



Michael Görgen

Potentialanalyse innovativer Abgasnachbehandlungs- konzepte zur Emissionssenkung



Audi-Dissertationsreihe, Band 129





Fakultät Verkehrswissenschaften „Friedrich List“ der Technischen
Universität Dresden

Dissertation

**Potentialanalyse innovativer Abgasnachbehandlungskonzepte
zur Emissionssenkung**

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
(Dr.-Ing.)

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Michael Görgen
aus
Urft (Eifel)

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Hans Zellbeck, Technische Universität Dresden
Prof. Dr.-Ing. habil. Rüdiger Lange, Technische Universität Dresden

Vorsitzender der Prüfungskommission:

Prof. Dr.-Ing. R. König, Technische Universität Dresden

Tag d. Verteidigung: 16.02.2018



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2018

Zugl.: (TU) Dresden, Univ., Diss., 2018

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2018

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2018

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9774-5

eISBN 978-3-7369-8774-6



„Wenn du etwas so machst, wie du es seit zehn Jahren gemacht hast,
dann sind die Chancen recht groß, dass du es falsch machst.“

*Charles Franklin Kettering (1876-1958),
amerikanischer Ingenieur*

aber

„Wenn man glücklich ist, soll man nicht noch glücklicher sein wollen.“

*Theodor Fontane (1819 – 1898),
deutscher Apotheker, Journalist, Theaterkritiker, Dichter*





Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand in den Jahren 2011 bis 2014 während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Vorentwicklung Ottomotoren in Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren der TU Dresden unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. H. Zellbeck.

Herrn Professor Dr. H. Zellbeck gebührt mein Dank für die stetige Unterstützung, Förderung und Zusammenarbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferats.

Für das Interesse an dieser Dissertation und der Übernahme des Koreferats möchte ich mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Rüdiger Lange, TU Dresden sowie Herrn Dr.-Ing. R. Wurms, Audi AG bedanken. Herrn Prof. Dr.-Ing. König, Herrn Prof. Dr.-Ing. Prokop sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Lippold, TU Dresden, danke ich für Ihre Mitarbeit als Vorsitzender sowie Prüfer in der Promotionskommission.

Von Herrn Dr. R. Wurms, Leiter Simulation Antrieb Audi Ingolstadt, kam die Anregung für den Inhalt dieser Arbeit. Ich danke Herrn Dr. Wurms herzlich für seine kritischen Gedankenanstöße, komplexe Zusammenhänge darzustellen und die Unterstützung bei der inhaltlichen Ausrichtung der Arbeit.

Meinem Chef, Herrn Dipl.-Ing. (FH) Markus Sonner, Leiter der Thermodynamik/Vorentwicklung R-Ottomotoren, gebührt mein besonderer Dank. Durch seine Geduld und sein hohes Engagement meiner Person gegenüber, hat Herr Sonner nachhaltig zu meiner positiven, wissenschaftlichen Entwicklung beigetragen. Herr Sonner hat mir beigebracht, wie man schöne, aussagekräftige Bilder erstellt. Ich habe Herrn Sonner während meiner Dissertation immer als Mentor gesehen.

Ich danke allen Kollegen von der Vorentwicklung Thermodynamik/Ottomotoren für die sehr gute und freundschaftliche Zusammenarbeit. Herrn Dipl.-Ing. Florian Stadler danke ich sehr für die Unterstützung bei der Simulation meiner Ergebnisse. Herrn M.Sc. Peter Maischak danke ich für seine ständigen, unnachgiebigen und einzigartigen Motivationsreden zum Thema Durchhalten. Herauszuheben aus dem Team Vorentwicklung Thermodynamik sind Herr Dipl.-Ing. Michael Kuhn, Dr. Marc Daniel, Dr. Ralf Budack und Dipl.-Ing. Peter Wastl. Vielen Dank für die Nachhilfe in Sachen Brennverfahren. Aus meinem Team Vorentwicklung Turboaufladung, Applikation und Abgasnachbehandlung möchte ich mich besonders bei Dr. Hanno Krämer, Dr. Sven Riemann, Dr.



Uwe Rosenberger und B.Sc. Felix Knackstedt bedanken. Ihr habt mir nicht nur fachlich immer zur Seite gestanden, sondern es mir auch durch eure tolle und eigenwillige Kollegialität einfach gemacht, die Hürden einer Dissertation zu meistern.

Ich bedanke mich bei meinen Masteranden Dominik Kriegl und Robert Butz für die Unterstützung durch Ihre Messungen und Auswertungen. Ebenfalls möchte ich mich bei den Prüfstandsfahrern bedanken, insbesondere bei Fabian Kirsch, Helmut Bergmeister und Steffen Grohmer.

Meinen Schwiegereltern, Catarina Francisco Lourenço Coelho und Alberto Mendes Coelho, möchte ich für die emotionale Unterstützung („fica forte, Michael“) und für das leckere Essen bei meinen Schreibtagen in Stuttgart danken.

Meinen Eltern, Lydia Görden und Paul Michael Görden, danke ich für den liebevollen, familiären Rückhalt, die mich immer, wenn nötig, aufgemuntert und unterstützt haben. Die Arbeit an meiner Dissertation in der Eifel war, auch dank euch, stets erfolgreich.

Meiner Frau Mariana danke ich herzlich für Ihre Unterstützung, Ihre Liebe und ihr Verständnis, die mir während meiner Promotionszeit (und darüber hinaus) Kraft und Durchhaltevermögen gegeben haben. Ohne sie hätte ich meine Arbeit 2011 nicht aufgenommen und sicher heute nicht abgeschlossen. *Muito obrigada, Fofa.*

Inhaltsverzeichnis

Vorwort und Danksagung	v
Inhaltsverzeichnis	vii
Abbildungsverzeichnis	ix
Formelverzeichnis	xii
Abkürzungen	xiii
Indizes	xvi
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Abgasgesetzgebung für Personenkraftwagen	3
2.1.1 Abgasgesetzgebung in Europa	3
2.1.2 Abgasgesetzgebung in Amerika	4
2.1.3 Weitere Abgasgesetzgebungen	4
2.2 Abgasentstehung und Abgaszusammensetzung	5
2.2.1 Kohlenwasserstoffe	7
2.2.2 Stickoxide	9
2.2.3 Kohlenstoffmonoxid	12
2.2.4 Kohlenstoffdioxid.....	13
2.2.5 Partikel	14
2.3 Aufbau und Funktionsweise des Drei-Wege-Katalysators	15
2.4 Entstehung und Aufteilung der Abgasenergie	18
2.5 Funktionsweise der Lichtleiter-Messtechnik	21
2.6 Ableitung Handlungsbedarf	21



3	Analyse der Abgasnachbehandlungssysteme	24
3.1	Seitliche Injektorlage	25
3.2	Zentrale Injektorlage	31
3.3	Sekundärluftsystem.....	43
3.4	Abgasbrenner.....	59
4	Auswerte Methodik der instationären Zyklen	70
5	Potential der Systeme im Neuen Europäischen Fahrzyklus	74
5.1	Seitliche Injektorlage	74
5.2	Zentrale Injektorlage	75
5.3	Sekundärluftsystem.....	83
5.4	Abgasbrenner.....	87
5.5	Fazit der Potentialanalyse im Neuen Europäischen Fahrzyklus.....	94
5.6	Bewertung der Systeme unter EU6d- und RDE-Bedingungen.....	96
6	Potential der Systeme im FTP-75 – SULEV30	99
6.1	Seitliche Injektorlage	100
6.2	Zentrale Injektorlage	101
6.3	Sekundärluftsystem.....	106
6.4	Abgasbrenner.....	114
6.5	Fazit der Potentialanalyse im FTP-75	118
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	119
8	Literaturverzeichnis	123
9	Lebenslauf.....	128

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Fahrkurve Neuer Europäischer Fahrzyklus und EU6c-Grenzwerte	3
Abbildung 2: Fahrkurve FTP-75 und LEVII/LEVIII-Grenzwerte	4
Abbildung 3: Einfluss Lambda auf Emissionen.....	6
Abbildung 4: CO ₂ – Quellen in Deutschland im Jahre 2012	13
Abbildung 5: Light-Off-Temperatur über Edelmetallmenge für HC,CO und NO _x (Neu-Kat).....	16
Abbildung 6: Funktionsbereich 3-Wege-Katalysator (stationär).....	17
Abbildung 7: Aufteilung der Energien im Motor (beispielhaft für einen Teillast-Punkt mit optimalem Wirkungsgrad).....	18
Abbildung 8: Aufteilung der Abgasenthalpie.....	19
Abbildung 9: Einfluss Katalysator und Katalysatorheizen auf Emissionen [72]	22
Abbildung 10: Entwicklung CO ₂ -PKW-Flottengrenzwerte 2000 bis heute und Ziele bis 2021[60] ...	23
Abbildung 11: Vorstellung motorinterne und motorexterne Katheizmaßnahmen [72]	24
Abbildung 12: Einfluss Zündung auf Temperatur, Stabilität, Verbrauch und HC/NO _x	26
Abbildung 13: Thermodynamische Zusammenhänge bei unterschiedlicher Zündung	28
Abbildung 14: Variation Verbrennungsschwerpunktlage – Auswirkung NO _x	29
Abbildung 15: Seitliche Injektorlage Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom [72]	31
Abbildung 16: Funktionsweise Zündeinspritzung bei zentraler Injektorlage mit Mehrlochventil ..	32
Abbildung 17: Zentrale Injektorlage: Einfluss Zündung auf Temperatur, Stabilität, Verbrauch und HC/NO _x	33
Abbildung 18: Verbrennungsschwerpunktlage und Brenndauer bei Mehrlochventil und nach außen öffnender Düse mit Piezoantrieb.....	34
Abbildung 19: Vergleich Einspritzstrategie Mehrlochventil und nach außen öffnende Düse mit Piezoantrieb.....	36
Abbildung 20: Piezo-Kegel (Quelle Bosch).....	37
Abbildung 21: Lambda vor Zündeinspritzung und Brenndauer über Zündzeitpunkt („ZZP“)......	38
Abbildung 22: seitliche und zentrale Injektorlage Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom.....	40
Abbildung 23: Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom (Mager-Applikation).....	41
Abbildung 24: Darstellung Heiz-Leistung und Emissionen – Systeme im Vergleich.....	42
Abbildung 25: Bilanzierung Sekundärluft-Reaktion – Kühlung und Reaktionsenthalpie	44

Abbildung 26: seitliche, zentrale Injektorlage, Sekundärluft Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom [72].....	45
Abbildung 27: qualitativer Vergleich der Temperaturen Sekundärluftsystem und seitliche Injektorlage entlang des Abgasstranges.....	48
Abbildung 28: Schaubild Konvektion – Wärmeübergang von Medium/Festkörper/Medium	50
Abbildung 29: Lambda-Variation Sekundärluftsystem – Heiz-Leistung und Emissionen	53
Abbildung 30: Prinzipskizze Einblasestellen und CAD Zeichnung	55
Abbildung 31: Variation der Einblasestellen Stationär und Instationär.....	56
Abbildung 32: Darstellung Heiz-Leistung und Emissionen – Systeme im Vergleich	58
Abbildung 33: Aufbau Abgasbrenner-Hardware	60
Abbildung 34: Startverhalten des Abgasbrenners	61
Abbildung 35: Empirische Auswahl Abgasbrenner-Einbauposition.....	62
Abbildung 36: Auswahl der Abgasbrenner Hardware über CFD.....	63
Abbildung 37: Temperaturmessung vor Katalysator – Abgasbrenner Variante 1 bis 3.....	64
Abbildung 38: Endoskopie der Abgasbrenner-Katalysatoren nach über 100 Starts.....	65
Abbildung 39: Lambda-Variation beim Abgasbrenner im Kaltstart.....	66
Abbildung 40: Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom – Brenner, Sekundärluftsystem, zentrale und seitliche Injektorlage	67
Abbildung 41: Darstellung Heiz-Leistung und Emissionen – alle Systeme im Vergleich.....	69
Abbildung 42: Methodischer Übertrag vom Stationären ins Instationäre	70
Abbildung 43: Potential mit seitlicher Injektorlage im Neuen Europäischen Fahrzyklus.....	74
Abbildung 44: Potential mit zentraler Mehrlochventil-Injektorlage im Neuen Europäischen Fahrzyklus	76
Abbildung 45: Potential der Konzepte mit zentraler Injektorlage und Piezo-Einspritztechnik im Neuen Europäischen Fahrzyklus	79
Abbildung 46: Vergleich der Systeme im Neuen Europäischen Fahrzyklus – seitliche und zentrale Injektorlage.....	81
Abbildung 47: Zusammenfassung der Potentiale zentrale Injektorlage im Neuen Europäischen Fahrzyklus	82
Abbildung 48: Potential des Sekundärluftsystems mit unterschiedlicher Katheiz-Sekundärluft-Dauer im Neuen Europäischen Fahrzyklus.....	84

Abbildung 49: Vergleich der Systeme im Neuen Europäischen Fahrzyklus – seitliche, zentrale Injektorlage und Sekundärluftsystem	86
Abbildung 50: Zusammenfassung Potential Sekundärluftsystem im Neuen Europäischen Fahrzyklus	87
Abbildung 51: Maximalvariante 12 s Brennerbetrieb und 28 s sHDEV Katheizen.....	88
Abbildung 52: Verbrauch im Katheizen – Variation Dauer Brennerbetrieb und Motor-Katheizen..	89
Abbildung 53: Potential 7,5 s Brennerbetrieb und 10 s Katheizen mit seitlicher Injektorlage im Neuen Europäischen Fahrzyklus	90
Abbildung 54: Detailanalyse der Unterschiede zwischen Abgasbrenner und Sekundärluftsystem	92
Abbildung 55: Zusammenfassung Potential Brenner im Neuen Europäischen Fahrzyklus.....	94
Abbildung 56: Potential mit seitlicher Injektorlage im FTP-75.....	100
Abbildung 57: Potential mit zentraler Mehrlochventillage („zHDEV MLV“) im FTP-75	102
Abbildung 58: Potential mit zentraler Injektorlage und Piezoantrieb im FTP-75.....	104
Abbildung 59: Zusammenfassung Potentiale der Systeme mit zentraler Injektorlage im FTP-75..	105
Abbildung 60: Variation Lambda bei Sekundärluft-Betrieb im FTP-75	107
Abbildung 61: Einfluss der Einblasestelle auf die Sekundärluftreaktion.....	108
Abbildung 62: Vergleich der Potentiale - Serie gegen Einblasestelle1 bei Lambda 0,85/1,1.....	110
Abbildung 63: Potential Kraftstoffeinsparung aufgrund reduzierter Katheiz-Drehzahl	111
Abbildung 64: Vergleich der Systeme im FTP-75 – Systeme mit zentraler Injektorlage und Sekundärluftsystem	112
Abbildung 65: Zusammenfassung der Systeme: zentrale Injektorlage mit Mehrlochventil („zHDEV MLV“), nach außen öffnende Düse („zHDEV Piezo“) und Sekundärluftsystem.....	114
Abbildung 66: Potential Abgasbrenner im FTP-75.....	116
Abbildung 67: Zusammenfassung aller Systeme im FTP-75.....	117



Formelverzeichnis

Formel 2-1: Gewichtung der Emissionen in LEVII	4
Formel 2-2: Allgemeine Summenformel Kraftstoff.....	5
Formel 2-3: Reaktionsgleichung von Kraftstoff.....	5
Formel 2-4: Turbulente Strömung	8
Formel 2-5: Thermischer NO-Mechanismus.....	10
Formel 2-6: Bildung von atomarem Sauerstoff.....	10
Formel 2-7: Reaktion Prompt-NO-Mechanismus	11
Formel 2-8: Der Distickstoffoxid-Mechanismus.....	11
Formel 2-9: Distickstoffoxid Reaktion zu Stickstoffmonoxid.....	11
Formel 2-10: Entstehung Stickstoffdioxid aus Stickstoffmonoxid	11
Formel 2-11: Reaktion Kohlenstoffmonoxid mit Wasserdampf.....	12
Formel 2-12: Elementare Gleichungen für CO-Oxidation	12
Formel 2-13: Massenbilanz Kraftstoff zu CO ₂	14
Formel 2-14: Reaktionen von Ceroxid im Katalysator	17
Formel 2-15: Oxidation im Katalysator im mageren Betrieb.....	17
Formel 2-16: Reduktionen im Katalysator im unterstöchiometrischen Betrieb.....	17
Formel 2-17: Enthalpiestrom am Katalysator	19
Formel 2-18: Energie aus Brennstoff	19
Formel 2-19: Katalysatorheiz-Wirkungsgrad	19
Formel 2-20: Gas-Gas-Reaktionen im Kaltstart mit Reaktionsenthalpien	20
Formel 2-21: Reduktionen mit NO	20
Formel 2-22: Wassergas-Shift-Reaktion und Steam Reforming	20
Formel 3-1: Reaktionsgleichung Kohlenstoffmonoxid und Propen.....	44
Formel 3-2: Konvektion.....	50
Formel 3-3: vereinfachter Zusammenhang Konvektion und Delta Temperatur.....	50
Formel 3-4: Zusammenfassung Errechnung Katheizwirkungsgrad und Vergleich.....	52
Formel 3-5: Arrhenius-Gleichung.....	57

Abkürzungen

\dot{Q}	kJ/s	Wärmestrom
\dot{m}	kg/h	Massenstrom
1.8T/2.0T	l	Hubraum, Turbo
A	l/mol/s	Arrhenius-Faktor
A	m ²	Fläche
Abb.		Abbildung
AGR		Abgasrückführung
AÖ	°KW	Auslassventil öffnet
ATL		Abgasturbolader
BD	°KW	Brenndauer
CAD		Computer-Aided Design
CFD		Computational Fluid Dynamics
CH ₄	g	Methan
CO	g	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	g/km	Kohlenstoffdioxid
c_p	J/mol/K	Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	mm	Dicke
DoE		Design of Experiments – statistische Versuchsplanung
e	ppm	Emissionen
E	kJ	Energie
E5		Benzin mit 5 % Ethanol Anteil
EA888		Audi-interne Motorenbezeichnung
EBS		Einblasestelle
ET		Engineering Target
EU		Europa
EU6W		Gesetzgebung Europa
EU6c		Gesetzgebung Europa
EU6d-TEMP		Gesetzgebung Europa (temporär)
EU6d		Gesetzgebung Europa



e ^x		Eulerzahl
FTP-75		Federal Test Procedure (1975)
Gen.		Generation
GW		Grenzwert
H	kW	Enthalpie
HC	g	Chemische Sammelbezeichnung für Kohlenwasserstoffe
H _u	kJ/kg	Heizwert
ICCT		The International Council on Clean Transportation
k	l/mol/s	Reaktionsgeschwindigkeitskonstante
Kat		Katalysator
KHZ		Katalysatorheizen
konst.		Konstant
LEV		Low Emission Vehicle (Amerikanische Gesetzgebung)
LEV3		Low Emission Vehicle (Amerikanische Gesetzgebung) 3. Überarbeitung
LL		Leerlauf
LLT		Lichtleiter-Technik
LO	s	Light-Off
m	kg	Masse
MLV		Mehrloch-Ventil
MPI		Multi-Point-Injection
n	U/min	Drehzahl
N ₂	mol	Stickstoff
NAR		North-American Region
NEFZ		Neuer Europäischer Fahrzyklus
NMHC	g	Non-Methane HC
NMOG	g	Non-Methane Organic Gas
NO	g	Stickstoffmonoxid
NO ₂	g	Stickstoffdioxid
NO _x	g	Chemische Sammelbezeichnung für Stickoxide
NW		Nockenwellen
O ₂	mol	Sauerstoff

OSC	g	Oxygen Storage Capacity (Sauerstoffspeicherfähigkeit)
OT	°KW	oberer Totpunkt
P	kW	Leistung
p	Pa	Druck
PGM	g/ft ³	Platinum Group Metals
qual.		Qualitativ
R	kJ/kg/K	Ideale Gaskonstante
RDE		Real Driving Emissions (Emissionen im Realfahrbetrieb)
s	km	Strecke
sHDEV		Seitliches Hochdruckeinspritzventil
SL		Sekundärluft
SLP		Sekundärluftpumpe
SLS		Sekundärluftsystem
SLV		Sekundärluftventil
SULEV30		Super Ultra Low Emission Vehicle (30 mg/mi \triangleq Grenzwert – 20 mg/mi NO _x , 10 mg/mi NMOG)
t	h	Zeit
T	K	Temperatur
TFSI		Turbo Fuel Stratified Injection
TWC/3WC		Three Way Catalyst (Drei-Wege-Katalysator)
U50	°KW	Umsatzrate von 50 %
Übs		Überschneidung (Nockenwellen)
V	m ³	Volumen
v	km/h	Geschwindigkeit
vgl.		Vergleiche
W	J	Arbeit
WLTC		Worldwide harmonized light Vehicles Test Cycle
ZES		Zündeinspritzung
zHDEV		Zentrales Hochdruckeinspritzventil
ZZP	°KW	Zündzeitpunkt
α	W/m ² /K	Wärmeübergangskoeffizient
η	%	Wirkungsgrad

- Abkürzungen -



κ		Isentropenexponent
λ		Verbrennungsluftverhältnis
λ	W/m/K	Wärmeleitfähigkeit
σ_{pmi}	bar	Standardabweichung der Verbrennungsstabilität

Indizes

1"; 3"; 5"	Ein, Drei, Fünf-Zoll Temperatur im Katalysator
4	Nach Turbolader
A	Aktivierung
ab	Abgeführt
Abgas	Abgas
B	Brennstoff
e	Effektiv
fl	Flamme
i	Indiziert
L	Luft
mi	Mittel
p	Druck
SL	Sekundärluft
t	Turbulenz
u	Unterer
v	Vor
x,y	Platzhalter
zu	Zugeführt

1 Einleitung

Seit der Erfindung des Automobils durch Carl Benz im Jahre 1885 ist der Innovationsreichtum rund um das Automobil ungebrochen. Mit den fallenden Preisen für Fahrzeuge zu Zeiten Henry Fords, wurde das Auto der breiten Masse zugänglich gemacht und etablierte sich Stück für Stück als ein Status Symbol und als Inbegriff der mobilen Unabhängigkeit jeder Person.

Heute ist der Begriff Elektro-Mobilität in aller Munde. Die erzielten Fortschritte auf diesem für die Automobilindustrie wiederentdeckten Gebiet sind beachtlich, dennoch reicht der derzeitige Entwicklungsstand nicht aus, die Verbrennungskraftmaschine von ihrer Pole-Position als das Antriebsaggregat schlechthin zu verdrängen. So werden weiterhin konventionelle Verbrennungsmotoren in moderne Fahrzeuge verbaut, als Hybride aber auch insbesondere als alleiniges Antriebsaggregat.

Um die 133 Jahre alte Erfindung weiterhin wettbewerbsfähig gegenüber den heute noch unkonventionellen Antrieben zu halten, gilt es den Verbrennungsmotor stets weiterzuentwickeln. Hierbei wird entscheidend für den Fortbestand von Benz' Erfindung die maximal erreichbare Effizienz sein. Dabei muss gleichsam die Effizienz in der Herstellung (Gewicht, Kosten, etc.) und im Kundenbetrieb (Dauerhaltbarkeit, Verbrauch, Emissionen, etc.) fortwährend optimiert werden.

Zusätzlich muss sich der Verbrennungsmotor unter dem Fokus lokaler Emissionsfreiheit mit dem Elektromotor messen und kann in dieser Disziplin nur bestehen, wenn auch weiterhin niedrigste Emissionswerte erzielt und die strengen Vorgaben der Legislative eingehalten werden. Das heißt die wesentlichen, zukünftigen Anforderungen an die Verbrennungskraftmaschine sind: Die Darstellung von Motorenkonzepten mit niedrigsten Emissionen bei gleichzeitig immer niedrigeren Verbräuchen.

In den ersten Sekunden nach Motorstart entstehen mit fast 50 %-Anteil an den Gesamtemissionen der größte Teil der Emissionen. Daher liegt der Fokus der Emissionsvermeidung auf dieser Phase. In der Zeit, bis der Katalysator seine Betriebstemperatur zur ausreichenden Konvertierung erreicht hat, muss dieser aktiv geheizt werden. Dies geschieht nahezu ausschließlich motorisch und verursacht einen erhöhten Verbrauch. Daraus ergibt sich die Zwangsverknüpfung, dass aktuell niedrigste Emissionen nur durch gleichzeitig (deutlich) erhöhten Verbrauch im Katalysatorheizen realisiert werden können.



Zukünftig wird die CO₂-Anspannung für die Automobilindustrie immer größer werden. Daher ist das Ziel dieser Arbeit die Potentialanalyse und wissenschaftliche Einordnung von fünf verschiedenen Abgasnachbehandlungskonzepten hinsichtlich des Minimal-Verbrauchs und niedrigsten Abgasemissionen, um diesen physikalischen Zusammenhang kritisch zu beleuchten. Es werden die beiden von direkteinspritzenden Ottomotoren bekannten Konzepte, das Katalysatorheizen über Wirkungsgradverschlechterung mit seitlicher (sHDEV) und zentraler Injektorlage (zHDEV), als Magnetspulenantrieb mit Mehrlochventil und Piezoantrieb mit nach außenöffnendem Injektor (A-Düse) analysiert. Außerdem wird das System mit seitlicher Injektorlage in Kombination mit einem Sekundärluftsystem, sowie eine Kombination aus einer seitlichen Injektorlage mit einem Abgasbrenner untersucht. Hierzu werden die Systeme im stationären Katalysatorheizen in Bezug auf Heiz-Leistung und Verbrauch verglichen. Auftretende Unterschiede werden simulativ, mittels Brennverfahrensanalyse und teilweise mit optischer Messtechnik und Lichtleitermessungen untersucht.

Es folgt der Übertrag aller Systeme in die Verbrauchszyklen Neuer Europäischer Fahrzyklus und FTP-75. Dort werden die Konzepte bei gleicher Katalysatorheizdauer miteinander verglichen. In einem weiteren Schritt werden die Emissionen über eine sukzessive Kürzung der Heiz-Dauer auf den halben Emissionsgrenzwert gleichgestellt. Sich ergebene Verbrauchsvorteile werden final ausgewiesen und sind das systemabhängige Differenzierungsmerkmal der unterschiedlichen Konzepte.

Dadurch wird die Möglichkeit geschaffen, für zukünftige Motorengenerationen und Abgasstufen zielgerichtet *das Abgasnachbehandlungssystem* auszuwählen, welches in der Summe aller Eigenschaften (insbesondere Emissionen und Verbrauch) am besten zu den gestellten Anforderungen passt.

2 Stand der Technik

Dieses Kapitel befasst sich mit der weltweit vorherrschenden Abgasgesetzgebung, mit den Entstehungsmechanismen der Abgasemissionen bei der Verbrennung von Otto-Kraftstoff in einer Verbrennungskraftmaschine und mit der Abgasenergie, die im Motorbetrieb entsteht. Kapitel 2 bildet die Grundlage der vorliegenden Arbeit, beschreibt den Stand der Technik und leitet den Handlungsbedarf her.

2.1 Abgasgesetzgebung für Personenkraftwagen

2.1.1 Abgasgesetzgebung in Europa

In Europa werden Fahrzeuge („neue Typen“) aktuell nach der EU6c Gesetzgebung zugelassen (siehe [10]). Die Grenzwerte der flüchtigen Emissionen entsprechen denen, der in dieser Arbeit behandelten EU6W Gesetzgebung. Abnahmezyklus für alle flüchtigen Emissionen war bis September 2017 der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ). Dieser wurde durch den Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle (WLTC) ersetzt. Der CO₂-Verbrauch wird immer noch im Neuen Europäischen Fahrzyklus ermittelt. Abbildung 2 zeigt die Fahrkurve des Neuen Europäischen Fahrzyklus als Geschwindigkeit über der Zeit und die EU6c-Grenzwerte.

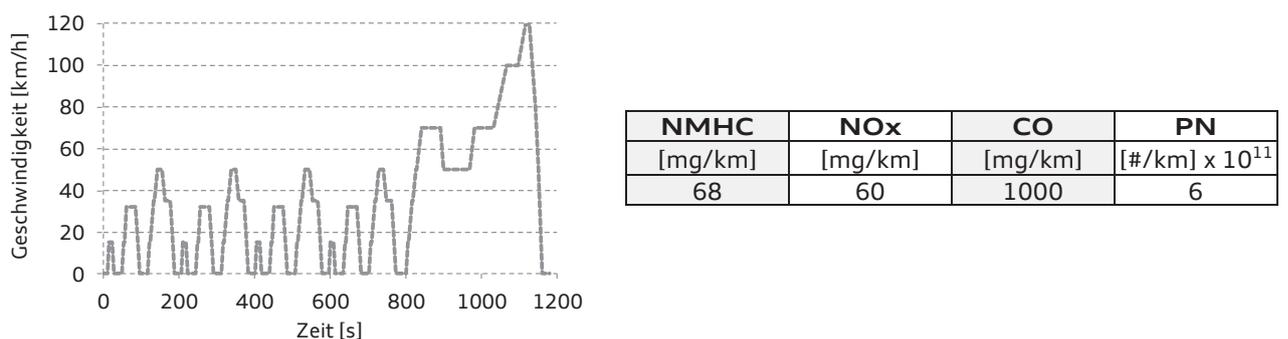


Abbildung 1: Fahrkurve Neuer Europäischer Fahrzyklus und EU6c-Grenzwerte

Dieser Zyklus wird in der vorliegenden Arbeit für die Bewertung der Abgasnachbehandlungssysteme im instationären Zustand genutzt und die Analyse der Verbrauchspotentiale angewandt.



2.1.2 Abgasgesetzgebung in Amerika

Die amerikanische Gesetzgebung gliedert sich auf in die Gesetzgebung der EPA (Environmental Protection Agency) und der CARB (Californian Air Research Board). Innerhalb der vorliegenden Arbeit werden die deutlich strengere Abgasgesetzgebung der CARB und die dazugehörigen LEV VIII Grenzwerte behandelt. Außerdem wird ausschließlich der Zyklus FTP-75 betrachtet. Der FTP-75 wird in 3 Phasen unterteilt (siehe Abbildung 2). Phase 1 und 3 sind identisch. Vor Phase 3 gibt es eine zehnminütige Pause:

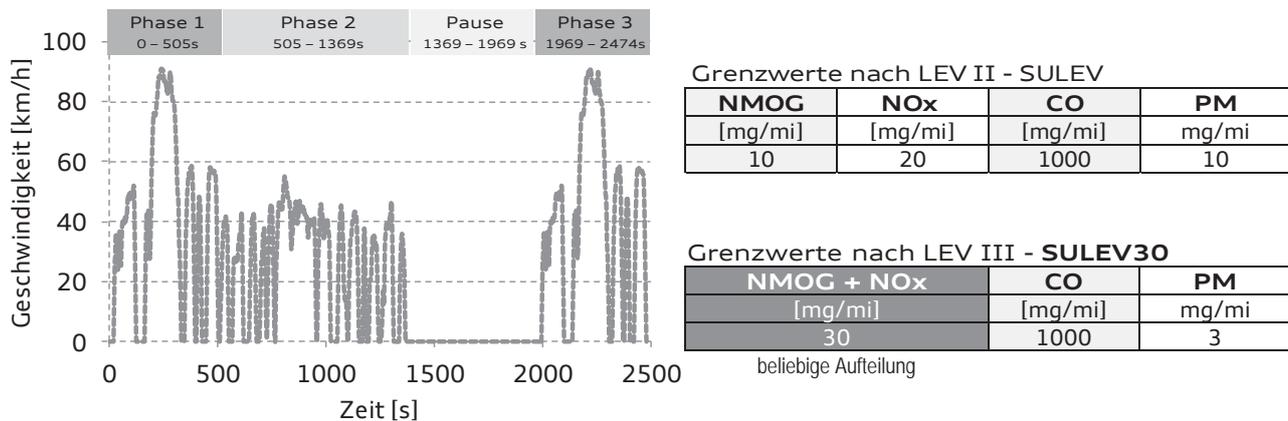


Abbildung 2: Fahrkurve FTP-75 und LEV VII/LEV VIII-Grenzwerte

Anders als in der europäischen Gesetzgebung, werden die Emissionen (e) in der amerikanischen Gesetzgebung in den einzelnen Phasen ($1,2,3$) über der Strecke (s) gewichtet [16]:

$$\frac{e}{s} = 0,43 \frac{e_1 + e_2}{s_1 + s_2} + 0,57 \frac{e_2 + e_3}{s_2 + s_3}$$

Formel 2-1: Gewichtung der Emissionen in LEV VII

Durch die Formel wird der Kaltstart, welcher relativ zur gesamt gefahrenen Strecke einen zeitlich kleinen Anteil hat, heruntergewichtet.

2.1.3 Weitere Abgasgesetzgebungen

Neben den Abgasgesetzgebungen aus Europa und Amerika gibt es noch die Japanische mit eigenen Abgaszyklen. Die übrigen Länder setzen eine der drei genannten Abgasgesetze für die eigenen Belange um, wie beispielsweise die Volksrepublik China, die aktuell die Europäische Abgasgesetzgebung (EU5) nutzt [10]. Staaten wie Brasilien oder Süd-Korea wenden die

obengenannten Gesetzgebungen für ihre Belange an (bspw. Brasilien mit hohen Ethanolanteilen im Kraftstoff). Damit konzentriert sich die vorliegende Arbeit auf die Gesetzgebung *EU6c* und *LEVIII*.

2.2 Abgasentstehung und Abgaszusammensetzung

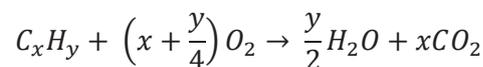
Diesel- und Ottokraftstoffe bestehen aus einer Vielzahl an Kohlen- und Wasserstoffen, verbunden in unterschiedlichen Kettenarten und -längen (Alkane, Alkene, Aromate und Alkohole). Hierbei beeinflusst die Mischung der einzelnen Komponenten die motorischen Eigenschaften wesentlich [12], [15], [24].

Eine exakte Zusammensetzung von Kraftstoffen ist schwierig zu quantifizieren, daher wird zur allgemeinen Beschreibung von Kraftstoffen die nachfolgende Summenformel genutzt:



Formel 2-2: Allgemeine Summenformel Kraftstoff

Bei der motorinternen Verbrennung mit Luft, chemisch die Bruttoreaktionsgleichung einer Oxidation, spaltet sich das obige Molekül auf. Die allgemeine Reaktionsgleichung zeigt die ablaufende Reaktion:



Formel 2-3: Reaktionsgleichung von Kraftstoff

Per Definition [61] gilt die obige Gleichung nur unter Standardbedingungen¹ und nur bei Verwendung von reinem Sauerstoff. Beide idealisierten Annahmen liegen im realen Motorbetrieb nicht vor. Zum einen verbrennt man den Kraftstoff mit Umgebungsluft² und zum anderen verläuft eine Verbrennung bei Temperaturen und Drücken deutlich über den Standardbedingungen von 298,15 K ab. Eine Verbrennung in einem Teillastpunkt (2000 1/min, 2 bar Mitteldruck) findet bereits bei Zylinderdrücken von 20 bar und einer Brennraum-Temperatur von deutlich mehr als 1000 K statt. Auf weitere Entstehungsmechanismen wird in den einzelnen Unterkapiteln genauer eingegangen. Ein Hauptparameter, der die gesetzlich limitierten Abgasbestandteile HC, NO_x und CO stark beeinflusst ist das Luftverhältnis, Lambda. Lambda ist als Verhältnis aus tatsächlicher Luftmasse zu stöchiometrischer³ Luftmasse definiert.

¹ Standardbedingungen = T = 298,15 K und p = 100.000 Pa

² Umgebungsluft: N₂ = 78 Vol - %, O₂ = 21 Vol - %, Ar = 1 Vol - %

³ Stöchiometrie: Notwendige Luftmasse für eine vollkommene Verbrennung (14,7/1)



Abbildung 3 zeigt den prinzipiellen Zusammenhang zwischen Lambda und den wesentlichen Abgas Komponenten HC, NO_x und CO. Dabei wird aufgrund der Achsenskalierung die Emission CO als 1/10 der Achse dargestellt, die abgelesenen Werte müssen also mit 10 multipliziert werden um den Messwert zu ermitteln. Die graue, durchgezogene Linie beschreibt das Kohlenstoffmonoxid (CO). CO ist im mageren Bereich auf einem absoluten Minimum. Sinkt das Verbrennungsluftverhältnis unter 1, steigen die Kohlenmonoxide mit einem sehr steilen Gradienten an. Im unterstöchiometrischen Bereich fehlen die Sauerstoffatome zur Oxidation von CO. Die HC-Emissionen verhalten sich ähnlich wie die CO-Emissionen, mit steigenden Emissionen im unterstöchiometrischen Betrieb, da Sauerstoff zur Verbrennung der Kohlenwasserstoffketten im Kraftstoff fehlen. Auch bei den HC-Emissionen ist ein Abfallen der Emissionen im überstöchiometrischen Bereich erkennbar, da ausreichend Sauerstoff zur Oxidation vorhanden ist.

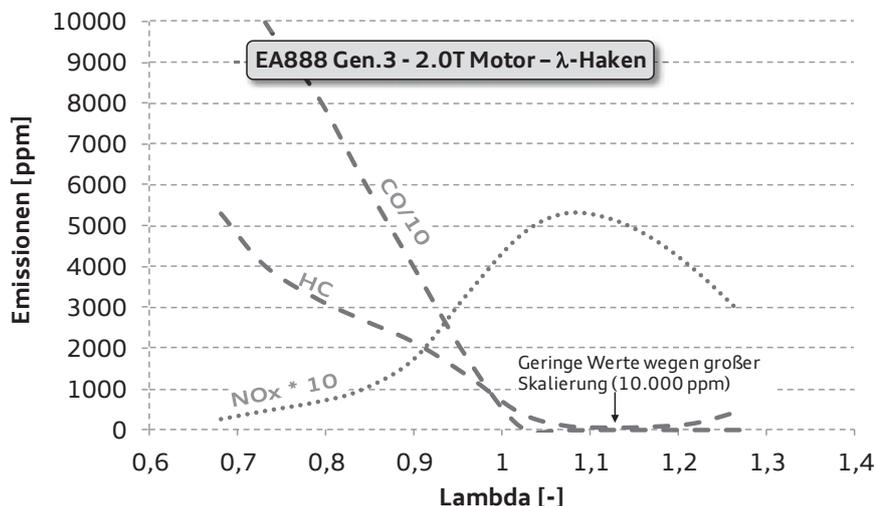


Abbildung 3: Einfluss Lambda auf Emissionen

Der Gradient im fetten Lambda-Bereich ist weniger stark als bei den CO-Emissionen. Für die NO_x-Emission gilt es genau umgekehrt. Die NO_x-Emissionen sinken, je fetter das Lambda wird. Das liegt an der fallenden Verbrennungstemperatur bei gleichzeitigem Luftmangel, da NO_x im Brennraum aus Stickstoff (N₂) unter Anwesenheit von Sauerstoff entsteht. Konträr dazu ist das Verhalten im Mageren, bei etwa Lambda = 1,1. Dort erreicht das NO_x sein Maximum, da sowohl die notwendige, hohe Temperatur, als auch ausreichend Sauerstoff zur Entstehung von Stickoxiden vorhanden ist.

2.2.1 Kohlenwasserstoffe

Bei der Verbrennung von Kraftstoff nach Formel 2-3 werden die Kohlen- und Wasserstoffe nicht vollständig oder nur teilweise oxidiert und mit dem Abgas in die Umwelt emittiert [3], [5], [9], [30], [31], [32], [42]. Diese Art des Abgases nennt man Kohlenwasserstoffe, oder kurz HC-Emissionen. Ein großer Teil dieser Verbindungen haben umweltschädliche bzw. gesundheitsschädliche Auswirkungen [12], [15]. Diese reichen von leicht narkotischer Wirkweise bis krebserregend. Bei hoher Verkehrs- und Industriedichte führt die hohe Menge an HC-Emissionen in der Luft im Zusammenspiel mit Sonneneinstrahlung zu sogenanntem Smog⁴ [12].

Der Gesetzgeber in den USA und in Europa unterteilen die HC-Emissionen nochmals in Methan (CH_4) und in Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffe (NMHC) aufgrund der hohen negativen Klimawirksamkeit von Methan. Zusätzlich gibt es in den USA den Grenzwert für NMOG (Nicht-Methan-Organisches-Gas). Unter NMOG inkludiert man unter anderem Aldehyde und Alkohole zu den NMHC-Emissionen. Das spezifische Treibhauspotential gibt an wie klimawirksam ein Stoff im Verhältnis zu einem Molekül CO_2 ist. Dieser Faktor ist bei Methan 30. Das bedeutet, dass das Treibhauspotential von Methan 30-mal so hoch wie das von Kohlenstoffdioxid ist [13]. Der Anteil an der Erderwärmung durch Methan liegt bei 20 %, was eine hohe Notwendigkeit verdeutlicht, diese Emissionen minimal zu halten. Loch [3] nennt unter anderem folgende Gründe für die HC-Entstehung:

Wall quenching (Flamme erlischt an den Brennraumwänden)

Da hinter der Flammenfront unter optimalen Bedingungen keine messbaren HC-Emissionen mehr auftreten [13], können die Emissionen nur aus Zonen kommen die gar nicht oder nur zu einem gewissen Teil an der Verbrennung teilnehmen. Dies sind zumeist Wand nahe Schichten. Ein hoher Teil der HC Emissionen entsteht dort, weil hier die Brenngeschwindigkeit derart stark sinkt, dass die Flamme vor der Wand erlischt, da die kalte Zylinderwand als Wärmesenke der energiegeladenen, brennenden Reaktionszone Temperatur und damit Energie zum fortbestehen entzieht [31], [32]. Ein weitaus höherer Anteil an den gesamten HC-Emissionen entsteht durch das Hineindrücken des Abgases in verschiedene, konstruktiv-notwendige Brennraumspalten während der Kompression. Derartige Spalträume sind unter anderem Spalte in der Zylinderkopfdichtung, der Feuersteg und das Zündkerzengewinde aber auch Poren, die aufgrund von Ablagerungen

⁴ Wortschöpfung aus Smoke und Fog



entstehen, wie beispielsweise Verkokungen an den Injektoren [63], [64]. Abgeschirmt durch diese Hindernisse, kann die Flamme diesen Anteil des Verbrennungsgemischs nicht erreichen und somit nicht oxidieren. Während der Expansionsphase wird das Kraftstoff- respektive HC-Luftgemisch aus den Spalten und übrigen Kanten zurück in den Brennraum gesogen und nach dem Öffnen des Auslassventils in den Auslasskanal geschoben. Bei kaltem Katalysator gelangen die Roh-Emissionen ohne Katalyse in die Umwelt.

Bulk quenching (Flamme erlischt mitten im Brennraum)

Das Strömungsprofil der Flamme während der Verbrennung kann als turbulente Strömung beschrieben werden, dessen Geschwindigkeit (v_t) sich aus den Summanden einer laminaren Flammengeschwindigkeit (v_{fl}) und einer turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit im unverbrannten Gas (v') beschrieben werden [11]:

$$v_t = v_{fl} + v'$$

Formel 2-4: Turbulente Strömung

Mit steigender Temperatur, also nach Zündung des Gemisches, steigt die laminare Flammengeschwindigkeit und somit nach Formel 2-4 auch v_t . Bei zu großer Turbulenzintensität aufgrund der erhöhten korrespondierenden Geschwindigkeit (ca. 40 cm/s) werden die Flammen gestreckt und erlöschen schließlich.

Ein weiterer Grund für das Erlöschen der Flamme sind Diffusionsprozesse, die im Brennraum während der Ausbreitung der Flamme auftreten. Antrieb der Diffusion ist der steile Konzentrationsgradient zwischen Flamme und übrigem Brennraum. Dabei diffundieren energiegeladene Radikale aus der Flammenzone heraus, ohne dass diese im gleichen Maße nachgeliefert werden. Dadurch fehlt Energie zum Fortbestand der Reaktion. Die Flamme erlischt. Hauptgrund für das bulk quenching ist eine schlechte Gemischaufbereitung wie sie im Kaltstart, Leerlauf und Katalysatorheizen auftreten kann [11]. Da HC-Moleküle ab einer Temperatur von etwa 800 K auch ohne Katalysator oxidieren, werden nicht alle im Brennraum entstehende Moleküle in die Umwelt ausgestoßen, sondern zuvor in Wasser und Kohlenstoffdioxid umgewandelt [13]. Daher findet man das Minimum der HC-Emissionen in Abbildung 3 bei leichtem Luftüberschuss. In diesem Punkt sind hohe Temperaturen und notwendige, noch nicht verbrauchte Sauerstoffatome vorhanden. Diese ermöglichen die Nach-Oxidation der Kohlenwasserstoffe [13], [15], [24].

Absorption und Desorption des Kraftstoffes im Ölfilm

Der technisch notwendige Ölfilm an der Brennraumwand nimmt vor allem während der Kompressionsphase Kraftstoff (-gas) auf (Absorption). Nach der Verbrennung werden Teile des Kraftstoffes desorbiert und können nachverbrennen [3].

Die 1995 eingeführte Technologie der direkt-einspritzenden Otto-Motoren stellt die Ingenieure vor zusätzliche Gemischbildungs-Probleme, auf die in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen wird:

- i. Unzureichende Gemischbildung, Kraftstofftröpfchen
- ii. Überstöchiometrische Gemisch und Gemischinhomogenitäten welche zu Luftmangel führen (vgl. Abbildung 3)
- iii. Brennraum-/Kolbenbenetzung

2.2.2 Stickoxide

In der Motorentechnik/Abgasgesetzgebung werden unter dem Oberbegriff der Stickstoffoxide (Stickoxide/ NO_x) die beiden auf Stickstoff basierenden Moleküle Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2) zusammengefasst. Es entstehen jedoch auch geringe Anteile an höheren Oxidationsstufen, wie beispielsweise Distickstoffmonoxid (N_2O) besser bekannt unter dem Trivialnamen⁵ „Lachgas“. Dieses trägt 300-mal stärker zum Treibhauseffekt bei als Kohlenstoffdioxid [12].

NO_x besteht bei der ottomotorischen Verbrennung zu etwa 1-10 % aus NO_2 , der übrige Anteil entfällt auf NO. Reaktionen mit Stickstoff während der Verbrennung benötigen eine sehr hohe Aktivierungsenergie. Das heißt, es sind hohe Temperaturen notwendig, um die Reaktion zu starten. Hierbei muss die sehr feste dreifach Bindung zwischen den beiden N-Atomen des Stickstoffes aufgebrochen werden. Die Toxizität der „Nitrose Gase“, wie man die Masse an Stickoxiden beliebiger Zusammensetzung auch nennt, besteht unter anderen aus Schleimhaut- oder Lungenreizungen und ist möglicherweise kanzerogen bzgl. der Lunge [17], [24], [40], [45], [47]. In der Umwelt führt die Reaktion von NO_2 zu HNO_3 ⁶ zu saurem Regen. Ebenso bauen Stickoxide Ozon (O_3) ab, indem es mit diesem eine Verbindung eingeht. Folgen von Mangel an Ozon in der Atmosphäre wurden ausreichend in Medien, Literatur und Wissenschaft diskutiert. Daher ist es notwendig, auch die Stickoxide auf ein Minimum zu beschränken. Obwohl die Stickoxide hohe

⁵ Chemische Stoffnamen ohne Bezug auf Elemente/Zusammensetzung oder Struktur: vgl. Wasser (H_2O)

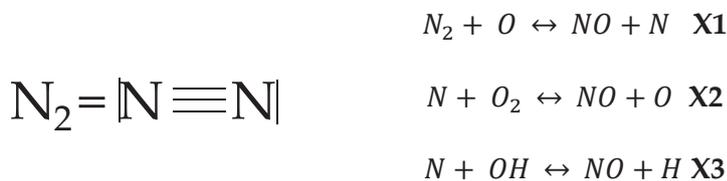
⁶ Trivialname: Salpetersäure



Verbrennungstemperaturen benötigen (aufgrund des endothermen Reaktionsmechanismus) liegt das Maximum der Stickoxide nicht bei $\lambda = 0,95$, dem Punkt der höchsten Temperatur, sondern im mageren Bereich bei einem Lambda von ca. 1,1 (siehe Abbildung 3, Seite 6). In diesem Betriebspunkt liegen sowohl noch hohe Temperaturen vor, wie auch eine genügende Menge an Sauerstoff, welcher zur Oxidation notwendig ist. Merker [15] teilt die unterschiedlichen Entstehungsmechanismen von Stickoxiden in fünf Punkte ein:

- i) Thermischer NO-Mechanismus
- ii) Prompt-NO-Mechanismus
- iii) Kraftstoff-NO-Mechanismus
- iv) Distickstoffoxid-Mechanismus
- v) Stickstoffdioxid-Mechanismus

Der **thermische NO-Mechanismus** trägt den Namen wegen seiner hohen Temperaturabhängigkeit und der damit verbundenen benötigten Aktivierungsenergie. Der hintergründige Reaktionsmechanismus wurde von Jakow Borissowitsch Seldowitsch erstmals 1946 erkannt und beschrieben. In der Literatur ist die Reaktion unter Zeldovich- oder richtiger Zel'dovich-Mechanismus bekannt. Die vorerst 2 Gleichungen wurden um eine weitere durch Lavoie erweitert, welche sich in der Gesamtheit so darstellen [1], [15]:



Formel 2-5: Thermischer NO-Mechanismus

In diesen Gleichungen ist X1 der zeitbestimmende Faktor, da zunächst die starke dreifach Bindung des Stickstoffs thermisch gebrochen werden muss, wozu hohe Temperaturen notwendig sind. Anschließend erfolgt eine Kettenreaktion (X2 und X3). Für den Start der Reaktion X1 ist atomarer Sauerstoff notwendig, welcher nach Formel 2-6 gebildet wird:



Formel 2-6: Bildung von atomarem Sauerstoff

Atomarer Sauerstoff wird nur unter extremen Temperaturen über 2000 K gebildet. Unter dieser Temperatur entsteht kein thermisches NO mehr und der Zel'dovich-Mechanismus kommt zum Erliegen.



Der **Prompt-NO-Mechanismus** wurde 1979 von Fenimore entdeckt und betitelt. Die Reaktion findet nur unter Teilnahme eines CH Radikals statt:

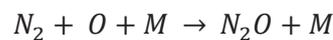


Formel 2-7: Reaktion Prompt-NO-Mechanismus

HCN ist als Cyanwasserstoff bzw. Blausäure bekannt. Das CH Radikal wird aus C₂H₂ (Acetylen) gebildet, welches nur in der Flammenfront auftritt. Daher stammt der Name Prompt-NO da es sofort (prompt), in brennstoffreichen Zonen, gebildet wird [15]. Formel 2-7 benötigt eine geringe Aktivierungsenergie und läuft daher schon ab ~ 1000 K ab. HCN reagiert im Anschluss weiter und es entstehen NCO und NH.

Der **Kraftstoff-NO-Mechanismus** sei nur der Vollständigkeit wegen an dieser Stelle erwähnt, da aufgrund der heutigen Kraftstoffqualität keine Stickstoff-Moleküle im Kraftstoff enthalten sind.

Der **Distickstoffoxid-Mechanismus** nutzt das als Zwischenprodukt entstehende N₂O um in einem weiteren Reaktionsschritt zusammen mit einem Sauerstoff Radikal zu zwei NO Molekülen zu reagieren. Ähnlich der obigen Zel'dovich-Gleichung (Formel 2-5) entsteht das N₂O. Dabei wird die Reaktion von einem sogenannten „Stoßpartner“ M unterstützt, welcher auf Edukt- und Produktseite unverändert bleibt [15]. Die Dreierstoß-Reaktion mit dem Reaktionspartner M (wie Molekül) wirkt im Motorbetrieb nur in Betriebspunkten mit sehr hohen Drücken.



Formel 2-8: Der Distickstoffoxid-Mechanismus

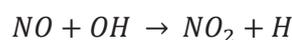
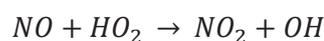
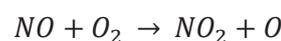
Nachfolgend reagiert das Distickstoffoxid-Molekül weiter:



Formel 2-9: Distickstoffoxid Reaktion zu Stickstoffmonoxid

NO wird mittels des beschriebenen Mechanismus gebildet, wenn bei einer mageren Verbrennung kein CH entstehen kann (siehe **Prompt-NO-Mechanismus**).

In den vorherigen Abschnitten wurde die Entstehung von Stickstoffmonoxid erläutert. Aus der Gesamtheit der Mechanismen kann, unter Zugabe von Sauerstoff, **Stickstoffdioxid** entstehen. Die Chemie hinter der Entstehung lautet wie folgt:



Formel 2-10: Entstehung Stickstoffdioxid aus Stickstoffmonoxid

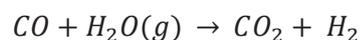


Steigt die Verbrennungstemperatur, sinkt die Reaktionsgeschwindigkeit zur Bildung von NO₂. Über 900 K liegt das Reaktionsgleichgewicht vollständig auf der Seite der Edukte und Stickstoffdioxid wird nicht mehr gebildet. Das Mengenverhältnis zwischen NO und NO₂ ist sehr groß (etwa 10 zu 1), unter anderem aufgrund von hohen Verbrennungstemperaturen bei Ottomotoren jenseits der 900 K. Bei mageren Bedingungen, hohen Abgasrückführungsraten oder späten Zündzeitpunkten steigt der NO₂ Anteil an den NO_x-Emissionen [15], [19], [47].

2.2.3 Kohlenstoffmonoxid

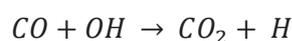
Kohlenstoffmonoxid, oft kurz Kohlenmonoxid, ist ein farbloses, geruchloses nicht reizendes Gas, welches ohne technische Hilfsmittel nahezu nicht wahrnehmbar ist. Die chemische Zusammensetzung ist CO. Allein die Symptome, die schon bei sehr geringen Konzentrationen in der Atemluft auftreten, geben Aufschluss über eine drohende Vergiftung. Diese reichen von Kopfschmerzen bis hin zum Tod durch Ersticken. Grund dafür ist die Eigenschaft, dass sich CO über 300-mal stärker als Sauerstoff an das lebenswichtige Hämoglobin anlagert, welches dafür zuständig ist, Sauerstoff aus der Lunge im Körper zu verteilen. Hat sich das CO angelagert, ist es für Sauerstoff-Atome nicht mehr möglich transportiert zu werden. Die Folge ist Ersticken.

In der motorischen Verbrennung entsteht CO unter sauerstoffarmen Bedingungen. Dann entsteht CO, da nicht genügend Sauerstoff vorhanden ist um jedes Kohlenstoffatom aus den langkettigen HC-Molekülen zweifach zu CO₂ zu oxidieren. Während der Verbrennung ist die Konzentration der CO-Moleküle am größten. Nach der Verbrennung, im Expansions-Takt, ist sehr viel Wasserdampf vorhanden. Das gasförmige Wasser wird reduziert und aus CO entsteht CO₂ [13]. Daher sinkt die CO-Konzentration nochmals im Expansionstakt.



Formel 2-11: Reaktion Kohlenstoffmonoxid mit Wasserdampf

Formel 2-11 ist die Wassergas-Shift-Reaktion. Bei $\lambda = 1$ oder $\lambda > 1$ ist hinreichend viel Sauerstoff vorhanden, um theoretisch jedes CO-Molekül in Kohlenstoffdioxid wandeln zu können. Elementare Gleichungen bei der Oxidation von CO sind die folgenden chemischen Reaktionen mit einem Hydroperoxyradikal und einem Hydroxylradikal [15], [24]:



Formel 2-12: Elementare Gleichungen für CO-Oxidation

- Abgasentstehung und Abgaszusammensetzung -

CO entsteht wieder in hohem Maße ab einem Lambda von etwa 1,4, da extrem magere Gemische/Zonen den Nachteil niedriger Abgastemperaturen mit sich bringen und die Reaktionen ab einer gewissen Temperatur einfrieren und CO nicht mehr oxidiert werden kann [13], [15], [24].

2.2.4 Kohlenstoffdioxid

Kohlenstoffdioxid ist ein farbloses und geruchloses Gas. Es entsteht im Motorbetrieb bei der Verbrennung von kohlenstoffhaltigem Kraftstoff, unter der Anlagerung von Sauerstoff (siehe Formel 2-3, Seite 5). CO₂ in der Umgebungsluft entsteht auf natürlichem Wege unter anderem durch die menschliche/tierische Atmung oder durch die Verdunstung der Ozeane (in denen CO₂ gelöst ist). Da Kohlenstoffdioxid nicht giftig ist, zählt es in der Abgasgesetzgebung nur indirekt zu den limitierten Abgasen. Dennoch ist der Einfluss der Kohlenstoffdioxid-Emissionen auf die Umwelt sehr hoch. So lag im Jahre 2000 der Anteil an der Erderwärmung durch CO₂ bei etwa 64 % [13]. Der anthropogene⁷ Treibhauseffekt beläuft sich auf 50 %. Nachfolgendes Schaubild teilt die CO₂ – Quellen in Deutschland im Jahre 2012 prozentual ein, dabei ist die Gesamt-Masse 814 Millionen Tonnen [13].

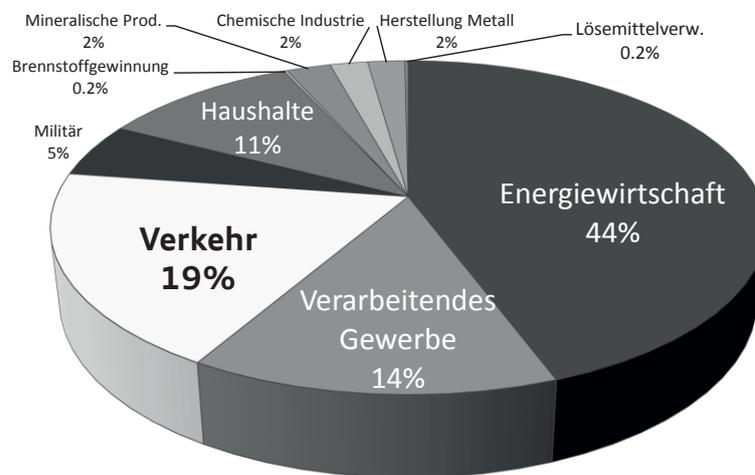


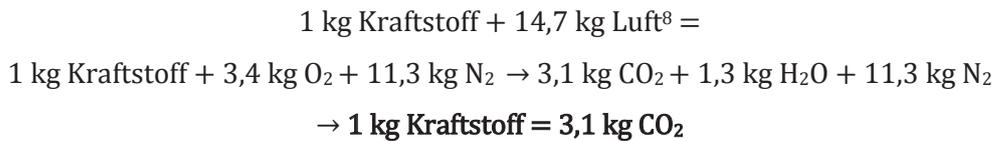
Abbildung 4: CO₂ – Quellen in Deutschland im Jahre 2012

Vor allem die Höhe von 19 %, verursacht durch den Straßenverkehr, konkretisiert die Notwendigkeit für die Automobilbranche ihren Anteil von 155 Millionen Tonnen CO₂ zu senken.

⁷ „vom Menschen gemachte“



Die Massenbilanz bei einer vollständigen Verbrennung ($\lambda = 1$) von Kraftstoff im Ottomotor, zeigt die nachfolgende Gleichung [19]:



Formel 2-13: Massenbilanz Kraftstoff zu CO₂

Die die Gesamtemissionsmasse kann unter anderem durch diese Maßnahmen reduziert werden [66]:

- i) Reduktion des Verhältnisses von Kohlenstoff zu Heizwert innerhalb des Brennstoffes (C/H_w), Wasserstoff hat z.B. den Wert 0, da keine Kohlenstoffe enthalten sind
- ii) Optimierung des Verbrauchs eines Verbrennungsmotors (Downsizing, Downspeeding, Reibungsoptimierung, etc.)
- iii) Verwendung von nachwachsenden Rohstoffen (Ethanol aus Zuckerrohr, Biodiesel)
- iv) CO₂- günstige Herstellung → Betrachtung von Well-to-Wheel⁹

2.2.5 Partikel

Beim Ottomotor entstehen Partikel durch Verbrennung von Kraftstoff aber auch durch Öl, welches beispielsweise über die Kolbenwand an der Verbrennung teilnimmt, durch Inhomogenitäten in der Verbrennung und daraus resultierenden fetten Gemischzonen oder Verunreinigungen des Kraftstoffes. Partikel sind lungengängig und können Krebs verursachen [13], [19], [24], [28], [41], [48]. Aufgrund des flächendeckenden Einsatz des Ottopartikelfilter für EU6d, wird innerhalb dieser Arbeit nicht auf die detaillierte Entstehung oder Vermeidung der Partikelemissionen eingegangen. Die Wertigkeit der Systeme bzgl. ihrer Partikel-Rohemissionen wird in Kapitel 5.6 diskutiert.

⁸ Dieser Wert wird als stöchiometrischer Luftbedarf L_{ST} bezeichnet und errechnet sich aus einer vollständigen Verbrennung aller Komponenten im Kraftstoff (23 Massen-% O₂; 77 Massen-% N₂)

⁹ Von der Quelle zum Rad – Es wird eine Gesamtbilanz für das Automobil erstellt, inklusive z.B. der Herstellung der Kraftstoffe

2.3 Aufbau und Funktionsweise des Drei-Wege-Katalysators

Moderne Abgasnachbehandlungssysteme filtern oder konvertieren die Hauptbestandteile der giftigen und umweltschädlichen Abgase (siehe Kapitel 2.2). Dies geschieht passiv durch Einbau von zusätzlichen Bauteilen (meist zur Konvertierung) oder durch aktive Maßnahmen bspw. zusätzliches Heizen oder Einbringen von Chemikalien, die temporär eine Reaktion bewirken. Das Wort **Katalysator** stammt aus dem Griechischen und bedeutet „Auflösung“. In der Chemie bezeichnet ein Katalysator eine chemische Verbindung (Material, Molekül), welches die Aktivierungsenergie einer Reaktion senkt und diese dadurch teilweise erst möglich macht. Katalysatoren beschleunigen/ermöglichen eine Reaktion, ohne selbst als Produkt aus der Reaktion zu entstehen. Der Katalysator wird nicht „verbraucht“ [61]. Der Fahrzeugkatalysator, auch 3-Wege-Katalysator (Umwandlung von drei Abgasbestandteilen HC, NO_x, CO), englisch Three-Way-Catalyst (kurz TWC), macht sich diese chemischen Eigenschaften zu Nutze. HC und CO oxidieren ab einer Temperatur von ~ 800 K unter Anwesenheit von Sauerstoff ohne Katalysator. In der Kaltstartphase und unter Sauerstoffmangel, wie er z.B. bei starker Beschleunigung auftreten kann, sind diese Bedingungen nicht gegeben. In diesem Fall greift der Katalysator ein. NO_x wird aufgrund der hohen Aktivierungsenergien zum Starten der Reaktion ohne Katalysator nicht reduziert. Der Katalysator wirkt erst ab etwa 200 bis 300 °C für die Komponenten HC, NO_x und CO. Diese Initialtemperatur steigt mit der Alterung des Katalysators über der Laufzeit deutlich an [46]. Dies erschwert eine Konvertierung der Emissionen insbesondere im Kaltstart.

Abbildung 5 zeigt den Einfluss der katalytischen Edelmetallmenge (PGM – Platinum Group Metals) auf die *Light-Off-Temperatur*¹⁰ (LO-Temperatur) der einzelnen Komponenten für einen Neu-Kat. Erkennbar ist bei allen drei Spezies der fallende Gradient von links oben nach rechts unten. Je mehr katalytisches Material (PGM in [g/ft³]) eingebracht wird, desto geringer ist die LO-Temperatur [52], [53], [54]. Grund ist unter anderem, dass die Edelmetalle im Katalysator räumlich dichter beisammen sind, was die Wahrscheinlichkeit erhöht, dass Emissionen auf Edelmetalle als Katalysator treffen. Da auch eine hinreichende Dauer der Reaktion zwischen Edelmetall und Emission kritisch für die effiziente Konvertierung der Schadstoffe ist, verstärkt eine erhöhte Edelmetallmenge nicht nur die Wahrscheinlichkeit eines Kontaktes mit dem Katalysator sondern auch die effektive Zeit, die Emission und Katalysator haben, um zu oxidieren bzw. zu reduzieren.

¹⁰ Zeitpunkt ab dem der Katalysator 50 % der Emissionen umwandelt

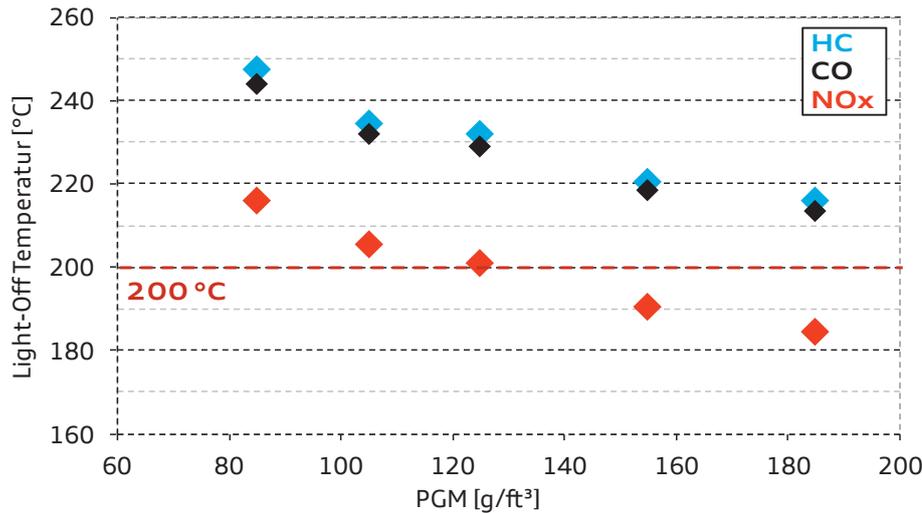


Abbildung 5: Light-Off-Temperatur über Edelmetallmenge für HC, CO und NOx (Neu-Kat)

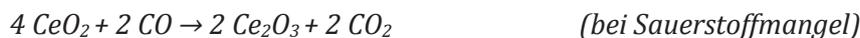
Die Punkte ganz rechts deuten einen sehr flachen Gradienten an. Die Edelmetallmenge läuft in eine Sättigung [29], [57]. Ab einer hohen Menge an PGM bringt eine Erhöhung der katalytischen Edelmetalle keinen weiteren Vorteil hinsichtlich des Light-Off-Verhaltens für einen Neu-Katalysator [56].

Das gesamte Bauteil des Katalysators besteht grob immer aus Canning (Verpackung bestehend aus einem Metallrohr), der Lagermatte, Brick (keramisches Trägermaterial), Washcoat mit Edelmetall (Beschichtung des Bricks, meist mit Aluminiumoxid) und Trichtern zur An- und Abströmung des Systems.

Der Stoff Ceroxid entsteht in der Herstellung bei einer Verbrennung des Stoffes Cer bei 340 °C unter Zugabe von trockener Luft oder als Produkt der thermischen Zersetzung von Cernitrat $\text{Ce}(\text{NO}_3)_3$ an der Luft bei 450 °C [40]. Das entstehende gelbe Pulver ist hitzebeständig bis 1900 °C, was es für die Katalysator Anwendung attraktiv macht, da hier hohe Temperaturen erreicht werden. Die kubische Raumstruktur des CeO_2 erlaubt es dem Molekül Sauerstoff abzugeben ohne sich dabei von der Form zu ändern. Diese Sauerstoff-Speicherfunktion lässt das Ceroxid in Katalysatoren Anwendung finden. Ceroxid wird im Katalysator als Art Puffer verwendet. Insgesamt vergrößert der Washcoat die Oberfläche des Katalysators erheblich.

Abbildung 6 zeigt den optimalen Wirkungsbereich des Katalysators bei einem Lambda von 1. Bereits bei leichten Lambda-Drifts, verursacht durch Beschleunigungen oder Vertrimmen von Lambda-Werten, treten massive Performance Einbußen in der Konvertierung des Katalysators auf [20], [21]. So sinkt die Konvertierung bspw. von NOx (graue Kurve) im mageren Bereich auf ein Minimum ab. Hier greift das Ceroxid temporär ein und sorgt dafür, dass der Katalysator weiterhin im Bereich von

Lambda = 1 operieren kann, indem das Ceroxid kurzzeitig den Sauerstoff aus dem Abgas aufnimmt. Das gleiche Prinzip gilt auch im unterstöchiometrischen Lambdabereich im Katalysator. Dabei laufen folgende Reaktionen mit Ceroxid ab:



Formel 2-14: Reaktionen von Ceroxid im Katalysator

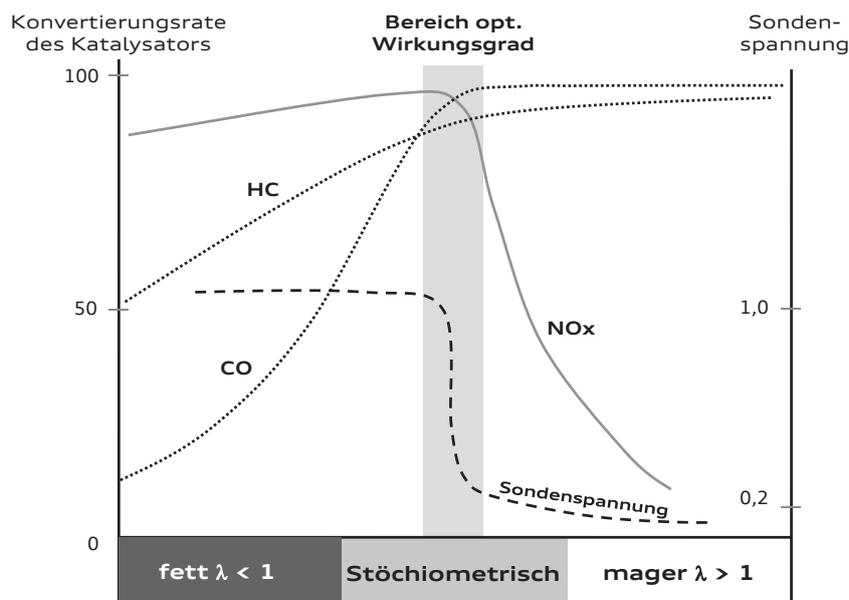
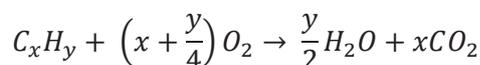
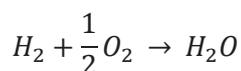
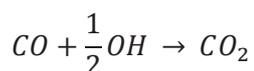
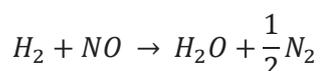
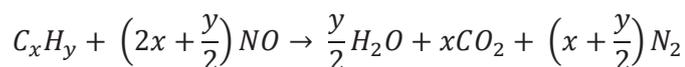
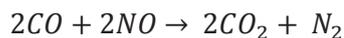


Abbildung 6: Funktionsbereich 3-Wege-Katalysator (stationär)

Bei den Reaktionen ist eine geringe Aktivierungsenergie notwendig, damit diese ablaufen können. Die Reaktionen, die im 3-Wege-Katalysator ablaufen, teilen sich in Oxidation und Reduktion auf.



Formel 2-15: Oxidation im Katalysator im mageren Betrieb



Formel 2-16: Reduktionen im Katalysator im unterstöchiometrischen Betrieb



Aus der obigen Formel entstehen im Ideal-Fall und bei theoretischer Annahme einer 100 %-igen Konvertierung des Katalysators ausschließlich die unschädlichen Verbindungen von Wasser, Kohlenstoffdioxid und Stickstoff.

2.4 Entstehung und Aufteilung der Abgasenergie

In der Abgasenergie steckt erhebliches Potential zur Senkung der CO₂ Emissionen und zur Steigerung des Gesamtwirkungsgrades des Motors [59]. Abbildung 7 zeigt die Aufteilung der Energieströme in einem Punkt mit optimalem Wirkungsgrad [65]:

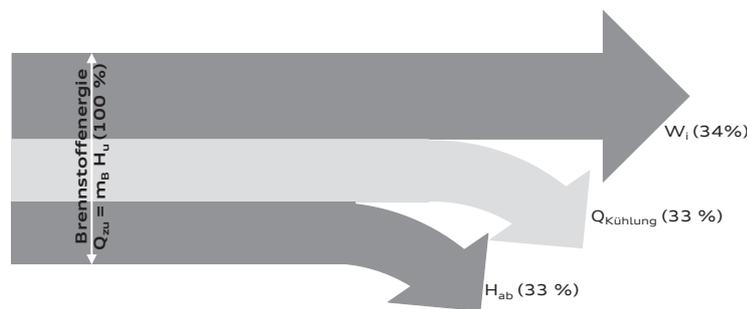


Abbildung 7: Aufteilung der Energien im Motor (beispielhaft für einen Teillast-Punkt mit optimalem Wirkungsgrad)

Der obere, graue Pfeil zeigt die Umwandlung aus der eingesetzten Brennstoffenergie (100 %) in effektive Arbeit. Der Wirkungsgrad des Motors in diesem Betriebsbereich beträgt 34 %. Der mittlere Pfeil stellt den Verlust über Kühlung dar. Der graue, untere Pfeil ist die abgegebene, zum Teil ungenutzte Abgasenthalpie von 33 %. Ein Teil dieser Abgasenthalpie wird im Abgasturbolader genutzt, welcher die vorhandene Abgasenthalpie als „Arbeitsmedium“ zum Antrieb des Verdichters nutzt [65], [68], [69]. Gleichzeitig ermöglicht die Abgasenergie den Katalysator zu heizen, um die notwendige „Light-Off-Temperatur“ von etwa 250-350 °C zu erreichen.

Die vorhandenen Energien im Abgasstrang, die schließlich zum Katalysatorheizen genutzt werden können, teilen sich nach Abbildung 8 folgendermaßen auf: **Thermische Energie aus Verbrennung; Chemische Energie; Externe Energiequelle**, wobei der Einsatz der Sekundärluft als Sonderfall betrachtet werden muss, da diese die chemische Energie des Abgases mittels Zugabe von Sauerstoff nutzt. Der nutzbare Anteil der Abgasenthalpie zum Katalysatorheizen kann als Wirkungsgrad abgeschätzt werden. Dabei gibt es mehrere Möglichkeiten, die je nach Einbringungsart der Energie variieren. Die *thermische Energie aus der Verbrennung* kann mittels des Motor-Wirkungsgrades aus Abbildung 7 auf Seite 18 abgeschätzt werden. Es ist der Anteil, welcher ungenutzt ins Abgas geleitet

wird. Da im Katalysatorheizen das Fahrzeug zum Teil jedoch im Leerlauf steht, wird der Anteil der effektiven Arbeit sehr klein. Gleichzeitig steigen der Anteil der Verluste durch die Kühlung (großes Temperatur-Delta zwischen Verbrennung und kaltem Abgasstrakt) und der Anteil der Abgasenthalpie. Letzteres ist das Ziel des Kattheizens.

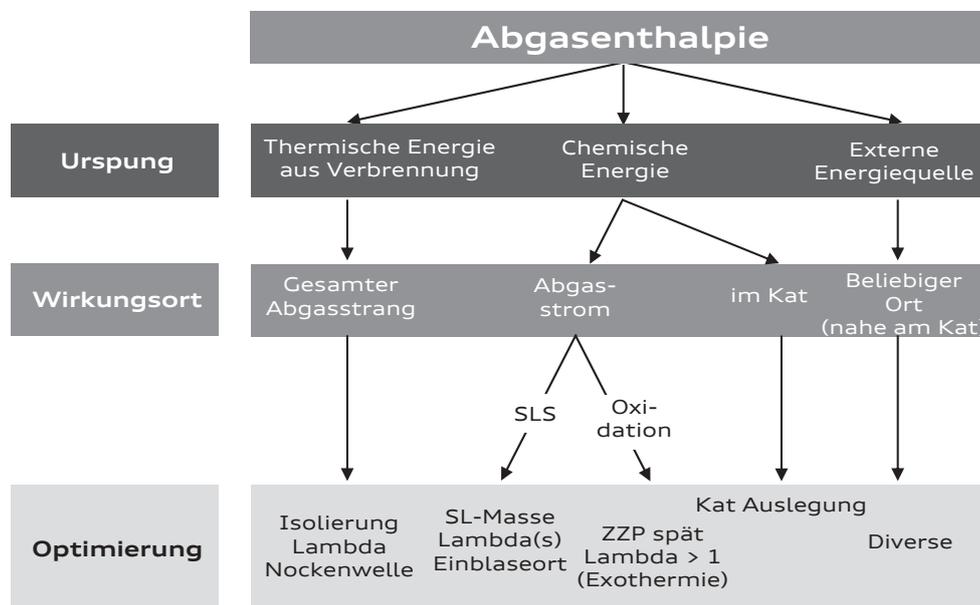


Abbildung 8: Aufteilung der Abgasenthalpie

Die Aufheizung der gesamten Rohrleitung sowie des Turboladers führt zu einem verringerten Anteil der Energie, die am Katalysator ankommt. Zur genauen Berechnung des Wirkungsgrades am Katalysator eignen sich folgende Formeln:

$$\dot{H} = \dot{m}_{Abgas} * c_p(T_4) * \Delta T$$

Formel 2-17: Enthalpiestrom am Katalysator

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_B * H_u$$

Formel 2-18: Energie aus Brennstoff

$$\eta = \frac{\dot{H}}{\dot{Q}_{zu}}$$

Formel 2-19: Katalysatorheiz-Wirkungsgrad

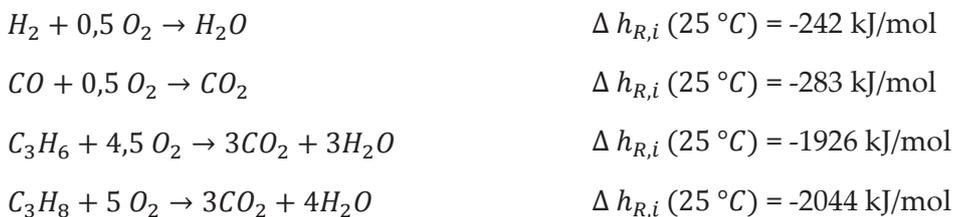
Die Formel 2-17 ist das Produkt aus Abgasmassenstrom, der spezifischen Wärmekapazität des Abgases und der Temperatur vor Katalysator. Formel 2-18 beschreibt die zugeführte Energie in das Gesamtsystem *Motor* aus dem Kraftstoff als Produkt aus dem Brennstoffmassenstrom und dem unteren Heizwert. Dabei beschreibt Formel 2-19 den Katalysatorheiz-Wirkungsgrad, welcher der Quotient aus Formel 2-17 und Formel 2-18 ist. Formel 2-17 wird in der vorliegenden Arbeit



verwendet, um die analysierten Systeme in Bezug auf ihre Heiz-Leistung miteinander vergleichen zu können. Der Wirkungsort (siehe Abbildung 8, Seite 19) ist dabei der gesamte Abgasstrang, da die Energie vom Brennraum zum Katalysator gelangen muss. Eine Optimierung ist über eine Isolierung, aber insbesondere über applikative Änderungen am Motor möglich.

Die *chemische Energie* (aus Abbildung 8), gebunden in den chemischen Verbindungen im Abgas, kann mit Hilfe der Reaktionsgleichungen errechnet werden und wird zu der vorhandenen thermischen Energie addiert. Brinkmeier [6] fasst die Gas-Gas-Reaktionen in 3 Blöcken zusammen: Kaltstart, Reduktion mit NO und die Wassergas-Shift-Reaktion. Die Reaktionsenthalpien werden bei 25 °C aus den Standardenthalpien der Moleküle errechnet:

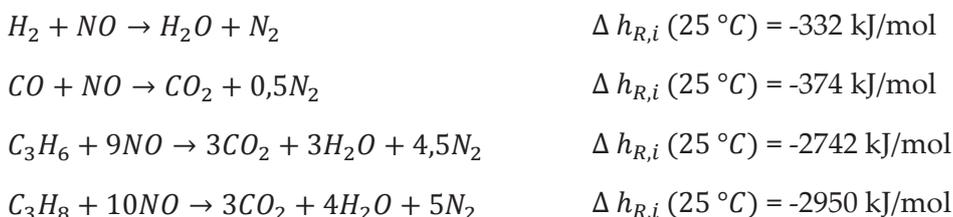
Kaltstart



Formel 2-20: Gas-Gas-Reaktionen im Kaltstart mit Reaktionsenthalpien

Dabei ist die vereinfachte Annahme, dass die Kohlenwasserstoff-Moleküle durch Propen und Propan repräsentiert werden, nach [70] rechtmäßig.

Reduktion mit NO



Formel 2-21: Reduktionen mit NO

Wassergas-Shift-Reaktion + Steam Reforming (bei Lambda < 1)



Formel 2-22: Wassergas-Shift-Reaktion und Steam Reforming

Die *chemische Energie* wirkt im Abgasstrom, welcher die Energie transportiert, und kann z.B. über die Sekundärluftmasse oder den Ort der Einbringung der chemischen Energie erhöht werden. Die Wirksamkeit der *extern eingebrachten Energie* in das Abgas errechnet sich aus der Enthalpieerhöhung vor Katalysator. Hierzu wird ebenfalls die Formel 2-17 verwendet. Diese wirkt zweckmäßig nahe

am Katalysator und kann vielfältig optimiert werden, bspw. auch über eine zusätzliche Isolierung oder die Größe der Energiequelle.

2.5 Funktionsweise der Lichtleiter-Messtechnik

Um die exothermen Reaktionen im Abgas, eine besondere Form der Abgasenergie, sichtbar machen und den Verlauf der Reaktion im Abgasstrang verfolgen zu können, werden innerhalb dieser Arbeit Infrarot empfindliche Photodioden im Spektralbereich von 1,0 bis 2,1 μm der Firma AVL eingesetzt. Damit wird die Sekundärluft-Reaktion beobachtet. Die beschriebene Messtechnik wird im Folgenden kurz „Lichtleiter-Messtechnik“ genannt.

Die Strahlung der Verbrennung ist zu einer Spannung proportional, welche verstärkt und schließlich auf einem Monitor ausgegeben wird. Dadurch lässt sich, Kurbelwinkel aufgelöst, die Verbrennung entlang des Abgaskanals sichtbar machen. Diese Sondermesstechnik wird bei den Messungen in 3.3 „Sekundärluftsystem“ auf Seite 43 folgende eingesetzt und zur Erklärung der Wirkmechanismen der Sekundärluft im Gegensatz zu den übrigen Systemen genutzt.

2.6 Ableitung Handlungsbedarf

Die Einführung des Katalysators in Fahrzeugen mit Ottomotor bildet den Grundstein der Abgasnachbehandlung bei Automobilen [71]. In Abbildung 9 ist der Einfluss des Katalysators und des Katalysatorheizens auf die Rohemissionen anhand des Beispiels von NHMC Emissionen dargestellt (schwarz-gestrichelte Linie). Der Motor ist ein moderner Zwei-Liter 4-Zylinder Ottomotor. Ohne eine Abgasreinigung sind die Rohemissionen sehr hoch (Faktor 13 zum NMHC Grenzwert von 68 mg/km, graue, waagerechte Linie). Die Emissionen entstehen im Kaltstart und bei jeder größeren Beschleunigung. Durch den Einsatz des Katalysators sinken die Emissionen um 88 % aufgrund der passiven Konvertierung der Emissionen, bleiben jedoch immer noch über dem EU6 Grenzwert (Faktor 2). Der Katalysator, als Bauteil mit einer chemischen Beschichtung, braucht eine Mindesttemperatur zum Konvertieren der Emissionen (Abbildung 5, Seite 16).

Ohne zusätzliche Maßnahmen wird diese Light-Off-Temperatur erst so spät im Zyklus erreicht, dass die Grenzwerte bereits überschritten sind. Daher ist ein aktives Katalysatorheizen notwendig. Dabei wird der Verbrennungswirkungsgrad mittels Zündwinkelverstellung in Richtung spät stark reduziert, um zusätzliche Energie in das Abgassystem zum Heizen einzubringen. Dadurch



verschiebt sich die Aufteilung der Motor-Energien der Verbrennung weg von der geleisteten Arbeit hin zu Gunsten der Abgasenthalpie (Abbildung 7, Seite 18).

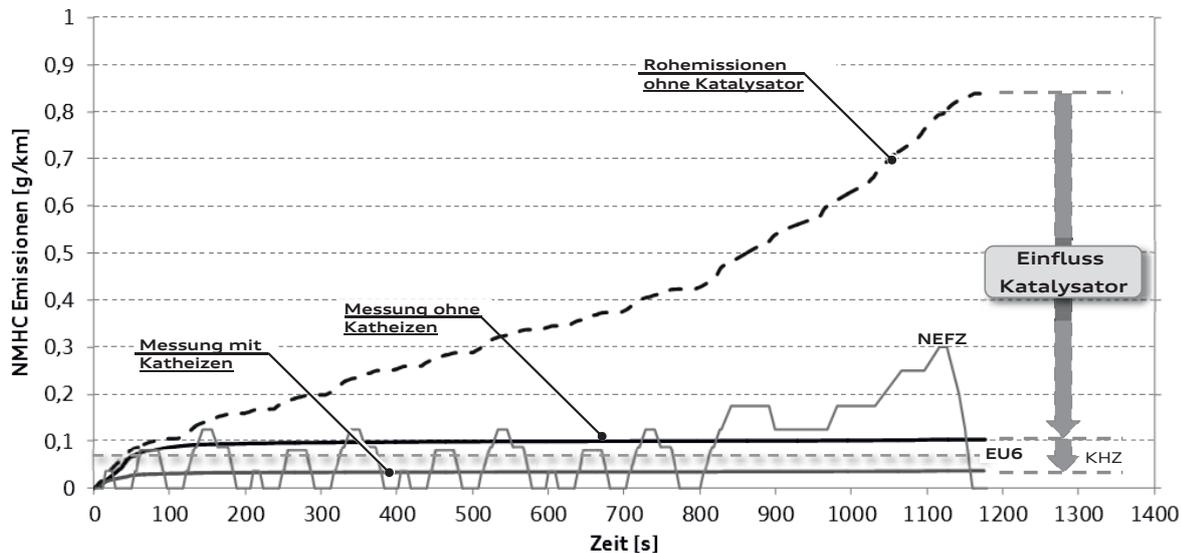


Abbildung 9: Einfluss Katalysator und Katalysatorheizen auf Emissionen [72]

Die zusätzliche Energie heizt den Katalysator derart schnell auf, dass die Emissionen noch mal um 65 % gesenkt werden und bei etwa 50 % vom Grenzwert zum Liegen kommen (untere, graue Linie). Es resultiert ein Wirkungsgrad des Abgasnachbehandlungssystems von über 96 % im instationären Betrieb.

Heutige Katalysatorheizmaßnahmen verursachen Prinzip bedingt einen erhöhten Verbrauch. Obwohl der CO₂-Verbrauch im Katheizen absolut gesehen gering ist, wird bei sinkenden Gesamtverbräuchen der Fahrzeuge der Anteil aus der Katalysatorheizphase immer größer. Das macht eine Analyse der physikalischen Mechanismen im Katalysatorheizen und schließlich eine mögliche CO₂-Reduktion interessant [72].

Abbildung 10 zeigt die Verbrauchsziele in Europa nach ICCT von 2000 bis heute sowie die CO₂-Ziele bis 2021. Um das CO₂-Ziel von 95 g/km bis 2021 erreichen zu können, muss das Gesamtfahrzeug optimiert werden. Große Hebel sind hierbei beispielsweise Gewicht, Reibung und der Antrieb, als Verbrennungsmotor oder hybridisiert [11], [12], [14], [15], [25], [26]. Die möglichen Optimierungsmaßnahmen am Verbrennungsmotor sind dabei vielfältig. Ziel dieser Arbeit ist die Optimierung des Katheizens. Dadurch soll der Verbrauch während der Katheizphase minimiert werden und damit zu der dringend notwendigen Gesamtfahrzeug Verbrauchsoptimierung beitragen.

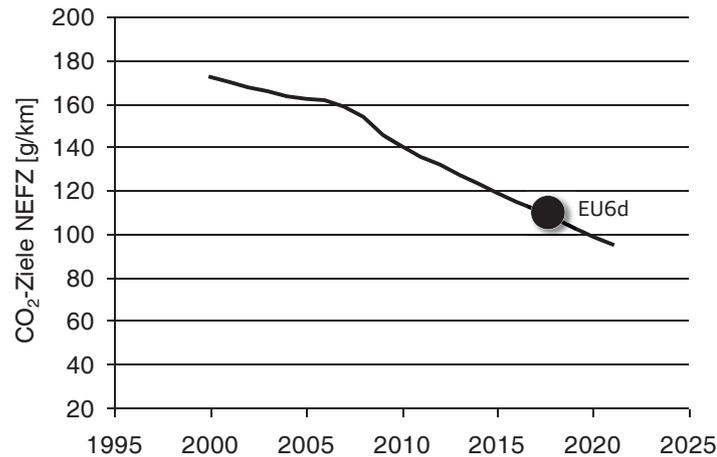


Abbildung 10: Entwicklung CO₂-PKW-Flottengrenzwerte 2000 bis heute und Ziele bis 2021[60]

Daher sind eine genaue thermodynamische Analyse und ein fundiertes Verständnis der Wirkweisen der Abgasnachbehandlungsmaßnahmen notwendig. Hierzu werden fünf Systeme wissenschaftlich untersucht und die grundlegenden thermodynamischen und physikalischen Zusammenhänge erklärt und ausgewiesen. Die Heiz-Leistungen und die Verbräuche der Systeme werden zunächst im stationären, gekühlten Motorbetrieb dargestellt und verglichen. Dies geschieht bei gleichgestelltem Verbrauch. Damit ist es dann möglich, die sich ergebenden Unterschiede direkt den thermodynamischen Eigenschaften der unterschiedlichen Abgasnachbehandlungssysteme zuzuordnen.

Danach werden die Systeme in die instationären Zyklen Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ) und FTP-75 übertragen, optimiert und der Verbrauch ausgewiesen. Das sich ergebende Verbrauchsdelta ist schließlich das Differenzierungsmerkmal der Systeme untereinander. Die untersuchten Konzepte, auf Basis eines modernen 2.0l TFSI Motors, sind:

- Die seitliche Injektorlage (sHDEV)
- Die zentrale Injektorlage (zHDEV)
 - o Mit Magnetspulen-antrieb und Mehrlochventil („MLV“)
 - o Mit Piezoantrieb und nach außenöffnendem Injektor („Piezo“)
- Das Sekundärluftsystem (SLS)
- Der Abgasbrenner (Brenner)

3 Analyse der Abgasnachbehandlungssysteme

Die in dieser Arbeit untersuchten Abgasnachbehandlungssysteme werden im folgenden Kapitel vorgestellt.

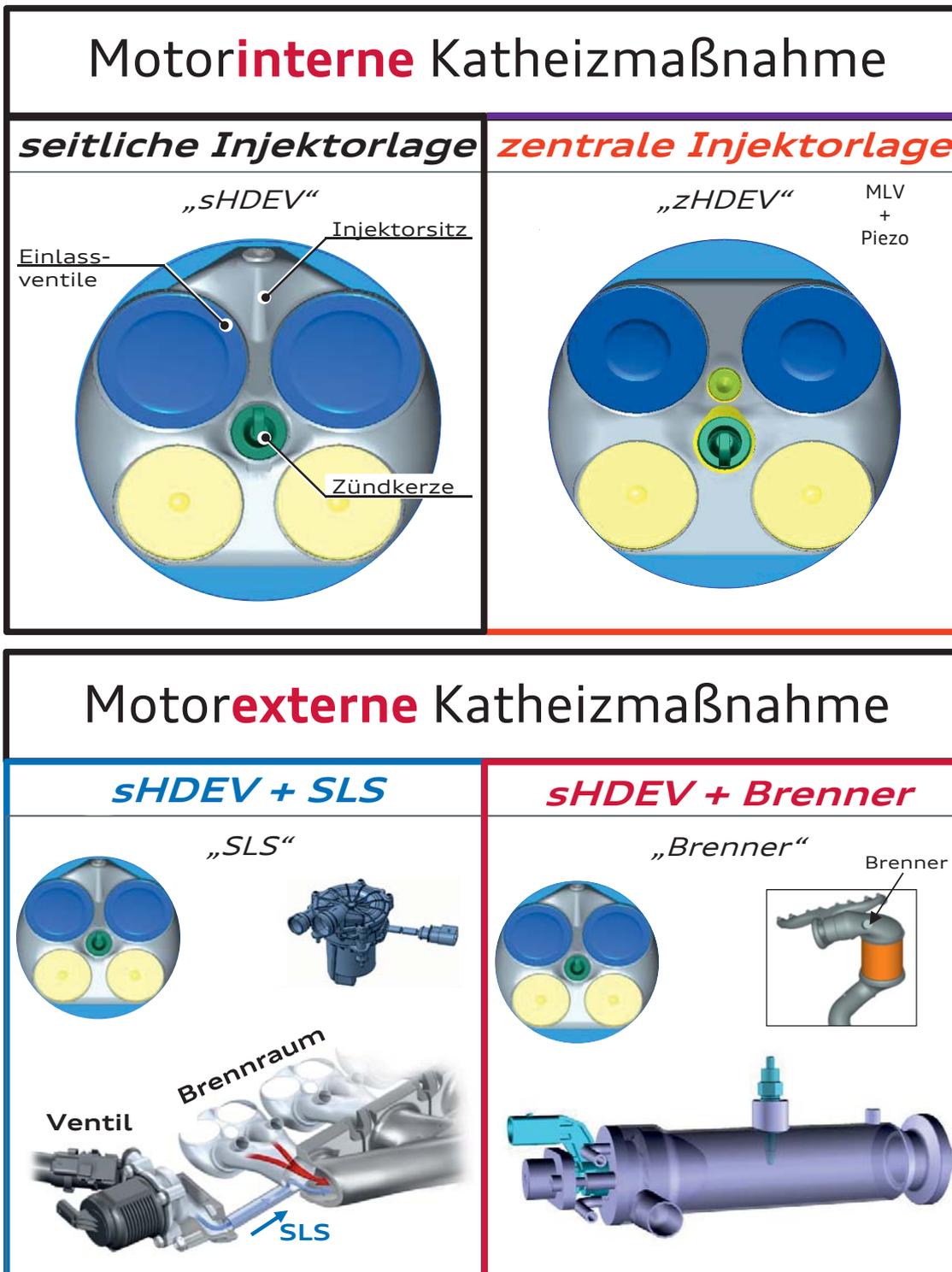


Abbildung 11: Vorstellung motorinterne und motorexterne Katheizmaßnahmen [72]

Ein Abgasnachbehandlungssystem ist immer das gesamtheitliche Zusammenwirken aus Motorkonzept (Anzahl Zylinder, Aufladungskonzept, Brennverfahren,...), Ort und Art des Katalysatorheizens, Motoreinbaulage und den daraus resultierenden Rohrgeometrien hin zum Katalysator und schließlich dem Katalysator als Bauteil. Die Art des Katalysatorheizens wird in Abbildung 11 in zwei Kategorien unterteilt, die **motorinternen** und **motorexternen** Katalysatorheizmaßnahmen. Die Abbildung zeigt außerdem Prinzipskizzen der Abgasnachbehandlungssysteme, die in dieser Arbeit untersucht werden. Fünf Systeme werden analysiert. Die motorinternen Systeme sind die seitliche Injektorlage (sHDEV) und die zentrale Injektorlage (zHDEV), wobei unter dem Stichwort zHDEV sowohl das Einspritzsystem *Mehrlochventil und Magnetspulenantrieb*, als auch die *A-Düse mit Piezo-Antrieb* zusammengefasst sind. Die motorinternen Systeme generieren den Hauptteil der Katheizenthalpie ausschließlich im Brennraum durch Beeinflussung der Verbrennung, worauf im Folgenden noch eingegangen werden wird. Das System mit seitlicher Injektorlage in Verbindung mit dem Sekundärluftsystem (Abbildung 11 unten links) und dem Abgasbrenner (Abbildung 11 unten rechts) sind beides motorexterne Katheizmaßnahmen, da die hauptsächliche Energieerzeugung außerhalb des Brennraumes stattfindet.

Die fünf Systeme werden innerhalb dieser Arbeit nach folgenden Bewertungskriterien miteinander verglichen: die Heiz-Leistung am Katalysator, die Rohemissionen und deren Konvertierung während der Katalysatorheizphase, sowie die Effizienz der Systeme in Relation der Heiz-Leistung zum Verbrauch. Sofern nicht anders angegeben, handelt es sich bei den Stationären Untersuchungen immer um einen Betriebspunkt bei $n = 1150$ U/min und $p_{mi} = 1$ bar. Zeitgleich wird der Prüfstand kalt-konditioniert, indem Wasser- und Öl-Temperatur auf etwa 35 °C geregelt wird.

3.1 Seitliche Injektorlage

Die seitliche Injektorlage (sHDEV) trägt ihren Namen aufgrund der *seitlichen* Anordnung des Injektor mit Magnetspulenantrieb im Brennraumdach in der Aussparung zwischen den Einlassventilen (Abbildung 11, Seite 24, links oben). Damit ist der Injektorstrahl in Richtung der gegenüberliegenden Zylinderwand gerichtet. Die Vorteile einer Benzindirekteinspritzung hinsichtlich Performance und Verbrauch wurden in der Literatur hinreichend diskutiert [18], [22], [23], [27], [28], [77]. In der vorliegenden Arbeit werden die Vorteile der Direkteinspritzung in Bezug auf die gute Verbrennungsstabilität aufgrund der möglichen Ladungsschichtung durch das



„homogen Split Verfahren“ (HOSP) für das Katalysatorheizen genutzt. Beim HOSP-Betrieb wird die Haupteinspritzung in den Saughub und eine weitere in den Kompressionshub abgesetzt. Die entstehende Ladungsschichtung stabilisiert die Verbrennung im Katheizen. Dadurch können weitere Applikationsbereiche (späte Zündung,...) genutzt werden, die ohne das HOSP-Verfahren einen zu instabilen Motorbetrieb bedeuten.

Abweichend vom Betrieb eines Ottomotors mit verbrauchsoptimalen Einstellungen, werden während dem Katalysatorheizen applikative Änderungen der Parameter *Zündwinkel*, *Lambda*, *Drehzahl* und die *Stellung der Nockenwellen* am Motor vorgenommen. Eine der gängigsten Applikationsmaßnahmen ist die Spätverstellung des Zündwinkels auf Zeiten deutlich nach dem oberen Totpunkt (OT). Der Zündwinkleinfluss auf einige der wichtigsten Bewertungskriterien, die Temperatur vor Katalysator, die Verbrennungsstabilität (σ_{pmi}), den Verbrauch und die HC- und NO_x-Emissionen, ist in Abbildung 12 dargestellt. Deutliche Unterschiede der Niveaus und Abstände zwischen sehr früher Zündung (negative Zündzeitpunkte) und später Zündung (positive Zündzeitpunkte nach OT), sind sofort erkennbar.

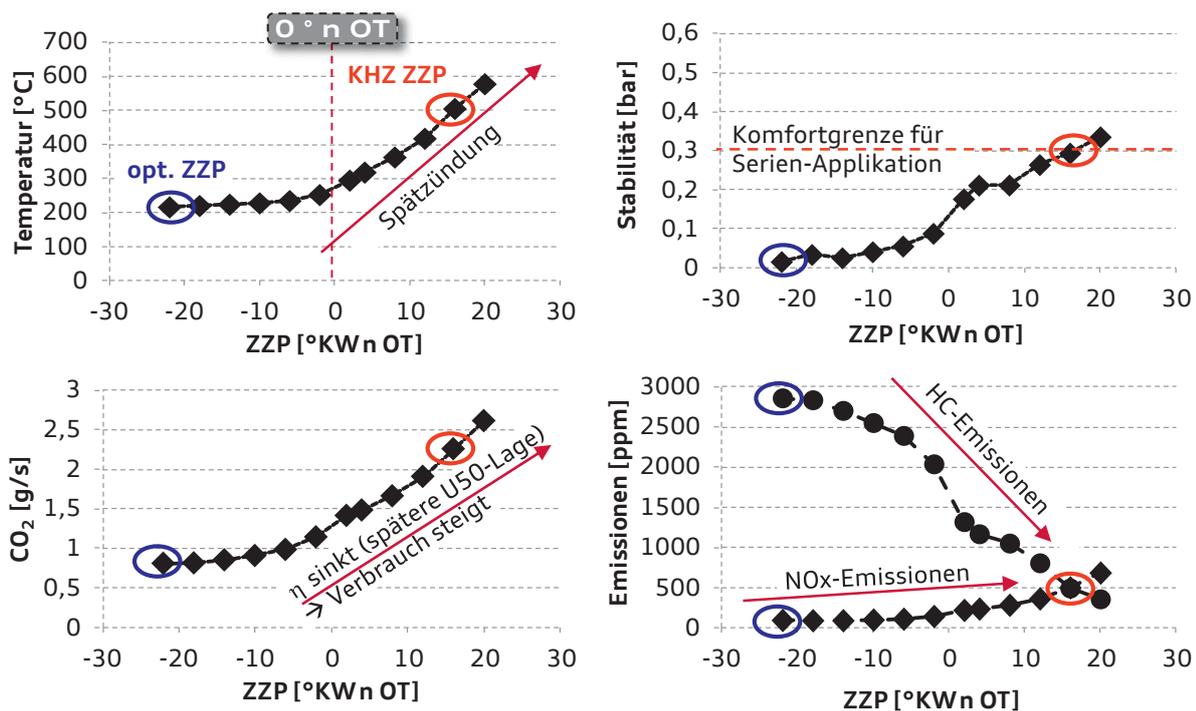


Abbildung 12: Einfluss Zündung auf Temperatur, Stabilität, Verbrauch und HC/NO_x

Zur Orientierung sind beispielhaft der blaue Kreis, ein Punkt mit wirkungs-optimaler Zündung, und der rote Kreis, ein typischer Katheiz-Zündzeitpunkt, markiert. Ein deutlicher Einfluss auf die dargestellten Größen tritt beim untersuchten Motor ab einer Zündung nach Oberem Totpunkt auf.

Über der Spätzündung steigt die Temperatur im Abgas ab Oberem Totpunkt an. Hauptgrund ist die Wirkungsgradverschlechterung des Motors.

Da sich die Verbrennung bei Spätzündung vom geometrisch optimalen Umsatzpunkt (8 °KW nach OT) entfernt, sinkt der mechanische Motor-Wirkungsgrad. Dadurch steigt der Verbrauch (hier CO₂, unten links) an. Die eigentlich für den Vortrieb des Fahrzeugs gedachte Energie, wird also mit dieser Maßnahme zum Heizen der Abgasanlage genutzt.

Neben der Steigerung der Temperatur durch Spätzündung werden insbesondere die HC-/NO_x-Emissionen durch die Zündung beeinflusst (unten rechts). Mit dem Anstieg der Temperatur ab Oberem Totpunkt sinken die HC-Emissionen mit späterer Zündung überproportional stark und werden auf ein Minimum reduziert, da ab etwa 500 °C die HC-Emissionen außerhalb des Brennraums nachreagieren (Linie mit Punkten). Nachteilig sind die leicht steigenden NO_x-Emissionen.

Wie in Kapitel 2.2.2 auf Seite 9 diskutiert, entsteht insbesondere thermisches NO erst ab etwa 2000 K im Brennraum. Die späte Zündung reduziert zwar die Spitztemperatur der Verbrennung, führt jedoch zu einem deutlichen geringeren Verbrennungswirkungsgrad und damit zu einer höheren Zylinderfüllung. Außerdem liegt eine hohe, NO-bildende Temperatur von > 2000 K länger im Brennraum vor (Abbildung 13, nächster Abschnitt, rechts, rote Kurve). Die NO_x-Emissionen steigen jedoch weniger stark an, als die Kohlenwasserstoffe sinken. In Summe wird durch das Katheizen also ein Emissions-Vorteil erzielt.

Gleichzeitig zu den genannten Vorteilen verschlechtert sich die Stabilität der Verbrennung (oben rechts). Ein Überschreiten des Qualitätskriteriums (rote Linie) ist für eine Serienanwendung vor Kunde nicht akzeptabel. Daher kann eine Auslegung des Katheizens nur bis zu dieser Grenze ausgereizt werden.

Die Verläufe der Kurven und thermodynamische Zusammenhänge aus Abbildung 12 lassen sich im Wesentlichen über die Druck-Verläufe der Verbrennung und deren Einfluss auf die Brennraumtemperatur in nachfolgendem Bild erklären. Als Beispiel wurden die blau- und rotmarkierten Zündzeitpunkte aus Abbildung 12 ausgewählt, die einen Punkt mit optimaler Zündung und folglich optimaler U50-Lage (blaue Kurven) und eine Katheiz-typische Verbrennungs-Schwerpunktlage von 100 °KW nach Oberem Totpunkt (rote Kurve) zeigen. Wie zu erwarten ergeben sich erneut deutliche Unterschiede in den Verläufen. Der Zylinder-Druckverlauf einer Applikation mit einer Zündung deutlich vor Oberem Totpunkt (blaue Kurve) hat nur ein



Maximum bei 8 °KW nach Oberem Totpunkt aufgrund der optimalen U50-Lage. Dieses Maximum ist, trotz stattfindender Verbrennung, nur etwa halb so groß wie das Verdichtungsmaximum der roten Kurve, die zu diesem Zeitpunkt noch keine Zündung hat (späte Zündung).

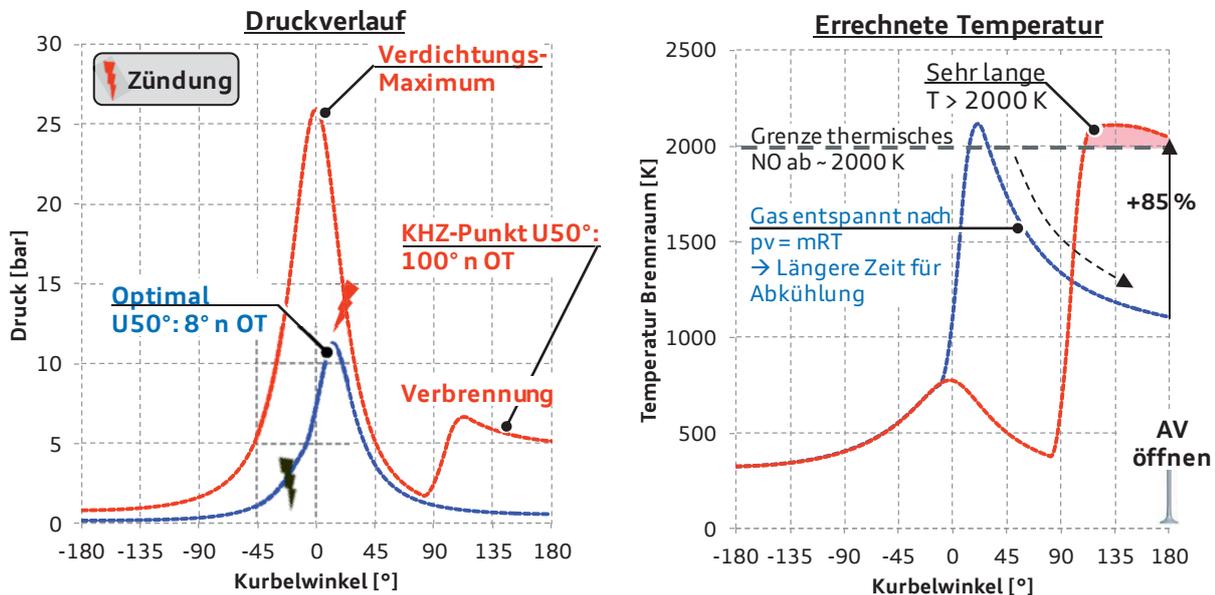


Abbildung 13: Thermodynamische Zusammenhänge bei unterschiedlicher Zündung

Im Katheizen verursacht die späte Zündung des Gemisches bei 20 °KW nach Oberem Totpunkt eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage weg vom geometrisch optimalen Umsatzpunkt. Der Wirkungsgrad sinkt dadurch stark, was ein Ansteigen der Zylinder-Füllung verursacht. Die erhöhte Füllung lässt den Zylinderdruck ansteigen, was direkt zu dem erhöhten Kompressionsdruck im Katheizen bei 0 °KW (OT) im Vergleich zur optimalen Zündung ohne Katheizen (Faktor ~ 2,2) führt.

Die späte Zündung im Katheizen verschiebt schließlich die Verbrennung näher an das Event Auslassventil öffnet (AÖ 180 °KW). Dies zeigt die Druckerhöhung bei 100 °KW.

Der angesprochene Vorteil der späten Zündung im Katheizen und dessen Auswirkung auf die errechnete Abgastemperatur ist in Abbildung 13 oben rechts dargestellt. Die Verbrennung mit Zündung vor Oberem Totpunkt hat gerade wegen der frühen Zündung und dadurch geometrisch/zeitlich frühen Wärmeentwicklung eine lange Expansion (in °KW) und kühlt aufgrund der Umsetzung der Energie in mechanische Kolbenarbeit deutlich ab (blaue Kurve oben rechts). In Verbindung mit der optimalen Umwandlung der chemischen Energie in mechanische Energie führt dies zu deutlich kälteren Abgastemperaturen zum Zeitpunkt *Auslassventil öffnen bei 180 °KW*. Korrespondierend zum Druckverlauf, beginnt die Temperatur im Zylinder während dem Katheizen deutlich später, bei etwa 85 °KW, zu steigen. Das Maximum der Brennraumtemperatur wird bei

etwa 100 °KW erreicht und ist nahezu gleichhoch wie die Temperatur bei der optimalen U50-Applikation. In der Absolut Höhe der Temperaturen im Brennraum ergibt sich also kaum ein Unterschied zwischen Katheizen und Nicht-Katheizen.

Da das Auslassventil jedoch bereits bei 180 °KW nach Oberem Totpunkt geöffnet wird hat das gezündete Brennstoffgemisch im Katheizpunkt kaum Zeit über den Abbau von mechanischer Arbeit zu entspannen und trägt damit noch viel Energie und eine hohe Temperatur in sich. Daher ist der fallende Temperatur-Gradient im Vergleich deutlich weniger steil. Dies ist der Vorteil einer applizierten Spätzündung im Katheizen. Gleichzeitig bleibt die Temperatur jedoch längere Zeit über 2000 K, der kritischen Temperatur für die Entstehung von thermischen NO, was den diskutierten Nachteil der NO_x-Emissionen im Katheizen erklärt.

Der dargestellte Einfluss zwischen optimaler und sehr später U50-Lage lässt sich auch auf eine Variation der Verbrennungsschwerpunktlagen in einem deutlich engeren Katheiz-Bereich übertragen. Abbildung 14 zeigt den Einfluss unterschiedlicher Zündzeitpunkte im Katheizen und damit unterschiedlicher Schwerpunktlagen auf die Abgastemperatur und auf die flüchtigen NO_x-Emissionen, als qualitativen Verlauf. Auf der linken Seite ist der Verlauf der Verbrennung von -180 bis +180 °KW dargestellt. Rechts wird ein gezoomter Bereich gezeigt.

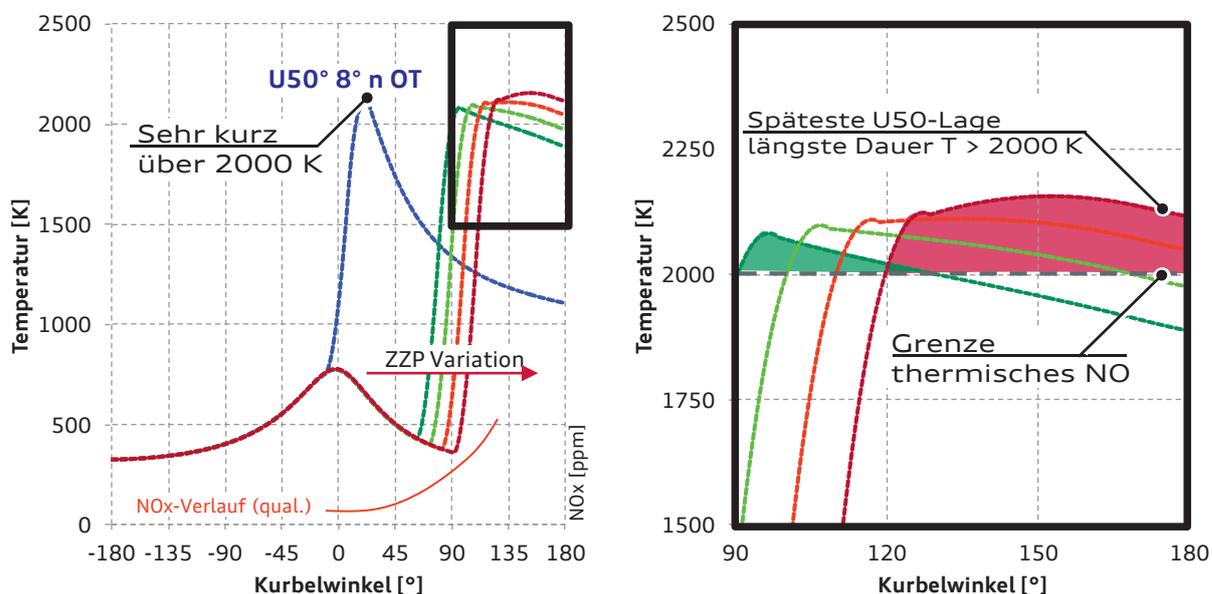


Abbildung 14: Variation Verbrennungsschwerpunktlage – Auswirkung NO_x

Die Maximal-Temperatur der vier verschiedenen Applikationen ändert sich kaum, im Minimum werden 2100 K im Maximum 2180 K erreicht. Die Temperaturentwicklung wird über der späten Zündung nach hinten geschoben. Damit erfolgt die Energiefreisetzung zu einem immer späteren Zeitpunkt. Der Kolben macht nur noch einen geringen Weg nach unten und entspannt das Abgas



nur noch in geringem Maße. Daher sinkt die Temperatur der dunkelroten Kurve (späteste U50-Lage) mit dem geringsten Gradienten und bleibt über eine Dauer von 60 °KW auf über 2000 K, bevor bei 180 °KW das Auslassventil geöffnet wird (rote Fläche). Die dunkelgrüne Kurve, die früheste Spätzündung, ist nur etwa 40 °KW über der kritischen Temperatur von 2000 K (grüne Fläche). An den großen Flächenunterschieden zwischen der Grünen und Roten ist ein direkter Einfluss auf die Menge der NO(x)-Emissionen ableitbar (siehe qualitativer NOx-Verlauf linkes Diagramm, rote, dünne Kurve). Wie in Kapitel 2 dargestellt entsteht thermisches NO ab einer Temperatur von etwa 2000 K. Diese Bedingung liegt immer länger vor, je später die Zündung und die U50-Lage liegen. Damit untermauert das obige Bild den Zusammenhang, dass bei später Zündung im Katheizen mehr NOx entsteht, als bei früherer Zündung.

Zusätzlich sei erwähnt, dass durch die späte Verbrennung die Wandwärme-Verluste im Zylinder rechnerisch um **Faktor 2** steigen, da bei der späten Verbrennung der Kolben bereits eine tiefere Position erreicht hat und damit mehr Fläche der Zylinderwand freigibt, die aufgeheizt wird. Da die Abgasmasse bei der späten Verbrennungsschwerpunktlage um etwa **Faktor 2,2** steigt, sinken die Verluste spezifisch jedoch deutlich, aufgrund der überproportional höheren Abgasmasse [79]. In Summe wird auch hier ein Vorteil erzielt.

Ein wichtiges Qualitätskriterium für Katalysatorheizsysteme ist die maximal-darstellbare Heizleistung am Katalysator in Relation zum eingesetzten Kraftstoffmassenstrom. In der Heizleistung werden die beiden Größe *Abgasmasse* und *Temperatur* nach Formel 2-17 von Seite 19 zusammengefasst und in Abbildung 15 exemplarisch für das System mit seitlicher Injektorlage über dem Verbrauch dargestellt.

Charakteristisch ist der diagonale Verlauf der Heizleistung. Eine Erhöhung des Kraftstoffmassenstromes, beispielsweise über eine Spätzündung, wirkt sich auch auf die Heizleistung aus. Die Heizleistung ist entscheidend, wie schnell der Katalysator seinen Light-Off erreicht und damit Emissionen konvertieren kann. Außerdem wird die Komfortgrenze eingetragen.

Die Raute markiert die heutige EU6W-Applikation bei Audi. Bei Serienanwendungen muss immer ein Mindestabstand zur Komfortgrenze eingehalten werden, aufgrund von möglichen Verbrennungsschwankungen, die zum Beispiel durch Schlechtkraftstoff und Bauteiltoleranzen ausgelöst werden. Die Komfortgrenze im Leerlauf beschränkt die Spätzündung und damit die maximale Heizleistung des Systems [5].

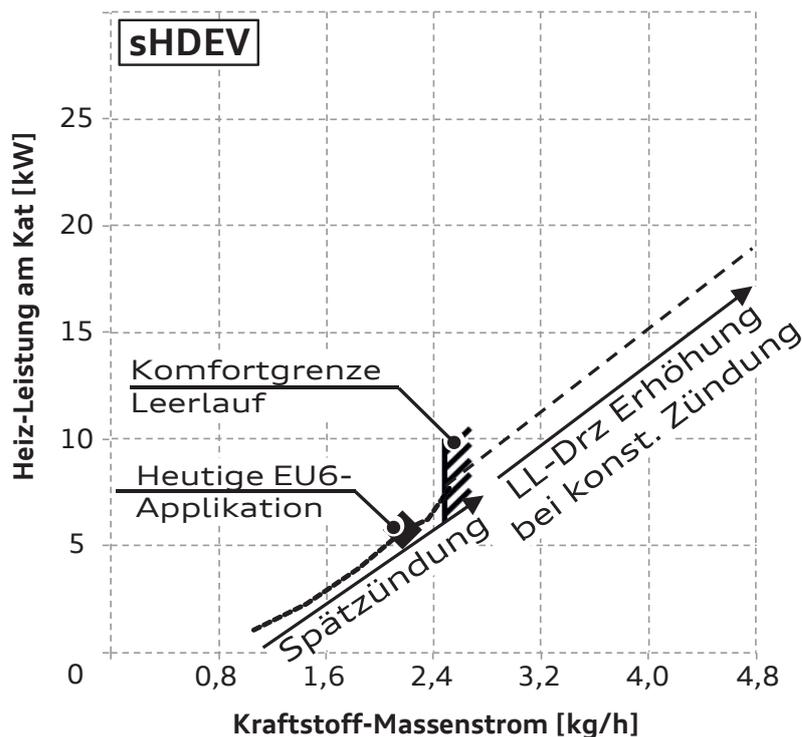


Abbildung 15: Seitliche Injektorlage Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom [72]

Darüber hinaus kann beispielsweise noch die Drehzahl erhöht werden, um eine höhere Heiz-Energie darzustellen (schwarze, gestrichelte Linie). Dieses Vorgehen dient innerhalb der vorliegenden Arbeit als theoretische Vergleichs-Möglichkeit mit Systemen höherer Heiz-Leistung.

3.2 Zentrale Injektorlage

Im Gegensatz zum System mit seitlicher Injektorlage, erfolgt die Einspritzung beim System mit zentraler Injektorlage („zHDEV“) durch den Injektor im Brennraumdach. Die Einspritzung kann über Magnetspulen- oder Piezo-Antrieb angesteuert werden. Die Injektoren können als Mehrlochventil (MLV) oder als nach außenöffnende Düse (A-Düse) ausgeführt sein, welche in der Mitte des Einlass-/Auslass-Ventilsterns platziert sind und senkrecht nach unten in Richtung des Kolbens spritzen. In der vorliegenden Arbeit wird ausschließlich die Kombination Mehrlochventil mit Magnetspulenantrieb und A-Düse mit Piezo-Antrieb (kurz Piezo) betrachtet. Aus den Publikationen [37] und [48] ist bekannt, dass durch eine geometrisch intelligente Anordnung der Zündkerze zum Injektor ein sehr stabiles Katalysatorheizen aufgrund einer letzten Einspritzung in die Entflammungsphase ermöglicht wird. Abbildung 16 zeigt die Funktionsweise der sogenannten Zündeinspritzung (ZES) anhand einer Glasmotormessung mit einem Mehrlochventil.



Abbildung 16: Funktionsweise Zündeinspritzung bei zentraler Injektorlage mit Mehrlochventil

Erkennbar sind die Strahlkeulen aus der zentralen Einspritzlage auf der linken und der entstehende Flammenkern auf der rechten Seite. In den Berührungspunkten der weißen, eingezeichneten Kreise trifft die Strahlkeule in die bereits existierende Flamme. Das System mit zentraler Einspritzlage nutzt die Einspritzung mit Kleinstmenge in die frühe Entflammungsphase durch die zusätzliche eingebrachte Turbulenz und Fettigkeit an der Zündkerze zur Steigerung der Verbrennungsstabilität. Bei optimaler Anwendung kann die Verbrennungsstabilität bei gleichen Randbedingungen somit um 50 % verbessert werden, im Vergleich zu Systemen ohne Zündeinspritzung [72], wie dem System mit seitlicher Injektorlage.

Aufgrund der Komplexität der thermodynamischen Zusammenhänge der Verbrennung werden in Abbildung 17 die Ergebnisse der beiden Systeme mit zentraler Injektorlage, das System mit Mehrlochventil „zHDEV MLV“ und nach außen öffnender Düse mit Piezoantrieb „zHDEV Piezo“, zunächst empirisch verglichen, bevor im Verlauf des Kapitels die Gründe für die herausgearbeiteten Unterschiede detailliert beschrieben werden. Dazu erfolgt der Vergleich beider Systeme über dem Zündwinkel.

Der Betrieb erfolgt bei $\lambda = 1$. Im Diagramm links unten ist der CO_2 -Verbrauch über dem Zündwinkel dargestellt. Die rote Kurve des Mehrlochventils liegt bei jedem Zündwinkel deutlich über der CO_2 -Kurve des Piezo-Systems (lila Kurve). Es ist ein „Verschiebeeffect“ der Kurven zueinander erkennbar, da bei gleichem Zündzeitpunkt die „Piezo“-Kurve in lila parallel nach rechts verschoben ist. Daher werden in den drei weiteren Diagrammen der obigen Abbildung die Punkte gleichen Verbrauchs hervorgehoben, um die Systeme unter gleichen Randbedingungen und bei gleichem Verbrauch, beides Ziele dieser Arbeit, vergleichen zu können.

Die Temperaturkurve des Systems mit Mehrlochventil ist zum Piezo-System parallel nach oben verschoben und hat bei gleicher Zündung eine höhere Temperatur als das Piezo-System. Bei gleichem Verbrauch jedoch (eingekreiste Punkte) hat das Piezo-System Vorteile in der Temperatur gegenüber dem System mit Mehrlochventil und Magnetspule. Auf diese Unterschiede wird im Laufe dieses Kapitels detailliert eingegangen.

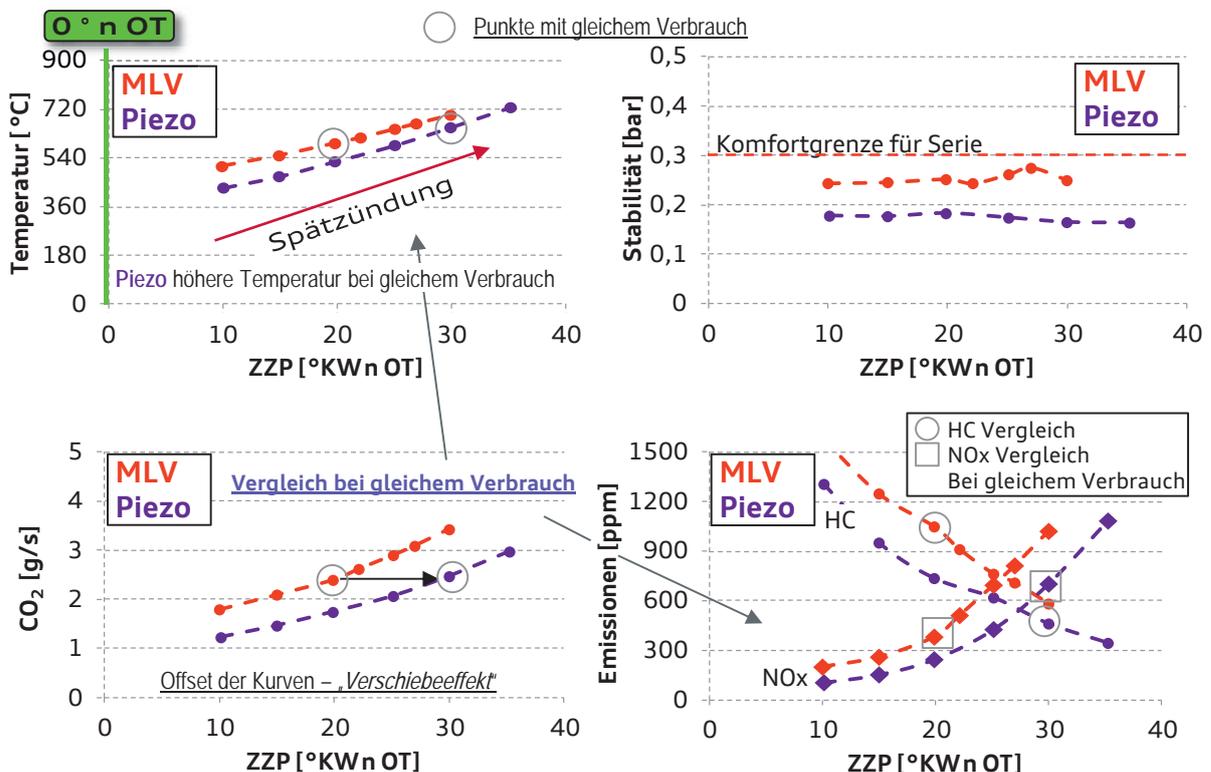


Abbildung 17: Zentrale Injektorlage: Einfluss Zündung auf Temperatur, Stabilität, Verbrauch und HC/NO_x

Beide Systeme liegen in der Stabilität besser als die geforderte Komfortgrenze für Serienapplikationen (rechts oben) und sind über dem gesamten, dargestellten Zündbereich relativ konstant. Die lila Kurve (Piezo-System) liegt bei 60 % der Komfortgrenze (0,18 bar) und damit deutlicher unter der Grenze als das System mit Mehrlochventil („MLV“) mit 80 % (0,24 bar). Das führt in einer Serienapplikation zu einem robusteren Brennverfahren. Rechts unten im Diagramm sind die Emissionen HC und NO_x aufgetragen. Die HC-Emissionen werden mit Punkten, die NO_x-Emissionen mit Rauten beschrieben. Vergleicht man die beiden Systeme mit zentraler Einspritzlage bei gleicher Zündung miteinander, so liegen beide Emissions-Spezies des Systems mit Piezoantrieb über dem gesamten Zündbereich unterhalb der Emissionen des Systems mit Magnetspulantrieb und Mehrlochventil („MLV“). Der Vergleich bei identischem Verbrauch zeigt bei den HC-Emissionen, dass der Motor mit Piezo Einspritztechnik weiterhin niedrigere Emissionen emittiert.



Bei den NO_x-Emissionen dreht sich dieses Bild jedoch. Bei gleichem CO₂-Ausstoß sind die NO_x-Emissionen zweimal höher als die Emissionen des Systems mit Mehrlochventil. Das liegt an dem deutlich unterschiedlichen Brennverhalten, den sehr späten Zündwinkeln und den damit verbundenen sehr späten Verbrennungsschwerpunktlagen des Systems mit zentraler Einspritzlage und Piezo-Technik. Dies wurde bereits im Kapitel mit seitlicher Injektorlage erklärt. Insgesamt zeigt Abbildung 17 erste, deutliche Unterschiede der beiden Brennverfahren mit zentraler Einspritzlage. Die genaue Analyse erfolgt innerhalb des vorliegenden Kapitels.

Um die unterschiedlichen Brennverfahren und insbesondere die unterschiedlichen Verbräuche beider System mit zentraler Einspritzlage miteinander vergleichen zu können, ist in Abbildung 18 die Verbrennungsschwerpunktlage und die Brenndauer der beiden Systeme dargestellt.

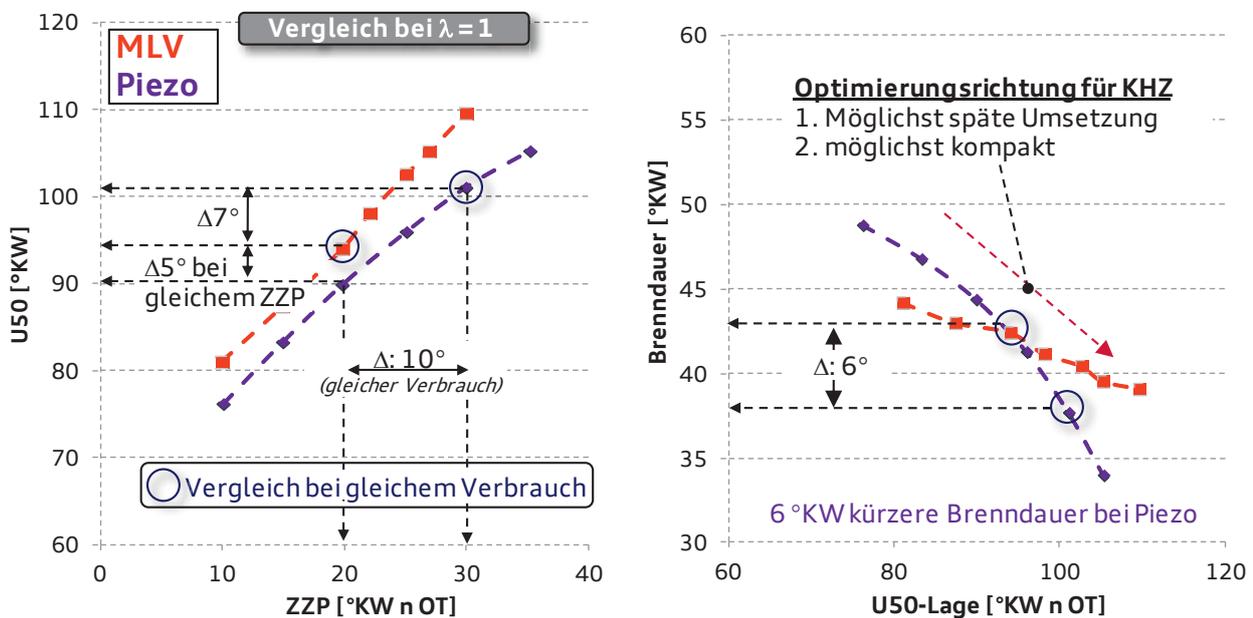


Abbildung 18: Verbrennungsschwerpunktlage und Brenndauer bei Mehrlochventil und nach außen öffnender Düse mit Piezoantrieb

Bei gleichem Zündzeitpunkt (siehe 20 °KW nach OT) hat das Brennverfahren mit Mehrlochventil eine 5 °KW spätere U50-Lage. Aus der späteren Verbrennungslage resultiert ein schlechterer Verbrauch wie in Abbildung 13 auf Seite 28 am Beispiel vom System mit seitlicher Injektorlage bereits erläutert. Ebenso führt eine spätere U50-Lage (durch späte Zündung) zu sehr schlechten Verbrennungs-Wirkungsgraden, damit zu sehr hohen Zylinderfüllungen (und Verbräuchen) und schließlich zu Nachteilen in den NO_x-Emissionen.

Grundsätzlich sind späte Verbrennungsschwerpunktlagen im Katheizen aber oftmals zielführend, da genau diese hohen Abgasmassen und Temperaturen für das Katheizen gewünscht sind. Nachteilig sind die resultierenden, erhöhten Verbräuche.

Bei *gleichem Verbrauch* hat das Konzept mit Piezoantrieb eine 10 °KW spätere Zündung (waagerechter Pfeil) als das System mit zentraler Einspritzlage und Mehrlochventil und eine um 7 °KW spätere U50-Lage (senkrechter Pfeil). Dadurch gelingt es dem „Piezo-System“ im Katheizen bei gleichem Verbrauch die Prinzip bedingten Katheiz-Vorteile einer späten Kraftstoffumsetzung zu heben (**höhere** Temperatur, **höhere** Abgasmasse). Lohfink [73] bestätigt diese Erkenntnis.

Ein weiterer Vorteil für das Piezo-Brennverfahren ist die kürzere Brenndauer. Die Brenndauer ist in Abbildung 18 auf der rechten Seite dargestellt und in erster Näherung über die U10 bis U90-Lage beschrieben. Das Piezo-System hat eine um 6 °KW schnellere Brenndauer bei gleichem Verbrauch, was erneut auf deutlich unterschiedliche Brennverhalten und -verfahren schließen lässt. Im Katheizen ist eine prompte, möglichst späte Umsetzung der Energie kurz vor *Auslassventil öffnen* das Ziel (roter, gestrichelter Pfeil rechtes Bild). Durch die prompte Umsetzung wird in der Theorie der Wandwärmeverlust während der Verbrennungsphase minimal gehalten und eine erhöhte Menge an Energie ins sich öffnende Auslassventil geschoben. Ein maximaler Wärmeeintrag in die Abgasanlage ist Ziel und Grund für das Katheizen. Das System mit zentraler Einspritzlage in Kombination mit Piezoantrieb nähert sich diesem Ziel bei später Zündung stärker an als das System mit Mehrlochventil („MLV“).

Dieser große Unterschied im Brennverhalten der beiden zentralen Einspritzsysteme hat mehrere Gründe. Diese sind:

Einspritzcharakteristik

Der Hauptgrund für obige, messtechnisch ermittelte Unterschiede der Brennverfahren, ist die deutlich unterschiedliche Einspritzcharakteristik zwischen Magnetspule (in Verbindung mit Mehrlochventil)- und Piezo-System. Das sich bei gleichem Zündzeitpunkt eine andere U50-Lage einstellt, wird maßgeblich durch die Art der Einspritzung beeinflusst [73].

In Bezug auf die Häufigkeit der Einspritzung und der Lage der letzten Einspritzung relativ zur Zündung ergeben sich zwischen Magnetspule in Kombination mit Mehrlochventil und Piezoantrieb sehr deutliche Unterschiede. Diese sind in der Düsenform und der „Antriebsart“ Magnetspule vs. Piezoantrieb begründet.

In der folgenden Abbildung beschreibt die Breite der Balken stellvertretend die Dauer der Einspritzung in °KW, wobei der Piezo-Injektor einen höheren Durchfluss als das Mehrlochventil hat. Die Zündung ist auf 20 °KW nach Oberem Totpunkt appliziert und hat einen kurbelwinkelabhängigen Verzug von 0,2 °KW.



Die Applikation mit Mehrlochventil setzt eine Haupteinspritzung bei 280 °KW vor Oberem Totpunkt und eine Zündeinspritzung in den Zündfunken/die entstehende Flamme bei 27 °KW nach Oberem Totpunkt ab. Gute Brennbedingungen als Kompromiss aus guter Stabilität und niedrigen Partikel-Emissionen sind beim Mehrlochventil nur über eine Einspritzung in die entstehende Flamme möglich. Das hat 2 Gründe: Erstens kann das Mehrlochventil das Hauptgemisch nur bedingt gut schichten, aufgrund der Begrenzung in der Kleinstmenge pro Einspritzung und die Häufigkeit der Einspritzung. Das führt zu Inhomogenität und erschwert eine gute Verbrennung. Aufgrund der Aufteilung der Einspritzmasse auf die einzelnen Strahlkeulen beim Mehrlochventil, entstehen lokal entlang der Keulen zusätzlich große, inhomogene Bereiche im Gemisch. Auch dies erschwert die Gemischaufbereitung.

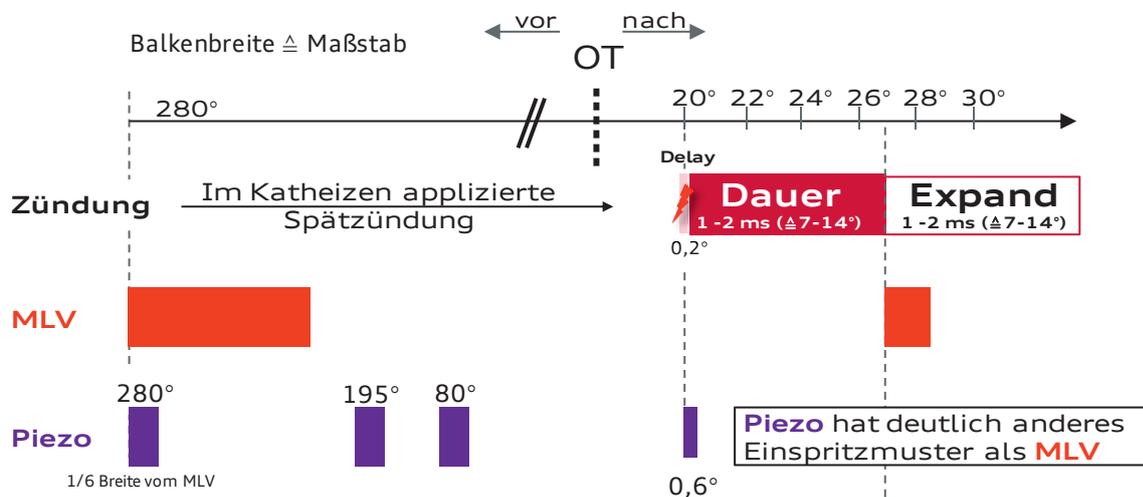


Abbildung 19: Vergleich Einspritzstrategie Mehrlochventil und nach außen öffnende Düse mit Piezoantrieb

Zweitens ist die Zündungs-gekoppelte Einspritzung, ebenfalls durch die Begrenzung der Kleinstmenge, relativ groß, wird daher schlecht aufbereitet und würde kurz vor bzw. mit Zündungsbeginn schlecht verbrannt werden. Daher kann beim System mit Mehrlochventil („MLV“) die Zündeinspritzung erst in die bereits entstehende Flamme vorgenommen werden (Abbildung 16 Seite 32), da ansonsten die Entflammung des Gemisches erschwert wäre, was zu rapide steigenden Partikel-Emissionen und schlechter Stabilität führt. Beim zentralen System mit Mehrlochventil („MLV“) wird das Gemisch aufgrund der Einspritzung in die entstehende Flamme anschließend dennoch schlechter aufbereitet als beim Piezo-System, was unter anderem zu den obengenannten Nachteilen in der Stabilität und den (HC-)Emissionen führt [73].

Beim Piezo-System sind die möglichen vier Einspritzungen, sowie die kurze Dauer der Einzelevents beim Piezo-System (lila Balken unten im Bild) herauszuheben. Durch den stabilen, engen

Strahlkegel der A-Düse des Piezo-Systems und die hervorragende Dosierbarkeit der Kleinstmengen aufgrund der Piezo-Technik wird in Summe speziell bei kurzen Einspritzungen immer noch eine homogene Gemischbildung erzielt. Die Zünd einspritzung ist im Vergleich zu den drei Haupteinspritzungen aber auch zu den Einspritzungen beim System mit Mehrlochventil („MLV“) sehr kurz (0,6 °KW) und sorgt durch den fetten Bereich an der Zündkerze für eine Stabilisierung und Beschleunigung der Verbrennung [73]. Außerdem kann der Piezo gleichzeitig zur Zündung einspritzen [33], [73], [75]. Grund dafür sind unter anderem die aufbrechenden Randwirbel des Piezo-Kegels. Diese werden besser aufbereitet als die kompakteren Strahlkeulen des Mehrlochventils und sind damit leichter entflammbar, was nochmals zu Vorteilen in der Vollständigkeit und Geschwindigkeit der Verbrennung führt.

In Abbildung 20 ist der Piezo-Strahlkegel erkennbar, der oben aus der Mitte abgesetzt wurde. Dieser ist im oberen Drittel des Bildes pyramidenförmig ausgebildet.

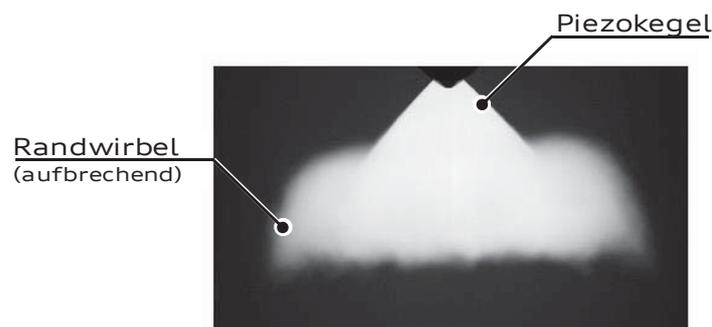


Abbildung 20: Piezo-Kegel (Quelle Bosch)

Im Anschluss an diese saubere Kegelbildung ist das Aufbrechen des Kegels erkennbar (im Bild unten), was in einer Art Wolke resultiert. Dadurch kann das Gemisch sehr gut aufbereitet werden, da eine gute Durchmischung aus dem Kraftstoffdampf und der Verbrennungsluft erzielt wird. Das Gemisch wird homogenisiert. Aufgrund der Aufteilung der Einspritz-Masse auf viele Einzelevents beim Piezo ist die Masse pro Einspritzung geringer als beim System mit Mehrlochventil. Dadurch wird beim Piezo eine geringere Penetration erzielt, das Gemisch sehr gut homogenisiert und die Kolbenbenetzung minimiert [58]. Auch dies ist ein Vorteil für das Piezo-Brennverfahren.

Gemischauaufteilung im Brennraum

Die Gemischauaufbereitung wird also durch die Art der Einspritzung stark beeinflusst. Ebenfalls großen Einfluss hat die Gemischauaufteilung. Zur Erläuterung wird in Abbildung 21 das System mit zentraler Einspritzlage und Piezoantrieb dargestellt. Grundsätzlich resultiert aus einer späteren Zündung bei konstanter Drehmomentabgabe (im Stationären KHZ-Punkt ist das eine Bedingung!)



eine weitere Öffnung der Drosselklappe (Steigerung Luftmasse) und eine Steigerung der Einspritzmasse.

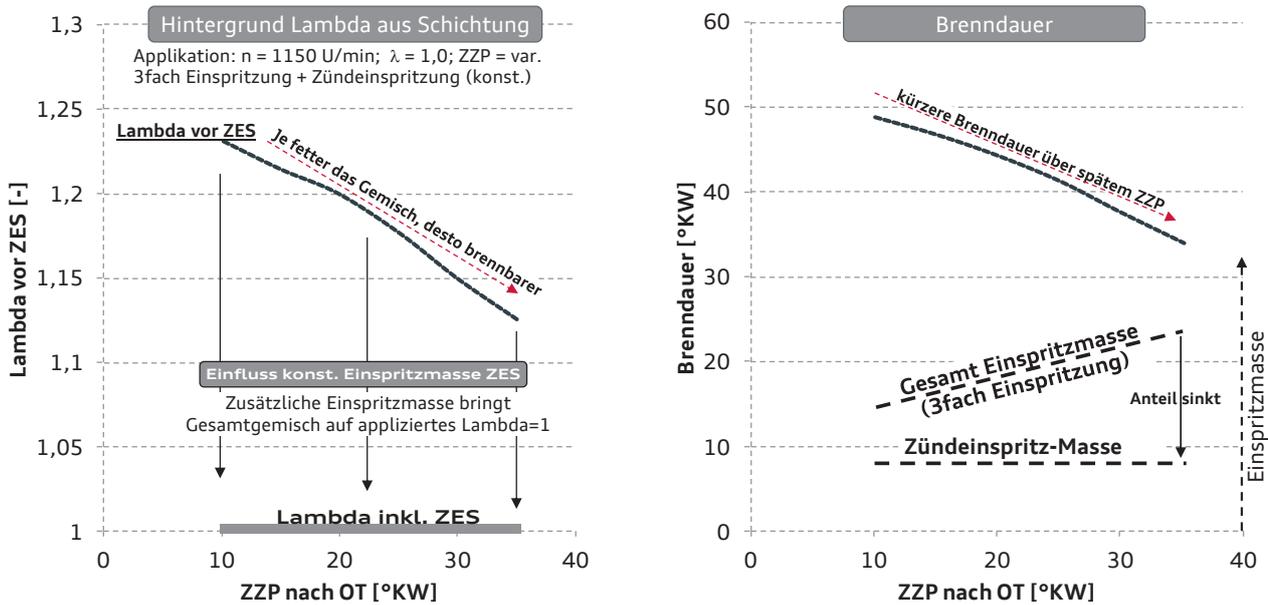


Abbildung 21: Lambda vor Zündeinspritzung und Brenndauer über Zündzeitpunkt („ZZP“)

Beim Piezo-System wird das über die 3 Haupt-Einspritzungen realisiert. Das ist in obiger Abbildung auf der rechten Seite an der Kurve „Gesamt Einspritzmasse“ erkennbar. Da das Ziel Lambda der Verbrennung 1,0 ist, jedoch eine weitere, vierte Einspritzung erfolgt, muss das Gemisch vorher leicht mager sein. Über steigender Last erfolgt eine Verlängerung der Einspritzzeit. Die bzgl. hoher Stabilität und niedriger Partikel optimierte Einspritzzeit von 90 μ s der Zündeinspritzung bleibt jedoch auch über eine Lasterhöhung konstant. Der Kraftstoffmengen-Einfluss der 3 Haupteinspritzungen wird also relativ gesehen über einer späten Zündung größer und damit dominanter, da die Zündeinspritzung trotz der steigenden Gesamtmasse gleich bleibt. Dadurch wird bei späterer Zündung das durch die 3 fach Einspritzung homogenisierte Gemisch weniger mager (linke Seite; „Lambda vor ZES“). Erst die Zündeinspritzung bringt das Gesamt-Gemisch durch die zusätzliche, eingespritzte Kraftstoffmasse auf das applizierte Lambda = 1 (schwarze, senkrechte Pfeile, links). Durch das weniger magere Grundgemisch werden Flame-Quenching-Effekte minimiert. Außerdem brennt das Gemisch schneller, da es „fetter“ ist. Dies führt schließlich zu einer sinkenden Brenndauer über der Spätzündung (Kurve rechte Seite).

Füllung

Ausgehend von einem Katheizpunkt mit früher Zündung (vor OT) ist aufgrund der eingestellten „Null-Last“ die Zylinderfüllung minimal. Über einer applizierten Zündwinkelspätverstellung steigt die Zylinderfüllung stark an (wie oben beschrieben). Die deutlich höhere Füllung führt zu einer

intensiveren Verbrennung mit -relativ gesehen- geringeren Wandwärmeverlusten. Auch dies resultiert in einer schnelleren Brenngeschwindigkeit, wie bspw. in Abbildung 18 auf Seite 34 diskutiert. Dies ist unabhängig vom Brennverfahren (seitliche oder zentrale Injektorlage).

Im Folgenden werden die Systeme mit zentraler Einspritzlage mit Mehrlochventil und das System Piezoantrieb in das bereits bekannte Diagramm, Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom, eingeordnet und bewertet.

Wie in Abbildung 17 herausgearbeitet, haben sowohl das System mit zentraler Einspritzlage und Mehrlochventil als auch das System mit Piezoantrieb ein sehr robustes Brennverfahren mit einer hohen Spätzündfähigkeit. Dadurch ist obiges Diagramm diagonal nach oben erweiterbar und die Heiz-Leistung am Katalysator kann deutlich gesteigert werden. Der Verlauf der Heiz-Leistung des Systems mit Mehrlochventil („zHDEV MLV“; rot-gestrichelt) bildet die Verlängerung der schwarzen Zündwinkelvariation des Systems mit seitlicher Injektorlage. Somit unterliegt dieses System den gleichen thermodynamischen und physikalischen Zusammenhängen wie das System mit seitlicher Injektorlage [72]. Dies war aufgrund gleicher Düsen- und Einspritztechnik zu erwarten.

Die lila Kurve des Systems mit zentraler Einspritzlage und Piezo-Technik liegt über der schwarzen des Systems mit seitlicher Injektorlage und hat bei gleichem Verbrauch mehr Heiz-Leistung und ist damit effizienter im Katheizen. Grund dafür ist das vorteilhafte Brennverfahren mit unter anderem vier Einspritzungen und einer sehr guten Gemischaufbereitung. Dadurch ist beim Piezo-System eine deutlich bessere Stabilität darstellbar (Abbildung 17, Seite 33, oben rechts) als bei dem Brennverfahren mit seitlicher Injektorlage und System mit Mehrlochventil („MLV“).

Aus Komfortsicht kann weitere Heiz-Leistung beim Piezosystem realisiert werden (dünne gestrichelte, lila Linie). Da die Zündung jedoch schon deutlich jenseits der 30 °KW nach Oberem Totpunkt ist, steigen die NO_x-Emissionen derart stark an, dass diese Applikation für eine Serienanwendung im Abgaszyklus nicht sinnvoll ist.

Die zusätzliche Stabilität des Piezo-Brennverfahrens ermöglicht jedoch einen Betrieb bei global magerem Lambda. Da die Stabilität des Motors mit Piezoantrieb einen deutlich größeren Abstand zur Komfortgrenze aufweist (~ 60 %) als der Motor mit zentraler Mehrlochventillage (80 %) (siehe Abbildung 17 auf Seite 33), ist mit Lambda = 1,2 eine magerere Applikation als beim System mit Mehrlochventil mit Lambda = 1,1 stabil möglich.



Eine Spätzündung-Variation bei für $\lambda = 1,1$ am System mit Mehrlochventil und $\lambda = 1,2$ für das Piezo-System ist in Abbildung 23 eingetragen.

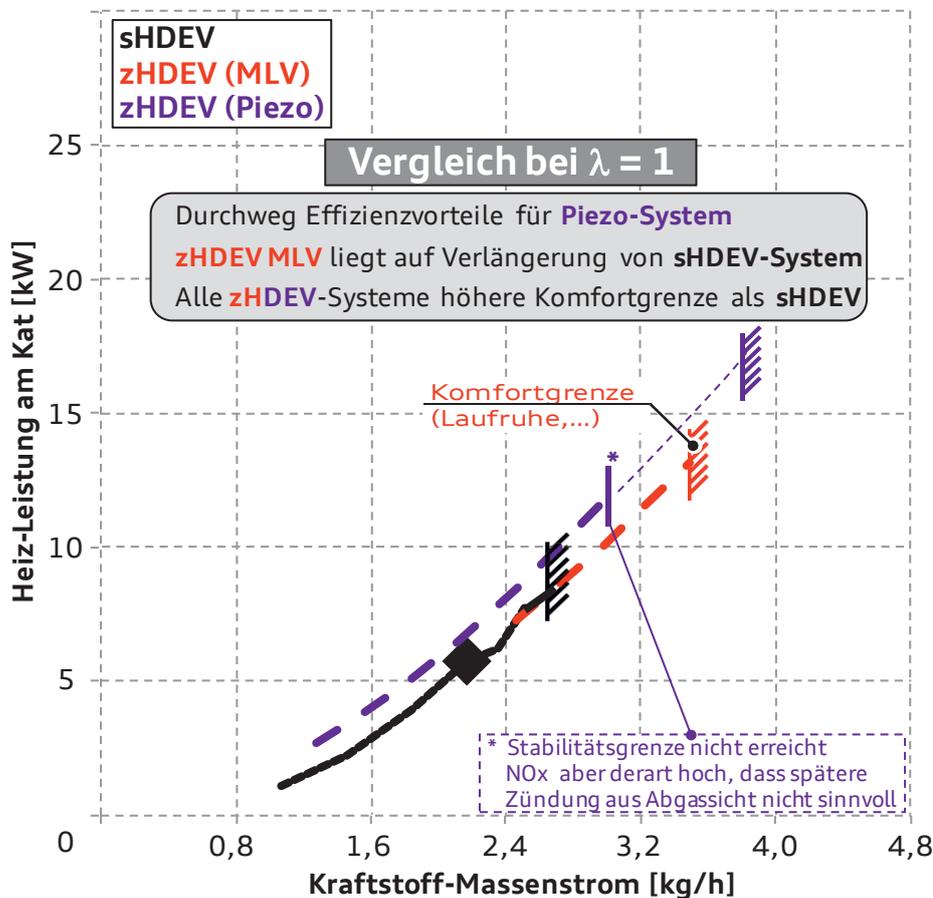


Abbildung 22: seitliche und zentrale Injektorlage Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom

Außerdem wird ein fiktiver Vergleichspunkt aus der Drehzahl Variation am System mit seitlicher Injektorlage mit 1450 U/min eingetragen, um die Systeme bei identischem Verbrauch zu vergleichen. Dieser Punkt liegt außerhalb des Komfort-Kriteriums.

Ein später Zündzeitpunkt und ein mageres λ sind eine zielführende Kombination, wenn eine Auslegung auf hohe Heiz-Energie notwendig ist. Die durchgezogene lila Linie ist mit $\lambda = 1,2$ gekennzeichnet und liegt mit Abstand am höchsten von allen Systemen (ca. 3 kW über dem System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil $\lambda = 1,1$ Applikation). Der Grund für die nochmalig gesteigerte Effizienz der mageren Systeme gegenüber den stöchiometrischen wird nachfolgend erläutert.

Die Mager-Applikation des Systems mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil („zHDEV MLV“; rote, durchgezogene Linie) liegt, systemimmanent, über der stöchiometrischen Applikation, jedoch unterhalb der $\lambda = 1$ Applikation des Piezo-Systems.

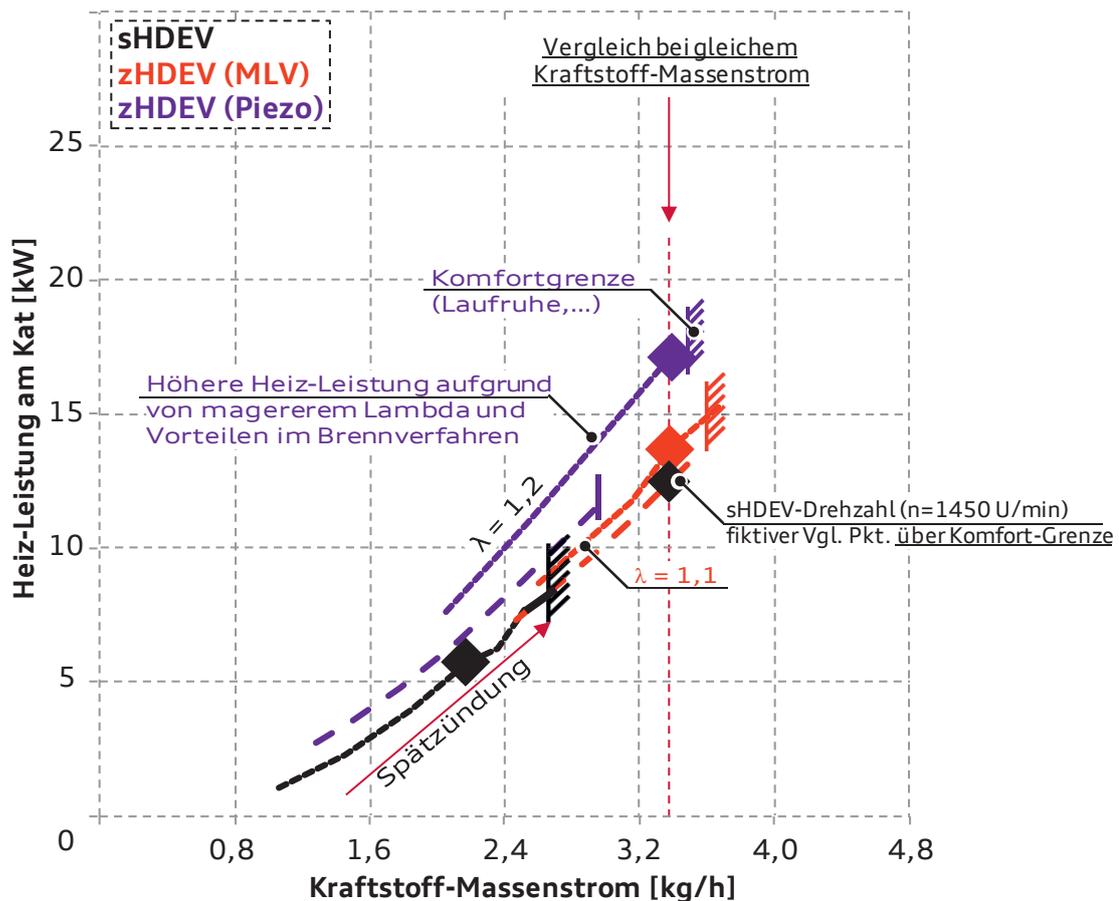


Abbildung 23: Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom (Mager-Applikation)

Dieser Fakt unterstreicht noch mal deutlich die Unterschiede der Brennverfahren aber auch den immensen Verbrauchsvorteil des Piezo-Systems. Beide Mager-Applikationen der Systeme mit zentraler Einspritzlage liegen im Niveau noch mal deutlich über der stöchiometrischen Applikation des Systems mit seitlicher Injektorlage. Die Mager-Applikationen erzielen eine höhere „Katheiz-Effizienz“ indem sie aus gleichem Kraftstoff-Massenstrom u.a. durch Nachverbrennungseffekte von HC- und CO-Emissionen mehr Heiz-Leistung liefern. Nachteilig sind die erhöhten NO_x-Emissionen durch eine Mager-Verstellung im Katheiz-Betrieb und die daraus folgende Inaktivität des Katalysators, was in den untersuchten Zyklen (Neuer Europäischer Fahrzyklus und FTP-75) im Katheizen berücksichtigt werden muss.

Um die thermodynamischen Zusammenhänge und Vorteile der mageren Applikation darstellen zu können, werden in Abbildung 24 bei gleichem Kraftstoff-Massenstrom die drei in Abbildung 23 (Seite 41) senkrecht übereinander liegenden Rauten der Systeme mit seitlicher, zentraler und Mehrlochventil sowie zentraler mit nach außen öffnender Düse in Bezug auf Heiz-Leistung und Emissionen miteinander verglichen. Die Drehzahl-Variation der Variante mit seitlicher Injektorlage



ist als kleinere, schwarze Raute in Abbildung 23 dargestellt. Die linke Seite der Abbildung 24 beschreibt anhand Formel 2-17 die Heiz-Leistung vor Katalysator. Die Breite des Balkens setzt sich aus Temperatur und Luftmasse zusammen, dabei bedeutet ein breiterer Balken eine höhere Heiz-Leistung.

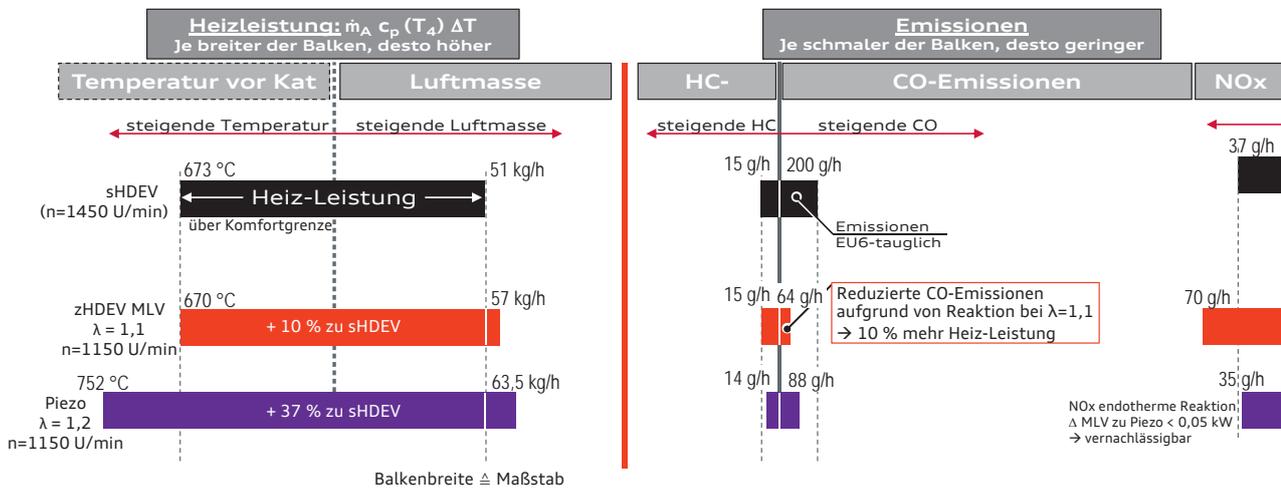


Abbildung 24: Darstellung Heiz-Leistung und Emissionen – Systeme im Vergleich

Die Balken sind maßstäblich zur Heiz-Leistung. Reziprok dazu ist die Darstellung der Emissionen auf der rechten Seite. Je kleiner der Balken, desto geringer sind HC, CO und NOx [72]. In klein sind die jeweiligen Zahlenwerte an den Balken eingetragen. Als Vergleichs-Basis dient hierbei das System mit seitlicher Injektorlage (sHDEV). Die überstöchiometrische Applikation auf Lambda = 1,1 beim zentralen Einspritzsystem mittels Mehrlochinjektor führt zu einer 10 % höheren Luftmasse von ca. 57 kg/h im Vergleich zum System mit seitlicher Injektorlage (sHDEV). Daher ist der Balken *Luftmasse* nach rechts breiter. Auffallend ist die gleiche Temperatur zwischen dem System mit seitlicher (sHDEV) und zentraler Injektorlage mit Mehrlochventil („zHDEV MLV“) von ca. 670 °C, trotz der „Verdünnung“ des Abgases über das magere Lambda. Theoretisch müsste eine reine Verdünnung der Abgasmasse zu einem Abkühlen der Gesamtmasse führen. Die Temperaturkompensation auf das Niveau des Systems mit seitlicher Injektorlage liegt vor allem an der exothermen (Nach-)Reaktion der CO- (und HC-) Emissionen. Diese sind deutlich geringer als beim System mit seitlicher Injektorlage (ca. 1/3 vom sHDEV). Der späte Zündwinkel im Katheizen in Verbindung mit dem applizierten Luftüberschuss bietet optimale Bedingungen für die Reaktion von CO.

Insgesamt heißt das, dass die magere Luftmasse die Gesamtmasse des Abgases erhöht und unter anderem die Nachreaktion von CO die Temperatur wieder auf das Niveau vom System mit seitlicher Injektorlage bringt. Bei identischem Kraftstoffverbrauch und magerem Lambda hat das

- Zentrale Injektorlage -

System mit zentraler Mehrlochventil-Einspritzlage („zHDEV MLV“) analog zu Formel 2-17 also 10 % mehr Heiz-Leistung als das Brennverfahren mit seitlicher Injektorlage.

Die NO_x-Entstehung ist endotherm (siehe Kapitel 2). Aufgrund der sehr geringen Reaktionsenthalpie bei der Entstehung der NO_x-Emissionen kann diese mit 0,05 kW vernachlässigt werden.

Das Piezo-System kann mit der mageren Applikation von $\lambda = 1,2$ auch deutliche Effizienz-Vorteile heben. Die CO-Emissionen sind mit 88 g/h aufgrund der $\lambda = 1,2$ Applikation ebenfalls sehr niedrig. Das führt, in Verbindung mit den großen Brennverfahrensvorteilen, zu höheren Temperaturen. Die höhere Luftmasse aufgrund des magereren λ in Verbindung mit dem unterschiedlichen Brennverhalten (Stichwort U50-Lage, schnellere und spätere Verbrennung) führt dazu, dass das Piezo-System bei gleichem Verbrauch insgesamt einen Vorteil von 37 % in der Heiz-Leistung im Vergleich zum Basis-System mit seitlicher Injektorlage hat. Das bedeutet damit die höchste Effizienz aller untersuchten innermotorischen Katheizmaßnahmen.

3.3 Sekundärluftsystem

Bei dem untersuchten Versuchsträger wurde das Sekundärluftsystem mit der seitlichen Injektorlage (sHDEV) kombiniert. Im Kaltstart fördert die Sekundärluftpumpe (SLP) Frischluft vom Luftfilterkasten zum Sekundärluftventil (SLV). Über dieses gelangt die Luft in eine Stichbohrung, die in Längs-Richtung des Zylinderkopfes verläuft. Von dieser Stichbohrung führt ein Kanal pro Zylinder in den Auslasskanal, wo Luft mit Abgas vermischt wird [1], [2], [4], [7], [8], [33], [38], [49]. Beim Sekundärluftsystem wird zwischen Brennraum-Lambda und Abgas-Lambda unterschieden. Der Motor wird im Brennraum im Bereich $\lambda < 0,95$ appliziert. Damit steigen die Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxide stark an (siehe Abbildung 3, Seite 6). Ebenso steigt im unterstöchiometrischen Bereich die Wasserstoffemission an. Gleichzeitig sinken die NO_x Emissionen. Hinter dem Auslassventil wird Luft eingeblasen, um die hohe Masse an unverbrannten HC-, CO- und H₂-Emissionen aufzuoxidieren [78]. Damit ist das Sekundärluftsystem das erste motorinterne Abgasnachbehandlungssystem, was in dieser Arbeit analysiert wird. Die Abgasmasse ist global mager $> 1,05$. Zunächst muss der Effekt der Kühlung durch die Mischung mit Sekundärluft überwunden werden [2]. Abbildung 25 veranschaulicht den Unterschied zwischen einer unterstöchiometrischen Applikation ohne Sekundärluft, einer unterstöchiometrischen Applikation mit Sekundärluft jedoch ohne Reaktionsenthalpie und eine Messung mit SL und Reaktion. Anhand



dieses Vergleiches werden die grundlegenden Zusammenhänge zwischen Emission, Sauerstoff und Reaktionsenthalpie erklärt und bewiesen, wie stark der Effekt der Nachreaktion sich auswirkt.

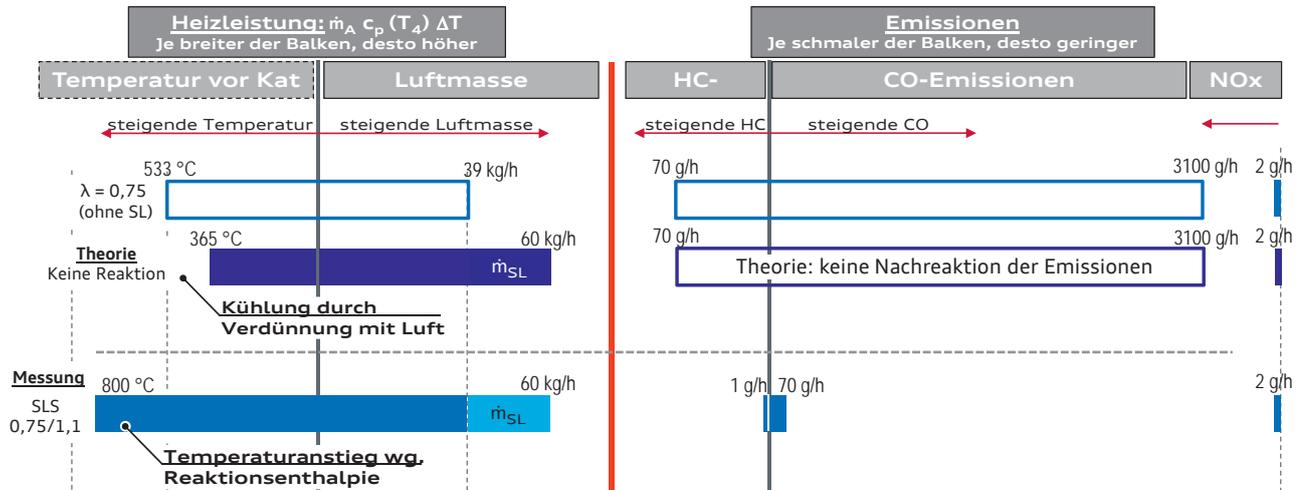
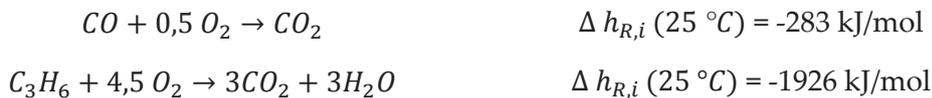


Abbildung 25: Bilanzierung Sekundärluft-Reaktion – Kühlung und Reaktionsenthalpie

Der obere, hellblaue, offene Balken repräsentiert das unterstöchiometrische Abgas mit einem Lambda von 0,75 und einer Luft-Masse von 39 kg/h ohne Sekundärluft. Wie zu erwarten sind die HC- und CO-Emissionen aufgrund des fehlenden Sauerstoff im Brennraum sehr hoch. Durch die unvollständige Verbrennung ist die Temperatur vor Katalysator mit 533 °C gering. Dieses Abgas wird mit 21 kg/h Sekundär-Luftmasse ($\lambda = \infty$) beaufschlagt. Die Misch-Temperatur, die sich einstellt, ist ohne Reaktionsenthalpie deutlich geringer als die Ausgangs-Temperatur des Abgases. Die Temperatur sinkt um etwa 160 °C auf 365 °C.

Die untersten Balken beschreiben die Temperatur der Abgasmasse bestehend aus Luft und Abgas mit Reaktionsenthalpie. Mit Reaktionsenthalpie wird dieser Nachteil durch die Reaktion der HC- und CO-Emissionen überkompensiert. „Nach Formel 3-1: Reaktionsgleichung Kohlenstoffmonoxid und Propen reagieren diese beiden Spezies exotherm und setzen eine hohe Energie frei, unter der Annahme, dass die HC-Emissionen in etwa Propen als Äquivalent entsprechen.



Formel 3-1: Reaktionsgleichung Kohlenstoffmonoxid und Propen

Der Anteil der Reaktionsenthalpie aus Kohlenstoffmonoxid (CO) ist dabei aufgrund der höheren Rohemissionsmenge neun-mal so hoch wie der Anteil aus den Kohlenwasserstoff-Emissionen, obwohl die Reaktionsenthalpie pro Mol von HC (Propen) mit -1926 kJ/mol im Vergleich zu Kohlenmonoxid mit -283 kJ/mol um den Faktor sieben höher ist (siehe Formel 3-1). Diese beiden exothermen Reaktionen werden primär genutzt, um die Edukte auf ein Minimum zu verbrennen.

Die entstehende Energie wird als sekundärer Effekt dazu verwendet, die zunächst hervorgerufene Kühlung durch die Luft zu kompensieren. Dabei ist der Energiegewinn aus den Emissionen derart hoch, dass die Temperatur nicht nur kompensiert wird, (...) sondern deutlich gesteigert werden kann.“ (Görge et. al., 2014, S. 240)

Die in der Theorie um 160 °C gesunkene Temperatur des Abgases steigt durch die exotherme Reaktion um über 400 °C auf 800 °C (Temperatur Abbildung 25, unten links). Durch die Erhöhung der Abgasmasse über die Sekundärluft und die Steigerung der Abgastemperatur, wird der Katalysator mit einem hohen Energieangebot beaufschlagt. „Ausgehend von Formel 2-17 hat beim Sekundärluft-Konzept die exotherme Nachreaktion von HC und CO einen fast 50 %-igen Anteil an der Gesamt-Heiz-Leistung vor Katalysator.“ (Görge et. al., 2014, S. 240). Die übrigen 50 % kommen aus der Abgasmasse vom Motor und der Abgastemperatur (ohne Sekundärluft-Reaktion).

Diese Erkenntnisse werden genutzt, um das Sekundärluftsystem in Bezug auf Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom mit den bereits analysierten Systemen zu vergleichen.

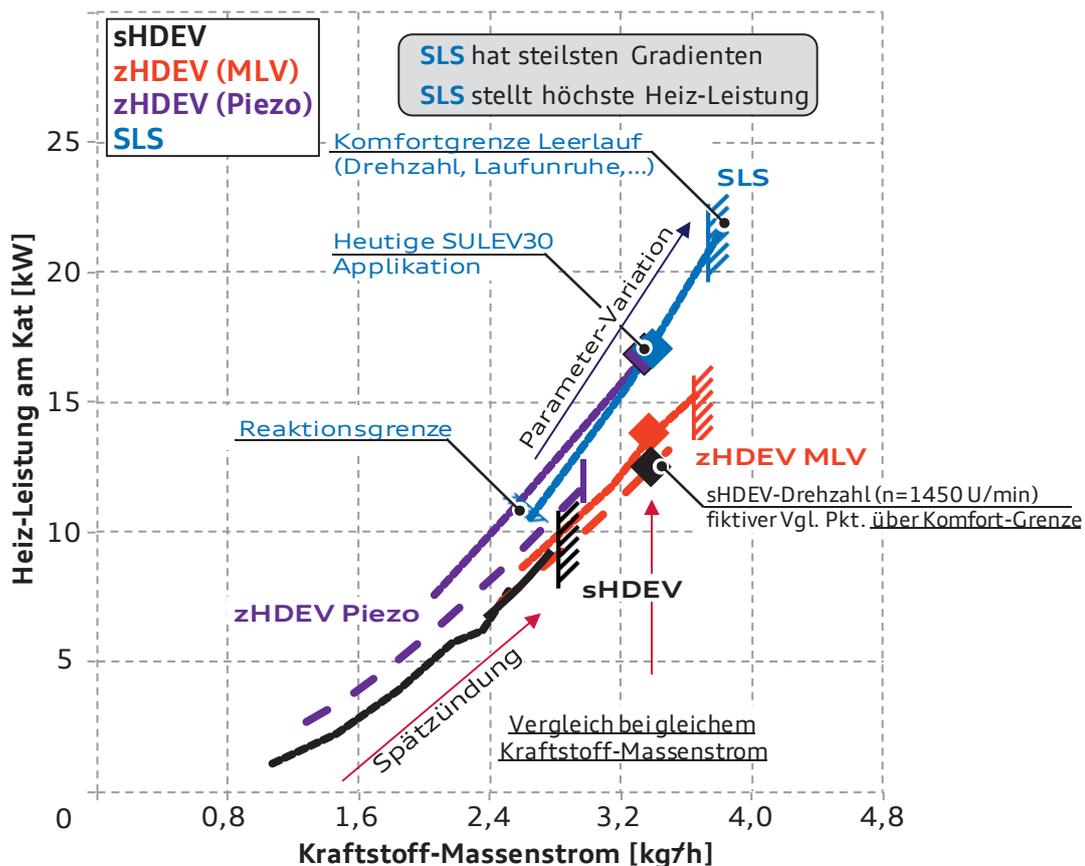


Abbildung 26: seitliche, zentrale Injektorsysteme, Sekundärluft Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom [72]



Die Daten im Bild kommen aus einer gleichzeitigen Brennraum- und Abgaslambda-Variation. Hierbei wurde zwischen sehr fettem Brennraum Lambda (0,7) und sehr magerem (0,95) variiert. Diese Messungen wurden zusätzlich mit variablem Abgaslambda zwischen 1,05 und 1,25 durchgeführt, mit dem Ziel, maximale Heiz-Leistung auf der einen (Abschluss blaue Kurve rechts oben) und minimalen Verbrauch auf der anderen Seite (Beginn blaue Kurve links unten) darzustellen.

Die Ergebnisse mit dem Sekundärluftsystem zeigen bei gleichen Verbräuchen höhere erzielbare Heiz-Leistungen und die Kurve steigt zu hohen Verbräuchen steiler an. Es wird also im Katheizen effizienter als die Systeme mit seitlicher und zentraler Injektorlage [72]. Vergleicht man bei gleichem Verbrauch den eingezeichneten schwarzen, roten und lila mit dem blauen Punkt, die heutige SULEV30 Applikation, zeigt sich eine deutlich erhöhte Effizienz des Sekundärluftsystems gegenüber den stöchiometrischen Konzepten mit zentraler Einspritzlage [72]. Das hat folgende Gründe:

„Die [Heiz-]Energie der Sekundärluftreaktion entsteht im Reaktionskern erst nach dem Auslassventil. Dies ist ein wesentlicher Vorteil des Sekundärluftsystems, da die Hauptenergiemenge näher am Katalysator entsteht, als bei den motorinternen Katalysatorheizmaßnahmen mittels System mit seitlicher und zentraler Injektorlage. Durch die räumlich näher zum Katalysator gelegene Reaktion wird der Wandwärmeverlust der Abgasenthalpie deutlich reduziert. Die Systeme mit seitlicher und zentraler Injektorlage geben schon einen Großteil der Verbrennungswärme innerhalb des Brennraums, am Auslassventil und am Anfang des Abgaskrümmers ab. Dadurch sinkt die Effizienz der motorinternen Abgasnachbehandlungssysteme im Vergleich zur motorexternen Sekundärluft-Einblasung, die ihre Energie-Entfaltung näher am Katalysator hat, stark.“ (Görgen et. al., 2014, S. 240)

Die Lambda = 1,2 Piezo-Applikation schafft es aufgrund der sehr guten Verbrennungsstabilität die Grenzen der Applikation soweit auszureizen, dass eine gleichhohe Effizienz wie beim SULEV30-Punkt des Sekundärluftsystems dargestellt werden kann (lila Raute, Abbildung 26). Sowohl das Piezo, als auch das Sekundärluftsystem haben ein mageres Abgaslambda. Da das Sekundärluftsystem jedoch durch die unterstöchiometrische Applikation im Brennraum sehr geringe NO_x-Roh-Emissionen hat, wird sich trotz der Inaktivität des Katalysator aufgrund des mageren Abgaslambdas eine hohe CO₂-Effizienz im Zyklus umsetzen lassen, da nicht so früh auf eine Lambda=1 Applikation zurückgegangen werden muss wie beim Piezo-System.

In der gezeigten Abbildung 26 auf Seite 45 fällt der große Unterschied der Heiz-Leistung bei gleichem Verbrauch zwischen dem Sekundärluftsystem (blau) und den motorinternen Abgasnachbehandlungssystemen mit seitlicher Einspritzventillage (schwarz) und zentraler mit Mehrlochventil („MLV“; rot) auf. Dieser beträgt zwischen 4 und 5 kW. Das entspricht einem Plus von 37 % Heiz-Leistung relativ zum System mit seitlicher Injektorlage. Das Sekundärluftsystem hat darüber hinaus zu der stöchiometrischen Applikation mit Piezoantrieb (lila gestrichelt) eine große Differenz, würde man den Verlauf der Kurve bis zum Vergleichspunkt von ca. 3,5 kg/h Verbrauch verlängern.

Um diesen physikalischen Unterschied messtechnisch zu belegen, wurde das Sekundärluftsystem zusätzlich anhand von Lichtleitermessungen untersucht und die auftretenden Effekte mit dem motorinternen System mit seitlicher Injektorlage („sHDEV“) verglichen. Zu diesem Zweck wurden sieben Lichtleiter-Messstellen im Abgastrakt appliziert. Davon wurden zwei im Abgaskanal (Zylinder 1-4 und Zylinder 2-3), eine zwischen Abgasturbolader („ATL“) und Katalysator, eine vor Abgasturbolader, eine am Turbinenausstritt mit Blick in Richtung Rad „im Abgasturbolader“, eine nach Abgasturbolader, sowie eine in Richtung Katalysatorfrontfläche angebracht.

Carabias [2] und Miklautschitsch [33] nutzen ebenfalls die Lichtleitertechnik unter anderem für eine Optimierung des Sekundärluftsystems und dessen Einblaseorte. Die Effekte werden innerhalb dieser Arbeit erneut am R4 TFSI bestätigt, die Lichtleitertechnik wird aber insbesondere dazu angewendet, um eine klare Abgrenzung des motorexternen Abgasnachbehandlungssystems Sekundärluft („SLS“) zu den drei motorinternen Systemen (seitliche sowie zentrale Injektorlage mit Mehrlochventil bzw. mit nach außen öffnende Düse mit Piezoantrieb) vornehmen zu können, mit dem Ziel, Verbrauch zu sparen. Damit unterscheiden sich diese Anwendung und der Zweck von den Vorarbeiten von Carabias aus dem Jahre 2004 und Miklautschitsch von 2011.

In Abbildung 27 ist der qualitative Vergleich der Temperaturen des Sekundärluftsystems (blau) und des Systems mit seitlicher Injektorlage (schwarz) über der Abgasstrecke an charakteristischen Punkten vom Brennraum über Ventil, Einblasestelle (EBS), vor Abgasturbolader (ATL), im Abgasturbolader, nach Abgasturbolader bis hin zum Katalysator dargestellt.

Die dicken Linien in schwarz und blau, in Verbindung mit einem farbigen Punkt, kennzeichnen sogenannte Ankerpunkte, die anhand von Messungen oder Simulation eingezeichnet wurden. Dazwischen werden die Punkte mit dünnen Linien, einem angenommenen Verlauf, unterstützt durch die Erkenntnisse der Lichtleiter-Messungen, verbunden.



Die Lichtleiter-Messung ist auf der zweiten y-Achse in Volt ebenfalls qualitativ als gestrichelter Verlauf dargestellt. Genau wie bei der Temperaturmessung wird erneut zwischen Sekundärluftsystem (blau) und dem System mit seitlicher Injektorlage (schwarz) unterschieden.

Die kleinen Zahlen in Schwarz dienen der Orientierung innerhalb des Diagramms und werden im folgenden Text nacheinander diskutiert.

Auffallend sind die beiden unterschiedlichen Verläufe der Temperaturkurven zwischen beiden Systemen. Ein deutlich anderer Wirkmechanismus der Wärmeenergie vom Brennraum zum Katalysator wird sofort deutlich und im Folgenden anhand der einzelnen Orientierungspunkte genauestens erklärt.

Im Brennraum (1) ergibt sich ein Unterschied der Temperatur von ca. 200 °C, aufgrund der unterstöchiometrischen Verbrennung von $\lambda=0,75$ der Sekundärluft-Applikation. Diese ist Prinzip bedingt notwendig, um ausreichend brennbare HC-, H₂ und CO-Emissionen für die Sekundärluft-Reaktion bereitzustellen, führt aber zu einer unvollständigen Verbrennung im Brennraum und in Verbindung mit einer höheren Verdampfungsenthalpie aufgrund der höheren Kraftstoffmasse zu einer kälteren Verbrennungsendtemperatur. Dafür hat dieses Gemisch noch eine hohe chemische Energie gebunden, sobald es in den Auslasskanal gelangt.

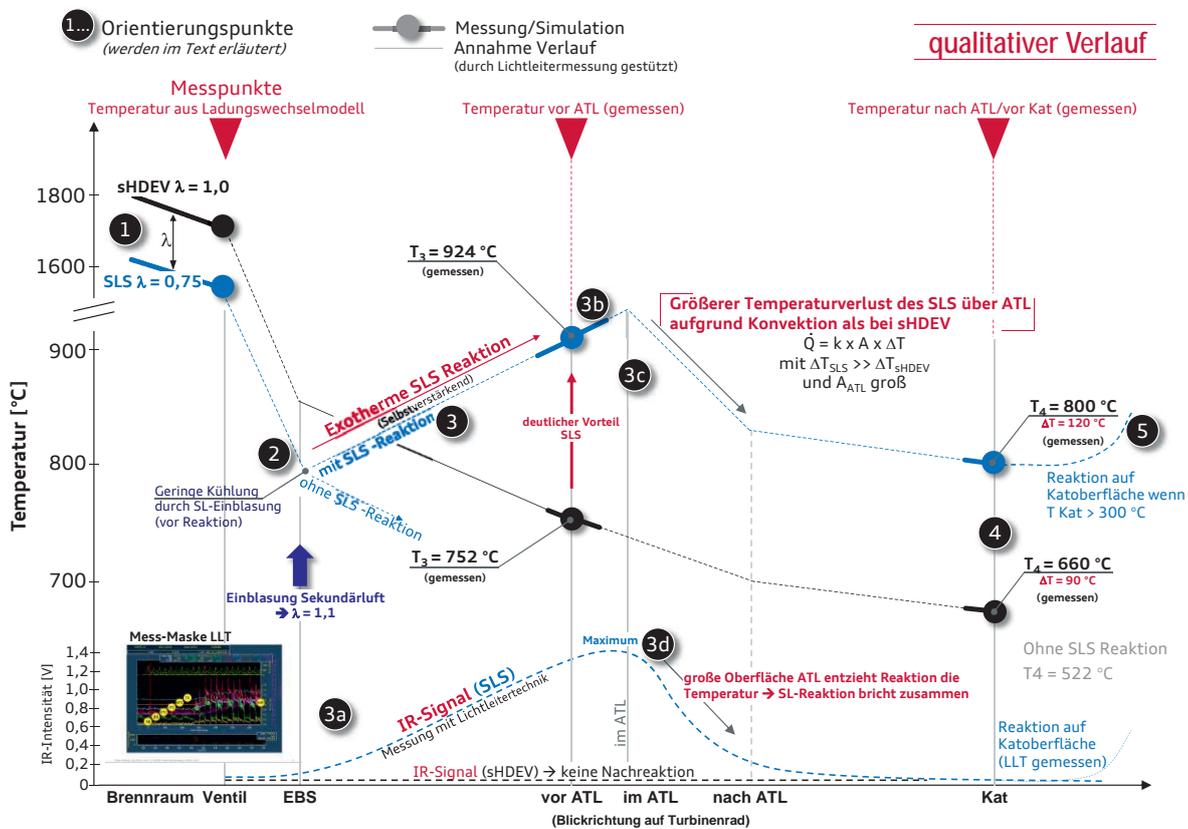


Abbildung 27: qualitativer Vergleich der Temperaturen Sekundärluftsystem und seitliche Injektorlage entlang des Abgasstranges

- Sekundärluftsystem -

Nach dem Öffnen des Auslassventils (2) sinkt die Temperatur beider Kurven stark ab. Das liegt unter anderem an den Wärmeverlusten über den Ventilen und Rohren, aber auch am Druckabfall des Abgasgemischs nach Öffnen des Auslassventils, was mit einem Temperaturabfall einhergeht. Beim Sekundärluftsystem („SLS“; blaue Kurve) ist der Abfall der Temperatur nach Ventil hin zur Einblasestelle geringfügig höher als beim System mit seitlicher Injektorlage (sHDEV), da sich das Abgas mit der vorgelagerten Sekundärluft vermischt und es zunächst zu einer Kühlung kommt, bevor die Reaktion startet. Miklautschitsch [33] kommt ebenfalls zu dieser Erkenntnis.

Auf der Höhe der Einblasestelle (3) beginnt die exotherme Sekundärluftreaktion mit der Nachverbrennung der HC-, CO- und H₂-Emissionen. Diese Reaktion ist selbstverstärkend und steigt entlang des Abgaskanals an, da ein Anbrennen der Reaktion zum einen (kurze) Zeit braucht, die Reaktion durch das nachströmende Abgas stromabwärts getragen wird und zum anderen nach dem ersten Anbrennen der Reaktion erst weitere Teile des brennbaren Abgas-Sekundärluft-Gemisch erfasst werden.

An der Stelle der Einblasestelle ist zum Zeitpunkt des Starts der Reaktion bei (3a) ein Anstieg der Infrarot-Intensität zu erkennen (blaue, gestrichelte Kurve), während bei dem System mit seitlicher Injektorlage keine Nachreaktion nachgewiesen werden konnte, da aufgrund der stöchiometrischen Lambda 1 Verbrennung nur sehr wenig nicht oxidierte Abgasspezies im Abgas vorhanden sind. Zur Erinnerung, beim motorinternen System wird die chemische Energie nahezu vollständig innerhalb des Brennraumes umgesetzt.

Eine gemessene Temperatur der Sekundärluftreaktion von 924 °C wird kurz vor dem Abgasturbolader erreicht (3b). Bis zu diesem Zeitpunkt hatte das Abgas eine ausreichende Reaktionszeit, um die brennbaren Spezies im Abgas nachzuverbrennen. Das Infrarotsignal belegt, dass die Reaktion noch kurze Zeit weiter abläuft, da das Maximum noch nicht erreicht ist. Dies zeigt die Lichtleiter Messstelle „im ATL“, an welcher der Lichtleiter das Turbinenrad beobachtet. Gleichzeitig hat das System mit seitlicher Injektorlage einen weiterhin fallenden Gradienten der Temperatur, da keine chemische Energie freigesetzt wird und somit keine Temperaturerhöhung entlang des Abgasstrangs stattfindet. Die Temperatur beträgt hier 752 °C und ist damit um 172 °C geringer als beim Sekundärluftsystem.

Über den Abgasturbolader hinaus bricht die Sekundärluftreaktion zusammen, der Temperaturgradient fällt (3c). Grund dafür ist die hohe Oberfläche des Turboladers, welche über Konvektion dazu führt, dass der chemischen Reaktion Energie entzogen wird.



Dieser Zusammenbruch der Reaktion wurde mit der Lichtleiter-Technik „nach ATL“ nachgewiesen (3d).

Der Temperaturverlust bis zur Messstelle T_4 , nach Turbolader/vor Katalysator, ist beim Sekundärluftsystem mit einem Delta von ca. 120 °C auf 800 °C höher als beim Brennverfahren mit seitlicher Injektorlage, welches nur ca. 90 °C verliert und 660 °C vor Katalysator erreicht. Der höhere Temperaturverlust (Wärmeverlust) lässt sich anhand der Formel und physikalischen Zusammenhänge der Konvektion erläutern:

$$\dot{Q} = k * A * \Delta T$$

und

$$k = 1/\alpha_1 + d/\lambda + 1/\alpha_2$$

Formel 3-2: Konvektion

Dabei ist \dot{Q} der Wärmestrom, A die Größe der Durchgangs-Fläche, ΔT die Temperaturdifferenz der Medien vor und hinter der (Abgasturbolader-) Wand, d die Dicke der (Abgasturbolader-)Wand, Lambda die Wärmeleitfähigkeit der Wand und alpha der Wärmeübergangskoeffizient der 1. bzw. 2. Grenzfläche. Anhand eines Beispiel Bildes sieht der Wärmeübergang wie folgt aus:

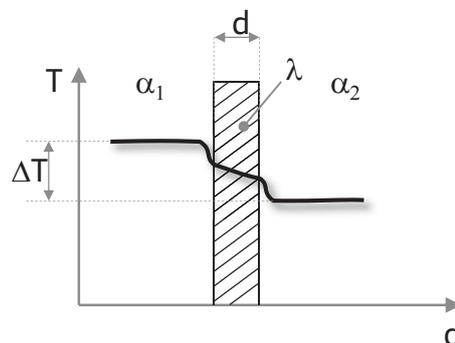


Abbildung 28: Schaubild Konvektion – Wärmeübergang von Medium/Festkörper/Medium

Setzt man die Konvektion der Systeme Sekundärluft und dem mit seitlicher Injektorlage in Relation zueinander und bildet den Quotienten, unter der Annahme sehr ähnlicher Wärmeübergangskoeffizienten α (gleiche Bedingung außerhalb Abgasrohr/Abgasturbolader, ähnliche Bedingungen innerhalb) und gleicher Wärmeleitfähigkeit λ bei identischer Dicke d und identischer Fläche A, so ergibt sich stark vereinfacht:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{SLS}}}{\dot{Q}_{\text{SHDEV}}} \approx \frac{\Delta T_{\text{SLS}}}{\Delta T_{\text{SHDEV}}}$$

Formel 3-3: vereinfachter Zusammenhang Konvektion und Delta Temperatur

Da das ΔT zur Umgebung sehr groß ist und damit der dominierende Faktor von Formel 3-2 ist, ist obige, vereinfachte Relation zwischen Sekundärluftsystem und dem Konzept mit seitlicher Injektorlage valide [2], [33], [65]. Damit ergibt sich, aufgrund der höheren Temperatur des Abgases beim Sekundärluftsystem (Temperatur vor Abgasturbolader 924 °C gegenüber 752 °C beim sHDEV) und der gleichen Bezugstemperatur der Umgebung mit 20 °C wie beim sHDEV-System auch eine größere Konvektion über die Oberfläche des Turboladers und damit durch den höheren Wärmestrom nach obiger Formel ein höherer Temperaturverlust von 120 °C im Vergleich zu 90 °C beim System mit seitlicher Injektorlage (4).

Eine Besonderheit der Sekundärluft, aber auch von überstöchiometrischen Gemischen im Allgemeinen ist, dass bei Betrachtung von instationären Vorgängen und bei Analyse von Temperaturen im Katalysator, auch Nachreaktionen auf der Katalysatoroberfläche stattfinden können, die ebenfalls durch Lichtleiter-Technik aufgezeichnet werden konnten (5). Auf der Oberfläche des Katalysators verbrennen bei der Sekundärluftreaktion diejenigen Emissions-Spezies stark exotherm, die vor dem Zusammenbruch der Reaktion über den Turbolader nicht reagieren konnten, da weiterhin ein mageres Abgaslambda vorliegt was optimale Oxidations-Bedingungen bedeutet bei gleichzeitig ausreichend hoher Temperatur kurz vor bzw. auf dem Katalysator. Dadurch wird ein weiterer Vorteil gegenüber motorinternen Systemen, bzw. Systemen mit einem Abgaslambda von 1 erzielt, da nochmalig Wärme freigesetzt werden kann. Der Schlupf kann durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten im Kanal, zu hohe Rohemissionen oder zu wenig Sekundärluft oder nicht ideale Temperaturbedingungen im Abgasstrang entstehen. Daher ist beispielsweise der Emissionsschlupf im Kaltstart beim Sekundärluftsystem höher als im stationär eingeschwungenen Zustand mit idealen Bedingungen für eine Nachreaktion.

Fasst man die bisherigen Erkenntnisse aus dem vorliegenden Kapitel und aus Abbildung 27 zusammen, so lassen sich die folgenden Schlüsse ziehen:

Das Sekundärluftsystem bietet deutliche Vorteile gegenüber allen motorinternen Systemen, da die Temperaturanhebung im Wesentlichen im Abgastrakt bis vor Abgasturbolader stattfindet. Durch die unterstöchiometrische Verbrennung bei der Sekundärluft-Applikation hat das Sekundärluftsystem geringere Wandwärmeverluste bis zum Entstehen der Reaktion auf Höhe der Einblasestelle, da das unterstöchiometrische Gemisch bis zu diesem Zeitpunkt eine geringere Temperatur als das Abgasgemisch des Systems mit seitlicher Injektorlage und damit der Wärmeübertrag in den Abgaskanal und die Ventile kleiner ist. Die Einblasung der Sekundärluft in



den Abgaskanal erhöht die Abgasmasse und, in Verbindung mit der entstehenden Reaktionsenthalpie der eigentlichen Sekundärluftreaktion, die Wärmemenge zum Katheizen erheblich. Diese Temperaturerhöhung führt im Vergleich zum System mit seitlicher Injektorlage zu einem um 30 °C höheren, nachteiligen Temperaturverlust über den Turbolader. Der Vorteil der höheren Abgas-Temperatur und Energie, bei gleichem Verbrauch, bleibt jedoch trotz des höheren Temperaturverlustes über Abgasturbolader bis vor den Katalysator bestehen. Die restlichen brennbaren Emissionen können zusätzlich nochmals mit dem unverbrauchten Restsauerstoff im Abgas stark exotherm auf der Katalysatoroberfläche reagieren. Dadurch generiert das Sekundärluftsystem extrem hohe Temperaturen, schnelle Kat-Aufheizraten bei niedrigsten HC- und CO-Emissionen, aufgrund der Möglichkeit, die Emissionen einmal im Abgastrakt, einmal auf der Katalysatoroberfläche und schließlich im Katalysator über die chemischen Verbindungen mit dem Washcoat OSC nachreagieren bzw. konvertieren zu lassen. Die übrigen Konzepte (seitliche sowie zentrale Injektorlage mit Mehrlochventil bzw. mit nach außen öffnende Düse mit Piezoantrieb mit $\lambda = 1$) haben im Wesentlichen nur die Verbrennung der Emissionen im Brennraum und die Konvertierung der Emissionen durch die Katalysatorbeschichtung.

Anhand von Formel 2-17 bis Formel 2-19 von Seite 19 lässt sich der Vorteil des Sekundärluftsystems gegenüber dem System mit seitlicher Injektorlage quantifizieren. Eine Bedingung der Vergleiche ist der gleiche Kraftstoff-Massenstrom. Daher ist die dem Motor zugeführte Heiz-Energie, als Multiplikation aus Brennstoffmasse und unterem Heizwert, für beide Systeme gleich. Die Formel der Enthalpie wurde bereits vorgestellt und in obigen Abbildungen angewandt. Dadurch lässt sich final der Katheiz-Wirkungsgrad berechnen und die Systeme miteinander vergleichen. Die Werte betragen:

	sHDEV	SLS
$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_B * H_u$	40,8 kW	40,8 kW
$\dot{H} = \dot{m}_{Abgas} * c_p(T_4) * \Delta T$	12,3 kW	16,8 kW
$\eta = \frac{\dot{H}}{\dot{Q}_{zu}}$	30 %	41 %

Formel 3-4: Zusammenfassung Errechnung Katheizwirkungsgrad und Vergleich

Damit ist das Sekundärluftsystem im stationären Punkt um 11 %-Punkte effizienter als das System mit seitlicher Injektorlage (sHDEV) bei gleichem Verbrauch.

Um das Optimierungspotential des Sekundärluftsystems zu untersuchen ist in Abbildung 29 ein Ausschnitt aus der Lambda-Brennraum/Abgas-Variation des Sekundärluftsystems dargestellt. „Offene Balken symbolisieren den Betrieb des Verbrennungsmotors mit unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis ohne SL. Aufgrund der resultierenden unvollständigen Verbrennung und der Motor-Innenkühlung sinkt die Abgastemperatur mit unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis. Die fehlende Luftmasse verkleinert den Balken „Luftmasse“ im Vergleich zum Lambda 1 Betrieb. Der fette Motorbetrieb (Bsp. $\lambda = 0,75$) bewirkt ein Ansteigen der HC-Emissionen um Faktor 5 (zum Lambda = 1 Betrieb) und der CO-Emissionen um Faktor 15. Der unterschiedlich starke Anstieg der beiden Spezies ist im Gradienten der beiden Emissionen in Abbildung 3 auf Seite 6 wiederzufinden. Das Abkühlen der Brennraum-Temperatur muss dabei über späte Zündung soweit gegenkompensiert werden, dass das Abgas-Gemisch im Krümmer nicht unter seine Entzündungstemperatur von ca. 500 °C fällt [2]. Ansonsten kann die zugegebene Luft im Auslasskanal nicht mehr mit den unverbrannten Emissionen reagieren. Durch die Einblasung der Sekundärluft steigt das Abgaslambda von zum Beispiel 0,7 im Brennraum auf 1,25 im Abgastrakt an (erster, ausgefüllter, blauer Balken).

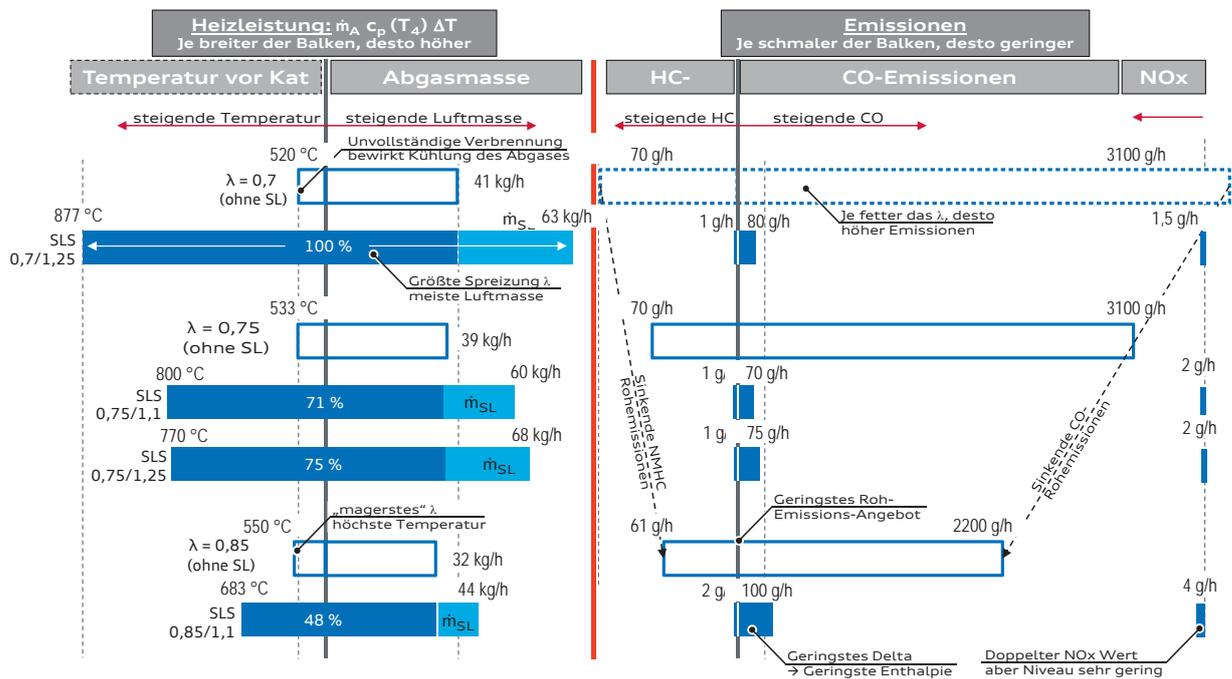


Abbildung 29: Lambda-Variation Sekundärluftsystem – Heiz-Leistung und Emissionen

Aufgrund des heißen Abgases und dem Überangebot an Frischluft sind optimale Bedingungen für die HC- und CO-Emissionen zur Nachreaktion geschaffen.“ (Görgen et. al., 2014, S. 240)

Die HC- und CO-Emissionen werden dann auf ein Minimum reduziert und geben, wie in Formel 3-1 auf Seite 44 dargestellt, eine große Energiemenge ab. Über die Fettigkeit im Brennraum werden



die Emissionen stark beeinflusst. Applikationen mit einem stark unterstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis sorgen für hohe HC und CO Emissionen und gleichzeitig niedrigsten NO_x Emissionen (z.B. $\lambda = 0,7$). Wird zu diesem hohen Angebot an Brennstoffenergie eine hohe Menge an Luft hinzugefügt, verbrennen die Emissionen stark exotherm und führen zu höchsten Temperaturen. Daher ist ein großes Delta zwischen Brennraum- und Abgas-Lambda zielführend, wobei eine zu starke Verdünnung durch Luft kontraproduktiv ist und das Abgas kühlt. Das passiert etwa ab Lambda 1,3.

Die Heiz-Leistung der Applikation mit einem Brennraum-Lambda von 0,7 und einem Abgas-Lambda von 1,25 (kurz 0,7/1,25) bietet aufgrund des vorteilhaften großen Deltas des Lambdas die höchste Enthalpie und wird daher in dieser Abbildung als 100 % gesetzt und mit den übrigen Applikationen verglichen. Der 100 % Balken inkludiert die Temperatur und die Abgasmassen inklusive Sekundärluftmasse. Konträr dazu verhält sich eine Kombination von beispielsweise Lambda 0,85/1,1. Diese stellt 48 % Heiz-Leistung der Referenz mit 0,7/1,25 zur Verfügung aufgrund des deutlich geringeren Rohemissionsangebotes des „magereren“ Brennraumlambdas. Bei einem Brennraum-Lambda von 0,85 werden deutlich weniger HC- und CO-Emissionen angeboten als bei Lambda = 0,7, da eine relativ höhere Menge der Emissionen doch noch im Brennraum umgesetzt werden. Daher ist die Enthalpie weniger groß als bei Sekundärluft-Applikationen mit Lambda < 0,8. Außerdem steigen die NO_x-Emissionen marginal auf 4 g/h an. Die Applikation mit 0,75/1,1 (Serienapplikation) stellt 71 % Energie der Referenz bereit.

Die dargestellten Applikation aus Abbildung 29 decken die Grenzen des Sekundärluftsystems für SULEV30 Anwendungen ab. Eine optimale Sekundärluftreaktion ist bei Einhaltung folgender Randbedingungen gewährleistet: $0,7 < \lambda_{Br} < 0,85$ sowie $1,05 < \lambda_{Abgas} < 1,25$. Das Brennraumlambda wird durch die Fettauflaufgrenze nach unten und durch die ausreichende Bereitstellung von Rohemissionen nach oben begrenzt. Die Applikationsmöglichkeiten des Abgaslambdas ist durch eine zu hohe Verdünnung und die Größe der Sekundärluftpumpe nach oben und eine zu geringe Luftmenge nach unten limitiert.

Applikationen, die von diesen Grenzen abweichen, stellen oftmals Applikationen für deutlich weniger anspruchsvolle Grenzwerte (ULEV125,...) dar. Der Zündzeitpunkt wurde innerhalb dieses Vergleiches konstant gehalten. Spätere Zündzeitpunkte führen zu einer höheren Abgastemperatur während der Verbrennung und damit zu einem NO_x-Anstieg, trotz des fetten Brennraumlambdas. Außerdem führt die Spätzündung zu einem deutlich erhöhten Verbrauch und ist daher im Sinne

der Ziele dieser Arbeit nicht zielführend für den Vergleich der Abgasnachbehandlungssysteme mit geringstem Verbrauch.

Zusätzlich führen späte Zündzeitpunkte unter Serienrandbedingungen zu Schwierigkeiten der Fahrbarkeit des Autos, da damit eine unstetige Verbrennung einhergeht, die im Innenraum spürbar ist [50], [51].

Hinsichtlich des Zündzeitpunktes muss aber insbesondere darauf geachtet werden, dass eine gewisse Spätzündung eingehalten wird, da die Abgastemperatur sonst unter die Reaktionsgrenze von 500 °C sinkt. Dieser Zündzeitpunkt liegt, für SULEV30 Anwendungen, bei Zündzeitpunkten später als 12-14 °KW nach OT. Auch die Nockenwellenposition wurde konstant gehalten. Aus diversen Arbeiten ist der positive Einfluss einer erhöhten Nockenwellenüberschneidung auf das Abgas aufgrund von interner Abgasrückführung bekannt. Dieser Einfluss ist dem Sekundärluft-Effekt jedoch deutlich untergeordnet aufgrund des fetten Lambdas und spielt daher bei den Untersuchungen keine Rolle.

Aus den Arbeiten von Grob [1], Carabias [2] und Miklautschitsch [33] ist der Einfluss des Ortes der Einblasestelle (EBS) auf die Sekundärluft-Reaktion bekannt.

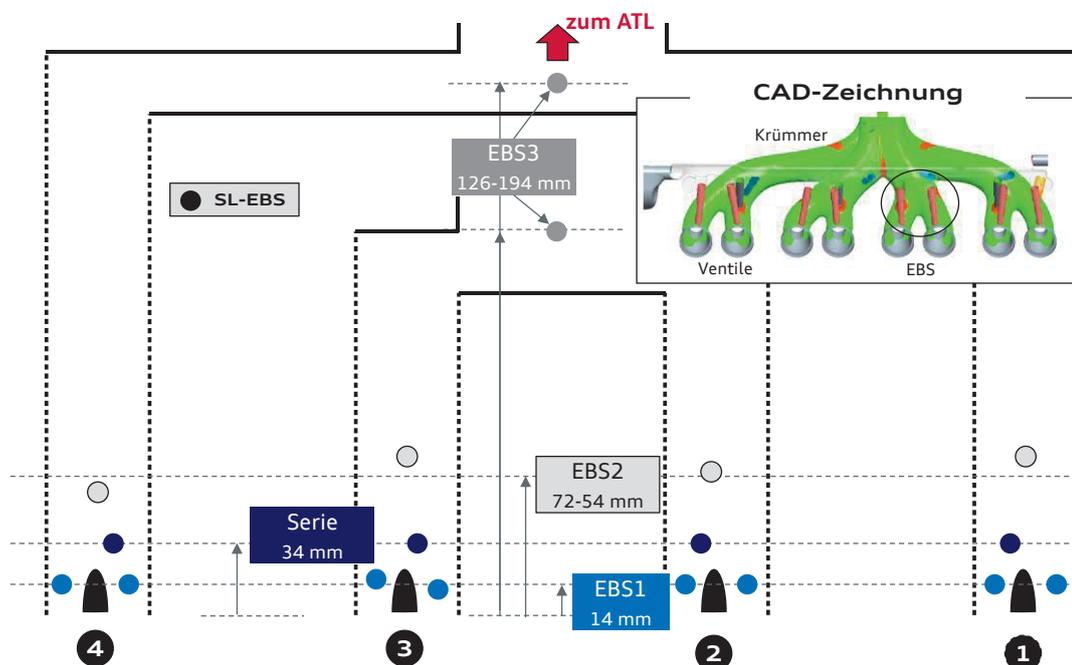


Abbildung 30: Prinzipskizze Einblasestellen und CAD Zeichnung

Anders als in diesen Vorarbeiten zum Thema „Ort der Sekundärlufteinblasung“ wird in der vorliegenden Arbeit der Einfluss der Einblasestelle hinsichtlich der Heiz-Leistung im Stationären zu vier weiteren Abgasnachbehandlungssystemen eingeordnet und die sich ergeben



Wirkungsgradvorteile im FTP-75-Zyklus angewendet mit dem Ziel, CO₂ einzusparen. Dadurch lassen sich die Enthalpievorteile aus der Änderung des Einblaseortes in Bezug auf den CO₂-Verbrauch direkt quantifizieren, anstatt qualitative Vor- und Nachteile zu diskutieren (siehe 6.3, Seite 106 ff.). Abbildung 30 zeigt in einer Prinzipskizze die Variation der Einblasestellen von 14 mm bis 194 mm ausgehend vom Auslassventil.

Die Nomenklatur der Einblasestellen (EBS) sieht dabei wie folgt aus:

- EBS1 \triangleq 14 mm Abstand zum Auslassventil
- Serie \triangleq 34 mm Abstand und bezeichnet die heutige Umsetzung in Serie
- EBS2 \triangleq 54 bis 72 mm Abstand. Der Abstand variiert wegen Kollisionen mit dem Wassermantel
- EBS3 \triangleq 126 – 194 mm. Diese liegen außerhalb des Zylinderkopfes vor Abgasturbolader

In Abbildung 31 ist die Variation der Einblasestellen aus obiger Abbildung im stationär-gekühlten Zustand und in Startversuchen im Katheizen dargestellt. Im stationären Zustand (links dargestellt) erfolgt der Vergleich bei konstantem Lambda von 0,75/1,1. Alle Messpunkte liegen eng beieinander, die Unterschiede sind marginal. Es überwiegt der ideale Einfluss des durchgeheizten Gesamtsystems (Rohre, Wände, Abgasturbolader,...).

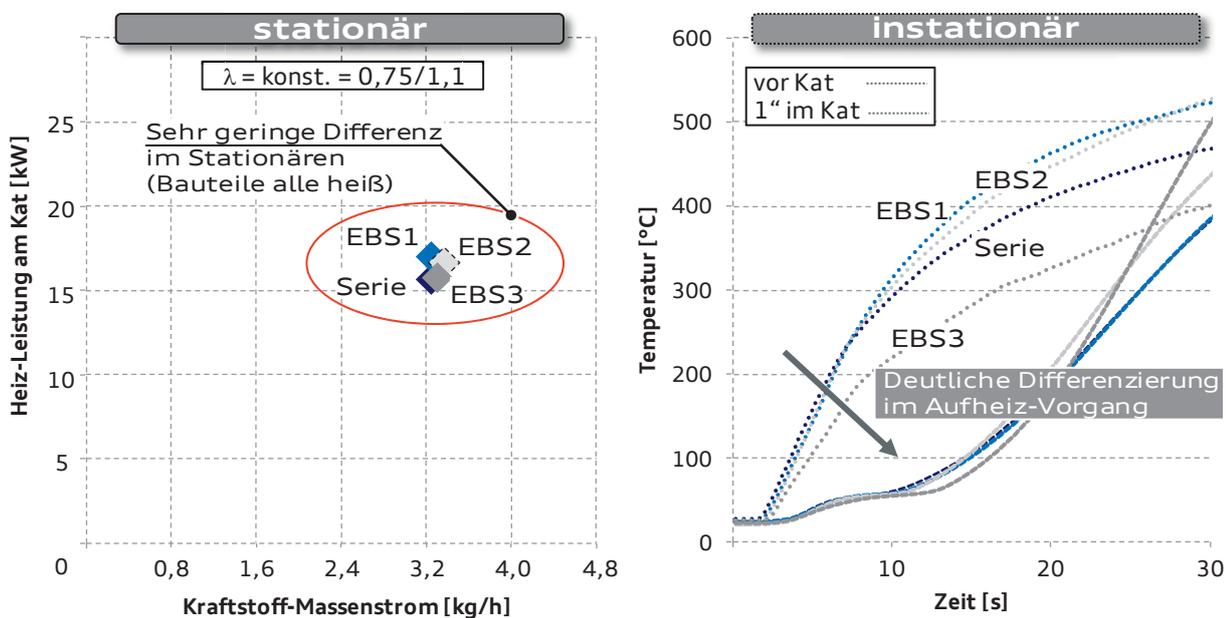


Abbildung 31: Variation der Einblasestellen Stationär und Instationär

Dies führt zu durchweg sehr guten Reaktionsbedingungen für die Sekundärluft-Reaktion mit Temperaturen $\gg 500$ °C, ist damit nahezu unabhängig vom Ort der Luft-Einblasung und macht eine Differenzierung schwierig. Im instationären Kaltstart (Abbildung 31 rechts) werden die



realistischen Bedingungen eines Kaltstarts abgebildet, wie sie im Abgastest oder beim Kunden vorherrschen. Es ergibt sich ein divergentes Bild. Im Kaltstart wird die Reaktion der Sekundärluft vor allem von der Starttemperatur des Abgas-Sekundärluft-Gemisch bestimmt. Dies wurde anhand der eingesetzten Lichtleitermesstechnik belegt. Der Zusammenhang der Reaktion und der Starttemperatur kann in erster Näherung über die Arrhenius-Gleichung beschrieben werden:

$$k = A e^{-\frac{E_A}{RT}}$$

Formel 3-5: Arrhenius-Gleichung

Die Gleichung beschreibt die Abhängigkeit der Reaktionsgeschwindigkeitskonstante von der Temperatur. Hohe Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten bedeuten gute Reaktionsraten der Emissionen und gute Umsätze [80]. Dabei ist k die Reaktionsgeschwindigkeitskonstante, A ein präexponentieller Faktor, E_A die Aktivierungsenergie, R die ideale Gaskonstante und T die Temperatur. Da die Temperatur im exponentiellen, negativen Nenner der Gleichung steht, steigt die Reaktionsgeschwindigkeitskonstante mit steigender Temperatur an. Damit sind mit heißeren Temperaturen günstigere Reaktionsbedingungen für die Sekundärluft-Reaktion gegeben, wie sie bei örtlicher Nähe zum Auslassventil vorliegen.

Die Temperatur der EBS1 (in hellblau) startet am schnellsten und steigt zusammen mit EBS2 (graue Kurve) am steilsten an. Hier gilt, je näher die Einblasung der Sekundärluft am Auslassventil, desto höher ist die Abgastemperatur an dieser Stelle, da das Abgas geringere Wandwärmeverluste als bei stromabwärts gelegenen EBS hat. Daraus resultiert eine bessere Reaktionskinetik (Arrhenius). Ein örtlich früher Beginn der Reaktion bringt jedoch gleichzeitig die längste Zeit für eine Abkühlung des Abgases über der Abgasstrecke mit sich. Daher ist ein Kompromiss zwischen reproduzierbarem, schnellem Start der Sekundärluft-Reaktion (nahe am Auslassventil) und eine Reaktionsentwicklung nahe am Katalysator zu gewährleisten.

EBS2 stellt diesen Kompromiss dar und ist daher im Temperaturgradienten mit dem der EBS1 vergleichbar. Die Serien-Einblasestelle liegt 34 mm hinter dem Auslassventil und ragt außermittig eher in einen Ventilarm hinein. Damit ist sie von der Starttemperatur für eine schnelle und vollständige Reaktion und den Strömungstemperaturen insbesondere gegenüber der EBS1 benachteiligt. Die Temperatur vor Katalysator steigt langsamer an, als die Temperatur der EBS1 und EBS2. Die „einseitige“ Einblasung führt zusätzlich zu einer schlechteren Homogenisierung des Abgases. Der entstehende Schlupf führt zu einer weniger stark ausgeprägten Reaktionstemperatur



und damit zum Temperaturnachteil gegenüber der EBS2, obwohl diese stromabwärts angeordnet ist.

Die EBS3 ist vom Auslassventil am weitesten entfernt. Dadurch liegen dort deutlich geringere Temperaturen des Abgases vor und die Reaktion brennt langsamer an als die übrigen Einblasestellen. Die Reaktion findet kurz vor bzw. im Turbolader statt, der mit seiner großen Oberfläche dem sowieso schon kühleren Abgas nochmals Wärme entzieht und die Reaktionskinetik zusätzlich deutlich verschlechtert.

Im Katalysator (durchgezogene Linien) dreht sich das Bild und die EBS3 hat mit dem größten HC- und CO-Schlupf die größten Energieträger, die erst auf der Katalysatoroberfläche reagieren. Dieses *chemische Katheizen* wirkt überproportional stark und heizt den Katalysator schnell auf. Diese Besonderheit wurde bereits in den vorherigen Abschnitten erläutert und mittels Lichtleiter-Messungen belegt. Bevor der Katalysator seinen Light-Off erreicht ist der Emissionsschlupf jedoch derart hoch, dass die Katheiz-Methode trotz hoher Energie für niedrigste Emissionen nicht angewendet werden kann. Insbesondere in der SULEV Anwendung sind die ersten Sekunden bei der Abgasnachbehandlung entscheidend. Daher ist EBS3 keine Alternative zu den etablierten Sekundärluft Ansätzen.

Vergleicht man nun in Abbildung 32 die Erkenntnisse zum Sekundärluftsystem bei gleichem Verbrauch mit den bisherigen Ergebnissen, so ergeben gerade bei den Emissionen prägnante Unterschiede.

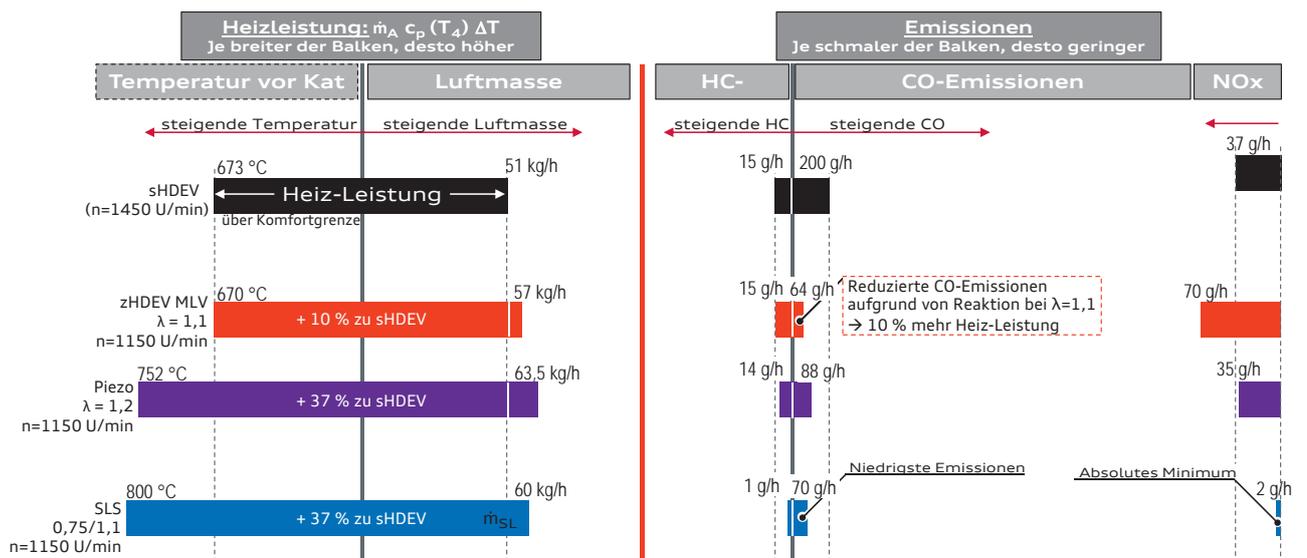


Abbildung 32: Darstellung Heiz-Leistung und Emissionen – Systeme im Vergleich

Das Sekundärluftsystem erzielt die gleiche Steigerung der Heiz-Leistung (+ 37 %) wie das Piezo-System mit Lambda = 1,2. Das Sekundärluftsystem hat allerdings eine andere Charakteristik der

- Sekundärluftsystem -

Heiz-Leistung, da über die stark exotherme Nachreaktion eine höhere Abgastemperatur von 800 °C als beim Piezo-System 752 °C dargestellt wird, was hauptsächlich an den nochmals besseren Nachreaktionen der Emissionen im Abgastrakt liegt. Dafür ist die Gesamt-Luftmasse beim Sekundärluftsystem um diesen Anteil kleiner, sodass in Summe die gleiche Heiz-Leistung zwischen Sekundärluftsystem und magerem Piezo-System abgegeben wird. Im Vergleich der Systeme untereinander hat das Sekundärluftsystem aber die niedrigsten HC-, CO- und NO_x-Emissionen. In Bezug auf die Höhe der Heizenergie und dem Minimum an HC-, CO- und NO_x-Emissionen stellt das Sekundärluftsystem in der Summe aller Eigenschaften bei gleichgestelltem Verbrauch das heutige Serien-Benchmark System dar. Außerdem hat das Sekundärluftsystem die größten Heiz-Leistungs-Reserven (Abbildung 26, Seite 45) und damit das größte Zukunftspotential zur Weiterentwicklung in SULEV20-Anwendung, während das Piezo-System mit der mageren Lambda 1,2 Applikation und spätem Zündwinkel bereits an der Auslegungsgrenze der Stabilität ist. Der leicht erhöhte CO₂-Verbrauch durch den elektrischen Energiebedarf der Sekundärluftpumpe wird im stationären Betrieb nicht berücksichtigt, da es sich bei den stationären Untersuchungen um eine erste, thermodynamische Grundlagenuntersuchung handelt. Etwaige Zusatzverbräuche werden in den Zyklen – Neuer Europäischer Fahrzyklus und FTP-75 – berücksichtigt.

3.4 Abgasbrenner

Im vorangegangenen Kapitel wurde der positive Einfluss einer lokalen Wärmeentwicklung nahe am Katalysator herausgearbeitet und belegt. Insbesondere der geringe Wärmeverlust motorexterner Katalysatorheizmaßnahmen von der Quelle der Heiz-Energie bis hin zum Katalysatormonolithen wird vor allem im instationären Betrieb ein großes Differenzierungsmerkmal darstellen.

Der Abgasbrenner bietet aufgrund seiner in der Abgasanlage frei-positionierbaren Einbaulage die konsequenteste Art, die Wärmeerzeugung direkt vor den Monolithen zu platzieren. Das Prinzip des Abgasbrenners ist aus Anwendungen zur Dieselfilterregeneration in Off-Road-Maschinen bekannt [34], [35], [36], [43], [44]. Innerhalb dieser Arbeit wird der Abgasbrenner mit Benzin betrieben und zum Katalysatorheizen genutzt. Abbildung 33 zeigt den Aufbau der Abgasbrenner Hardware. Der Kraftstoff wird der Niederdruckseite des Motors entnommen und über einen Drallinjektor in die Brennkammer eingespritzt. Um eine ausreichend lange und für die Versuchszwecke dauerhafte Betriebsdauer zu gewährleisten, wird der Injektor wassergekühlt. Die Verbrennungsluft wird über



eine Sekundärluftpumpe gefördert und außermittig und über Leitschaufeln zur zusätzlichen Verdrallung eingeblasen.

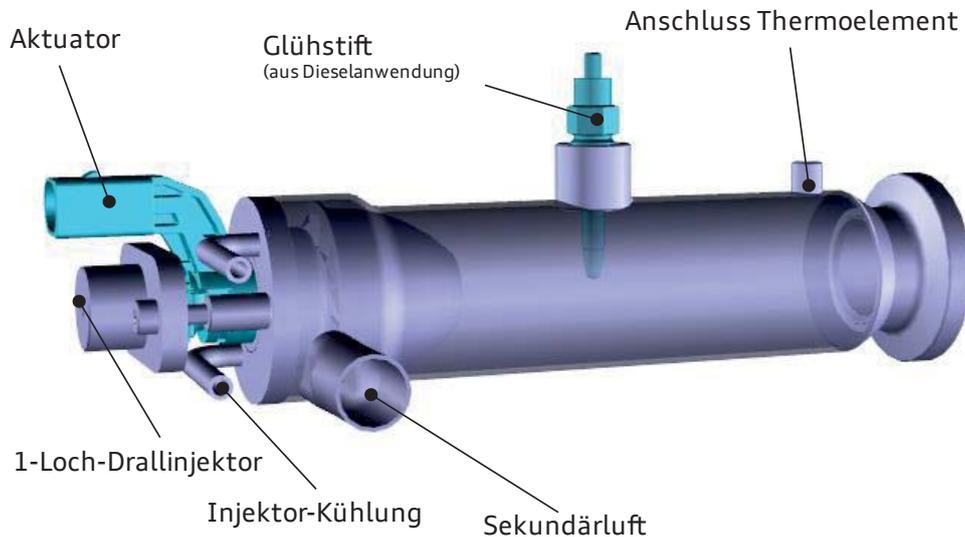


Abbildung 33: Aufbau Abgasbrenner-Hardware

Der Glühstift sorgt für die notwendige Zündenergie im Start der Verbrennung. Der Aktuator ist für die Ansteuerung der Einspritzung zuständig. Das Thermoelement zeigt an, ob der Brenner gezündet hat.

Um sich einen Eindruck über das Startverhalten des Abgasbrenners verschaffen zu können, wurde der Start mit einer Videokamera untersucht und einzelne, charakteristische Punkte als Foto festgehalten.

Dazu musste der Brenner am Gasaustritt aufgeschnitten werden. Dieser Eingriff beeinflusst die Verbrennung. Daher ist das gezeigte Brennerverhalten zwar repräsentativ, aber nicht vollends identisch zu einem Brennerbetrieb mit originaler Brennkammer.

In der Abbildung oben links erkennt man, dass der Glühstift gestartet wird. Dieser benötigt sechs Sekunden bis die notwendige Energie zur Entflammung des Kraftstoff-Luft-Gemischs erreicht ist. Zwei Sekunden nach der ersten Verbrennung schlagen gelbe Flammen aus dem Abgasbrenner. Die gelbe Flamme entsteht aufgrund der schlechten Gemischaufbereitung nach Start und trägt viel Ruß, sowie viele unverbrannte HC-Emissionen in sich [55], [67]. Drei Sekunden nach Start ist die Ausbildung des Dralls, verursacht von der außermittigen Einblasung der Luft, zu erkennen (unten links in der Abbildung). Der Drall dreht, von vorne betrachtet, entgegen des Uhrzeigersinns. Fünf Sekunden nach Start ist die Verbrennung stabilisiert und in eine blaue Flamme übergegangen.

Ab diesem Zeitpunkt entstehen nahezu keine HC- und Partikel-Emissionen. Aufgrund der offenen Gleichdruck-Verbrennung bei Umgebungsdruck entstehen auch fast keine Stickoxide.

Für die Versuche im Zyklus wird der Abgasbrenner so appliziert, dass der Motorstart mit dem Start der Verbrennung im Abgasbrenner zusammenfällt. Technisch ist dies mit einer starken Zündkerze umsetzbar.

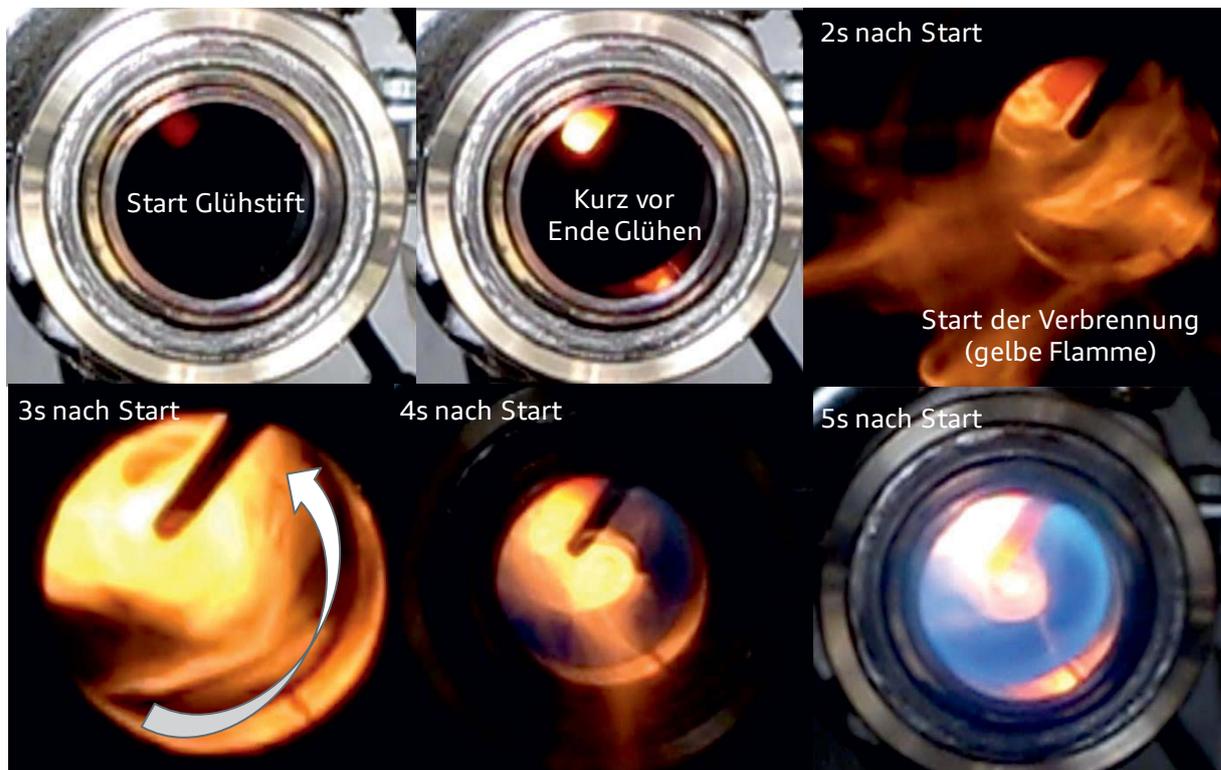


Abbildung 34: Startverhalten des Abgasbrenners

Dies wurde simulativ im Rahmen der Vorarbeiten für diese Dissertation nachgewiesen. Aufgrund dieser technischen Realisierbarkeit ist der Ansatz, den Brennerstart ohne Vorglühen zu betrachten, zulässig.

Der Abgasbrenner ist aufgrund seiner kompakten Bauweise im Abgassystem variabel anbringbar. Aus dem Sekundärluftsystem Kapitel (Seite 42 ff.) ist bekannt, dass das effektivste Katheizen durch eine Wärmeentwicklung kurz vor Katalysator dargestellt wird. Dies spricht für einen Einbau des Brenners kurz vor dem Katalysator Monolithen. Da der Abgasbrenner mit einer sehr heißen Flamme brennt, besteht gleichzeitig die Notwendigkeit, den Abgasbrenner weit genug entfernt vom Monolithen zu verbauen, um den Katalysator nicht zusätzlich durch den Brenner zu altern. Um diese gegensätzlichen Anforderungen an die Einbau-Varianten zu bewerten und die unendlichen Möglichkeiten der Positionierung einzugrenzen, wurden zunächst sechs Varianten empirisch definiert. Anschließend wurden diese mittels der Strömungssimulation bewertet und die drei Besten



am Prüfstand vermessen. Abbildung 35 zeigt den ersten Schritt der vordefinierten Varianten und deren Ziele, die jeweils stichpunktartig unterhalb der Varianten ausformuliert sind.

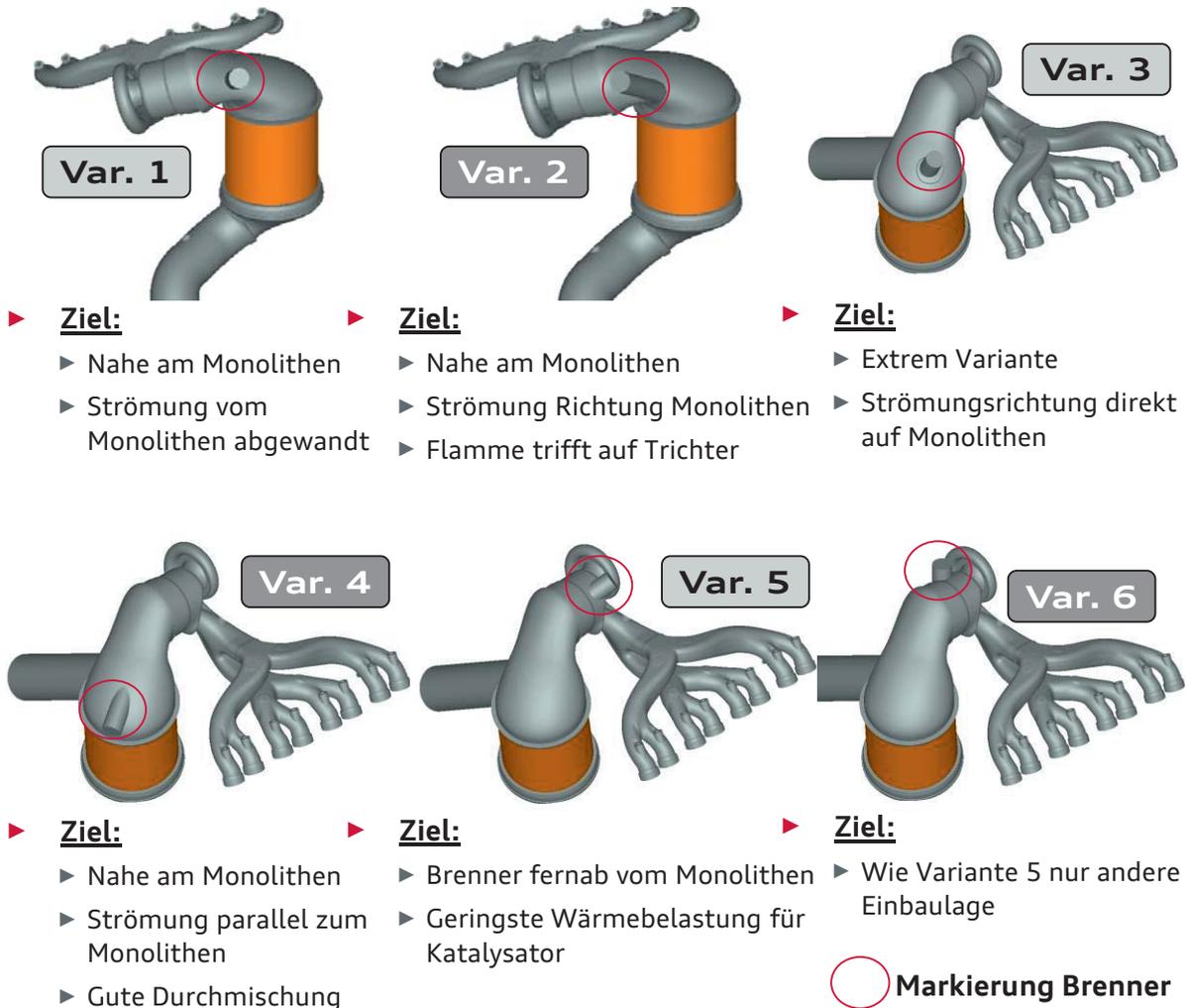


Abbildung 35: Empirische Auswahl Abgasbrenner-Einbauposition

Grundsätzlich kann zwischen dem Ziel „so nahe an den Monolithen wie möglich“ (Variante 1...3) und der Prämisse „den Katalysator nicht zu stark zu schädigen“ (Variante 4...6) unterschieden werden. Beide Ziele sind wichtig.

Anhand der CFD-Simulation wurden alle 6 Positionen untersucht. Das Kriterium war hierbei, dass die maximal darstellbare Energiemenge vor dem Katalysator nach 20 s bei der Kombination aus Motormassenstrom im Katalysatorheizen und Brennermassenstrom größer ist, als beim Sekundärluftsystem! Beide Massenströme bilden typische Katheizpunkte ab und werden innerhalb der simulativen Bewertung konstant gehalten, sodass ein ausschließlicher Positionsvergleich möglich ist.

Wie zu erwarten, zeigen die Katalysator-nahen Positionen des Abgasbrenners in Abbildung 36 höhere Energien als Variante 4...6, die dem Monolithen abgewandt appliziert wurden. Zusätzlich wird als Vergleich die Vor-Katalysator-Energie des Motors im Katalysatorheizen links als Minimum und die theoretisch maximal erreichbare Energie vor Katalysator bei der Kombination aus Abgasbrenner und Motor (rechts im Bild) dargestellt. Position vier bis sechs wurden ausgeschlossen, da diese eine simulierte Energie haben, welche unter der eines Sekundärluftsystems liegt.

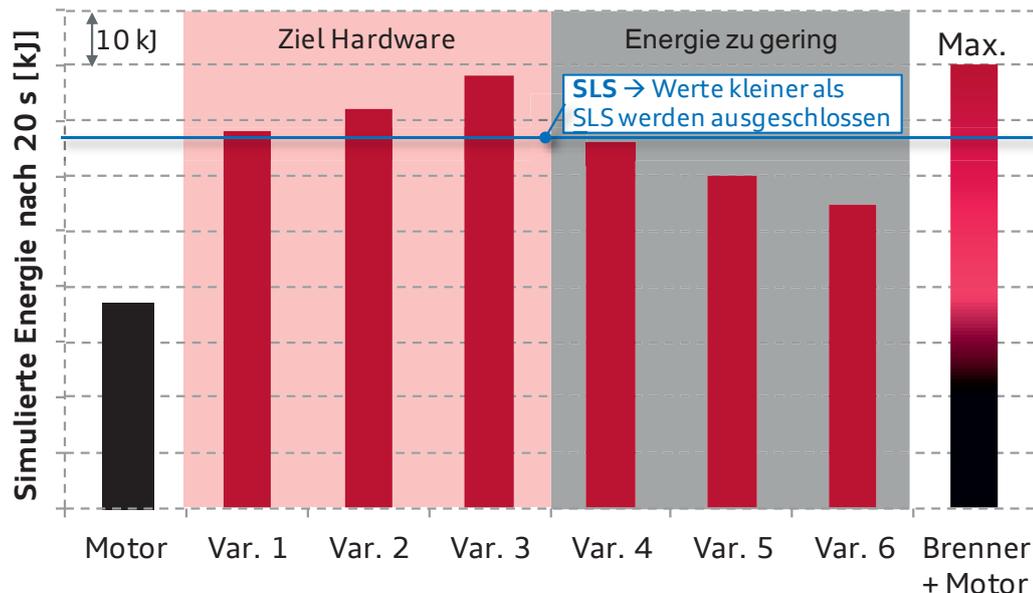


Abbildung 36: Auswahl der Abgasbrenner Hardware über CFD

Vorteilhaft sind die Brennerpositionen, welche am nächsten zum Monolithen verbaut sind und deren Massenstrom direkt in Richtung des Monolithen strömt (Var. 1-3). Etwaige Schwierigkeiten hinsichtlich der Bauteilbelastung des Katalysators werden bei den folgenden Messungen kritisch beobachtet und ausgewiesen.

Aufgrund einer sehr hohen, technischen Komplexität und sehr steilen Temperatur-Gradienten beim Aufheizen des keramischen Monolithen (Risiko von Thermospannungen), wurde die Kombinatorik aus Abgasbrenner und Abgasnachbehandlung mit System mit seitlicher Injektorlage plus Sekundärluftsystem für die Untersuchungen innerhalb dieser Arbeit ausgeschlossen.

In Abbildung 37 sind die ersten Temperaturverläufe der drei Favoriten dargestellt. Charakteristisch sind für alle Messungen der schnelle und steile Anstieg der Temperatur vor Katalysator. Außerdem werden sehr hohe Temperaturen von über 1000 °C erreicht (Position 2 und 3). Dies muss bei einer Serienumsetzung vermieden werden, um den Washcoat nicht zu stark zu altern. Position drei zeigt die schnellste Aufheizung, da der Brenner direkt auf den Monolithen und das Thermoelement gerichtet ist. Dies lässt vermuten, dass der Monolith nicht großflächig und homogen aufgeheizt



wird. Diese angenommenen, großen Temperaturdifferenzen konnten messtechnisch belegt werden und sind in der Abbildung rechts zu sehen. Nach 13 s ist das Temperatur-Delta zwischen maximaler Temperatur in der Mitte und einer Randtemperatur teilweise immer noch über 500 °C groß.

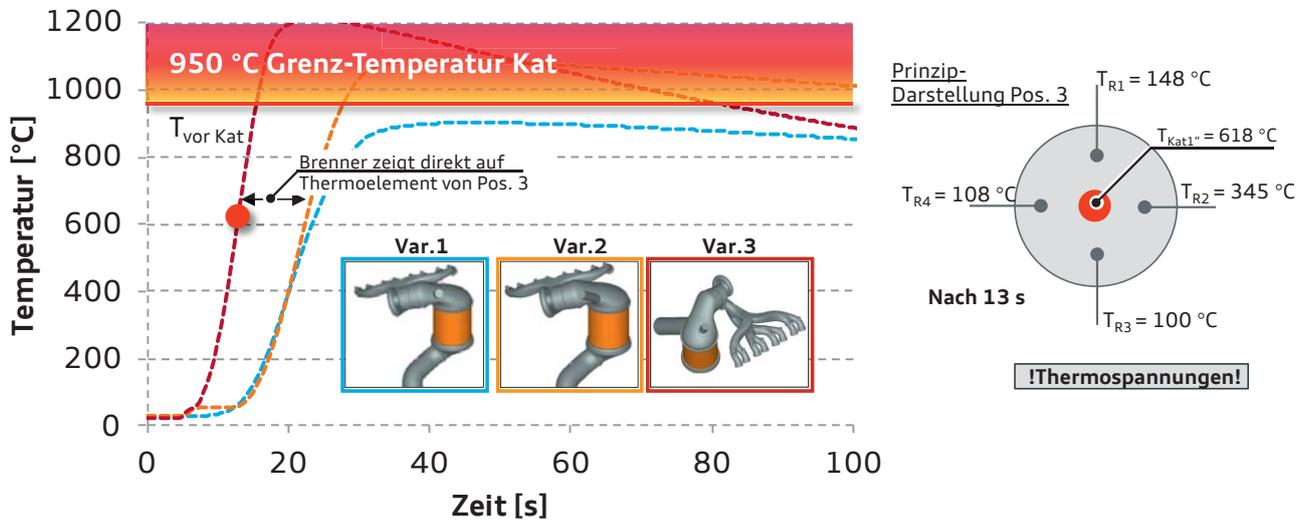


Abbildung 37: Temperaturmessung vor Katalysator – Abgasbrenner Variante 1 bis 3

Diese Inhomogenität der Temperatur ist schlecht, da zum einen Thermospannungen auftreten können und zu anderen ein Emissionsschlupf stattfindet, wenn der Katalysator lokal nicht über der Light-Off-Temperatur ist.

Die anderen beiden Varianten 1 und 2 müssen zunächst den Katalysatortrichter mit Abgas füllen, bis das Thermoelement den Temperaturanstieg detektiert. Jede Brennervariante wurde an einem eigenen Katalysator verbaut. Damit lässt sich der Einfluss der Brenner-Position auf den Monolithen auflösen.

Anschließend wurde der Temperatureinfluss auf die Keramik bewertet: Abbildung 38 zeigt Endoskop-Aufnahmen der Monolithen in der Übersicht und als Detail nach Versuchsläufen mit mehr als 100 Brennerstarts. Durch die Endoskopieaufnahmen soll kontrolliert werden, ob der keramische Träger nachhaltige Schädigungen durch die hohe Temperatur und die steilen Temperaturgradienten aufweist.

Position 1 zeigt auch nach der Messzeit mit etwa 100 Starts keinen Einfluss an der Keramik, weder in der Übersicht, noch in der Detailaufnahme. Bei Position 2 wurde während der Applikationsphase am Prüfstand mehrfach Temperaturen über 1000 °C erreicht, es sind erste Anzeichen einer Schädigung zu erkennen. Bei Position 3 waren die Temperaturgradienten während des Aufheizvorgangs derart steil, dass Spitzen-Temperaturen größer 1200 °C oft erreicht wurden (siehe Abbildung 37, Seite 64) und der Monolith deutliche Schädigungen aufweist. Diese kommen auch

durch sogenannte Thermoshocks zustande, da der Monolith innerhalb kurzer Zeit von lokal 20 °C auf 1200 °C aufgeheizt wird.

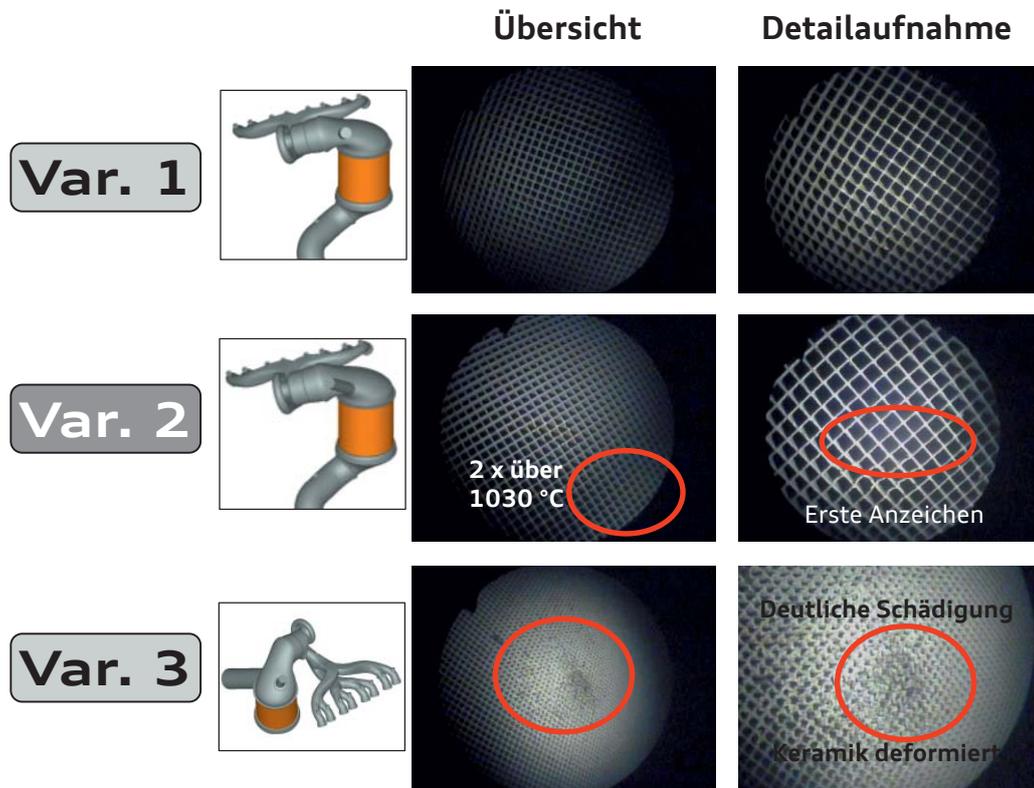


Abbildung 38: Endoskopie der Abgasbrenner-Katalysatoren nach über 100 Starts

Aufgrund der Schädigungen und damit einer geringen Umsetzungswahrscheinlichkeit für Position 2 und 3 wurde für die folgenden Messungen mit Position 1 weitergearbeitet.

Der Abgasbrenner kann in einem weiten Lambda-Bereich von 0,7 bis etwa 2 appliziert werden. Um Unterschiede und Auswirkung der Applikation auf Temperatur und Emissionen bewerten zu können, wird in Abbildung 39 eine Lambda-Variation im Kaltstart gezeigt. In der Summe aller Eigenschaften ist der stöchiometrische Betrieb (grüne Kurve) der Beste. Das hat folgende Gründe: Die Aufheizung erfolgt sowohl vor, als auch im Katalysator am schnellsten (siehe Abbildung oben links), bei insgesamt niedrigsten Emissionen. Insbesondere die NO_x Emissionen sind auf einem Minimum (grüne Kurve, unten rechts). In Bezug auf die NO_x-Emissionen gilt, je magerer das Brenner-Lambda, desto höher die NO_x-Emissionen, was bereits aus den Motorprüfstands-Untersuchungen bekannt ist. Bei den NMHC-Emissionen ist der Bereich der instabilen Verbrennung im Start zu erkennen, die bereits per Videoauswertung durch die gelben Flammen belegt werden konnte [74]. Die NMHC Emissionen wechseln erst nach ca. 5 Sekunden von einem steilen Gradienten in einen sehr flachen, fast waagerechten Verlauf (unten links). Auch dies deckt sich mit den Analysen der Flammen-Bilder. Das belegt eine Stabilisierung der Verbrennung, die aufgrund



der offenen Gleichdruckverbrennung mit sehr hohen Temperaturen bei optimaler Gemischbildung einen extrem geringen NHMC-Ausstoß ermöglicht.

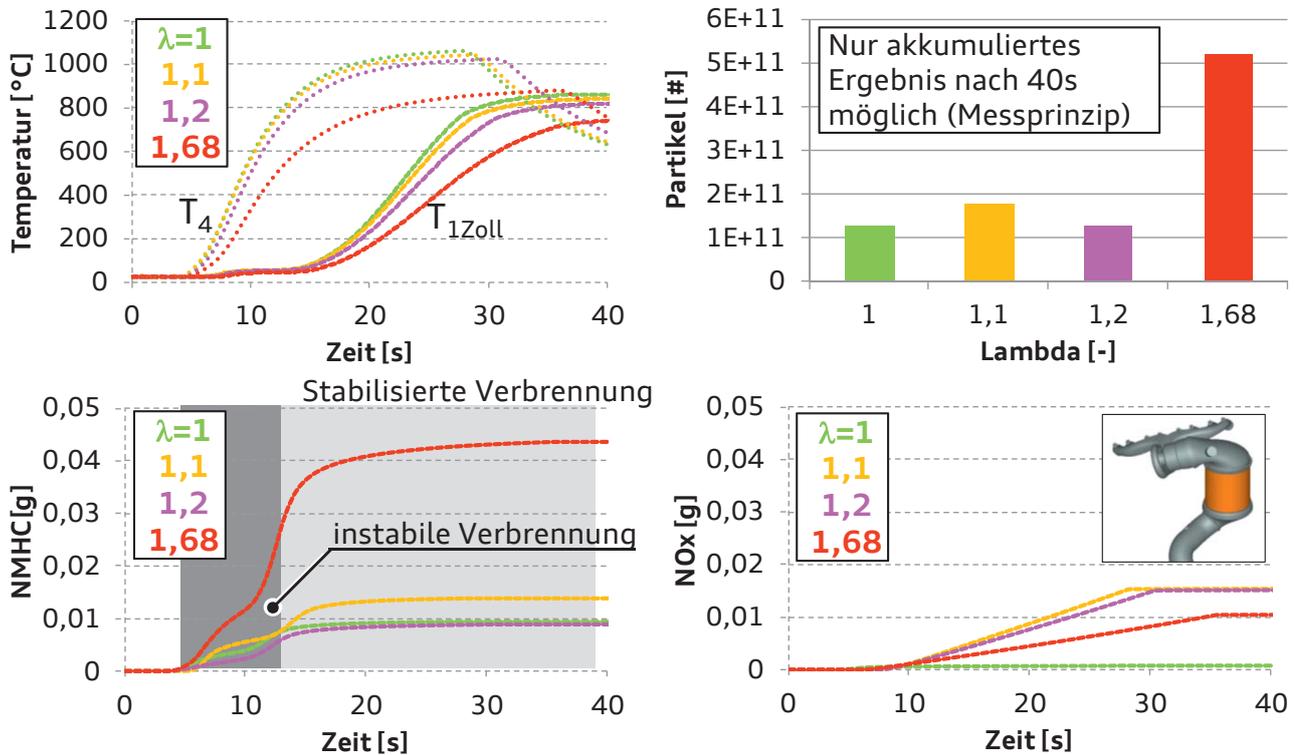


Abbildung 39: Lambda-Variation beim Abgasbrenner im Kaltstart

Ein Lambda von 1,68 stellt keinen stabilen Brennerbetrieb mehr dar. Die NHMC- und Partikel-Emissionen steigen stark an. Dabei werden die PN-Emissionen nur als weiterer Indikator für eine schlechte Gemischaufbereitung genutzt. Dieser Anstieg lässt also auf eine unsaubere Verbrennung schließen und muss für eine Serienumsetzung ausgeschlossen werden.

Die gewonnenen Erkenntnisse werden in Abbildung 40 in das bekannte Diagramm eingetragen, um das letzte der fünf untersuchten Systeme mit den „motorischen Katheiz-Maßnahmen“ vergleichen zu können.

Die untersuchte Hardware stellt eine maximale Heiz-Leistung innerhalb des schwarzen Ringes bis etwa 9,7 kW bereit. Prinzip bedingt funktioniert die Lambda-Variation ins magere bei höchster Heiz-Leistung nur bei konstanter Luftmasse unter Rücknahme der Kraftstoffmasse (luftgeführtes System). Um die Systeme mit seitlicher und zentraler Injektorlage, Sekundärluftsystem und Abgasbrenner sinnvoll miteinander bei gleichem Kraftstoffmassenstrom vergleichen zu können, ist eine Extrapolation der Brenner Heiz-Leistung notwendig.

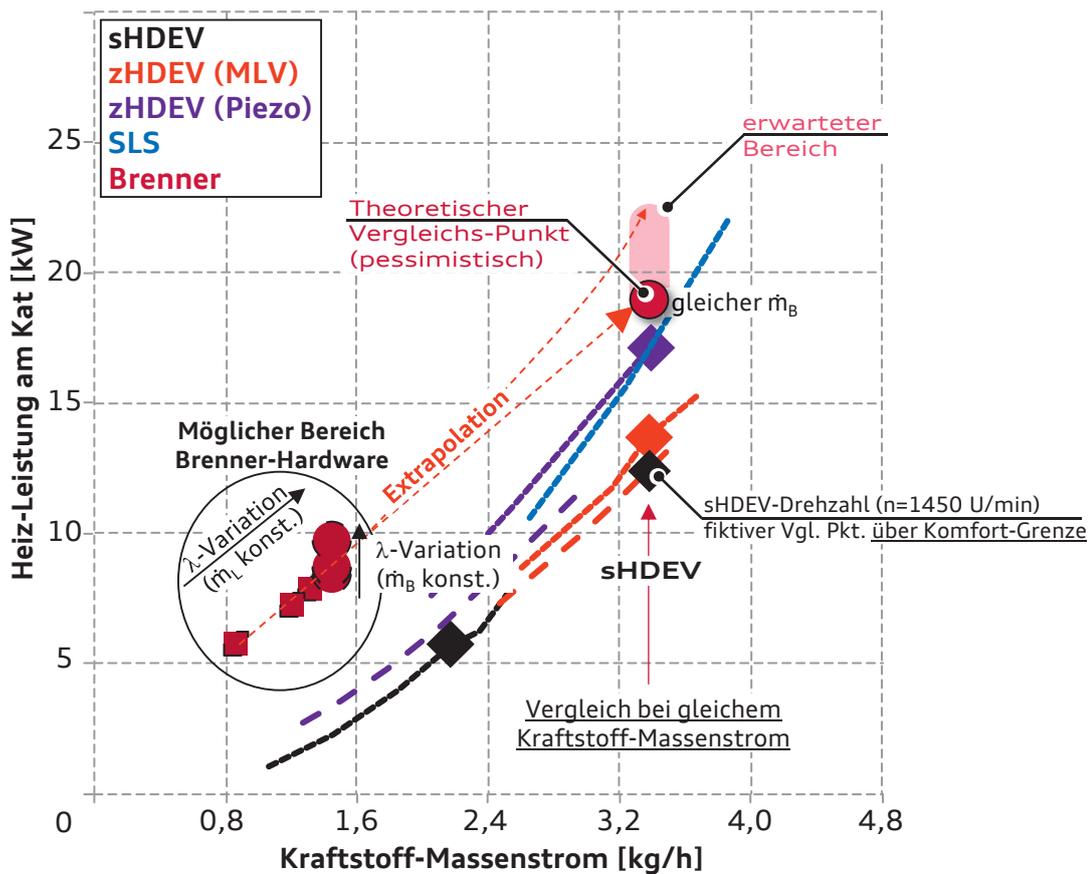


Abbildung 40: Heiz-Leistung über Kraftstoff-Massenstrom – Brenner, Sekundärluftsystem, zentrale und seitliche Injektorlage

Unter der Annahme einer konstanten Abgastemperatur (stationär, durchgeheiztes System), ist die Heiz-Leistung nur eine Funktion der Luft- und Kraftstoffmasse. Daher ist eine Extrapolation zulässig. In rosa ist der erwartete Bereich der Extrapolation eingetragen. Hierbei wird sich für die folgenden Vergleiche an den unteren, pessimistischen Bereich der Extrapolation gelegt (roter Punkt). Technisch ist diese höhere, extrapolierte Heiz-Leistung beispielweise über eine stärkere Sekundärluftpumpe und eine größere Brennkammer realisierbar. Damit wird der Vergleich der Systeme bei gleicher Kraftstoff-Masse möglich und ist, auch unter technischen Randbedingungen, realistisch.

Wie bereits erwartet, hat der Brenner durch seine extrem nahe Position vor Katalysator und seiner relativ verlustarmen Verbrennung große Vorteile gegenüber den vier bereits untersuchten Systemen und liegt in seiner Heiz-Leistung am Katalysator mit dem theoretischen Vergleichspunkt nochmals über dem bereits sehr hohen Heiz-Leistungen des Piezo- und des Sekundärluftsystems.



Um diese Vorteile genau analysieren zu können, werden in Abbildung 41 alle fünf Systeme in Bezug auf Heiz-Leistung und Emissionen miteinander verglichen. Es werden zwei verschiedene Brenner-Applikationen gezeigt. Der erste Vergleichspunkt stellt 13 %-Punkte mehr Heiz-Leistung als das Sekundärluftsystem bei gleichem Verbrauch und damit 50 % mehr als das System mit seitlicher Injektorlage bereit. Die energiereichen HC- und CO-Moleküle werden aufgrund der offenen, stationären Verbrennung nahezu alle oxidiert. Daher sind die Emissionen nochmals niedriger als die des Sekundärluftsystems. Folglich generiert der Abgasbrenner aus gleicher Kraftstoff-Masse mehr Leistung und ist damit am effizientesten. Vorteilhaft ist ebenfalls der nochmals minimierte Wandwärmeverlust im Vergleich zum Sekundärluftsystem in Verbindung mit dem sehr nahen Einbauort. Zusätzlich sei darauf hingewiesen, dass der Abgasbrenner, anders als alle motorischen Maßnahmen, die Kraftstoffmenge neben dem Katheizen nicht gleichzeitig zum Betrieb eines verlustbehafteten Motors im Leerlauf nutzen muss, sondern 100 % der eingesetzten Brennstoffmenge zur Abgasenthalpie-Erzeugung verwendet.

Gleichzeitig übersteigt jedoch die Brennertemperatur ohne Gegenmaßnahmen die kritische Vor-Katalysator-Temperatur von 850 °C. Diese muss unter Serienrandbedingungen eingehalten werden, da sonst der Katalysator durch das Katheizen bereits gealtert wird. Vermischt man das heiße Abgas mit zusätzlicher Luft (unterster, roter Balken), die nicht an der Verbrennung teilnimmt, kann man den Balken der Heiz-Leistung nach rechts verschieben und die Abgastemperatur unter 850 °C senken. Durch die hohe zusätzliche Luftmasse (+ 26 kg/h), die in ihrer Höhe etwa dem Katheiz-Massenstrom des Versuchsmotors entspricht, hat die Brenner-Applikation 28 % mehr Heiz-Leistung als das Sekundärluftsystem und insgesamt 75 % mehr Heiz-Leistung als das Basis System mit seitlicher Injektorlage.

Eine nochmalig bessere Reaktion der bereits geringen HC- und CO-Emissionen und damit einer besseren Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Kraftstoff-Masse sorgt u.a. für die Steigerung der Heiz-Leistung. Im instationären Zustand des Brenner-Betriebes wird das notwendige, unterstöchiometrische Katausräumen¹¹ für eine Verringerung des CO₂-Potentials mit magerem Brennerbetrieb sorgen. Es wird im Zyklus darauf geachtet, dass die Temperatur mit Brenner-Heizen im Monolithen unter 900 °C, bzw. 950 °C mit etwas Sicherheitsabstand, bleibt.

¹¹ Katausräumen beschreibt die funktionale Umsetzung einen mit Sauerstoff beladenen Katalysator bspw. nach einen Schubbetrieb mit unterstöchiometrischen Abgas zu beaufschlagen und den Sauerstoff somit aus dem Katalysator auszuräumen, um die 3-Wege-Funktion zu gewährleisten

Zusammengefasst hat der Brenner Prinzip bedingte Vorteile gegenüber den übrigen Katalysatorheizkonzepten (seitliche, zentrale Injektorlage und Sekundärluftsystem).

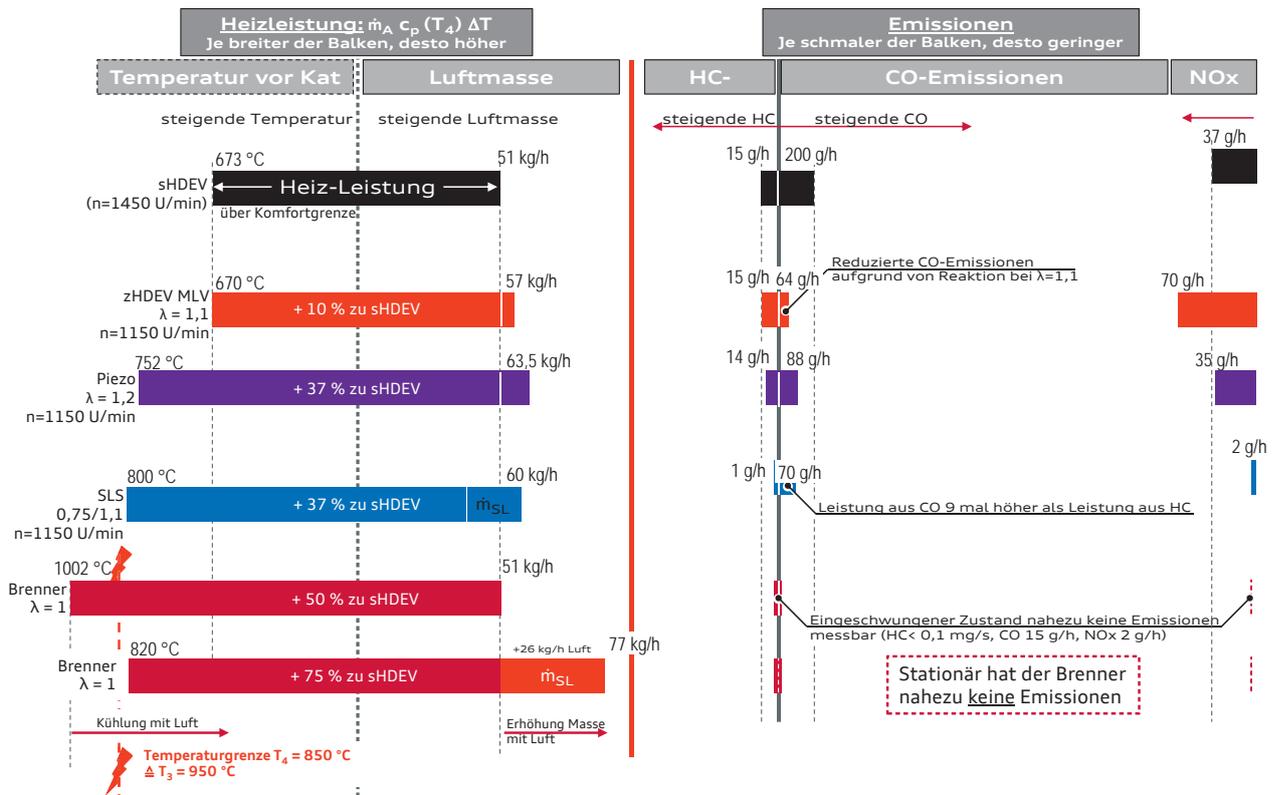


Abbildung 41: Darstellung Heiz-Leistung und Emissionen – alle Systeme im Vergleich

Da auf dem Weg von Energieentstehung bis Monolith nur das Brennerbauteil aufgeheizt wird, hat der Abgasbrenner die höchste Effizienz im stationären Betrieb. Die Energieentstehung direkt vor Katalysator in Verbindung mit der offenen, fast vollständigen Verbrennung des Kraftstoffes und die sehr geringen Wandwärmeverluste sorgen für die höchste Effizienz aller fünf Systeme.

Innerhalb der Untersuchungen für diese Arbeit wurde die Brenner-Hardware über eine Funkenzündung optimiert. Diese ist energetisch deutlich günstiger gegenüber dem leistungsintensiven Glühstift. Daher ist es zulässig, den Strombedarf des Vorglüehens des Glühstifts nicht in die Gesamtbetrachtung des Verbrauchs einzurechnen. Analog zum Kapitel 3.3 – Sekundärluftsystem – wird auch beim Abgasbrenner der erhöhte Kraftstoff-Verbrauch durch den Einsatz der Sekundärluftpumpe nicht berücksichtigt.

4 Auswerte Methodik der instationären Zyklen

In den folgenden Kapiteln erfolgt der sukzessive Übertrag der stationären Katalysator-Aufheizversuche (Abbildung 40, Seite 67) in die instationären Zyklen Neuer Europäischer Fahrzyklus (Kapitel 5) und FTP-75 (Kapitel 6). Die im Folgenden beschriebene Methodik gilt sowohl für den Neuen Europäischen Fahrzyklus und die EU6W-Grenzwerte, als auch für den FTP-75 in der LEVIII-Gesetzgebung nach SULEV30 Standards. Auf etwaige Unterschiede bei der Auswertung unter den Prämissen der beiden verschiedenen Emissionsgesetzgebungen wird jeweils explizit hingewiesen. Als Beispiel zur Erklärung der folgenden Methodik dienen der Neue Europäische Fahrzyklus und das System mit seitlicher Injektorlage (sHDEV).

In Abbildung 42 ist der Übertrag der stationären Messung (links) am Beispiel des sHDEV-Systems in den instationären Fahrzyklus (rechts) dargestellt.

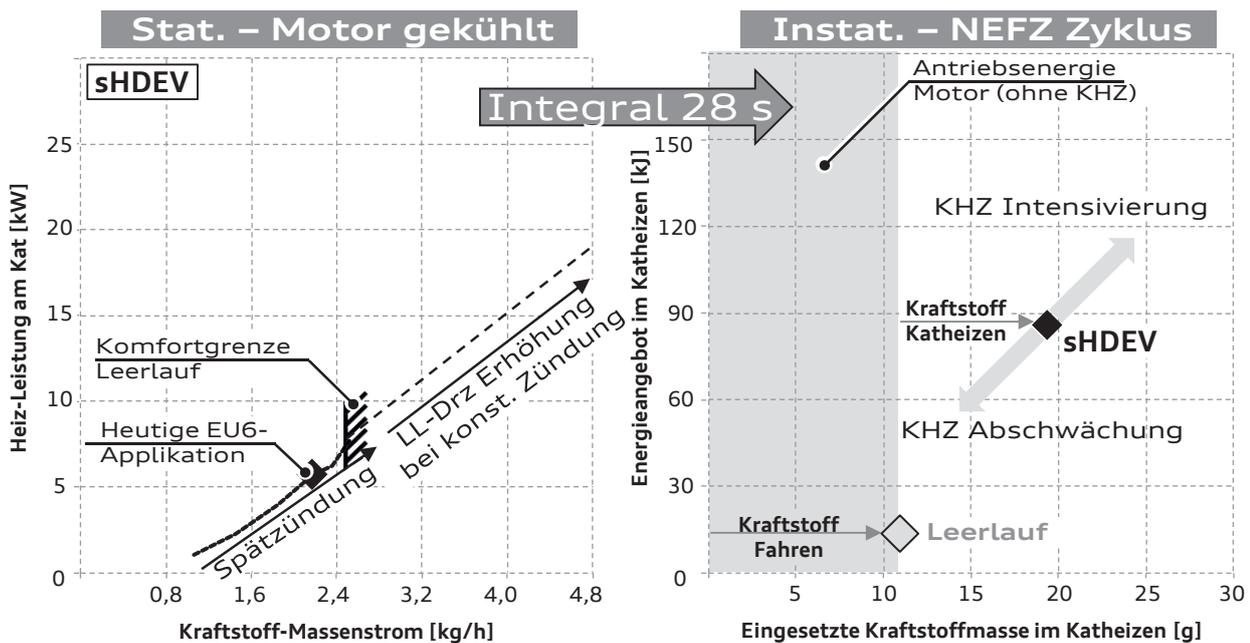


Abbildung 42: Methodischer Übertrag vom Stationären ins Instationäre

Aus den stationären Größen in [kW] und [kg/h] werden im rechten Diagramm aufgrund des zeitlich-instationären Zyklus die Größe als Integral, namentlich als *Energieangebot im Katheizen [kJ]* und die *Eingesetzte Kraftstoffmasse im Katheizen [g]* dargestellt. Ausgewertet wird nach 28 Sekunden, nach dem ersten Fahrhügel im Neuen Europäischen Fahrzyklus. Im FTP-75 werden der Verbrauch und die Heizenergie nach der Leerlaufphase von 20 Sekunden ausgewiesen. Die grauhinterlegte Fläche



beschreibt die notwendige Kraftstoffmasse, um das Fahrzeug bis Sekunde 28 (Neuer Europäischer Fahrzyklus) bzw. Sekunde 20 (FTP-75) anzutreiben, wenn kein Katheizen aktiv ist.

Die graue Raute definiert die Höhe des Energieangebotes ohne Katheizen. Diese ist erwartungsgemäß sehr niedrig, da mit verbrauchsoptimalen Einstellungen gefahren wird, die eine tiefe Verbrennungs- und Abgastemperatur mit sich bringen. Die schwarze Raute im rechten Diagramm ist das Pendant zur schwarzen Raute aus den stationären Untersuchungen. Wird das Katheizen intensiviert, verschiebt sich die Raute nach rechts oben, da sowohl der Verbrauch, als auch die Energiemenge gleichsam steigen. Eine Katheiz-Abschwächung hat einen geringeren Verbrauch auf Kosten des geringeren Energieangebotes zur Folge, die Raute erfährt eine Verschiebung nach links unten.

Ziel der Optimierung des Katheizens innerhalb dieser Arbeit in den Kapiteln 5 und 6 ist ein minimaler Verbrauch im Katheizen unter der Prämisse, dass die Emissionen NMHC und NO_x bei Test-Ende auf dem halben EU6W-Grenzwert bzw. auf dem halben SULEV30 Grenzwert im FTP-75 liegen. Das entspricht dem Engineering Target für neue Katalysatoren, um ausreichend Alterungsvorhalt von 160.000 km bzw. 150.000 mi gewährleisten zu können. Das EU6W-Engineering Target ist explizit beim NMHC 34 mg/km und 30 mg/km NO_x.

In der US-Gesetzgebung unter LEV VIII-Randbedingungen und SULEV30 Standards ist zwar eine beliebige Aufteilung der NMOG- und NO_x-Emissionen zulässig, innerhalb dieser Arbeit wird dennoch der halbe Grenzwert (nach LEV II) zur Orientierung in die Graphen eingetragen. Das entspricht bei NMOG 5 mg/mi und bei NO_x 10 mg/mi. Die CO-Emissionen spielen bei beiden Abgasgesetzgebungen eine untergeordnete Rolle, da die CO-Emissionen des Motors sehr gering sind und werden daher in den folgenden Darstellungen nicht berücksichtigt. Da die Katalysator-Heizphase entscheidend ist für die Emissionen im gesamten Test, lassen sich die Höhe der NMHC- und NO_x-Emissionen über die Intensität und die Strategie des Katheizens beeinflussen.

Die Abschwächung des Katheizens, mit dem Ziel, den optimalen Verbrauch im Katheizen darzustellen, bei Emissionen auf Engineering Target, erfolgt über verschiedene Ansätze:

Die gängigste Maßnahme ist eine reduzierte Spätverstellung des Katheiz-Zündwinkels, um Verbrauch zu sparen. Hierbei steigen insbesondere die NHMC-Emissionen wieder stark an (siehe Abbildung 12 auf Seite 26). Eine Kürzung der Katheiz-Dauer spart ebenfalls Verbrauch ein. Dieser Ansatz kann jedoch nur verfolgt werden, wenn gleichzeitig die Katheiz-Maßnahme in kurzer Zeit eine hohe Energie bereitstellt, da der Katalysator ansonsten aufgrund der kurzen Katheiz-Dauer



nicht ausreichend durchgeheizt ist und Emissionen nicht konvertiert werden. Diese Vorgehensweise kann zum Beispiel bei sehr späten Zündwinkeln durchgeführt werden. Darüber hinaus gibt es noch die Möglichkeit über Nockenwellenverstellung Einfluss auf die Katheiz-Intensität zu nehmen. Aufgrund der Vielzahl an Kombinatorik der unterschiedlichen CO₂-Optimierungsmöglichkeiten erfolgte die Optimierung als Vorarbeit für diese Dissertation insbesondere beim System mit zentraler Injektorlage über den DoE-Ansatz. Schließlich werden verschiedene, zieleführende Strategien eines optimalen Katheizens dargestellt und Vor- und Nachteile analysiert.

Sobald die NMHC-Emissionen *oder* die NO_x-Emissionen das Engineering-Target von 50 % vom Grenzwert bei Testende erreichen, wird die Verbrauchsoptimierung abgebrochen und der sich ergebende CO₂-Verbrauch im Katheizen ausgewiesen. Grund für diese Vorgehensweise ist, dass beispielsweise eine magere Katheiz-Strategie mit $\lambda \gg 1$ zwar sehr geringe NMHC-Emissionen im Katheizen darstellen kann, die NO_x-Emissionen jedoch gleichzeitig stark ansteigen und vom Katalysator nicht konvertiert werden, sodass eine gleichzeitige Optimierung der Emissionen im Katheizen über diese Strategie physikalisch ausgeschlossen werden kann. Im besten Fall liegen jedoch beide Emissions-Spezies nahe dem Engineering Target.

Bei intensiver und schneller Kataufheizung durch hohe Energien wird der Light-Off des Katalysators oftmals derart schnell erreicht, dass die Emissionen bereits während der Katheizphase asymptotisch in einen waagerechten Verlauf gehen und keine weiteren, nennenswerten Emissionen mehr emittiert werden. In diesem Fall wird die Katheiz-Dauer rechnerisch reduziert bis zu dem Zeitpunkt, ab dem die Emissionen den waagerechten Verlauf erreichen. Diese Methodik wurde nachträglich implementiert, um Prüfstands-Kapazität zu sparen und ist aufgrund des eindeutigen Zusammenhanges zwischen Katdurchheizung und Emissionsschlupf insbesondere im Neuen Europäischen Fahrzyklus ein probates Mittel. Damit wird die zum Teil sehr hohe Anzahl der Abgastests (innerhalb dieser Arbeit nicht alle dargestellt) aufgrund der vielen, verschiedenen Optimierungsparameter, sinnvoll eingeschränkt. Dieses Vorgehen wird in dieser Arbeit außerdem angewandt, wenn die Engineering Targets trotz mehrerer Versuche oder verschiedener Applikationsmaßnahmen nicht ganz exakt erreicht werden.

Ein weiterer, schneller, empirischer Vergleich der Katheiz-Methoden ist auch der Vergleich der Zeitdauer, bis das erste Zoll (1“) die 400 °C erreicht hat. Diese Temperatur beschreibt den sicheren Light-Off gealterter Katalysatoren und wird mit einem farbigen Punkt auf der waagerechten, roten 400 °C Linie markiert und dient innerhalb der Arbeit als „Schnell-Vergleich“ der Systeme zueinander.



Der Einsatz einer Sekundärluftpumpe, beim Sekundärluftsystem und beim Abgasbrenner, erfordert eine Bereitstellung von elektrischer Energie. Diese kommt aus der Batterie. Der elektrische Verbrauch führt trotz Rekuperationsstrategien im Neuen Europäischen Fahrzyklus und FTP-75 zu leicht erhöhtem Kraftstoff-Verbrauch. Eine zusätzliche Durchschnittsleistung von 100 Watt elektrischer Niedervolt-Leistung entsprechen dabei 1,5 g/km CO₂. Die Pumpe benötigt zwar 600 W, diese liegen jedoch nur kurzzeitig während dem Katheizen an. Über eine rechnerische Längsdynamik-Analyse wird der Zusatzverbrauch ermittelt. Dies ist ausschließlich rechnerisch möglich, da die Werte sehr klein sind und in den Verbrauchs-Messtoleranzen der Abgastest nicht mit ausreichender Genauigkeit ermittelbar sind. Für den FTP-75 gilt, bei einem Betrieb der Pumpe von 18 s, ein Mehrverbrauch von etwa 0,15 g/mi (gewichtet). Da der Wert rechnerisch exakt ermittelt wurde, ist dies der einzige Wert, der mit zwei Nachkommastellen angegeben wird. Dieser Wert wird nach der Optimierung des Katheizens vom ermittelten Verbrauchs-Potential abgezogen.

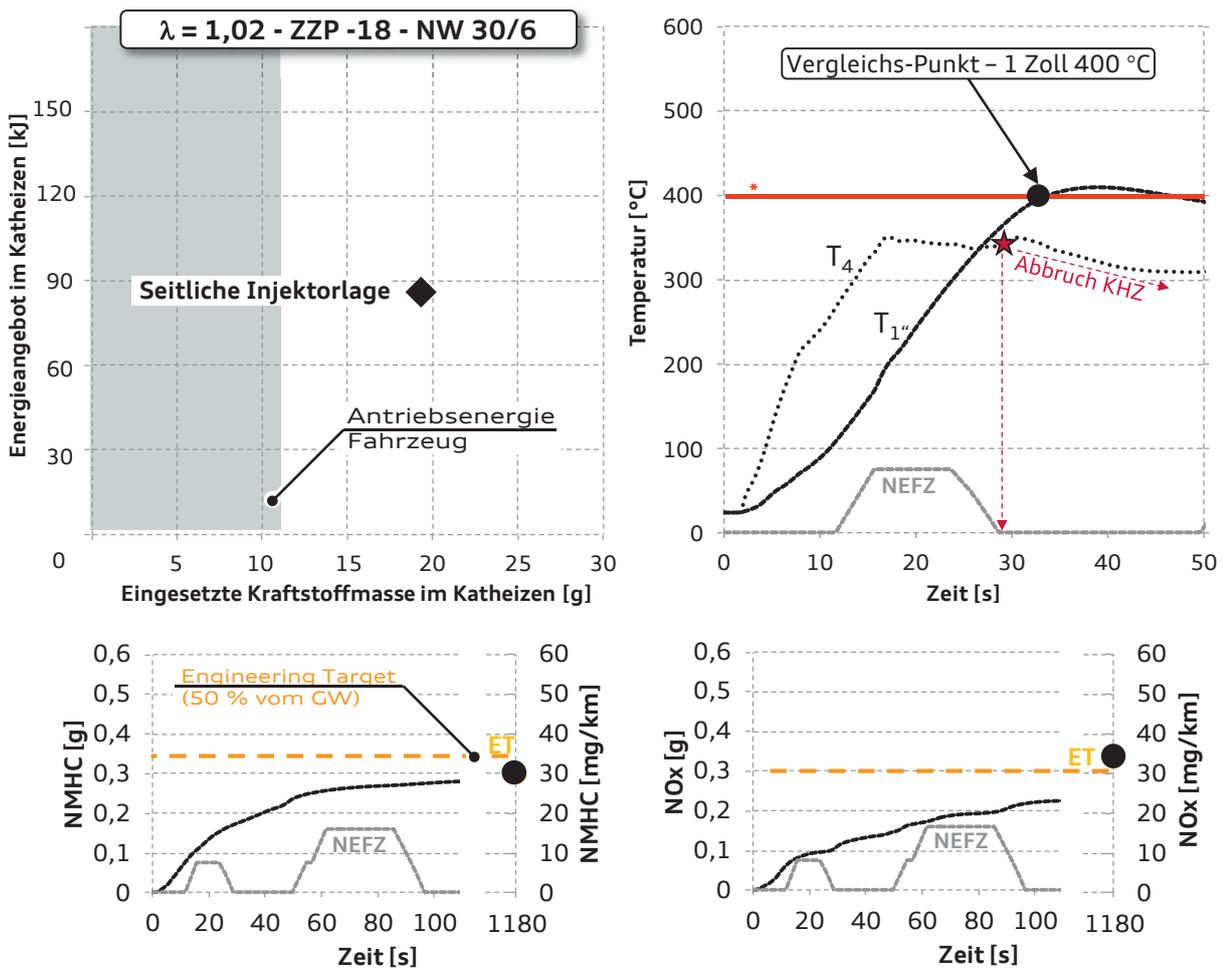
Im Neuen Europäischen Fahrzyklus wird die Pumpe nur sehr kurz betrieben, sodass dort Werte << 0,1 g/km errechnet wurden. Derart kleine Werte werden daher im Neuen Europäischen Fahrzyklus nicht berücksichtigt, da sie unterhalb der Auflösung liegen.

5 Potential der Systeme im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Im folgenden Kapitel werden die fünf Abgasnachbehandlungssysteme aus den stationären Untersuchungen im instationären Abgastestzyklus, dem Neuen Europäischen Fahrzyklus, in Europa angewendet. Die Emissionen werden bzgl. den EU6W-Grenzwerten bewertet: NMHC = 68 mg/km; NOx = 60 mg/km. Des Weiteren wird das Engineering Target der Emissionen als orange Linie bei 50 % der Grenzwerte eingetragen.

5.1 Seitliche Injektorlage

Als Ausgangsbasis der Vergleiche dient weiterhin das System mit seitlicher Injektorlage. Diese wird in Abbildung 43 dargestellt.



* Temperatur sicherer Konvertierung

Abbildung 43: Potential mit seitlicher Injektorlage im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Links oben in der Abbildung wird die Energie über der Kraftstoffmasse gezeigt, um die nachfolgenden Systeme in Bezug auf die Katheiz-Effizienz zu vergleichen.

Daneben ist rechts im Bild der Verlauf der Temperatur vor Katalysator und ein Zoll (1“) im Katalysator über der Zeit aufgetragen.

In der unteren Hälfte des Bildes sind die Emissionen dargestellt. Erstens als Verlauf der kumulierten Emissionen bis 100 Sekunden in [g] und zweitens anhand eines schwarzen Punktes als Integralen Endwert bezogen auf die gefahrenen 11 Kilometer im Neuen Europäischen Fahrzyklus in [mg/km]. Links unten sind die NMHC-, rechts unten die NO_x-Emissionen dargestellt. Insgesamt stellt das System mit seitlicher Injektorlage das Referenz System dar, da die Emissionen fast exakt auf dem halben Grenzwert liegen und das System daher bereits optimal ausgelegt ist. Eine Abschwächung des Katheizens ist also aus Gründen der Emissionssicherheit nicht möglich.

Jedes weitere Katheiz-System wird gegen dieses System verglichen und bewertet. Insgesamt benötigt das Basis System ca. 19 g Kraftstoff für das Katheizen, stellt dabei ca. 85 kJ Energie zur Verfügung und benötigt für die 1“-Katalysator-Aufheizung 33 Sekunden.

5.2 Zentrale Injektorlage

Aus den stationären Untersuchungen am System mit zentraler Mehrlochventil-Injektorlage wurde die hohe Stabilität des Brennverfahrens herausgearbeitet. So eröffnet sich im Vergleich zum System mit seitlicher Injektorlage ein erweitertes Applikationspotential hin zu extremeren Parametern (sehr späte Zündung, mageres Lambda, etc.). Daher wird das System mit zentraler Mehrlochventil-Injektorlage mit *drei verschiedenen* Applikationsstrategien untersucht: einem mageren Lambda von 1,1 (dunkelrote Raute), einer Zündung von -28 °KW (graue Raute) und einer geänderten Nockenwellenstrategie mit *Einlass öffnet bei 20 °KW vor Oberem Totpunkt (OT) und Auslass schließt bei 20 °KW vor Oberem Totpunkt* (rosa Raute). Grundsätzliches Ziel der Applikationen ist eine hohe Heizenergie anzubieten und unter Umständen die Katheizdauer zu verkürzen und somit einen minimalen Verbrauch in der Katheiz-Phase mit Emissionen auf dem Engineering Target bei Testende darzustellen. Die übrigen Systeme haben eine NW-Strategie mit *Einlass öffnet 30 °KW nach Oberem Totpunkt und Auslass schließt von 6 °KW nach Oberem Totpunkt* und damit eine weniger starke Überschneidung der Nockenwellen.

Eine hohe Überschneidung ist aus Emissionssicht zielführend aufgrund des höheren Restgasanteils, da die Verbrennungs-Spitzentemperatur gesenkt wird, was zu geringeren NO_x-Emissionen führt



[62]. Diese Applikationsmaßnahme erhöht jedoch die Laufunruhe deutlich und kann daher nicht beliebig mit anderen Katheiz-Applikation (späte Zündung, mageres Lambda) kombiniert werden [1], [3].

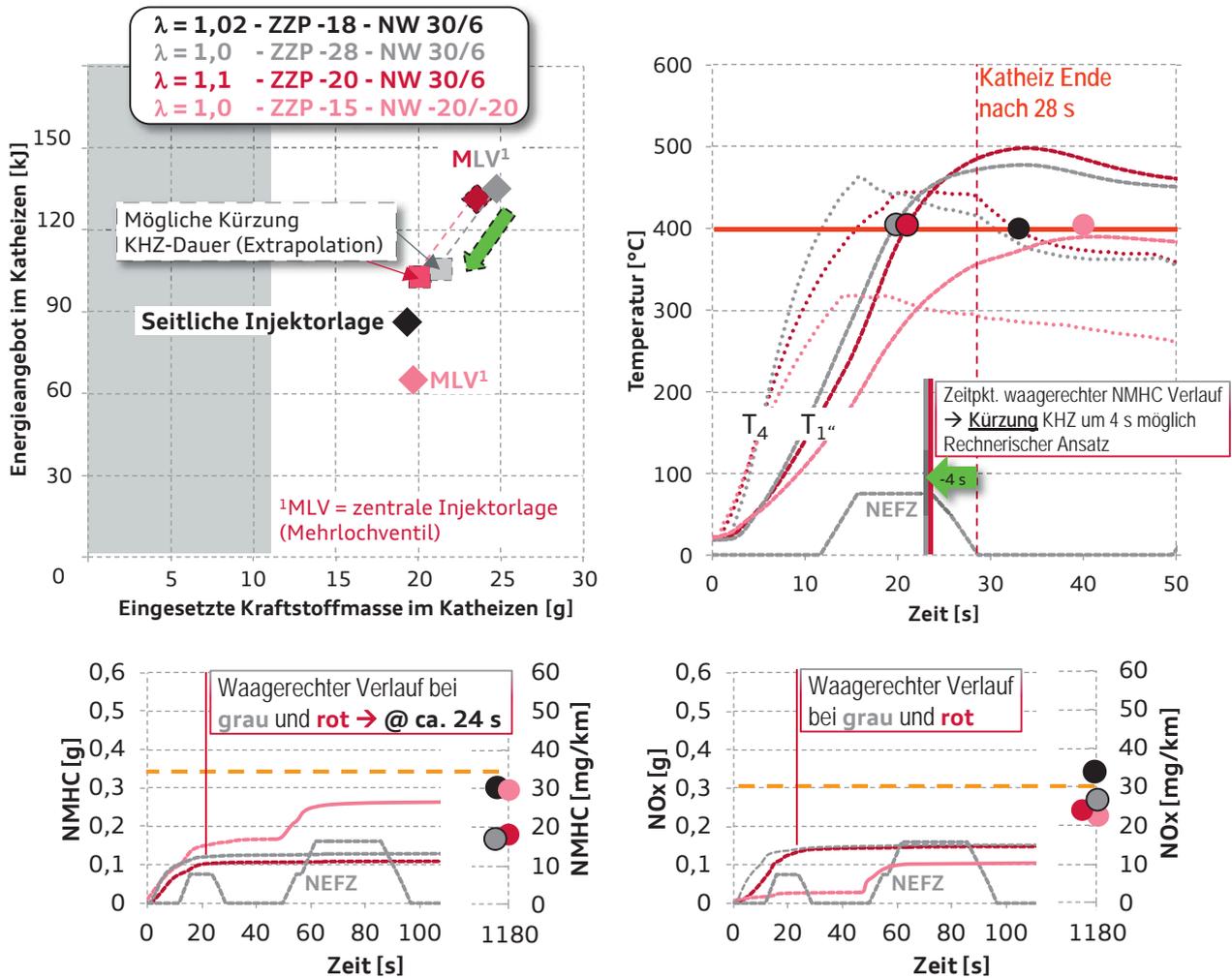


Abbildung 44: Potential mit zentraler Mehrlochventil-Injektorlage im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Wie auch im stationären Betriebspunkt in Abbildung 22 auf Seite 40, kann das System mit zentraler Einspritzlage bedeutend höhere Energien als das Basis-System (sHDEV) bereitstellen (graue und dunkelrote Raute) auf Kosten eines deutlich höheren Verbrauchs. Damit ist das System mit zentraler Mehrlochventil-Injektorlage sehr robust.

Die Applikation mit einem Zündzeitpunkt = -15 °KW hat den frühesten Zündwinkel der dargestellten Applikationen und stellt folglich die geringste Katheiz-Energie zur Verfügung. Somit ist auch die Temperatur die tiefste der vier dargestellten Applikationen. Hier hilft auch die eingestellte Überschneidung der Nockenwellen nicht, eine höhere Energie als die übrigen Systeme zu erzielen. Die Überschneidung von -20/-20 bleibt so appliziert, dass auch während dem Katheizen im Fahrbetrieb (Sekunde 12 bis 28) die Nockenwellen in der Überschneidung stehen. Aufgrund dessen

- Zentrale Injektorlage -



ist eine gleichzeitige Spätzündwinkelverstellung im Fahrbetrieb nicht möglich, da dies zu einem zu unruhigen Motorlauf führen würde. Daher wird auf einen Zündwinkel von 0°KW zurückgegangen. Dies führt, trotz der höheren Überschneidung, zu niedrigeren Temperaturen vor Katalysator als beim System mit seitlicher Injektorlage, sodass sich schließlich nur noch der erhöhte Verbrauch der hohen Überschneidung auswirkt (Diagramm oben links). Das sorgt für den im Vergleich zum System mit seitlicher Injektorlage höheren Verbrauch und die geringere Heiz-Energie, jedoch zu gleichwertigen Emissionen. Damit lässt sich festhalten, dass eine Spätzündwinkelverstellung einer Nockenwellenüberschneidung bei dem Ziel maximaler Heiz-Energie vorgezogen werden muss.

Die Applikation mit einer Zündung von -28°KW (graue Linie) führt zu hohen Zylinderfüllungen, einer späten U50-Lage und damit einer sehr hohen Energie und erreicht als erste die 400°C im ersten Zoll (grauer Punkt oben rechts). Hier kann, aufgrund der guten Stabilität und den Nockenwellen ohne Überschneidung, der Zündwinkel im Fahrbetrieb spät, auf ca. -7°KW , appliziert werden.

Die Applikation mit einer Zündung von -20°KW und Lambda 1,1 ist nur ca. eine Sekunde langsamer, trotz der um 8°KW früheren Zündung. Das magere Lambda sorgt aufgrund der Nachverbrennung der Emissionen im Auslasskanal für zusätzliche Wärmefreisetzung.

Bezüglich der NMHC-Emissionen unterscheiden sich die Applikation mit später Zündung (graue Kurve) und die mit magerem Lambda (rote Kurve) kaum und sind beide auf sehr gutem Niveau von etwa 20 mg/km . Der Verlauf der NMHC-Emissionen ist ab ca. 24 Sekunden waagrecht, der Katalysator ist zu diesem Zeitpunkt sicher im ersten Zoll im Light-Off (oben rechts) und es werden keine weiteren NMHC-Emissionen emittiert. Die Applikation mit der geringsten Energie hat einen NMHC-Durchbruch beim Anfahren in den zweiten Hügel und liegt am Ende vom Test 30 mg/km auf Engineering Target.

Auch bei den NO_x -Emissionen (unten rechts) unterscheiden sich die rote und graue Kurve nur marginal, sind aber beide hoch. Interessant ist dabei, dass der Schlupf aus Lambda > 1 Betrieb und der sehr späte Zündwinkel von -28°KW bei der Lambda = 1 Applikation offensichtlich zu gleichen Tail-Pipe-Emissionen führen. Das untermauert noch mal, die hohe Abhängigkeit der NO_x -Rohemissionen von (späten) Zündwinkeln.

Die Applikation mit geänderten Steuerzeiten auf $-20/-20$ und einer Zündung von -15°KW erreicht im Katheizen und bis zum Anfahren in den zweiten Hügel mit Abstand die niedrigsten NO_x -Emissionen von etwa 25 mg absolut. Der Vorteil resultiert aus der internen AGR und dem relativ frühen Zündzeitpunkt im Leerlauf. Erst beim Anfahren in den zweiten Hügel brechen NO_x -



Emissionen durch, da der Katalysator aufgrund der geringen Katheizenergie nicht hinreichend durchgeheizt ist. Dennoch ist das NO_x-Endergebnis mit 21 mg/km das Beste der Systeme.

Da die Emissionen bei der Applikation mit magerem Lambda (rote Linie) und bei der Applikation mit sehr später Zündung von 28 °KW nach Oberem Totpunkt (graue Linie) im NMHC deutlich unter dem Engineering Target liegen und bereits bei Sekunde 24 einen waagerechten Verlauf haben (siehe roten, senkrechten Marker, Diagramm unten links), haben beide Applikationen Potential zur Katheiz-Dauer Reduktion. Dadurch können die CO₂-Emissionen weiter gesenkt ohne die Emissionen zu verschlechtern. Diese Reduktion der Katheiz-Dauer erfolgt über die in Kapitel 4 eingeführte rechnerische Methodik.

Das Ergebnis der rechnerischen Verkürzung des Katheizens und dessen Einfluss auf den Verbrauch und die Energie wird als rotes und graues Quadrat oben links in Abbildung 44 dargestellt. Der Gradient zwischen Messung (Raute) und Rechnung (Quadrat) ist sehr steil, da eine Applikation auf frühere Zündwinkel, hervorgerufen durch den Abbruch des Katheizens, den Verbrauch senkt (x-Achse) aber auf der y-Achse Massenstrom und Temperatur gleichzeitig senkt.

Die numerische Reduktion der Katheiz-Dauer findet im Hügel also durch ein früheres Abbrechen des Katheizens statt. Da die NO_x-Emissionen der beiden analysierten Applikationen bereits im Katheizen sehr hoch sind, kann nur eine geringe Reduktion der Katheiz-Dauer von etwa 4 s vorgenommen werden, um einen unerlaubten Anstieg der NO_x-Emissionen über das zulässige Engineering Target zu vermeiden. Die rechnerische Reduktion und Analyse zeigt dennoch weiterhin einen erhöhten Verbrauch im Vergleich zum Basis-System (sHDEV), bei gleichzeitig höherer Energie. Dabei ist die Applikation mit magerem Lambda aufgrund der Nachverbrennung der Rohemissionen im Auslasskanal leicht im Vorteil. Das Ziel, Kraftstoff gegenüber dem System mit seitlicher Injektorlage zu sparen wird hier verfehlt.

Aufgrund der Emissionen auf Engineering Target und den geringsten Verbräuchen innerhalb der dargestellten Applikationen mit zentraler Mehrlochventil-Injektorlage, ist die Applikation mit einer Zündung von -15 °KW (rosa Kurve) das Zielsystem. Das verbrauchärmste System (rosa Raute) benötigt, wie das Basis-System, ca. 19 g Kraftstoff für das Katheizen, stellt dabei ca. 65 kJ Energie zur Verfügung (-24 %) und benötigt für die 1“-Katalysator-Aufheizung ca. 40 Sekunden und damit 7 Sekunden länger als das System mit seitlicher Injektorlage. Zu beachten ist, bei identischer Applikation wie das Katheizen mit seitlicher Injektorlage erzielt das System mit zentraler Mehrlochventil-Injektorlage nahezu identische Verbräuche und ähnliche Emissionen (hier nicht dargestellt).

Im nächsten Schritt wurde das Emissionsverhalten von Konzepten mit zentraler Injektorlage und Piezo-Einspritztechnik untersucht. Die Erwartungshaltung aufgrund der sehr guten Ergebnisse bei den stationären Untersuchungen sind sehr geringe (Roh-)Emissionen und durch das kompakte, stabile und effiziente Brennverfahren eine Möglichkeit der CO₂-Reduktion. Dies wird anhand drei verschiedener Applikation an Konzepten mit zentraler Injektorlage und Piezo-Einspritztechnik mit unterschiedlichen Verbrauchs-Einsparungsansätzen untersucht. Diese sind: Zündzeitpunkt -14 °KW; Lambda mager und Katheizen kurz sowie mageres Katheizen und Zündzeitpunkt -14 °KW.

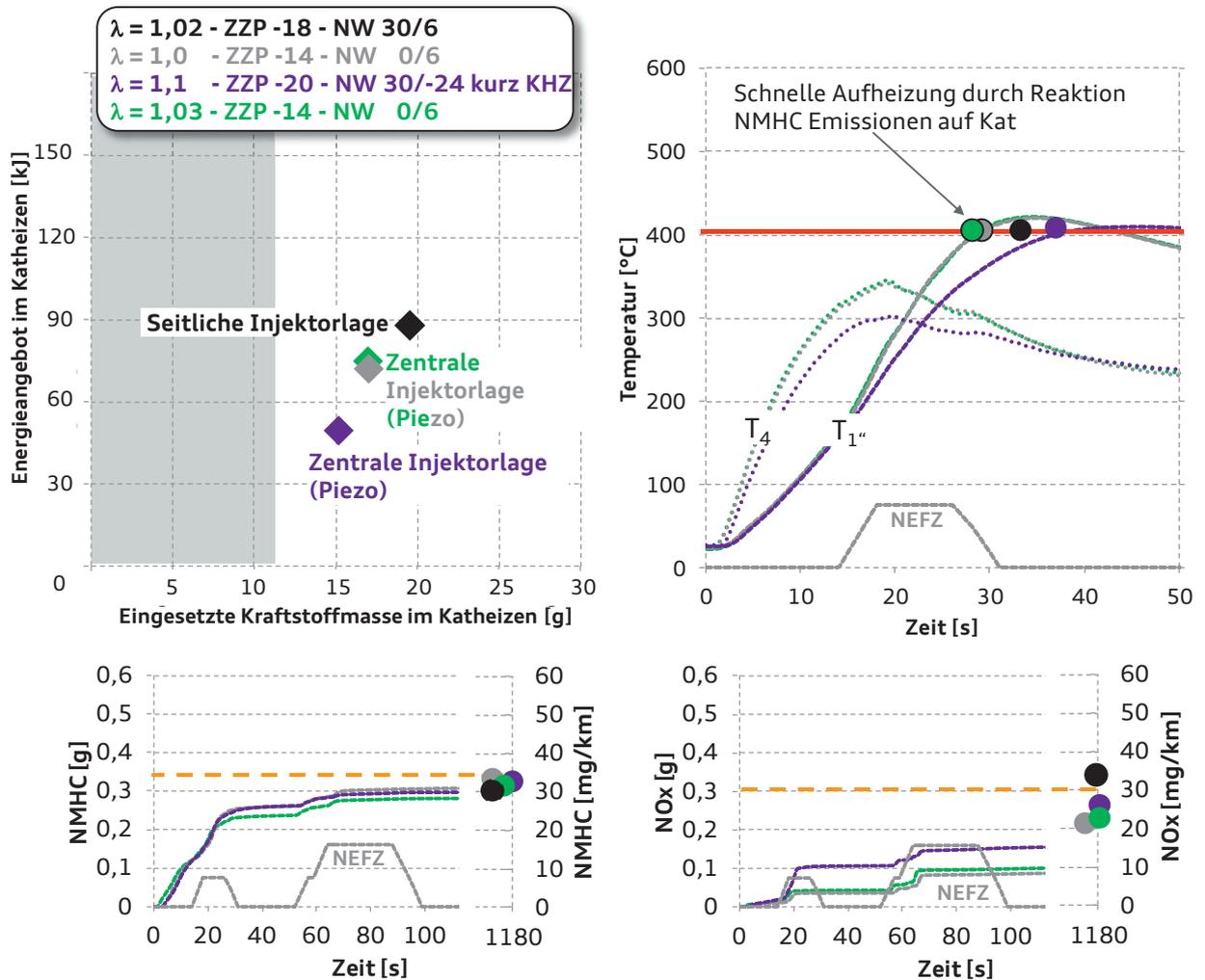


Abbildung 45: Potential der Konzepte mit zentraler Injektorlage und Piezo-Einspritztechnik im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Es fällt sofort auf, dass die in der Abbildung oben links dargestellten Messpunkte alle in Bezug auf die eingesetzte Kraftstoffmasse im Katheizen links von der Applikation mit seitlicher Injektorlage liegen. Damit sind alle dargestellten Applikationen effizienter als das System mit seitlicher Injektorlage und die herausgearbeiteten Zusammenhänge im stationären Zustand bestätigen sich. Gleichzeitig liegen alle Messpunkte jedoch auch unterhalb der Energie der Basis. Die grüne Raute

- Zentrale Injektorlage -



liegt bei gleichem Verbrauch höher als die graue Raute mit $\lambda = 1$ aufgrund der vorteilhaften, mageren Applikation.

Da bei einer sehr mageren Applikation viel Heiz-Energie durch Nachverbrennungseffekte von HC- und CO-Emissionen zu erwarten ist, wird bei der Applikation mit $\lambda = 1,1$ (lila Raute) eine kurze Katheizdauer appliziert. Damit wurde auch den Erkenntnissen der Messungen aus den Untersuchungen mit zentraler Mehrlochventillage berücksichtigt, indem direkt auf eine kürzere Katheiz-Dauer appliziert wurde. Dadurch liegt die Energie niedriger, aber auch der Verbrauch deutlich weiter links von den übrigen Applikation (zentrale Injektorlage mit Mehrlochventil und seitliche Injektorlage). Die T_4 -Temperatur (gepunktet, oben rechts im Bild) folgt erneut der Reihung der Energien und die kürzere Katheiz-Dauer ist ablesbar.

Die Katalysatortemperatur nach einem Zoll wird bei den Applikation der Systeme mit zentraler Injektorlage und Piezo-Einspritztechnik zum Teil durch die Verbrennung der (hohen) NMHC-Emissionen auf der Katalysatoroberfläche im Vergleich zum System mit seitlicher Injektorlage zusätzlich unterstützt, die bei ausreichend Temperatur auch bei $\lambda = 1$ stattfinden. Dadurch steigt diese Temperatur schneller als die Temperatur des Systems mit seitlicher Injektorlage im Katalysator, obwohl das System mit seitlicher Injektorlage eine höhere Energie im Katheizen vor Katalysator hat (schwarze Raute liegt oberhalb grüner/grauer Raute oben links). Im Katalysator bedeutet die kurze Katheiz-Dauer die geringste Energie und damit die langsamste Aufheizdauer im ersten Zoll von ca. 35 s (lila Punkt). Die übrigen Applikationen sind beide 8 s schneller (grauer und grüner Punkt).

Die NMHC-Emissionen liegen alle auf gleichem Niveau. Die magerste Applikation und die Applikation mit früherer Zündung aber erhöhter Überschneidung erzielen offensichtlich den gleichen Trade-Off zwischen schneller Aufheizung und Rohemissionen. Die magerste Applikation mit $\lambda = 1,1$ liegt im NO_x am höchsten aufgrund der höheren Rohemissionen und des verschobenen Konvertierungsfensters des Katalysators. Diese Applikation mit verkürztem Katheizen (lila Kurven) liegt mit den NMHC- und NO_x -Emissionen auf dem Entwicklungsziel, bei gleichzeitig niedrigstem Verbrauch der Systeme.

Damit stellt diese Applikation das Zielsystem der Abgasnachbehandlung mittels Konzepten mit zentraler Injektorlage und Piezo-Einspritztechnik dar. Die optimale Piezo-Applikation benötigt für das Katheizen etwa 15 g Kraftstoff (22 % weniger als sHDEV) und stellt dabei ca. 50 kJ Energie (42 % weniger als die seitliche Injektorlage) zur Verfügung und benötigt für die 1“-Katalysator-

Aufheizung ca. 35 Sekunden und damit 2 Sekunden länger als das Basis-Abgasnachbehandlungskonzept mit seitlicher Injektorlage.

In Abbildung 46 sind jeweils die besten Konzepte aus seitlicher, zentraler mit Mehrlochventil („zHDEV MLV“) und zentraler Injektorlage mit nach außen öffnender Düse („zHDEV Piezo“) zusammenfasst

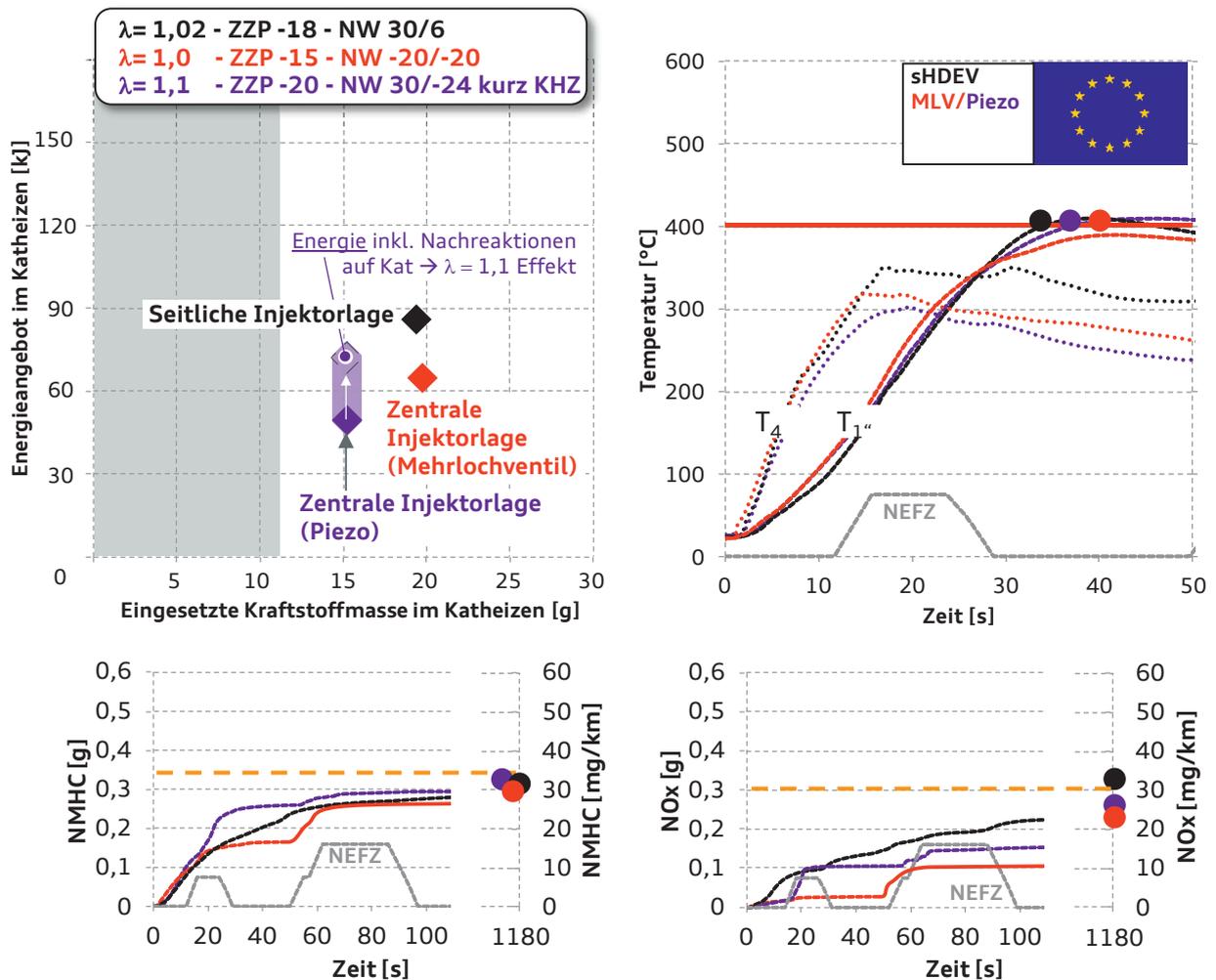


Abbildung 46: Vergleich der Systeme im Neuen Europäischen Fahrzyklus – seitliche und zentrale Injektorlage

Insgesamt ist das Piezo-System in Form der mageren Applikation mit Lambda = 1,1 weiterhin das sparsamste Katheiz-System (oben links) der motorinternen Systeme. Darüber hinaus stellt es trotz geringerer Energie als das Konzept mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil eine bessere Aufheizung des Katalysators dar (T₁ oben rechts). Das liegt an Nachreaktionen der NMHC- und CO-Emissionen auf dem Katalysator aufgrund der mageren Applikation. Diese zusätzliche Energie aus den hervorgerufenen Reaktionen ist in matt-lila als Abschätzung oben links eingetragen und



liegt in Summe über der Energie des MLV-Systems. Die Systeme mit zentralem Mehrlochventil („zHDEV MLV“) und seitlicher Injektorlage („sHDEV“) sind im Verbrauch gleich, wobei das System mit seitlicher Injektorlage aufgrund der anderen Applikationsstrategie mit späterem Zündzeitpunkt mehr Energie bereitstellt.

Die NMHC-Emissionen aller drei Systeme bei Testende sind gleich. Im NO_x ergeben sich Vorteile für das Piezo-System (durch das bessere Brennverfahren) und für das zentrale Einspritzkonzept mit Mehrlochventil (durch die andere Nockenwellenstrategie). Beide Brennverfahren mit Zentralinjektor, mit den dargestellten Applikationen, sind kritischer in Bezug auf gealterte Systeme als das System mit seitlicher Injektorlage aufgrund der niedrigeren Vor-Katalysator-Temperatur.

Die Ergebnisse werden in Abbildung 47 zusammengefasst und der Verbrauchsvorteil explizit ausgewiesen.

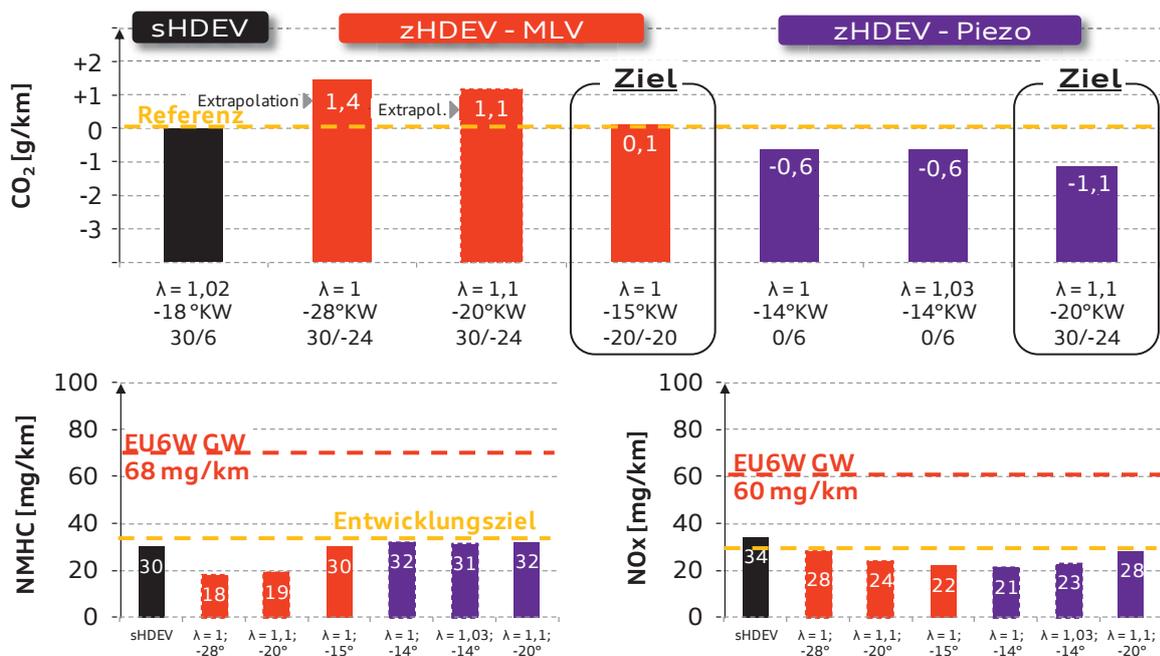


Abbildung 47: Zusammenfassung der Potentiale zentrale Injektorlage im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Das Wort „Extrapolation“ an den roten Balken beschreibt den rechnerisch optimierten Verbrauch des Katheizens. Diese liegen trotz der nachträglichen Absenkung des Verbrauchs durch die Extrapolation über der Basis, dem System mit seitlicher Injektorlage. Die beste Applikation mit zentralem Mehrlochventil und Magnetspulen Antrieb mit der Zündung von -15 °KW erzielt den gleichen Verbrauch wie das Konzept mit seitlicher Injektorlage (sHDEV). Die beste Applikation mit



Piezo Einspritztechnik spart im Neuen Europäischen Fahrzyklus 1,1 g/km CO₂ gegenüber dem Ausgangssystem sHDEV.

Die magerste Applikation mit zentraler Injektorlage und Piezo-Einspritztechnik ist somit, analog zu den stationären Erkenntnissen, die effizienteste Abgasnachbehandlungsmethode der motorinternen Systeme.

5.3 Sekundärluftsystem

In diesem Kapitel wird das Sekundärluftsystem im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) analysiert. Aufgrund der hohen Energiedichte des Sekundärluftsystems, wird in Abbildung 48 das Potential des Sekundärluftsystems mit unterschiedlicher KHZ-Dauer dargestellt. Die Dauer wurde in drei Schritten von 2,5 s (grün) über 7,5 s (blau) bis 17,5 s (orange) Sekundärluft-Katheizern variiert. Nach Abbruch der Sekundärluft-Phase wird der optimale Zündwinkel appliziert. Anstatt das Lambda im Brennraum in Richtung mager zu applizieren und somit CO₂ einzusparen, wird hier im Neuen Europäischen Fahrzyklus die Dauer des Sekundärluft-Katheizens angepasst, um den Verbrauch zu senken. Ziel ist es, die Dauer der Sekundärluft-Phase auf ein Minimum einzustellen. Dieser Optimierungsparameter ist möglich aufgrund der deutlich geringeren Emissionsanspannung in EU6W im Vergleich zu den SULEV30 Werten. Insbesondere bei den strengen SULEV30 Vorschriften, wird die gesamte Leerlaufphase im FTP-75 (ca. 20 s) für die Sekundärluft-Phase genutzt.

Das Sekundärluftsystem erreicht mit einer deutlich kürzeren KHZ-Dauer von 17,5 s als das System mit seitlicher Injektorlage mit 28 s eine gleichhohe Energie und untermauert damit die Wirkungsgradvorteile, die in den vorherigen Kapiteln herausgearbeitet wurden. Offensichtlich ist zudem, dass alle Applikationen im Verbrauch links vom Basis-System („sHDEV“) liegen und damit effizienter sind. Das hat folgenden Grund: Die Kraftstoff-Durchsätze während dem Fahrbetrieb sind gegenüber der Leerlaufphase grundsätzlich relativ hoch aufgrund der notwendigen Antriebsleistung.

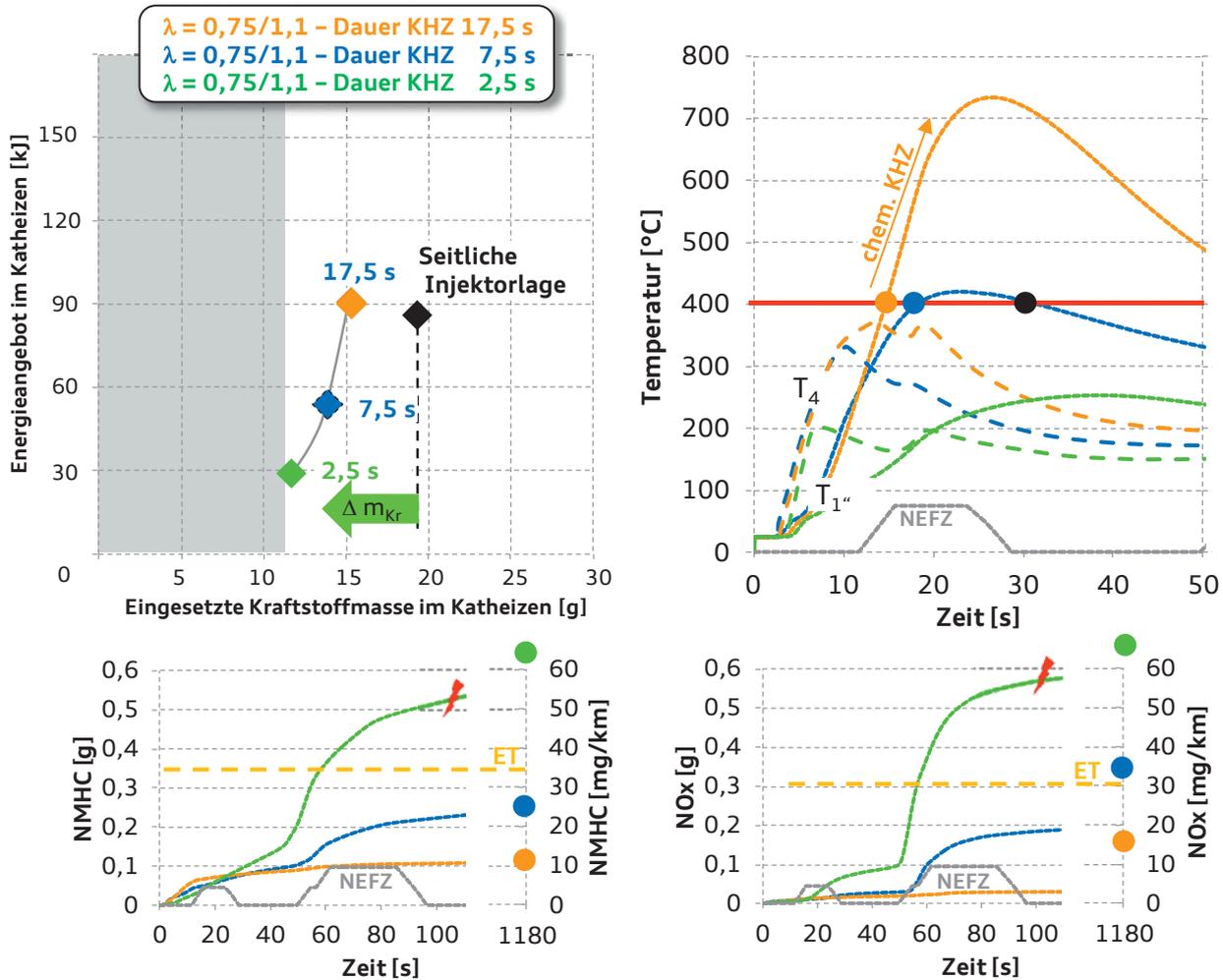


Abbildung 48: Potential des Sekundärluftsystems mit unterschiedlicher Katheiz-Sekundärluft-Dauer im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Diese steigen nochmals überproportional bei Katheiz-Zündwinkeln im Fahrbetrieb an. Da z.B. die Sekundärluft-Applikation mit 7,5 s Sekundärluft-Dauer bereits im Fahrbetrieb wegen der hohen Energie auf optimale Zündwinkel appliziert werden kann, macht sich damit die kraftstoffsparende Maßnahmen stärker bemerkbar als im Leerlauf vor dem ersten Hügel (blaue Raute liegt deutlich weiter links als schwarze Raute, Diagramm oben links).

Die Vor-Kat-Temperaturen zeigen deutlich die Dauer der Sekundärluft an. Die grüne Kurve steigt nur bis 200 °C steil an und flacht dann ab, da die SL ausgeschaltet wird. Die orange Kurve steigt am höchsten bis auf ca. 380 °C an, da die SL Phase mit 17,5 s am längsten appliziert wurde. Der Temperaturanstieg im Katalysator der orangen Kurve gleicht den anderen Applikationen (oben rechts). Während der Anfahrt in den ersten Hügel, ist das Sekundärluftsystem bei der orangen Applikation noch aktiv, daher unterscheiden sich der Temperaturverlauf der orangen Kurve (Sekundärluft aktiv) von der blauen und grünen Kurve ab diesem Zeitpunkt deutlich (Sekundärluft

nicht aktiv). Durch die hohen Motor-Massenströme beim Anfahren sind die Strömungsgeschwindigkeiten so hoch, dass die chemische Reaktion bis zum Katalysator noch nicht abgeschlossen ist. Außerdem reicht die Leistung der Sekundärluft-Pumpe nicht aus, um das Abgaslambda weiterhin bei 1,1 zu halten. Beide Nachteile resultieren in einem Emissionsschlupf der Sekundärluft-Reaktion und es findet starkes, *chemisches Katheizen* statt.

Die Emissionen ergeben eine klare Reihung. Je höher die Energie im Katheizen, desto schneller die Katalysator-Durchheizung und desto niedriger die Emissionen. Die Applikation mit 2,5 s Sekundärluft schafft es nicht, den Katalysator ausreichend zu konditionieren. Daher brechen die NMHC- und NO_x-Emissionen im zweiten Hügel durch und der NO_x-Grenzwert von 60 mg/km wird überschritten. Die Applikation mit 7,5 s Sekundärluft (blaue Kurve) stellt die Ziel-Konfiguration dar, da alle Emissionen dem Engineering Target sehr nahe kommen und gleichzeitig die höchste Menge an Verbrauch eingespart wird.

Trägt man alle bisherigen Systeme in Abbildung 49 ein, erreicht das Sekundärluftsystem in der 7,5 s Applikation den niedrigsten Kraftstoffverbrauch der untersuchten Systeme. Es wird nochmal offensichtlich, dass das Sekundärluftsystem bei geringfügig höherem Energieangebot im Katheizen wie das Piezo-System (Lambda = 1,1) einen niedrigeren Verbrauch hat.

Bei den stationären Messungen hatte das Piezo-System nur mit Lambda = 1,2 den gleichen Verbrauch wie das Sekundärluftsystem (Abbildung 26, Seite 45). Dies kann unter Serienrandbedingungen im Zyklus nicht stabil appliziert werden und wird daher hier nicht dargestellt, da z.B. Schlecht-Kraftstoffe zu einer zusätzlichen Abmagerung im Katheizen und damit zu Aussetzern führen können. Zusätzlich ist oben links im Diagramm in matt-blauer Raute die tatsächliche Energie im Katheizen inkl. der stark exothermen Reaktion auf der Katalysatoroberfläche abgeschätzt. Dieser ist um ein vielfaches höher als die Energie *vor* Katalysator (gemessen über T₄). Dadurch ist der Anstieg der Temperatur des Sekundärluftsystems im 1. Zoll der schnellste aller Systeme, was zu einer hohen *Emissionsrobustheit* des Sekundärluftsystems führt. Die Emissionen des Sekundärluftsystems liegen, ebenso wie alle anderen Systeme, in der Nähe des Engineering Targets. Damit bestätigen sich alle Erkenntnisse bzgl. der sehr guten Performance des Sekundärluftsystems aus den stationären Untersuchungen aus Kapitel 3 (Seite 42 ff.).

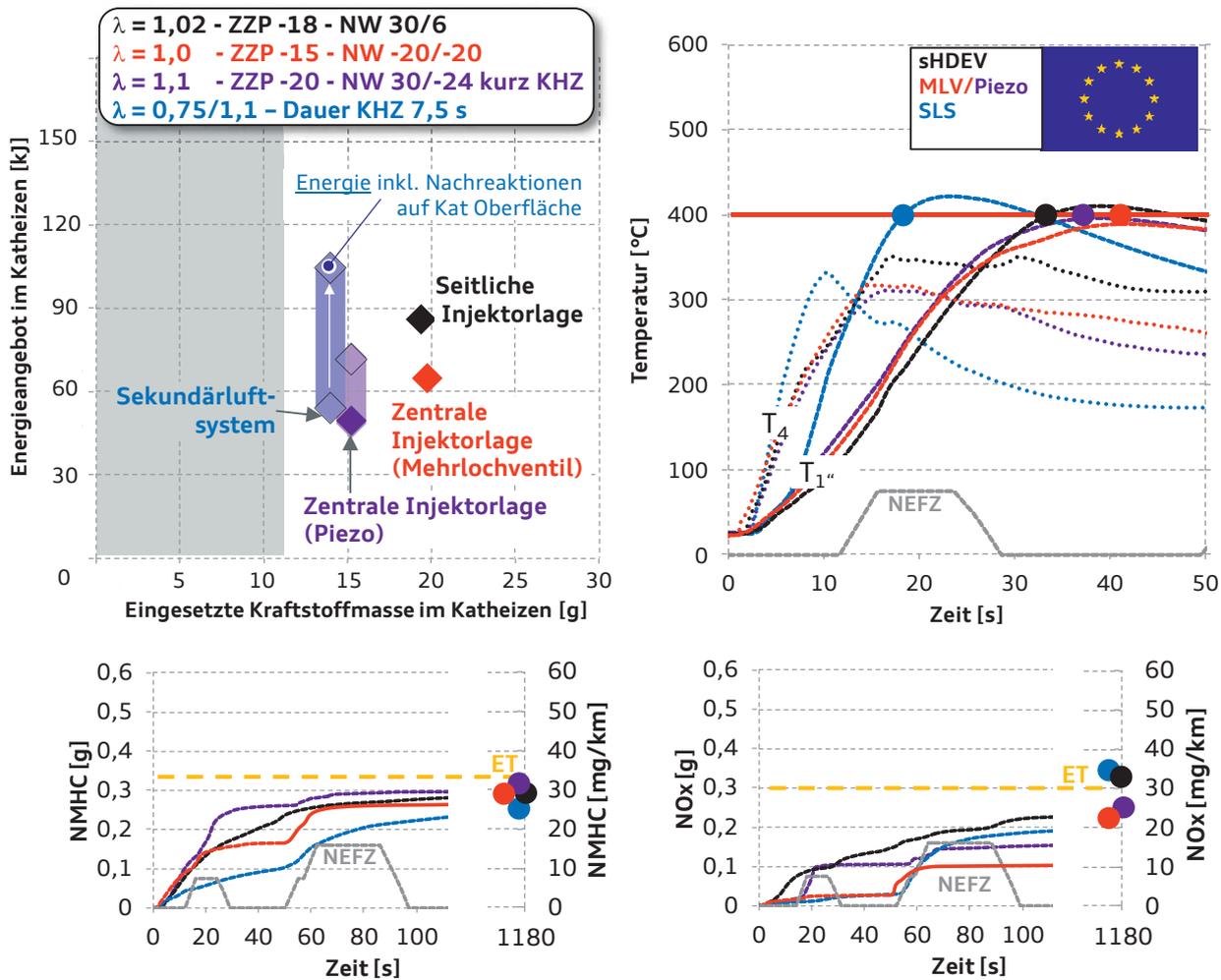


Abbildung 49: Vergleich der Systeme im Neuen Europäischen Fahrzyklus – seitliche, zentrale Injektorlage und Sekundärluftsystem

Das Sekundärluftsystem stellt 54 kJ an Energie bei einem Einsatz von 13,9 g Kraftstoff bereit und ist bisher mit 18 s zum Aufheizen des 1" im Katalysator das schnellste der Systeme.

Im Balkendiagramm in Abbildung 50 zusammengefasst, ergeben sich die größten CO₂ Einsparpotentiale beim Sekundärluftsystem. Die Verkürzung der KHZ Dauer auf 7,5 s spart 1,5 g/km, während die Emissionen weiterhin auf Entwicklungsziel sind. Die 28 s Sekundärluft Applikation wurde ebenfalls untersucht und sei hier nur im Endschaubild nur aufgeführt, um zu zeigen, wie geringe Emissionen sich damit darstellen lassen (< 20 % vom Grenzwert).

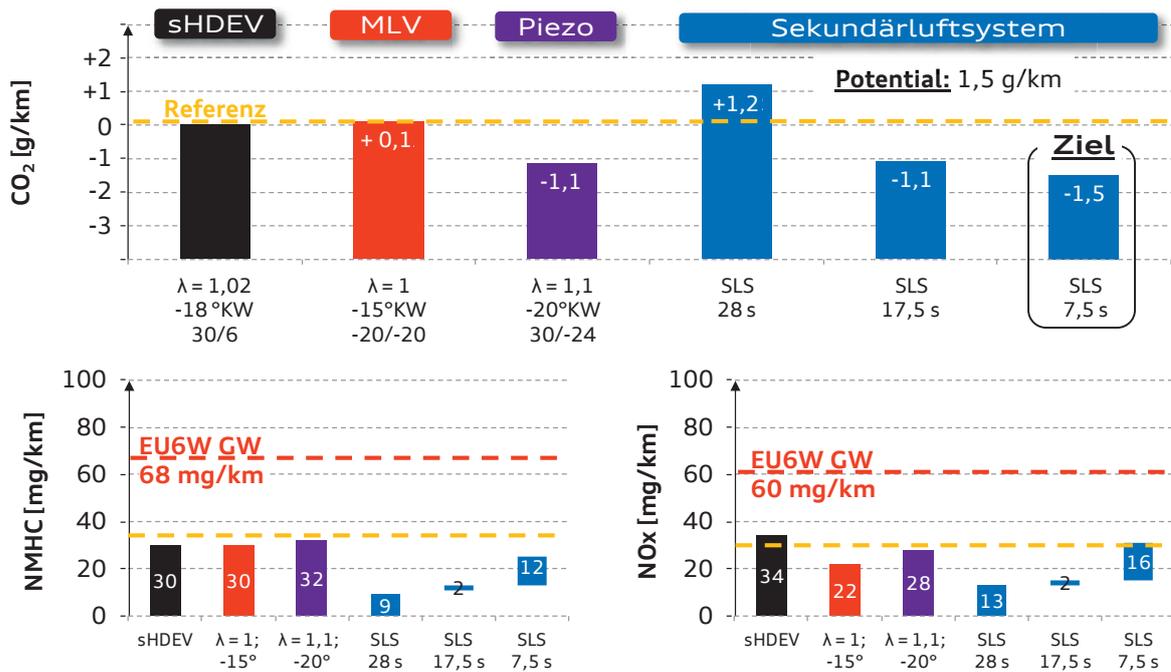


Abbildung 50: Zusammenfassung Potential Sekundärluftsystem im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Insgesamt hat das Sekundärluftsystem wie auch im Stationären physikalische Wirkungsgradvorteile gegenüber den übrigen Systemen und kann damit die größten Verbrauchseinsparungen im Vergleich zu den motorinternen Systemen aufweisen.

5.4 Abgasbrenner

Wie in Kapitel 3.4 auf Seite 59 beschrieben, hat der Abgasbrenner aufgrund der freiskalierbaren und hohen Heiz-Leistung und des flexiblen Einbauortes direkt vor dem Katalysator das größte Potential zum höchsteffizienten Katalysatorheizen. Allerdings schreibt die europäische Gesetzgebung vor, dass die Verbrennungskraftmaschine im Testzyklus direkt zum Testbeginn gestartet werden muss, wenn die Hauptantriebsart des Fahrzeugs verbrennungsmotorisch ist. Daher werden nachfolgend nur Applikationen mit Motorbetrieb ab Testbeginn bewertet. Voruntersuchungen zeigen, dass ein kurzzeitiger Betrieb des Motors im Katheizen notwendig ist um den Turbolader aufzuheizen und somit zu konditionieren. Wird der Motor ausschließlich im CO₂-optimalen Betriebspunkt betrieben, steigen die Temperaturen vor Turbolader nur bis ca. 300 °C und damit vor Katalysator nur bis etwa 200 °C. Das führt trotz der hohen Brenntemperaturen zu einer Misch-Temperatur, die unter der Light-Off Temperatur des Katalysators liegt oder zu langen Brennerbetriebsdauern, was ebenfalls nachteilig bezüglich Verbrauch ist. Damit ist ein zuverlässiges Katheizen nicht darstellbar, da die



Temperatur zu gering ist und ein Katalysator im Light-Off durch das kalte Abgas wieder „ausgeblasen“ wird. Zusätzlich sind im Kaltstart und Leerlauf-Betrieb mit optimaler Zündung die Emissionen vor dem Katalysator deutlich zu hoch. Hier wirkt der Brenner noch nicht. Daher wird die Kombination „Brenner + Motorbetrieb ohne Katheizen“ ausgeschlossen. Obige Randbedingungen müssen bei der Gesamtstrategie zwischen Brenner und Motor unbedingt berücksichtigt werden. Aufgrund der unendlichen Kombinationsmöglichkeiten zwischen der Dauer des Brennerbetriebes und des Motorbetriebes wird in Abbildung 51 zunächst eine maximale Variante im Katheizen dargestellt, um eine erste Indikation der Wirkweise zu erhalten. Dazu wird die Ordinate bis 220 kJ erweitert.

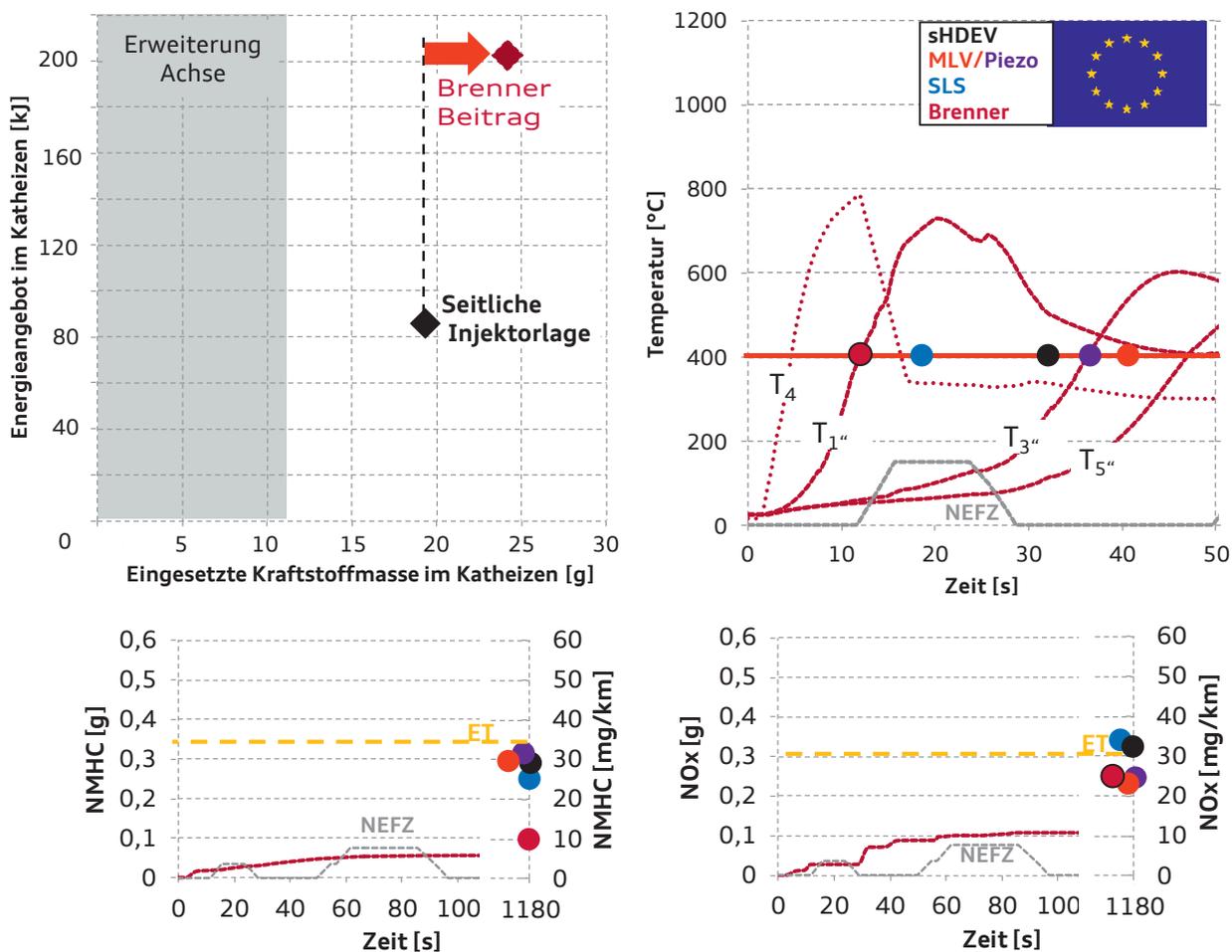


Abbildung 51: Maximalvariante 12 s Brennerbetrieb und 28 s sHDEV Katheizen

Da die Brennerflamme durch einen zu hohen Motormassenstrom „ausgedrückt“ wird, wurde die Kombination 12 s Brennerbetrieb und 28 s Katheizen mit dem Basis-System mit seitlicher Injektorlage („sHDEV“) gewählt. Bei 13 s und der steigenden Geschwindigkeit im Neuen Europäischen Fahrzyklus geht der Brenner aus. Der Brennerbetrieb sorgt für einen höheren

Kraftstoffverbrauch zu Gunsten eines 2,5-fachen Energieangebots im Vergleich zur Serie. Der Katalysator wird sehr schnell durchgeheizt. Die NMHC-Emissionen sind dadurch mit 10 mg/km auf einem Minimum. Die NO_x-Emission liegt mit ca. 23 mg/km im guten Bereich. Diese Applikation stellt aber aufgrund der fehlenden Kraftstoffeinsparung keine Alternative dar, zeigt jedoch deutlich das Maximum der darstellbaren Energie auf.

Die Vielzahl an applikativen Möglichkeiten und Kombinationen zwischen Brenner und Motor macht also eine Analyse der CO₂-optimalen Brennerbetriebsdauer notwendig, welche in Abbildung 52 als CO₂-Emissionen über der Dauer des Brennerbetriebes dargestellt wird. Dabei wird die Dauer des motorischen Katheizens mit 10 s fixiert. Dies entspricht der Dauer der Leerlaufphase vor dem ersten Hügel im Neuen Europäischen Fahrzyklus. Damit emittiert der Motor niedrige Rohemissionen, was zwingend notwendig ist, da in den ersten Sekunden nach Start weder das motorische Katheizen, noch der Brenner zum Katheizen wirken und der Katalysator daher noch im „Light-Out“ ist. Damit wird die Dauer des motorischen Katheizens durch die Rohemissionen nach unten hin begrenzt. Zielführend sind schließlich nur Brennerbetriebsdauern, die in Summe als gesamtheitliches Katheiz-System einen geringeren Verbrauch als das System mit seitlicher Injektorlage haben.

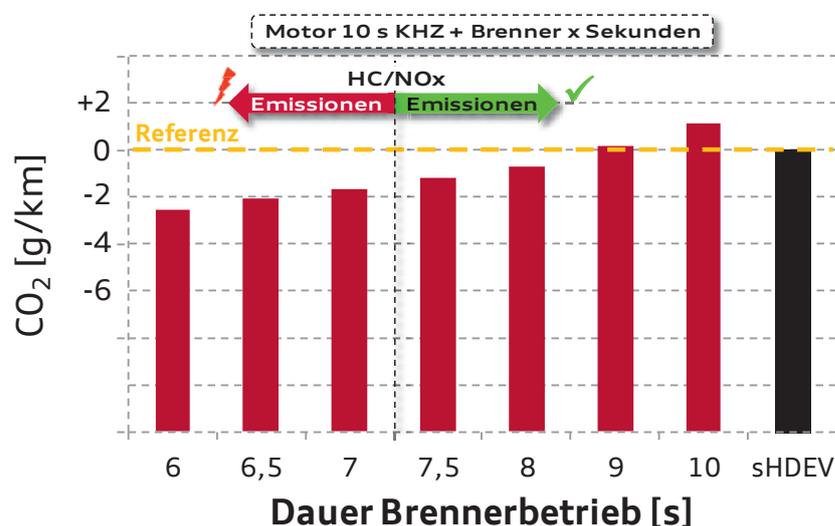


Abbildung 52: Verbrauch im Katheizen – Variation Dauer Brennerbetrieb und Motor-Katheizen

Vorherige Messungen zeigen, dass die Emissionen HC und NO_x unter einer minimalen Brennerbetriebsdauer von 7 s über dem Engineering Target liegen, da insbesondere bei der Anfahrt in den zweiten Hügel die Emissionen durchbrechen. Daher ist dies die untere Grenze der Brennerbetriebsdauer. Die Kombination 7,5 s Brennerbetrieb und 10 s Basis-Motor-Katheizen stellt



also Emissionen auf Engineering Target dar. Diese Kombination des Abgasbrenners in Verbindung mit motorischem Katheizen wird nun in Abbildung 53 ausgewertet.

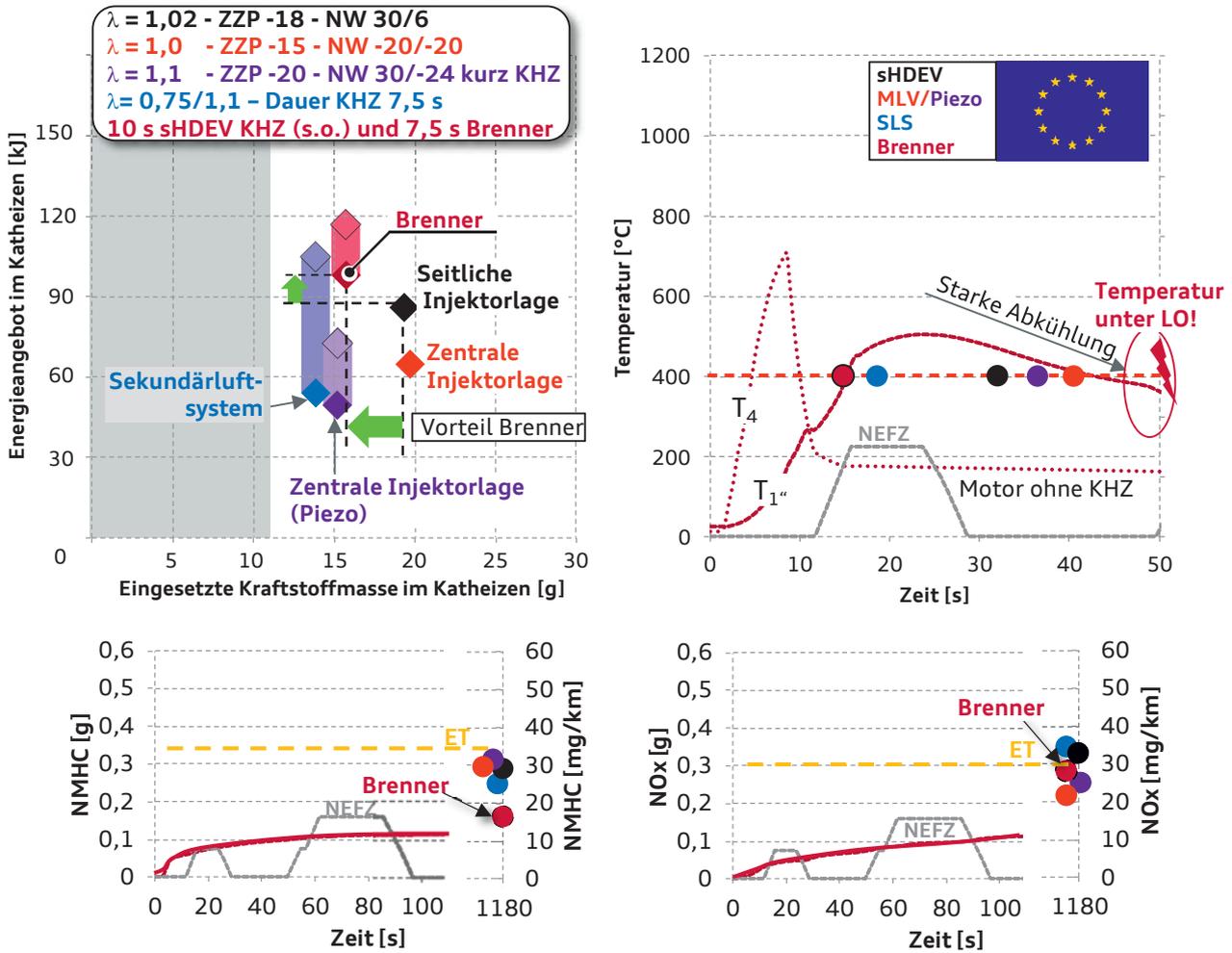


Abbildung 53: Potential 7,5 s Brennerbetrieb und 10 s Katheizen mit seitlicher Injektorlage im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Das Energieangebot des Abgasbrenners ist das höchste aller fünf Systeme. Im Vergleich zum System mit seitlicher und zentraler Injektorlage wird außerdem weniger Kraftstoffmasse im Katheizen benötigt, nur das Sekundärluftsystem und das Piezo-System verbrauchen nochmals weniger Kraftstoff. Der Unterschied zwischen Sekundärluftsystem und Abgasbrenner (+System mit seitlicher Injektorlage) wird innerhalb des Kapitels noch mal sehr detailliert beleuchtet. Die Temperatur vor Katalysator bleibt deutlich unter 800 °C. Nach den 10 s des Motors im Katheizenbetrieb und dem Ende des Brennerbetriebs sinkt die Temperatur nach Turbolader und vor Katalysator auf etwa 200 °C ab. Dieses Phänomen wurde bereits bei den sehr kurzen Sekundärluftdauern im vorherigen Kapitel als negativ beobachtet. Damit wird der Katalysator unwillentlich gekühlt, da das erste Zoll bereits deutlich höhere Temperaturen erreicht hat. Nach 50

s ist die Temperatur im ersten Zoll (1“) des Katalysators wieder unter die Light-Off-Temperatur gefallen (roter Kreis). Damit muss diese Applikation als kritisch für eine Serienanwendung bewertet werden. Die NMHC-Emissionen sind mit 16 mg/km die niedrigsten aller Systeme im Vergleich. Eine Abschwächung des Katheizens über Verkürzung des Brennerbetriebs ist daher auch aus diesen Gesichtspunkten nur bedingt möglich, da dies zu einem noch stärkeren und früheren Auskühlen der Katalysator Temperatur führen würde.

Die NO_x Emissionen liegen mit 28 mg/km bereits im Zielkorridor. Eine Emissionserhöhung durch das Anfahren in den zweiten Hügel muss somit vermieden werden.

Der Abgasbrenner (dunkelrote Raute) benötigt für das Katheizen etwa 16 g (-16 % zu System mit seitlicher Injektorlage) Kraftstoff und stellt dabei mit ca. 95 kJ Energie die höchste Energie (+ 12 %) aller Systeme zur Verfügung und stellt ebenfalls die schnellste 1“-Katalysator-Aufheizung von etwa 14 Sekunden dar.

Es stellt sich abschließend die Frage, warum der Brenner stationär die besten Wirkungsgrade und die höchste Heiz-Leistung hat, dies im Neuen Europäischen Fahrzyklus jedoch nicht gewinnbringend umsetzen kann, um effizienter als das Sekundärluftsystem zu sein. Und dies, obwohl der Brenner und das Sekundärluftsystem beides motorexterne Systeme sind und der Abgasbrenner seine Wärmeentwicklung nochmals näher am Katalysator hat.

Zur detaillierten Analyse wird das obige Diagramm, Energieangebot über Kraftstoffmasse, in die Verläufe über der Zeit zerlegt, um auftretende Phänomene direkt an den Kurven ableiten zu können. Die Unterschiede werden für das Sekundärluftsystem, den Brenner inklusive System mit seitlicher Injektorlage und, als Basis, ebenfalls das reine Konzept mit seitlicher Injektorlage gezeigt und diskutiert. Der sehr steile Anstieg der Heizenergie des Brenners in Rot beweist erneut die sehr hohe Effizienz des Systems, da die meiste Energie pro Kraftstoffmasse eingesetzt wird (siehe markierte (1) im linken, oberen Diagramm). Der Verlauf der Kurve hebt sich deutlich von den übrigen ab und widerspricht damit den Erkenntnissen aus den stationären Untersuchungen nicht. Nach dem Ende der Katheizphase, wird auf optimalen Zündwinkel appliziert, wodurch Temperatur und Massenstrom des Motors stark zurückgehen und die Katheizenergie deutlich weniger steil ist (1)... (7). Dies führt dank der gleichen Applikation des Grundmotors zu einem parallelen Verlauf zwischen Sekundärluftsystem (blau) (2) und Brenner (rot), während das Katheizen mit seitlicher Injektorlage (schwarz) aktiv bleibt und die Energie weiter steigt (7).

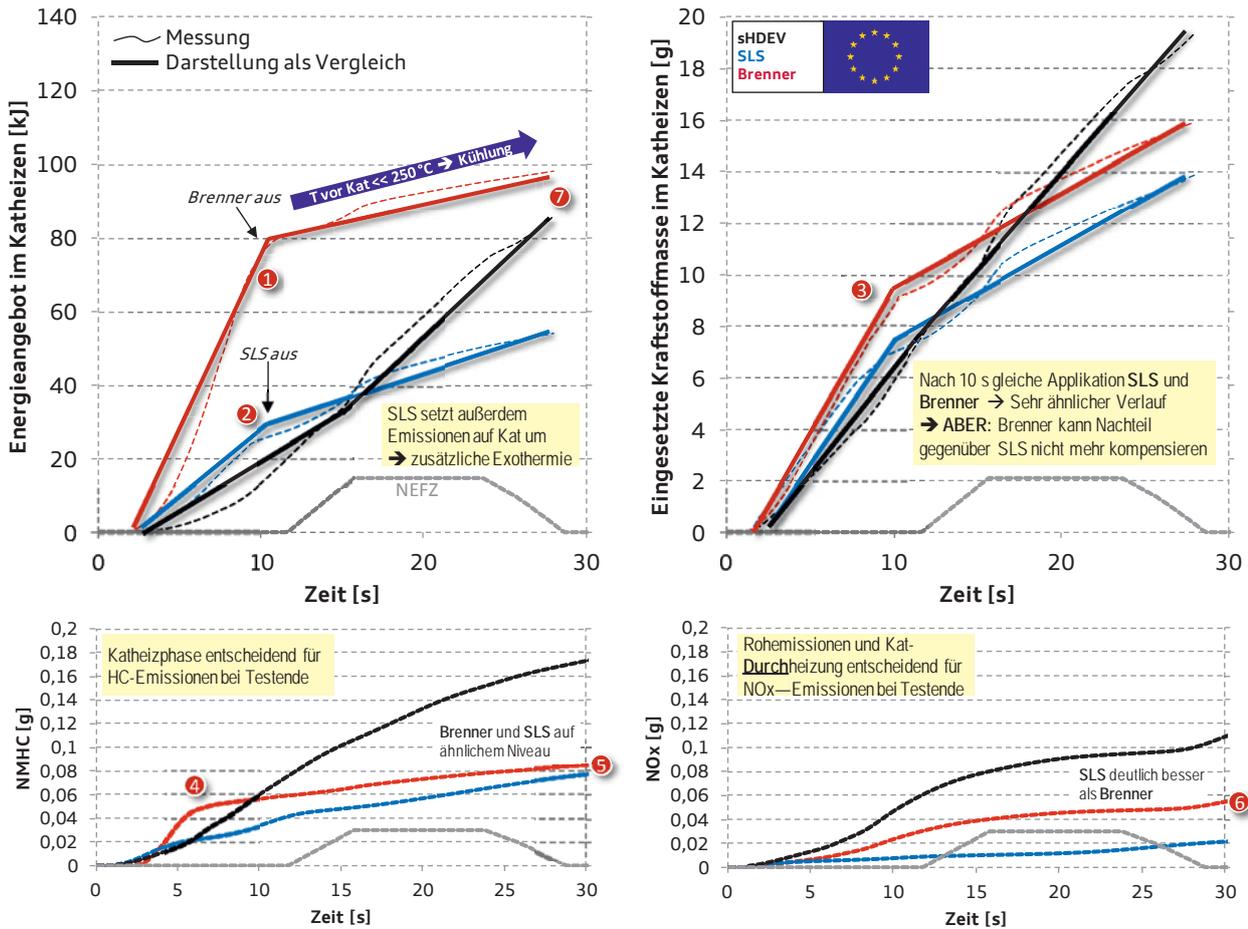


Abbildung 54: Detailanalyse der Unterschiede zwischen Abgasbrenner und Sekundärluftsystem

Gleichzeitig geht die höchste Heizenergie des Brenners in den ersten 10 s auch mit dem höchsten Verbrauch von ca. 9,7 g einher (3), da Motor und Brenner gleichzeitig im Katheizen betrieben werden. Das Sekundärluftsystem benötigt für die Katheiz-Maßnahme etwa 7,8 g Kraftstoff und wegen der gleichen Applikation bei Katheizende hat der Abgasbrenner keine Möglichkeit mehr, den vorherigen Mehrverbrauch zu kompensieren. Trotz der viel höheren Energie im Katheizen der Kombination zwischen Abgasbrenner und System mit seitlicher Injektorlage („sHDEV“) verhindern folgende Randbedingungen ein starkes Kürzen der Katheizdauer von der Brenner/sHDEV Kombination:

- Nach Katheiz-Ende des Brenners kühlt das Abgassystem stark aus, da nur noch Abgas deutlich unter 250 °C auf den Katalysator trifft, was zu einem starken Auskühlen nahe dem Light-Out führt
- Die „Brenner-Kombination“ hat deutlich höhere NOx-Emissionen als das Sekundärluftsystem im Leerlauf (6) und führt diese Hypothek in den gesamten Zyklus im Vergleich zum Sekundärluftsystem mit. Da NOx bekanntlich im gesamten Zyklus bei hohen

Beschleunigungen entsteht, ist eine tiefe Kat-Durchheizung notwendig und es muss, im Gegensatz zum Sekundärluftsystem, ein vollständigerer Light-Off garantiert werden.

- Im Gegensatz dazu sind die HC-Emissionen, die nahezu vollständig in der Katheiz-Phase entstehen, kein Problem. (5)
- Nach 28 s sind die Katheiz-Energien zwischen reinem System mit seitlicher Injektorlage und Brenner + System mit seitlicher Injektorlage nahezu gleich hoch, da das motorische Katheizen mittels seitlicher Injektorlage weiterläuft, während die Applikation mit Brenner auskühlt (siehe oben). (7) Die Temperatur im ersten Zoll fällt nach 50 s unter die Light-Off Temperatur. Damit wird eine Serienumsetzung dieser Applikation risikoreicher und muss bei der Auslegung des gesamten Abgasnachbehandlungssystem, Katalysator und Katheiz-Dauer, berücksichtigt werden (Abbildung 53).
- Das Sekundärluftsystem ist zwar in der bereitgestellten Energie schwächer als der Abgasbrenner, die NMHC Rohemissionen brennen jedoch auf der Katalysatoroberfläche noch mal nach und führen so zu zusätzlicher, hoher Energie. Da das Sekundärluftsystem deutlich niedrigere Emissionen hat, muss der Katalysator per se nicht so tief und stark geheizt werden. Der Brenner hat im Katheizen höhere NMHC-Emissionen und muss genau wie bei den NO_x-Emissionen den Katalysator stärker durchheizen. (4)

Gemessen an den Brenner Emissionen bei Testende, der hohen Energie und Katalysatortemperatur bei knapp 370 °C kurz vor Anfahren in den ersten Hügel, ist eine Verkürzung des motorischen Katheizens für die Potentialabschätzung innerhalb dieser Arbeit und für einen Neu-Katalysator um 1 s denkbar. Dadurch sinkt die Temperatur im Katalysator auf 350 °C. Durch diese Maßnahme ist eine Ersparnis von 0,2 g/km CO₂ möglich. Ähnlich wie beim System mit zentraler Injektorlage, wurde dieses Ergebnis im Post-Processing nachträglich und rechnerisch ermittelt.

Final kann also herausgearbeitet werden, dass das Niveau der Rohemissionen und damit die Emissionen die während des Light-Outs des Katalysators entstehen, die Effizienz eines Katheiz-Systems sehr stark mit beeinflussen. Für eine zukünftige Applikation mit Brennereinsatz und motorischem Katheizen wird eine Vergrößerung des Brenners hin zu höheren Leistungen empfohlen, um einen höheren Anteil an der gesamt Heizenergie des Brenners zu erzielen. Damit wird das Gesamtsystem effizienter und hat die Möglichkeit, bessere Werte als das Sekundärluftsystem zu erzielen.

In Abbildung 55 wird das Potential des Abgasbrenners zusammengefasst und mit den anderen fünf Katheizsystemen verglichen. Die Variante mit 28 s Katheizen und 12 s Brennerbetrieb emittiert 1,3



g/km mehr CO₂ als die Basis des Konzeptes mit seitlicher Injektorlage. Damit stellt diese Variante aufgrund des höheren Verbrauchs keine Alternative dar. Die Verkürzung der Katheizdauern auf 10 s respektive 9 s Motorbetrieb und 7,5 s Brennerbetrieb führt zu einer Ersparnis von 1,0 bzw. 1,2 g/km CO₂ im Vergleich zum Katheizen mittels seitlichem Injektor.

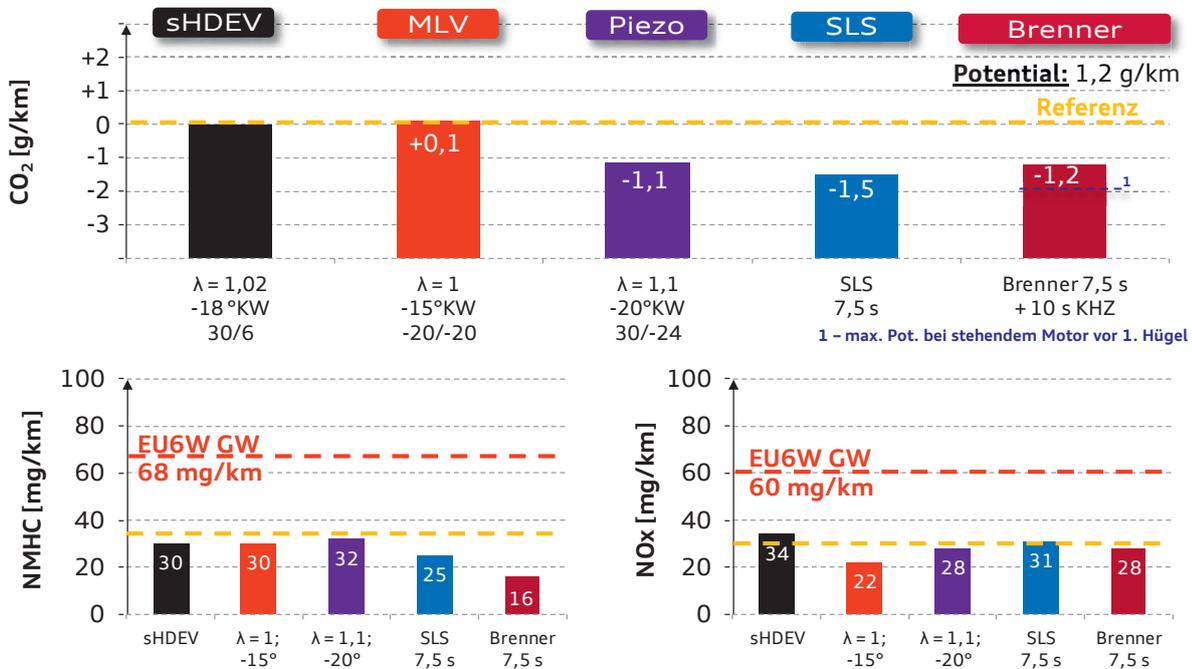


Abbildung 55: Zusammenfassung Potential Brenner im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Dadurch steigen die NMHC Emissionen auf unkritische 16 mg/km an. Die NO_x Emissionen sind mit 28 mg/km an der Grenze der Auslegung.

5.5 Fazit der Potentialanalyse im Neuen Europäischen Fahrzyklus

Die Methodik, alle Abgasnachbehandlungssysteme auf das Engineering Target der Emissionen (NMHC und/oder NO_x) auszulegen, wurde erfolgreich angewandt. Unterstützt wurde diese Methodik durch eine rechnerische Optimierung der Systeme mit zentraler Injektorlage in Kombination mit dem Mehrlochventil und Abgasbrenner. Dabei ergeben sich für die fünf Systeme unterschiedliche Abgasnachbehandlungsstrategien.

Das System mit seitlicher Injektorlage („sHDEV“) bildet die Basis innerhalb dieser Arbeit, ist bereits optimiert und hat daher kein Potential, Kraftstoff im Neuen Europäischen Fahrzyklus einzusparen.

Das System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil („zHDEV MLV“) hat, analog zu den stationären Untersuchungen, den gleichen Verbrauch wie das Basis-System („sHDEV“) und ermöglicht keine Verbrauchsreduktion im Neuen Europäischen Fahrzyklus. Falls nötig, kann dieses Abgasnachbehandlungskonzept jedoch deutlich mehr Heiz-Energie als das System mit seitlicher Injektorlage anbieten, auf Kosten des ebenso deutlich erhöhten Verbrauchs.

Das System mit zentraler Injektorlage und Piezoantrieb („zHDEV Piezo“) ist das zweit-sparsamste System mit $-1,1 \text{ gCO}_2/\text{km}$. Hauptgründe sind die sehr kompakte und dadurch effiziente Verbrennung, die Magerverstellung auf $\lambda = 1,1$ und die verkürzte Katheiz-Dauer aufgrund der sehr niedrigen Rohemissionen. Aufgrund der Mager-Verstellung kann das Piezo-System einen ähnlichen Vorteil im Kat-Aufheizen erzielen wie das Sekundärluftsystem, da auf der Kat-Oberfläche Emissionen stark exotherm nachreagieren können.

Das Sekundärluftsystem hat mit der sehr kurzen Gesamt-Katheiz-Dauer von $7,5 \text{ s}$ den geringsten Verbrauch der Systeme und spart $1,5 \text{ gCO}_2/\text{km}$ im Neuen Europäischen Fahrzyklus gegenüber der Referenz (sHDEV). Diese hohe Effizienz des Sekundärluftsystems setzt sich aus der Kombination aus sehr niedrigen Emissionen vor Katalysator (also nach der Nachreaktion mit Sekundärluft), hoher Heiz-Leistung und optimaler Wärmefreisetzung im Abgastrakt bzw., im Zyklus, der Wärmefreisetzung der nachverbrennenden Emissionen auch auf der Katalysatoroberfläche zusammen. Die Summe der physikalischen Vorteile ist ein Spezifikum der motorexternen Abgasnachbehandlungssysteme. Im Gegensatz dazu müssen die motorinternen Maßnahmen zwangsläufig den wesentlichen Anteil der Katheiz-Energie bereits im Brennraum generieren, haben kaum bis keine Nachreaktionen im Abgaskanal (geringe Ausnahme $\lambda > 1$ Applikation) und verlieren somit kontinuierlich Energie auf dem gesamten Weg von der Entstehung im Brennraum bis hin zum Katalysator.

Der Abgasbrenner erspart $1,2 \text{ gCO}_2/\text{km}$ im Neuen Europäischen Fahrzyklus gegenüber dem System mit seitlicher Injektorlage. Durch die offene, sehr heiße Verbrennung ist der Abgasbrenner sehr effizient. Räumlich gesehen findet die Energieentwicklung sogar nochmal näher am Katalysator als beim Sekundärluftsystem statt. Die notwendige Kombination mit dem Energie-schwachen Konzept mit seitlicher Einspritzlage kostet den Brenner Effizienz, sodass er schlechter als das Sekundärluftsystem im Zyklus ist.



Somit ist die motorexterne Abgasnachbehandlung mittels Sekundärluftsystem im Neuen Europäischen Fahrzyklus das sparsamste System aller fünf innerhalb dieser Arbeit untersuchten Konzepte.

5.6 Bewertung der Systeme unter EU6d- und RDE-Bedingungen

Mit der Einführung der neuen Abgasgesetzgebung EU6d-TEMP werden die Emissionen nicht nur im Abgaszyklus sondern auch unter Real-Driving-Emission (RDE) auf der Straße mittels eines portablen Messgeräts (PEMS – portable emission measurement system) abgeprüft. Gleichzeitig wird der Neuen Europäischen Fahrzyklus sukzessive durch einen neuen Zyklus, den WLTC (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle), abgelöst. Die RDE Gesetzgebung ist der Treiber für die Einführung von Ottopartikelfiltern, um die Partikelgrenzwerte von $6E+11$ 1/km auch unter Real-Fahrbedingungen insbesondere mit Schlechtkraftstoff, schnellen Beschleunigungen und bei kalten Temperaturen einhalten zu können. Die Einflüsse dieser Gesetzes-Änderungen auf die Ergebnisse des Kapitels 5 werden in diesem Abschnitt diskutiert.

Der WLTC stellt mit seiner deutlich höheren Dynamik im Vergleich zum Neuen Europäischen Fahrzyklus höhere Ansprüche an die Abgasnachbehandlung (größere Katalysatoren) und das Katalysatorheizen. Da die ersten Beschleunigungen bis ca. 50 km/h im WLTC bereits ca. 20 Sekunden nach Start auftreten, ist ein starkes Katheizen notwendig, um nicht bereits in der ersten Phase des Zyklus die Grenzwerte zu überschreiten. Durch die Länge des Zyklus von 23,2 km (Neuer Europäischer Fahrzyklus 11 km) halbiert sich, selbst bei identischem Kraftstoffverbrauch der Abgasnachbehandlungssysteme, das Potential der Einsparungen, da durch die doppelte Strecke geteilt wird (CO₂ Angabe in g/km Strecke). Dennoch sollte aufgrund der höheren Dynamik des Zyklus, des sowieso weniger großen CO₂-Potentials und der aktuellen, öffentlichen Diskussion über den Verbrennungsmotor diese Arbeit auch dazu dienen, das für den Anwendungsfall schnellste und damit leistungsstärkste Abgasnachbehandlungssystem zu ermitteln. Damit werden gesetzeskonforme Abgasemissionen unter allen (RDE-) Bedingungen erreicht.

Entscheidender als der WLTC ist jedoch die Abgasnachbehandlung im RDE. Die EU6d-TEMP Gesetzgebung schreibt vor, dass ein RDE Zyklus mindestens 90 min (ca. 100 km) dauern muss. Dadurch wird auch im RDE das Verbrauchspotential der untersuchten Katalysatorheiz-Systeme kleiner. Während Verbrauchsanteile durch das Katalysatorheizen im WLTC noch einige Prozent (ca.

2-4 %) betragen können, hat das Katalysatorheizen unter RDE-Randbedingungen nur noch einen Anteil von unter 0,5 % aufgrund der sehr langen Fahrstrecke. Gleichzeitig müssen die vorgeschriebenen Grenzwerte jedoch auch im sogenannten städtischen Teil des RDE eingehalten werden, sprich in den ersten 16 km. Dies erschwert das Bestehen der scharfen Grenzwerte zusätzlich.

Aufgrund der Vielzahl an möglichen Fahrscenarien, ist daher ein schneller Light-Off des Katalysators notwendig, um jeden nachfolgenden Zyklus bestehen zu können. Ein besonderer Fokus wird in der neuen Gesetzgebung auf das Thema NO_x gelegt. Wie in den vorherigen Kapiteln herausgearbeitet, ist auch hier ein schneller und vor allem vollständiger Light-Off des Katalysators die Maßnahme, um NO_x konvertieren zu können, da NO_x aufgrund seiner Eigenschaft ein hohes, aktives Katalysatorvolumen benötigt. Aufgrund dieser Tatsachen müssten die fünf untersuchten Systeme erneut unter dem Gesichtspunkt der Höhe der Heizleistung/Heizenergie betrachtet werden. Klar im Vorteil ist auch hier das Sekundärluftsystem, da es dank seiner speziellen Strategie mit fettem Brennraumlambda mit Abstand zu den tiefsten NO_x-Emissionen führt und gleichzeitig den schnellsten Light-Off garantieren kann.

Da Heiz-Leistung und Verbrauch gut korrelieren, lassen sich die Ergebnisse der fünf untersuchten Systeme „uminterpretieren“ und mit dem Fokus höchste Heiz-Leistung auswerten. Dadurch ändert sich die Rangfolge der Systeme nicht, da Sekundärluftsystem und Abgasbrenner nicht nur sehr verbrauchsarm sind, sondern auch die höchsten Heiz-Energien darstellen. Mit den gewonnen Erkenntnissen innerhalb dieser Arbeit lassen sich die Potentiale der Systeme daher sofort für die Anwendung unter RDE-Randbedingungen nutzen.

Durch die EU6d-TEMP Gesetzgebung und die damit verbundene Einführung des Ottopartikelfilters, kommt dem PN Ausstoß der analysierten Abgasnachbehandlungssysteme eine untergeordnete Rolle zu. Das liegt auch wieder in der hohen Fahrstrecke im RDE, wodurch die entstandenen Partikel aus Kaltstart sowie aus Katalysatorheizen deutlich weniger stark ins Gewicht fallen. Dennoch seien alle Systeme hier kurz kommentiert:

- Zentrale Injektorlage mit Piezo Einspritztechnik: Aufgrund der hervorragenden Gemischbildung mit vierfach Einspritzung im Katheizen sehr niedrige Partikelemissionen, aktueller Benchmark



- Seitliche/zentrale Injektorlage mit Mehrlochventil: Ähnliche Charakteristik zwischen beiden Konzepten. Neue Einspritzventil-Designs in Verbindung mit 350 bar Einspritzsystemen führen zu fast gleich guten Ergebnissen wie das Piezo-System
- Sekundärluft: Durch den notwendigen unterstöchiometrischen Betrieb erhöhen sich die Partikelemissionen im Brennraum. Bei guter Auslegung des Brennverfahrens ist dieser Einfluss jedoch klein. Zusätzlich reagieren die Partikel im Abgas nach Beimischung von Sekundärluft nach. Dadurch konnte ein Einfluss des Sekundärluftsystems von kleiner $1E+11$ 1/km im Neuen Europäischen Fahrzyklus nachgewiesen werden. Für den Ottopartikelfilter bietet das Sekundärluftsystem die Funktion, den Filter im Niedriglastbetrieb zu regenerieren. Dafür sind hohe Temperaturen und Sauerstoff notwendig, die beide durch das Sekundärluftsystem bereitgestellt werden. Da das Sekundärluftsystem eine hohe Verbrennungsstabilität mit sich bringt, ist eine Regeneration für den Kunden kaum spürbar und damit eine Komfortmaßnahme
- Abgasbrenner: Wie gezeigt, emittiert der Brenner nur in der Startphase geringe Mengen Ruß. Dadurch ist er, ohne Motorbetrieb, das System mit den niedrigsten Emissionen in der Katheizphase. Auch der Abgasbrenner kann, analog zum Sekundärluftsystem, den Ottopartikelfilter regenerieren, sogar unabhängig vom Motorbetrieb.

Zusammenfassend ändern sich durch die Einführung der neuen Gesetzgebung weg vom Neuen Europäischen Fahrzyklus die Aussagen in den obigen Kapiteln zu den Potentialen der fünf Systeme nicht. Insbesondere die Reihenfolge der Wertung bleibt unverändert. Der Fokus der Untersuchungen unter RDE Randbedingungen sollte jedoch auf schnellsten Light-Off gelegt werden und ein möglicher Verbrauchsvorteil kann als zusätzlicher Vorteil, jedoch nicht als Auslegungskriterium betrachtet werden.

6 Potential der Systeme im FTP-75 – SULEV30

Für die vorliegende Arbeit wird, neben der Bewertung der Systeme im Neuen Europäischen Fahrzyklus, auch das Potential der Abgasnachbehandlungssysteme in der amerikanischen Gesetzgebung im FTP-75 bewertet. Anders als in Europa wird in der amerikanischen Abgas-Gesetzgebung die jeweilige Emission über die drei Phasen gewichtet (Formel 2-1: Gewichtung der Emissionen in LEVII auf Seite 4). Daher gibt es in den Verläufen der Messungen optisch nur eine indirekte Korrelation zwischen den modalen Emissionsmesswerten und den Endwerten in mg/mi. Auch ausgewiesene CO₂-Potentiale sind aufgrund der Gewichtung der Emissionen kleiner als der gemessene Wert am Ende des Katheizens im FTP-75. Innerhalb dieser Arbeit werden nur die gesetzkonformen CO₂-Potentiale ausgewertet und dargestellt.

Die Emissionswerte werden in der vorliegenden Arbeit gegen den SULEV-Grenzwert nach LEVIII-Gesetzgebung ausgewertet. In LEV II galten die Grenzwerte 10 mg/mi NMOG (Non-Methane-Organic-Gas) und 20 mg/mi NO_x, in der LEVIII Gesetzgebung sind die Emissionen beliebig aufteilbar. NMOG ist bei E5-Kraftstoff um ca. 4,7 % höher als NMHC [39], [76]. Dies wird innerhalb dieser Arbeit rechnerisch berücksichtigt.

Als Basis-System für die Prüfstandsuntersuchungen dient in der vorliegenden Arbeit das Abgasnachbehandlungssystem des Audi A3 (Modelljahr 2011) in der SULEV Ausführung. Dieses beinhaltet ein Zwei-Kat-System mit folgender Spezifikation:

Motornaher Haupt-Katalysator: 4,66" x 5" (Vol.=1,4 l) mit 900 cpsi und 2,5 mil Wandstärke sowie 120 g/ft³ Edelmetall

Unterboden-Katalysator: 4,16" x 6" (Vol.=1,34 l) mit 600 cpsi und 2,5 mil Wandstärke sowie 80 g/ft³ Edelmetall. Außerdem hat der A3 ein Sekundärluftsystem zur Abgasnachbehandlung.

Zusätzlich zur vorgestellten Methodik in Kapitel 4, werden für das vorliegende Kapitel einige Auswertungen, speziell für die US-Gesetzgebung, ergänzt:

Die Auswertung der NMOG- und NO_x-Emissionen im finalen Balkendiagramm wird in einem Balken zusammengefasst, da nach LEVIII-Standards, wie oben beschrieben, eine beliebige Aufteilung der Emissionen innerhalb der SULEV30-Grenzwerte erlaubt ist. Zusätzlich werden die Einzel-Emissionen als Verlauf dargestellt, um die Emissions-Entstehung einer genaueren Analyse unterziehen zu können. Aufgrund der hohen Emissionsanforderungen erfolgt eine Applikation auf hohe Heiz-Leistungen der Konzepte (sofern applikativ möglich), um eine schnelle Konvertierung



des Katalysators zu erreichen. Anschließend erfolgt gegebenenfalls eine Abschwächung der Katheiz-Intensität bei Konzepten mit niedrigen Roh-Emissionen, mit dem Ziel, CO₂ zu sparen.

6.1 Seitliche Injektorlage

In Abbildung 56 ist das Potential des besten Systems mit seitlicher Injektorlage im FTP-75 dargestellt.

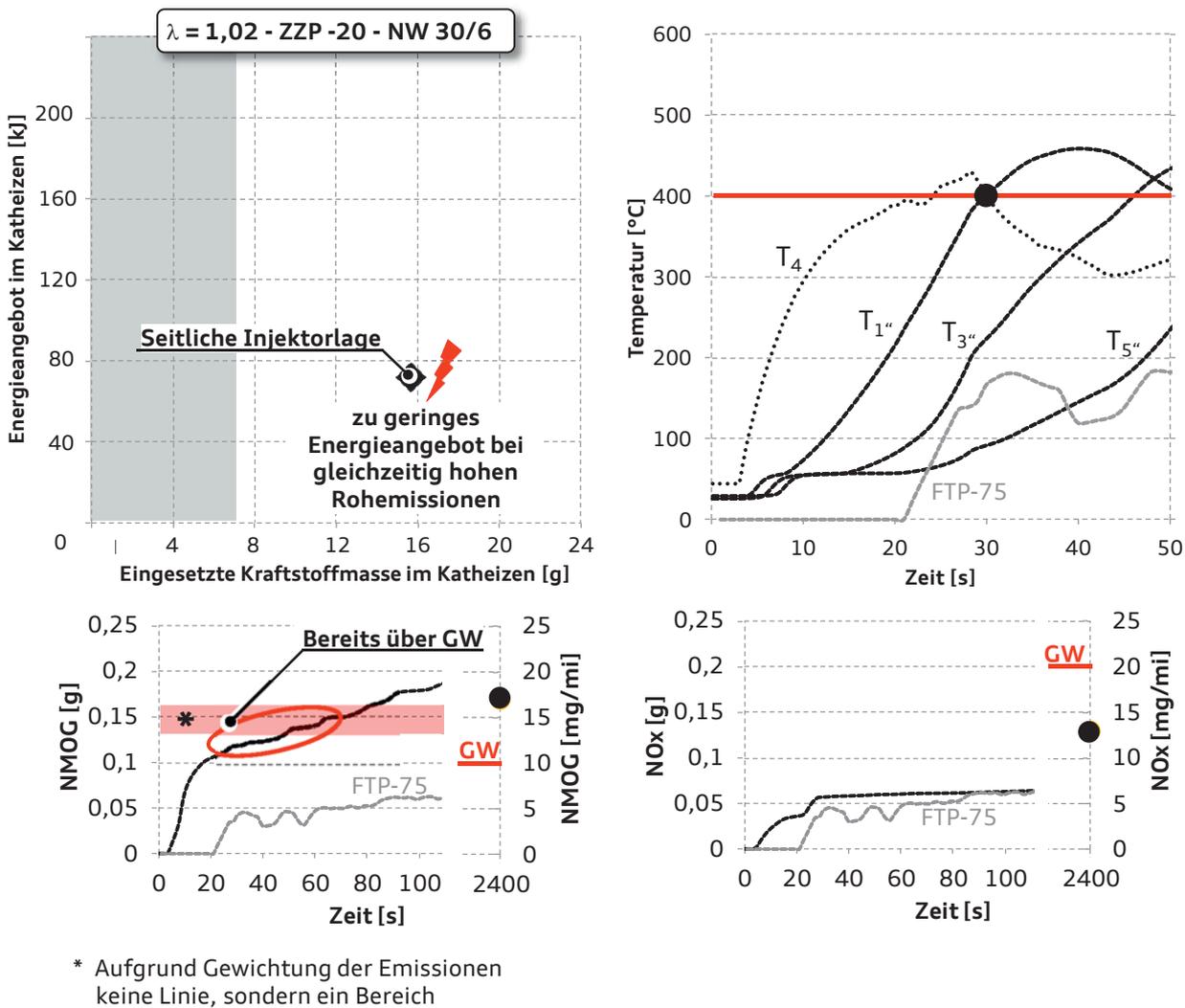


Abbildung 56: Potential mit seitlicher Injektorlage im FTP-75

Der Bewertungszeitraum im FTP-75 ist die 20 s lange Leerlaufphase vor der Anfahrt in den ersten Hügel. Nur beim System mit seitlicher Injektorlage werden die ersten 100 s gezeigt, um den hohen Emissionsanstieg über der Zeit verfolgen zu können. Die Emissionsgrenzwerte sind in der SULEV-Gesetzgebung derart gering, dass die Emissionen im Katheizen nach der Leerlaufphase bereits über Einhalten oder nicht Einhalten der Grenzwerte bestimmen.

Daher genügt es, den Vergleich der Systeme in den ersten 20 s zu machen. Das Energieangebot des sHDEV-Systems (Abbildung 56 oben links) reicht in Verbindung mit dem angewendeten Abgasnachbehandlungssystem nicht, um genügend Abgasenergie zum Bestehen der SULEV-Grenzwerte zu generieren. Die NMOG-Emissionen (unten links) sind bereits im Leerlauf bei deutlich über 100 mg aufgrund der hohen Rohemissionen des sHDEV-Systems und steigen auch danach weiter an. 100 mg NMHC Emissionen bedeuten in einem ausapplizierten FTP-75 Zyklus mit obigen Katalysatorsystem und einer Schwungmassenklasse des A3 von 3625 lbs. am Testende bereits etwa 7 mg/mi. Dies sind Erfahrungswerte mehrerer, gemittelter, typischer Emissionsverläufe eines FTP-75. Bereits ab ca. 150 mg im Leerlauf werden die 10 mg/mi (wichtige Kenngröße bei LEVII) bei Testende überschritten. Zusätzlich steigen die NMOG-Emissionen bei der Anfahrt in den ersten Hügel weiter an, da der Katalysator nicht ausreichend konditioniert ist. Am Ende liegen die NMOG Emissionen mit 16,5 mg/mi und die NO_x-Emissionen mit 13 mg/mi in Summe bei 29,5 mg/mi und damit nicht nur deutlich über dem Zielwert des halben Grenzwertes für Neu-Katalysatoren von 15 mg/mi, sondern bereits fast über dem Gesamt-SULEV30 Grenzwert nach LEVIII von in Summe 30 mg/mi. **Fazit:** Daher wird das Abgasnachbehandlungskonzept mit seitlicher Injektorlage in dieser Arbeit im FTP-75 nicht weiterbetrachtet.

6.2 Zentrale Injektorlage

Bei der Potentialanalyse des Systems mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil („zHDEV MLV“) handelt es sich um einen zweiten Versuchsmotor, der mit einer anderen Abtastrate am Prüfstand untersucht wurde (Abbildung 57). Zur Unterscheidung wird als Symbol ein (rotes) Dreieck verwendet. Aufgrund einer niedrigeren Abtastrate der Emissionen, sieht der Emissionsverlauf statischer aus. Die Emissionsergebnisse sind aber aufgrund der gesetzlich geregelten Beutel-Emissionsmessung, die bei allen Zyklen innerhalb dieser Arbeit verwendet wurde, belastbar und insbesondere mit den anderen Prüfstandergebnissen vergleichbar.

Da bei Abgasnachbehandlungssystemen ohne Sekundärluftsystem hohe Rohemissionen zu erwarten sind, ist eine deutlich höhere Energiemenge in der Leerlaufphase notwendig, um den Katalysator stärker und tiefer durchzuheizen. Damit wird das Durchbrechen der Emissionen beim Anfahren minimiert. Um diese zusätzliche Energiemenge bereitzustellen, wird eine Applikation mit einem Zündwinkel von -30 °KW im Leerlauf gewählt. Im Neuen Europäischen Fahrzyklus konnten,



aufgrund der deutlich geringen Anspannung der Grenzwerte, weniger scharfe Zündwinkel appliziert werden. Dargestellt ist die beste Variante der untersuchten Applikationen.

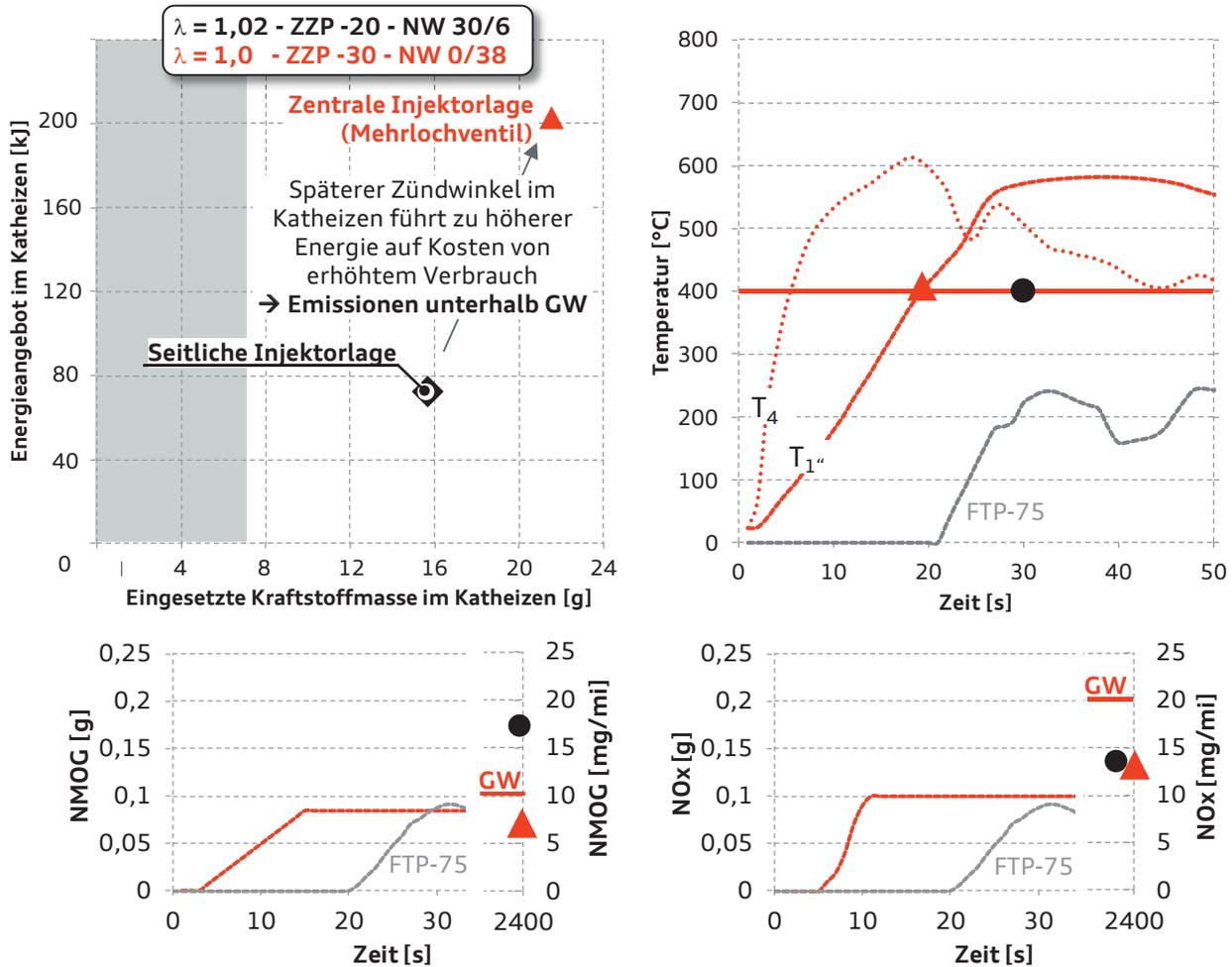


Abbildung 57: Potential mit zentraler Mehrlochventillage („zHDEV MLV“) im FTP-75

Aus dem späten Zündwinkel resultiert eine hohe Abgasmasse. Diese wird positiv zum Katheizen genutzt. Das erste Zoll des Katalysators wird bereits vor dem Anfahren in den ersten Hügel auf über 400 °C durchgeheizt (Abbildung 57 oben rechts). Bei kaltem Katalysator sorgt die hohe Abgasmasse jedoch auch dafür, dass eine hohe Menge an Emissionen emittiert wird. Dies ist an den Emissionsverläufen unten in Abbildung 57 zu erkennen. Im Start und Leerlauf steigen die NMOG- und NOx-Emissionen stark an. Anschließend ist der Katalysator ausreichend durchgeheizt und im Anfahren kommen keine weiteren Emissionen hinzu (ab ca. 15 s waagerechter Emissionsverlauf bei NMOG und NOx).

Damit bleiben sowohl NMOG, als auch NOx nahe beim Engineering Target. Aufgrund der bereits grenzwertigen Emissionen bei Testende ist eine Abschwächung des Katheizens für eine



Serienanwendung nicht möglich. Daher konnte keine bessere Applikation ermittelt werden, die einen besseren Verbrauch als obige Applikation darstellt.

Somit benötigt das System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil für das Katheizen ca. 21,5 g Kraftstoff, erzielt damit ca. 200 kJ Energie und heizt den charakteristischen 1“-Katalysator-Punkt in ca. 18 s auf 400 °C.

Grundsätzlich sind die SULEV30 Grenzwerte über 2 Ansätze erreichbar. Erstens über eine sehr schnelle und intensive Aufheizung des Katalysators, bei vertretbarem Emissionsausstoß, während der Katalysator noch nicht aufgeheizt ist. Zweitens über niedrigste Emissionen in der Katheizphase. Da das Piezo-System beide Ansätze durch ein breites Applikations-Spektrum ermöglicht (jedoch nicht gleichzeitig), wurden 2 Datenstände untersucht. Grau zeigt eine magere Applikation, um potentielle Effizienzvorteile in der Katheiz-Phase zu generieren, mit später Zündung von 25 °KW nach Oberem Totpunkt (Ansatz hohe Energie), lila beschreibt eine Applikation mit einer Zündung von 12 °KW nach OT, einem stöchiometrischen Lambda von 1,0 und einer größeren Nockenwellenüberschneidung mit dem Ziel, durch die interne AGR und die Senkung der Verbrennungstemperaturen die Stickoxide zu minimieren (Ansatz niedrige Rohemissionen).

Auffallend in Abbildung 58 ist der deutlich andere Trend der Piezo Applikationen im Vergleich zum System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil. Beide Applikation stellen deutlich weniger Energie als die Messung mit Mehrlochventil und Magnetspulenantrieb bereit, zugunsten eines ebenso deutlich geringeren Verbrauchs. Die Temperaturen vor und im Katalysator folgen der Reihung des Energieangebotes. Gemessen an der charakteristischen Ein-Zoll-Temperatur im Katalysator, ist die scharfe Applikation des Systems mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil um 5,5 s schneller als die Piezo Applikation mit einer Zündung von -25 °KW und um 11 s schneller als die Temperaturkurve der Applikation mit einer Zündung von -12 °KW. Die stationären Untersuchungen aus Kapitel 3.2 zeigten deutliche Vorteile des Piezo-Brennverfahrens in Bezug auf die entstehenden Rohemissionen. Das bestätigt sich im quasistationären Leerlauf des FTP-75. Die Emissionen des Piezo-Systems sind in der Leerlaufphase bis Sekunde 20 insbesondere im NOx niedriger als beim System mit Mehrlochventil (unten rechts).

Die Applikation mit der hohen Nockenwellenüberschneidung und der früheren Zündung von 12 °KW nach Oberem Totpunkt profitiert von sehr, sehr niedrigen NOx-Emissionen in der Leerlaufphase, die sich auch im NOx-Endergebnis bemerkbar machen, da nur 8 mg/mi emittiert werden. Aufgrund des geringeren Energieangebotes brechen jedoch die HC-Emissionen im



Anfahren durch (lila Kurve unten links) und sind mit ebenfalls 8 mg/mi vergleichsweise hoch. In Summe überkompensieren die niedrigen Emissionen die niedrige Energie jedoch. Diese Applikation könnte in Serie umgesetzt werden.

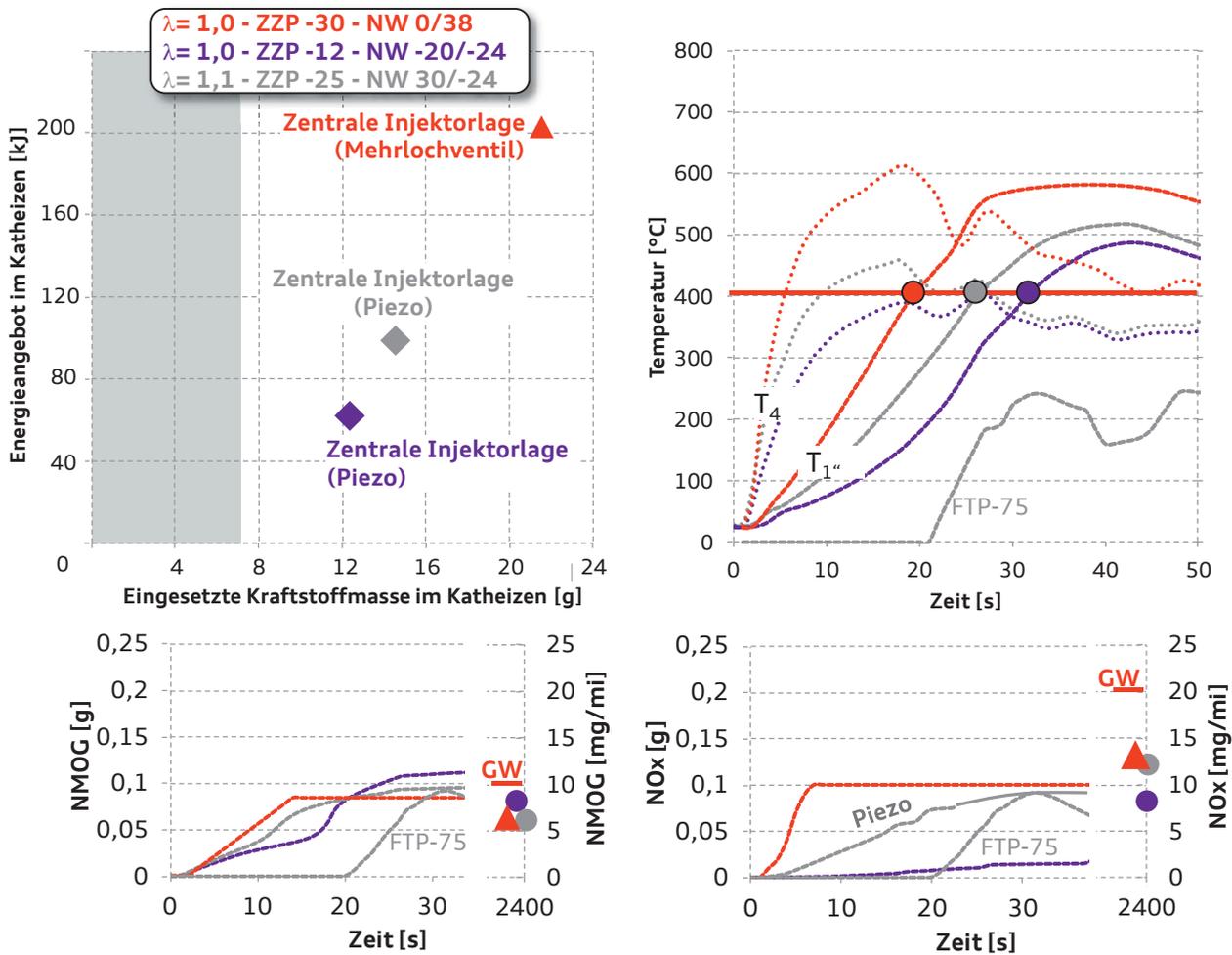


Abbildung 58: Potential mit zentraler Injektorlage und Piezoantrieb im FTP-75

Bei der Messung mit Piezoantrieb mit magerem Lambda und später Zündung wird der Katalysator soweit durchgeheizt, dass bei der Anfahrt in den Hügel keine zusätzlichen Emissionen emittiert werden. Am Verlauf der NOx-Emissionen im Leerlauf (graue Kurve) ist deutlich die Inaktivität des Katalysators in Bezug auf die NOx-Konversion zu erkennen (mageres Abgaslambda). Das NOx-Ergebnis liegt bei 12,5 mg/mi.

Zusammengefasst ist also der Ansatz mit niedrigen Emissionen bei 16 mg/mi und damit um 3 mg/mi besser als die Applikation mit hoher Energie. Damit ist der erste Ansatz beim Piezo-System zu favorisieren. Das optimierte Piezo-Katheiz-System verbraucht 70 % weniger Kraftstoff im Katheizen als das Abgasnachbehandlungskonzept mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil (rotes

Dreieck) und benötigt ca. 12,5 g Kraftstoff bei ca. 60 kJ Energie (42 % weniger als „zHDEV MLV System“) und erreicht die 400 °C im 1“-Katalysator-Punkt nach ca. 31 s.

Abbildung 59 fasst das Potential der zentralen Injektorlage im FTP-75 zusammen. Es wird deutlich, dass das System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil mit dem intensiveren Katheizen auf Kosten eines höheren Verbrauchs von 1 gCO₂/mi im Vergleich zum Referenz Serien A3 mit SULEV30 Standards die Grenzwerte in NMOG und NO_x unterschreitet. NMOG liegt mit 6,5 mg/mi bei 65 % und NO_x mit 13 mg/mi bei 65 % vom Grenzwert. Somit liegt auch der Summengrenzwert nach LEVIII-Standard bei 65 % des Grenzwertes und damit über dem Engineering Target für Neusysteme. Bei dieser Applikation muss für einen Serieneinsatz auf einen sehr alterungsstabilen Katalysator geachtet werden, da beide Emissionskomponenten bereits über dem Engineering Target liegen (roter Blitz).

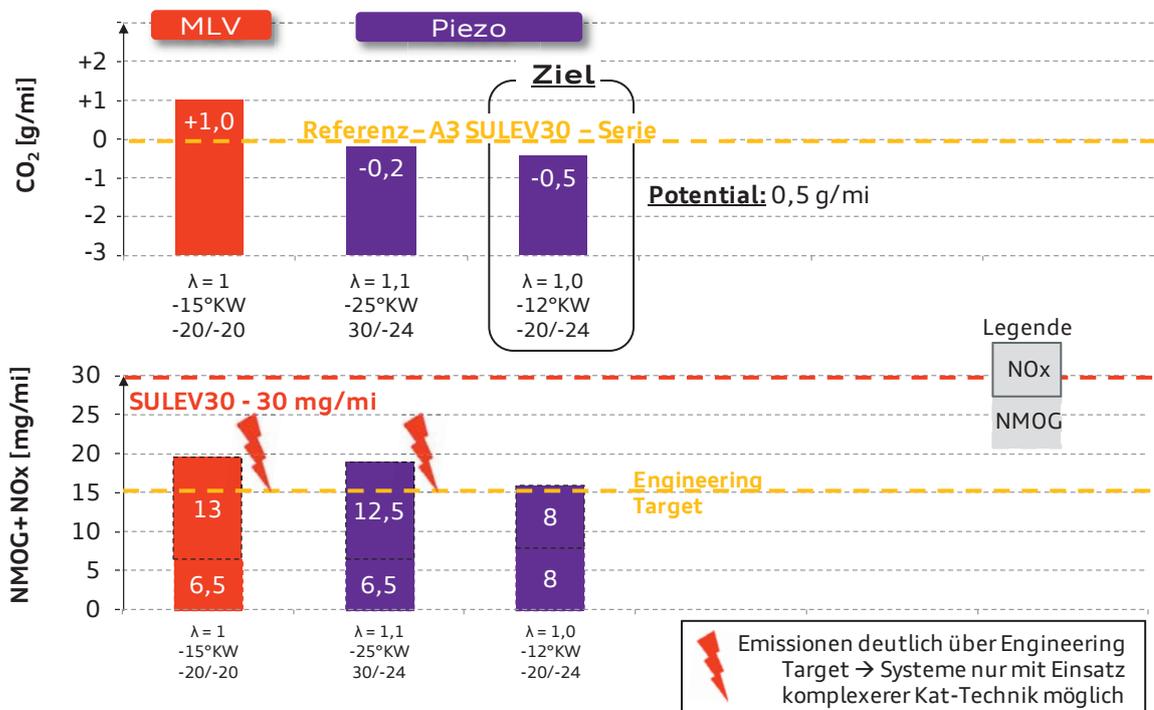


Abbildung 59: Zusammenfassung Potentiale der Systeme mit zentraler Injektorlage im FTP-75

Beide Applikationen mit Piezo-System verbrauchen weniger Kraftstoff als die Basis. Die Piezo-Applikation mit magerem Lambda ist, genau wie das System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil, grenzwertig bzgl. der Emissionen und liegt ebenfalls mit 19 mg/mi knapp 30 % über dem Engineering Target. Die Piezo-Applikation mit -12 °KW Zündung liegt aufgrund der niedrigen Temperaturen vor Katalysator während der Katheiz-Phase hinsichtlich der NMOG-Emissionen grenzwertig, die Summe aus NMOG und NO_x mit 16 mg/mi ist jedoch nahe dem LEVIII Engineering Target von 15 mg/mi (50 % vom Summen-SULEV30-Grenzwert nach LEVIII). Hier hat



das Piezo-System die physikalischen Vorteile des guten Brennverfahrens durch die kompakte und schnelle Verbrennung mit dem resultierenden niedrigen Verbrauch bei sehr guten Rohemissionen gegenüber dem System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil während der Katheiz-Phase, womit in Summe diese Auslegung als zielführend gewählt wird und 0,5 gCO₂/mi erspart.

Damit zeigt sich, dass (speziell beim System mit zentraler Injektorlage und Piezo-Technik) die Strategie mit niedrigsten Rohemissionen zu favorisieren ist, sofern das Abgasnachbehandlungssystem die Wahl zwischen den beiden Strategien - hohe Energie *oder* niedrigste Rohemissionen - zulässt.

6.3 Sekundärluftsystem

Bezugnehmend auf die ausgewiesenen Potentiale der Sekundärluftsystem Stationär-Messung, wird in Abbildung 60 das Potential des Lambda-Deltas zwischen Brennraum- und Abgaslambda im FTP-75 untersucht. Ziel ist auch hier, ähnlich wie bei der Untersuchung des Piezo-Systems, eine Applikation mit einer hohen Heiz-Leistung und Applikation mit geringem Verbrauch darzustellen, um die beste SULEV Abgasnachbehandlungs-Strategie zu ermitteln.

Die Lambda-Kombination 0,75/1,1 (blau) hat ein hohes Energieangebot (oben links). Lambda 0,85/1,1 ist aus CO₂-Sicht optimal. Die Kombination 0,7/1,25 hat das größte Lambda-Delta und stellt die höchste Heizenergie bereit, da die hohe Rohemissionsmenge sehr gut nachreagiert. Diese Ergebnisse sind deckungsgleich zu den Erkenntnissen im stationären Betrieb aus Abbildung 29 von Seite 53. Die Reihung der Energie ist auch in den Temperaturen vor Katalysator ersichtlich. Kurz vor dem Anfahren in den ersten Hügel (20 s), unterscheiden sich die Temperaturen vor Katalysator sehr deutlich, um immer jeweils 90 °C je Applikationsschritt (0,7 – 0,75 – 0,85).

Im Katalysator liegen blau und grau im ersten Zoll des Katalysators gleichauf. Die Applikation mit Lambda = 0,75/1,1 hat leicht höhere NMOG-Emissionen (blaue Kurve) als die Lambda = 0,7/1,25 Applikation und profitiert aber vom *chemischen Katheizen*, da die höheren Kat-Eintritts-Emissionen noch mal intensiv auf der Katalysatoroberfläche nachreagieren können. Damit kann die 0,75/1,1 Applikation, trotz der geringeren Energie vor Katalysator (Abbildung 60 oben links), den Katalysator nahezu gleichschnell wie die 0,7/1,25 Applikation heizen, trotz geringer Vor-Kat-Temperatur von etwa 90 °C Delta.

Aus den stationären Messungen ist die bessere Nachreaktion der Sekundärluft bei großem Lambda-Delta zwischen Brennraum und Abgas bekannt. Dies führt in Verbindung mit der schnellen Kat-Durchheizung zu den niedrigsten NMOG-Emissionen von 2 mg/mi bei der 0,7/1,25 Applikation.

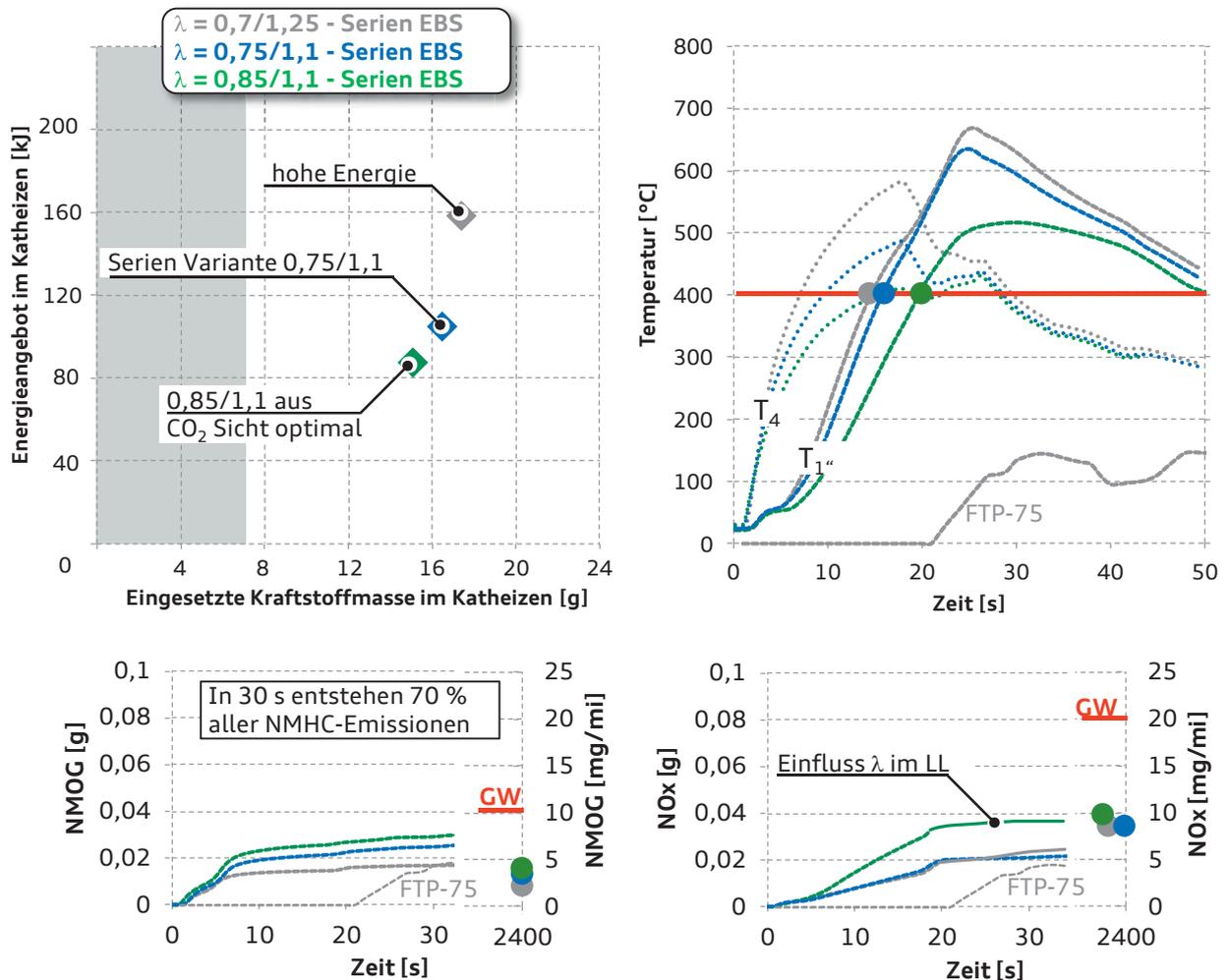


Abbildung 60: Variation Lambda bei Sekundärluft-Betrieb im FTP-75

Es folgt blau (0,75/1,1) mit 3 mg/mi und grün (0,85/1,1) mit 4 mg/mi. Bei den NO_x-Emissionen ist in der Leerlaufphase besonders der Einfluss des Brennraum-Lambdas erkennbar [1]. Je „weniger fett“ der Motor betrieben wird, desto mehr NO_x-Emissionen entstehen. Abbildung 3 von Seite 6 zeigt einen NO_x Unterschied von ca. 50 % beim Wechsel von Lambda 0,7 auf 0,85 im Brennraum. Die global magere λ Applikation bewirkt außerdem, dass der Drei-Wege-Katalysator keine NO_x-Verbindungen konvertieren kann. Daher entspricht das applizierte Brennraum-Lambda den emittierten Stickoxiden (Abbildung 3, Seite 6). Da im SULEV-Katheizen nur ca. 15 % der Gesamt-NO_x-Emissionen entstehen, spielt dieser Nachteil am Endergebnis eine untergeordnete Rolle.

In Abbildung 61 wird das Potential und der Einfluss der Einblasestelle auf die Sekundärluft-Reaktion im Zyklus bei identischer Applikation untersucht. Ziel ist es, durch eine deutliche



Stabilisierung der Sekundärluftreaktion um ein vielfach bessere Emissionen zu erzielen und damit gegebenenfalls das Katheizen in der Intensität entschärfen zu können, um wiederum Verbrauch zu sparen.

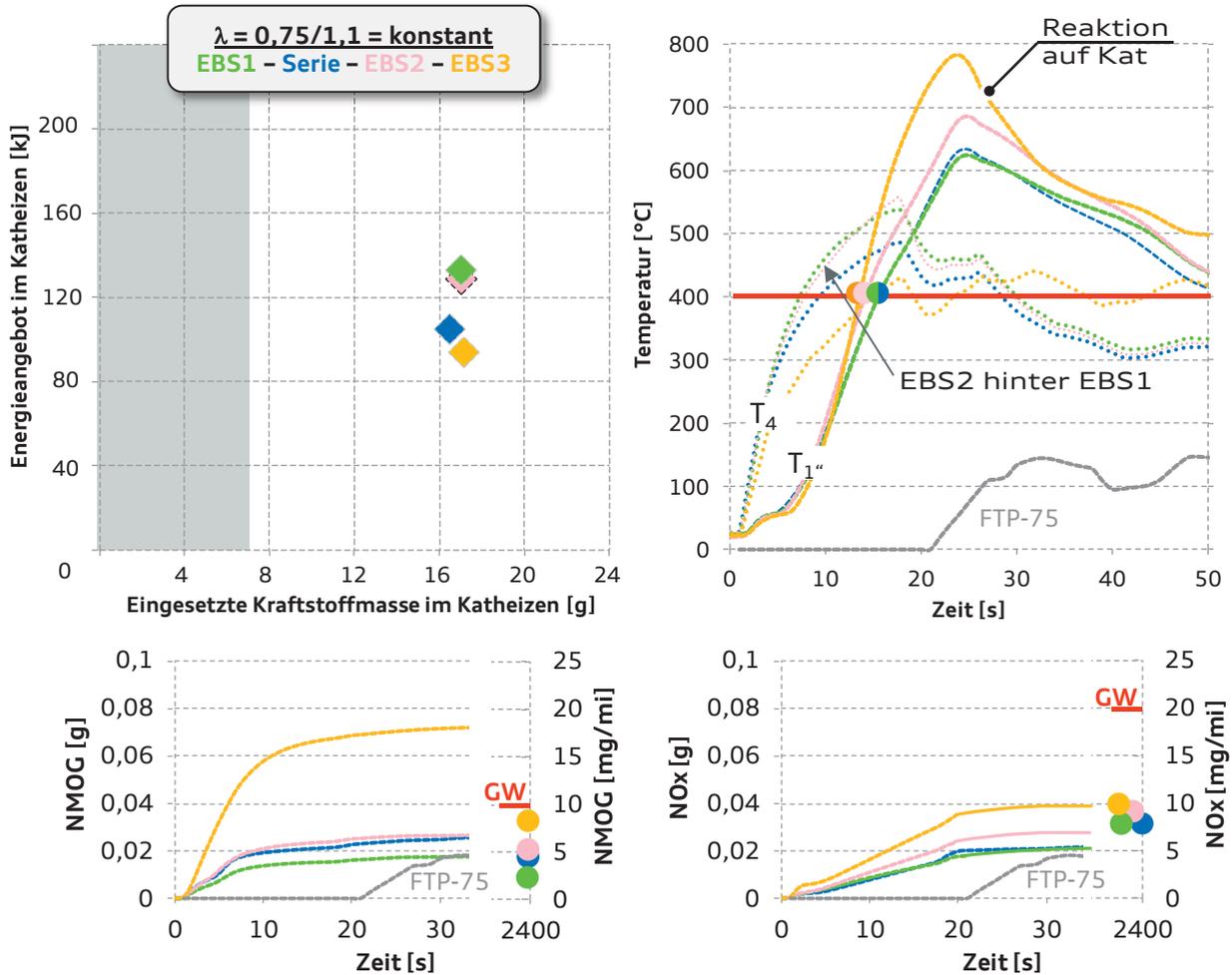


Abbildung 61: Einfluss der Einblasestelle auf die Sekundärluftreaktion

Einblasestelle 1 (EBS1), Serie, EBS2 und EBS3 (siehe Seite 55) haben im Rahmen der Messgenauigkeit bei gleicher Applikation den gleichen Kraftstoffverbrauch. Im Energieangebot ist EBS1 (grüne Raute) nahezu gleich EBS2 (rosa Raute). Die Messung mit der Serien-Einblasestelle zeigt im Vergleich zu EBS1 und EBS2 Nachteile im Energieangebot. Die Unterschiede wurden bereits in Kapitel 3.3 auf Seite 43 folgende erklärt.

Da Einblasestelle eins und zwei bei gleicher Applikation und gleichem Verbrauch eine sehr ähnliche Energiemenge bereitstellen, muss daher die Temperatur vor Katalysator gleich sein. Die rosa-gestrichelte Kurve liegt genau auf der hellgrünen. Auch die Ein-Zoll-Temperaturen sind sehr ähnlich und differenzieren sich erst ab ca. 300 °C geringfügig. Die schnelle Katalysator-



Durchheizung in Verbindung mit einer fast vollständigen Nachreaktion der Emissionen führt zu sehr geringen Emissionen bei Testende.

Im Katalysator stellt die EBS3 jedoch mit Abstand die höchste Temperatur bereit, von etwa 800 °C bei Sekunde 20. Grund für diese sehr große Differenzierung der In-Kat-Temperaturen ist das bereits bekannte *chemische Katheizen*. Die hohen NMOG-Emissionen unten links bestätigen dies.

EBS1 zeigt die besten NMOG Emissionen (ca. 2 mg/mi bei Testende), gefolgt von der Serien-Einblasestelle (ca. 27 % schlechter) und der EBS2, die nahezu mit der Serien-Einblasestelle gleichauf liegt. Im NO_x ergibt sich eine geringe Differenzierung, da alle Applikationen mit dem gleichen Brennraumlambda betrieben wurden. Die Differenzierung im Leerlauf kommt ausschließlich aus den unterschiedlichen Umsetzungsmengen der Sekundärluft. Der freie Sauerstoff der nicht funktionierenden Sekundärluft-Reaktion (bspw. von EBS3) spült den Katalysator stärker mit O₂ als die übrigen Einblasestellen und bringt den Katalysator so früher und schneller aus dem Konvertierungsfenster für NO_x heraus. Dennoch ist der Unterschied marginal.

Aufgrund der sehr guten Ergebnisse der EBS1 aus der Einblasestellen-Variation und den deutlich besseren Emissionen, wird das CO₂-Potential der Applikation mit Lambda = 0,85/1,1 aus Abbildung 60 von Seite 107 in Kombination mit der vorteilhaften EBS1 erneut untersucht. Je magerer das Brennraum-Lambda appliziert wird, desto weniger Kraftstoff wird eingesetzt. In Abbildung 62 wird die Serien-Einblasestelle mit EBS1 verglichen, bei gleicher Applikation mit 0,85/1,1. Links oben ist in Grün die Serien-Einblasestelle und in blau die EBS1 dargestellt. Beide werden auf die graue Raute bezogen (Lambda 0,75/1,1), um einen CO₂-Vorteil herausstellen zu können.

Durch die Verschiebung der Einblaseposition um ca. 20 mm in Richtung Auslassventil steigert sich die Reaktionsrate der Sekundärluft-Reaktion [1], [2], [33], aufgrund der besseren Startbedingungen der Reaktion (Arrhenius! siehe Formel 3-5, Seite 57). Die Temperatur vor Katalysator steigt um 100 °C an. Dadurch erhöht sich das Energieangebot. Gleichzeitig sinken die NMOG-Emissionen um etwa 30 % und die NO_x-Emissionen um 20 %, aufgrund der schnelleren Kat-Durchheizung (untere Bildhälfte, Abbildung 62). Trotz der teilweisen Inaktivität des Katalysators aufgrund des verschobenen Lambdafensters, werden NO_x-Emissionen im Katalysator nach Light-Off z.B. mit CO zu N₂ umgewandelt, sodass auch hier eine schnelle Katalysatoraufheizung von Vorteil ist. Die Verschiebung der Einblasestelle um 20 mm in Richtung der Auslassventile bringt also große Vorteile bzgl. der Emissionen mit sich [2], [33]. Dies eröffnet schließlich die Möglichkeit das Katheizen weniger „aggressiv“ zu gestalten, was zu einer Reduktion im Verbrauch führt.

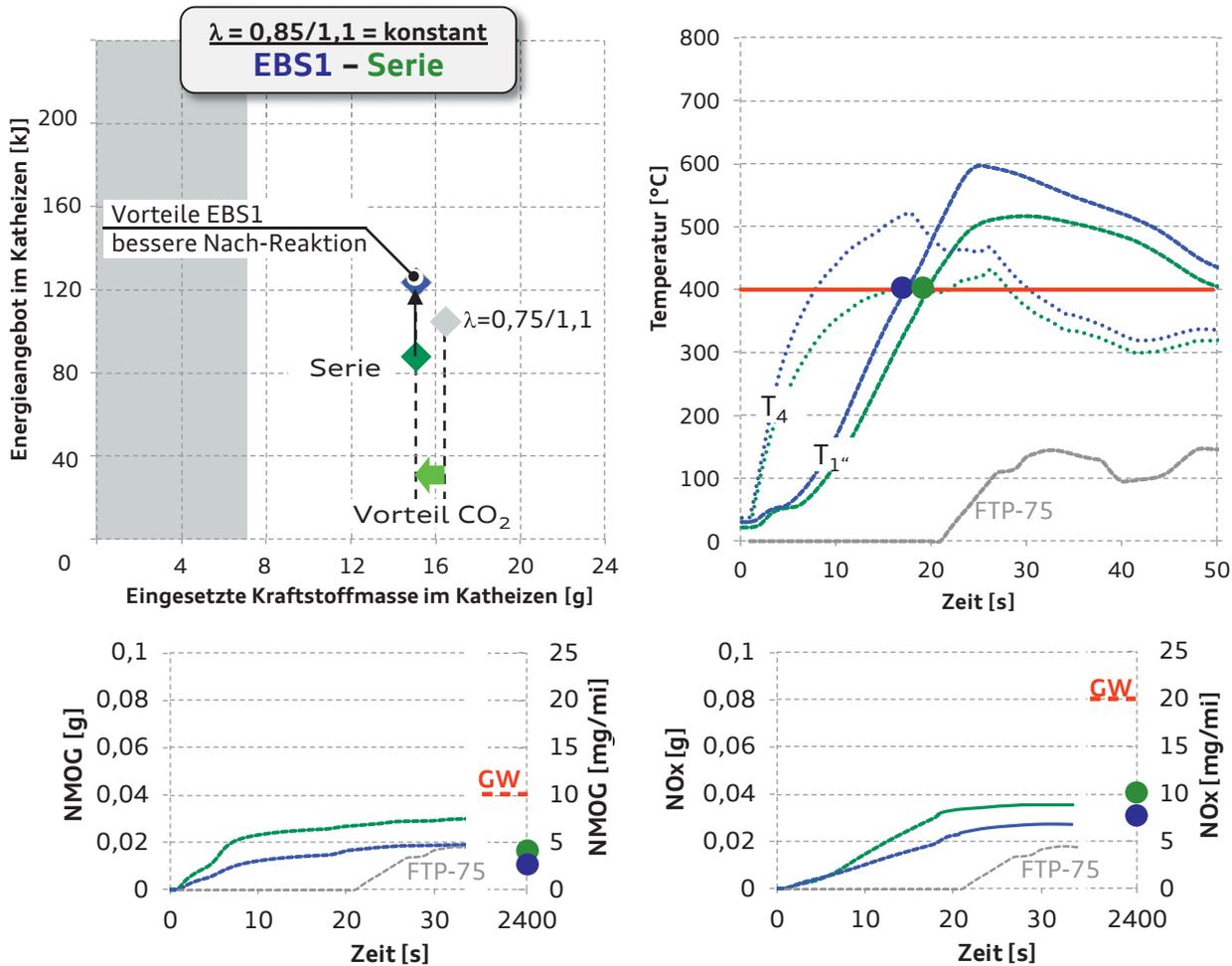


Abbildung 62: Vergleich der Potentiale - Serie gegen Einblasestelle1 bei Lambda 0,85/1,1

Die NMOG-Emissionen sind aber mit 3 mg/mi immer noch deutlich unter dem angestrebten Ziel von 50 % vom Grenzwert. Die NOx-Emissionen sind mit 8 mg/mi ebenfalls gut. Daher bietet sich weiteres Potential das Sekundärluft-Katheizen applikativ zu „entschärfen“ und weiteres CO₂-Potential zu heben.

Abbildung 63 zeigt den Einfluss der reduzierten Drehzahl im Katheiz-Leerlauf. Die Reduktion der Drehzahl ist proportional zur Reduktion des Verbrauchs, der Reduktion der Abgasmasse und damit zur bereitgestellten Katheiz-Energie. Die dunkelblaue Raute beschreibt die Standard-Applikation mit einer Drehzahl im Katheizen von 1300 U/min, die hellblaue beschreibt eine Drehzahl von 1100 U/min. Aufgrund der reduzierten Drehzahl sinkt die Temperatur im Brennraum, da bei gleicher Brenndauer in °KW der beiden Applikationen, die Applikation mit niedrigerer Drehzahl eine zeitlich (in Sekunden) langsamere Brenndauer aufweist, was für das Katheizen von Nachteil ist. Mit der niedrigeren Drehzahl bei sonst gleichen Randbedingungen sinkt die Verbrennungstemperatur

und somit ist die Sekundärluft-Reaktion ist bei der Applikation mit $n = 1100$ U/min weniger stark ausgeprägt. Das ist an der niedrigeren Temperatur vor Katalysator (rechts oben) und an dem höheren Anstieg der NMOG-Emissionen (links unten) im Leerlauf zu erkennen. Zusätzlich brechen die NMOG-Emissionen beim Anfahren in den ersten Hügel kurzzeitig durch, am Ende des Testes liegen die NMOG-Emissionen aber im Zielkorridor bei 5 mg/mi. NOx bleibt im Leerlauf nahezu unverändert, da es insbesondere vom Brennraum-Lambda abhängt, was bei diesem Vergleich konstant gehalten worden ist.

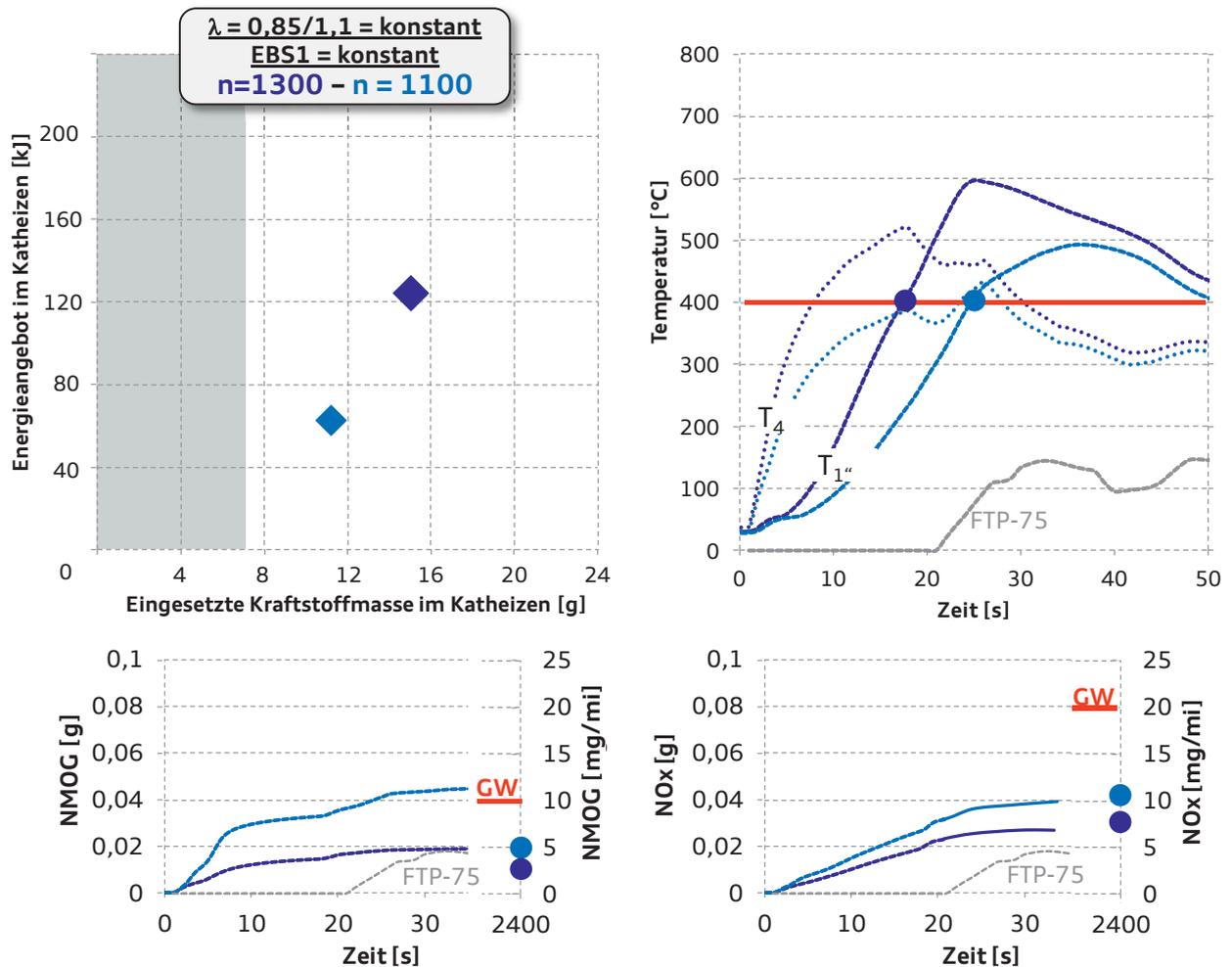


Abbildung 63: Potential Kraftstoffeinsparung aufgrund reduzierter Katheiz-Drehzahl

Aufgrund des geringeren Energieangebots mit der reduzierten Drehzahl (hellblau) werden im Anfahren mehr Emissionen als bei dem Basis-System emittiert, da der Katalysator noch nicht ausreichend durchgeheizt ist, um alle Emissionen umzuwandeln (NMOG-Emissionen links unten, hellblaue Kurve). Dennoch sind die Emissionen im Engineering Target und die CO₂-Maßnahme beim Sekundärluftsystem ist unter Serienrandbedingungen umsetzbar. Durch die Absenkung der Drehzahl gelingt es, das Sekundärluftsystem final zu optimieren und die Emissionen auf das



Entwicklungsziel des halben Grenzwertes zu bringen (NMOG = 5 mg/mi; NOx = 10 mg/mi). Das optimierte Sekundärluftsystem verbraucht im Katheizen ca. 11,5 g Kraftstoff (-46 % zu dem System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil) und generiert ca. 60 kJ Energie (-70 % zu zentraler Injektorlage mit Mehrlochinjektor „zHDEV MLV“). Die 400 °C im 1“-Katalysator-Punkt werden bereits nach ca. 22 s. Damit stellt diese Applikation das Minimum an eingesetzter Kraftstoffmasse dar.

In Abbildung 64 werden die Systeme final gegenübergestellt.

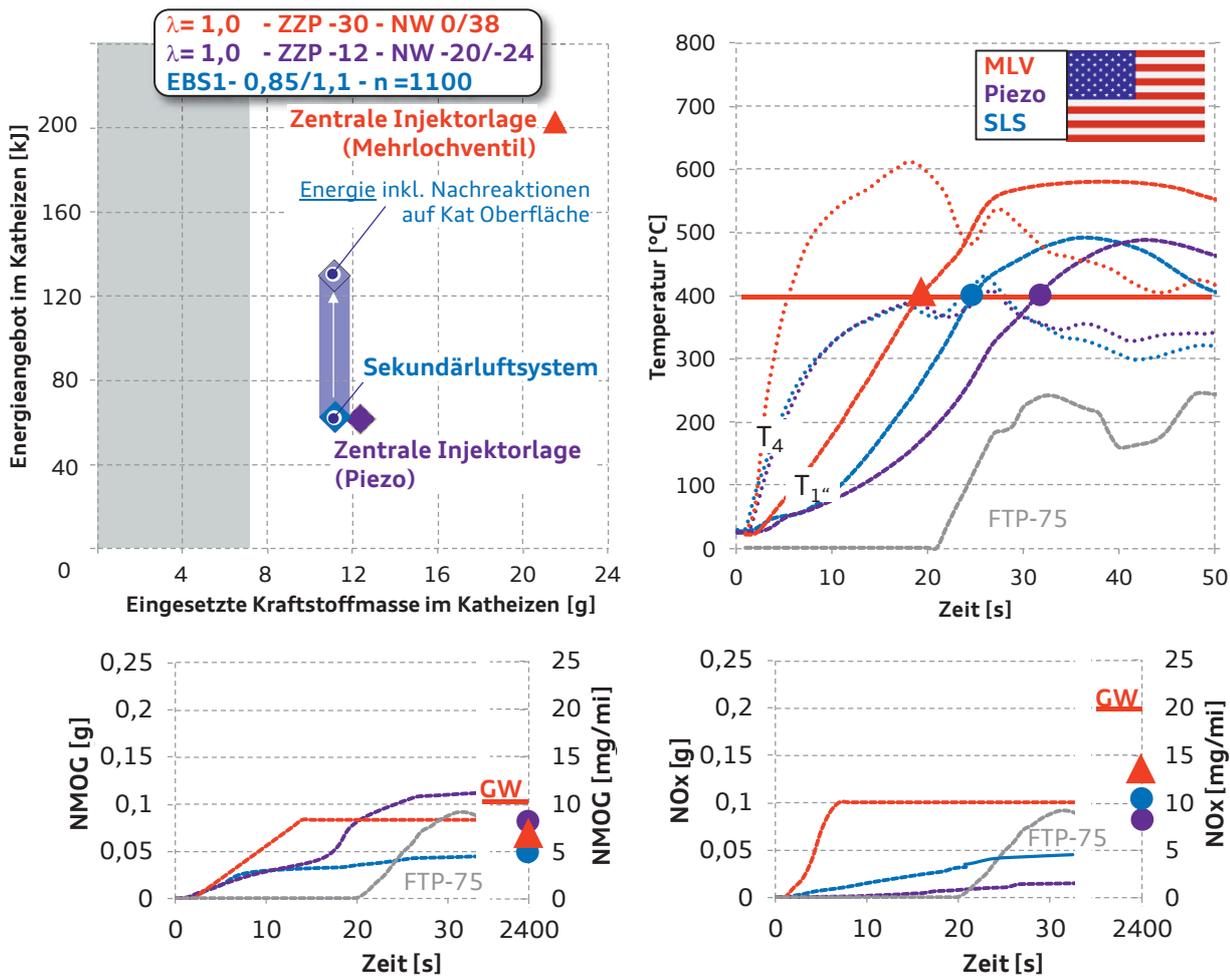


Abbildung 64: Vergleich der Systeme im FTP-75 – Systeme mit zentraler Injektorlage und Sekundärluftsystem

Oben links ist die deutliche Differenzierung des Systems mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil in der Höhe der Energie gegenüber dem Piezo-System (lila Raute) und dem optimierten Sekundärluftsystem (blaue Raute) erkennbar. Damit sorgt das Konzept mit der zentral-platzierten Injektorlage und Mehrlochventil für die schnellste Durchheizung der Systeme und hat das erste Zoll nach 18,5 Sekunden durchgeheizt (oben rechts). Die Energie der Systeme Sekundärluftsystem und Piezo liegen auf dem gleichen Niveau.

- Sekundärluftsystem -



Das Sekundärluftsystem stellt die gleiche Energie bei einer geringeren Kraftstoffmasse dar und ist damit effizienter als das Piezo-System. Dieses Ergebnis ist bereits aus den Untersuchungen im Neuen Europäischen Fahrzyklus bekannt. Auch die Katalysator-Durchheizung im ersten Zoll verläuft beim Sekundärluftsystem (22 s) schneller als beim Piezo-System (31 s). Die zusätzliche, abgeschätzte Energie ist oben links eingetragen (matt-blau).

Damit differenziert sich das Sekundärluftsystem deutlich vom Piezo-System. Bei den NMOG-Emissionen (unten links) kann das Sekundärluftsystem ebenfalls Prinzip bedingte, physikalische Vorteile nutzen und emittiert die geringsten Emissionen (5 mg/mi).

Abbildung 65 fasst die Potentiale der Systeme zusammen. Der Übertrag der Serien- Sekundärluft-Applikation vom Fahrzeug auf den Prüfstand ergab einen 0,2 gCO₂/mi höheren Verbrauch (Messung blauer Balken „Referenz“). Derartige Unterschiede zwischen Rollenmessung (Fahrzeug) und dynamischem Prüfstand sind bekannt und der Übertrag damit valide. Bei der Optimierung des Sekundärluftsystems wird zunächst eine Verbesserung des Verbrauchs durch die Applikation von 0,75/1,1 auf 0,85/1,1 um 0,3 g/mi erzielt.

Die Anwendung der EBS1 (Einblasestelle) und die Senkung der Drehzahl bedeutet eine CO₂-Ersparnis am Ende der Optimierung von 0,65 g/mi. Bei diesem Wert sind die Verluste von 0,15 g/mi durch den Betrieb der Sekundärluft-Pumpe schon berücksichtigt. Die Summe der NMOG-Emissionen und NO_x-Emissionen des optimierten Sekundärluftsystems liegen genau auf dem Engineering Target von 15 mg/mi. Damit sind das Piezo-System und das optimierte Sekundärluftsystem in Bezug auf Verbrauch und Emissionen nahezu gleichwertig.

Das Sekundärluftsystem kann, wie beim Piezo-System diskutiert, *gleichzeitig* die Strategie mit niedrigsten Rohemissionen und eine relativ hohe Katheiz-Energie plus einer Nachverbrennung der Emissionen auf der Kat-Oberfläche umsetzen, eine vorteilhafte Kombination, die die motorinternen Systeme nicht umsetzen können.

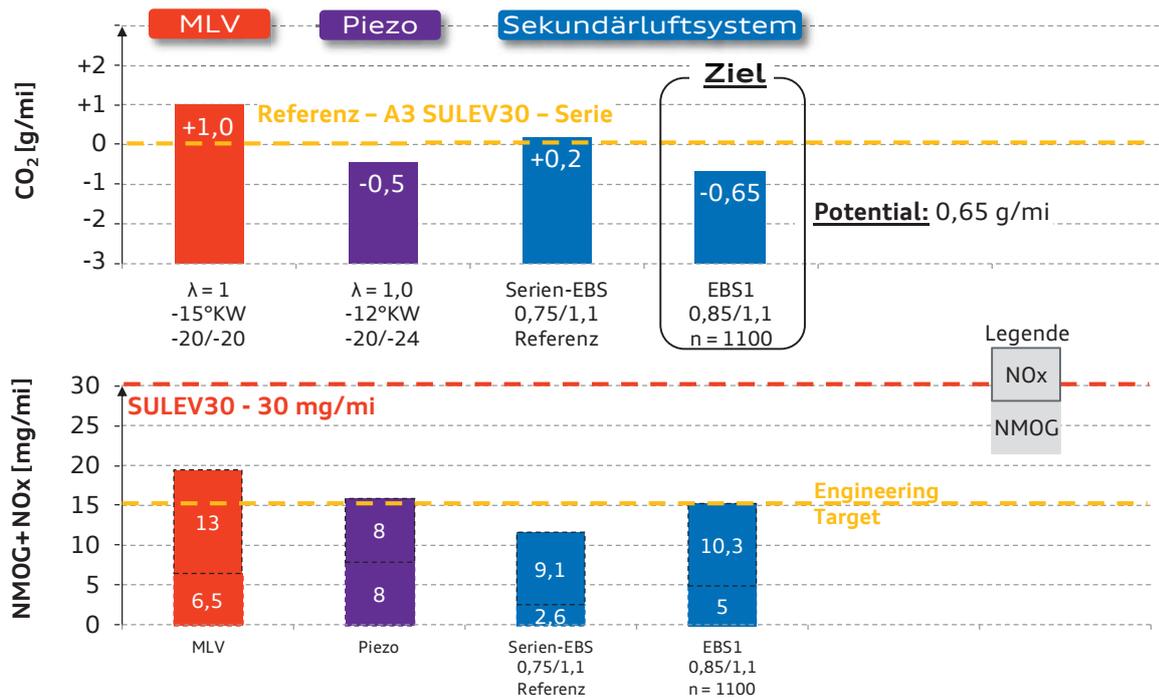


Abbildung 65: Zusammenfassung der Systeme: zentrale Injektorlage mit Mehrlochventil („zHDEV MLV“), nach außen öffnende Düse („zHDEV Piezo“) und Sekundärluftsystem

In Bezug auf die LEVIII-Zulassung mit **SULEV20** Grenzwerten ist das Sekundärluftsystem jedoch das einzige der drei Systeme aus Abbildung 65 von Seite 114, welches durch geringe Verschärfung des Katheizens zu Lasten des guten Verbrauchs schon heute **SULEV20-tauglich** ist.

6.4 Abgasbrenner

Wie in der europäischen Gesetzgebung muss auch in der amerikanischen Gesetzgebung der Verbrennungsmotor zu Beginn im Test-Zyklus gestartet werden.

Die im Vergleich zu den europäischen EU6W-Grenzwerten deutlich erhöhten Anforderungen der SULEV-Gesetzgebung stellen das System *Abgasbrenner* vor eine höhere Herausforderung. Das System mit seitlicher Injektorlage wurde aufgrund zu hoher Emissionen im ersten Leerlauf ausgeschlossen. Daher kann auch die Kombination dieser Abgasnachbehandlung mit seitlicher Injektorlage mit Abgasbrenner ausgeschlossen werden, da der Brenner erst nach einigen Sekunden vollständig zu wirken beginnt und die hohen Emissionen des motorischen Systems („sHDEV“) dominieren. Dies gilt insbesondere für einen Motorbetrieb ohne Katheizen in der US-Gesetzgebung aufgrund der strengen Grenzwerte jedoch *auch* für einen Motorbetrieb mit Katheizen.



Eine Kombination des Abgasbrenners mit einem Standard Sekundärluftsystem ist nicht sinnvoll, da einerseits der Verbrauch deutlich steigt und andererseits die technische Komplexität zu hoch und damit nicht sinnhaft ist.

Aufgrund der obigen Gründe, wird der Brenner in der Leerlaufphase nur *ohne Motorbetrieb* betrachtet und damit ein theoretischer Vergleich zu den Systemen mit zentraler Injektorlage und Sekundärluftsystem angestellt. Das Ergebnis gibt die Zielwerte einer möglichen autarken Abgasnachbehandlung vor, beispielsweise für Hybrid-Fahrzeuge.

Die Ergebnisse sind in Abbildung 66 dargestellt. Der Betrieb des Abgasbrenners *ohne Verbrennungsmotor* bewirkt, dass der Verbrauch des Brenners auf der Grenze des grauen Bereichs liegt, der die notwendige Antriebsenergie des Motors im FTP-75 ohne Katheizen beschreibt.

Die sehr hohe Temperatur in der Brennkammer sorgt in Verbindung mit dem Abgasmassenstrom für sehr hohe Energien im Katheizen (oben links), wobei die Temperatur vor Katalysator mit knapp 950 °C grenzwertig für eine dauerhafte Serienanwendung ist. Das erste Zoll im Katalysator wird sehr schnell, bereits nach ca. 18 s, aufgeheizt (oben rechts). Die Mitte des Katalysators wird aufgrund der thermischen Trägheit des Monolithen aber erst durch den Abgasmassenstrom aufgeheizt, der beim Anfahren in den Hügel vom Motor bereitgestellt wird. Daher ist der Temperatur-Verlauf in der Mitte des Katalysator im Leerlauf sehr flach (bis ca. 22 s) und dann, sobald es in die Fahrkurve geht, sehr steil, da die erhöhte Abgasmasse im Fahrbetrieb dafür sorgt, dass die hohen Temperaturen bzw. die hohe Energie durch den Katalysator transportiert wird.

Die Emissionen sind in der Leerlaufphase sehr gering. Daher sind die Ordinaten auf kleinere Größen von 0,1 g angepasst. Beim Anfahren in den Hügel werden kurzzeitig geringe Mengen HC und höhere Mengen NO_x emittiert, bis der Katalysator durch die Motormasse ausreichend tief durchgeheizt ist.

Unten links sind in schwarz nochmals die NHMC Emissionen des Motors mit seitlicher Injektorlage dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der Gradient insbesondere zu Beginn des Tests sehr hoch ist. Der Abgasbrenner hat erst nach etwa 10 s den Katalysator soweit konditioniert, dass keine Emissionen emittiert werden. Das wäre deutlich zu spät bei gleichzeitigem Betrieb von motorischem Katheizen („sHDEV“) und Abgasbrenner.

Trotz des temporären Durchbrechens der Emissionen sind die Emissionen am Ende des Testes sehr gering. Die NMOG-Emissionen sind mit knapp 4 mg/mi die geringsten aller fünf Systeme.

Der Anstieg im NO_x auf etwa 40 mg ist relativ steil. Das Anfahren in den ersten Hügel führt dazu, dass eine große Abgasmasse auf den Katalysator trifft. Das sorgt zwar für einen guten



Wärmetransport des sehr heißen Abgases durch den Katalysator, lässt aber auch die NOx-Emissionen durchbrechen, die zur Konvertierung ein hohes, durchgeheiztes Volumen benötigen.

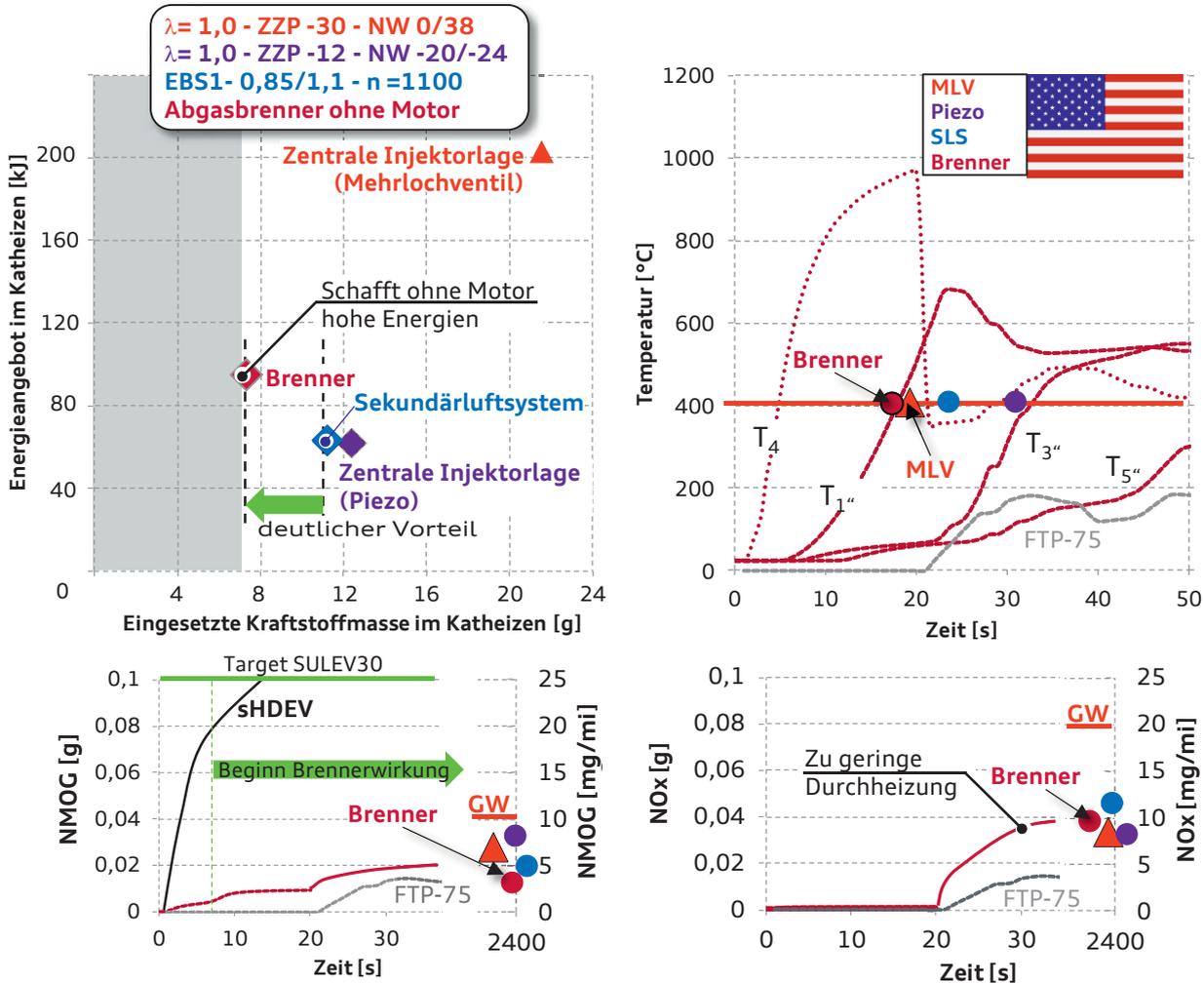


Abbildung 66: Potential Abgasbrenner im FTP-75

Final kann festgehalten werden: Die „fiktive“ Brenner-Applikation ohne Motorbetrieb benötigt für das Katheizen in etwa 7,5 g Kraftstoff (-65 % zu Zentralinjektor mit Mehrlochventilauslegung) bei ca. 95 kJ Energie (-53 % zu „Mehrlochventil-System“). Die 400 °C im 1“-Katalysator-Punkt werden bereits nach ca. 17 s und damit am schnellsten aller fünf untersuchten Systeme.

Abbildung 67 fasst das Potential des Abgasbrenners im FTP-75, und damit alle Ergebnisse dieser Arbeit, zusammen.

Der Brenner kann ohne Motor und Zusatz-Maßnahmen die notwendige Heiz-Energie in der Katheiz-Leerlauf Zeit bereitstellen. Wenn der Motor nicht gestartet werden muss (Hybride Anwendungen), hat der Abgasbrenner ein Potential von 1,25 g/mi CO₂. Der Abgasbrenner benötigt für den Betrieb ebenfalls eine Sekundärluftpumpe, sodass ein Malus von 0,15 g/mi Verbrauch abgezogen wurde.

- Abgasbrenner -

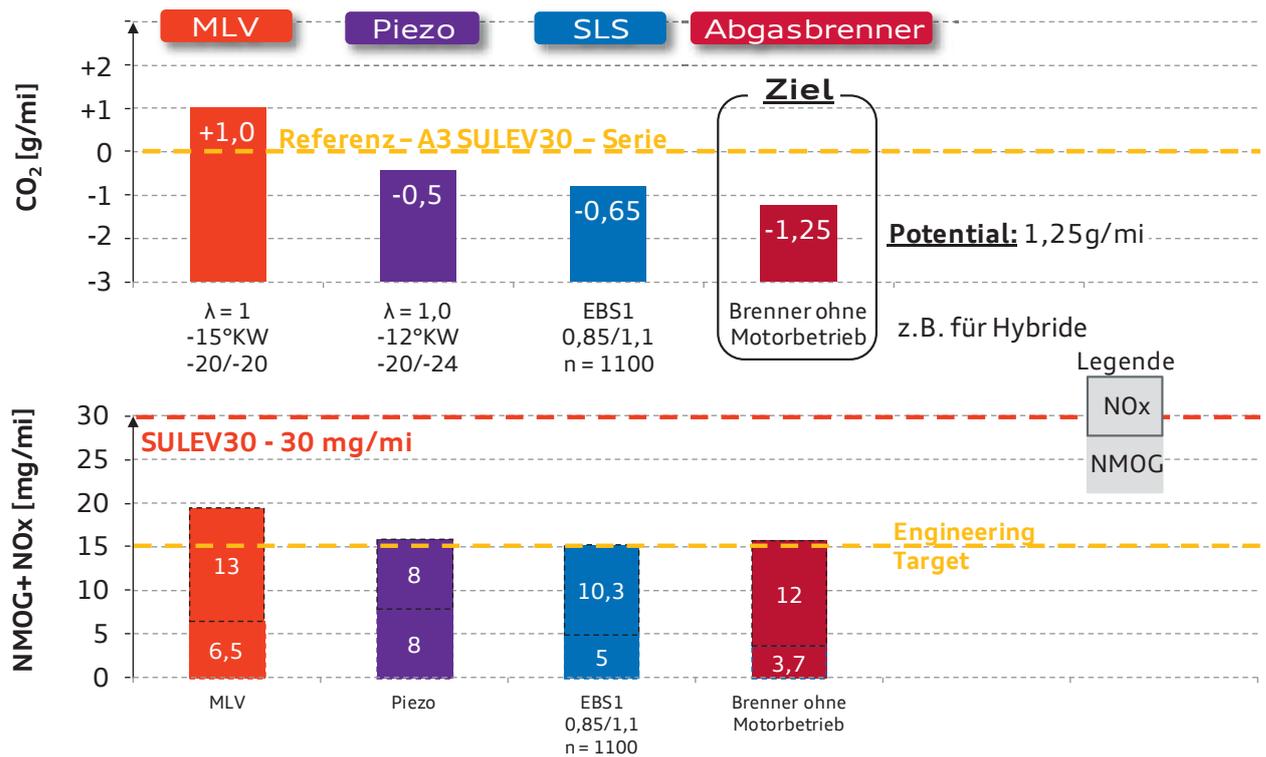


Abbildung 67: Zusammenfassung aller Systeme im FTP-75

Da per Gesetz der Verbrennungsmotor bei Testbeginn gestartet werden muss, wenn kein Vortrieb durch einen Elektromotor möglich ist, hat der Brenner unter der Prämisse des reinen Verbrennungsmotorantriebes innerhalb dieser Arbeit kein Potential für die Abgasnachbehandlung im FTP-75 mit SULEV30 Grenzwerten.

Damit gibt diese Arbeit jedoch einen Ausblick auf künftige, mögliche Verbrauchseinsparpotentiale in hybriden Anwendungen.



6.5 Fazit der Potentialanalyse im FTP-75

Das **System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil** („ZHDEV MLV“) hat einen um 1,0 g/mi höheren CO₂ Verbrauch als das Basis System des Serien A3 mit SULEV30 Abgastechnik. Wesentlicher Nachteil des Systems ist die motorinterne Energieerzeugung bei gleichzeitigem hohem Rohemissionsausstoß. Daher muss überproportional viel Kraftstoff in das Katheizen investiert werden, um den Katalysator sehr schnell auf die Light-Off Temperatur zu bringen. Bei Test-Ende liegen die Emissionen trotz hoher Energie mit 19,5 mg/mi deutlich über dem Engineering Target.

Das **Piezo-System** kann 0,5 g/mi CO₂ einsparen. Das Piezo-Brennverfahren stellt in der gezeigten Applikation eine geringe Energie bereit. Durch das kompakte, sehr effiziente Brennverfahren, entstehen geringe Rohemissionen, sodass der Nachteil der geringen Wärmeenergie gegenkompensiert wird. Nach LEVIII-Standards sind die Summenemissionen mit 16 mg/mi sehr nahe am Engineering Target von 15 mg/mi und damit serientauglich.

Das **Sekundärluftsystem** kann über die Hardware-Optimierung zu Einblasestelle eins, die Applikation auf $\lambda = 0,85$ und die Absenkung der Drehzahl von 1300 auf 1100 U/min 0,65 g/mi CO₂ einsparen. Die Emissionen liegen auf Engineering Target. Damit ist das Sekundärluftsystem auch unter SULEV30-Gesichtspunkten das beste System aller fünf untersuchten Abgasnachbehandlungssysteme. Außerdem ist das Sekundärluftsystem als einziges System durch eine geringe Verschärfung des Katheizens auf Kosten eines höheren Verbrauchs schon jetzt SULEV20-fähig und bietet somit das größte Zukunftspotential.

Der **Abgasbrenner** spart *ohne Motorbetrieb* mit 1,25 gCO₂/mi die meisten CO₂-Emissionen. Die NMOG+NO_x-Emissionen sind mit 15 mg/mi genau auf Engineering Target. Eine weitere Absenkung des Verbrauchs ist daher nicht möglich. Eine Seriennutzung des Verbrauchsvorteils des Brenners wäre allein aufgrund der Gesetzgebung für Fahrzeuge ohne Hybridisierung nicht möglich, da der Motor direkt bei Testbeginn (Sekunde 0) gestartet werden muss.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund der weltweiten Verschärfung der Abgasgesetze bei gleichzeitiger Anspannung der CO₂-Flottenzielwerte, muss auch der Betriebsbereich des Katalysatorheizens einen Beitrag zu immer effizienteren Motor-/Fahrzeugkonzepten leisten. Dabei ist der Trade-Off im Katheizen zwischen hoher Heiz-Leistung und geringem Verbrauch bei niedrigen Emissionen entscheidend. Dieser Zusammenhang wurde innerhalb dieser Arbeit bei fünf Systemen wissenschaftlich analysiert und die grundsätzlichen, thermodynamischen Zusammenhänge herausgearbeitet.

Untersucht wurde die seitliche Injektorlage (sHDEV), die zentrale Injektorlage mit Mehrlochventil (zHDEV MLV) sowie mit A-Düse und Piezo-Antrieb (zHDEV Piezo), das Sekundärluftsystem (SLS) und ein Abgasbrenner (Brenner). Zur Analyse wurde eine neue Methodik etabliert, in der die fünf Systeme im stationären Betrieb untersucht und in das Diagramm Heiz-Leistung über Kraftstoffmassenstrom eingetragen und miteinander verglichen wurden. Anhand der Verläufe der Kurven konnte eine erste Klassifizierung der unterschiedlichen Systeme vorgenommen werden. Die nachfolgende, grundlegende, thermodynamische Konzept- und Brennverfahrensanalyse ergab folgende Wertigkeit der Systeme im stationären Motorbetrieb:

Das System mit seitlicher Injektorlage und das System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil unterliegen bei gleichen Randbedingungen ($\lambda = 1,0$) den gleichen thermodynamischen Eigenschaften und sind damit bzgl. ihrer Effizienz gleichwertig. Aufgrund guter Stabilität kann mittels dem Konzept mit zentraler Injektorlage mit Mehrlochventil jedoch deutlich mehr Abgasenergie auch bei stöchiometrischer Applikation bereitgestellt werden. Die sehr gute Verbrennungsstabilität der zentralen Injektorlage eröffnet zudem die Möglichkeit einer mageren Applikation ($\lambda = 1,1$). Diese hat deutliche Effizienzvorteile gegenüber einer stöchiometrischen Applikation, da Emissionen nach Auslassventil exotherm nachverbrennen können.

Das Piezo-System ermöglicht durch die exzellente Gemischaufbereitung eine sehr gute Stabilität und damit deutlich erweiterte Applikationsmöglichkeiten als das System mit seitlichem und zentralem Mehrlochventil. Dadurch sind stabile Applikationen mit $\lambda = 1,2$ möglich, die nochmals effizienter als die $\lambda = 1,1$ des Systems mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil sind. Damit ist das Piezo-System mit 37 % mehr Heiz-Leistung als das Basis System („sHDEV“) bei gleichem



Verbrauch das effizienteste der drei motorinternen Abgasnachbehandlungssysteme mit seitlicher und zentraler Einspritzlage.

Das Sekundärluftsystem erzeugt als motorexternes Abgasnachbehandlungssystem die Energie im Abgastrakt bis vor den Turbolader und damit deutlich näher am Katalysator, durch die stark exotherme Nachverbrennung von HC- und CO-Emissionen, was zu einer sehr hohen Effizienz des Sekundärluftsystems führt. Diese Effekte konnten mit Hilfe von Lichtleitertechnik belegt und dadurch das Sekundärluftsystem geometrisch optimiert werden. Durch die starke, Katalysator-nahe, exotherme Reaktion ist das Sekundärluftsystem auf dem gleich guten Niveau wie das beste Piezo-System.

Die Untersuchung des Abgasbrenners mit Ottokraftstoff zum Kattheizen wurde zu Beginn der Untersuchungen mittels CFD-Simulation unterstützt und optimiert. Durch die Analyse und Verbesserung des Start- und Betriebsverhalten u.a. mit optischen Kameraaufnahmen und schneller Abgasmesstechnik konnte das Brennersystem technisch verfeinert und Arbeitspunkte für zukünftige Hardware-Baustufen definiert werden. Der Brenner hat mit seiner offenen Gleichdruckverbrennung die beste Effizienz (+50 %) aller fünf Systeme im stationären Zustand.

Zur Analyse der Systeme im instationären Abgaszyklus wurde ebenfalls eine neue Methodik erarbeitet und präsentiert, bei der die Abgasemissionen bei Testende applikativ auf das Engineering Target (50 % vom Grenzwert) optimiert wurden. Aus dieser Methodik ergaben sich unterschiedlichste Katheiz-Strategien, die final zu unterschiedlichen Verbräuchen führten, was im Wesentlichen in den teilweise starken, physikalischen Unterschieden der Systeme begründet ist. Dieses Delta wurde schließlich ausgewiesen.

Das System mit seitlicher Injektorlage bildet innerhalb dieser Arbeit die Referenz der Konzepte im Abgaszyklus.

Das Konzept mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil in Kombination mit Magnetspulenantrieb hat den gleichen Verbrauch wie die Referenz, da es den gleichen thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten unterliegt.

Das sehr effiziente Brennverfahren mit zentralem Einspritzventil und Piezoantrieb spart in der mageren $\lambda = 1,1$ Applikation $1,1 \text{ gCO}_2/\text{km}$ im Neuen Europäischen Fahrzyklus.



Die hohen Heiz-Leistungen und niedrigen Emissionen des Sekundärluftsystems ermöglichen ein kurzes und intensives Katheizen mit einer Kraftstoffersparnis von 1,5 gCO₂/km und bestätigen das Potential aus den stationären Untersuchungen.

Der Abgasbrenner, als effizientestes System im Stationären, muss im Zyklus per Gesetz den Motor zuzustarten. Dadurch büßt das System in Verbindung mit dem motorischen Katheizen, welches aus Emissionssicht zwingend notwendig ist, an Effizienz ein und reduziert den Verbrauch lediglich um 1,2 gCO₂/km.

Damit ist das Sekundärluftsystem das effizienteste Abgasnachbehandlungssystem für eine Anwendung im Neuen Europäischen Fahrzyklus.

In den USA im FTP-75 gelten mit SULEV30 deutlich schärfere Abgasgesetze als in Europa. Daraus entsteht eine höhere Anforderung an die Abgasnachbehandlung. Das Referenzsystem ist eine Serienapplikation eines Audi A3 SULEV, Modelljahr 2011, mit Sekundärluftsystem.

Das System mit seitlicher Einspritzlage hat eine geringe Heiz-Leistung bei gleichzeitig hohen Roh-Emissionen im Katheizen und ist daher nicht SULEV30-tauglich.

Das System mit zentraler Injektorlage und Mehrlochventil kann mit der sehr späten Zündung von 30 °KW nach OT viel Heiz-Energie bereitstellen, emittiert jedoch auch viele Rohemissionen bis zum Katalysator-Light-Off und ist damit leicht über dem Engineering Target von 15 mg/mi NMOG+NO_x (LEVIII). Durch diese Strategie steigt der Verbrauch im Vergleich zur Referenz um 1,0 gCO₂/mi.

Das Piezo-System kann durch eine kompakte, sehr effiziente Verbrennung mit niedrigen Rohemissionen 0,5 gCO₂/mi gegenüber dem Referenzsystem einsparen.

Der große Vorteil des Sekundärluftsystems besteht darin, dass dieses System sehr hohe Heiz-Leistungen bei *gleichzeitig* niedrigsten Roh-Emissionen darstellen kann. Dadurch gelingt es, am Ende der Optimierung, 0,65 gCO₂/mi einzusparen.

Der Abgasbrenner muss in US-Gesetzgebung als Sonderfall betrachtet werden, da er nur *ohne* Motor sinnvoll unter SULEV30 Randbedingungen betrieben werden kann. Die derart mögliche Einsparung von 1,25 gCO₂/mi zeigt das Potential eines autarken Systems, beispielsweise für Hybride. Dies ist gleichzeitig ein Handlungsfeld für zukünftige Arbeiten. Hierbei muss auf den Einsatz einer leistungsstarken Zündkerze, einer größeren Brennkammer und einer leistungsstärkeren Sekundärluftpumpe geachtet werden.



Damit ist das Sekundärluftsystem im instationären Zyklus, im Neuen Europäischen Fahrzyklus und im FTP-75, das effizienteste Abgasnachbehandlungssystem mit dem gleichzeitig höchsten Potential für zukünftige Abgas-Anforderungen.

Mit Hilfe dieser Arbeit ist es also möglich, für zukünftige Abgasanforderungen und Motorkonzepte mit entsprechenden CO₂-Zielen bereits frühzeitig das optimale Abgasnachbehandlungssystem auszuwählen, welches, ergänzt um eine unternehmerische Kostenanalyse, bestmöglich zu dem jeweiligen Motor-/Fahrzeug-Projekt passt.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Grob, A.: Rohemissionsreduktion und Abgasnachbehandlungskonzepte an Hochleistungs-Ottomotoren mit Direkteinspritzung; Dissertation 2007; Audi AG und Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe (TH)
- [2] Carabias, J.: Abgasnachoxidation durch Sekundärlufteinblasung zum schnellen Aufheizen des Katalysators im Kaltstart; Dissertation; IFKM Universität Karlsruhe; Logos Verlag 2004; ISBN 3-8325-0900-3
- [3] Loch, A.: Untersuchung der Ursachen für Kohlenwasserstoffemissionen beim Ottomotor mit homogener Selbstzündung (HCCI); Dissertation; Universität Wien; 2006
- [4] Carstensen, A.: Untersuchung der Nachverbrennungsvorgänge in einem Abgassystem mit Sekundärlufteinblasung; Diplomarbeit TU Braunschweig und Volkswagen Konzernforschung; September 2001
- [5] Görgen, M.: Einzelzylinderlambdaerfassung und Zylindergleichstellung für Direkt- und Saugrohreinspritzung an einem R4 TFSI – Motor; Diplomarbeit RWTH Aachen und AUDI AG, Juni 2011
- [6] Brinkmeier, C.: Automotive Three-Way Exhaust Aftertreatment under Transient Conditions – Measurements, Modeling and Simulation; Dissertation Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart; 2006
- [7] Köhler, V.: Untersuchung der Sekundärluftnachreaktion bei einem direkteinspritzenden Ottomotor mit Abgasturboaufladung; Diplomarbeit Universität Stuttgart und AUDI AG; September 2009
- [8] Steinparzer, F.; Schwarz C., Miklautschitsch, M.: Das BMW TVDI Brennverfahren – Basis für Niedrigstmissionskonzepte und geringen Kraftstoffverbrauch; 13. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"; BMW Group Entwicklung Ottomotoren, München; Graz 2011
- [9] Hallgren, B. E.; Heywood, J. B.: Effects of Substantial Spark Retard on SI Engine Combustion and Hydrocarbon Emissions SAE-Paper 2003-01-3237
- [10] N.N.: Übersicht Abgas und Verbrauch (gesetzliche Anforderungen und Informationen); Audi intern; Juli 2006
- [11] Pischinger, R. et al.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag, 1989
- [12] Pischinger, S.: Vorlesungsumdruck Verbrennungskraftmaschinen (Bd. 1), Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen, 2007 (26. Auflage)
- [13] Pischinger, S.: Vorlesungsumdruck Verbrennungskraftmaschinen (Bd. 2), Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen, 2007 (26. Auflage)
- [14] Braess, H.-H., Seiffert, U.: Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, 3. Aufl., Vieweg Verlag, 2003
- [15] Merker, G., Schwarz, C., Stiesch, G. Otto, F.: Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung, Teubner Verlag, 2003 (3. Auflage)
- [16] <http://www.arb.ca.gov>
- [17] Jakobs, J.-C.: Stickoxidbildung bei strahlgeführten Brennverfahren, Dissertation Universität Magdeburg, 2009
- [18] Krebs, R., Theobald, J.: Die Thermodynamik der FSI-Motoren von Volkswagen; Internationales Wiener Motorensymposium, 2001



- [19] Mollenhauer, K.; Tschöke, H.: Handbuch Dieselmotoren, 3. Aufl., Springer-Verlag, 2007
- [20] Robert Bosch GmbH: Ottomotormanagement, Vieweg Verlag, 2005
- [21] Robert Bosch GmbH: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 26. Auflage, Vieweg, Wiesbaden 2007
- [22] Schmalzl, H.-P.: Aufladung von Pkw DI – Ottomotoren mit Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie, Dissertation Technische Universität Dresden, 2006
- [23] van Basshuysen, R.; Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor; Vieweg Verlag; 2005
- [24] Joos, F.: Technische Verbrennung - Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen; Springer Verlag; 2006
- [25] Eifler, W.; Schlücker, E.; Spicher, U.; Will, G.: Küttner Kolbenmaschinen; Vieweg und Teubner; Wiesbaden 2009
- [26] Köhler, E.; Flierl, R.: Verbrennungsmotoren; Vieweg und Teubner; Wiesbaden 2009
- [27] Sonner, M.; Wurms, R.; Eiser, A.; Hatz, W.: Audi TFSI: Aufladung und Direkteinspritzung – innovative Technologien für die Zukunft. Audi AG. 12. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2007
- [28] van Basshuysen, R. (Hrsg.): Ottomotor mit Direkteinspritzung; Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial, Wiesbaden 2007
- [29] Birgersson, H.: Development and Assessment of Regeneration Methods for Commercial Automotive Three-Way Catalysts, Doctoral Thesis Royal Institute of Technology Stockholm, Sweden, 2006
- [30] Krane, M., Thring, R., Podnar, D., Dodge, L.: Reduced Cold-Start Emissions Using Rapid Exhaust Port Oxidation (REPO) in a Spark-Ignition Engine. SAE Technical Paper Series Nr. 970264, 1997.
- [31] Schintzel, K.: Kohlenwasserstoff-Emissionen eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung und wandgeführten Brennverfahren, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2005
- [32] Suck, G.: Untersuchung der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2001
- [33] Miklautschitsch, M.: Niedrigstemissionskonzept auf Basis eines abgasturboaufgeladenen Ottomotors mit Direkteinspritzung, vollvariablem Ventiltrieb und Sekundärlufteinblasung, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau des Karlsruher Institutes für Technologie (KIT), 2011
- [34] Karsten, W.: Vollstrombrenner zur Partikel Filtergeneration bei mobilen Anwendungen, MTZ 07-08/2013, S.557-561, 2013
- [35] Rembor, H.-J.: Abgasnachbehandlung mit Online-Brenner, Sonderausgabe ATZ, S.52-61, September 2010
- [36] Milbrandt, D.: Darstellung und Bewertung eines Konzeptnachweises für eine brennergestützte DPF-Regeneration, Studienarbeit, Hochschule für Angewandte Wissenschaften Fachbereich Fahrzeug-, Produktions- und Verfahrenstechnik Institut für Fahrzeugbau Wolfsburg (IFBW), 2010
- [37] Klauer, N., Schwarz, C., Schünemann, E., Zülch, C.: 2,0-L-Vierzylinder-Ottomotor von BMW mit Turboaufladung für SULEV, MTZ 05/2012, S380-387
- [38] Keller, F.: Konzeption und experimentelle Untersuchung eines Sekundärluftsystems für einen Ottomotor, Bachelorarbeit, Technische Universität Berlin, Fakultät V

- Verkehrs- und Maschinensysteme, Institut für Land- und Seeverkehr (ILS), FG Verbrennungskraftmaschinen, Ingolstadt 2013
- [39] N.N.: Conversion Factors for Hydrocarbon Emission Components, EPA United States Environmental Protection Agency, 2005
- [40] Philipp, S.: Untersuchungen zur NO_x-Einspeicherung an Ceroxid mittels IR-Spektroskopie in diffuser Reflexion, Dissertation, Fachbereich Chemie der Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt 2007
- [41] Bergmann, M. Entwicklung und Anwendung neuartiger Messverfahren zur Charakterisierung partikelförmiger Emissionen moderner Kraftfahrzeuge, Dissertation, Vom Fachbereich C (Mathematik und Naturwissenschaften) der Bergischen Universität Wuppertal, Wuppertal 2008
- [42] Raab, F.: Untersuchungen zur Reduzierung von Kohlenwasserstoff-Emissionen im Kaltstart von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2007
- [43] Muschik, L.: Weiterentwicklung eines Prüfstandes zur Abgaswärmeübertragung hinsichtlich einer Heizfunktion mit Heizleistungsvorgabe für einen Kraftfahrzeuginnenraum, Diplomarbeit, Universität Kassel, Fachbereich Maschinenbau, 2011
- [44] Leicht, V.: Numerische Diesel-Verbrennungssimulation innerhalb eines Abgasanlagenmoduls mittels der Finiten-Volumen-Methode, Diplomarbeit, Universität Kassel, Institut für Mechanik, 2011
- [45] Qingyun, S.: Detailed Modeling and Simulation of Automotive Exhaust NO_x Reduction over Rhodium under Transient Lean-Rich Conditions, Dissertation, Combined Faculties for the Natural Sciences and for Mathematics of the Ruperto-Carola University of Heidelberg, Germany, Heidelberg 2009
- [46] Lanzerath, P.: Alterungsmechanismen von Abgaskatalysatoren für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau der Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt 2012
- [47] Urban, S.: Charakterisierung der Quellverteilung von Feinstaub und Stickoxiden in ländlichem und städtischem Gebiet, Dissertation, Fachbereich für Mathematik und Naturwissenschaften an der Bergischen Universität Wuppertal, Wuppertal 2010
- [48] Schilling, M.: Betriebsstrategien zur Emissionsreduzierung beim Ottomotor mit strahlgeführtem Brennverfahren, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT), 2012
- [49] Hergemöller, T.: Optimierung des Motorbetriebsverhaltens und der Abgasemissionen beim Start und Warmlauf eines Ottomotors mit Sekundärluftlader, Dissertation, Fakultät Verkehrswissenschaften "Friedrich List" der Technischen Universität Dresden, 2004
- [50] Wenig, M.: Simulation der ottomotorischen Zyklenschwankungen, Dissertation, Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik der Universität Stuttgart, Stuttgart 2013
- [51] Grill, M.: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren, Dissertation, Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik der Universität Stuttgart, Stuttgart 2006
- [52] Bjordal, S.D., Goodfellow, C. L., Bennett, P., Beckwith, P.: Relative Effects of Catalyst and Fuel Formulation on Gasoline Vehicle Exhaust Emissions, The Engineering Society



- For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, International Fall Fuels & Lubricants Meeting & Exposition San Antonio, Texas October 14-17, 1996
- [53] Summers, J.C, Skowron, J. F., Miller, M. J.: Use of Light-Off Catalysts to Meet the California LEV/ULEV Standards, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, International Congress and Exposition Detroit, Michigan March 1-5, 1993
- [54] Hepburn, J.S., Patel, K.S., Meneghel, M.G., Gandhi, H.S, Engelhard Three Way Catalyst Development Team, Johnson Matthey Three Way Catalyst Development Team: Development of Pd-only Three Way Catalyst Technology, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, International Congress & Exposition Detroit, Michigan February 28-March 3, 1994
- [55] Curran, H.J., Gaffuri, P., Pitz, W.J., Westbrook, C.K.: A Comprehensive Modeling Study of iso-Octane Oxidation, *COMBUSTION AND FLAME* 129:253–280 (2002), 2002 by The Combustion Institute, Published by Elsevier Science Inc.
- [56] Rutter, B., Hurley, R., Eade, D., Kisenyi, J., Collingwood, I.: Optimisation of Precious Metal Loadings in Automotive Catalysts Using Response Surface Methodology, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, International Fall Fuels & Lubricants Meeting & Exposition San Antonio, Texas October 14-17, 1996
- [57] Smaling, R.M., Sung, S., Bartlett, R.: Washcoat Technology and Precious Metal Loading Study Targeting the California LEV MDV2 Standard, The Engineering Society For Advancing Mobility Land Sea Air and Space, International Fall Fuels & Lubricants Meeting & Exposition San Antonio, Texas October 14-17, 1996
- [58] Achleitner, E., Berger, S., Frenzel, H., Klepatsch, M., Warnecke, V.: Benzindirekteinspritzsystem mit Piezo-Injektor für strahlgeführte Brennverfahren, *MTZ* 5/2004 Jahrgang 65, S.2-8, 2004
- [59] Rau, E., Kohler, H. Karl, G., Fieweger, K., Betsch, J., Krutzsch, B.: Zukunftspotenziale durch Variabilitäten am Ottomotor
- [60] <http://www.theicct.org/>
- [61] Mortimer, C.E., Müller, U., Beck, J.: Chemie: Das Basiswissen der Chemie, Thieme; Auflage: 11., vollständig überarbeitete Auflage (26. März 2014)
- [62] Pulkrebek, W. W.: Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Second Edition, Pearson Education, 2004
- [63] Namazian, M.; Heywood, J. B.: Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power. SAE Technical Paper 820088, 1982.
- [64] Wentworth, J. T.: The Piston Crevice Volume Effect on Exhaust Hydrocarbon Emission. *Combust. Sci. Technol.*, vol. 4, Seite 97-100, 1971.
- [65] Hepke, G.: Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München, 2010
- [66] Kugler, U.: Straßenverkehrsemissionen in Europa – Emissionsberechnung und Bewertung von Minderungsmaßnahmen, Dissertation, Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik der Universität Stuttgart, 2011
- [67] Schön, A.: Modellierung von turbulenten Kohlenwasserstoff-Sauerstoff-Diffusionsflammen und deren Beeinflussung durch reaktionstechnische Parameter, Dissertation, Fakultät für Chemie und Biowissenschaften der Universität Karlsruhe (TH), 2005

- [68] Golloch, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren – Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2005
- [69] Büchi, A.J.: Exhaust Turbocharging of Internal Combustion Engines, Its Origin, Evolution, Present State of Development, and Future Potentialities; Monograph No. 1; Journal of the Franklin Institute, Philadelphia, PA, USA; Winterthur, Schweiz, 1953
- [70] Abate, G., Glielmo, L., Rinaldi, P., Milano, M., Santini, S., Serra, G.: Numerical Simulation and Analysis of the Dynamic Behavior of Three Way Catalytic Converters. In Proceedings of the International Conference on Internal Combustion Engines, Capri, Italy, 17. - 20. September 1997, pages 409 – 412, 1997
- [71] Neumaier, C.: Die Einführung des „umweltfreundlichen“ Autos in den 1980er-Jahren im Spannungsverhältnis von Wirtschaft, Politik und Konsum, Essay, Themenportal Europäische Geschichte, www.europa-clio-online.de, 2012
- [72] Görge, M., Sonner, M., Wurms, R., Zellbeck, H.: Vergleich motorinterner und motorexterner Katalysatorheizmaßnahmen, 7. Emission Control – Technische Universität Dresden, Dresden 2014
- [73] Lohfink, C.: Vergleichende Untersuchung von Einspritzsystemen für ottomotorische Direkteinspritzverfahren und deren Potentiale, Dissertation, Fakultät für Maschinenbau Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2010
- [74] Schenck zu Schweinsberg, A., Klenk, M., Degen, A.: Engine-Independent Exhaust Gas Aftertreatment Using a Burner Heated Catalyst, SAE Technical Paper, Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition Toronto, Canada October 16-19, 2006
- [75] Mährle, W., Krauss, M., Luttermann, C., Klauer, N.: High Precision Injection in Verbindung mit Aufladung am neuen BMW Twin-Turbo-Ottomotor, MTZ 04/2007 Jahrgang 68
- [76] <http://www.nhtsa.gov/fuel-economy>
- [77] Wurms, R., Budack, R., Böhme, J., Dornhöfer, R., Eiser, A., Hatz, W.: Der neue 2.0L TFSI mit Audi Valvelift System für den Audi A4 - die nächste Generation der Audi Turbo FSI Technologie, 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2008
- [78] Eiglmeier, C., Pfalzgraf, B., Helbig, J., Adam, S., Grigo, M., Dornhöfer, R., Eiser, A.: Der neue R4 - 2,0l TFSI SULEV/PZEV-Motor von AUDI 16. Aachener Kolloquium - Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 2007
- [79] Witt, A.: Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten, Dissertation, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 1999
- [80] Latscha, P., Klein, A.: Anorganische Chemie - Chemie-Basiswissen I; 9. vollständig überarbeitete Auflage, S. 401 - 464. - Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007. - ISBN 978-3-540-69865-4 (Online)



9 Lebenslauf

Name:	Michael Görgen	
Geburtsdatum:	06.12.1986	
Geburtsort:	Euskirchen	
Schulbildung:	1993 – 1997	Grundschule
	1997 – 2005	Gymnasium HJK Steinfeld
Zivildienst:	2005 – 2006	Jugendwaldheim Urft
Studium:	2006 – 2011	RWTH Aachen
		Maschinenbau (Diplom)
		Fachrichtung: Fahrzeugtechnik
Diplomarbeit:	2010 – 2011	Audi AG Ingolstadt
Dissertation:	2011 – 2014	TU Dresden
		Prof. Dr. H. Zellbeck (IAD)
		Audi AG Ingolstadt
		Dr. R. Wurms (Audi)
Festanstellung:	2014 – 2016	Audi - Projektingenieur Vorentwicklung Ottomotoren
	2016 – 2017	FEV - Projektleitung Abgas Gasoline Calibration
	2017 – dato	FEV – Teamleiter Start, Abgas, Kat-Alterung Gasoline Powertrains



