für diese Arbeit, in der ein V6-Motor mit einzelner Abgasturbolader untersucht wird, ist noch zusätzlich das partielle Überströmen von einer Zylinderbank zur anderen zu betrachten. Da die Abgase durch ein T-Stück mit einem sehr breiten Winkel zwischen den Auslasskrümmern vor der Turbine zusammengeführt werden, ist der Turbineneintritt nicht physikalisch getrennt. Dieses Phänomen zusammen mit den typischen Gegendruckpulsationen macht eine zeitlich hochaufgelöste Messung vor der Turbine grundsätzlich schwierig. Dazu kommt als weiteres Problem die radiale Verteilung der Partikel. Die Turbulenz der Abgase erzeugt eine allgemein inhomogene Verteilung der Partikel. Hinter einer engen Kurve der Abgasstrecke sammeln sich die Partikel auch wegen ihrer relativ betrachteten hohen Massenträgheit im äußeren Teil des radialen Schnittes. Die Massenträgheit und das daraus resultierende Beharren der Partikel auf ihrer Bahn erzwingt auch die Verwendung sanfter Kurven in allen Leitungen zwischen der Entnahme und der Messzelle

und das Vermeiden von Volumina, die zueinander senkrecht liegen und so praktisch als Filter funktionieren würden.

Einige Messverfahren verwenden Sensoren, die den harten und sogar säuerlichen physikalischen Randbedingungen der Abgasanlage nur kurz oder gar nicht gewachsen sind. Aus diesem Grund wird oft eine Verdünnungseinheit benötigt, die mit einem Verdünnungsverhältnis von bis zu 1:20 die Partikelkonzentration und die Abgastemperatur verringern kann. Dies stellt eine wesentliche Problematik der Partikel-Messung dar. Es ist notwendig, dass durch eine passende Verdünnung der Zustand der Partikel nicht beeinflusst wird bzw. durch die Messung keine Veränderung des Partikel-Zustands stattfindet. Nur so können im Messgerät die gleichen Partikel gemessen werden, wie sie aus dem Abgasstrang entnommen wurden. Durch eine Verdünnung mit Luft soll zum Beispiel erreicht werden, dass eine weitere Oxidation der Partikel stattfindet, ohne dass dabei eine Kondensat-Entstehung auftritt.

Hierbei wird mit relativ kühlerer Luft (ca. 150°C) verdünnt. Es gibt zwei Methoden, um die Luft zu verdünnen:

- „*partial-flow*“ Konditioniereinheit,
- „*full-flow*“ Konditioniereinheit.

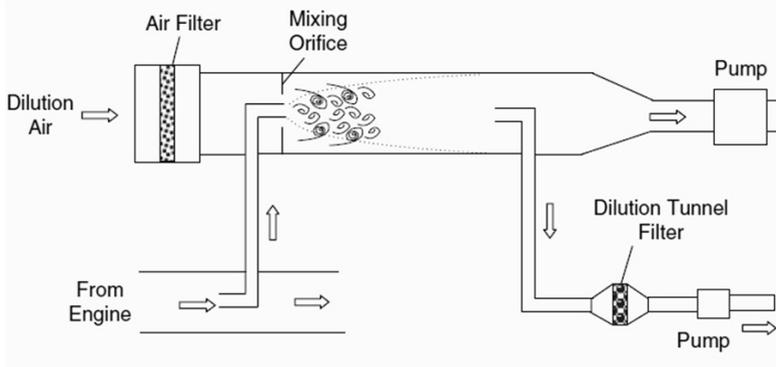


Abbildung 3.5: Schema einer „*partial-flow*“ Konditioniereinheit [1]

Die erste Methode verdünnt nur eine Teilmenge des Abgases in einem Verdünnungstunnel. Die Schwierigkeit bei diesem Verfahren ist die Korrektur

des Verdünnungseinflusses auf die Konzentration der zu messenden Komponente. Es müssen hierbei entweder isokinetische Entnahmen realisiert werden oder die entsprechenden Abgasmassenströme gemessen werden, was nur schwierig genau möglich ist.

Beim zweiten Verfahren werden die gesamten Abgase verdünnt und dann ein Teilstrom entnommen. Nachteil einer solchen Lösung ist der deutlich höhere Durchsatz durch die Verdünnungseinheit sowie der dem höheren Massenstrom entsprechend größer zu dimensionierende Verdünnungstunnel.

Beide Verfahren haben zum Ziel, die chemischen Zustände zu erhalten, die eventuell zu hohe Abgastemperatur zu reduzieren, eine bessere Verträglichkeit der chemisch aggressiven Abgase für die Messeinheit zu erreichen und die Kondensationsneigung zu beheben.

3.3.1 Der fotoakustische Soot-Sensor (PASS)

Der fotoakustische Soot-Sensor wird im Versuchsaufbau als Gerät zur Messung von Partikeln eingesetzt und wird aus diesem Grund hier ausführlich beschrieben.

Der im Projekt verwendete Micro-Soot-Sensor (MSS) der Firma AVL List GmbH benutzt einen Klasse-IV-Laser, der eine unsichtbare mit 4 kHz modulierte Strahlung mit 808 nm Wellenlänge verwendet und eine Leistung von bis zu 2 W hat. Über diesen wird eine periodisch getaktete Ausdehnung und Kompression der eingehenden Partikel erzeugt. Die sich durch die plötzliche und kräftige Erwärmung und Auskühlung der Partikel ergebenden Volumenänderungen verursachen einer Druckwelle. Das Messgerät zeichnet diese Welle als akustisches Signal durch ein Mikrofon auf. Dieses Signal kann dann zur Berechnung einer Partikelmasse verwendet werden. Da die Wellenlänge des Lasers hoch ist, kann nur eine Messung im oberen Lichtspektrum durchgeführt werden, d.h. es können weder kleine gasförmige Moleküle noch genauso kleine feste Agglomerate gemessen werden. Zu dieser Gruppe gehört die Asche, die aber nur einen kleinen Prozentsatz der festen Partikel darstellt (bis zu 2 %) [1]. Da die am stärksten laserlichtabsorbierende Komponente der Ruß ist, ist dieses akustische Messverfahren nur für die Messung der Rußkonzentration geeignet.

Der MSS besteht aus einer Entnahmesonde, welche in den Abgasstrang einzubringen ist und die entnommenen Abgase zu einer beheizten Konditionierkammer leitet. In dieser extern auf bis zu 150°C beheizten Kammer werden die Abgase mit frischer Luft mit einer verstellbaren Verdünnungsrate von bis zu 20:1 verdünnt, um die Sensorik vor zu hohen Ruß-Konzentrationen und Schädigungen des Gerätes zu schützen. Zur späteren Rückrechnung auf die Rohemissionswerte muss natürlich diese Verdünnungsrate genau bestimmt beziehungsweise berechnet werden. Die verdünnten Abgase werden dann über eine beheizte Leitung der Messzelle zugeführt. Dies verhindert neben der Auskondensation von Wasser auch die zusätzliche Anlagerung von sonst noch flüchtigen Kohlenwasserstoffen. Im vorhandenen Messaufbau war es notwendig, eine relativ lange beheizte Leitung von 2 Metern zu installieren.

In der Messzelle werden die im Gas enthaltenen Partikel entsprechend ihres Rußanteils von einem Laserstrahl angeregt. Da die Anregung periodisch ist, ergibt sich eine zyklische Ausdehnung und Kontraktion der Partikel, die eine resultierende Druckwelle in dem kleinen Luftvolumen der Messzelle erzeugt. Diese Druckwelle wird als Geräusch von einem in der Zelle eingebauten Mikrofon erfasst und über eine bekannte Korrelation zwischen Partikel-Masse, Amplitude (A) und Phase (φ) der akustischen Welle in eine Partikel-Konzentration umgerechnet (siehe Abbildung 3.6).

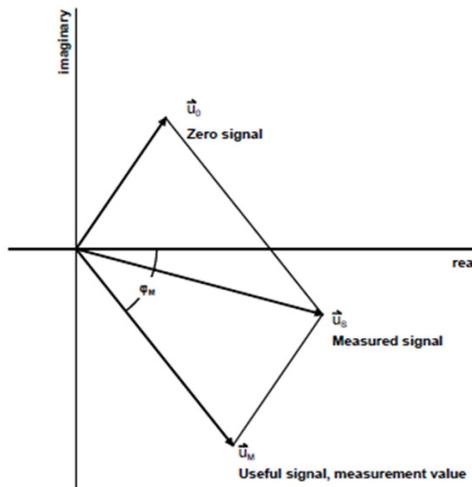


Abbildung 3.6: MSS-Sensor, Signalwert-Berechnung [67]

Dieses Signal muss letztendlich mit dem Null-Signal korrigiert werden, um den real gemessenen Wert zu bestimmen:

$$U_m = (x_s - x_o) + i(y_s - y_o) \quad \text{Gl. 3.6}$$

$$A = \sqrt{(x^2 - y^2)}, \quad \varphi = \tan\left(\frac{x}{y}\right) \quad \text{Gl. 3.7}$$

$$|\text{Sig}| = (x_s - x_o)\cos(\varphi_m) + (y_s - y_o)\sin(\varphi_m) \quad \text{Gl. 3.8}$$

Nachdem die Abgase durch die Messzelle geflossen sind, werden sie gefiltert und wieder in den Abgastrakt zurückgeführt. Dieses Messverfahren zeichnet sich durch eine hohe Genauigkeit für niedrige Ruß-Konzentrationen bis zu $5 \mu\text{g}/\text{m}^3$ aus. Der Messbereich liegt bei $5\text{--}50 \mu\text{g}/\text{m}^3$. Es hat jedoch im Gegenzug eine relativ hohe T90-Konstante von ca. 950 ms. Aus diesem Grund ist dieses Messgerät gut für die stationäre Messung der Ruß Emission in sehr niedrigen Konzentrationsbereichen geeignet, während wegen der großen Totzeit des Messsignals und der daraus resultierenden unerwünschten Signalglättung eine hochfrequente Auswertung bzw. die Darstellung von Emissionspeaks der Abgasemissionen nicht möglich ist.

Dieses Messgerät ermöglicht eine kontinuierliche Ruß-Emissionsmessung. Unter anderem ist die Ursache der hohen T90 Zeit in der notwendigen Verdünnung zu finden, die das Messverfahren verlangsamt. Die T90 Zeit der Verdünnungseinheit liegt um 0,2 Sekunden, und die Genauigkeit der Messung und Auflösung wird bei einer schnellen Last- oder Drehzahl-Variation beeinträchtigt. Besonders schwierig ist die Berechnung des verdünnten Echtzeit-Massenstroms über die Sonde, wenn sich sehr starke Pulsationen im Abgasstrang ergeben und deshalb eine Druckreduzierungseinheit benötigt wird. Aus diesem Grund ist der Einsatz der Entnahmesonde senkrecht zum Abgasstrom vorgesehen und eine Mehrlochsonde empfohlen, die mit mehreren Löchern über die im Abgasrohr eingelegte Länge ausgerüstet ist. Dies ist besonders wichtig, wenn die Abgase aus einem nicht laminaren oder, im Fall

eines turbobetriebenen Motors, eher sogar turbulenten Abgasstrom entnommen werden. Die Sonde minimiert dann Fehler aus einer dort häufig vorhandenen radialen Inhomogenität.

3.3.2 Die elektrischen Mobilitätsspektrometer

Das gravimetrische Messverfahren verwendet die Massenträgheit der Partikel, um sie durch mehrere nacheinander gebaute Stufen zu sammeln und zu messen. Da kleinere Partikel auch kleinere Massenträgheit besitzen, tendieren sie dazu, den Umlenkungen im Gerät besser zu folgen und dadurch erst im hinteren Teil des Gerätes abgeschieden zu werden. So können die Partikel auch größenbezogen spezifiziert werden. Die Firma Dekati Ltd. baut ein solches Messgerät, den elektrischen Niederdruckimpaktor ELPI (Electrical Low Pressure Impactor). Er lädt die Partikel zunächst elektrisch auf und erfasst dann mittels mehrerer elektrischer Prallplatten, als ein Kaskaden-System mit mehreren Düsen aufgebaut, die sich anlagernden Partikel. Der Durchmesser dieser Düsen sowie der Abstand zwischen den Prallplatten werden über die Höhe des Messgeräts immer kleiner, sodass die Verteilung gravimetrisch selektiert erfolgt.

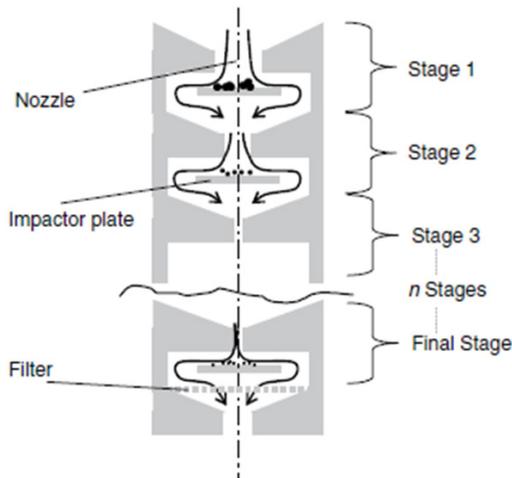


Abbildung 3.7: Schema elektrischer Niederdruckimpaktor [1]

Die durch eine Pumpe angesaugten Partikel werden entsprechend ihrer Masse und Größe verteilt, und letztendlich wird eine Größenverteilung im Bereich von $0,03 \mu\text{m}$ bis $10 \mu\text{m}$ gemessen. Die parallel sich an den Platten anlagernden Partikel erzeugen einen Strom, den jede Prallplatte zusammenführt und zur Hochrechnung der Verteilung zuführt. Da dieses Messverfahren sowohl die Form der Partikel als auch deren Oberfläche ignoriert, werden auf Basis der abgeschätzten Masse ein aerodynamischer Radius und eine Größe abgeschätzt. Das ELPI verwendet die elektrische Beladung der Partikel wie ein klassischer differentieller Mobilitätsspektrometer (DMS), auf dessen Basis die englische Firma Cambustion Ltd den DMS500 entwickelt hat. Auch dieses Messgerät verwendet einen Korona-Auflader um die Partikel elektrisch aufzuladen, ist aber zylindrisch aufgebaut (siehe Abbildung 3.8).

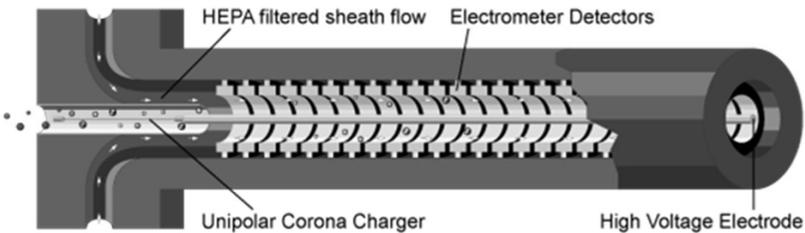


Abbildung 3.8 Bauprinzip des „DMS500“ [63]

Die aufgeladenen Partikel treten verdünnt in den DMS ein und werden, abhängig von ihrer Masse, bei konstanter Aufladung zur entsprechenden ringförmigen Gegenelektrode nach außen abgelenkt. Je größer die Partikel sind, desto weiter bewegen sie sich in den Zylinder, bevor sie sich an einer Elektrode anlagern. Die ringförmigen Elektroden sind mit einem Verstärker bzw. Wandler verbunden, welcher die Ladung in eine Spannung umwandelt und diese verstärkt einer Erfassungseinheit zuführt. Das so konzipierte Messgerät hat eine sehr schnelle Ansprechzeit, die um die 0,2 Sekunden liegt, sodass der DMS500 sich für leicht transiente Messungen eignet. Dies ist ein entscheidender Vorteil gegenüber den klassischen Scanning Mobility Particle Sizers (SMPS), die die elektrische Mobilität über eine Zeitdauer von 2-3 Minuten scannen und mit einer ausgeprägten Verdünnung arbeiten, und damit klar nur für stationäre Messungen geeignet sind.

3.3.3 Geräte auf Basis der Lichtabsorptionseigenschaft von Partikeln

Unter dieser Gruppe findet man jene Messgeräte, die den lichtabsorbierenden Partikelanteil nutzen, um Aussagen über die Konzentration dieses Anteils zu machen. Diese Sensoren teilen sich in zwei Untergruppen, die Spotmeter und die Opazimeter.

- **Smokemeter**

Spotmeter wie der im Projekt eingesetzte Smokemeter der AVL List GmbH messen in Intervallen den Schwärzungsgrad der Partikelmasse, die beim Durchströmen einer Abgasprobe durch ein Filterpapier auf dessen Oberfläche abgeschieden wurde. Die ermittelte Schwärzung wird mit der zuvor gemessenen Schwärzung des noch sauberen Filterpapiers verglichen und ins Verhältnis gesetzt. Der hierbei ermittelte Wert wird als Filter-Smoke-Number (FSN) bezeichnet.

$$\text{FSN} = k \cdot \left(1 - \frac{R_s}{R_u}\right) \quad \text{Gl. 3.9}$$

Das Smokemeter wird mittels zweier Scheiben, einer weißen und einer schwarzen, kalibriert, welche jeweils als Referenz für 0 % und 100 % Absorption dienen. In der Nähe beider Grenzen zeigt das Messgerät seine Schwächen. Einerseits ist es für die Messung sehr niedriger Partikel-Konzentrationen nicht geeignet, da eine minimale Menge eine vernachlässigbare Absorption hat und einem extrem niedrigen Signal entspricht, andererseits ist eine Übersättigung des Filters möglich, bei der die Absorption nicht weiter steigt. Mittels einer Variation des durchgesaugten Volumens kann dies etwas entschärft werden.

- **Opazimeter**

Da ein Spotmeter über Zeitintervalle arbeitet, ist es nur für stationäre Messungen geeignet. Für transiente Messungen ist ein Opazimeter eher geeignet. Dieses Messgerät verwendet einen Strahler und einen lichtempfindlichen Sensor. Der durch den Strahler erzeugte Lichtstrahl wird in einer zylindrischen Messzelle durch den Abgasstrom hindurch auf den lichtempfindlichen Sensor übertragen. Abhängig von der Opazität des Abgases wird an der der Lichtquelle gegenüberliegenden Messstelle eine mehr oder weniger reduzier-

te Strahlung gemessen. Die Abschwächung des Lichts durch die Trübungseigenschaft des Abgases wird über:

$$\Theta = 1 - e^{-k \cdot L} \quad \text{Gl. 3.10}$$

bestimmt, wobei Θ die Trübung, L die Weglänge und k den Lichtabsorptionsmaßkoeffizienten bezeichnet, der seinerseits Funktion des trübenden Anteils an der Partikel-Masse ist [1]. Dieses Messverfahren zeichnet sich durch seine Messgeschwindigkeit aus. Es liefert „*real-time*“-Werte und lässt so quantitative Emissionsverläufe der Partikel abschätzen, obwohl es, wie der Spotmeter, nicht zwischen Ruß, Partikeln oder flüchtigen Kohlenstoffen unterscheiden kann. Es ist somit von einer starken Prägung des ermittelten Wertes vom Ruß auszugehen. In Bezug auf qualitative Fragen wie Größe, Form oder Anzahl ist dieses Messverfahren mangelhaft, da es keine Informationen zur Größenverteilung, Partikelzusammensetzung und Partikelgröße zur Verfügung stellt. Weiterhin ist die Inhomogenität der Partikel-Verteilung eine Quelle partieller Verfälschung der Daten, da nur in einer Ebene auftretende lichtundurchlässige Partikel nur schlecht von vielen Partikeln über den kompletten Bereich unterschieden werden können. Dies sind Nachteile, die das Opazimeter nur für die Bestimmung eines prozentualen Messwertes für die gesamte Trübung, jedoch nicht einer Massenverteilung bzw. von Massen qualifizieren.

Eine nicht vernachlässigbare Verfälschung der Messung kann durch die Präsenz eines hohen Anteils an NO_2 verursacht werden, da auch dieses Molekül über seine Lichtabsorption im Opazimeter einen Trübungsanteil erzeugt. Der Motor und die Abgasnachbehandlung können so appliziert werden, dass der NO_2 -Ausstoß, zum Beispiel für eine passive Continuously Regeneration Trap (CRT-Regeneration), künstlich erhöht wird, was dann falsche Schlüsse auf die Trübung durch Partikel hervorrufen wird.

3.3.4 Der Flammenionisationsdetektor (FID/*fast*-FID)

Die Messung der Kohlenwasserstoffe erfolgte im Projekt mit dem auch für die gesetzlich vorgeschriebene Messung der Kohlenwasserstoffe im Abgastest vorgegebenen Messgerät. Dieses Verfahren misst nicht, wie zum Bei-

spiel das NDIR, nur einen bestimmten Kohlenwasserstoff, sondern alle Kohlenwasserstoffe, die im Abgas enthalten sind. Es ist zwar damit keine Aussage möglich, welche Kohlenwasserstoffe enthalten sind, aber es kann eine proportionale Konzentration in Abhängigkeit vom benutzten Kalibriergas gemessen werden.

Im Messgerät ist eine sehr starke Pumpe integriert, da die Abgase an der Entnahmestelle abgesaugt werden müssen und in der Messzelle ein starker Unterdruck erzeugt werden muss. Um die Kondensation des in den Abgasen enthaltenen Wasserdampfs zu verhindern, wird auch hier die Entnahmeleitung auf 150°C erhitzt.

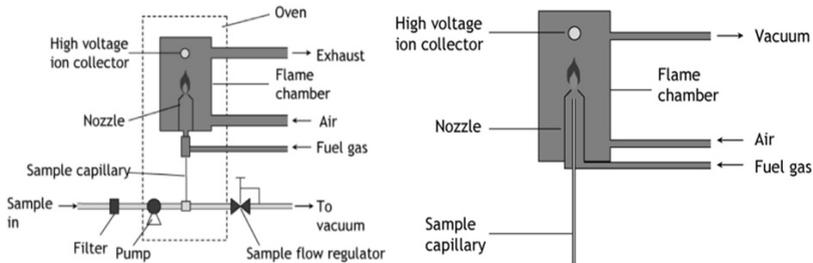


Abbildung 3.9: Bauprinzip eines konventionellen und *fast*-FID [68]

Im Gegensatz zu einem in einer klassischen Abgasmessanlage (AMA) verwendeten FID wird in einem *fast*-FID auf einen Ruß-Filter verzichtet, der ansonsten in die Entnahmeleitung eingesetzt ist. Über diese Leitung, beim *fast*-FID kürzer als 0,5 Meter, werden die Abgase direkt zur Messkammer geleitet. Sie besteht normalerweise aus einer H₂-Düse, die als Brenner und gleichzeitig Anode dient, und weiterhin aus der darüber liegenden Brennkammer, die als Kathode dient und in der sich die Flamme ausbreitet. Zwischen Düse und Brennkammer wird eine Spannung angelegt, um auf diese Weise die während der Verbrennung mit der hohen Temperatur sich bildenden Ionen bzw. den daraus resultierenden Ionenstrom zu erfassen. Dieser ist dem Kohlenstoffanteil proportional. Der erfasste Ionenstrom wird mit Hilfe eines Verstärkers in eine benutzbare elektrische Spannung umgewandelt und über einen Wandler der digitalen Auswerteeinheit zugeführt. Der Detektor beruht auf der Ionisation des organischen Teilprodukts der in einer H₂-Flamme oxidierenden Kohlenwasserstoffe gemäß Gl. 3.11.:



Obwohl der genaue Mechanismus der Ionenbildung bis heute nicht vollständig geklärt wurde, besagt die gängige Theorie, dass eine Ionisation nur stattfinden kann, wenn organische Moleküle verbrannt werden. Eine Flamme auf Basis eines nicht kohlenstoffhaltigen Brenngases ist notwendig, um die Messung nicht zu beeinflussen. Hier können z. B. Wasserstoff oder Wasserstoff-Heliummischungen verwendet werden. Diese Flamme erzeugt dann die für die Ionisation notwendigen sehr hohen Verbrennungstemperaturen. Der für die Verbrennung ebenfalls notwendige Sauerstoff wird über synthetisch erzeugte Luft zugeführt, welche eine künstliche Mischung von Stickstoff und Sauerstoff in einem Verhältnis von ca. 4:1 darstellt. Dieses synthetische Gas wird benötigt, um sicher durch CO_2 oder HCs, die in der normalen Luft immer vorhanden sind, verursachte Fehler auszuschließen. Des Weiteren könnten sich bei der Verwendung von reinem Sauerstoff Staub-Partikel oder allgemeine Verunreinigungen im durch Abkühlung auskondensierten Wasserdampf mit dem Wasser verbinden und das Messgerät verschmutzen bzw. zerstören.

Die Kalibrierung des Messgeräts wird durch ein Nullgas, wie zum Beispiel N_2 , und ein Referenzgas, wie zum Beispiel Propan (C_3H_8), durchgeführt, woraus resultiert, dass eine zum Referenzgas proportionale Konzentration gemessen wird. Eine Spezifizierung, welche Kohlenwasserstoffe das Ergebnis erzeugt haben, kann nicht erfolgen. Der in diesem Projekt verwendete *HFR400* der *Cambustion Ltd.* © hat eine T90-Konstante von ca. 2 ms.

Der beim *fast-FID* nicht eingebaute Filter verändert natürlich auch die Konzentration der gemessenen Kohlenwasserstoffe, da jetzt auch die kohlenstoffhaltigen Partikel in das Messgerät gelangen und mitverbrannt werden. Das heißt, die gemessenen Werte von FID und *fast-FID* sind nicht klar direkt miteinander vergleichbar. Des Weiteren können Messwertänderungen durch zum Beispiel in engen Kurven oder in T-Verbindungen bis zur Messzelle im Gerät abgeschiedene Partikel auftreten. Das Messgerät unterscheidet also nicht zwischen verschiedenen chemisch strukturierten Molekülen wie den flüchtigen HC oder den soliden Ruß-Partikeln. Aus diesem Grund können die HC-Emissionsverläufe eines *fast-FID* auch noch dazu verwendet werden, parallel einen Rußausstoß zu detektieren. Die absoluten Werte eines solchen

Messgeräts sind aber nicht verwendbar, die gesamte Partikelmasse zu bestimmen. So können ja keine anorganischen Partikelanteile bestimmt werden.

3.3.5 Real time PM Analyzer

Die Firma Horiba Ltd. hat, mit der Zielsetzung einer umfassenden und schnellen Messfähigkeit, ein Messgerät entwickelt, den „*Real time PM Analyzer*“, welches auf der Basis zweier parallel arbeitender FID aufgebaut ist. Der erste davon wird mit einer entnommenen und auf 191°C erwärmten Abgasprobe versorgt. Der zweite FID bekommt rußgefilterte Abgase zur Analyse, die auf 52°C abgekühlt wurden, sodass die löslichen organischen Partikelanteile (SOF, *soluble organic fraction*) nicht verdampfen.

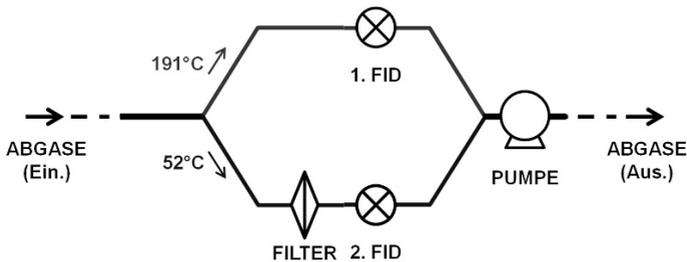


Abbildung 3.10: Schema „*Real Time PM Analyzer*“ [69]

Die 191°C wurden vom Hersteller ausgewählt, da die meisten HC unter diesem Wert löslich und nicht flüchtig sind und die HC bei Temperaturen über 191°C teilweise zu oxidieren beginnen. Der Unterschied zwischen den Verläufen der beiden Linien entspricht so dem gefilterten Ruß-Anteil plus dem löslichen organischen Anteil (SOF), der über 52 °C verdampft. Außerdem entspricht die Differenz zwischen dem Verlauf der heißen Linie und dem Basiswert dem Ruß-Beitrag, der mit kontinuierlichen unregelmäßigen Pulsationen beweisbar ist.

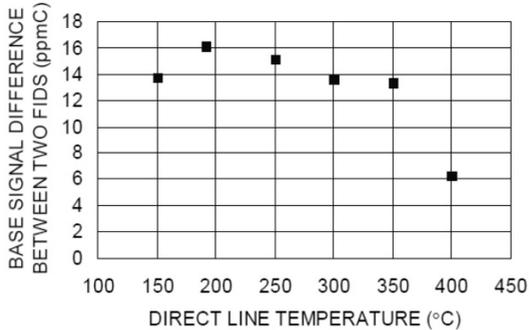


Abbildung 3.11: HC-Verlauf über der Entnahmeleitungstemperatur [69]

Mit diesem Messgerät, das grundsätzlich ohne Verdünnungseinheit arbeiten kann, werden der (flüchtige) Kohlenwasserstoff-, der SOF- und der Ruß-Verlauf gleichzeitig gemessen, mit dem Vorteil, dank der Verläufe den gesamten Partikel-Ausstoß berechnen zu können und diesen mit dem HC-Verlauf zeitlich genau korrelieren und bestimmen zu können.

3.4 Messgerät zur CO- und CO₂-Messung

Nicht-dispersiver Infrarot-Detektor (NDIR)

Dieses Verfahren beruht auf der physikalischen Lichtquantentheorie. Jedes Atom und jedes Molekül (in diesem Fall gasförmige Moleküle) kann von einer bestimmten Wellenlänge angeregt werden. Diese Energie bestimmt sich über Gl. 3.12:

$$E = h \cdot \nu = h \cdot \frac{c}{\lambda} \quad \text{Gl. 3.12}$$

Die unterschiedlichen Moleküle, zum Beispiel CO und CO₂, absorbieren nur Strahlungen aus einem bestimmten Infrarot-Spektralbereich, und der Absorptionsgrad ist exponentiell zur Gaskonzentration (Gesetz von Lambert-Beer).

Das Messgerät besteht aus einem Strahler, dessen Licht nicht dispersiv ist, also dem gesamten Infrarotspektrum entspricht, und das durch ein Blendenrad periodisch unterbrochen wird. Die Infrarotstrahlung wird durch zwei nebeneinanderliegende Kammern geführt, die Vergleichs- und die Analyse-kammer, wobei die eine jeweils mit einem Vergleichsgas, in der Regel reinem Stickstoff, gefüllt ist, und die andere von dem zu analysierenden Abgas durchströmt wird. In der Vergleichskammer werden die Wellenlängen des zu untersuchenden Gases nicht absorbiert. Diese treffen unabgeschwächt auf eine Messkammer, die mit dem zu messenden Gas (zum Beispiel CO) befüllt ist. Im Gegensatz hierzu werden sie in der Analyse-kammer, je nach Abgas-zusammensetzung, bei Anwesenheit des zu messenden Gases (CO) schon vor dem Eintreffen in die auch hier folgende Messkammer absorbiert. Dies führt dazu, dass hier die zweite Messkammer weniger Strahlungsenergie erhält. Es entsteht daher eine unterschiedliche Erwärmung der zwei nebeneinanderliegenden Messzellen, die durch einen Membran-Kondensator getrennt sind. Da die erzeugte Infrarotstrahlung periodisch unterbrochen ist, entsteht eine entsprechende periodische Erwärmung und Abkühlung der zwei Volumina, die wiederum zu einer periodisch auftretenden Druckdifferenz zwischen den beiden Kammern führt. Der als Wegmesser dienende Membran-Kondensator wandelt die Auslenkung der Membran in ein elektronisches Signal um. Jetzt kann die von der Messelektronik erfassten Schwingungsamplitude in eine proportionale Konzentration der Abgasemissionen hochgerechnet werden. In diesem Prinzip liegt jedoch auch eine Schwachstelle des Messgeräts. Verschiedene Abgaskomponenten können ein überlappendes Absorptionsspektrum haben (zum Beispiel NO₂ mit H₂O oder CO mit CO₂).



4 Versuchsaufbau

Die Prüfstandversuche wurden an einem hochdynamischen Motorprüfstand des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart durchgeführt, der mit einer Asynchronmaschine der Firma AVL List GmbH, Typ APA 302/EU, ausgerüstet ist. Diese kann bis zu einer Nennleistung von 325 kW, mit einer maximalen Drehzahl von 10.000 min^{-1} und einem maximalen Drehmoment von 700 Nm betrieben werden. Der Prüfstand war mit einem PUMA-Automatisierungssystem der Firma AVL List GmbH ausgerüstet. Zur Dokumentation und als Basis der ausgeführten Analysen wurden integrale Temperatur- und Drucksensoren, sowie schnelle Hoch und Niederdrucksensoren zur Brennraumdruckindizierung bzw. Niederdrucksensoren im Saugrohr und Abgassystem eingebaut. Ergänzend wurden eine umfangreiche Zahl von Messgeräten zur stationären und instationären Emissionsmessung eingesetzt, deren Eigenschaften und Eigenheiten im Kapitel 3 ausführlich behandelt wurden. Im Folgenden werden der Prüfling, das verwendete Motorsteuergerät und die Sensorik beschrieben.

4.1 Der Prüfling

Das Aggregat ist die Euro-5-Variante des 3L-V6-Motors mit einstufiger Turboaufladung und Common-Rail-Direkteinspritzsystem. Die am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) betriebene Einheit unterscheidet sich von der Serienvariante hauptsächlich sowohl durch den kompletten Verzicht auf jegliche Abgasnachbehandlung als auch durch die speziellen Kolben, die das Verdichtungsverhältnis reduzieren. Der Raildruck betrug im Maximum 1600 bar. Der im Jahr 2005 komplett neu eingeführte V6-Motor ist in den Fahrzeugen der Oberklasse (wie zum Beispiel Mercedes-Benz E-, S- oder GL-Klasse) verbaut. In den Wagen der niedrigeren Segmente wurde er durch eine zweistufige 4-Zylinder-Variante mit kleinerem Hubraum (mit/ohne Hybrid-Modul) ersetzt.

Die Hauptkenngrößen des Motors mit der Bezeichnung OM 642 sind in der folgenden Tabelle 4.1 zusammengefasst:

Tabelle 4.1: Kenngrößen des Versuchsmotors

Motorbezeichnung	Daimler OM 642
Bauart	6-Zylinder (ZF: 1-4-2-5-3-6) – V72°
Ventiltrieb	4 Ventile, DOHC
Hubraum	2987 cm ³
Bohrung x Hub	83 mm x 92 mm
Geom. Verdichtungsverhältnis	14,3:1
Einspritzsystem	Bosch CR Piezo-Düse ($p_{inj,max} = 1600$ bar)
Aufladesystem	Einstufige Turboaufladung mit VTG
Max. Drehmoment/Leistung	510 Nm – 165 kW (mit $\epsilon_{geom.} = 15,5$)
Abgasnorm	Euro-5

4.2 Die Motorsteuerung

Die Motorsteuerung erfolgt über ein applikationsfähiges Bosch EDC-17 Steuergerät. Durch dieses konnten unter anderem die wesentlichen Größen bzw. Kennfelder wie Ansteuerbeginn und -menge, der Raildruck, die Position der Drall- und Drosselklappen und natürlich die Einspritzmenge zum Drehmomentaufbau direkt bedatet werden. Die Einstellung dieser Parameter erfolgte mit dem Applikationssystem INCA der Firma ETAS GmbH. Um eine möglichst hohe Freiheit bei der Bedatung des Steuergerätes zu haben, wurde uns von der Daimler AG eine Steuergerät-Funktion zur Verfügung gestellt, welche die partielle Erweiterung der Regelung der Drosselklappe, der Einlasskanalabschaltung (EKAS), der AGR und der Einstellung des Turboladers mit Variable Turbinen Geometrie (VTG) durch eine direkte Bedatung ermöglichte. Auf Basis des ASAM-Kommunikationsprotokolls konnten mit Hilfe des INCA-Systems Mess- und Steuerdaten mit der Puma-Automatisierung ausgetauscht werden. Die Übertragung dieser Daten erfolgt dabei mit einer Frequenz von 2 Hz, sodass sie nur für die stationären Versuche und zur Verifizierung der schnelleren Messdaten durch diese integralen Werte genutzt werden konnten.

4.3 Die Sensorik

Der Motor wurde mit 19 Temperatursensoren und 12 integralen Druckaufnahmestellen ausgestattet, die zusammen mit den EDC-Messgrößen an jeder wichtigen Stelle eine vollständige Vermessung des Luftpfads ermöglichen. Dies war besonders wichtig, um eine feine Kalibrierung und Validierung des parallel entwickelten 1D-Strömungsdynamikmodells erreichen zu können. In Abbildung 4.1 werden die wichtigsten Messstellen dargestellt:

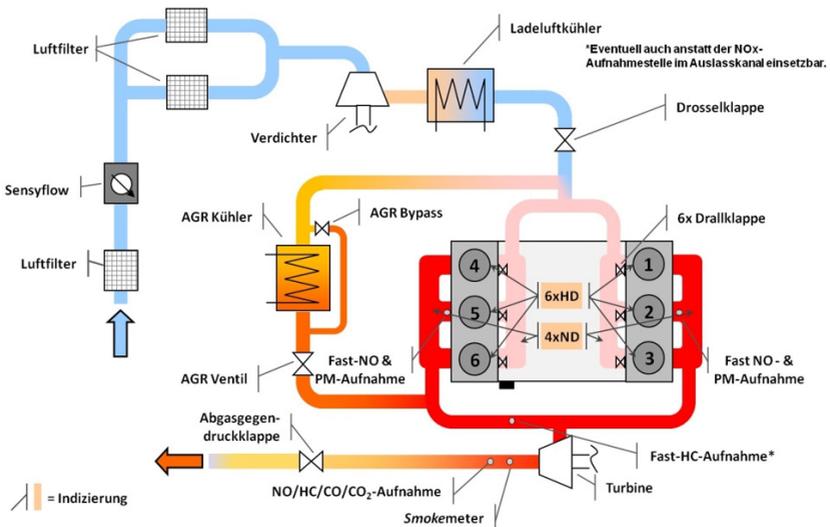


Abbildung 4.1: Messstellenplan des OM 642

Sechs Hochdruckaufnahmestellen zur Zylinderdruckmessung und vier Niederdruckaufnahmestellen, je eine in der Mitte jedes Ladeluftverteilers und jedes Auslasskrümmers, die mittels der Software IndiGO © erfasst wurden, dienen der Bestimmung der Zylinderdrücke und des Ladedrucks bzw. des Druckes im Abgaskrümmers. Auf Basis dieser Druckwerte und -verläufe wurden mit Hilfe der Software EnginOS Tiger © Ladungswechsel-, Druck- und Heizverlaufanalysen durchgeführt und alle statistischen und thermodynamischen Größen berechnet. Zur Messung des Zylinderdruckes wurden sechs ungekühlte piezoelektrische GU23D Hochdrucksensoren der Firma AVL List GmbH eingesetzt, die in einem Druckbereich bis zu 250 bar arbeiten

können. Diese Sensoren erforderten eine Anpassung der zwei Motorzylinderköpfe, die dafür von der Daimler AG speziell überarbeitet und nachgerüstet wurden. Da aber diese Sensoren einen sehr kleinen Durchmesser haben, war die Verwendung eines serienmäßigen Kopfes möglich. Für die Bohrungen, in die die Hochdrucksensoren eingeschraubt wurden, fand sich ausreichend Raum zwischen den jeweiligen zwei Auslassventilen. Während zwei piezoresistive Absolutdrucksensoren (Typ 4005BA5) der Firma Kistler an der Einlassseite direkt verbaut wurden, kamen an der Abgasseite über Umschaltadapter angebrachte piezoresistive Absolutdrucksensoren (Typ 4045A) zum Einsatz. Mit Hilfe der Umschaltadapter kann eine Schädigung der Sensoren durch die hohen Abga-temperaturen weitestgehend verhindert werden. Zur Luftmassenmessung wurde ein Sensyflow Heißfilm-Anemometer der Firma ABB verwendet, der den kompletten Motorbetriebsbereich abdecken kann. Zwischen dem Luftfilter und dem Anemometer wurde, wie vorgeschrieben, ein langes Beruhigungsrohr eingebaut, um einen möglichst laminaren Luftstrom zu erzeugen, was Basis für eine korrekte Luftmassenmessung ist. Eine „733s“-Kraftstoffwaage der Firma AVL List GmbH diente zur gravimetrischen Bestimmung des Kraftstoffmassenstroms. Sie wurde in einem Konditionierkreis 753c der Firma AVL List GmbH eingerichtet. Diese verstellbare Konditionieranlage ermöglicht die Regelung der Kraftstofftemperatur unabhängig von der Umgebungstemperatur in der Messzelle, sowie die automatische Dampfblasenerkennung, sodass die Kraftstoffmassenmessung fehlerfrei ausgeführt werden konnte.

Da in diesem Projekt die Untersuchung der Einflüsse von unterschiedlichen Motorbetriebstemperaturen auf die Ruß- und NO-Emissionen ein wichtiger Aspekt ist, wurden am Prüfling eine Motoröl- und eine Motorkühlmittelkonditionierung eingerichtet. Mit diesen konnten am Prüfstand beliebige Betriebsmitteltemperaturen eingestellt werden. Trotz deren Einbau hat die Wechselwirkung zwischen Motoröl und Motorkühlmittel im Motoröl-Kühlwasser-Wärmetauscher zur Folge, dass die beiden Temperaturen nur in einem relativ beschränkten Bereich unabhängig voneinander verstellt werden konnten ($T_{\text{ÖL}} = T_{\text{KW}} \pm \text{ca.}5 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

4.4 Die Messgeräte

Aus der Gruppe der Abgasmessgeräte, die im Kapitel 3 ausführlich vorgestellt und diskutiert wurden, kamen die in der Tabelle 4.2 dargestellten Geräte zum Einsatz.

Tabelle 4.2: Übersicht über die verwendete Messtechnik

Methode	Komponente	Einheit	T90
Nicht-dispersives Infrarot-Absorptions-Verfahren (NDIR)	CO o. CO ₂	ppm	>2,0 s
Paramagnetischer Sauerstoff-Detektor (PMD)	O ₂	ppm	>2,0 s
Chemilumineszenz-Detektor (CLD, <i>fast</i> -CLD)	NO o. NO _x	ppm	ca. 4 ms
Flammenionisations-Detektor (FID, <i>fast</i> -FID)	HC	ppm	ca. 2–10 ms
Micro-Soot-Sensor (MSS)	Ruß	mg/m ³	> 950 ms
Filterschwärzungsverfahren	Partikel	FSN	–

Abhängig von der Anwendung und von den Anforderungen der Messkampagne wurden grundsätzlich zwei Arten von Messgeräten verwendet. Einerseits die gewöhnliche Abgasmesstechnik, die normalerweise in einer einzigen großen Abgasmessanlage vereint ist, und andererseits die für transiente Messungen gezielt entwickelte schnelle Abgasmesstechnik. Wie in Kapitel 3 ausführlich beschrieben, basieren letztere Messgeräte auf einer ähnlichen oder sogar gleichen Messtechnik, jedoch auf eine kürzere T90 Zeit hin optimiert. Nachteil dieser schnellen Geräte ist der extreme Wartungsaufwand, der dafür betrieben werden muss.



5 Stationäre Emissionsmessung

5.1 Start-up der Messgeräte

5.1.1 Lage und Einschubform des Micro-Soot-Sensors

Der für die Messung der Partikelkonzentration eingesetzte Micro-Soot-Sensor der Firma AVL List GmbH, der auch eine direkte Messung im Abgasstrang ermöglicht, besitzt für diesen Zweck eine Verdünnungseinheit, die für eine Anwendung mit hohem Abgasgegendruck ausgelegt ist. Von der AVL List GmbH wurde eine schräg geschnittene Leitung mit einem Innendurchmesser von 8 mm vorgesehen, die im Abgas senkrecht zum Gegenstrom und mit der Öffnung des Schnittes gegen Stromrichtung positioniert werden muss. Dies wird hauptsächlich gefordert, um soviel Abgas wie möglich entnehmen zu können, sodass auch die trägsten Partikel abgefangen werden. Da aber die Emissionen, folgend aus der Zielsetzung dieser Arbeit, so nah wie möglich am Auslassventil gemessen werden sollten, wurde eine Entnahmeleitung schräg in den Auslasskanal des zweiten und des fünften Zylinders eingebaut, um die Ausstöße der einzelnen Zylinder separat betrachten zu können und mit dem entsprechenden Brennverlauf auswerten zu können. Eine als Einzelstück gefertigte Edelstahl-Leitung mit einem Innendurchmesser von 4 mm wurde über den Auslasskrümmer der jeweiligen Bank ca. 10 cm in den Auslasskanal eingeschoben. Der Winkel zwischen der Achse der Leitung und der des Auslasskanals beträgt ca. 30°. Um einen höheren Abgasvolumenstrom zusammen mit den enthaltenen Partikeln entnehmen zu können, wurden zusätzliche vier Bohrungen mit einem Durchmesser von einem Millimeter an der Seite, nahe der Spitze der Leitung, in Gegenstromrichtung angebracht. Da die Daten mit einer konventionellen Entnahmeleitung und -stelle verglichen werden sollten, wurde ein ähnliches zweites MSS-Messgerät an einer Messstelle hinter der Turbine eingesetzt, die ca. 50 cm nach der Krümmung am Turbinenaustritt liegt, sodass eine senkrechte Lage in einem nahezu laminaren Strom ermöglicht wurde.

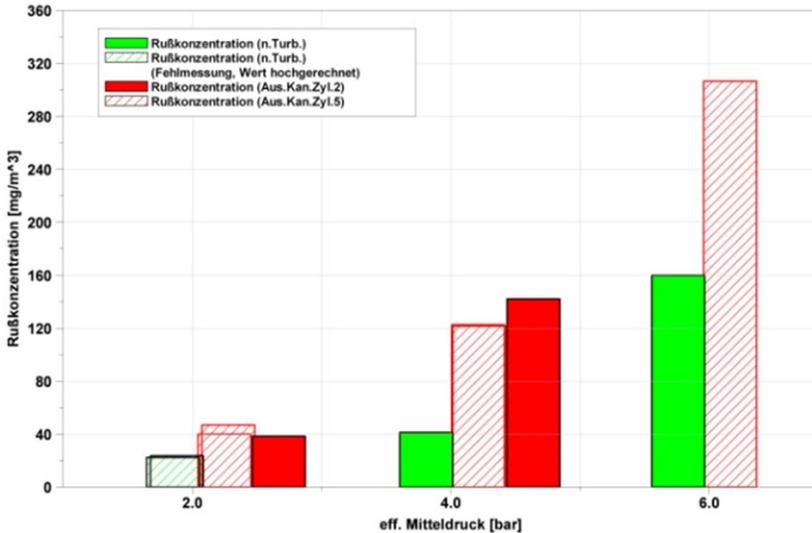


Abbildung 5.1: Partikel-Konzentration nach Turbine und am Auslasskanal der Zylinder Nr. 2 und Nr. 5

Zur Überprüfung des Einflusses der unterschiedlichen Entnahmestellen wurden stationäre Messungen bei 1000 min^{-1} mit 2 bar, 3 bar und 6 bar effektivem Mitteldruck durchgeführt. Diese Betriebspunkte wurden zweimal angefahren. In beiden Fällen war eine Entnahmeleitung hinter der Turbine angebracht, und in der ersten Messreihe eine zweite im Auslasskanal des zweiten Zylinders. Diese wurde in der zweiten Messreihe in den Kanal des gegenüberliegenden fünften Zylinders verschoben. Wie in der Abbildung 5.1 eindeutig zu erkennen ist, wurde ein erheblich höherer Ruß-Ausstoß an den Messstellen am Auslasskanal gemessen, was auf eine starke Empfindlichkeit der Verdünnungseinheit auf höhere pulsierende Auslassdrücke hinweist. Das Messgerät scheint bei pulsierender Strömung den verdünnten Massenstrom nur fehlerhaft berechnen zu können, was zu erhöhten Werten führt. Ein weiterer Vergleich wird in Abbildung 5.2 dargestellt, um die Problematik der Lage der Entnahmesonde nochmals zu verdeutlichen. In diesem Balkendiagramm sind die gemessenen Ruß-Konzentrationen wieder bei 1000 min^{-1} , aber diesmal bei Leerlauf, 2 bar und 4 bar p_{me} aufgezeigt. Die Balken zeigen jeweils die Messwerte für die Messstelle im Krümmer der rechten Zylinderbank, deren Lage ca. 3 cm vor der Turbine exakt senkrecht zur Strömungs-

richtung ist, und für die Messstelle in den Auslasskanälen. Die Entnahmeleitung wurde dafür einmal im Auslasskanal des zweiten Zylinders, und, in der folgenden Messreihe, in dem des fünften Zylinders installiert. Dieser Vergleich zeigt erneut, dass der hohe dynamische Anteil des Abgasdrucks die absoluten Werte der Ruß-Konzentration bzw. das Messverfahren selbst beeinflussen kann. Aufgrund der Pulsationen des (Abgas-)Drucks berechnet das Messgerät deutlich höhere Werte, obwohl der statische Druck im Krümmer für die ganze Messreihe die maximalen für das Messgerät zulässigen $2 \text{ bar}_{\text{rel.}} \pm 1 \text{ bar}$ nicht überschritten hat.

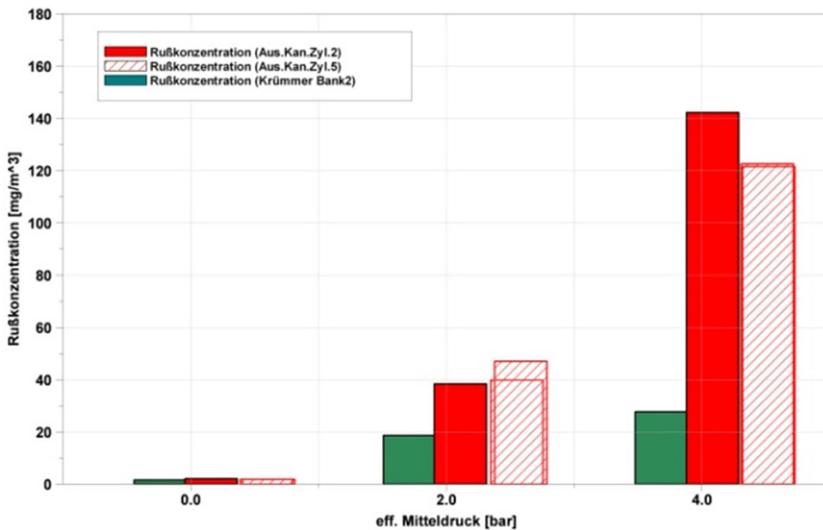


Abbildung 5.2: Partikel-Konzentration am Krümmer der 2. Zylinderbank und Auslasskanal der Zyl. Nr. 2 bzw. Nr. 5

Aus diesen Gründen wurde entschieden, auf eine zylinderspezifische Messung der Ruß-Emissionen zu verzichten und das Messgerät in einer anderen Lage zu positionieren. Diese ist die gleiche, an der die Abgase für die zentrale Abgasmessanlage entnommen werden.

5.1.2 Analyse und Validierung des Ruß-Messverfahrens

Für die Ruß- und Partikelmessung wurden zwei Messgeräte verwendet. Das erste ist der oben genannte „Micro-Soot-Sensor“ der AVL List GmbH, das für die Ruß-Messung eingesetzt wurde. Das zweite ist ein „Smokemeter 415s“ der AVL List GmbH, das den absorbierenden Anteil der Partikelkonzentration erfassen kann. Eigenschaften, Stärken und Schwächen dieser zwei Messgeräte wurden schon im Kapitel 3 ausführlich diskutiert.

Die Korrelation zwischen den beiden Größen zeigt Abbildung 5.3a. Für die gesamte Messreihe zeigt sich, dass die Ruß-Konzentration mit der FSN gut korreliert, und dass sich die Abhängigkeit für den gesamten Bereich mit einer Trendlinie dritten Grades sehr gut darstellen lässt. Die zusätzliche Analyse der Messergebnisse bei Auswertung des niedrigen Wertebereichs zeigt, dass auch dort nur eine niedrige Spreizung der Ruß-Werte vorliegt (siehe Abbildung 5.3b). Nach einer weiteren Untersuchung der Empfindlichkeit mehrerer Messgeräte in Abhängigkeit von der Lage der Messstelle wurde eine Grundvermessung des gesamten Motorkennfeldes durchgeführt. Aufgrund der hohen Laufleistung des Motors (mehr als 900 Stunden) und des untergeordneten Interesses an einer Untersuchung des Nenndrehzahlbereiches (in hoher Teillast sowie nahe der Vollastlinie) wurde der Motor auf ca. $p_{me}=22$ bar begrenzt und nur bis zu 3200 min^{-1} gemessen. Der Motor wurde mit einer typischen NEFZ-AGR-Applikation im Bereich ab ca. $p_{me}=2$ bar bis zur mittleren Last betrieben, und von Leerlaufdrehzahl bis zu ca. 2000 min^{-1} mit hohen externen Abgasraten von bis zu 47 %. Der Vergleich zwischen den Messwerten des MSS und des Smokemeters zeigt eine globale Übereinstimmung der zwei Messverfahren. Das erste stellt eine reine Ruß-Konzentration (mg/m^3) dar, das zweite den Reflexionsgrad (FSN).

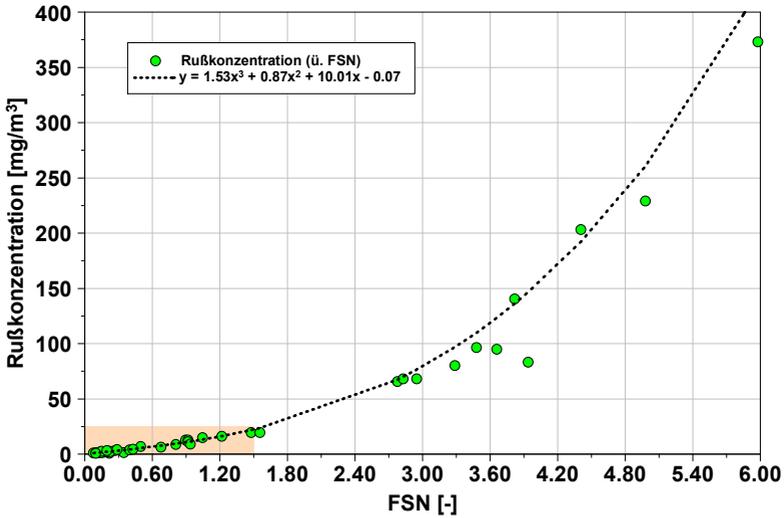


Abbildung 5.3a: Korrelation von Ruß-Konzentration und Filter-Smoke-Number

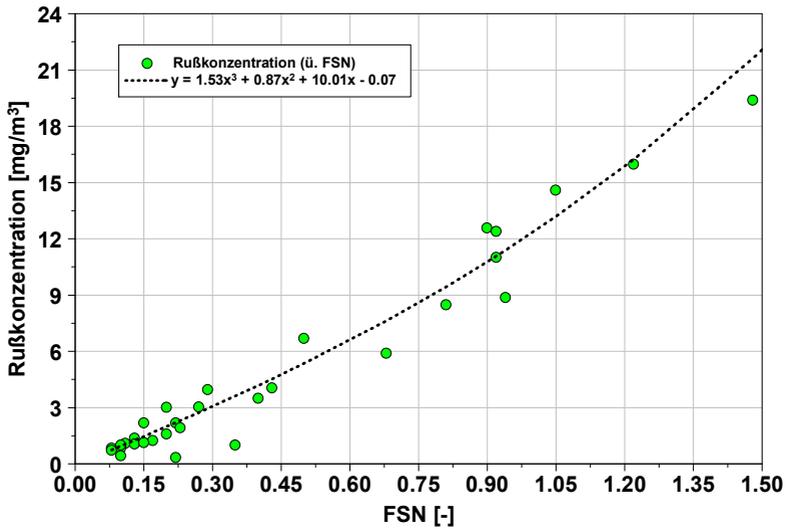


Abbildung 5.3b: Korrelation von Ruß-Konzentration und Filter-Smoke-Number (Zoom des niedrigen Wertebereiches)

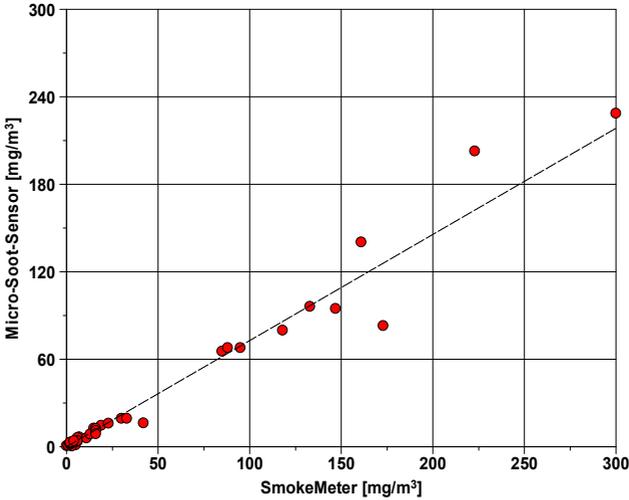


Abbildung 5.4: Korrelation der Ruß-Konzentration, MSS zu Smokemeter

Trotzdem zeigt sich tatsächlich in der gesamten Messkampagne ein konstanter deutlicher Unterschied zwischen den Messverfahren. Der über den Sootmeter gemessene Konzentrationswert ist immer etwas höher als der aus der SmokeNumber berechnete Konzentrationswert des Smokemeters. Dies wird klar in der Abbildung 5.4 dargestellt. Bei allen insgesamt fast 40 Betriebspunkten liegen die akustisch vermessenen Ruß-Werte unter den mit der Filter-Methode hochgerechneten Werten, wie die flacher als 45 Grad ansteigende Regressionsgerade zeigt (Verhältnis 0,7:1). Unter der Bedingung, dass die Gleichung zur Berechnung der Konzentration aus der FilterSmokeNumber korrekte Konzentrationen liefert, heißt dies, dass die beiden Messverfahren aufgrund der Art der Bestimmung unterschiedliche Werte ermitteln. Die Messstellen sind beide radial und ohne Abschirmung an denselben Positionen im Abgasstrang eingesetzt. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Art der Entnahme den Unterschied nicht hervorruft. Daher bleibt nur, dass spezifische Bestandteile der Partikelzusammensetzung bei einem Gerät stärker wirken als beim anderen. So zum Beispiel, dass die Basis des Konzentrationswertes beim MSS der Rußanteil an den Partikeln ist. Das Messgerät kann Asche sowie lösliche organische und anorganische Partikel nicht erfassen, das Smokemeter aber zumindestens teilweise schon.

5.2 Zylinderspezifische Auflösung des NO-Messverfahrens

Für die NO Messung wurde auf Basis der in Kapitel 3 angeführten Gründe eine Entscheidung für das *fast*-CLD500 getroffen. Es stellte sich aber auch für die NO Messung die Frage, ob hier zylinderspezifische Aussagen gemacht werden können. Aufgrund von Untersuchungen am Motorprüfstand kann dies positiv beantwortet werden. Es können hier Abhängigkeiten von unterschiedlichen Kraftstoffeinspritzungen, ungleich verteilten zurückgeführten Abgasen, der unterschiedlichen Zylinderfüllung, und letztendlich der daraus resultierenden zwischen den Zylindern ungleichen Verbrennung auf unterschiedlichem Niveau festgestellt werden. Es ist zu berücksichtigen, dass die spezielle Auslegung des OM 642 Kühlkreislaufs zu einer Ungleichmäßigkeit der Kühlwassertemperatur im Kühlkreislauf und daraus resultierend zu unterschiedlichen Bauteiltemperaturen führen kann [36]. Da es sich um einen 6-Zylinder-Motor handelt und zwei Entnahmesonden zur Verfügung standen, wurde für diese Analyse eine Sonde in den Auslasskanal des zweiten Zylinders installiert und die zweite Sonde in den gegenüberliegenden Kanal des fünften Zylinders. Diese zwei Zylinder sind innenliegend und sollten so von einer möglichen unregelmäßigen Hochdruck-AGR-Verteilung durch die V6-Anordnung am wenigsten betroffen sein. In Abbildung 5.5 und Abbildung 5.6 wird eine exemplarische Messreihe für eine vierfache Variation der Einlasskanalabschaltung-Klappenstellung (Variation EKAS-Klappe) bei konstanter Last ($p_{me}=3$ bar) und eine zweifache Variation der HD-AGR Klappe (22 % und 47 %) dargestellt. Für alle sechs dieser unterschiedlichen Betriebspunkte ist durchgehend eine höhere NO-Emission des zweiten Zylinders, unabhängig von der variierten AGR-Rate (Messpunkte Nr. 5–6) oder von der EKAS-Stellung bei konstanter niedriger AGR-Rate (Messpunkte Nr. 1–4), zu beobachten:

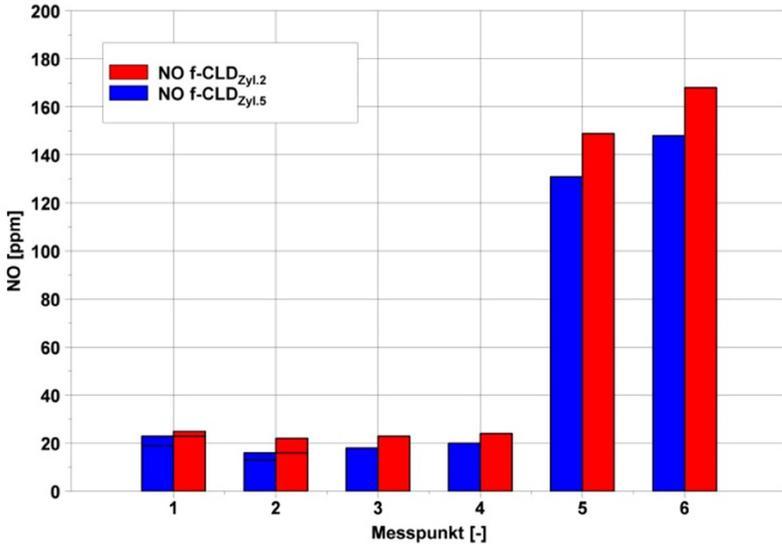


Abbildung 5.5: NO-Konzentration am Auslasskanal des Zyl. Nr. 2/5

Diese Tendenz kann primär durch die unterschiedlichen Einspritzmassen der entsprechenden zwei Zylinder erklärt werden. Mit einer Druck- und Brennverlaufsanalyse scheint in allen Punkten eine längere Einspritzung stattgefunden zu haben, obwohl der Raildruck konstant war. Da weder eine zylinderspezifische Messung der Kraftstoffmasse noch eine Anwendung einer Lambdasonde direkt im Auslasskanal möglich war, konnte die Ursache eines solchen Verlaufs nur durch eine Brennverlaufsanalyse (BVA/DVA) ermittelt werden.

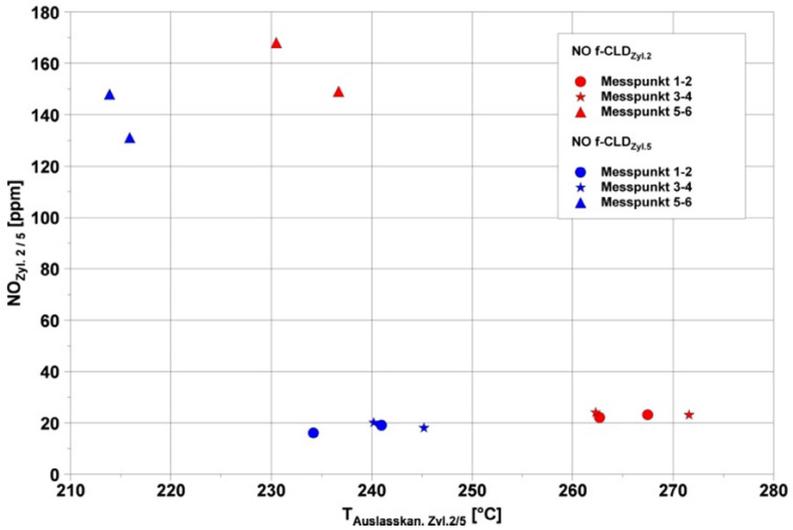


Abbildung 5.6: NO-Ausstoß am Auslasskanal der Zylinder 2 bzw. 5 in Abhängigkeit von der Krümmertemperatur $T_{3_{Krüm}}$.

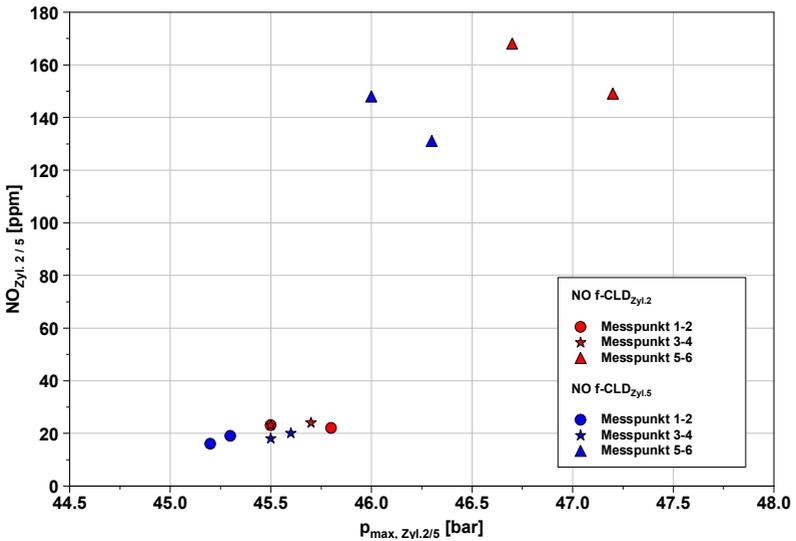


Abbildung 5.7: NO-Ausstoß am Auslasskanal der Zylinder 2 bzw. 5 in Abhängigkeit vom Maximaldruck der Zylinder 2 bzw. 5

Da die Luftverteilung über die zwei symmetrischen Ladeluftverteiler und entsprechende zwei Zylinder als gleichmäßig vorausgesetzt werden kann, wurde eine 100 %-Iteration der Kraftstoffmasse durchgeführt, um die zylinderspezifischen Verbräuche zu ermitteln. Eine Korrektur der Kraftstoffmasse, basierend auf den gemessenen Druckverläufen, wurde berechnet. Aus dieser Analyse ergibt sich eine konstant höhere Kraftstoffmasse für den zweiten Zylinder, mit der sich die höheren Druckverläufe, NO-Emissionen und Abgastemperaturen erklären lassen. Nach einem Wechsel aller Injektoren wurde daraufhin ein niedriger Druckverlauf des zweiten Zylinders gemessen.

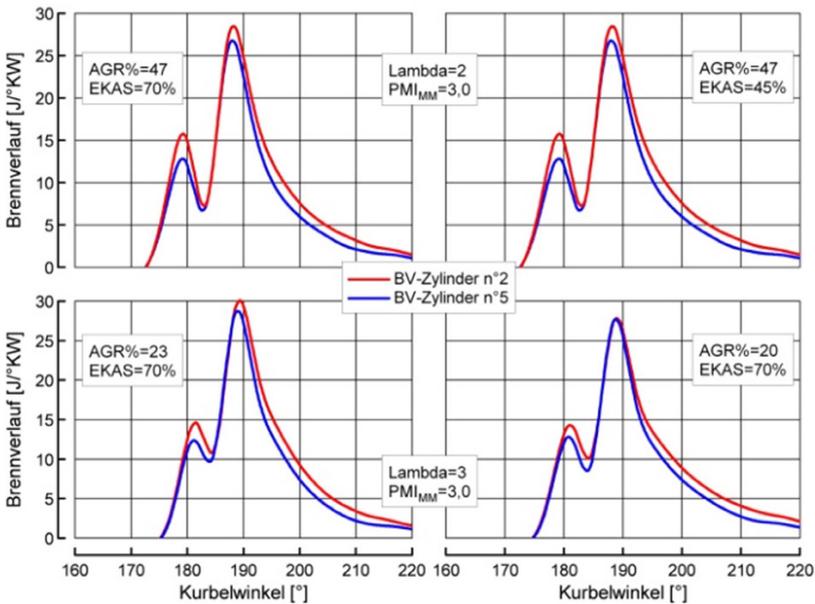


Abbildung 5.8: Brennverlaufanalyse der Zylinder 2 und 5 bei verschiedenen Lasten

5.3 Stationäre Parametervariationen

Um ein Verständnis der instationären Emissionen zu ermöglichen und daraus im Folgenden korrekte Schlüsse ziehen zu können, wurden mehrere stationäre Parametervariationen durchgeführt. Diese wurden jeweils in Form von Einzelparametervariationen durchgeführt, um Wechselwirkungen auszuschließen und die Auswertung zu erleichtern. In den nächsten Paragraphen werden die folgenden Parameter variiert:

- a) EKAS-Stellung
- b) Saugrohrtemperatur
- c) AGR-Temperatur
- d) Einspritzstrategie der Voreinspritzungen
- e) Raildruck
- f) Ladedruck (über Drosselklappenstellung)
- g) Motorbetriebstemperatur
- h) Einspritzstrategie der Voreinspritzungen

5.3.1 Variation der EKAS-Stellung

Diese Technologie wurde für Ottomotoren unter dem Namen Controlled High Turbulence (CHT) schon in den neunziger Jahren von der Yamaha Motor Co. Ltd. Gruppe entwickelt. In heutigen Dieselmotoren wird häufig dieses jetzt als EKAS bezeichnete System eingesetzt, um zur Verbrennungsverbesserung Drall im Zylinder zu erzeugen. Hierbei wird beim Vierventilmotor mit getrennten Einlasskanälen für jedes Ventil durch eine Klappe einer der beiden Einlasskanäle geschlossen und dadurch beim Einströmen ein Drall erzeugt. Auch der OM 642 Dieselmotor besitzt eine Einlasskanalabschaltung. Ein weiterer Effekt ist die Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit im noch offenen Einlasskanal, was eine höhere Ladungsbewegung in der Saugphase zur Folge hat. Die Ladungsbewegung selbst wird dank der Form des sogenannten Drall-Kanals nochmals erhöht. Der Drall-Kanal weist einen spiralförmigen Verlauf um die Einlassventilachse auf und ist für die Erzeu-

gung eines hohen Dralls zuständig. Er dient zur Erzeugung eines homogenen Luft-Kraftstoff-Gemischs und bewirkt eine dementsprechende Verringerung des Ruß-Ausstoßes. Im niedriglastigen Bereich ist die EKAS eine der wenigen hierfür verfügbaren Maßnahmen, da der maximale Einspritzdruck begrenzt werden muss. In der hier durchgeführten Parametervariation wurde die EKAS-Stellung bei konstantem Einspritzdruck und bleibender Einspritzstrategie mit konstanter Motordrehzahl und -last, sowie konstanter Stellung der AGR-, Drossel-, VTG und ECB (Exhaust Gas Cooling Bypass) Klappen, variiert. Dieser Versuch wurde bei einer relativ niedrigen Motordrehzahl von ca. 1000 min^{-1} und konstanter Last mit $p_{me} = 3 \text{ bar}$ durchgeführt. Wie in Abbildung 5.9 dargestellt, hat die Variation der Stellung grundsätzlich einen Einfluss auf die Voreinspritzung und auf die Brenndauer, jedoch nur bedingt durch Veränderung der maximalen Wärmefreisetzung.

Die höheren Drall-Werte führen zu einem späteren Brennbeginn der ersten Voreinspritzung, die Umsetzung der zweiten scheint nur mäßig zu erfolgen. Die Änderungen der Vorverbrennung haben nur bedingte Auswirkungen auf die Hauptverbrennung, da der Druckgradient nur um ca. 10 % variiert und die Schwerpunktage sich um $0,2^\circ\text{KW}$ nach hinten verschiebt. Andererseits ist die Auswirkung auf die zweite Phase der Hauptverbrennung mit einer stärkeren Wärmefreisetzung in der Expansionsphase deutlich zu erkennen. Diese hat einen zusätzlichen Abfall des Brennverlaufs und dadurch ein früheres Brennende zur Folge, was zusammen mit der besseren Luftdurchmischung die 5-fach reduzierten Ruß-Emissionen, von $41,2 \text{ mg/m}^3$ auf $8,5 \text{ mg/m}^3$, erklärt. Da jedoch die Verbrennungstemperaturen nur vernachlässigbar höher sind und durch die bessere Vermischung lokal magerere Bereiche entstehen, ist der NO-Ausstoß nahezu konstant.

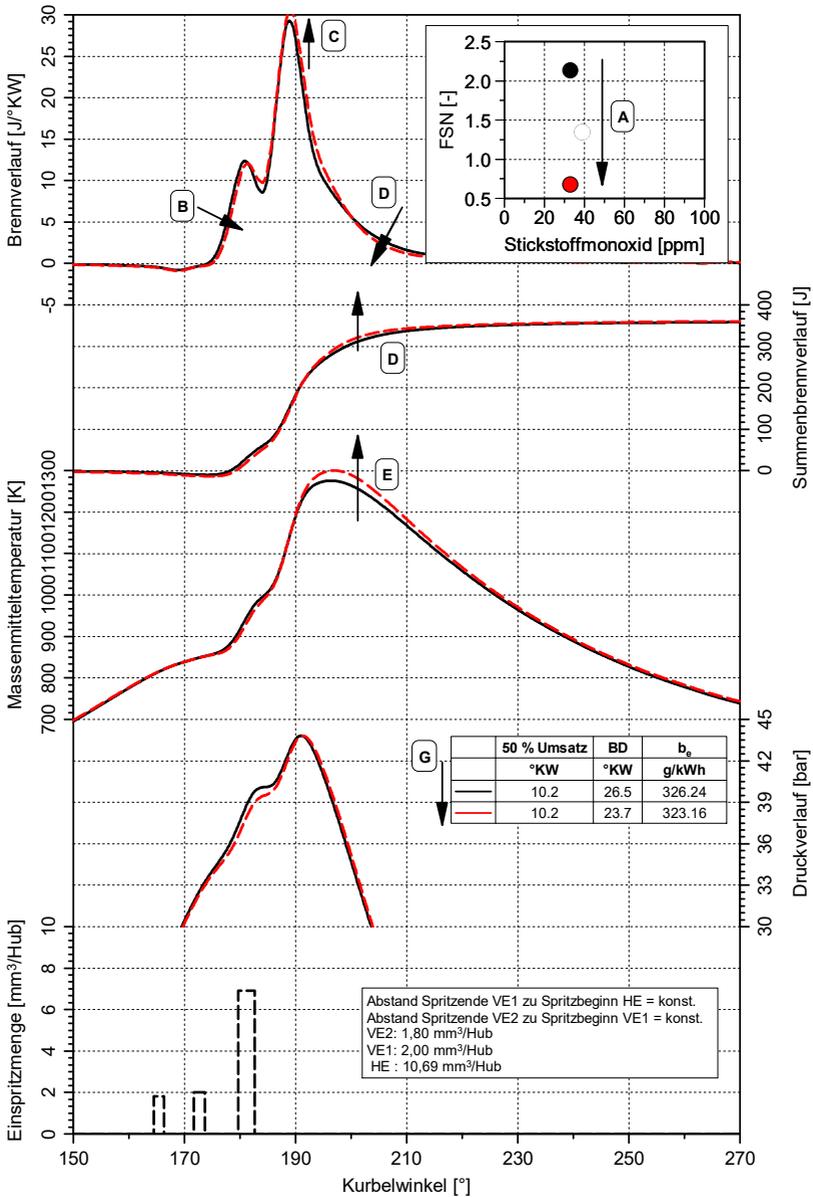


Abbildung 5.9: Drall-Variation. Betriebspunkt $n=1000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 3 \text{ bar}$, $\lambda = \text{konst.}$

5.3.2 Variation der Saugrohrtemperatur (über Ladeluftkühler)

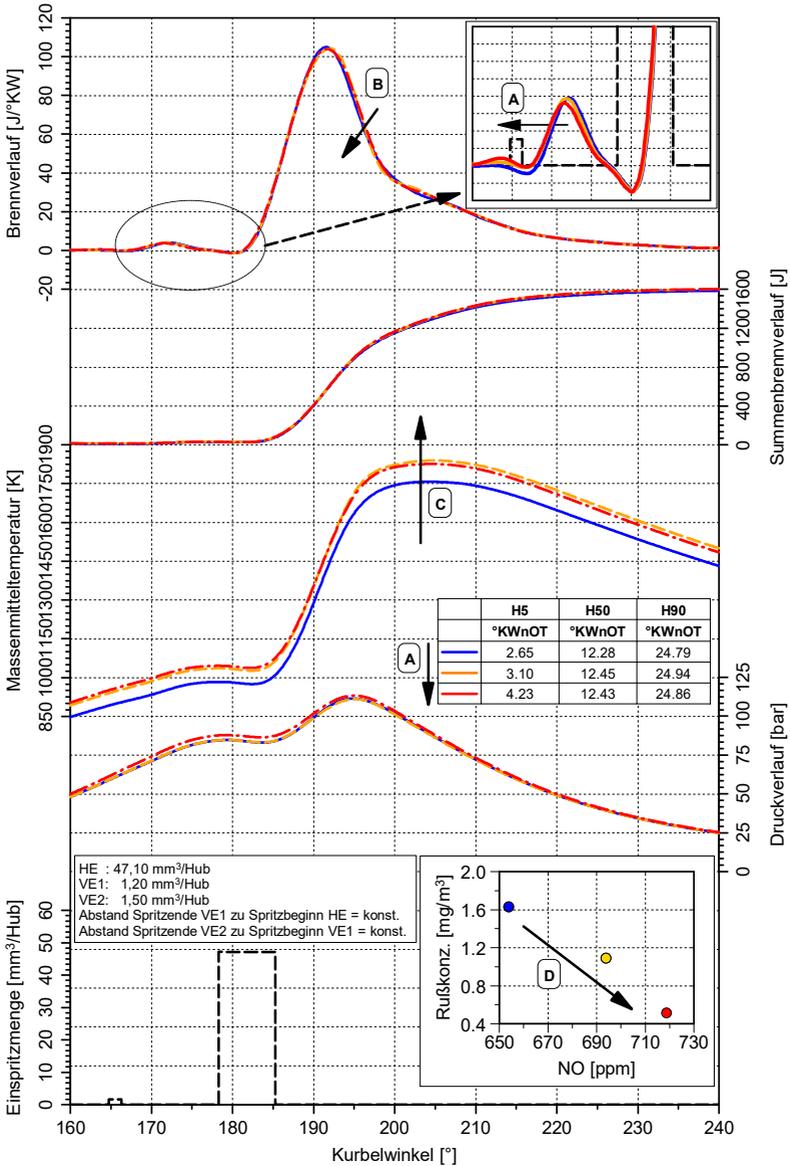


Abbildung 5.10: $T_{2_Saugrohr}$ -Variation. 2000 min^{-1} , $p_{me} = 14 \text{ bar}$, $H50 = \text{konst.}$

Die Variation der Saugrohrtemperatur, bzw. ihre Absenkung, ist ein häufig eingesetztes Mittel in der Motorentwicklung, da dieser Parameter die Leistung, den Wirkungsgrad und die Emissionen sehr stark beeinflusst. Eine niedrigere Ladelufttemperatur bedeutet erstens eine bessere Füllung und zweitens einen besseren gesamten Zyklus-Wirkungsgrad aufgrund der niedrigeren Wandwärmeverluste in der Kompressionsphase und dank der niedrigeren Zyklus-Starttemperatur. Für die Schadstoffemissionen bedeutet die Absenkung der Starttemperatur eine konsequente Reduzierung der Spitzentemperatur und damit eine direkte weitere Verringerung der Stickstoffoxid-Entstehung. Dies erfolgt infolge der niedrigeren Temperaturen, bzw. der niedrigeren maximalen Temperatur und der schwächeren Nachoxidation in der Expansionsphase, zu Ungunsten der HC- und Ruß-Emissionen, die damit tendenziell erhöht werden.

Die Reduktion der Ladelufttemperatur von 61 bis 35 °C erfolgte in dieser Messreihe über den Ladeluftkühler, wobei die Temperatur nach dem Ladeluftkühler von 59 auf 27 °C abgesenkt wurde. Gleichzeitig gab es keine externe Abgasrückführung, um Änderungen im AGR-Gehalt auszuschließen. Mittels gezielter VTG-Regelung wurde eine konstante Füllung (+/-1 %) beibehalten und die Schwerpunktlaste mittels der Änderung des Ansteuerbeginns der Haupteinspritzung (ABHE) konstant auf ca. 12,4°KW gehalten. Die Kraftstoffmenge der Vor- und Haupteinspritzungen sowie deren Einspritzstrategie wurden dementsprechend mit konstantem Raildruck über die ganze Messreihe konstant gehalten. Die Drallklappe blieb mit einer Stellung von 95 % geschlossen. Darüber hinaus wurden die Kühlwasser- und Motoröltemperatur auf jeweils 85 °C bis 90 °C geregelt.

Die NO-Messwerte folgen erwartungsgemäß der Variation der Saugrohr- bzw. Füllungstemperatur. Bei einer maximalen Anhebung der Massenmitteltemperatur über den ABHE von ca. 22 K nimmt der NO-Ausstoß um ca. 10 % zu. Während die Ruß-Emissionen die NO-Werte spiegeln und um bis zu 75 % sinken, bleiben im Gegensatz dazu die HC-Emissionen über die ganze Messreihe nahezu unverändert im Bereich von 30-31 ppm. Dies bestätigt die Ergebnisse, die unter anderem von A. J. Torregrosa erzielt wurden [48], der drei verschiedene Motorbetriebspunkte mit unterschiedlichen Ansauglufttemperaturen betrieben hat. Bei einem zu dem hier gefahrenen ähnlichen Betriebspunkt, 2400 min^{-1} , $p_{\text{me}} = 10 \text{ bar}$ und $\text{AGR} = 5 \%$, wurde dort festgestellt, dass die HC-Emissionen auf einem sehr niedrigen Niveau liegen

und mit zunehmender Last sowie sinkendem AGR-Prozentsatz eine immer kleinere Abhängigkeit von der Saugrohrtemperatur aufweisen.

5.3.3 Variation der Saugrohrtemperatur (über AGR-Kühler-Bypass)

Die Hauptmaßnahme zur drastischen Reduktion der Stickstoffoxide beruht auf einer Rückführung der Abgase in den Saugtrakt. Diese inerten Gase bewirken eine Absenkung der maximalen Verbrennungstemperatur, jedoch auch starke Füllungeinbußen. Allgemein steigen auch die Wandwärmeverluste in der Kompressionsphase mit zunehmender Gastemperatur. Eine geeignete partielle Lösung dieses Problems ist der Einsatz eines AGR-Wärmetauschers, der aber bei einigen Betriebspunkten und Randbedingungen, wie zum Beispiel in der Kaltstart-Phase, um dort die schon kritische Zündwilligkeit nicht weiter zu beeinträchtigen und die Kondensatbildung zu vermeiden, überbrückt werden muss. Dieser Bypass wird als ECB (aus dem Englischen EGR Cooling Bypass) bezeichnet. Die im Folgenden dargestellten acht Motorbetriebspunkte wurden bei 2000 min^{-1} gefahren, wobei Füllung, EKAS-Stellung und Raildruck konstant gehalten wurden, sodass sich durch die Regelung der VTG und der Drosselklappe trotz der AGR-Kühlung eine konstante Last ergibt.

Wie in Abbildung 5.11 dargestellt, verursacht die höhere Ladelufttemperatur einen kürzeren Zündverzug der ersten Voreinspritzung mit einer dementsprechend schnelleren und kräftigeren VE1-Verbrennung. Beleg dafür sind die jeweilige Brennverläufe und deren Änderung der Schwerpunktlage dieses Verbrennungsanteils um ca. 2°KW . Dieses Phänomen bewirkt eine zusätzliche Verringerung des Zündverzuges der Hauptverbrennung. Bei allen Betriebspunkten wurden in den vier ungekühlten Fällen größere Gradienten der Brennraten, sowie anschließend ein leicht niedrigerer maximalen Wert erreicht. Diese Ergebnisse decken sich mit denen aus der Literatur [48], die eine ähnliche Tendenz bzw. ebenfalls eine Abhängigkeit der Brennverläufe von der Füllungstemperatur zeigen, weshalb auch neue Zündverzugsmodelle zur Steuerung und Regelung von selbstzündenden Brennverfahren entwickelt wurden [61].

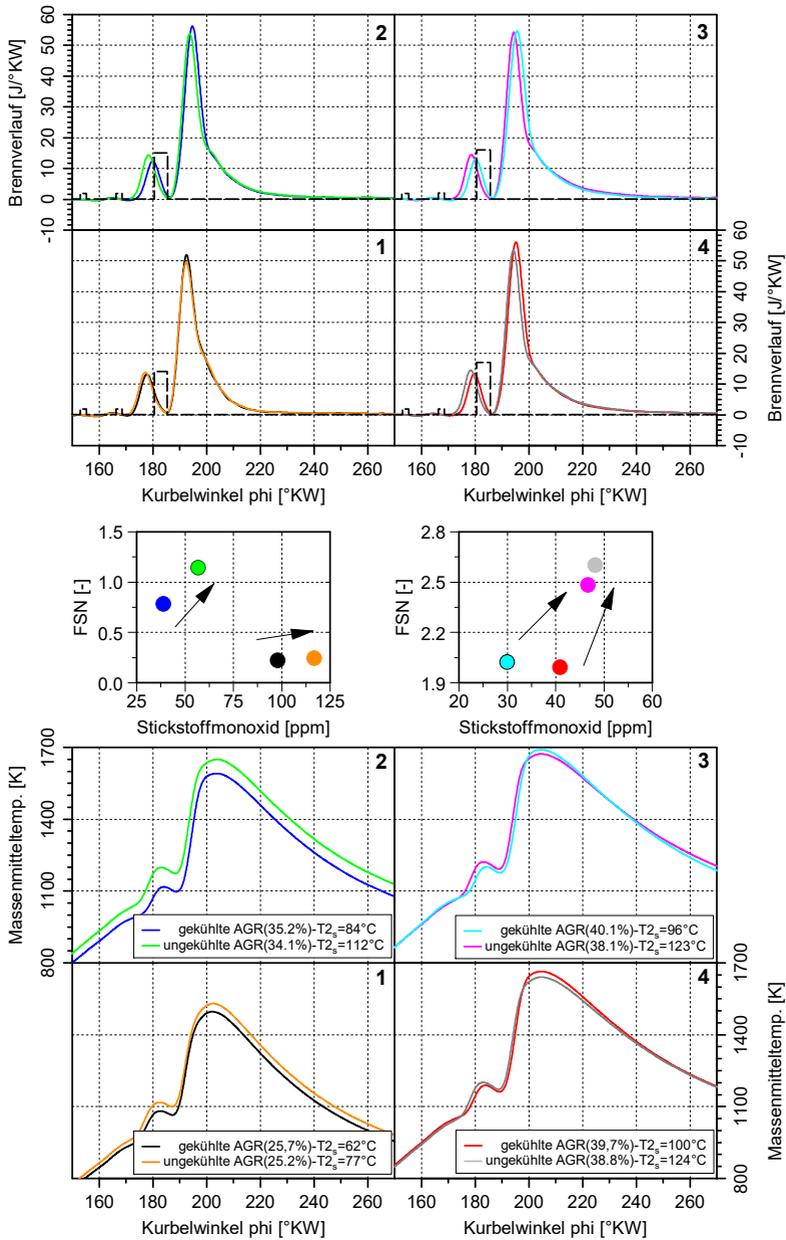


Abbildung 5.11: ECB-Variation. 2000 min^{-1} , $p_{\text{me}} = 5 \text{ bar}$, $\text{AGR} = 25 \dots 45 \%$

Dieser Effekt spiegelt sich in den Massenmitteltemperatur-Diagrammen wider, in denen zu erkennen ist, dass die Massenmitteltemperatur mit geöffnetem Bypass wegen der schnelleren vorgemischten Verbrennung der Voreinspritzung zu Beginn höher ist, aber dann der Verlauf sanfter wird. Im Hinblick auf die Ruß-Emissionen ist die direkte Wirkung der Ladelufttemperatur auf den Ruß-Ausstoß zu erkennen. Der Zündverzug in den „kalten“ Betriebspunkten bewirkt grundsätzlich eine Verlagerung der VE1-Verbrennung nach später, wodurch sie sich mit der Einspritzung der Hauptverbrennung überlappt, was höhere Ruß-Emissionen zur Folge haben könnte. Gleichzeitig verlängert sich allerdings, wie schon erwähnt, auch der Zündverzug der Haupteinspritzung. Der Anteil der vorgemischten Verbrennung erhöht sich dort entsprechend, und die Ruß-Emissionen fallen so ab.

Bei stärkeren AGR-Applikationen von ca. 40 % stößt der Motor bei den ungekühlten Varianten mehr Stickstoffoxide aus, obwohl die maximale Massenmitteltemperatur in diesem Fall unter der gekühlten Variante liegt. Der steilere Gradient der Hauptverbrennung und der höhere Premixed-Anteil liefern einen möglichen Erklärungsansatz. Diese zwei Faktoren bewirken eine höhere Temperatur des Verbrannten und eine höhere Massenmitteltemperatur um den ZOT, und dadurch zu hohen NO-Ausstößen, obwohl die Gemischtemperatur im gekühlten Fall in der Spitze leicht niedriger ist, wie Diagramm 3 und 4 in Abbildung 5.11 zeigen. Einmal mehr soll hier daran erinnert werden, dass die Stickstoffmonoxid-Werte, wie in der Literatur häufig erwähnt, nicht eine einfache Funktion der Massenmitteltemperatur, sondern eine Funktion der an der Verbrennung beteiligten Gase im Brennraum sind [37].

5.3.4 Variation der Voreinspritzstrategie

Die Möglichkeit, mehrere kleine, präzise gesteuerte Kraftstoffmengen nacheinander einzuspritzen, erlaubt bei der Motorenentwicklung, den Verlauf der Verbrennung durch die Vorverbrennungen zu beeinflussen. Dies wurde zu Beginn vorrangig zur Verringerung des Verbrennungsgeräusches eingesetzt, in der Folge auch zur Absenkung von zu hohen Brennraumtemperaturen. Die Erwärmung des Gases im Brennraum mit der gleichzeitigen Zunahme an Radikalen bewirkt einen kürzeren Zündverzug, mit einem sanfteren Druckanstieg als Konsequenz. Die Verbrennung wird damit akustisch leiser.

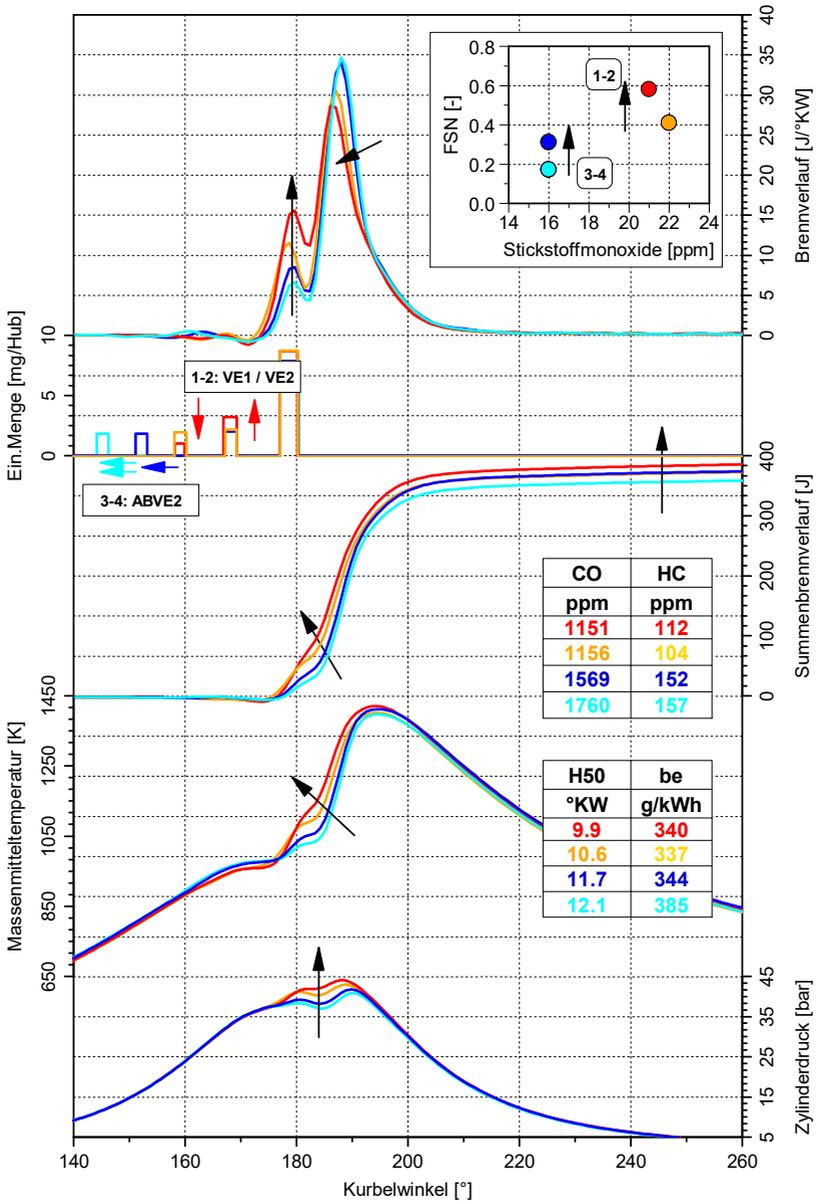


Abbildung 5.12: VE1/VE2-Variation. 1400 min⁻¹, p_{me} = 3 bar, AGR = 43 %

Die Emissionen ändern sich dementsprechend mit dem variierenden Premixed-Anteil und mit der Lage und Höhe des Spitzendrucks. Um die Einflüsse über mehrere transiente Verläufe zu untersuchen, sind hier repräsentativ zwei Parametervariationen dargestellt. Die ersten Messreihen 1 und 2 sind eine Variation der Kraftstoffverteilung über die zwei Voreinspritzungen, im Diagramm mit dem Index (1–2) beschriftet, und die zweite Variation 3 und 4 ist eine relative und absolute Verschiebung der Lage der zwei Voreinspritzungen und im Diagramm mit (3–4) bezeichnet. Abbildung 5.12 stellt die Ergebnisse dieser vier Betriebspunkte dar. Im zweiten wurde die VE variiert, indem 10 % bzw. 0,2 mm³ des Kraftstoffs der VE1 zur vorherigen VE2 verlagert wurden. In diesem Fall ist zu sehen, dass die vorgemischte Verbrennung der VE1 deutlich schwächer wird und so der reduzierte Premixed-Verbrennungsanteil der VE2 zu einer höheren Air-Entrainment und folglich zu einer niedrigeren Ruß-Produktion führt. Der verschobene unverbrannte Anteil brennt länger und stärker diffusiv in der Hauptverbrennung, wie der maximale Wert des Brennverlaufs und die dementsprechende Verschiebung der Schwerpunktlage zeigen, und mit einer erhöhten Nachoxidation. In den Messungen Nr. 3 und Nr. 4 wurde die zweite Voreinspritzung jeweils um 900 µs (ca. 8°KW) Richtung früh verschoben. In diesem Fall verstärkt sich das oben beschriebene Phänomen, sodass die Verbrennung der ersten Voreinspritzung noch deutlich schwächer abläuft und die Haupteinspritzung stärker, aber später brennt. Diese letzte Variation hat zwar nur eine mäßige relative Auswirkung, das Ergebnis ist aber konsistent mit dem eben zuerst beschriebenen Fall und bestätigt damit die Tendenz. Die Ruß-Werte sinken weiter ab und die NO-Emissionen folgen aufgrund der noch weiter fallenden Massenmitteltemperatur derselben Tendenz. Die HC-Emissionen steigen umgekehrt proportional. Die signifikante Unvollständigkeit der VE1/VE2-Verbrennung macht sich durch den unterschiedlichen Summenbrennverlauf (–5...–10 %) und die erhebliche Zunahme der Kohlenstoffmonoxide (zwischen ca. +50...+60 %) und der Kohlenwasserstoffe (bis zu ca. +50 %) bemerkbar.

5.3.5 Variation des Raildrucks

In der Teillast ist der Raildruck im Allgemeinen deutlich niedriger als die maximal möglichen 3000 bar eingestellt, um die Reibleistung der Hochdruckpumpe zu begrenzen. Abbildung 5.13 fasst tabellarisch die Reibverluste

zusammen. Bei einem Teillast-Punkt von ca. $p_{me} = 7$ bar und 1000 min^{-1} wurden alle Stellungen konstant gehalten. Um eine bestmöglich vergleichbare Verbrennung zu erhalten, wurde der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung, und damit der zwei Voreinspritzungen, über den Online-Heizverlauf kontrolliert stetig verschoben.

Auf diese Weise wurde die Verbrennungsschwerpunktlage, trotz des schrittweise um 100 bar erhöhten Raildrucks, konstant auf ca. 10°KW nach ZOT gehalten. Der minimale Einspritzdruck wurde ab dem für diesen Betriebspunkt minimalen Wert von 400 bar über die serienmäßigen 500 bar bis hin zu den maximalen 900 bar unterschiedlich eingestellt. Die begrenzenden Faktoren, die eine weitere Anhebung des Raildrucks limitieren, sind das Verbrennungsgeräusch und der zu hohe Leistungsbedarf der HD-Pumpe. Der zunehmende Ruß-Ausstoß sowie die längere Brenndauer und die damit verbunden stark steigenden Kohlenmonoxid-Werte legen den unteren Grenzwert des Raildrucks fest. Der erste Effekt des höheren Drucks ist natürlich die höhere Einspritzrate, die eine schnellere Verbrennung zur Folge hat. Die bessere Zerstäubung mit einem deutlicheren Premixed-Anteil ist die andere Konsequenz. Wird der effektive spezifische Verbrauch beobachtet, sieht man, dass die schnellere Verbrennung bei konstanter Schwerpunktlage die negativen Auswirkungen der Hochdruckpumpe-Reibleistung nur teilweise ausgleicht. Die längere Brenndauer mit dem längeren Ausbrand in der Expansionsphase sorgt im Fall eines sehr viel niedrigen Raildrucks für höhere CO-Ausstoße. Die Ruß-Emissionen verhalten sich bekanntermaßen umgekehrt proportional zum Raildruck, wobei über den Raildruck ab einem gewissen Druck keine weitere Verbesserung, das heißt keine Reduzierung der Partikelemissionen, möglich ist. Nachdem die Ruß-Werte um ca. 50 % gesunken sind, wird diese Schwelle bei ca. 600–700 bar erreicht. Weitere Druckerhöhungen führen, wenn überhaupt, nur zu marginalen Partikelreduzierungen, und die minimalen Gewinne gehen auf Kosten eines viel höheren Verbrauchs. Die NO-Emissionen sind dagegen von der Raildruck-Erhöhung wenig betroffen, da die Verbrennungstemperatur nur relativ spät in der Expansionsphase entsprechend steigt. Ohne eine Korrektur der Verbrennungsschwerpunktlage wären andererseits die NO-Emissionen deutlich stärker gestiegen, wie Abbildung 5.14 zeigt.

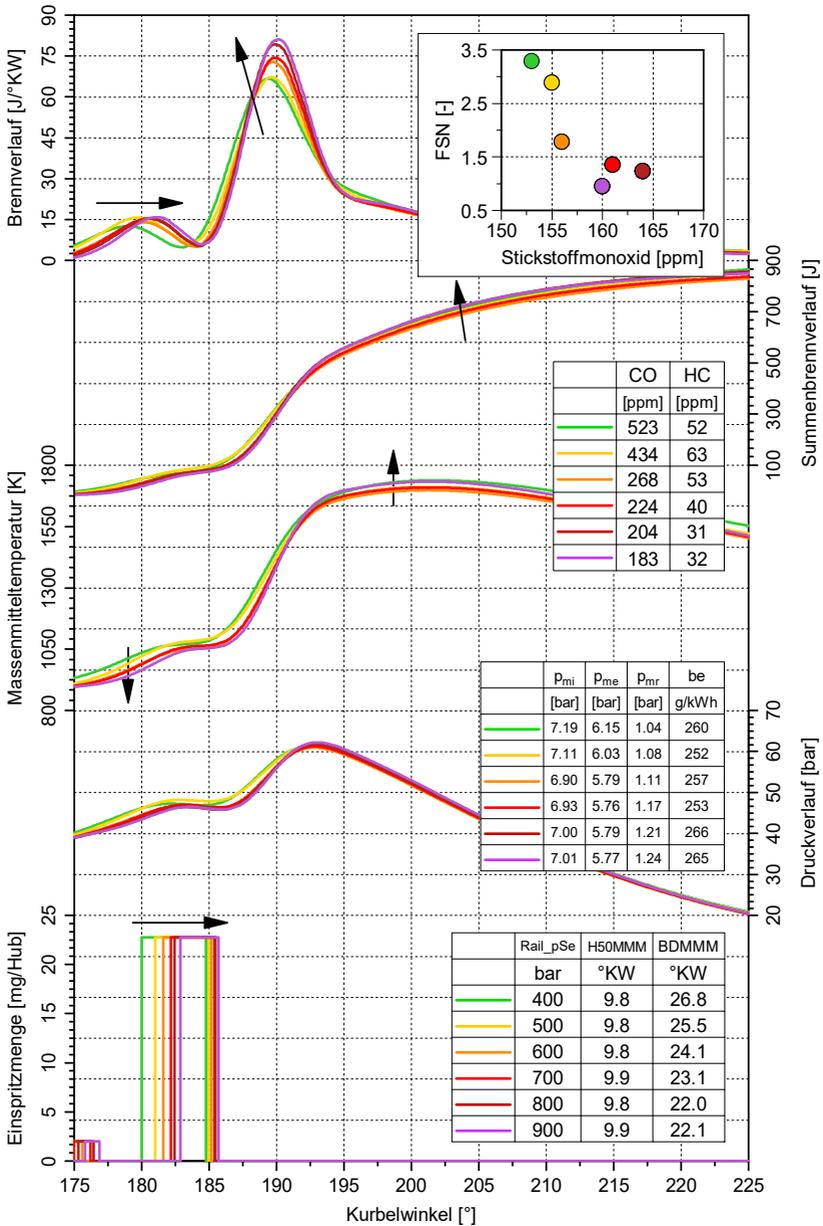


Abbildung 5.13: Raildruck-Variation. 1000 min^{-1} , $p_{me} = 7 \text{ bar}$, $H50 = \text{konst.}$

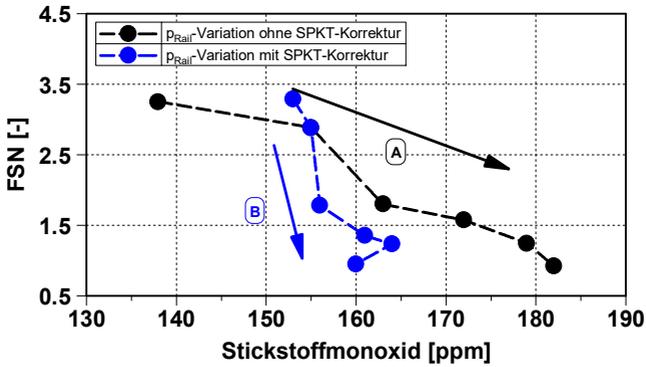


Abbildung 5.14: Vergleich der Raildruck-Variation mit/ohne H50-Korrektur

5.3.6 Variation des Ladedrucks (über VTG-Stellung)

Um den Effekt des unterschiedlichen Ladedrucks von dem der entsprechend höheren Ladelufttemperatur zu trennen, wurde in dieser Messreihe die Ansaugtemperatur im Einlasskanal konstant gehalten. Durch die sich öffnende VTG und die konstante Einspritzstrategie ergibt sich ein sinkender Lambda-Wert bei niedrigerem Ladedruck (siehe Abbildung 5.15). Entsprechend steigen damit die Massenmitteltemperatur des Gemischs und die ausgestoßenen Stickstoffmonoxide um ca. 30 %, bei einer Absenkung des Saugrohrdruckes um ca. 40 %. Die Ruß-Emissionen liegen bei dieser Variation auf einem sehr niedrigen Niveau, da keine AGR vorhanden ist, eine relativ hohe Drehzahl vorliegt und die Drosselklappe fast komplett geschlossen ist. Aus der Verschiebung der Vorverbrennung und der stark variierenden Massenmitteltemperatur sind hier keine Auswirkungen auf die Ruß-Emissionen zu erkennen.

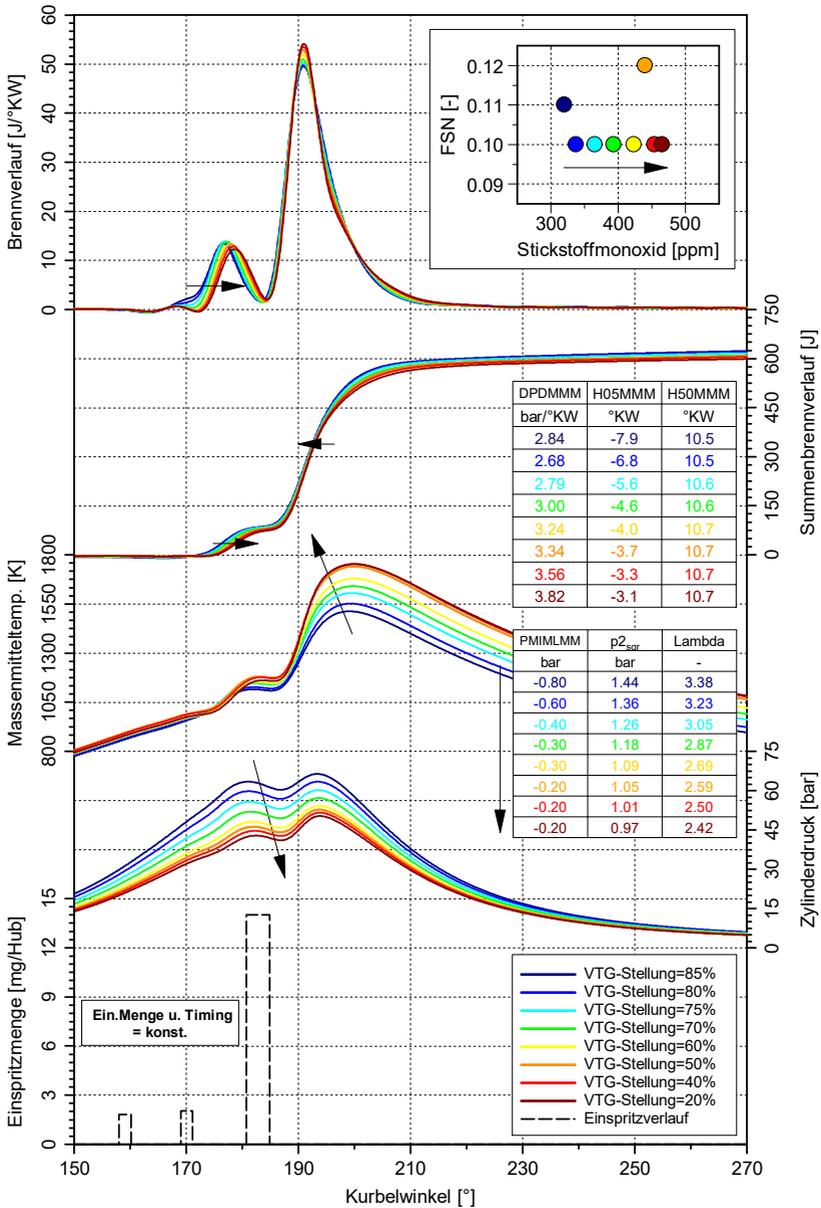


Abbildung 5.15: Variation der VTG-Stellung. 1600 min⁻¹, p_{me}=5 bar, ohne AGR

Auffällig sind auch die Verläufe der spezifischen Verbräuche, die im gezeigten Bereich um ca. 10 % bis 15 % variieren, sowie die des effektiven Mitteldrucks. Aufgrund der sinkenden Ladungswechselerarbeit erreicht man bei konstanter Einspritzmasse mit geöffneter VTG eine höhere Effizienz. Die etwas längere Verbrennung und die schlecht brennenden Voreinspritzungen gehen hier zu Lasten einer Erhöhung des Kohlenmonoxid-Ausstoßes um bis zu 20 %.

5.3.7 Variation der Motorbetriebstemperatur über Kühlwasser- und Öl-Temperatur

Eine interessante Parametervariation, besonders im Hinblick auf die Entstehung der Ruß- und Stickstoffmonoxid-Emissionen während transienter Vorgänge, ist die Variation der Motorbetriebstemperatur. Die Motorbetriebstemperatur ist allerdings eine Größe, die bedeutende Auswirkungen auf mehrere Aspekte hat. Der Reibmitteldruck nimmt bei sinkenden Motorölmotemperaturen zu, da die Motorölviskosität mit sinkender Öltemperatur überproportional steigt. Darüber hinaus beeinflusst die Motorbetriebstemperatur direkt die Wandwärmeverluste, die Füllungstemperatur, und in Folge dessen den Brennverlauf eines Dieselmotors sehr stark. Beispielsweise wird die Umsetzung der kleinen Kraftstoffmengen der mehreren Voreinspritzungen, besonders der zweiten und der eventuell vorgesehenen dritten, tendenziell unvollständiger. Eine Maßnahme zum Gegensteuern ist unter anderem die Abschaltung der Kolbenkühlung mittels Ölspritzdüse in der Kaltstartphase. Wie unter anderem H. Ogawa in seiner Arbeit untersucht hat [44], variieren die HC- und NO_x -Emissionen eines Diesel-Motors während einer Kaltstartmessung von Zyklus zu Zyklus. Es wurde gezeigt, dass sich jeweils eine unterschiedliche Kolbentemperatur von ca. 110 °C und 150 °C, abhängig von der eingestellten Kühlmittel- und Motoröltemperatur von 15 °C und 80 °C, einstellt, und dies bis zu ca. 25 % niedrigere HC- und 7 % höhere NO_x -Emissionen zu Folge hat. Eine andere Möglichkeit, um die VE1/VE2-Umsetzung anzuheben bzw. eine vollständige Umsetzung zu erreichen, ist zum Beispiel die Anwendung von Glühkerzen, um dadurch eine bessere Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffs zu erzielen. B. Last [45] stellte die Fähigkeit neuer Materialien bzw. der zuletzt entwickelten Keramik-Glühkerzen dar. Die Temperatur der angesaugten Luft kann damit während der Anlassphase um bis zu 100 K angehoben werden, und bei -25 °C Kalt-

starttemperatur damit eine Reduktion der HC-Emissionen von bis zu 70 % erzielt werden. Sind die Geometrie der Einspritzdüse und die Kraftstoffeigenschaften gegeben, lassen sich die Gastemperatur am Einspritzbeginn und der Zündverzug mittels dieser Maßnahmen direkt beeinflussen.

Mehrere experimentelle Versuchsergebnisse stützen die Annahme, dass der Zündverzug dem klassischen Arrhenius Gesetz

$$ID \sim \frac{e^{\frac{A}{T_a}} \cdot d^E}{\rho_a^B \cdot p_{rail}^C \cdot O_2^D} \quad \text{Gl. 5.1}$$

folgt. Somit nimmt der Zündverzug mit sinkender Zylindergastemperatur exponentiell zu [46]. Wenn einerseits allgemein anerkannt ist, dass der Zündverzug vom Einspritzbeginn bis zum Brennbeginn sowohl von den chemischen als auch von den physikalischen Prozessen beeinflusst wird, werden andererseits letztere eine besondere Rolle spielen und damit eine besondere Wichtigkeit haben, wenn das Brennverfahren bei unkonventionellen Betriebsbedingungen stattfindet. Zu diesem Thema führte L. Malbec an einem optisch zugänglichen Viertakt Einzylinder-Prüfling eines NFZ Diesel-Motors mit Direkteinspritzung laserspektroskopische Untersuchungen durch [57]. Es wurde eine Variation der Einspritzdauer bei einer variierenden Zylindergastemperatur von 760 bis zu 900 K durchgeführt. Dazu wurde jede Messung 30 Mal wiederholt, um die entsprechende Standardabweichung zu analysieren, da der Zündverzug bei den niedrigsten Temperaturen und der längsten Ansteuerdauer über die Versuchsreihe große Messabweichungen aufwies (siehe Abbildung 5.16).

Es sind in dieser Variation zwei besondere Phänomene deutlich zu beobachten, zum einen der erwähnte und erwartete Einfluss der Gastemperatur auf den Zündverzug, sodass ein deutlich verspäteter Brennbeginn auch bei einer sehr kurzen über die Variation konstanten Haupteinspritzungsansteuerdauer festzustellen ist, zum anderen der zunehmende Zündverzug mit ansteigender Ansteuerdauer. Diese haben zu Folge, dass der Brennbeginn mit sehr langen Ansteuerdauern während der Einspritzung stattfindet. Bei absinkenden Gastemperaturen nimmt diese Tendenz mit der Länge der Einspritzdauer zuerst immer stärker zu, wobei sich der Zündverzug ab einem gewissen Wert stabilisiert und nicht mehr ansteigt. Im Gegensatz dazu steigt aber die Stan-

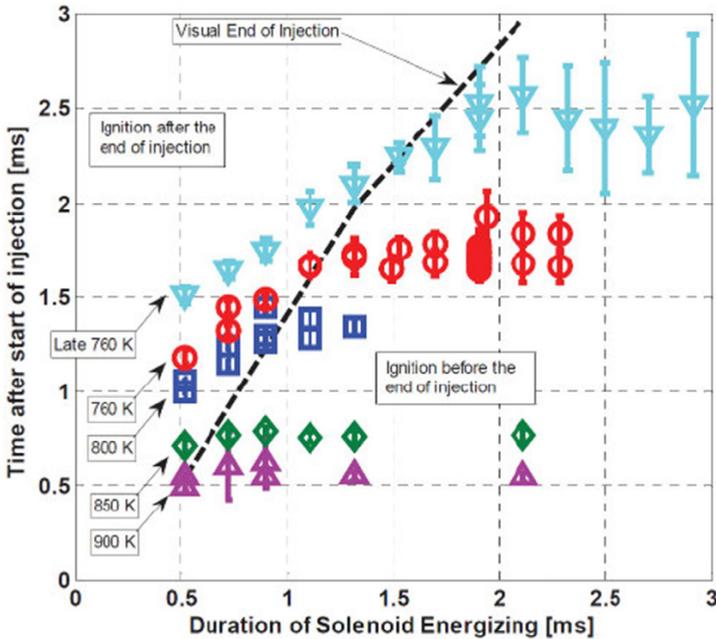


Abbildung 5.16: AD-Variation der HE-Einspritzung in Abhängigkeit von der am OT zwischen 760 und 900 K variierenden Füllungs-temperatur [57].

ardabweichung deutlich immer höher an. Diesen Temperatureinfluss auf den Zündverzug untersuchte unter anderem auch Q. Wang [62], der den Effekt eines Luftvorwärmungssystems auf die Verbrennung und auf die Emissionen eines Diesel-Methanol dual-fuel Motors beobachtete. Die Luftsaugrohrtemperatur wurde von den Standardbedingungen von 35 °C auf bis zu 115 °C variiert. Damit wurde dargestellt, wie die höhere Temperatur die Kraftstoffverdampfung, die Zündwilligkeit und die Flammenausbreitung erhöhen kann. So wurde zwar ein besserer spezifischer Verbrauch erzielt, da die Schwerpunktlage sich deutlich in Richtung OT verschob, was aber wegen des viel höheren Zylinderdrucks und damit zunehmender Spitztemperatur auch zu einem deutlich höheren Stickstoffoxidausstoß führte.

Die Motoröl- und Motorkühlmitteltemperatur sind so indirekte Einflussfaktoren auf die Emissionentstehung, da sie eine variierende Motorbetriebs-

temperatur bewirken, die dann am Ende einen direkten Einfluss auf die Emissionen hat. Diesen Einfluss haben T. C. Malouf und J. J. Moskwa [60] an einem Einzelzylinder-Versuchsmotor untersucht, bei dem sie mittels eines *fast*-CLD Messgeräts die Stickstoffoxidkonzentration maßen und in Bezug zur durch unterschiedliche Thermosonden, die in den Kühlwasserkreis an verschiedenen Stellen um die Zylinderbuchse und in den Zylinderkopf eingeschraubt wurden, ermittelte Kühlwassertemperatur setzten. Sie konnten in ihrer Arbeit eine Korrelation feststellen (siehe Abbildung 5.17), es wurde aber keine instationäre Brennverlaufsanalyse zur Untersuchung der Abhängigkeit der NO-Emissionsentstehung von einer Last- oder Drehzahl-Änderung durchgeführt.

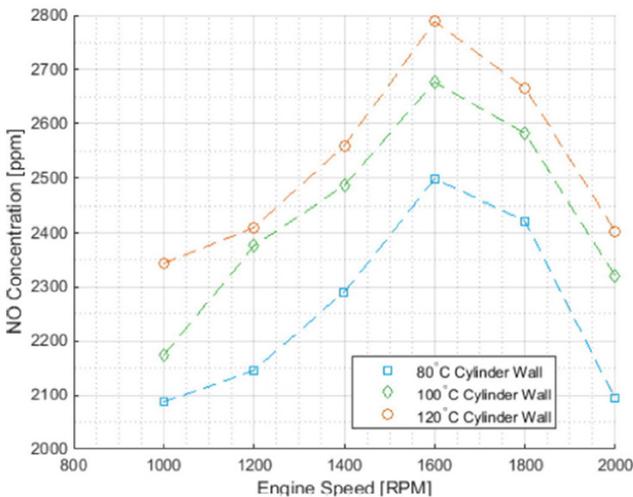


Abbildung 5.17: NO in Abhängigkeit von der Zylinderwandtemperatur [60]

Die zwei in diesem Kapitel im Fokus liegenden Messreihen mit deutlich abgesenkten Betriebstemperaturen sollen zur Untersuchung dieses Einflusses dienen. Diese Analyse wird hier in den im Folgenden dargestellten Versuchen mittels zweier Konditionieranlagen am Motorprüfstand durchgeführt, die durch einen Wasser/Wasser- und einen Wasser/Öl-Wärmetauscher die Einstellung der gewünschten Motoröl- und Motorkühlmitteltemperatur ermöglichen. Wie schon in den vorherigen Kapiteln erwähnt, ist ein Motoröl/Kühlmittel-Wärmetauscher zwischen den zwei Motorzylinderköpfen

serienmäßig verbaut. Ein erheblicher Temperaturunterschied zwischen der Motoröl- und der Kühlmitteltemperatur ist damit dementsprechend schwer einstellbar und es ist nur mittels zweier sehr starker Konditionieranlagen ein moderates Delta erzielbar.

Es werden zwei Versuche dargestellt:

1. eine Motoröl- und Kühlmittel-Temperaturvariation mit HD-AGR
2. eine Motoröl- und Kühlmittel-Temperaturvariation ohne HD-AGR

Variation der Motorbetriebstemperatur mit HD-AGR

In diesem ersten Versuch wurden 9 Betriebspunkte gemessen (siehe Abbildung 5.18). Die Kühlmitteltemperatur wurde in drei Schritten – von ca. 30 °C bis ca. 70 °C – verstellt, und dabei jeweils die Motoröltemperatur um ca. ± 10 °C variiert. Diese Messungen sollen typische Betriebszustände eines Motors wiedergeben. Es wurde daher die serienmäßige HD-AGR-Applikation und Einspritzstrategie verwendet. Ausgewählt wurde ein Teillastpunkt aus dem unteren NEFZ-Bereich mit $p_{me} = 3$ bar und 850 min^{-1} .

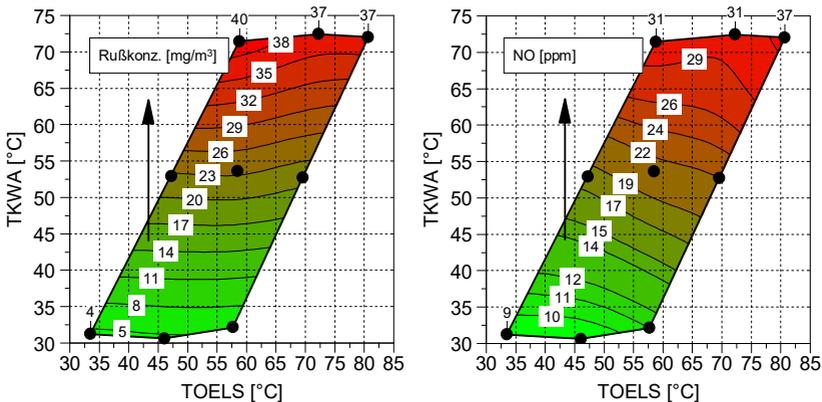


Abbildung 5.18: Ruß- und Stickstoffmonoxid-Emission über Kühlwasser- und Öl-temperatur

Es gibt mehrere Gründe für die Auswahl dieses Betriebspunkts, der dem Ausgangspunkt der instationären Versuche, die in den folgenden Kapiteln

beschrieben werden, entspricht. Die mäßige Wärmefreisetzung dieser niedrigeren Last ist besonders vorteilhaft für die transiente Messung einer schnellen und deutlichen Lastanhebung. In einem solchen instationären Vorgang ist der Temperaturunterschied zwischen Gas und Brennraumwand am relevantesten. Aus diesem Grund wurden diese thermischen Effekte auf die Verbrennung hier zuerst stationär untersucht. Fernerhin wird die Spreizung der aktuellsten Getriebe so ausgelegt, dass der Verbrennungsmotor mit einer „down-speeding“ Strategie wesentlich häufiger im unteren Drehzahlbereich arbeitet (Reibungsreduktion), und daher diese Betriebspunkte von kundenrelevantem Interesse sind. A. J. Torregrosa et al. [48] zeigten in ihrer Arbeit letztendlich auch, wie die Abgasrohmissionen bei einer niedrigeren Last empfindlicher auf einer Wandtemperaturvariation reagieren. Im Verlauf der Temperaturvariation dieser Messreihe blieb die gesamte Einspritzstrategie unverändert, sowohl die Einspritzsteuerzeiten als auch der Raildruck. Die VTG-, AGR-, EKAS-, ECB- und Drosselklappenstellungen wurden ebenfalls nicht variiert. Da die Verbindungskanäle des OM 642 Kühlwasserkreises zwischen Motorzylinderkopf und Kurbelgehäuse inmitten der Einlasskanäle liegen, wird die Ladelufttemperatur durch die Kühlmitteltemperatur indirekt beeinflusst. Daher steigen die Massenmitteltemperaturen über die Variationen entsprechend leicht an. Wie tabellarisch in der Abbildung 5.19 zusammengefasst, erreicht die Füllung ein Delta in der Saugrohrtemperatur von bis zu 20 K vor der Kompressionsphase, das bis auf maximal 40 K am Einspritzbeginn ansteigen kann. Bei den niedrigsten gefahrenen Temperaturen steigt der Zündverzug deutlich, sodass sogar die erste Voreinspritzung nur verspätet nahe dem ZOT brennt. Der bis zu ca. 5°KW verspätete Zündbeginn verursacht eine schnellere Verbrennung, die mit steileren Druckgradienten abläuft und sich durch einen höheren vorgemischten Anteil und schnelleren Ablauf mit niedrigerer Ruß-Entstehung auszeichnet. Bemerkenswert ist die steigende Abhängigkeit der NO-Bildung auch von der Motoröltemperatur. Je höher diese ist, desto kräftiger reagiert die NO-Bildung auf eine Variation der Öltemperatur. Bezüglich dieses Trends ist zu sagen, dass auch die Streuung der gemessenen NO-Emissionen genau die Verteilung der Massenmitteltemperaturverläufe in der ersten Verbrennungsphase nach dem ZOT wiedergibt. In dieser Phase ist die Stickstoffoxid-Bildungsrate am höchsten [32].

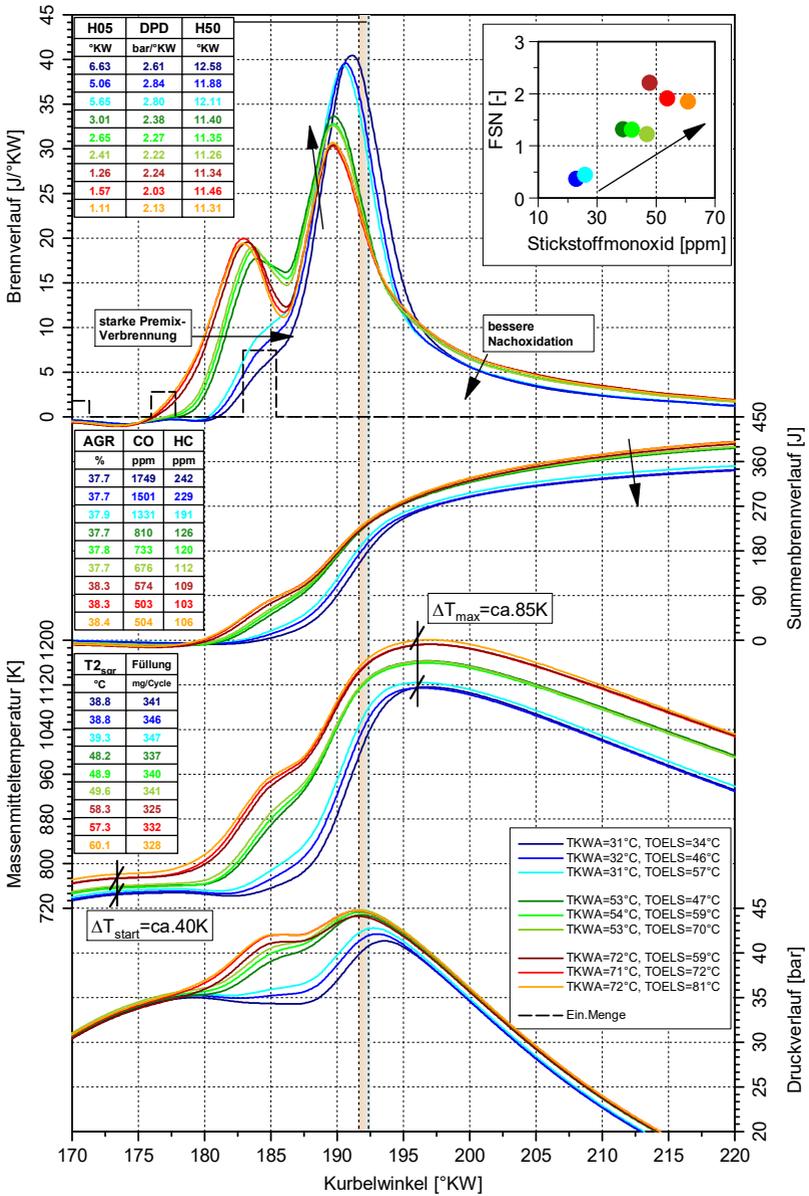


Abbildung 5.19: Kühlwasser- und Motoröltemperatur-Variation. 850 min⁻¹, p_{me} = 3 bar, AGR = konst.

Ferner ist die klassische Tendenz der Abhängigkeit der CO- und HC-Emissionen von der Motorbetriebstemperatur deutlich darstellbar. Aufgrund der starken unvollständigen Verbrennung nehmen die CO-Werte erheblich zu (um den Faktor 3). Die HC-Ausstöße erreichen auch schnell ein relevantes Niveau, da sie ab einer sehr niedrigen Motorbetriebstemperatur überproportional steigen.

Variation der Motorbetriebstemperatur ohne HD-AGR

Das Verzichten auf die AGR-Applikation ermöglichte eine eindeutige Bestimmung der Zusammensetzung des Gemischs, nun mit reiner Luft, und eine einfachere Regelung der Ladelufttemperatur über den Wasser/Luft-Ladeluftkühler, die auf ca. 25 °C konstant geregelt wurde. Die so bestimmte Füllungstemperatur zusammen mit der fixen Stellung der Klappen führt zu einer Anhebung der Füllung um maximal ca. 1 %.

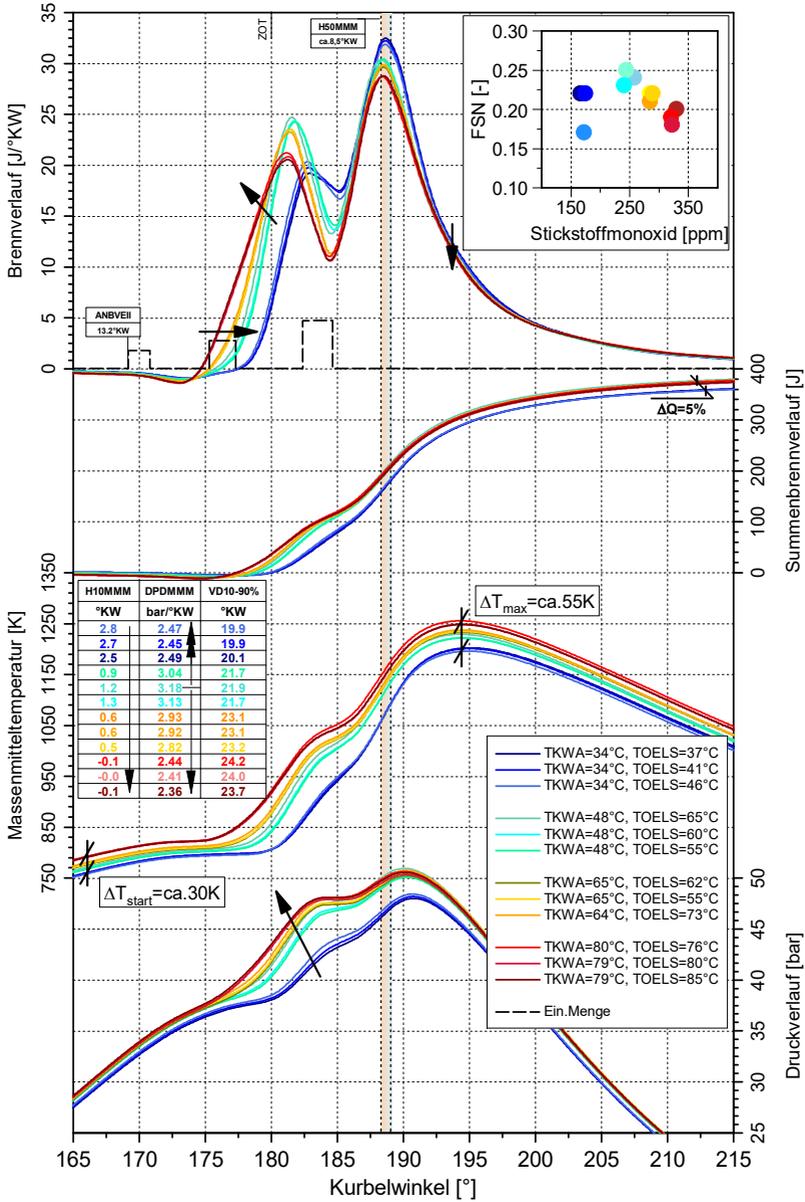


Abbildung 5.20: Kühlwasser- und Motoröltemperatur-Variation.850 min⁻¹, p_{me}= 3 bar, ohne AGR

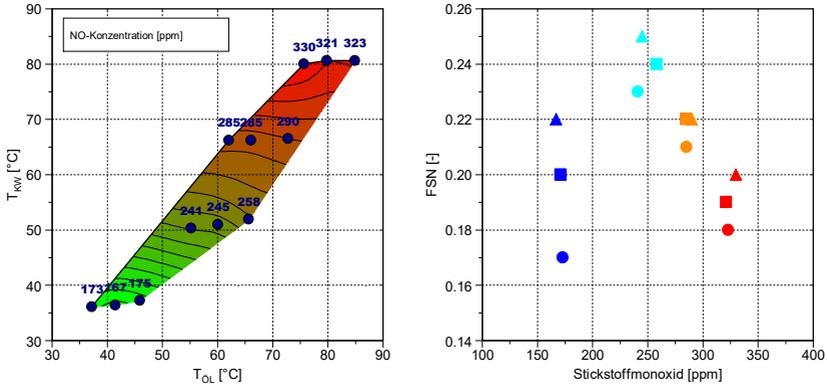


Abbildung 5.21: NO-Emission über Kühlwasser- und Motoröltemperatur und Ruß(FSN)/NO-Schere

In dieser Messreihe wurde die Kühlmitteltemperatur in vier Schritten erhöht und die Öltemperatur mit einer Toleranz von ca. ± 5 °C eingestellt. Diese Last entspricht dem gleichen Mitteldruck des vorherigen Versuchs, nämlich $p_{me}=3$ bar. Mit einer zunehmenden Füllungs- und Wandtemperatur zündet die erste Voreinspritzung früher. Dieses Phänomen, zusammen mit der schon ab dem Start höheren Gastemperatur und mit der vor dem ZOT stärkeren Wärmefreisetzung, hat eine bis zu 55 K höhere maximale Massenmitteltemperatur zur Folge. Im Vergleich zu dem vorherigen Versuch wird die bessere und schnellere Umsetzung der ersten Voreinspritzung ohne AGR deutlich erkennbar. Die sinkende Temperatur des Verbrannten bei Absenkung der Ladelufttemperatur bewirkt ein paralleles Abfallen der NO-Emissionen und eine Zunahme der Ruß-Emissionen.

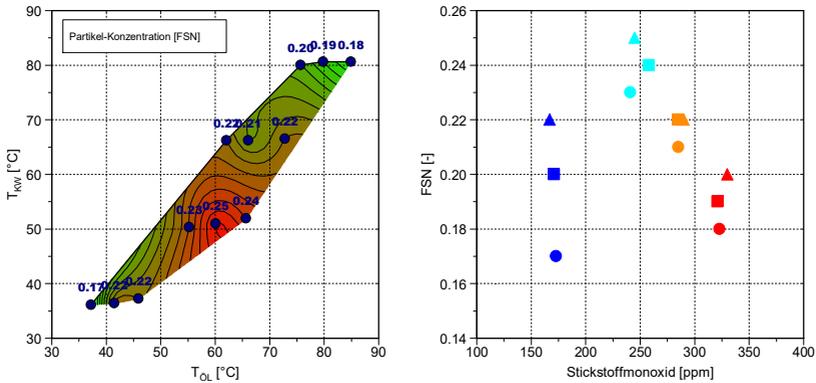


Abbildung 5.22: Partikel-Emission über Kühlwasser- und Motoröltemperatur und Ruß(FSN)/NO-Schere

Anders als zuvor sinken die Ruß-Werte in den ersten drei Messungen. Die gravimetrisch gemessenen Abweichungen der gesamten Einspritzung sind, mit bis zu 7 % weniger Kraftstoff für die drei kühlestn Fälle, eine mögliche Ursache dafür. Zusätzlich verschiebt sich der Brennbeginn dieser drei Versuche aufgrund des hohen Zündverzuges so stark nach später, dass die Verbrennung der zwei Voreinspritzungen unmittelbar nach Einspritzende der letzten stattfindet.

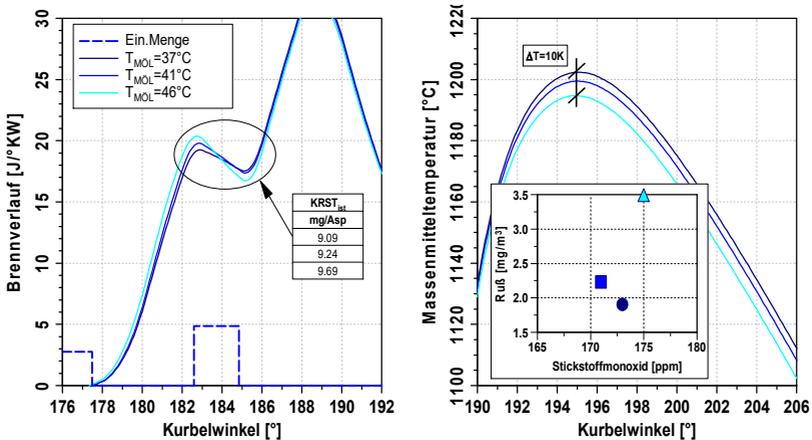


Abbildung 5.23: Brenn-, Massenmitteltemperaturverlauf und Ruß/NO-Schere 850 min⁻¹, p_{me} = 3 bar, ohne AGR, T_{KWA} = 34 °C

Dieser Einspritzablauf könnte so demzufolge in einem homogeneren, besser gemischten und noch nicht brennenden Zustand erfolgt sein, der grundsätzlich eine mäßigere Ruß-Entstehung verursacht haben sollte. Es ist zu berücksichtigen, dass die Verdampfungsenthalpie der Haupteinspritzung einen hohen Einfluss auf die brennenden Voreinspritzungen ausübt, sodass die Brennraten auch relativ stark abnehmen.

Diese Ergebnisse decken sich sehr gut mit den Untersuchungen von A. J. Torregrosa et al. [48] (siehe Abbildungen 5.24, 5.25 und 5.26). In dieser Arbeit wurden in ähnlicher Weise die Ansaugluft- und Kühlmitteltemperaturen an einem 1,6 L Vierzylinder Euro 5 Dieselmotor mit Direkteinspritzung variiert und die entsprechenden Daten für Leistung und Abgasrohmissionen gemessen. Wie in Abbildung 5.23 dargestellt, ist analog der Abbildung 5.24 deutlich zu erkennen, dass eine höhere Kühlmittel- bzw. Wandtemperatur eine schnellere Umsetzung der VE1- sowie der Haupteinspritzung bewirkt. Die Spitzenwerte der Brennverläufe sind damit mit zunehmender Kühlmitteltemperatur, wie im Projekt ermittelt, jeweils ansteigend (VE1) bzw. abfallend (HE).

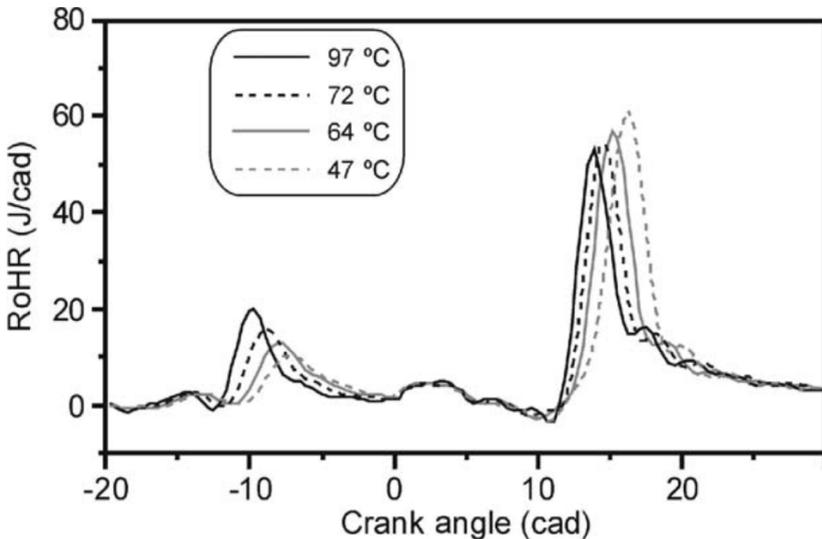


Abbildung 5.24: Brennverlauf. 1500 min^{-1} , $p_{me} = 3 \text{ bar}$, $AGR = 29 \%$, Kühlmisssertemperaturvariation von 47 bis 97 °C [48]

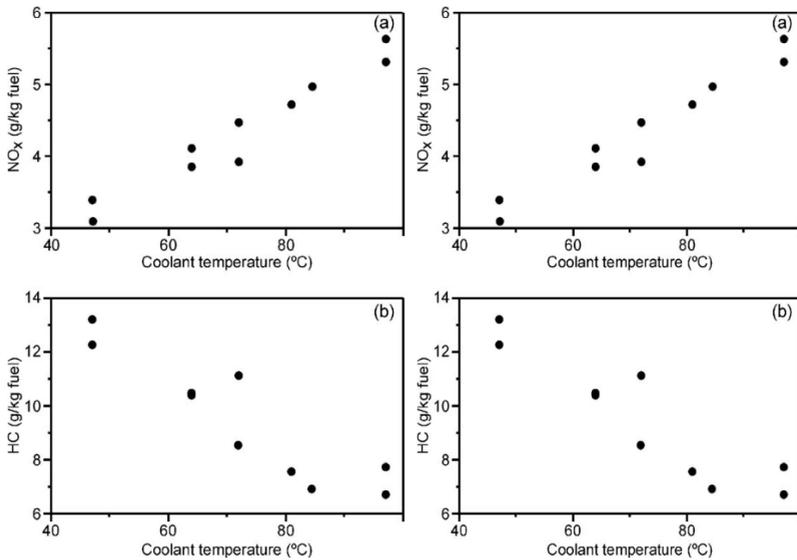


Abbildung 5.25: NO- und HC-Emission über T_{KW} . 1500 min^{-1} , $p_{me} = 3 \text{ bar}$, $AGR = 28,6 \%$ [48]

Diese Messergebnisse zeigen aber auch eine vergleichbare Analogie in Bezug auf die Rohemissionen. Eine höhere Kühlmitteltemperatur hat einen deutlich verstärkten NO-Ausstoß sowie gegenläufig sinkende HC-Emissionen zu Folge. In ähnlicher Weise stellt eine zweite Ladedruck- und Kühlmitteltemperaturvariation vergleichbare Ergebnisse dar.

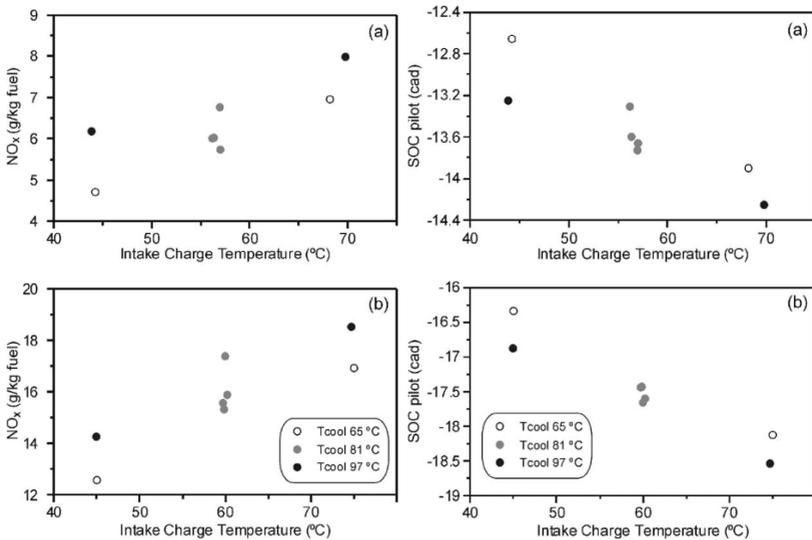


Abbildung 5.26: NO-Emissionen und BBHE über Saugrohrtemperatur. Kühlwassertemperaturvariation von 47 bis 97 °C:
 (a) 1440 min⁻¹, $p_{me} = 5,5$ bar, AGR = 17,4 %,
 (b) 2400 min⁻¹, $p_{me} = 10$ bar, AGR = 5,8 % [48]

Auch die Ergebnisse dieser zwei weiteren Messreihen bestätigen, wie der Zündverzug mit sinkendem Ladedruck sowie sinkender Kühlmitteltemperatur beachtlich zunimmt. Die Kraftstoffzerstäubung und Verdampfung mildern sich, da beide Phänomene thermisch gesteuerte Prozesse sind, mit der immer kälteren Füllung ab, die Zündwilligkeit des Luft-Kraftstoff-Gemischs verringert sich, und letztendlich steigt der Zündverzug an. Aufgrund der niedrigeren Füllungstemperatur am Brennbeginn und des schwächeren Druckanstiegs erreicht die maximale Massenmitteltemperatur auch in diesem Fall einen niedrigeren Wert, und damit fallen die NO_x-Emissionen entsprechend ab.

Ein ähnliches Wachstum der CO-Emissionen wie in der ersten dargestellten Betriebstemperaturvariation mit HD-AGR findet auch über diese Messreihe statt, in der die absoluten Durchschnittswerte der Kohlenstoffmonoxide insgesamt bis um den Faktor drei höher sind, wenn die Motorkühlmitteltemperatur von ca. 37 °C auf ca. 80 °C ansteigt. Sicherlich ist eine Ursache davon, aufgrund der niedrigeren Massenmitteltemperatur, die absinkende

Nachoxidation in der Expansionsphase. Die Kohlenwasserstoffe dagegen nehmen nur sehr leicht zu, dank des immer noch mageren, AGR-freien Gemischs ($\lambda = \text{ca. } 3,8$), siehe auch Tabelle 5.1.

Tabelle 5.1: Motorbetriebstemperatur-Variation, CO- und HC-Emissionen

TKWA		CO		HC	
36,5 °C		590 ppm		98 ppm	
51,1 °C	+29 %	360 ppm	-64 %	88 ppm	-11 %
66,3 °C	+23 %	261 ppm	-38 %	84 ppm	-4 %
80,4 °C	+18 %	201 ppm	-30 %	76 ppm	-11 %

5.3.8 Lambda-Variation über die Einspritzmenge

Dieser Versuch wurde durchgeführt, um bei einer konstanten Motordrehzahl die Abhängigkeit der NO-Emissionen vom Verbrennungsluftverhältnis analysieren zu können, besonders im Bereich um den stöchiometrischen Wert. Der Versuch wurde am Motorprüfstand bei einer konstanten Motordrehzahl von 1000 min^{-1} durchgeführt.

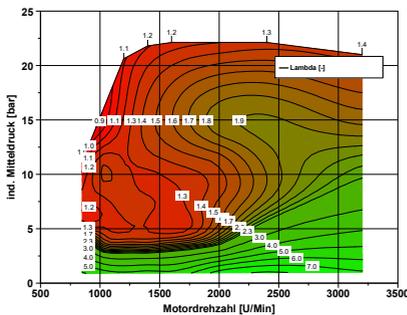


Abbildung 5.27: λ -Kennfeld [-]

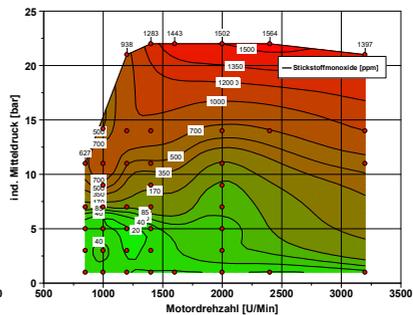


Abbildung 5.28: NO-Kennfeld [ppm]

Vollast-Betriebspunkte im LET (aus dem Englischen Low-End-Torque) werden heutzutage schon in der Serie mit einem globalen Luftverhältnis von bis zu ca. $\lambda=1,05$ gefahren, um sehr anspruchsvolle Drehmoment-Werte bei einer sehr niedrigen Motordrehzahl erreichen zu können. Dieser niedrige

Wert entspricht normalerweise der stationär applizierbaren Ruß-Grenze [27] (siehe Abbildung 5.27), dem λ -Kennfeld des am Motorprüfstand gemessenen OM 642 Prüflings, und dem daraus resultierenden entsprechenden NO-Kennfeld (Abbildung 5.28). Diese Grenze wird allerdings instationär oft überschritten. Während einer Lastanhebung wird der gewünschte transiente Ladedruck über eine schnelle Verstellung der VTG-Position gesteuert, während der Luftpfad mit seinen langen Strecken und seinem großen Volumen erheblich träger reagiert. Der Abgasturbolader wird demzufolge einen zunächst nicht ausreichenden Ladedruck aufbauen. Diese Tendenz ist besonders relevant im Fall eines groß ausgelegten Turboladers wie dem des OM 642 Motors. Im Gegensatz zum Ladedruck wird jedoch die Einspritzmenge unverzüglich angehoben, sodass sich aufgrund der im Verhältnis dazu mäßigen Zylinderfüllung ein temporär zu niedriges Luftverhältnis einstellt. Dennoch haben λ -Werte nahe dem stöchiometrischen Wert in den letzten Jahren Einzug gehalten. Dank der Einführung wirksamer und effizienter Abgasnachbehandlungssysteme wie DOC und DPF sind die damit verbundenen höheren Ruß-Emissionen sowie kurzfristige starke instationäre Ruß-Ausstöße leichter zu reduzieren. Sehr dynamische Zyklen, wie zum Beispiel der Artemis- und der WLTP-Zyklus (aus dem Englischen Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure), reelle FZG-Anwendungen im dynamischen Betrieb, sowie Teil- bis Vollast-Betriebspunkte mit hoch applizierten AGR-Raten können leicht einen sehr niedrigen λ -Wert ansteuern. Allerdings erreichte das aktuelle null-dimensionale Ruß- und NO-Emissionsmodell nach Kožuch bei solchen Gemisch-Luft-Verhältnissen seine Grenzen [38]. Damit wuchs der Bedarf nach einer tiefen Analyse dieses speziellen Motorbetriebsbereichs im stationären sowie instationären Betrieb mittels Motorprüfstandsversuchen und schneller Abgasmesstechnik.

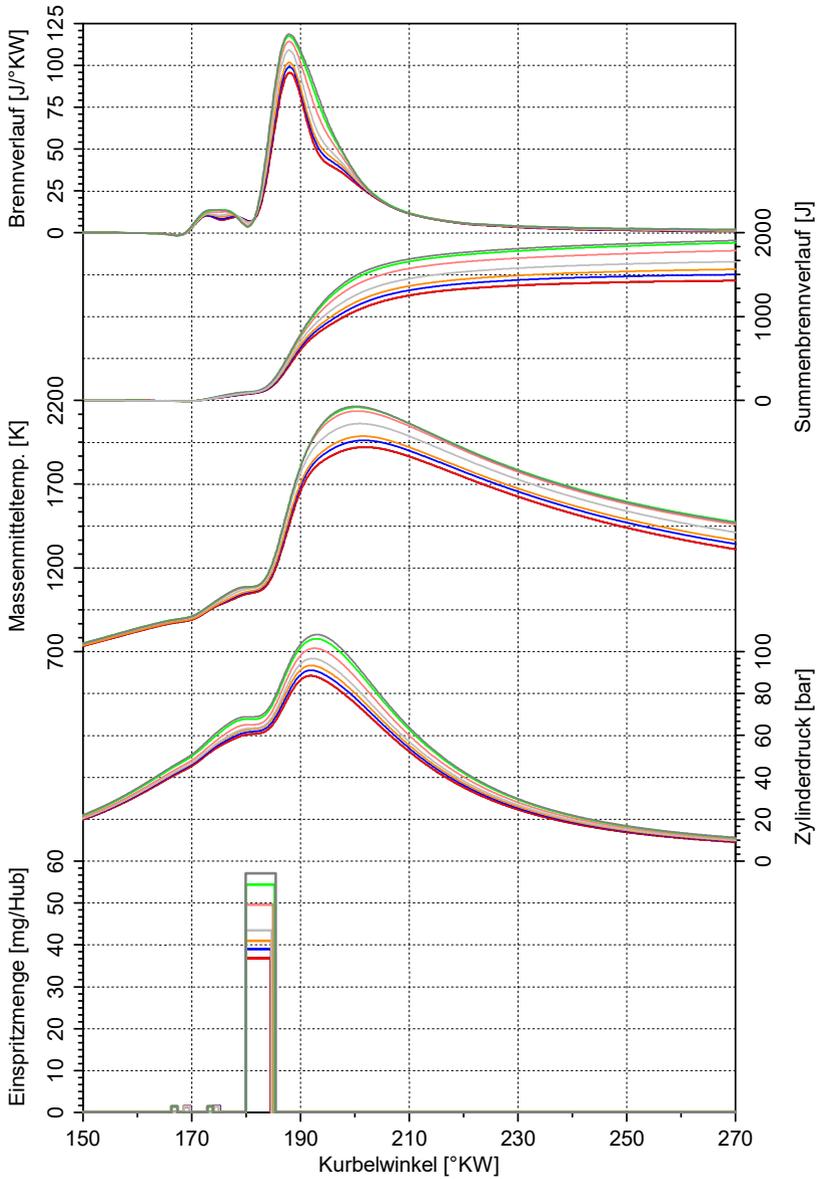


Abbildung 5.29: λ -Variation. 1000 min^{-1} , $p_{me} = 11,5\text{--}15 \text{ bar}$, ohne AGR, $T_{KW}/T_{MÖL} = \text{konst.}$

Um zunächst während dieses λ -Variationsversuchs die thermischen Effekte begrenzen zu können, wurde mittels einer externen Konditionierungsanlage für die gesamte Messreihe eine konstante Motoröl- und Kühlmittelaustritts-temperatur von ca. 95 °C eingestellt. Es wurde sowohl die VTG-Stellung auf 95 % offen eingestellt, als auch die Drall- und Drosselklappe auf einer komplett geöffneten Position fixiert. Die Einspritzstrategie wurde so geregelt, dass die Schwerepunktlage bei 8,8°KW n. OT beibehalten wurde, da eine starke Abweichung dieser Größe den maximalen Zylinderspitzen- druck auch bedeutend beeinflussen kann (siehe Abbildung 6.20). Außerdem wurde versucht, mittels konstanter Menge der zwei Voreinspritzungen die Gradienten des Brennverlaufs über die gesamte Messreihe gleichmäßig darzustellen. In Abbildung 5.30 ist der Verlauf der Roh-Emissionen bei sinkendem Luftverhältnis zu sehen.

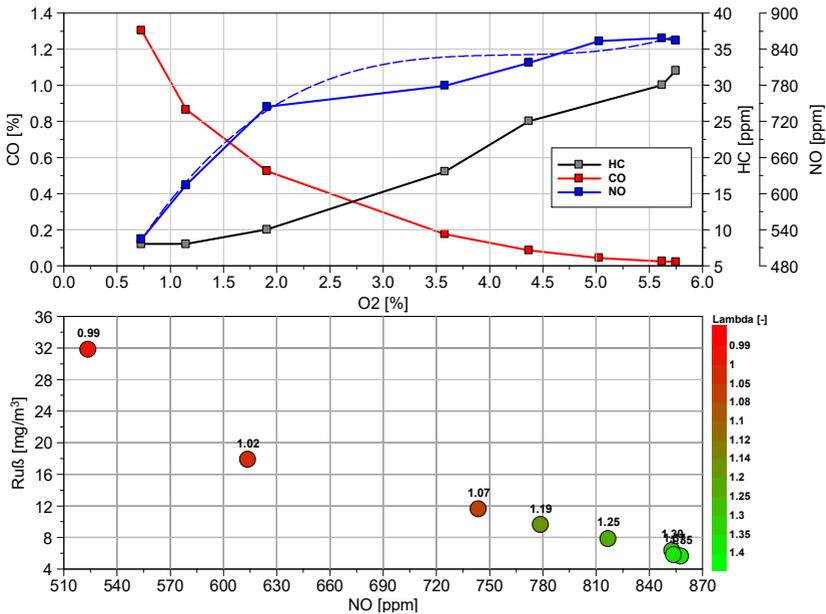


Abbildung 5.30: λ -Variation. 1000 min⁻¹, p_{me} = 11,5...15 bar (ohne AGR, T_{KW}/T_{MÖL} = k.). CO-, HC-, NO-Ausstoß über O₂-Gehalt und Ruß/NO-Schere

Die HC-Emissionen nehmen nahezu proportional zum sinkenden O₂-Gehalt und der damit steigenden Massenmitteltemperatur ab, während die CO-Emissionen überproportional zunehmen und die NO-Emissionen einen überproportional abnehmenden Verlauf zeigen. Signifikant ist in diesem Zusammenhang, wie trotz der deutlichen Zunahme der Massenmitteltemperatur die Stickstoffoxidemissionen sehr stark abfallen. Diese Tendenz verstärkt sich nahe dem stöchiometrischen λ -Wert deutlich. Wie im Kapitel 2.3.1. beschrieben, hängen die Reaktionen des Zeldovich-Mechanismus nicht nur von der Temperatur, sondern auch stark von der atomaren Sauerstoff-Konzentration ab. Der fehlende Sauerstoffanteil stellt in diesem λ -Bereich eine herausragende Rolle in den Stickstoffoxid-Bildungsmechanismen dar. Da bei einer Gemischaufbereitung des Diesel-Brennverfahrens mit einem globalen Luftverhältnis nahe bei $\lambda = 1$ mit deutlichen Inhomogenitäten zu rechnen ist, zeigt sich der O₂-Mangel in diesem Bereich als wichtiger Einfluss-Parameter auf die NO-Entstehung. Genau dieser Trend markiert die Schwäche des Emissionsmodells nach Kožuch, welches die Zumischung der unverbrannten Zone in die verbrannte nutzt, um die theoretische Temperatur der verbrannten Zone berechnen zu können. Da die Zumischung mit abnehmendem globalem Lambda deutlich abfällt, sodass sie bei Lambda-Werten nahe dem stöchiometrischen an Wirkung verliert, wird eine immer mehr abweichende Temperatur der verbrannten Zone abgebildet. Die darauffolgende fehlerhafte Berechnung der NO-Emissionen kann sogar noch verstärkt werden, wenn kurz nach ZOT ein zu früher Abbruch der Zumischung mit einer relevanten Gemischtemperatur und immer noch ausreichendem Sauerstoff-Gehalt stattfindet [38]. Die mit dem Lambda-Wert abnehmenden HC-Werte (Abbildung 5.30) belegen andererseits die Existenz einer nicht vernachlässigbaren Zumischung und Nachoxidation bis zum Blow-Down. Aus diesen Aspekten, der Vorbedingung des Modells ein ausreichend homogenes Gemisch zu benötigen, um die Stickstoffmonoxidemissionen genau darstellen zu können, und der tatsächlich zwangsläufigen Inhomogenität des Gemischs der fetteren Diesel-Verbrennung, begründet sich die Schwäche des Kožuch-Modells bei solchen Randbedingungen, nämlich die NO-Rohemissionen nicht richtig wiedergeben zu können. Basierend auf diesen Gedanken entwickelte B. Kaal das NO-Emissionsmodell nach Kožuch weiter, und er formulierte seinen auf drei Pseudo-Zonen basierenden (Abbildung 5.31) neuen Ansatz. Damit wurde nicht nur eine genauere Modellierung der Wandtemperaturabhängigkeit der NO-Emissionen ermöglicht, sondern auch das Verbrennungslambda in

Abhängigkeit vom globalen Brennraumlambd bei nahezu stöchiometrischen Randbedingungen besser bestimmt (Abbildung 5.32).

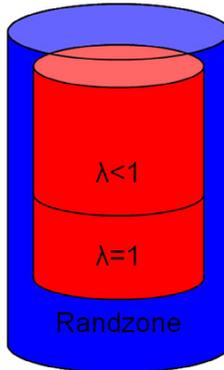


Abbildung 5.31: Die drei Pseudo-Zonen des Modells nach Kaal: Heiße fette und magere verbrannte Zonen und kalte magere unverbrannte Zone [38]

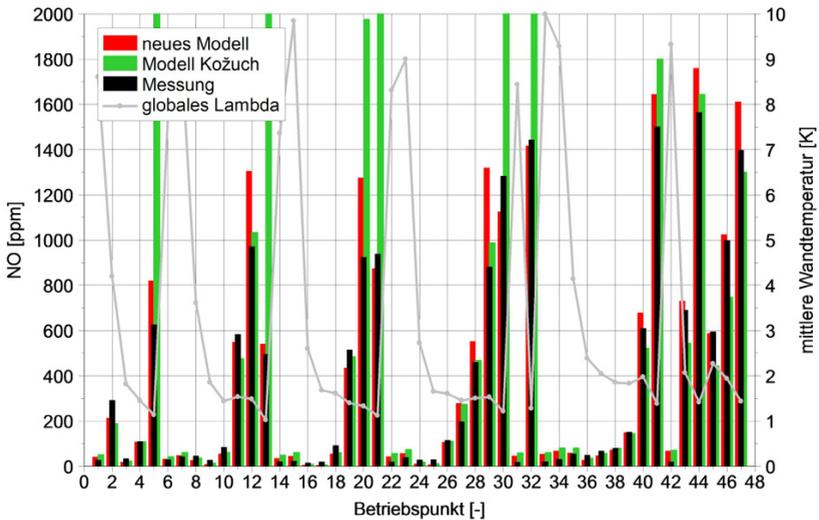


Abbildung 5.32: NO-Ausstoß und mittlere Wandtemperatur über das globale Lambda [38]



6 Instationäre Emissionsmessung

In diesem Kapitel werden spezielle Messungen im instationären Bereich dargestellt.

P. Söderena et al. [49] durchleuchteten in ihrer Arbeit die Abgasemissionen von vier Euro 6 Diesel-motorisierten Stadtbussen im täglichen Stadtverkehr über eine zweijährige Zeitspanne. Wenn die mittels PEMS erfassten Abgasemissionen im realen Sommerbetrieb noch innerhalb der EU-Gesetzesvorgaben blieben, wichen sie dann in der winterlichen Zeit aufgrund der abgeschwächten SCR-Funktionsfähigkeit von den Vorgaben ab. Bei einer auf bis $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ sinkenden Umgebungstemperatur wird der SCR-Katalysator konvektiv stark heruntergekühlt und der NO-Reduktionsgrad verringert sich um bis zu 20 %.

J. Tian et al. [50] versuchten mittels eines Differential Mobility Spektrometers, einem DMS400 der Fa. Cambustion, die mit unterschiedlichen Umgebungstemperaturen variierenden Emissionen eines PKW 3,0L-V6 Dieselmotors mit Direkteinspritzung und Turboaufladung innerhalb des NEFZ-Zyklus zu messen und deren Abweichung von den erwarteten zu erklären. Die höheren NO_x -Emissionen sind bei der, bezogen auf den Test, extremsten Umgebungstemperatur von $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ auf die fehlende AGR-Applikation zurückzuführen. In diesem Test wird nochmals belegt, wie mehrere Fahrzeughersteller, wie die untersuchte Marke Jaguar-Land Rover, bei einer Lufttemperatur unter dem Gefrierpunkt zum Bauteilschutz die AGR-Applikation für die NO-Minderung komplett abschalten, sodass die NO-Ausstöße deutlich die sonst bei normalen Bedingungen üblicherweise gemessenen Werte überschreiten.

Wenn diese Beispiele zeigen, wie die transienten Abgasemissionen immer häufiger geprüft werden und auch wachsende öffentliche Aufmerksamkeit gewonnen haben, wird andererseits das Thema der Analyse arbeitsspiel aufgelöster transienter Rohabgasemissionen in einer erheblich kleineren Anzahl an Forschungsprojekten untersucht. Diese Analyse ist eine besondere Herausforderung, die nicht nur Präzision und Genauigkeit, sondern auch eine ständige Wartung der Messgeräte verlangt, um eine gute Einstellbarkeit und Wiederholbarkeit von Messungen zu erreichen. Die regelmäßige Wartung

der Messgeräte ist, wie schon in Kapitel 3 beschrieben, wichtig, da viele der verwendeten schnellen Messgeräte auf jegliche Sorte von Filter verzichten und deswegen auf hohe Partikel-Konzentrationen extrem empfindlich reagieren. Besonders kritisch ist die Lage bei den in dieser Arbeit angewendeten *fast*-CLD und *fast*-FID, die aufgrund ihrer Bauweise nur eine beschränkte Anzahl aufeinander folgende Messungen ohne Wartung erlauben. Diese Messgeräte bieten allerdings die bestmögliche Ansprechdauer für die für dieses Projekt gewünschte zeitliche Auflösung. Die folgenden letzten Analysen sollen der Ausgangspunkt für eine weitergehende Analyse der instationären HC-Emissionen werden. Diese ist nicht nur von hohem wissenschaftlichem, sondern auch von hohem wirtschaftlichem Interesse, da die immer niedrigeren Emissionsgrenzwerte erzwingen, solche Phänomene besser zu verstehen, um die Emissionen dementsprechend am effizientesten reduzieren zu können. Somit können, gegenüber vielfachen Motorprüfstandsversuchen, in kürzerer Zeit Ergebnisse erarbeitet werden.

6.1 Potential der Messgeräte

Hier wird ein Motorstart aus einer Schubphase bei konstanter Motordrehzahl dargestellt, der repräsentativ für das Messpotential der Messgeräte ist und zum Verständnis der nachfolgenden Messungen beitragen soll. In Abbildung 6.1 sind die Zylinderdruckverläufe zusammen mit den NO- und HC-Emissionsverläufen dargestellt. Das Stickstoffmonoxid wurde mittels zweier Entnahmeleitungen direkt im Auslasskanal des Zylinders Nr. 2 und Nr. 5 entnommen, während die Messsonde des *fast*-FID senkrecht zur Strömung im Auslasskrümmer der linken Zylinderbank ca. 5 cm vor der Y-förmigen Zusammenführung der beiden Abgaskrümmer vor der Turbine angeschlossen wurde. In Abbildung 6.1 ist deutlich erkennbar, wie die HC- und NO-Emissionsverläufe wegen der V6-Motoranordnung mit langen separaten HSA-Abgaskrümmer (Heiße Seite Außen), wegen der Lage der Entnahmesonden, im Auslasskanal Nr. 2 oder Nr. 5, und wegen des selbstunterbrechenden Abgasmassenstroms, der in den Auslasskrümmer der gegenüberstehenden Zylinderbank teilweise zurückfließt, eine bestimmte Verzögerung und einen pulsierenden Verlauf aufweisen.

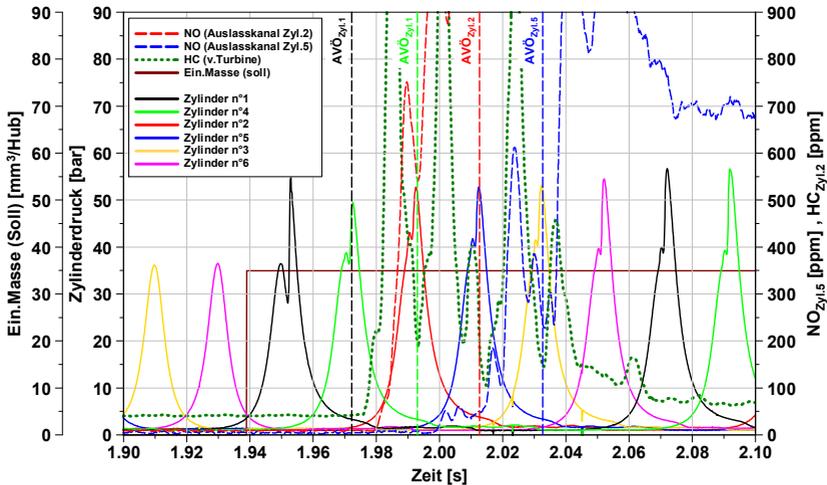


Abbildung 6.1: Motorstart nach der Schubphase. 1000 min^{-1} , p_{me} Variation von 0 bis 7 bar

Der erste *fast*-CLD, im Auslasskanal des Zylinders 2 (gestrichelte rote Linie), misst beispielsweise den NO-Ausstoß des Zylinders 1 nur ca. 40°KW nach dessen AVÖ (Auslass-Ventil Öffnet), also mit einer minimalen Verzögerung seiner T90 Zeit (4 ms). Der zweite *fast*-CLD, im Auslasskanal des Zylinders 5 (gestrichelte blaue Linie), kann mit einer Verschiebung von ca. 120°KW den Ausstoß des Zylinders 4 erfassen und nur Spuren der NO-Emissionen des Zylinders 1 messen. Das erste mäßige NO-Signal erfolgt nach dem Ausstoß des Zylinders 2. Nur beim AVÖ des eigenen Zylinders, Zylinder 5, erfasst diese Messstelle eine sehr hohe NO-Konzentration. Wenn dieser Versuch mithilfe der Software GTPower® der Firma Gamma Technology in einem 1D-CFD Gasdynamik-Modell abgebildet wird, können diese Ergebnisse besser verstanden werden. Zu diesem Zweck wurden im vorhandenen OM 642 Motormodell mehrere virtuelle NO-Sensoren abgebildet, die genau den Messstellen am Motorprüfstand entsprechen. Analog zur Messung stellt der Sensor des Zylinders Nr. 5, anschließend an die Ausschleppphase des Zylinders 4, mit einem Zeit-Offset eine beachtliche NO-Konzentration dar. Im Weiteren erfolgt eine Stabilisierung des NO-Konzentrationsniveaus nach dem Ausstoß des entsprechenden Zylinders 5. Trotz der eindimensiona-

len Umgebung wurden die Emissionsverläufe sehr genau wiedergegeben (siehe Abbildung 6.2).

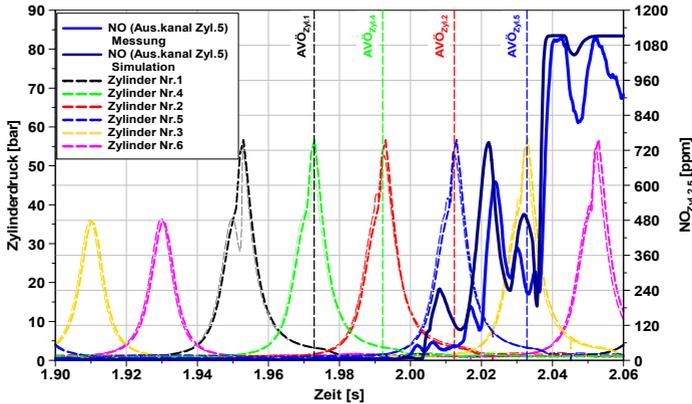


Abbildung 6.2: Motorstart nach der Schubphase. Vergleich Messung zu Simulation. 1000 min^{-1} , p_{me} Variation von 0 bis 7 bar

Mittels einer gezielten Simulation, in der selektiv nur im Zylinder 1 eingespritzt wird und nur hier eine Verbrennung stattfinden kann, ist es möglich zu beurteilen, ob der Beitrag des Zylinders 1 zu den am Zylinder 5 gemessenen NO-Konzentrationen irrelevant ist.

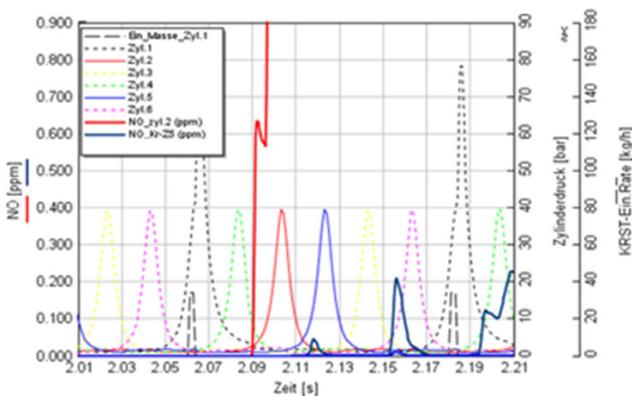


Abbildung 6.3: Motorstart nach Schubphase, 1D-Simulation 1000 min^{-1} , p_{me} Variation von 0 bis 7 bar. Nur Zylinder 1 befeuert

Nur die folgende Ausschleibephase des Zylinders Nr. 4 hebt die NO-Werte deutlicher an (siehe Abbildung 6.3).

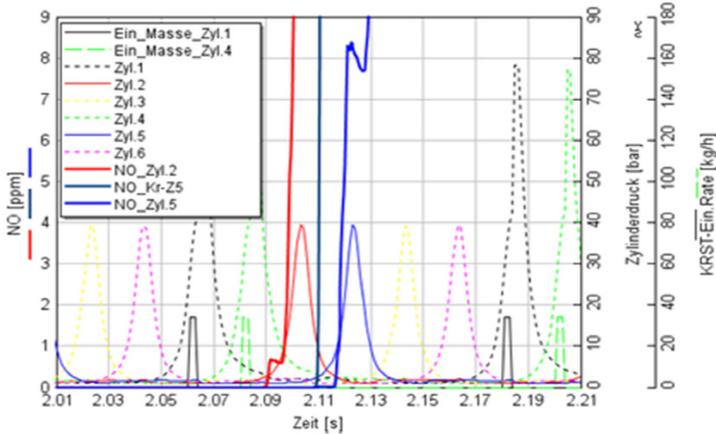


Abbildung 6.4: Motorstart nach Schubphase, 1D-Simulation, 1000 min^{-1} , p_{mec} Variation von 0 bis 7 bar. Nur Zylinder 1 und 4 befeuert

Seitens des *fast-FID*, mit einer ähnlichen T90-Zeit von 2 ms wie der des *fast-CLD*, ist die leichte Verschiebung des Ausstoßes des vierten Zylinders zu erkennen (siehe Abbildung 6.1), die sich aus einer minimal abweichenden Ansprechzeit der Messsysteme und einer leicht unterschiedlichen Position der Entnahmestelle ergibt. Die Entnahmestelle für das *fast-FID* ist vor der Turbineneinführung ca. 2 cm in den linken Auslasskrümmer angebracht. Nach weniger als einem kompletten Arbeitsspiel erreichen jedoch die HC-Emissionen ein stationäres Niveau von ca. 90 ppm. Diese Differenz (siehe grau markierten Bereich in der Abbildung 6.5) ist in der Vergangenheit oft analysiert worden, um mittels analoger *fast-FID*-Messungen aus den vom *fast-FID* gemessenen HC-Verläufen Ruß-Emissionstrends ableiten zu können [39]. Die Schwierigkeit eines solchen Verfahrens ist, zu erkennen, welcher dieser zwei Abgasschadstoffe, und mit welchem Beitrag, der Auslöser dieser hohen HC-Ausstöße ist. Die in diesem Fall mitgemessenen Ruß-Emissionen weisen leider einen „sehr abgeschliffenen“ Verlauf auf, der keinen direkten Vergleich zu dem HC-Verlauf ermöglicht. Die sehr hohe T90-Konstante des MSS von ca. 950 Millisekunden wirkt wie ein starker Dämpfer auf das Ruß-Signal, das im Fall des zweiten nach der Turbine eingesetzt-

ten MSS-Messgeräts noch weiter verzögert und gedämpft erscheint (siehe Abbildung 6.6).

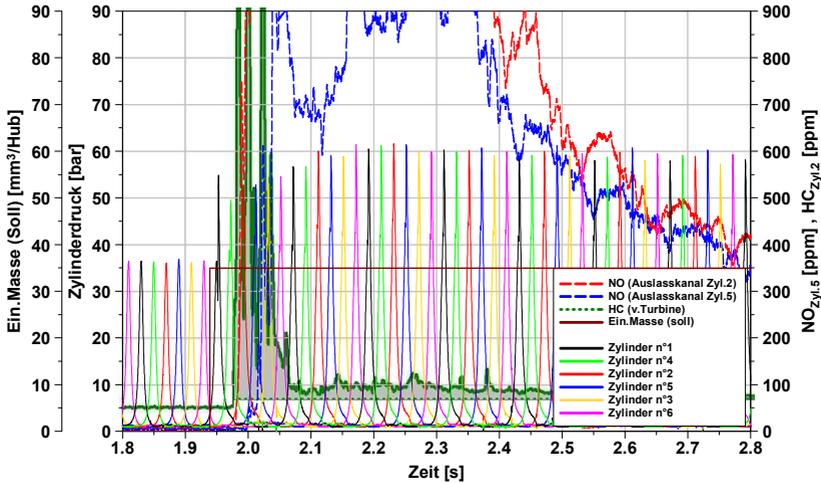


Abbildung 6.5: Motorstart nach einer Schubphase. NO- und HC-Verläufe

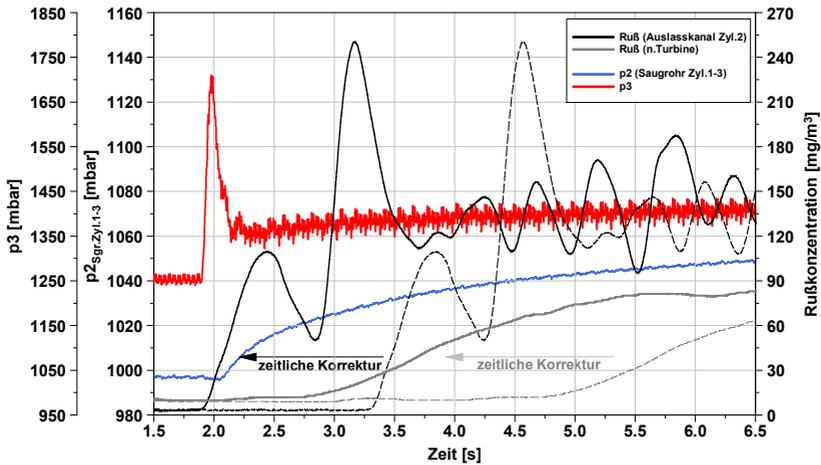


Abbildung 6.6: Motorstart nach einer Schubphase, 1000 min⁻¹, Ruß-Verläufe

Die reale T90-Zeit des MSS bei einer Ruß-Messung hinter der Turbine beträgt etwa 4 bis 5 Sekunden. Die Ruß-Messung vor der Turbine hat eine scheinbar deutlich bessere Ansprechzeit von nur 2 Sekunden. Dieser Unterschied lässt sich nicht über die Lauf-/Verweilzeit des Abgases in der Turbine erklären. Es ist davon auszugehen, dass der erste Anstieg der gemessenen Ruß-Konzentrationen vor der Turbine sich nicht aus der Ruß-Messzelle ergibt, sondern vielmehr die starke Empfindlichkeit der Verdünnungseinheit auf pulsierende Abgasdrücke zu einer Verfälschung des Signals, beginnend mit dem ersten Auslassstoß, führt (siehe auch Kapitel 5.1.1). Eine Messung mit dem MSS vor der Turbine ist daher auch im Transienten nicht einmal qualitativ bewertbar. Es ist davon auszugehen, dass hier im Wesentlichen Störungen der Verdünnungseinheit durch Druckpulse und nicht tatsächlich höhere Ruß-Emissionen gemessen werden.

6.2 Einfluss des Rampengradienten auf die instationären Emissionen

Einer der ersten untersuchten der Faktoren, die die instationäre Emissionsmessung von der stationären unterscheiden, ist der Gradient der Last- und/oder Drehzahl-Rampe, den R. Yang et al. [53] an einem NFZ Diesel-Motor mit dem Fokus auf die Kraftstoffverbrauch-Rohemission-Schere unterschiedlicher Lastanhebungen analysierten. Für den Test wurden ein AVL 439 Opazimeter und eine AVL AMA i60 verwendet. Die Ergebnisse dieser Arbeit heben hervor, dass die Opazitäts- und die CO-Messwerte sanftere Verläufe und immer niedrigere Spitzenwerte darstellen, wenn eine langsamere Lastanhebung gesteuert wird, da unter anderem die Homogenität des Gemischs deutlich verbessert wird. Andererseits werden die niedrigsten NO-Werte in der allerersten Sekundenphase bei der 1100 min^{-1} -Lastanhebung gemessen. Insbesondere bei sehr großen Motoren wie aus dem Bereich der Nutzfahrzeuge spielt die thermische Trägheit eine wichtige Rolle, und diese wird in dieser Arbeit untersucht. Eine extrem sanfte Lastanhebung könnte beispielsweise viele instationäre Effekte dämpfen bzw. den instationären zu einem quasi-stationären Zustand wandeln. Aus diesem Grund ist es dementsprechend wichtig, entsprechende Gradienten auszuwählen, um die transienten Effekte am besten hervorheben zu können, und weiterhin eine adäquate Abgasmessanlage auszusuchen, die die Messsignale nicht durch das Mess-

verfahren oder dessen Anwendung, wie zum Beispiel mit einer Verdünnungseinheit oder langen voluminösen Entnahmesonden, verfälscht.

6.2.1 Analyse einer Außerorts-NEFZ-Rampe

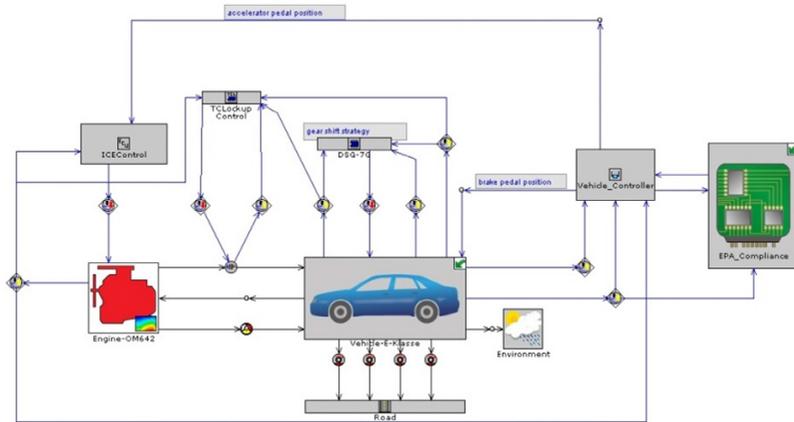


Abbildung 6.7: 1D-Modell der Motor-Getriebe-FZG-Kombination

Für diesen Zweck wurde ein 0/1D-CFD Längsdynamikmodell mit der Software *GTDrive* der Firma Gamma Technologies abgebildet. Dieses Modell besteht aus mehreren Sub-Modellen. Einem PKW-Fahrzeugmodell, exemplarisch wurde ein Fahrzeug der oberen Mittelklasse ausgewählt, welches sich mit dem 3L-V6 turboaufgeladenen Dieselmotor kombinieren lässt, einem Modell des 7-Gang-Automatik-Getriebes, einem „Virtual-Driver“ Steuermodell, und letztendlich einem Verbrennungsmotormodell, welches für die Leistungsabgabe des am Prüfstand stationär gemessenen Motorkennfelds angewendet wurde.

Als Beispiel für diese erste Analyse wurde zunächst eine Außerortsrampe des NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) ausgewählt. Diese entspricht – bei der oben genannten Fahrzeug-Motor-Getriebe-Kombination – einer Lastanhebung von 20 Nm bis zu 160 Nm bei einem Motordrehzahlanstieg von 1000 min^{-1} bis zu 1600 min^{-1} . Abbildung 6.8 stellt die gefahrene Rampe und die im Verdichterkennfeld tatsächlich gefahrenen Betriebspunkte dar. Wegen der relativ niedrigen Motordrehzahl, des minimalen Ladedruckbedarfs und der

Trägheit des relativ großen Abgasturboladers liegen die Betriebspunkte im unteren Bereich des Verdichter-Kennfeldes. Dies entspricht einem mäßigen Ladedruckaufbau.

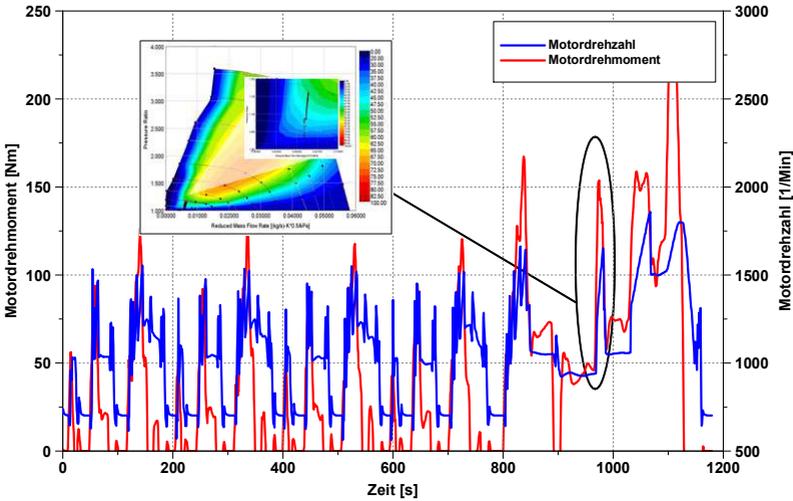


Abbildung 6.8: Motordrehmoment- und Motordrehzahlverlauf während des simulierten NEFZ-Zyklus.

Um den Einfluss des Gradienten besser evaluieren zu können, wurde die mittlere Motordrehzahl der Lastrampe am Motorprüfstand fest auf 1300 min^{-1} eingestellt, sowie eine unveränderliche Einspritzstrategie, außer natürlich der HE-Einspritzmenge. Da die HD-AGR die NO-Emissionen erheblich beeinflussen können und eine sehr akkurate instationäre Bestimmung der zylinder-spezifischen AGR-Prozente extrem kompliziert und ungenau ist, wurde die serienmäßige AGR-Applikation deaktiviert.

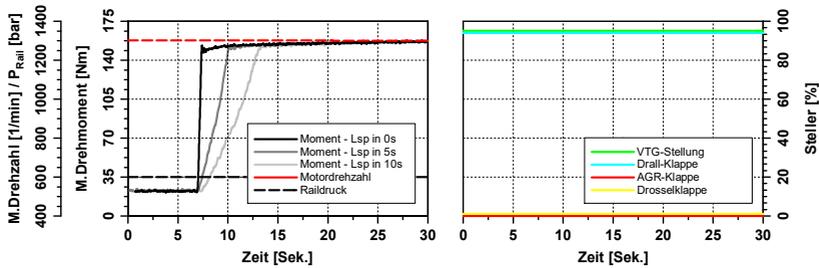


Abbildung 6.9: Änderung des Rampengradienten bei einer Lastanhebung

Die Rampen wurden jeweils in ca. 0,5 Sekunden, 3,0 Sekunden und 6,0 Sekunden gefahren. In der Abbildung 6.9 sind die drei Motordrehmomentverläufe und die Regelung mehrerer Steller während des gesamten Tests zusammengefasst, mit VTG-Stellung, Drossel- und Drallklappe komplett offen, AGR-Klappe immer zu. Mittels der zwei externen Kühlmittel- und Motorölkonditionierungsanlagen wurde der Motor auf eine fixe Betriebstemperatur von ca. 90 °C geregelt, sodass der einzige über die Zeit variierende Parameter die Last über die Einspritzmasse war. Wie in Abbildung 6.10 dargestellt, erreichen die Stickstoffmonoxide nach dem in wenigen Sekunden abgelaufenen Lastwechsel das gleiche Niveau, während die Ruß-Werte deutlich langsamer zunehmen.

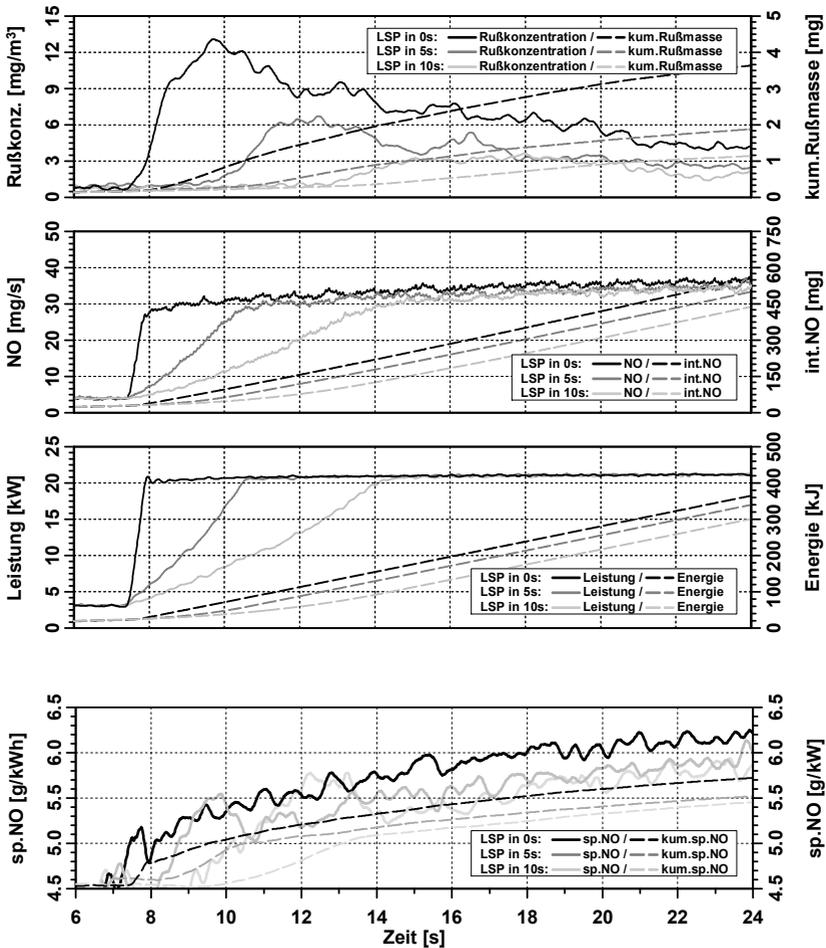


Abbildung 6.10: NO- und Ruß-Verläufe zweier unterschiedlicher Lastgradienten

Selbst 16 Sekunden nach dem Lastsprung streuen die gemessene Ruß-Konzentrationen noch erheblich, sodass hier weder eine qualitative noch eine quantitative Auswertung sinnvoll ist. Wenn jedoch die Zunahme der NO-Konzentration betrachtet wird, ist zu erkennen, dass, obwohl sich die gewünschte Last in wenigen Sekunden einstellt und das Lambda-Signal einen konstanten Wert erreicht, die NO-Emissionen um ca. 10 bis 20 % weiter

zunehmen. Dieser Zuwachs ist in den ersten 10 Sekunden nach dem Lastsprung relevant, und anschließend nehmen die Stickstoffmonoxidemissionen nur leicht weiter zu. Als Ursache dieses Verlaufs ist von thermischen Effekten auszugehen.

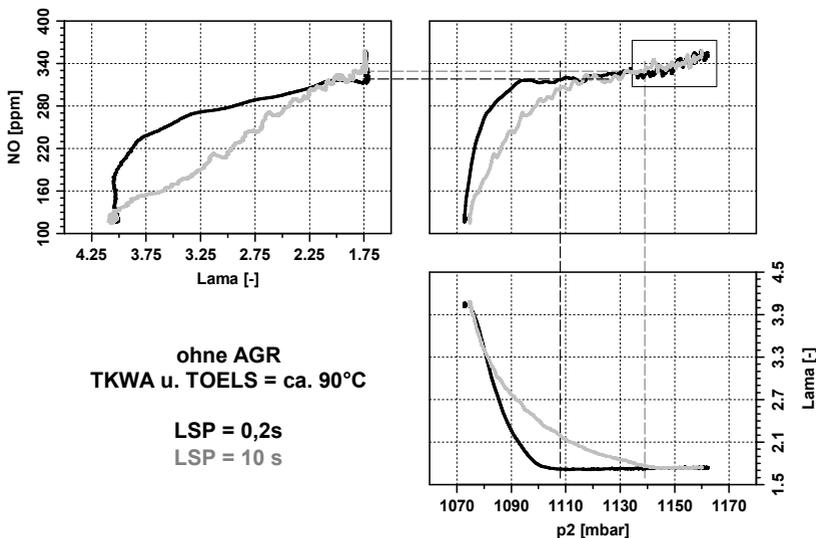


Abbildung 6.11: Abhängigkeit der NO-Emission von Lambda und Ladedruck

Im Gegensatz dazu ist ein Ladedruckeinfluss auszuschließen. In Abbildung 6.11 sind unter anderem die NO-Emissionen des schnellsten (0,5 Sekunden) und des langsamsten (6 Sekunden) Lastsprungs über dem Lambda-Luftverhältnis dargestellt. Deutlich ist zu erkennen, dass der letzte Anstieg der NO-Emissionen bei einem konstanten λ von 1,75 und einer vernachlässigbaren Ladedruckänderung um ca. 20 mbar erfolgt. Abbildung 6.10 beschreibt den Verlauf der NO- und Ruß-Konzentration bzw. der kumulierten NO-Massenmissionen über der Zeit. Ferner dargestellt sind die aktuellen spezifischen NO-Emissionen sowie die spezifischen kumulierten NO-Massenmissionen. Diese sind aus den integrierten und der im jeweiligen Zeitschritt bereits erbrachten Energie mittels

$$MS_{NO} = (MS_{LFT} + \frac{MS_{KRST} * (MM_{NO} * NO\%)}{(MM_{N_2} \cdot N_2\% + MM_{O_2} \cdot O_2\% + MM_{CO_2} \cdot CO_2\% + MM_{H_2O} \cdot H_2O\%)}) \quad \text{Gl. 6.1}$$

berechnet. Sie beschreiben daher die mittleren spezifischen Emissionen, die der Motor bis zum jeweiligen Zeitpunkt ausgestoßen hat. Mit zunehmendem Lastgradienten ist der, bezogen auf die entsprechende abgegebene Motorleistung, höhere spezifische NO-Ausstoß zu beobachten. Wie Abbildung 6.10, Abbildung 6.14 und im nächsten Kapitel Abbildung 6.2.2 darstellen, erfolgt der Lastwechsel mit einem sehr hohen Lastgradienten. Die Laststeuerung kann bei noch höher dynamischen Fällen bis zu fast stöchiometrischen Luftverhältnissen erfolgen. Grund dafür ist unter anderem die Trägheit des über die Drossel-, VTG- und AGR-Klappe gesteuerten Luftpfades, und dementsprechend ist die Schwierigkeit, die instationäre Ladeluftzusammensetzung sehr genau bestimmen zu können, eine zusätzliche Ursache. Außerdem basiert die Lastregelung während der instationären Vorgänge auf stationär applizierten Kennfeldern der EKAS-, DK-, AGR-, ECB- und VTG-Klappenstellungen. Infolge dieser extrem knappen Luftverhältnisse sind letztendlich temporäre höhere spezifische Ruß- und Stickstoffoxid-Ausstöße möglich. Daher wird durch die Arbeiten von M. Auerbach [40], L. C. R. Johansen et al. [51], M. Wüst et al. [56] und F. Atzler et al. [58] für ähnliche Fälle die Nutzung einer Phlegmatisierungsstrategie mittels E-Motor sehr stark gestützt, da so eine sanftere Lastanhebung realisierbar ist. Die E-Maschine stellt einen Teil des mechanischen Bedarfs zur Verfügung, und sie ermöglicht so einen dementsprechend insgesamt weniger dynamischen Betrieb des Verbrennungsmotors. Da sich die elektrische Maschine dank der typischen hohen, direkten und unverzüglichen Drehmomentabgabe schon ab niedrigsten Motordrehzahlen vorteilhaft darstellt, ist es möglich, den über die Einspritzung eingestellten starken Lastgradienten zu reduzieren. N. Lindenkamp et al. haben in ähnlicher Weise in ihrer Arbeit den Fokus auf die parallele Reduktion der Abgasemissionen und der Verringerung der CO₂-Werte, auch mit Blick auf die gesamten Systemkosten, in einem Dieselhybridfahrzeug gelegt [52]. Auch in diesem Fall ließen sich insbesondere die Ruß-Emissionen absenken, indem die Dynamik der untersuchten Zyklen gemindert wurde, da der Sauerstoffmangel in der frühen Phase jeder Beschleunigung durch eine gezielte Phlegmatisierungsstrategie vermieden werden konnte. Das Fahrzeug-Zusatzgewicht hatte zwar, wegen des höheren Motorlastkollektivs,

einen negativen Einfluss auf die NO-Emissionen, dies konnte aber mittels eines elektrisch angetriebenen Zusatzverdichters und damit nochmals entsprechender Reduktion der Lastabsenkung des Verbrennungsmotors kompensiert werden.

Eine andere Strategie verfolgt die Audi AG für den aktuellen V8-Motor, der noch keine Hybridisierung vorsieht. Das im Jahr 2016 präsentierte neue 4,0L-TDI Aggregat verfügt nicht nur über eine Bi-Turbo-Registeraufladung, sondern auch über einen elektrisch angetriebenen Zusatzverdichter [54]. Dieses zusätzliche elektrische Aufladesystem kann zwar theoretisch die Turboaufladung unterstützen, hat aber die besondere Zielsetzung, den Sauerstoffmangel aufgrund der gesteuerten deutlich angehobenen Kraftstoffmenge zur Lastanhebung sehr zügig zu beheben. Damit werden nicht nur viel niedrigere Ruß-Werte, sondern, aufgrund des so gesteuerten Sauerstoffüberschusses bzw. der sehr mageren Verbrennungsluftverhältnisse, auch niedrigere NO_x -Werte ermöglicht.

6.2.2 Analyse einer WLTP-Rampe

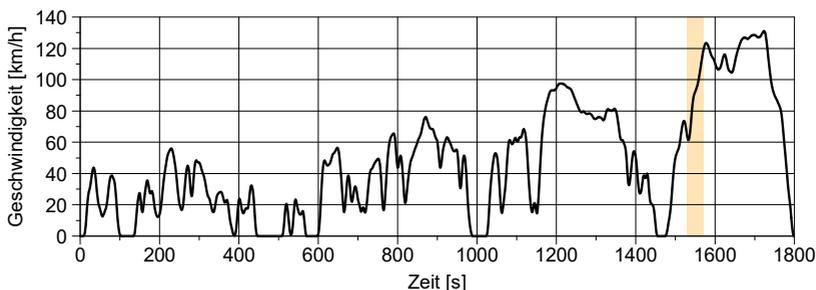


Abbildung 6.12: WLTPv4-Zyklus (farbig markiert die ausgewählte Rampe)

Eine der wichtigsten Alternativen zu dem untersuchten Zulassungsfahrprofil ist der WLTP-Zyklus, für diese Arbeit wurde die Version Nr. 4 ausgewählt. Es wurde mittels eines *fast-CLD* untersucht welche Einflüsse die im Vergleich zum NEFZ-Zyklus dynamischeren Rampengradienten auf die Stickstoffmonoxid-Emissionen haben können. In Abbildung 6.12 ist in roter Farbe eine der Rampen hervorgehoben, die betrachtet bzw. die am Motorprüfstand gefahren wurde. In Abbildung 6.13 werden die repräsentativsten Randbedin-

gungen des Versuchs zusammengefasst. Der analysierte Last- und Motor-drehzahlwechsel dauert insgesamt ca. 9 Sekunden.

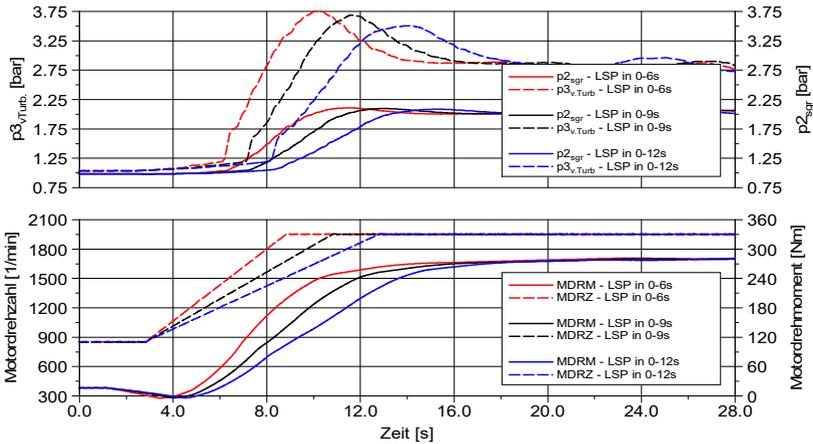


Abbildung 6.13: WLTP-Rampe, von 850 auf 1900 min^{-1} , von 20 auf 275 Nm in 6 , 9 und 12 Sekunden

Diese WLTP_{v4}-Rampe wurde am Motorprüfstand mit zwei zusätzlichen Lastgradienten gefahren, jeweils drei Sekunden schneller (roter Verlauf) und drei Sekunden langsamer (blauer Verlauf).

Um weniger Quereinflüsse zu haben, die eine Auswertung der Ergebnisse erschwert hätten, wurde die Serien-AGR-Applikation während aller Versuche komplett abgeschaltet (AGR-Klappe zu), die Drosselklappe wurde konstant auf der 100% -Stellung gehalten (komplett offen), die Drall-Klappe auf den 95% -Öffnungswinkel eingestellt und die VTG Stellung wurde bei einer nahezu konstanten Position zwischen 65% und 75% gehalten, um einen langsamen Ladedruckaufbau erzielen zu können.

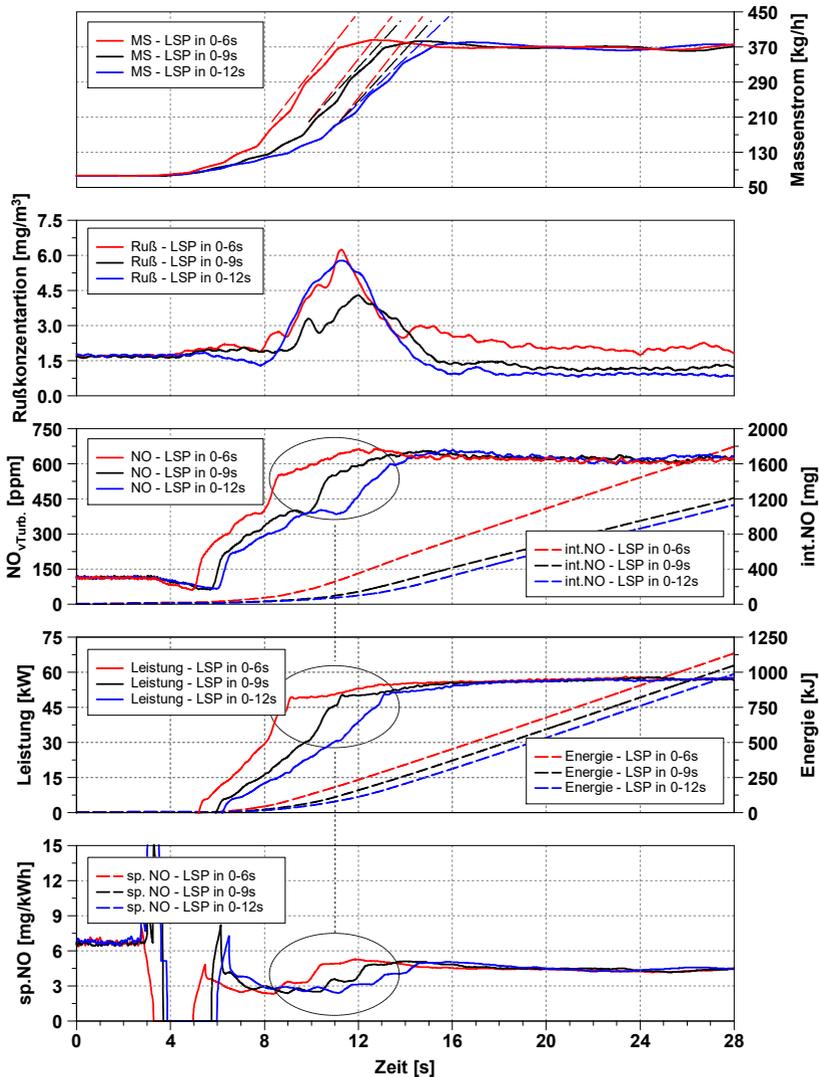


Abbildung 6.14: Effekt dreier Lastgradienten. Drehzahlrampe von 850 auf 1900 min^{-1} in 6, 9, 12 Sekunden

Die Last wurde dann über die Einspritzmasse der HE, bei konstanter VE1- sowie VE2-Strategie, angehoben. Auch in diesem Versuch wurden die Aus-

trittskühlmittel- und Motoröltemperatur während der gesamten Messung auf einen fixen Wert von 90 °C eingestellt. Bei Analyse der Verläufe sowohl der absoluten als auch der leistungsspezifischen Stickstoffmonoxidemissionen wird deutlich, wie auch in diesem Prüfstandsversuch der steilere Gradient des schnellsten Motorlastwechsels zum höchsten spezifischen Emissionsausstoß führt. Auch in diesem Fall wäre, wie schon erwähnt, die Phlegmatisierung eine effiziente Strategie, um den Konflikt zwischen der unmittelbaren Lastanhebung allein über die Steuerung der Kraftstoffeinspritzung, dem heutigen Standard, der sich, wie schon gesehen, leider nachteilig auf die Qualität der Rohemissionen auswirkt, und der jedoch gleichzeitig zu langsam reagierenden Ladelufteinstellung zu lösen. Dies würde ermöglichen, einen niedrigeren Wärmeeintrag bzw. eine niedrigere Verbrennungstemperatur, und insbesondere einen deutlich sanfteren Zylinderdruckgradienten zu erzielen, was in der Folge zu weniger spezifischen NO-Emissionen führen würden.

6.3 Analyse thermischer Effekte auf die NO-Emissionen

6.3.1 Lastanhebung ab der Leerlauf-Drehzahl

Die folgende Lastanhebung wurde bei einer sehr niedrigen Motordrehzahl von 850 min^{-1} und ab einer sehr niedrigen Teillast von 1 bar p_{me} untersucht. Diese Situation ist für die Zwecke dieser Arbeit besonders vorteilhaft, um die transienten Effekte messen und analysieren zu können. Die Verbrennung im schwachen Teillastbetriebspunkt vor dem Lastwechsel ergibt eine sehr mäßige Wärmefreisetzung, sodass das Delta zwischen der Gemisch- und der Wandtemperatur künstlich hervorgehoben wird. So wurden der Wandwärmeeübergang und die resultierenden thermischen Effekte betrachtet. Ferner wurde die VTG-Kartusche auf mittlere Schaufelstellung eingestellt und über die ganze Messung konstant gehalten. Auf diese Weise erzeugt die große einstufige Verdichter- und Turbinenauslegung bei dieser niedrigen Last- und Motordrehzahl-Kombination einen sehr geringen Massenstrom und eine sehr geringe Turbinenleistung. Das AGR-Ventil wurde ebenfalls konstant geschlossen geregelt, um die Quereinflüsse eines zeitlich variablen und zylinderspezifisch unbestimmten AGR-Gehaltes auf die Rohemissionen zu vermeiden. Um so wenige Wechselwirkungen wie möglich zu verursachen,

wurden auch die Einspritzstrategie, abgesehen natürlich von der Menge der Haupteinspritzung, die Motorbetriebstemperatur (ca. 55 °C) und die Ladelufttemperatur (nach dem Ladeluftkühler gemessen) konstant gehalten.

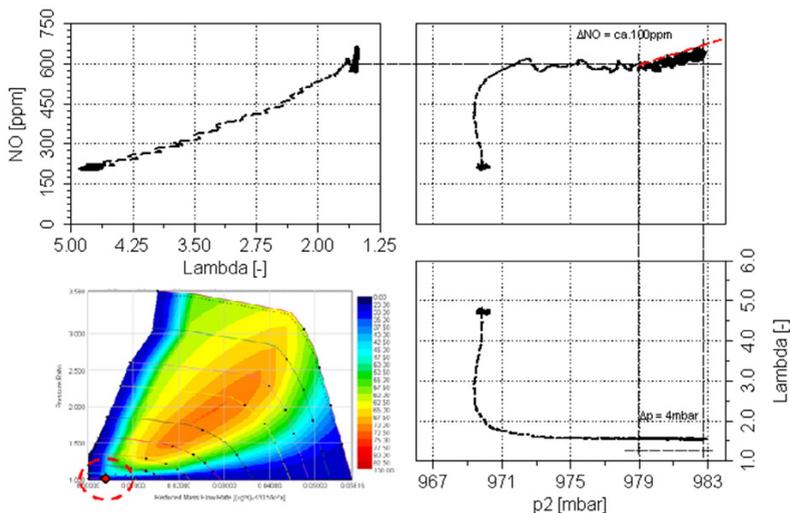


Abbildung 6.15: Einfluss des Ladedruckaufbaus auf die NO-Emissionen

Abbildung 6.15 stellt den NO-Emissionsverlauf über Ladedruck und Luftverhältnis dar. Auch nach der Ansteuerung der höheren Last (7 bar p_{me}) wurde nur ein extrem langsamer Ladedruckaufbau erzeugt. Wie auch die Abbildung 6.16 zeigt, erfolgt ein kontinuierlicher NO-Anstieg bei einer irrelevanten Erhöhung des Ladedrucks nach dem Lastwechsel um ca. 4 mbar (insgesamt, $\Delta p = 10$ mbar). Obwohl der neue Betriebspunkt, nach der schnellen Einstellung mittels des Steuergerätes, einem fast stationären Zustand entspricht, nehmen dennoch die Stickstoffmonoxide in den folgenden 20 Sekunden nach dem Lastsprung weiter zu. Die stabilen Druckbedingungen ermöglichten es, die Beeinflussung des NO-Emissionsausstoßes vom Ladedruckniveau trennen zu können.

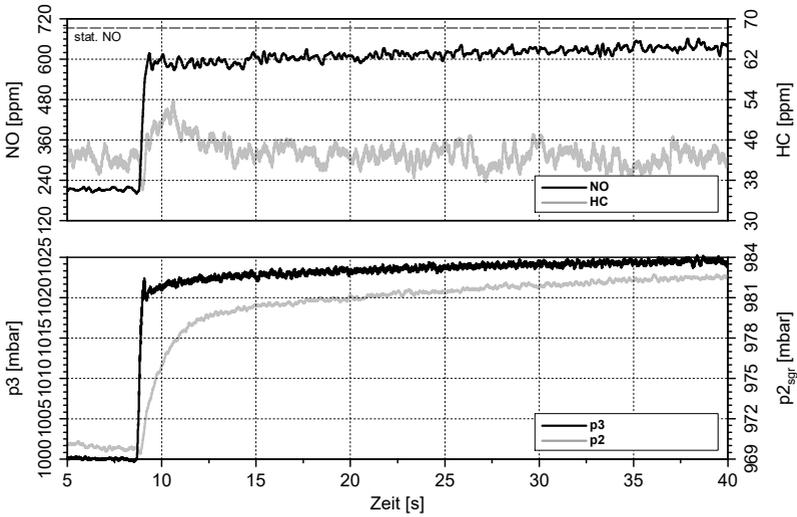


Abbildung 6.16: Ladedruckaufbau, NO- und HC-Verläufe bei 850 min⁻¹

6.3.2 Nulllast bei mittlerer Motordrehzahl

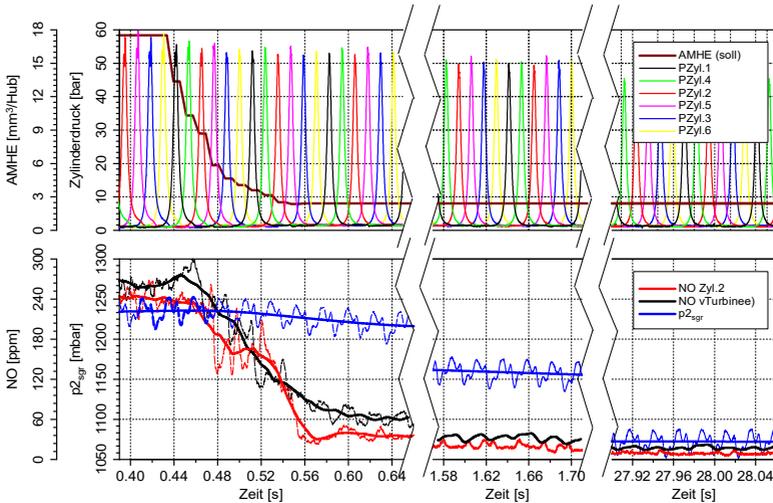


Abbildung 6.17: Verlauf der NO-Emission, der Einspritzmenge und des Ladedrucks

Um die Zusammenhänge zwischen Ladedruck, Füllung und NO-Entstehung weiter untersuchen zu können, wurde gezielt eine Nulllastphase bei höheren Drehzahlen analysiert, was wegen des erheblichen und schnellen Ladedruckabbaus für unseren Zweck sehr hilfreich sein kann. Diese Messung betrachtet einen plötzlichen Lastwechsel von 110 Nm bis zu geschleppten 10 Nm, welcher innerhalb von 0,2 Sekunden bei einer konstanten Motordrehzahl von 1700 min^{-1} durchgeführt wurde. Die Verstellung der Einspritzmasse der Haupteinspritzung definiert die Lastabsenkung, während die Einspritzstrategie von VE1 und VE2 konstant bleibt.

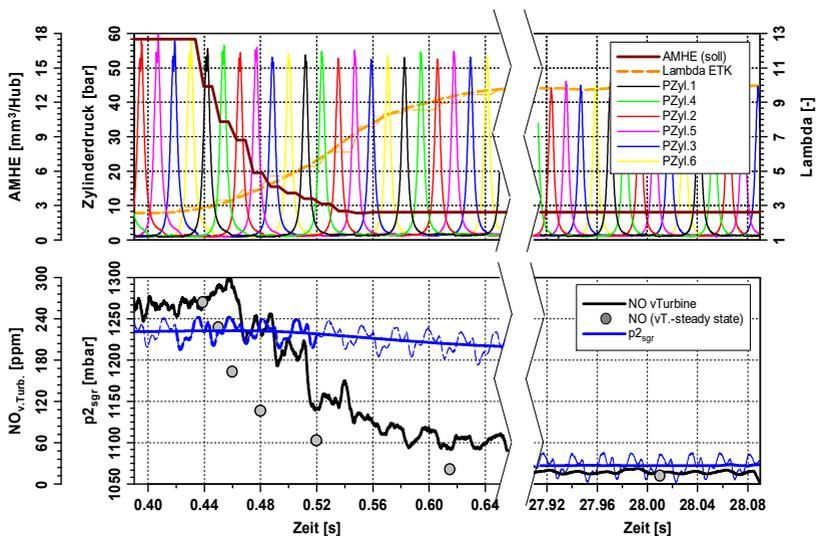


Abbildung 6.18: Vergleich des instationären und stationären NO-Ausstoßes über den Lastsprung

Über die oben genannte Steuergerätfunktion wurden die weiteren Aktuatoren über den ganzen Versuch auf konstanten Werten gehalten. Nur die VTG wurde aus der komplett geöffneten Stellung für einen Sekundenbruchteil nach der Lastabsenkung unabsichtlich vom Steuergerät verstellt. Allerdings ist diese Änderung nicht nur in absoluten Werten, sondern auch bezüglich der betroffenen Zeit in ihrem Einfluss auf die Qualität der Messung vernachlässigbar. Diese wurde ohne AGR-Applikation durchgeführt, und die Motoröl- und Kühlmitteltemperaturen wurden mittels einer externen Konditionierungsanlage für den ganzen Versuch auf konstante Werte geregelt. Wie in

Abbildung 6.18 dargestellt, wurde die Einspritzmenge in ca. einer Zehntelsekunde (ca. 2 ASP, $\sim 0,14$ Sekunden) abgesenkt. Die NO-Emissionen sinken entsprechend mit der Einspritzmenge ab, aber der NO-Ausstoß fällt nicht sofort auf das Emissionsniveau ab, das am Ende der Messung im stationären Betrieb erfasst wurde, sondern sinkt nach einem ersten steilen Abfall extrem langsam weiter. Nach den ersten 10 Sekunden der Messung sinken diese Schadstoffwerte um ca. 40 ppm, obwohl die Einspritzmenge innerhalb des ersten Arbeitsspiels schon auf konstante 5 mm^3 geregelt wurde. Eine erste Annahme einer Abhängigkeit der NO-Emissionen vom thermischen Motorbetriebszustand lässt sich begründen, indem einige der transienten Betriebspunkte des weniger als eine Sekunde schnellen Lastsprunges stationär nachgefahren werden (Abbildung 6.18, graue Punkte vs. schwarze Linie). Mit dieser Vorgehensweise wurde es dem Motor ermöglicht, in einem längeren Zeitraum einen thermischen stationären Zustand zu erreichen, und so die direkte Wirkung des thermischen Beitrags auf die NO-Emissionen zu beobachten. Um den Einfluss der fallenden Zylinderfüllung betrachten und auswerten zu können, wurden mehrere Arbeitsspiele nach dem Lastwechsel untersucht und entsprechende Brennverlaufsanalysen durchgeführt. Es wurden insgesamt vier Betriebspunkte nach je 50 mbar Ladedruckabbau ausgewählt (siehe Abbildung 6.19).

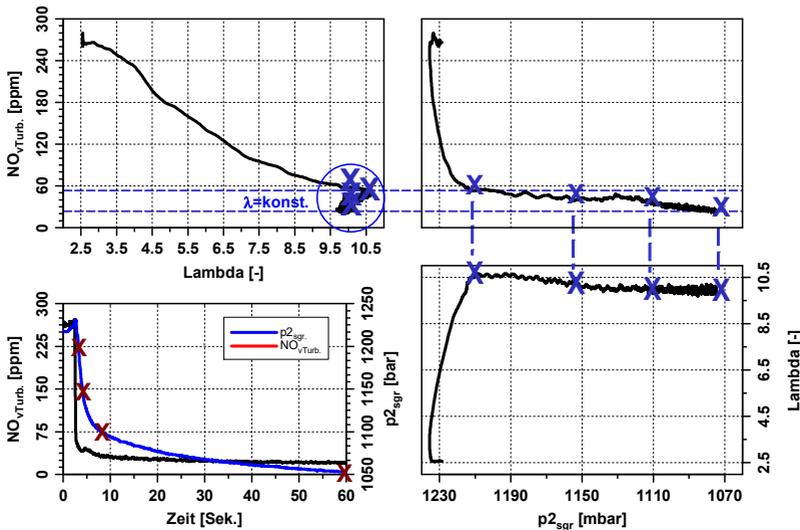


Abbildung 6.19: Verlauf der NO-Emission über Lambda und Ladedruck

Diese wurden dann nach dem transienten Versuch stationär am Motorprüfstand wieder eingestellt und mittels Langzeitversuchen erneut gemessen. Ziel war, nachträglich die gleichen Randbedingungen einzustellen, um die thermischen Effekte auf die Emissionen, unabhängig vom Einfluss des Ladedrucks, isolieren zu können.

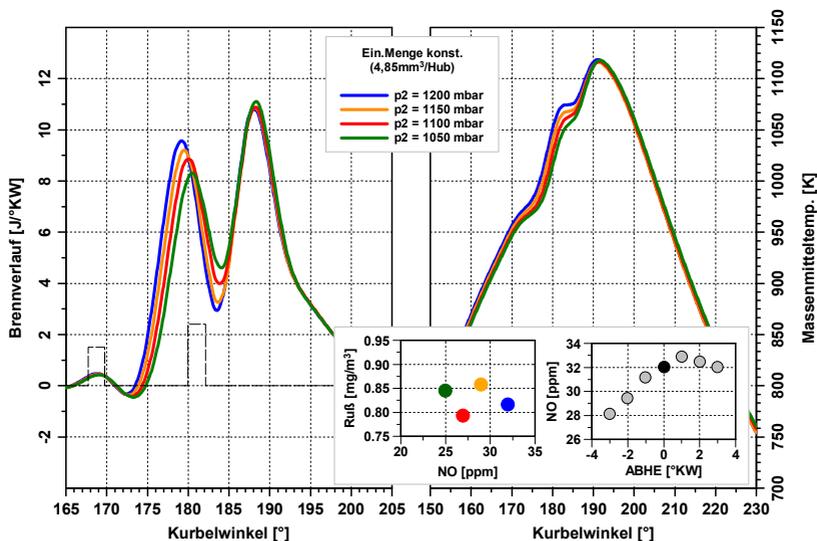


Abbildung 6.20: Brenn- und Massenmitteltemperaturverläufe der stationären Messungen

Abbildung 6.20 zeigt die Verschiebung der Schwerpunktlage parallel zum Ladedruckabbau wegen der sanfteren Verbrennung der VE1 und einer ähnlichen Absenkung der Massenmitteltemperatur am ZOT, deren 10°KW später erreichter maximaler Wert sich über die Ladedruck-Variation nicht ändert.

Die NO-Emissionen folgen demselben Trend. Ihre Werte verhalten sich gegenläufig zur kleinen Änderung der Massenmitteltemperaturverläufe, und sie unterscheiden sich nur minimal um ca. 7 ppm. Die NO-Werte liegen aufgrund des sehr hohen Luftverhältnisses auf einem sehr niedrigen Niveau. In Abbildung 6.21 wurden die Brennverläufe der oben beschriebenen vier Punkte aus der instationären Messung dargestellt und mit den Brennverläufen der vier vergleichbaren stationär gemessenen Betriebspunkte verglichen.

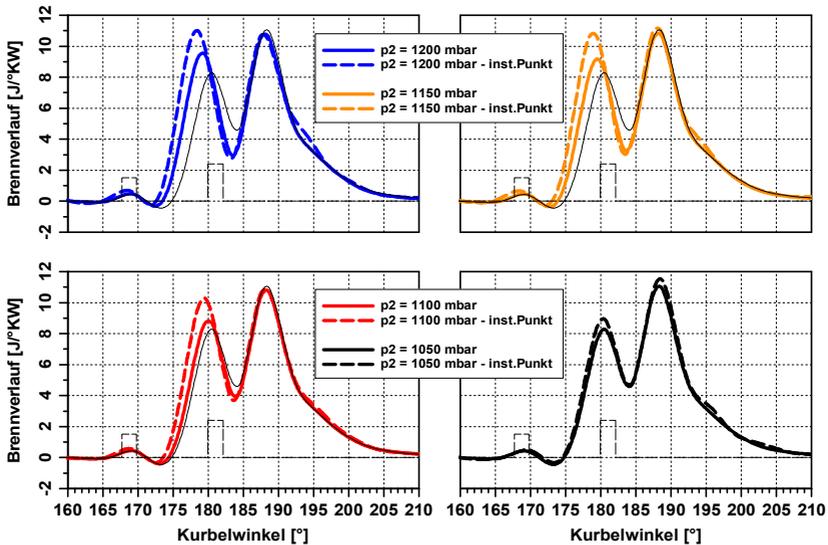


Abbildung 6.21: Vergleich der instationären und stationären Brennverläufe

Von links oben ist im Uhrzeigersinn zu erkennen, dass bei niedrigem Ladedruck (und schon stärker ausgekühltem Brennraum) die Abstände zwischen stationären und instationären Punkten abnehmen (der letzte Betriebspunkt wurde in allen Diagrammen mit einer dünnen schwarzen Linie im Hintergrund eingezeichnet). Der maximale Einfluss der thermischen Effekte ergibt sich, wie zu erwarten, in den ersten Sekunden, da einige Sekunden nach dem Lastwechsel der Unterschied zwischen dem stationären und dem instationären Betriebspunkt minimal ist.

Bei Vergleich der NO-Differenz von 7 ppm zwischen den vier stationären Punkten mit dem oben gezeigten Verlauf der Stickstoffoxide über den ganzen Lastsprung von ca. 40 ppm kann abgeleitet werden, dass nur ein minimaler Anteil des NO-Unterschieds auf die Ladedruckänderung zurückzuführen ist. Ein Großteil dieser Differenz muss sich aus den variierenden thermischen Randbedingungen ergeben. Von diesem Anteil wurde noch versucht, die direkten Einflüsse auf die Emissionen von den indirekten (über die Verbrennung) zu trennen.

Wie die Schwerpunktlagevariation um den vorgegebenen Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung zeigt (Abbildung 6.20, kleines Diagramm), lässt sich

der Verlauf der instationären NO-Emissionen auch nicht über den Unterschied zwischen stationären und instationären Schwerpunktlagen erklären.

6.3.3 Lastanhebung und -absenkung ab der Leerlauf-Drehzahl im Kaltstart

Im ersten Versuch (siehe Kapitel 6.3.1) ist eindeutig zu beobachten, wie ein schwacher Teillast-Betriebspunkt vor der Lastanhebung dank der mäßigen Wärmefreisetzung die dynamischen thermischen Effekte verstärken kann. Daher wurde beschlossen, eine Lastanhebung bei 850 min^{-1} bei kalten Zuständen durchzuführen. Unter diesen besonderen Randbedingungen wurde untersucht, wie eine deutlich niedrigere Motorbetriebstemperatur die thermischen Effekte auf die Stickstoffmonoxid-Emissionen zusätzlich verstärken könnte. Sowohl die Kühlmittel- als auch die Motoröltemperatur wurden auf einem relativ kalten Niveau behalten (ca. $35 \text{ }^\circ\text{C}$), und so der Motorblock in einen gekühlten Zustand gebracht. Die AGR-Klappe wurde komplett geschlossen, und die Drossel- und die Drallklappe komplett offen gehalten.

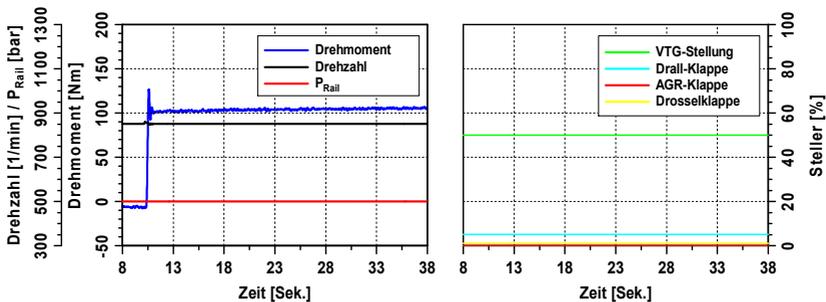


Abbildung 6.22: Drehzahl-, Drehmoment- und Raildruck-Verlauf sowie Stellungen

Um den Einfluss des Ladedrucks zu minimieren, wurde dieser durch eine VTG-Stellung von 50 % limitiert. Die Ladedruckerhöhung wurde damit auf wenige Millibar begrenzt und kann als vernachlässigbar betrachtet werden.

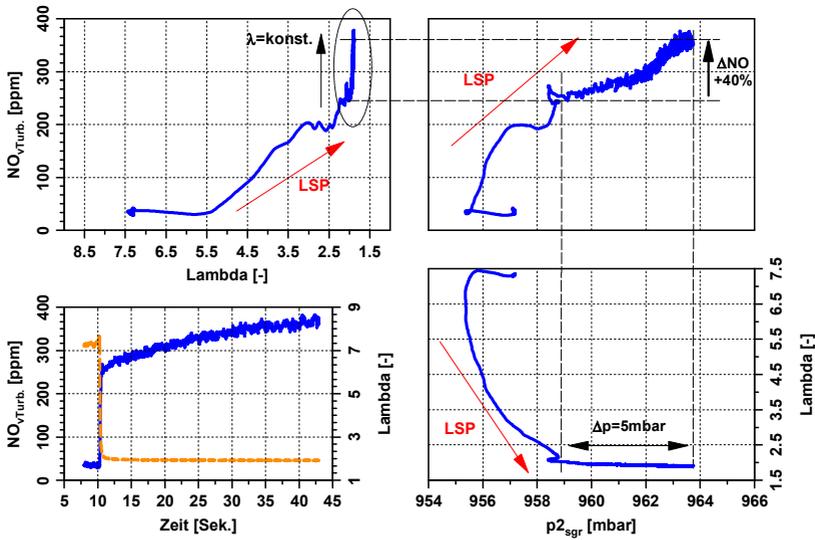


Abbildung 6.23: Verlauf der NO-Emission über Lambda und Ladedruck

Die Lastanhebung erfolgte durch die Änderung der Haupteinspritzmenge von 2,8 auf 18,7 mm³/Hub mit einer ansonsten konstanten Einspritzstrategie. Die niedrige Motorbetriebstemperatur ($T_{KW,ÖL} = 35 \text{ °C}$) fördert die starke Erhöhung der NO-Konzentration nach dem Lastwechsel, sodass in den ersten 30 Sekunden nach Lastwechsel bei einem vernachlässigbaren Ladedruckaufbau von 5 mbar und einer immer noch geregelten Last die NO-Emissionen mit 40 % erheblich zunehmen. Eine ähnliche Tendenz wurde bei einer zu dieser Lastanhebung umgekehrten Lastabsenkung von ca. 7 bar p_{me} auf ca. 1 bar p_{me} untersucht. Die Einstellung der Regelklappen wurde konstant beibehalten, während die Haupteinspritzmenge als Einstellungsparameter entgegengesetzt zu vorher von ca. 19 mm³/Hub auf ca. 3 mm³/Hub reduziert wurde. In der folgenden Abbildung 6.24 sind in der oberen Hälfte die Steuerung der HE-Menge sowie deren Auswirkungen auf den Ladedruckabbau und den resultierenden globalen Lambda-Wert abgebildet. In der unteren Hälfte des Diagramms wurden sowohl der unmittelbar vor der Turbine gemessene NO-Emissionsverlauf in Schwarz, als auch in Rot das gleichzeitig im Auslasskanal des Zylinders Nr. 2 erfasste Messsignal dargestellt.

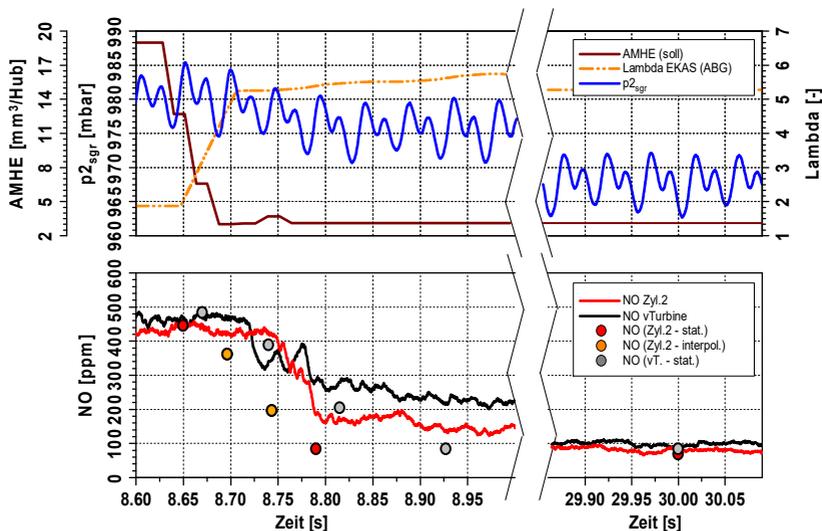


Abbildung 6.24: NO-Verlauf über den Lastsprung (850 min^{-1} , von 7 auf 1 bar p_{me})

In dieser zweiten Messreihe bleiben die instationär gemessenen NO für viele Sekunden auf einem hohen Niveau. Dabei fallen sie deutlich höher aus als bei einer stationären Messung im gleichen Betriebspunkt. Die roten und grauen Punkte in Abbildung 6.24 stellen genau diese von der *fast*-CLD-Entnahmesonde im Auslasskanal des Zylinders Nr. 2 sowie kurz vor der Turbine stationär erfassten NO-Werte dar. Beide Signale des instationären Stickstoffmonoxid-Ausstoßes liegen nicht nur erheblich über dem stationär gemessenen Niveau, sondern erreichen schließlich erst nach dreißig Sekunden ein ähnliches Niveau (100 ppm). Auch in diesem Messversuch zeigt sich deutlich der Einfluss des Motorbetriebszustands, der thermisch sehr träge auf den Lastwechsel reagiert. Die aufgenommene Wärme des mittelhohen Teillastpunktes bewirkt für eine lange Zeit und trotz der schnell erfolgten Drehmoment-Abstimmung einen deutlich höheren Emissionsausstoß, dessen Ursachen auf einen sich langsam ändernden Brennverlauf zurückzuführen sind. Basierend auf dieser Annahme wurden die Brennverläufe mehrerer instationärer Betriebspunkte nach dem Lastwechsel untersucht und zwei davon dementsprechend ausgewählt, einer kurz nach der Lastabsenkung und einer ca. 28 Sekunden, d. h. ca. 200 ASP, später.

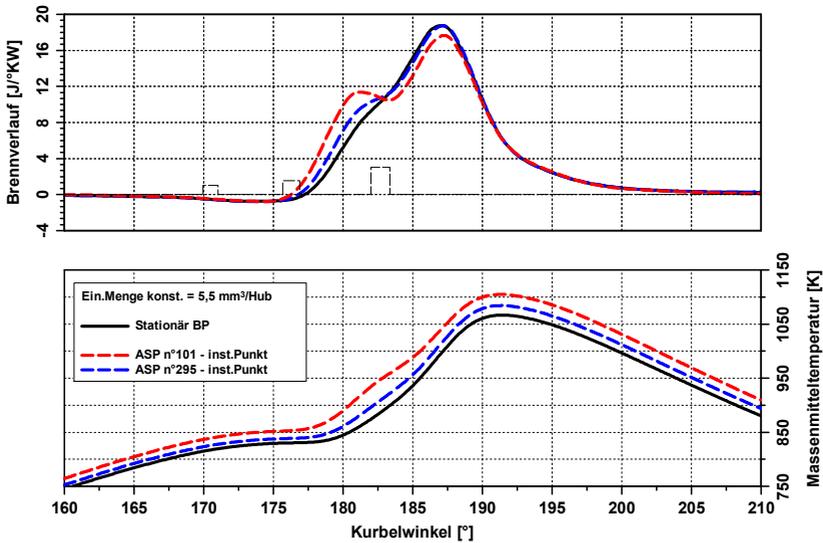


Abbildung 6.25: Brennverläufe der instationären Betriebspunkte (unverzögert nach der Lastabsenkung und am Ende der Messung) und des äquivalenten stationären Betriebspunktes

Diese zeitlich mit deutlichem Abstand erfassten identischen Teillastpunkte wurden letztendlich neben dem Brennverlauf mit dem nach dem Lastwechsel konstant geregelten stationären Betriebspunkt verglichen. Wie in Abbildung 6.25 gezeigt, ist eindeutig festzustellen, welchen deutlichen Einfluss die Abkühlung auf die Verbrennung hat.

Diese Ergebnisse, zusammen mit denen aus Kapitel 6.3.2, stellen eine eindeutige Tendenz dar, die eine Betrachtung zum Thema des Einflusses einer Phlegmatisierung auf die Rohemissionen anstoßen. Im Hybridverbund wird die E-Maschine so gesteuert, dass die beste Strategie in Sinne von Emissionsminderung, Verbrauchsoptimierung, SOC (State of Charge) und Batteriealterung erzielt wird [47]. Wie die folgende Abbildung 6.26 zeigt, können momentane überstöchiometrische Verbrennungsprozesse vermieden werden, die mit den gleichzeitig hohen Verbrennungstemperaturen aufgrund der bis zu diesem Punkt gefahren hohen Last zustände kämen.

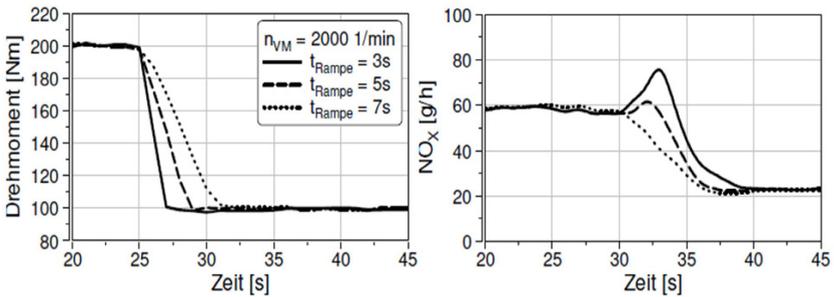


Abbildung 6.26: NO-Ausstoß bei abfallender Last mit konst. Drehzahl und variierenden Rampensteigungen [40]

Die Intention ist in diesem Fall, durch eine Verzögerung die Last anzuheben, sodass gleichzeitig eine Ladung der Batterie bei fallenden Lastrampen durchgeführt werden kann [40]. Es wurde aber aus der Kombination von angehobenen Last und transient zunächst höher liegenden NO-Werten hier eindeutig ein kleiner NO_x-SOC-Zielkonflikt entdeckt, der sich zusätzlich zu den schon genannten Zielkonflikten addiert und insbesondere im Fall einer simulativen Emissionsbetrachtung ohne entsprechend angepasstes transientes Emissionsmodell [38] zu einer Abweichung führen würde. In diesem Sinne unterscheidet sich die Batterieladungsstrategie von F. Atzler et al. [58] von der oben gezeigten von M. Auerbach (siehe folgende Abbildung 6.27).

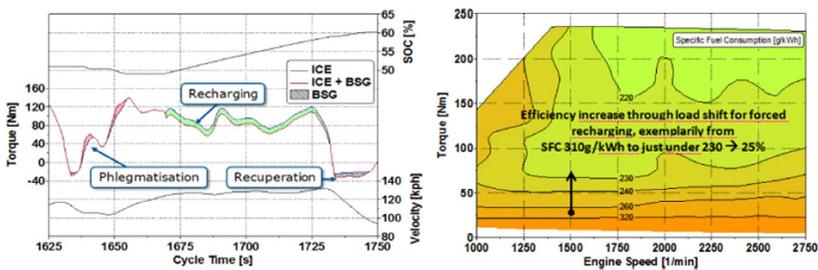


Abbildung 6.27: Batterieladung (grün), Phlegmatisierung (rot) und Rekupe-ration (schwarz) im WLTP-Zyklus (links), sowie Effizienzsteigerung durch Lastanhebung (rechts) [58].

Anstatt das Motordrehmoment während der Lastabsenkung anlässlich des sinkenden Gaspedalwerts länger auf einem höheren Niveau als dem nötigen zu halten, wird das Drehmomentniveau im Teillastbetrieb während des Zyklus selbst generell angehoben. Dadurch wird zwar ein höherer Stickstoffoxidausstoß verursacht, da bei der angestiegenen Last eine höhere Verbrennungstemperatur und damit ein entsprechend höheres NO-Emissionsniveau erreicht wurde, der Kraftstoffverbrauch wird aber reduziert, und damit wiederum die entsprechende auf die Kraftstoffmenge bezogene NO-Konzentration. Darüber hinaus kann vermieden werden, dass die thermische Motorträgheit in dieser Phase den gezeigten Nebeneffekt der höheren NO-Rohemissionen verursachen kann. War die gezeigte Batterieladungsstrategie von M. Auerbach eher als eine Maßnahme für den momentanen starken Stickstoffoxid-Sprung gedacht, zeigten D. Selmanaj et al. [59], dass diese hohen NO-Spitzenwerte aufgrund des instationären nicht passenden Luft-Kraftstoff-Verhaltens mittels dynamischer Anpassung der Einspritzstrategie vermieden werden können.

6.3.4 Lastanhebung bei unterschiedlicher Motorbetriebstemperatur

Nachdem die Auswirkungen einer geänderten Motorbetriebstemperatur auf die Verbrennung analysiert wurden und eine allgemeine Abhängigkeit dargestellt wurde, erschien es wichtig zu klären, in welcher Art und Weise bzw. mit welcher Tendenz ein variierendes Temperaturniveau den Stickstoffmonoxid-Ausstoß beeinflussen kann. Um dies zu untersuchen, wurde eine neue entsprechende instationäre Messreihe mit einer bedeutenden Motorbetriebstemperaturvariation durchgeführt. Die im vorherigen Kapitel 6.3.3 beschriebene Lastanhebung bei 850 min^{-1} wurde mit zwei unterschiedlichen Kühlwasser- und Motoröltemperaturen nochmals gefahren, zunächst mit beiden Werten auf ca. $50 \text{ }^\circ\text{C}$, dann im zweiten Versuch mit beiden Werten auf ca. $90 \text{ }^\circ\text{C}$. Durch zwei externe Konditionieranlagen wurden beide Flüssigkeitstemperaturen entsprechend geregelt, sodass ein stationärer Grundzustand gewährleistet wurde, ebenfalls mit deaktivierter Abgasrückführung (die AGR-Klappe wurde konstant geschlossen). Die VTG-Stellung wurde auch in diesem Versuch komplett geöffnet und für den gesamten Versuch bei der maximalen Öffnung fixiert, um den Ladedruckaufbau bestmöglich einzuschränken. Die Drosselklappe wurde konstant komplett offengehalten, die Drallklappe wurde auf einen 95 % Öffnungswert festgelegt. Der direkte Ver-

gleich der zwei Messungen zeigt, dass die Stickstoffmonoxide mit höherer Motorbetriebstemperatur mit einem höheren Gradienten über dem Lastwechsel zunehmen.

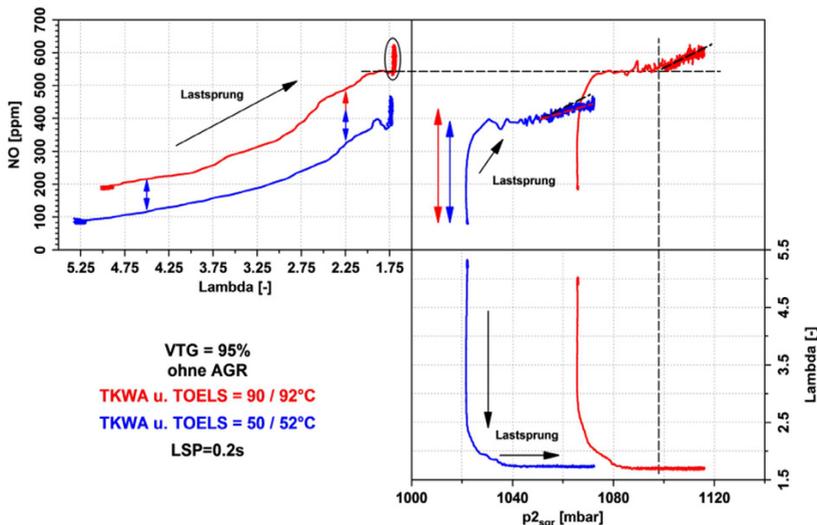


Abbildung 6.28: Verlauf der NO-Emission über Lambda und Ladedruck

Ferner steigen sie bei der weiteren minimalen Ladedruckzunahme nach Einstellung des Wunsch-Betriebspunktes von ca. 20 mbar p_{mi} und bei einem konstanten Luftverhältnis mit einer deutlicheren Abhängigkeit von den Motorbetriebstemperaturen um ca. 10 % an. So lässt sich zeigen, dass die NO-Emissionen bei einer absolut festen Klappen- und Motorsteuerung nur von den thermischen Motorzuständen und im dargestellten Umfang beeinflusst werden.

Am Rand dieser Betrachtung folgt hier noch ein kurzer Exkurs zum Verlauf der Ruß- und HC-Emissionen in diesem Zusammenhang. Wie schon erwähnt, behindert das sehr träge Ruß-Messverfahren des Micro-Soot-Sensors die Abbildung der direkten instationären Abhängigkeit der Ruß-Konzentrationen vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis, jedoch kann das erheblich schnellere und damit tauglichere *fast-FID* NDIR400 (T90 ca. 2 bis 10 ms) für eine Analyse der transienten HC-Emissionen genutzt werden. Wie in Abbildung 6.28 dargestellt, wurden auch die HC-Rohemissionen analog zu den NO-Emissionen

nen sehr stark von der Motortemperatur beeinflusst. Das absolute Niveau reduziert sich mit einem wärmeren Motorbetriebszustand um einen Faktor von ca. 4, und nach der Betriebspunkteinstellung bzw. Lastanhebung mit konstantem Ladedruck und Luftverhältnis nochmals um ca. 10 %.

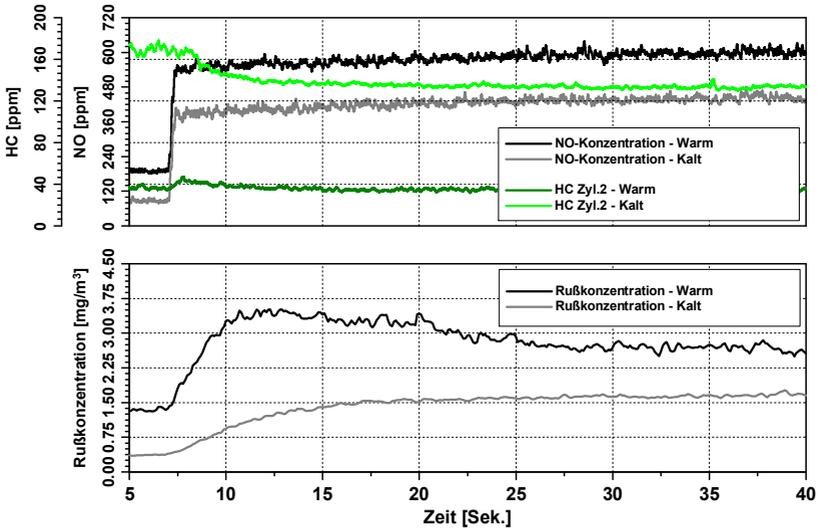


Abbildung 6.29: NO-, Ruß- und HC-Verlauf über die Lastanhebung

Analoge Untersuchungen mit ähnlichen Ergebnissen wurden von R. Arumugam Sakunthalai et al. [55] an der University of Birmingham durchgeführt. Auch in ihrer Arbeit wurde die Abhängigkeit der Abgasemissionen von der Motorbetriebstemperatur untersucht. Der Fokus dieser Analyse liegt auf den transienten NO-, HC- und Ruß-Emissionen eines PKW V6-3,0 Liter Diesel-Motors mit Direkteinspritzung und Turboaufladung. Dieser wurde bei drei verschiedenen Umgebungs- und entsprechenden Motorbetriebs temperaturen untersucht, bzw. ein Motorstart mit darauffolgendem langem Leerlauf wurde am Motorprüfstand gefahren.

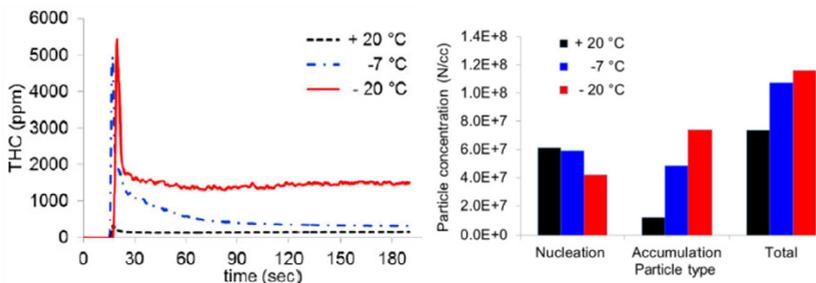


Abbildung 6.30: T0-Variation. HC-Verläufe nach dem Kaltstart und im folgenden Leerlaufbetrieb, sowie Ruß-Konzentration [55]

Betrachtet man die zwei kühlest Messungen aus Abbildung 6.30, die 20 °C-Messung ist die einzige der Messreihe mit aktiver AGR-Applikation, sind sowohl die Abhängigkeit der HC-Emissionen von der Motorbetriebs-temperatur als auch die Zunahme der Partikel-Konzentration im Nucleation Mode mit der Temperatur, und umgekehrt die Absenkung des Anteils in Accumulation Mode deutlich zu erkennen. Da R. Arumugam Sakunthalai et al. [55] für die transienten Messungen aber eine AVL AMA i60 Abgasmess-anlage verwendeten, und dementsprechend nur eine qualitative Aussage in Bezug auf die absoluten Rohemissionswerte geben konnten, wurde in dieser Arbeit, dank des viel schnelleren Combustion HFR400, für diesen Fall fest-gestellt, dass die HC-Emissionen (ähnlich zum NO-Verlauf) für eine kurze Zeit trotz der unmittelbaren Last-Umstellung auf einem höheren Niveau bleiben und im Zeitbereich einen bis zu 5 Sekunden verzögerten Verlauf aufweisen. Eine Verzögerung der Variation der HC-Emissionen in Abhän-gigkeit von der träge variierenden Motorbetriebstemperatur ist hier hervor-gehoben.



7 Schlussfolgerung und Ausblick

Der Anlass zu dieser Arbeit war, die instationären Motorbetriebsbedingungen eines turboaufgeladenen Dieselmotors zu untersuchen, bei denen die existierenden phänomenologischen Emissionsmodelle den direkten Einfluss der Brennraumwandtemperatur auf die Stickstoffoxidemissionen nicht genau abbilden können. Der instationäre Betrieb eines Dieselmotors wurde mittels mehrerer Motorprüfstandsmessungen untersucht, bzw. der Motor und die Ruß- und NO-Emissionen instationärer Vorgänge wurden kurbelwinkel-aufgelöst indiziert und gemessen, sodass die Ausstöße dieser zwei Abgas-komponenten in der transienten Anwendung genauer verstanden und in einer zweiten Phase genauer in einer Simulation abgebildet werden konnten. Der Einsatz des Emissionsmodells nach Kožuch hätte während schnell variieren-der Motorbetriebszustände keinen expliziten Wandtemperatur einfluss auf die NO-Entstehung darstellen können und ist bei nahezu stöchiometrischen Verbrennungen nur eingeschränkt anwendbar. Dieser Betriebszustand ist heutzutage auch mit einem Diesel-Brennverfahren nicht mehr als exotisch zu betrachten, insbesondere mit groß ausgelegten Abgasturboladern in einstufiger Anwendung bei Volllastpunkten und sehr niedrigen Motordrehzahlen (siehe LET). Da die Automobilindustrie eine immer höhere Genauigkeit der schnell vorhersagefähigen 1D-Strömungsmodelle benötigt, wurde dieses Forschungsprojekt angestoßen und mit den Ergebnissen daraus das Emissionsmodell nach Kožuch zu einem parallelen Forschungsprojekt weiterentwickelt.

Zuerst erfolgte der Aufbau eines für die Untersuchungen passenden Prüflings am Motorprüfstand. Auf einem modernen einstufig turboaufgeladenen Diesel-Verbrennungsmotor wurden eine stationäre und eine instationäre Abgas-messanlage, die aus zahlreichen Messgeräten bestand, installiert. Die erste umfasste einen FID (HC), einen NDIR (CO), einen CLD (NO), einen PMD (O₂) und einen Smokemeter (Partikel), die zweite einen *fast*-CLD (NO) und einen MSS (Partikel). Der Micro-Soot-Sensor erwies sich jedoch während dieser Arbeit als nicht in der Lage, mit einer hohen Genauigkeit die Forschungsziele unterstützen zu können, da die T90-Konstante erheblich größer ist als die untersuchten Zeitbereiche (zum Beispiel: T90 ca. 950 ms, 1 ASP bei 1500 min⁻¹ = ca. 80 ms). Aus diesem Grund haben sich die Untersuchungen dieser Arbeit auf die transienten Stickstoffoxidemissionen fokus-

siert, insbesondere auf deren NO-Anteil. Wie im Kapitel 3.2.1 beschrieben, ist eine gleichzeitige Messung der NO und NO₂ mittels dieses *fast*-CLD nicht möglich, sodass dafür nicht nur der Kauf eines zusätzlichen sehr teuren Konverters, sondern auch die Verdoppelung jeder Messreihe zwingend erforderlich gewesen wäre.

Mithilfe dieser Messtechnik und einer Nieder- und Hochdruck-Indizierung wurden zuerst zahlreiche stationäre Betriebspunkte am Motorprüfstand gefahren. Innerhalb dieser ersten Phase wurden mehrere einzelne Motorparametervariationen durchgeführt und die entsprechenden Brennverläufe und Rohemissionen analysiert. Die Ergebnisse dieser ersten stationären Versuche ermöglichten, die Einflüsse des Motorbetriebszustands auf die NO-Emissionen genau beschreiben zu können, und so wurden die Voraussetzungen geschaffen, eine Vorhersage der denkbaren Auswirkungen während instationärer Vorgänge treffen zu können, sowie die Motorrandbedingungen zu bewerten, bei denen die zu untersuchenden Phänomene hervorgehoben werden konnten.

Eine 1D-CFD Simulationsumgebung half zu einem späteren Zeitpunkt bei der sorgfältigen Auswahl instationärer Versuche, die repräsentativen Fahrzuständen entsprachen. Diese wurden letztendlich an dem dynamikfähigen Motorprüfstand überprüft und analysiert. Da die AGR-Rückführung (die Hauptmaßnahme zur Reduktion der NO_x-Emissionen) die Stickstoffoxid-Bildung bedeutend mindert und deren präzise instationäre Bestimmung sehr kritisch ist, wurde außerdem auf die Abgasrückführung während der transienten Messung verzichtet. Darüber hinaus ist die AGR-Rückführung für das Ziel dieser Arbeit nicht von Bedeutung.

Es wurde gezeigt, dass das träge dynamische Verhalten des Verbrennungsmotors in der ersten Phase eines instationären Vorgangs einen deutlichen Einfluss auf die transienten Rohemissionen hat. Im Fall einer schnellen Lastanhebung werden zuerst niedrigere NO-Ausstöße produziert, während der, in umgekehrter Weise, der nach einer plötzlichen Lastabsenkung langsam abkühlende Motorblock höhere NO-Emissionen als während eines quasi-stationären Betriebs bewirkt. Die langsam reagierende Motorbetriebs-temperatur hat unter anderem einen deutlichen Einfluss auf die Verbrennung der VE1 und VE2 und einen generellen Einfluss auf die Diesel-Verbrennung, der verstärkt wird, wenn die Lastanhebung aus einer niedrigen Motor-

temperatur startet oder die Lastabsenkung aus einem sehr heißen Betrieb erzeugt wird.

Mehrere Lastgradientvariationen hoben zusätzlich hervor, welche Auswirkung der Lastgradient sowohl auf die NO- als auch auf die Ruß-Emissionen hat. Es ist eindeutig festzustellen, wie zum Beispiel wegen hoher Lastgradienten während Lastanhebungen mit höheren Stickstoffmonoxid-ausstößen zu rechnen ist. Der stärkere Gradient der Lastanhebung bewirkt nicht nur eine höhere leistungsspezifische Entstehung dieser Abgaskomponenten, sondern auch ein schnelleres Aufwärmen des Motors, was rückwirkend zu erhöhten NO-Emissionen führt.

Es liegt so nahe, diese Phänomene zu beachten, besonders im Rahmen einer möglichen Auslegung eines hybridisierten Antriebskonzeptes bzw. während der Definition und Entwicklung von dessen Phlegmatisierungsstrategien, die einen günstigeren Emissionsausstoß ermöglichen würden. Wenn einerseits gezielte sanftere Lastanhebungen beispielsweise gesteuert bzw. elektrisch unterstützt werden könnten, um niedrigere leistungsspezifische NO_x-Emissionen bewirken zu können, würden im Fall eines warmlaufenden Motors leicht höhere leistungsspezifische NO_x-Werte als mit einer schon erreichten Motorbetriebstemperatur ausgestoßen werden – wie sich aus dieser Arbeit ergibt. Soll andererseits die Phase nach der Lastabsenkung genutzt werden, um mit einer höheren Last als der der vom Fahrer benötigten die E-Maschine schneller aufladen zu können [40], kann es umgekehrt zu dem Fall kommen, dass in dieser Regenerations- bzw. Aufladephase höhere leistungsspezifische Stickstoffoxid-Emissionen ausgestoßen werden.

Ähnlich wie für die NO-Emissionen scheint die Motorbetriebstemperatur auch die Entstehung der instationären HC-Emissionen stark zu beeinflussen. Wenn bei konstanter Last eine höhere Motoröl- und Kühlmitteltemperatur die HC-Rohemissionen absenkt, ist während einer Lastanhebung aus einer niedrigen Last zuerst ein höherer instationärer HC-Ausstoß zu erwarten.

Die durchgeführten Versuche und die aus deren Analysen gewonnenen Resultate belegen den Bedarf, die Messverfahren und die Technologie der Messgeräte weiterzuentwickeln und das Studium instationärer Vorgänge weiter zu vertiefen. Einen besonderen Anstoß benötigt die Entwicklung des Ruß-Messverfahrens, obwohl zum Beispiel die neuesten differentiellen Mobilitätspektrometer große Fortschritte gemacht haben, da die verfügbaren Messgeräte heutzutage noch große Defizite aufweisen. Die meisten T90-

Konstanten liegen noch weit entfernt von einer feinen Kurbelwinkelauflösung. Nur damit könnten die Auswirkungen verschiedener instationärer Motorbetriebsstrategien auf die diversen Rohemissionskomponenten vollständig verstanden werden, sowie spezifische Brennverfahren und Abgasnachbehandlungssysteme und -Applikationen entwickelt werden, um einen optimalen Kompromiss zwischen der Minimierung der gesamten Rohemissionen und den günstigsten Kraftstoffverbräuchen zu erreichen.

Literaturverzeichnis

- [1] P. Eastwood, “Particulate Emissions from Vehicles”, West Sussex, England. John Wiley & Sons, 2008.
- [2] M. Frenklach and H. Wang, “Detailed Modeling of Soot Particle Nucleation and Growth”, in *Symposium (International) on Combustion*, 1st ed., vol. 23, The Pennsylvania State University Park, USA, Elsevier Inc., 1990, pp. 1559–1566.
- [3] M. Frenklach, “Reaction Mechanism of Soot Formation in Flames”, *Physical Chemistry Chemical Physics*, pp. 2028–2037, 2002.
- [4] P. Roth, O. Brandt und S. von Gersum, “High temperature oxidation of suspended soot particles verified by CO and CO₂ measurements”, *Proceedings of the Combustion Institute*, pp. 1485–1491, 1991.
- [5] S. von Gersum and P. Roth, “Soot oxidation in high temperature N₂O/AR and NO/Ar mixtures”, in *Symposium (International) on Combustion*, 1st ed., vol. 24, Sydney, 1992, pp. 999–1006.
- [6] J. Warnatz, U. Maas und R. W. Dibble, „Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung“, 3 Hrsg., Berlin. Springer, 2001.
- [7] W. F. McDonnell, N. Nishino-Ishikawa, F. F. Petersen, L. H. Chen and D. E. Abbey, “Relationships of mortality with the fine and coarse fractions of long-term ambient PM10 concentrations in nonsmokers”, *Journal of Exposure Analysis & Environmental Epidemiology*, pp. 427–436, Oktober 2000.
- [8] F. Laden, J. Schwartz, F. E. Speizer and D. W. Dockery, “Reduction in Fine Particulate Air Pollution and Mortality: Extended Follow-Up of the Harvard Six Cities Study”, *American Journal of Respiratory and Critical Care Medicine*, vol. 173, no. 6, pp. 667–672, 15 March 2006.
- [9] C. A. Pope III, M. Ezzati and D. W. Dockery, “Fine-Particulate Air Pollution and Life Expectancy in the United States”, 2009.

- [10] C. A. Pope III, R. T. Burnett, M. J. Thun, E. E. Calle, D. Krewski, K. Ito and G. D. Thurston, "Lung Cancer Cardiopulmonary Mortality and Long Term Exposure to Fine-Particulate Air Pollution", *The Journal of the American Medical Association*, vol. 9, no. 287, pp. 1132–1141, 6 March 2002.
- [11] N. Krug, „Gesundheitsgefahren durch ultrafeine Partikeln“, Fraunhofer Institut Toxikologie und Experimentelle Medizin, Hannover, 2009.
- [12] P. Amnéus, F. Mauss, M. Kraft, A. Vressner and B. Johansson, "NO_x and N₂O formation in HCCI engines", *SAE paper*, 26 Januar 2005.
- [13] A. J. Hernández-Maldonado and R. T. Yang, "Desulfurization of Diesel Fuels by Adsorption via π -Complexation with Vapor-Phase Exchanged Cu(I)-Y Zeolites", *Journal of the American Chemical Society*, pp. 992–993, 2003.
- [14] F. Schmitt, „Numerische Simulation der Bildung und Reduktion von Stickstoffoxiden in unterschiedlichen Anwendungsfällen“, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 1998.
- [15] J. B. Zeldovich, "The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions", *Acta Physicochimica*, Nr. 21, pp. 577–628, 1946.
- [16] G. A. Lavoie, J. B. Heywood und J. C. Keck, "Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines", *Combustion Science and Technology*, Nr. 1, pp. 313–326, 1970.
- [17] H. Oetting and G. W. Schweimer, "Diesel NO_x Control", in *Studies in Environmental Science– Air pollution by Nitrogen Oxides*, Proceedings of the US-Dutch Symposium, Maastricht, 1982.
- [18] G. Heider, „Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren“, Dissertation: Technische Universität München, 1996.
- [19] S. Röpke, „Zu Ursachen der NO-Bildung in einem PKW-DI Dieselmotor mit Abgasrückführung“, Dissertation: Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 1996.

- [20] B. Hohlbaum, „Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren“, Dissertation, Universität Fridericiana Karlsruhe, 1992.
- [21] J. B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, New York. McGraw-Hill Education, 1988.
- [22] M. M. D. Wölfle, „Untersuchung der Schadstoffbildung im Zylinder eines direktinspritzenden PKW-Dieselmotos“, Dissertation: RWTH Universität Aachen, 1994.
- [23] N. Krug, „Gesundheitsgefahren durch ultra-feinen Partikeln“, Hannover, Fraunhofer Inst.
- [24] J. Heinrich, V. Grote, A. Peters und H.-E. Wichmann, „Gesundheitliche Wirkungen von Feinstaub. Epidemiologie der Langzeiteffekte“, *Umweltmedizin in Forschung und Praxis*, Bd. 7, pp. 91–99, 2002.
- [25] H.-E. Wichmann, „Abschätzung positiver gesundheitlicher Auswirkungen durch den Einsatz von Partikelfiltern bei Diesel-Fahrzeugen in Deutschland“, Berlin. Umweltbundesamt, 2003.
- [26] J. K. Ball, M. Bowe, C. Stone and N. Collings, “Validation of a Cyclic NO Formation Model with Fast NO Measurements”, *SAE Technical Paper 2001-01-1010*, Vols. 2001-01-1010, no. 10.4271, 2001.
- [27] G. P. Merker und C. Schwarz, „Grundlagen Verbrennungsmotoren“, 5. Auflage, R. Teichmann, Hrsg., Wiesbaden. Vieweg+Teubner Verlag, 2011, p. 795.
- [28] J. Rheume, “Solid State Electrochemical Sensors for Nitrogen Oxide (NO_x) Detection in Lean Exhaust Gases”, Dissertation. UC Berkeley Electronic Theses and Dissertations, 2010.
- [29] N. Docquier and S. Candel, “Combustion control and sensors. a review” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 28 (2), 2002.
- [30] S. Killa, L. Cui, E. P. Murray and D. S. Mainardi, “Kinetics of Nitric Oxide and Oxygen Gases on Porous Y-Stabilized ZrO₂-Based Sensors”, *Molecules*, vol. Molecules, no. 18-09901, pp. 9901–9918, 2013.

- [31] M. Schröder, D. Scheder und W. Czika, „Emissionsmessung mittels Quantenkaskadenlaser“, *MTZ – Motortechnische Zeitschrift*, Nr. Mai, pp. 400–405, 15. April 2011.
- [32] P. R. Griffiths and J. A. De Haseth, “Fourier Transform Infrared Spectroscopy”, New York. Wiley-Interscience, 1986.
- [33] City Technology Ltd., “NX1 CiTiceL NO Gas-Sensor – Datasheet”, Nov. 2011.
- [34] Department for Environment Food & Rural Affairs, “Technologies to Reduce NO_x”, in *UK Government*, London, 2004.
- [35] AVL List GmbH, „Rauchwertmessung mit der Filterpapiermethode“, in *AT1007D, Rev. 02*, Graz, 2005.
- [36] M. D. Thomas Anzenberger, „Kühlsystem für ein Fahrzeug und Verfahren zum Betreiben eines Kühlsystems“, Audi AG.
- [37] S. Röpke, „Zu Ursachen der NO-Bildung in einem PKW-DI Dieselmotor mit Abgasrückführung“, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Neustadt-Glewe, 1996.
- [38] M. B. Kaal, „Instationäre Modellierung der Partikel- und Stickstoffoxid-Emission am Dieselmotor“, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Stuttgart, 2015.
- [39] M. Arcoumanis C., “Real Time Measurement of particulate emissions in a turbocharged DI Diesel Engine“, *SAE Technical Paper 922390*, Vols. 1992-10-01, 1992.
- [40] M. Auerbach, „Phlegmatisierung des Dieselmotors im Hybridverbund“, Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Stuttgart, 2012.
- [41] Niesen, Claudia; „Volkswagen-Affäre. Chronik eines Skandals“, *Der Spiegel Online* (15.05.2017).
- [42] C. Rührmair; „Erste konkrete Auswirkung des Fahrverbots-Urteils. Diesel-Nachfrage bricht ein“, *Automobilwoche Online Zeitung* (01.03.2018).

- [43] M. Jänicke, H. Bolle, A. Carius, „Umwelt Global. Veränderungen, Probleme, Lösungsansätze“, Springer-Verlag, Berlin, 1995.
- [44] H. Ogawa, K. Raihan, K. Ilizuka, N. Miyamoto, “Cycle-to-Cycle transient characteristic of Diesel emissions during starting”, SAE Transactions, vol. 108, pp. 1450–1456, 1999.
- [45] B. Last, H. Houben, M. Rottner, I. Stotz, “Influence of modern Diesel cold start systems on the cold start, warm-up and emissions of Diesel engines”, BERU AG, Germany, 2008.
- [46] D. A. Rothamer, L. Murphy, “Systematic study of ignition delay for jet fuels and diesel fuel in a heavy-duty diesel engine”, Proceedings of the Combustion Institute, Volume 34, Issue 2, Pages 3021-3029, 2013.
- [47] M. Ruf, „Potentiale des Dyselhybrids durch optimierte Betriebsstrategie“, Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Stuttgart, 2012.
- [48] A. J. Torregrosa, P. Olmeda, J. Martín, B. Degraeuwe, “Experiments on the influence of inlet charge and coolant temperature on performance and emissions of a DI Diesel engine”, Experimental Thermal and Fluid Science, 30(7).633-641, 2006.
- [49] P. Söderena, N. Nylund, R. Pettinen, “Real driving NO_x-Emissions from Euro VI Diesel Buses”, SAE Technical Paper 2018-01-1815, 2018.
- [50] J. Tian, H. Xu, R. A. Sakunthalai, D. Liu, C. Tan, A. Ghafourian, “Low ambient temperatures effects on a modern turbocharged Diesel engine running in a driving cycle”, SAE int. J. Fuels Lubr. 7(3), 726-736, 2014.
- [51] L. C. R. Johansen, I. Denbratt, S. Hemdal, “Drive cycle particulate and gaseous emissions from a parallel hybrid combustion engine and electric powertrain”, SAE Technical Paper 2015-24-2538, 2015.
- [52] N. Lindenkamp, B. Tilch, P. Eilts, „Reduzierung der Abgasemissionen von Dyselhybridfahrzeugen“, MTZ Article 2012-08-07, 2012.

- [53] R. Yang, D. Lou, P. Tan, Z. Hu, H. Ren, "Fuel economy and emission of a 7L common rail Diesel engine during torque rise transient process", SAE Technical Paper 2015-01-1068, 2015
- [54] T. Heiduck, U. Weiß, A. Fröhlich, J. Helbig, „Der neue V8-TDI-Motor von Audi Teil 2 - Applikative Umsetzung und Abgasnachbehandlung“, MTZ Article 2016-06, 2016
- [55] R. Arumugam Sakunthalai, H. Xu, D. Liu, J. Tian et al., "Impact of cold ambient conditions on cold start and idle emissions from Diesel engines", SAE Technical Paper 2014-01-2715, 2014
- [56] M. Wüst, M. Krüger, D. Naber, L. Cross, A. Greis, S. Lachenmaier, I. Stotz, "Operating strategy for optimized CO₂ and NO_x emissions of Diesel-engine mild-hybrid vehicles", 15. Internationales Stuttgarter Symposium. Proceedings. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015.
- [57] L. Malbec, W. Eagle, M. Musculus and P. Schihl, "Influence of Injection Duration and Ambient Temperature on the Ignition Delay in a 2.34L Optical Diesel Engine", SAE Int. J. Engines 9(1).47-70, 2016.
- [58] F. Atzler, M. Wegerer, F. Mehne, S. Rohrer et al., "Fuel consumption and emission effects in passenger car Diesel engines through the use of a belt starter generator", SAE Technical Paper 2015-01-1162, 2015.
- [59] D. Selmanaj, H. Waschl, M. Schinnerl, S. Savaresi, L. Del Re et al., "Dynamic injection adaptation by input shaping for low NO_x emissions during transients", SAE Technical Paper 2014-01-1161, 2014.
- [60] T. C. Malouf und J. J. Moskwa, "How cylinder cooling and liner temperature profiles affect NO emissions. a device for R&D", SAE Technical Paper 2016-01-0983, 2016.
- [61] R. Razael, B. Tilch, T. Delebinski und C. Bertram, "Diesel combustion and control using a novel ignition delay model", SAE Technical Paper 2018-01-1242, 2018.
- [62] Q. Wang, C. Yao, Z. Dou, B. Wang, T. Wu, "Effect of intake preheating and injection timing on combustion and emission characteristic of a methanol fumigated Diesel engine at part load", Fuel, Volume 159, Pages 796-802, 2015.

-
- [63] Cambustion Ltd., DMS500 MkII, Cambustion DMS500 fast particulate analyzer brochure, 2019.
- [64] Cambustion Ltd., Cambustion CLD500, CLD500 Fast NO_x Measurement System, User manual, 2008
- [65] Kaufmann Umwelttechnik, Ozon-Generator OZ1-LF-TF, Operating Manual, 2012
- [66] Newport: “Technical Note: Introduction to FTIR Spectroscopy”, URL: <https://www.newport.com/n/introduction-to-ftir-spectroscopy>, 2020
- [67] AVL List GmbH, AVL Micro Soot Sensor, Bedienungsanleitung, 2012
- [68] Cambustion Ltd., Cambustion HFR500, fast FID Principles, URL: <https://www.cambustion.com/products/hfr500/fast-fid-principles>, 2020
- [69] H. Fukushima, I. Asano, S. Nakamura, K. Ishida, D. Gregory, “Continuous Measurement of Soot and Soluble Organic Fraction Emission”, Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, June 12-15, 2000.