

**Identifikation der relevanten  
Gemischbildungsparameter für Hoch-AGR-Diesel-  
Brennverfahren mit bestmöglichem Wirkungsgrad**

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik der  
Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines  
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Martin Fritzsche

aus Riesa

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Bargende

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. G. Wachtmeister

Tag der mündlichen Prüfung: 10.09.2015

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen  
der Universität Stuttgart

2016

## **Danksagung**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit in der PKW-Dieselmotorenforschung/-vorentwicklung der Daimler AG in Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt dem Inhaber des Lehrstuhls für Fahrzeugantriebe am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende, dessen hervorragende wissenschaftliche Betreuung und Unterstützung wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister vom Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München danke ich für sein Interesse sowie die Übernahme des Koreferats.

Des Weiteren möchte ich mich bei meinen Vorgesetzten Herrn Dipl.-Ing. Michael Heinrichsmeyer und Herrn Dipl.-Ing. Franz-Paul Gulde für die hervorragenden Rahmenbedingungen und das Ermöglichen dieser Arbeit bedanken.

Ganz besonderer Dank gebührt meinem Betreuer Herrn Dr.-Ing. Christian Krüger, der mir jederzeit durch zahlreiche Diskussionen und Anregungen hilfreich zur Seite stand. Seine Erfahrung und enorme Fachkenntnis haben mir auch in schwierigen Zeiten weitergeholfen.

Großer Dank gilt allen Kollegen, die für ein angenehmes Arbeitsklima gesorgt und die gemeinsame Zusammenarbeit positiv gestaltet haben. Ebenfalls danken möchte ich den zahlreichen Studenten, die in vielfältiger Weise einen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Familie und in besonderer Weise bei meinen Eltern Annerose und Roland bedanken, die mir meine Ausbildung ermöglicht und mich jederzeit unterstützt und motiviert haben.

# Inhaltsverzeichnis

Danksagung .....	- 2 -
Inhaltsverzeichnis .....	- 3 -
Formelverzeichnis .....	- 5 -
Abkürzungen .....	- 7 -
Abbildungsverzeichnis .....	- 8 -
Tabellenverzeichnis .....	- 13 -
Zusammenfassung .....	- 14 -
Abstract .....	- 15 -
1 Einleitung .....	- 16 -
2 Stand der Technik zu Einspritzstrahl, Ladungsbewegung und Kolbenmulde .....	- 18 -
2.1 Dieselmotorisches Brennverfahren und daraus abgeleitete Haupt-Gemischbildungsparameter .....	- 18 -
2.2 Strahl-Phänomenologie .....	- 22 -
2.2.1 Düseninnenströmung .....	- 22 -
2.2.2 Primärzerfall .....	- 23 -
2.2.3 Sekundärzerfall .....	- 26 -
2.2.4 Strahleindringverhalten .....	- 28 -
2.2.5 Verdampfung und Diffusion .....	- 29 -
2.2.6 Praxisbeispiele aktueller Pkw-Diesel-Einspritzsysteme .....	- 30 -
2.3 Ladungsbewegung .....	- 31 -
2.3.1 Drallströmung .....	- 31 -
2.3.2 Quetschspaltströmung .....	- 36 -
2.3.3 Praxisbeispiele aktueller Pkw-Diesel-Kanalkonzepte .....	- 37 -
2.4 Strahl-Wand-Interaktion .....	- 40 -
2.4.1 Theorie und Modellvorstellungen .....	- 40 -
2.4.2 Praxisbeispiele aktueller Pkw-Diesel-Kolbenmuldenformen .....	- 41 -
2.5 Schadstoffentstehung .....	- 43 -
2.5.1 Abgaszusammensetzung .....	- 43 -
2.5.2 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) .....	- 44 -
2.5.3 Kohlenmonoxid (CO) .....	- 45 -
2.5.4 Partikel .....	- 45 -
2.5.5 Stickoxide (NO <sub>x</sub> ) .....	- 50 -

3	Beschreibungsgrößen der Haupt-Gemischbildungsparameter.....	- 54 -
3.1	Strahl.....	- 54 -
3.1.1	Spritzlochgeometrie .....	- 54 -
3.1.2	Spritzlochanzahl.....	- 55 -
3.1.3	Geometrie des Düsenadelsitzes .....	- 55 -
3.1.4	Düsendurchflusskoeffizient Cd.....	- 56 -
3.2	Ladungsbewegung .....	- 58 -
3.3	Kolbenmulde .....	- 60 -
4	Experimentelle Untersuchungen zur Validierung der Beschreibungsgrößen. -	62 -
4.1	Versuchsträger, Prüfstand und Vorgehensweise sowie eingesetzte Diagnostik- und Simulationsmethoden.....	- 62 -
4.1.1	Versuchsträger Einzylinderaggregat.....	- 62 -
4.1.2	Einzylinderprüfstand .....	- 62 -
4.1.3	Messtechnik.....	- 63 -
4.1.4	Versuchsmethodik .....	- 64 -
4.1.5	Simulations- und Diagnostikmethoden.....	- 66 -
4.2	Düsenparametervariation .....	- 68 -
4.2.1	Variation des hydraulischen Durchflusses und der Lochanzahl.....	- 68 -
4.2.2	Sitzwinkel-Variation.....	- 74 -
4.3	Drallvariation mit zwei unterschiedlichen Einlasskanalkonzepten .....	- 90 -
4.3.1	Vergleich Nulldrall- zu Standardzylinderkopf bei gleichgestelltem DrzOT. ....	- 91 -
4.3.2	Drallvariation am Nulldrallzylinderkopf mit Injektormatrix.....	- 102 -
4.4	Kolbenmuldenvariation.....	- 105 -
4.4.1	Vorstellung Kolbenmuldenmatrix .....	- 105 -
4.4.2	Muldenvergleich bei H50-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/13bar pme .....	- 106 -
4.4.3	Strahlauffreffpunktvariation bei Mulde W013 im Betriebspunkt 1200rpm/7bar pme .....	- 112 -
5	Fazit.....	- 117 -
6	Anhang.....	- 120 -
7	Literaturverzeichnis .....	- 123 -
8	Lebenslauf.....	- 135 -



## Formelverzeichnis

Formelzeichen	SI-Einheit	Bedeutung
A	[-]	Arrheniusfaktor
$A_K$	[m <sup>2</sup> ]	Kolbenfläche
$c_a$	[m/s]	axiale Strömungsgeschwindigkeit
$c_d$	[-]	Durchflussbeiwert
$c_u$	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit Ladung
$d_{SI}$	[µm]	Spritzlochdurchmesser
DrzOT	[-]	Drallzahl in OT
DrzUT	[-]	Drallzahl in UT
$d_T$	[m]	Tropfendurchmesser
$D_Z$	[m]	Zylinderdurchmesser
FSN	[-]	Filter Smoke Number
HD	[cm <sup>3</sup> /min]	hydraulischer Durchfluss
Hu	[J · kg <sup>-1</sup> ]	unterer Heizwert
I	[Ns]	Strahlimpuls
k	[m <sup>3</sup> /kmol · s]	Reaktionsgeschwindigkeitskonstante
L	[kg · m <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup> ]	Drehimpuls
l	[m]	Pleuellänge
M	[Nm]	Drehmoment
m	[kg]	Masse
$m_B$	[kg]	Brennstoffmasse
N	[mol]	Stoffmenge
p	[bar]	Druck
$p_{me}$	[bar]	effektiver Mitteldruck
R	[J/mol K]	universelle Gaskonstante
r	[m]	Radius
Re	[-]	Reynoldszahl
SKW	[°]	Spritzkegelwinkel
SMD	[m]	mittlerer Sauterdurchmesser
SW	[°]	Sitzwinkel Düsenadel
T	[K]	Temperatur
V	[m <sup>3</sup> ]	Volumen

$v_{\text{aus}}$	[m/s]	Strahlaustrittsgeschwindigkeit
$v_{\text{rel}}$	[m/s]	Relativgeschwindigkeit
$v_T$	[m/s]	Geschwindigkeit Tropfen
We	[-]	Weberzahl
$\alpha_K$	[-]	Durchflusskennwert bezogen auf Kolbenfläche
$\Delta p$	[MPa]	Druckdifferenz am Spritzlochaustritt
$\varphi$	[°]	Kurbelwinkel
$\eta_{\text{fl}}$	[m <sup>2</sup> /s]	Viskosität des Kraftstoffes
$\lambda_{\text{Kr}}$	[-]	Brennraumlambda; Luftverhältnis
$\Theta$	[kg m <sup>2</sup> ]	Trägheitsmoment
$\rho_{\text{fl}}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Kraftstoffdichte
$\rho_g$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Gasdichte
$\rho_L$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte des Brennraumgases
$\sigma_{\text{fl}}$	[N/m]	Oberflächenspannung Kraftstoff
$u_{\text{Drall}}$	[-]	Drallziffer
$\omega_{\text{Luft}}$	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der Drallströmung
$\omega_{\text{Motor}}$	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle

## Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
CFD	Computational Fluid Dynamics
CT	Computertomograph
FSN	Filter Smoke Number
H50	Verbrennungsschwerpunkt (aus Heizverlauf)
HD	hydraulischer Durchfluss
KW	Kurbelwinkel
LA	Lochanzahl
LVG2	Verbrennungsgeräusch
OT	oberer Totpunkt
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
UT	unterer Totpunkt

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Auswahl repräsentativer Gemischbildungsparameter .....	- 19 -
Abbildung 2-2: Schematische Darstellung der Düsengeometrie nach [6].....	- 22 -
Abbildung 2-3: Strahlzerfall am Düsenaustritt [1].....	- 24 -
Abbildung 2-4: Drosselstellen, Kavitation in Spritzloch und Kraftstoffdruckverlauf [10] .....	- 25 -
Abbildung 2-5: Chronologischer Verlauf einer Einspritzung und des Zerfallsortes nach [6].....	- 26 -
Abbildung 2-6: Aerodynamischer Zerfallsmechanismus nach Pilch [14] .....	- 27 -
Abbildung 2-7:Strahleindringverhalten in Abhängigkeit des Spritzlochdurchmessers nach [15].....	- 28 -
Abbildung 2-8: Ladungsdichte-, Ladungstemperatur- und Kraftstofftemperatureinfluss auf die Flüssigeindringtiefe [16].....	- 29 -
Abbildung 2-9: Aufbereitung eines Kraftstofftropfens bei niedriger (links) und hoher (rechts) Relativgeschwindigkeit sowie Zündgrenzen in Abhängigkeit der Entfernung zum Kraftstofftropfen [1] .....	- 30 -
Abbildung 2-10: Drall- und Quetschspaltströmung im Brennraum [49].....	- 31 -
Abbildung 2-11: Gleichrichter-Drallmessprinzip nach Tippelmann nach [52], [54] -	32 -
Abbildung 2-12: Einlasskanäle des OM651 nach [52], [57], [58] .....	- 34 -
Abbildung 2-13: Anfasung des Ventilsitzes zur Sitzdrallgenerierung und Wirkung auf die Drallzahl in Abhängigkeit des Ventilhubes nach [23], [60] .....	- 35 -
Abbildung 2-14: Ausprägung des Sekundärwirbels (Pfeil) bei a) niedrigem und b) hohem Drallniveau 20°KWvZOT nach [73].....	- 37 -
Abbildung 2-15: Kolbenmuldengeometrien (Originalabmessungen) Pkw- Dieselmotoren Bj. 2003-2010 [89] .....	- 41 -
Abbildung 2-16: Abgaskomponenten bei realer Verbrennung [1] .....	- 43 -
Abbildung 2-17: Schadstoffbildung im Dieselmotor über Luftverhältnis [4].....	- 44 -
Abbildung 2-18: Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung nach [4] .....	- 44 -
Abbildung 2-19: Zusammensetzung von Dieselpartikeln [14].....	- 46 -
Abbildung 2-20: Zeitlicher Verlauf der Rußkonzentration bei einem DI-Dieselmotor [14] .....	- 47 -
Abbildung 2-21: Rußertrag als Funktion von Luftverhältnis und Temperatur [14].	- 47 -
Abbildung 2-22: Ethin Bildung in Abhängigkeit von Lambda [92] .....	- 48 -
Abbildung 2-23: Erste Ringbildung durch Rekombination und Umlagerung [92] ..	- 48 -

Abbildung 2-24: Ringwachstum bei der PAK-Bildung nach Frenklach und Wang (1994) [14].....	- 49 -
Abbildung 2-25: Entstehung von Rußpartikeln nach Siegmann [1].....	- 49 -
Abbildung 2-26: Dieselpartikel-Agglomerate [1].....	- 50 -
Abbildung 2-27: Geschwindigkeitskoeffizient der ersten Zeldovich-Reaktion in Abhängigkeit von der Temperatur [14] .....	- 52 -
Abbildung 3-1: Schematische Aufbau der Einspritzdüse nach [97] .....	- 56 -
Abbildung 3-2: Sprayausbildung (links) und Rußemissionen (rechts) in Abhängigkeit des Düsendurchflusskoeffizienten nach [100] .....	- 57 -
Abbildung 3-3: Auswertungsmethodik zur Analyse von DrzOT und Drallqualität nach [104] .....	- 58 -
Abbildung 3-4: Schematische Darstellung der Zonenlambda-Definition.....	- 60 -
Abbildung 3-5: Zonenlambdaverlauf bei Strahlauftreffpunktvariation.....	- 61 -
Abbildung 4-1: "Injektorkreuz" mit Farbzunordnung .....	- 68 -
Abbildung 4-2: Kolbenmuldengeometrie für HD-LA-Variation.....	- 69 -
Abbildung 4-3: Verbrennungsgeräusch ohne und mit Raildruckanpassung für HD-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/7bar (Vergleichs-NO <sub>x</sub> -Niveau=0,2g/kWh) ...	- 70 -
Abbildung 4-4: FSN und Raildruck der HD-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh und DrzUT=3,4 .....	- 70 -
Abbildung 4-5: KK-Aufnahmen HE für HD-Variation LA7-Injektoren bei pCR=1400bar [106] .....	- 71 -
Abbildung 4-6: KK-Aufnahmen VE für HD-Variation LA7-Injektoren bei pCR=1400bar [106] .....	- 72 -
Abbildung 4-7: FSN und Raildruck der LA-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh und DrzUT=3,4 .....	- 73 -
Abbildung 4-8: KK-Aufnahmen HE für LA-Variation HD960-Injektoren bei pCR=1400bar [106].....	- 73 -
Abbildung 4-9: Ansteuerprofil und Einspritzrate für Sitzwinkel 60 & 90° bei pCR=1600bar [108].....	- 76 -
Abbildung 4-10: FSN und Cd (gespiegelt) über Sitzwinkel im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh und DrzUT=3,5 .....	- 77 -
Abbildung 4-11: TA-Ergebnis Sitzwinkel-Variation LA7-Injektoren im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh und DrzUT=3,5 [109] .....	- 78 -

Abbildung 4-12: TA-Aufnahmen Vor- und Haupteinspritzung Sitzwinkel-Variation LA7-Injektoren im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$ und $\text{DrzUT}=3,5$ [109]	- 80 -
Abbildung 4-13: TA-Ergebnis Sitzwinkel-Variation LA8-Injektoren im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$ und $\text{DrzUT}=3,5$ [109]	- 81 -
Abbildung 4-14: TA-Aufnahmen Vor- und Haupteinspritzung Sitzwinkel-Variation LA8-Injektoren im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$ und $\text{DrzUT}=3,5$ [109]	- 82 -
Abbildung 4-15: KK-Aufnahmen Voreinspritzung Sitzwinkelmatrix LA7- (links) bzw. LA8-Injektoren (rechts) im Betriebspunkt 2000rpm/7bar [116]	- 83 -
Abbildung 4-16: Strömungsgeschwindigkeit und Kavitation bei maximalem Nadelhub der Voreinspritzung für LA7-Inj. $60^\circ$ , $90^\circ$ & $120^\circ$ Sitzwinkel im Betriebspunkt 2000rpm/7bar [118]	- 84 -
Abbildung 4-17: Strömungsgeschwindigkeit bei maximalem Nadelhub der Haupteinspritzung für LA7-Inj. $60^\circ$ , $90^\circ$ & $120^\circ$ Sitzwinkel im Betriebspunkt 2000rpm/7bar [118]	- 85 -
Abbildung 4-18: KK-Aufnahmen Haupteinspritzung Sitzwinkelmatrix LA7- (oben) bzw. LA8-Injektoren (mittig) sowie zugehörige Strahlkegelwinkel bei $p_{CR}=1600\text{bar}$ [119]...	- 86 -
Abbildung 4-19: Druckverlaufsanalyse Sitzwinkelmatrix LA7- (links) bzw. LA8-Injektoren (rechts) im Betriebspunkt 2000rpm/7bar $p_{me}$ , $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$ und $\text{DrzUT}=3,5$	- 87 -
Abbildung 4-20: Strahlimpulsmessung Sitzwinkelvariation LA7- (links) bzw. LA8-Injektoren (rechts) im Betriebspunkt 2000rpm/7bar nach [122]	- 88 -
Abbildung 4-21: Höhenwinkelvermessung Sitzwinkelmatrix LA7- bzw. LA8-Injektoren (links) nach [122] sowie Höhenwinkel-Einfluss auf Partikel- $\text{NO}_x$ -Trade-Off bei 2000rpm/7bar	- 89 -
Abbildung 4-22: Kanalkonzept und Ventilsitzbearbeitung der untersuchten Zylinderköpfe nach [123], [124]	- 90 -
Abbildung 4-23: $\text{DrzOT}$ und $\text{DrzUT}$ in Abhängigkeit des EKAS-Klappenwinkels für Standard- und Nulldrallzylinderkopf sowie Ermittlung der Klappenstellungen für gleiches $\text{DrzOT}$	- 92 -
Abbildung 4-24: Vergleich Drallqualität Standard- zu Nulldrallzylinderkopf bei $\text{DrzOT}=2,25$ [73]	- 93 -

Abbildung 4-25: Vergleich Drallqualität Standard- zu Nulldrallzylinderkopf bei DrzOT=3,4 bzw. 3,2 [73].....	- 93 -
Abbildung 4-26: FSN-NO <sub>x</sub> -Trade-Off sowie Druckverlaufsanalyse bei NO <sub>x</sub> =0,45g/kWh für Gleichstellung DrzOT=2,25 beim Zylinderkopfvergleich im Betriebspunkt 2000rpm/13bar .....	- 94 -
Abbildung 4-27: FSN-NO <sub>x</sub> -Trade-Off sowie Druckverlaufsanalyse bei NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh für Gleichstellung DrzOT=3,4 beim Zylinderkopfvergleich im Betriebspunkt 2000rpm/7bar .....	- 96 -
Abbildung 4-28: TA-Ergebnis Zylinderkopfvariation Gleichstellung DrzOT=3,4 bzw. Emissionsergebnis im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh nach [125] .	- 97 -
Abbildung 4-29: TA-Aufnahmen Vor- und Haupteinspritzung Zylinderkopfvariation Gleichstellung DrzOT bzw. Emissionsergebnis im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh nach [125].....	- 98 -
Abbildung 4-30: TA-Aufnahmen Vorverbrennung Zylinderkopfvariation Gleichstellung DrzOT bzw. Emissionsergebnis im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh nach [125].....	- 99 -
Abbildung 4-31: TA-Aufnahmen Hauptverbrennung Zylinderkopfvariation Gleichstellung DrzOT bzw. Emissionsergebnis im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh nach [125].....	- 100 -
Abbildung 4-32: Strömungsfeldauswertung mittels Kreuzkorrelation aufeinanderfolgender TA-Aufnahmen bei gleichgestelltem DrzOT im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh nach [125].....	- 101 -
Abbildung 4-33: EKAS-Variation bei konstanter NO <sub>x</sub> -Emission mit Injektoren unterschiedlicher Lochanzahl am Nulldrallzylinderkopf im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme (links, NO <sub>x</sub> =0,2g/kWh) und 2000rpm/20bar pme (rechts, NO <sub>x</sub> =0,45g/kWh).....	- 102 -
Abbildung 4-34: FSN und Raildruck der LA-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO <sub>x</sub> =0,5g/kWh und DrzUT=0 .....	- 103 -
Abbildung 4-35: Schematische Darstellung der variierten Muldenkenngrößen ..	- 105 -
Abbildung 4-36: Geometrie der am Einzylinder untersuchten Kolbenmuldenvarianten .....	- 106 -
Abbildung 4-37: Einzylinder-Emissionsergebnisse der H50-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/13bar pme .....	- 107 -

Abbildung 4-38: Muldengeometrie und Aufteilungskegel für W011 & W012 mit jeweiligen Best-Dichtscheiben .....	- 108 -
Abbildung 4-39: Quetschspalt- (oben) und Muldenlambdaverlauf (unten) für W011 & W012 bei $H_{50}=10, 15$ & $20^{\circ}\text{KWnOT}$ im Betriebspunkt $2000\text{rpm}/13\text{bar pme}$ .....	- 109 -
Abbildung 4-40: Quetschspalt-, Mulden- und Gesamt-Brennraum-Lambda bei $40^{\circ}\text{KWnOT}$ sowie FSN für W011 & W012 bei $H_{50}=10, 15$ & $20^{\circ}\text{KWnOT}$ im Betriebspunkt $2000\text{rpm}/13\text{bar pme}$ .....	- 110 -
Abbildung 4-41: Strömungsfeld für W011 & W012 bei $H_{50}=10, 15$ & $20^{\circ}\text{KWnOT}$ im Betriebspunkt $2000\text{rpm}/13\text{bar pme}$ [126], [127].....	- 111 -
Abbildung 4-42: Einzylinder-Emissionsergebnisse der Strahlauftreffpunktvariation im Betriebspunkt $1200\text{rpm}/7\text{bar}$ .....	- 112 -
Abbildung 4-43: Muldengeometrie und Aufteilungskegel für W013 mit höchstem und tiefstem untersuchten Strahlauftreffpunkt .....	- 113 -
Abbildung 4-44: Quetschspalt- (oben) und Muldenlambdaverlauf (unten) für W013 mit $DS=2,2$ & $1,0\text{mm}$ im Betriebspunkt $1200\text{rpm}/7\text{bar pme}$ .....	- 114 -
Abbildung 4-45: Quetschspalt-, Mulden- und Gesamt-Brennraum-Lambda bei $40^{\circ}\text{KWnOT}$ sowie FSN für W013 bei $DS=2,2$ & $1,0\text{mm}$ im Betriebspunkt $1200\text{rpm}/7\text{bar pme}$ .....	- 115 -
Abbildung 6-1: Messstellenplan des Versuchsmotors samt Prüfstands Aufbau...	- 120 -
Abbildung 6-2: Teillastbetriebspunkte für Parametervariationen .....	- 120 -
Abbildung 6-3: Aufbau Transparentaggregat OM651 [128] .....	- 121 -
Abbildung 6-4: Prüfstands Aufbau zur Strahlkraftmessung [129].....	- 122 -



## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Gruppierung der Designparameter in Gemischbildner, Ladungsbewegung und Strahl-Wand-Interaktion.....	- 21 -
Tabelle 2-2: DrzUT-Messwerte verschiedener Einlasskanalkonzepte von Pkw-Dieselmotoren [75], [76].....	- 38 -
Tabelle 2-3: Reaktionsgeschwindigkeitskoeffizienten für die Hin-Reaktion des erweiterten Zeldovich Mechanismus [14] .....	- 52 -
Tabelle 4-1: Technische Daten des 1-Zylinder-Forschungsmotors .....	- 62 -
Tabelle 4-2: Abgasanalysemodule der MEXA 7100D.....	- 63 -
Tabelle 4-3: Düsendaten der Injektormatrix für die HD-LA-Variation nach [45] ....	- 68 -
Tabelle 4-4: Düsendaten der Injektormatrix für die Sitzwinkelvariation nach [45].	- 75 -
Tabelle 4-5: Düsendaten der Injektormatrix für die Drallvariation nach [45] .....	- 91 -

## Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit den Auswirkungen von Variationen verschiedener (Haupt-)Gemischbildungsparameter auf die dieselmotorische Verbrennung und deren Erfassung in Form von geeigneten Beschreibungsgrößen.

Innerhalb der Düsenparametervariation kann der Einfluss des Düsennadelsitzwinkels aufgrund von Quereinflüssen in der Injektormatrix nur unzureichend bestimmt werden. Es zeigt sich bei Vergrößerung des Düsennadelsitzwinkels jedoch die Tendenz zu einem homogenerem Strömungsfeld am Düsenlochaustritt bei Nadelvollhub und einem messbar schnelleren Eindringverhalten und größerem Strahlimpuls, was sich positiv auf Gemischbildung, Zündungsorte und Verlauf der mischungskontrollierten Verbrennung und damit letzten Endes auf die Rußemissionen auswirkt. Die beobachtete Korrelation zwischen Durchflusskoeffizient  $C_d$  und Schwarzauchwert FSN unterstreicht dabei die Wichtigkeit dieser Düsenbeschreibungsgröße für den Auslegungsprozess von Einspritzelementen!

Die Drallvariation mittels unterschiedlicher Kanalkonzepte verdeutlicht eindrücklich die Bedeutung der Drallqualität als Beschreibungsgröße für die Gemischbildung der dieselmotorischen Verbrennung. Eine im Motorversuch durchgeführte Gleichstellung der rechnerisch ermittelten Drallzahl im oberen Totpunkt führt dabei nicht zu vergleichbaren Emissionsergebnissen der beiden verglichenen Kanalkonzepte. Es darf daher nicht nur die für Dieselmotoren typische Ladungsbewegung der Drallströmung charakterisiert werden, sondern es muss auch auf nicht-rotatorische Strömungskomponenten wie beispielsweise eines Tumbles eingegangen werden. Dies hat entscheidenden Quereinfluss auf die Zündung und Verbrennung des Gemischs, wie es in der vorliegenden Arbeit dokumentiert wird.

Im Falle der Kolbenmuldenvariation wird ein Zonenlambda-Ansatz zur Beurteilung der Gemischverteilung zwischen Mulde und Quetschspalt zum Einsatz gebracht. Für Brennverfahrensrandbedingungen, welche eine intakte Rußoxidationsphase abbilden, kann dabei eine gute Korrelation des Muldenlambdaverlaufes mit den Schwarzauchemissionen im Motorversuch erzielt und somit ein geeignetes Mittel zur Charakterisierung der Rußoxidationsphase gefunden werden. Bei sehr niedrigen Sauerstoffmassenkonzentrationen im Saugrohr und damit einhergehenden Hoch-AGR-Randbedingungen ist dieser Ansatz aufgrund der dann vor allem rußbildungsdominierten Partikelemissionen und einer kaum mehr vorhandenen Rußoxidationsphase allerdings nicht geeignet.

## **Abstract**

This work deals with the effects of variations in the main mixture formation parameters on the combustion of a diesel engine and the acquisition of those effects in terms of appropriate characterizing factors.

The influence of a variation of the needle seat angle of the injection nozzle cannot be determined satisfying as the injector matrix is cross influenced by unintentional variations of other parameters. However does the enlargement of the seat angle show a tendency to a more homogeneous flow field on the exit of the nozzle hole at fully opened needle and a measurable faster penetration behavior as well as a higher spray momentum. This makes a positive impact on mixture formation, location of ignition and the mixture controlled part of the combustion process. The observed correlation between nozzle flow coefficient  $C_d$  and smoke emissions in the single cylinder engine emphasizes the importance of this nozzle characterization factor for the development process of injection elements.

The swirl variation by means of two different inlet port concepts illustrates the significance of the so called swirl quality as a characterizing factor for the mixture formation in a diesel engine. An equalization of the swirl number in the top dead center (acquired from simulation results) does not lead to comparable emissions in the engine tests between the two inlet port concepts. Therefore not only the common diesel charge motion of the swirl should be characterized but also non-rotating components of the flow field such as a tumble motion must be considered. These components can have an essential cross influence on ignition and combustion of the mixture as shown in this work.

The variation of the combustion bowl design deals with the new approach of a zone lambda in order to evaluate the allocation of the mixture into the bowl and the squish area. For combustion conditions with a well working soot oxidation stage a good correlation between the bowl lambda trend and the soot emissions on the single cylinder engine can be achieved which shows the approach to be a suitable method for characterizing the soot oxidation phase. Though at very low oxygen mass concentrations in the intake manifold and therefore high-EGR-conditions the approach is not practical because of dominant soot formation stage and a merely existing soot oxidation.

## 1 Einleitung

Dieselmotoren wurden bis Ende der 1980er Jahre vorwiegend in Nutzfahrzeugen oder Arbeitsmaschinen genutzt und konnten sich nur im gewerblichen Bereich wegen ihres niedrigen Kraftstoffverbrauches und der vergleichsweise günstigen Kraftstoffpreise gegenüber dem Ottomotor durchsetzen. Für Privatkunden spielte der Dieselmotor aufgrund seiner geringen Agilität und seines schlechten Geräuschverhaltens eine relativ zum Ottomotor untergeordnete Rolle. Erst mit Einführung der Direkteinspritzung in Verbindung mit der Abgasturboaufladung konnte die Motordynamik und der spezifische Kraftstoffverbrauch gegen Ende der achtziger Jahre signifikant verbessert werden. Heute ist der direkteinspritzende abgasturboaufgeladene Dieselmotor Stand der Technik und erfreut sich einer hohen Kundenbeliebtheit, da er viel Fahrspaß (hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen!) bei einem vergleichsweise geringen Kraftstoffverbrauch bietet. Auf dem europäischen Pkw-Markt hat der Dieselmotor seinen Anteil so bis auf 50 % steigern können. Sogar der Einzug des Dieselmotors in die automobiler Oberklasse und in das sportliche Segment kann inzwischen beobachtet werden, was vor einigen Jahren noch undenkbar gewesen wäre.

Vor dem Hintergrund sich beständig verschärfender Emissionsstandards sowie der politischen und gesellschaftlichen Forderung nach einem schonenderen Umgang mit den begrenzten Ressourcen fossiler Brennstoffe ergeben sich jedoch für die Dieselmotorenentwicklung enorme Herausforderungen. Zum einen zwingen anspruchsvolle Flottenverbrauchsvorgaben des Gesetzgebers (z.B. Europäische Union Flottenmittelwert CO<sub>2</sub>-Ausstoß = 95g/km im Jahr 2020), zum anderen Schadstoffgrenzwerte der jeweiligen Administration (z.B. EURO6 im Jahr 2014) zu verbrauchs- und rohemissionsoptimalen Brennverfahren, welche durch eine aufwändige und kostenintensive Abgasnachbehandlung (DOC, DPF, SCR, NSK) ergänzt werden. In Kombination mit immer kürzeren Entwicklungszeiten sowie der steigenden Modell- und Variantenvielfalt im Portfolio der Automobilhersteller kommt der treffenden Grundabstimmung eines Brennverfahrens daher eine zentrale Rolle im Entwicklungsprozess eines Verbrennungsmotors zu. Insbesondere die aus Wirkungsgradgründen notwendigen frühen Verbrennungsschwerpunktlagen erweisen sich bei Partikel- und Geräuschemissionen als kritisch bzw. nicht realisierbar.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, einen Beitrag zur effizienten Vorauslegung und Analyse neuer Brennverfahren hinsichtlich deren Gemischbildungsqualität und damit deren Rohemissions- (Fokus Ruß) sowie Verbrauchspotential zu liefern. Zu diesem Zweck erfolgte eine Konzentration auf die drei Haupteinflüsselemente der dieselmotorischen Gemischbildung – Einspritzstrahl, Brennraum (Kolbenmulde) sowie Ladungsbewegung – zu welchen möglichst einfach handhabbare Beschreibungsgrößen extrahiert werden sollen, die deren Wirkung auf die dieselmotorische Verbrennung charakterisieren.

## **2 Stand der Technik zu Einspritzstrahl, Ladungsbewegung und Kolbenmulde**

### **2.1 Dieselmotorisches Brennverfahren und daraus abgeleitete Haupt-Gemischbildungsparameter**

Das dieselmotorische Verfahren basiert auf der Verbrennung von überwiegend aus Kohlenwasserstoffen bestehendem Kraftstoff mit einem Gemisch aus Luft und Abgas (innere und/oder äußere Abgasrückführung). Vor und nach der Verbrennung (Oxidation) wird das Arbeitsgas im Brennraum während des Ansaug- und Ausschleppbetaktes (Ladungswechsel) ausgetauscht, weswegen das Verfahren ein offener Prozess mit innerer Verbrennung genannt wird [1].

Die innermotorischen Vorgänge können in folgende miteinander in Wechselwirkung stehende Teilprozesse untergliedert werden: Einspritzung durch Anhebung der Düsennadel und Ausbildung der Düseninnenströmung, Kraftstoffaustritt aus dem Spritzloch mit anschließendem Primär- und Sekundärzerfall des Einspritzstrahls, Kraftstoffverdampfung und Diffusion, Selbstzündung, Verbrennung und Schadstoffbildung.

Für die nähere Beschreibung der einzelnen Prozesse sei an dieser Stelle auf die Kapitel 2.2 bis 2.5 verwiesen.

Entscheidend ist, dass aufgrund des stark zündwilligen Diesel-Kraftstoffs und der OT-nahen Einbringung ein Großteil der aufgezählten innermotorischen Prozesse simultan abläuft und sich diese wechselseitig beeinflussen [2]. Folglich ergibt sich eine enorme Komplexität der dieselmotorischen Verbrennung und eine Vielzahl von Beeinflussungsparametern, welche auch als Gemischbildungsparameter bezeichnet werden [3].

Abbildung 2-1 zeigt hierzu eine Auswahl repräsentativer Gemischbildungsparameter, welche keinesfalls vollständig ist und lediglich der Verdeutlichung der angesprochenen Komplexität dienen soll.



**Abbildung 2-1: Auswahl repräsentativer Gemischbildungsparameter**

Anhand dieser Abbildung möchte der Autor gern eine selbst gewählte Einteilung der beispielhaft aufgeführten Gemischbildungsparameter in die drei Gruppen globale Randbedingungen, Applikations- sowie Designparameter vornehmen.

Zur ersten Gruppe der globalen Randbedingungen sollen alle den Kraftstoff sowie die Ladungszusammensetzung betreffenden Gemischbildungsparameter gezählt werden. Für die aktuelle Brennverfahrensentwicklung spielt der Parameterkomplex „Kraftstoff“ zwar eine nicht unbedeutende Rolle, jedoch ist dieser für die jeweiligen Zielmärkte sehr genau spezifiziert und dessen Zusammensetzung und Eigenschaften verändern sich vergleichsweise langsam und vorhersehbar z.B. durch die schrittweise Beimengung synthetischer oder biogener Kraftstoffe. Gegebenenfalls notwendige Anpassungen des Brennverfahrens können i. d. R. durch Anpassung der Applikationsparameter (s.u.) erfolgen. Ebenso werden alle die Ladungszusammensetzung dominierenden Parameter (Lambda, Sauerstoffmassenkonzentration, Ladungstemperatur) durch den Entscheid für ein Auflade- (ein-/mehrstufige Aufladung) und Abgasrückführungskonzept (Hochdruck-/Niederdruck-/Mehr-Wege-AGR) sowie betriebspunktabhängige Rohemissionsanforderungen (z.B. Ziel-Stickoxid-Ausstoß) bei der Neuentwicklung

eines Brennverfahrens in bestimmten Grenzen festgelegt. Den beiden Parameterkomplexen „Kraftstoff“ und „Ladungszusammensetzung“ ist zudem gemein, dass ihre Wirkweise auf die dieselmotorische Gemischbildung weitestgehend bekannt und verstanden ist. In der vorliegenden Arbeit wurde daher bewusst auf die Untersuchung von Parametervariationen in diesen Bereichen verzichtet und stattdessen sowohl der Kraftstoff als auch die Ladungszusammensetzung als in engen Grenzen festgesetzte Randbedingung im Entwicklungsprozess verstanden und daher konstant gehalten. Für die genaue Definition der Versuchsrandbedingungen sei auf das Kapitel 4.1 verwiesen.

Die Gruppe der Applikationsparameter umfasst nach der Einteilung des Autors alle die Kraftstoffeinspritzung betreffenden Einstellgrößen, welche über das Motorsteuergerät verändert werden können, z.B. Beginn und Menge der über ein Arbeitsspiel verteilten Einspritzungen oder auch der Einspritzdruck. Die Möglichkeit der kurzfristigen, echtzeitfähigen Veränderung dieser Parameter und die daraus unmittelbar ablesbare Wirkung auf die Verbrennung in Form von Emissions- und Verbrauchskennwerten erlauben es, auch noch sehr spät im Entwicklungsprozess Eingriffe vorzunehmen. Dieser sogenannte Applikationsprozess wird häufig von statistischen Versuchsmethoden (Design of Experiments) unterstützt, um in der Vielzahl von Einstellmöglichkeiten und deren gegenseitiger Interaktion in kurzer Zeit ein Optimum für die jeweils zur Verfügung stehende Hardwarekonfiguration des Motors zu finden.

Im Gegensatz dazu wird die dritte Gruppe der Designparameter in der Regel bereits in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses konzeptionell festgelegt und anschließend in vergleichsweise kleinem Umfang evolutioniert. Hierzu sind nach Ansicht des Autors die Gemischbildungsparameter zu zählen, welche sich aus der Bauteilkonfiguration des jeweiligen Versuchsträgers ergeben, d.h. der konstruktiven Ausführung von Kolben (inklusive Kinematik), Zylinderkopf und Injektor. Da die genannten Bauteile einen umfangreichen Prozess zur mechanischen Absicherung und Fertigung durchlaufen müssen, ist wie erwähnt eine kurzfristige Änderung unmittelbar vor Markteinführung eines neuen Aggregates in der Regel nicht möglich. Umso wichtiger ist die Kenntnis des Einflusses der Designparameter auf die dieselmotorische Gemischbildung, damit bereits die Erst- oder Grundauslegung möglichst nahe am Optimum hinsichtlich Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch liegt. Ebenso muss eine deutliche Sensitivität auf die



Applikationsparameter gegeben sein, um die vielfältigen Anforderungen im vergleichsweise großen Drehzahl-/Lastbereich eines Pkw-Dieselmotors abdecken zu können ohne jedoch eine entsprechende Robustheit gegenüber kleinen Änderungen/Toleranzen zu vernachlässigen. In der vorliegenden Arbeit erfolgt eine Gruppierung der Designparameter, die sich an den drei Bauteilen Injektor, Zylinderkopf und Kolben orientiert. Es ergeben sich dementsprechend, wie in Tabelle 2-1 dargestellt, die drei Gruppen Gemischbildner, Ladungsbewegung und Strahl-Wand-Interaktion.

**Tabelle 2-1: Gruppierung der Designparameter in Gemischbildner, Ladungsbewegung und Strahl-Wand-Interaktion**

Gemischbildner	Ladungsbewegung	Strahl-Wand-Interaktion
Spritzlochdurchmesser	Kanalkonzept	Muldendurchmesser
Spritzlochlänge	Brennraumfasen	Muldenhalsdurchmesser
Lochanzahl	Drallziffer	Muldentiefe
Spritzkegelwinkel	Drallprofil	Muldenhalshöhe
Konizität des Spritzloches	Drallachse	Hinterschnitt
Sitzwinkel	Tumblekomponente	Quetschspaltlänge
Strömungsbeiwert $\mu$	...	...
Spritzhärte		
Injektorprinzip		
...		

Die Variation ausgewählter Gemischbildungsparameter aus den genannten drei Hauptgruppen sowie der Versuch einer Ableitung von Beschreibungsgrößen ist Inhalt und Fokus der vorliegenden Arbeit.

Im Folgenden soll nun auf den Stand der Technik zu den Themengebieten Strahl-Phänomenologie, Ladungsbewegung, Strahl-Wand-Interaktion sowie Schadstoffentstehung eingegangen werden.

## 2.2 Strahl-Phänomenologie

Den Strahleigenschaften sowie dem Strahlerfall kommt bei der dieselmotorischen Gemischbildung eine zentrale Rolle zu, da sie maßgeblich die zeitliche und räumliche Homogenisierung bestimmen [4]. Es stehen nur wenige Grad Kurbelwinkel für die Gemischbildung zur Verfügung, in denen der Kraftstoff eingebracht und zündfähig aufbereitet wird. Um in einer kurzen Zeit ein zündfähiges Luftkraftstoffgemisch zu erhalten, muss der Kraftstoff möglichst fein zerstäubt werden, da kleine Tropfen eine spezifisch große Oberfläche haben und in der heißen Brennraumluft schneller verdampfen [5].

Bevor jedoch der Kraftstoff in zunächst noch flüssiger Form in den Brennraum eindringt, wird der Injektorkörper durchströmt und es erfolgt der Eintritt in das Düsenspritzloch.

### 2.2.1 Düseninnenströmung

Die Düseninnenströmung setzt sich aus einer Spaltströmung im Nadelsitzbereich, der Sacklochströmung und der Strömung in den Spritzlöchern zusammen [6]. Abbildung 2-2 zeigt schematisch die Geometrie im Düseninneren.

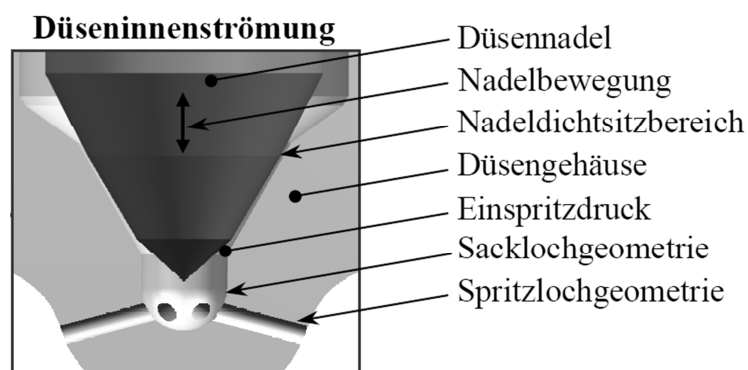


Abbildung 2-2: Schematische Darstellung der Düsengeometrie nach [6]

Zu Beginn der Nadelhubbewegung wird durch die Querschnittsverengung am Nadelsitz die potentielle Druckenergie des Kraftstoffes in kinetische Energie gewandelt. Der Kraftstoff wird beschleunigt, erfährt eine Umlenkung im Sack- hinein in das Spritzloch und tritt aus diesem mit hoher Geschwindigkeit in den Brennraum ein. Bereits bei mittleren Nadelhuben erfolgt die Energiewandlung jedoch im Spritzloch selbst. Die dabei theoretisch maximal erreichbare Geschwindigkeit lässt sich mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung wie folgt berechnen.

$$v_{aus} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_L}}$$

**Formel 2-1: Theoretisch maximal mögliche Strahlaustrittsgeschwindigkeit [7]**

Die Düseninnenströmung wird neben dem in der Formel 2-1 genannten Druckverhältnis zwischen Einspritz- und Brennraumdruck vor allem von der Form des Spritzlochs (Durchmesser, Länge, Konizität, Einlaufkantenverrundung) sowie der Nadelsitzgeometrie und dem Sacklochvolumen beeinflusst [6]. Dabei kann es örtlich zu hydrodynamischer Kavitation (Dampfblasenbildung, besonders im Bereich des Spritzlocheinlaufs) kommen, was erheblichen Einfluss auf die Zerstäubung des Einspritzstrahles hat, die grob in die zwei Zerfallskategorien Primär- und Sekundärzerfall eingeteilt werden kann [7].

### **2.2.2 Primärzerfall**

Als Primärzerfall wird der Übergang vom kompakten Flüssigkeitsstrahl im Spritzloch zu irregulär geformten Ligamenten und Tropfen (sog. Primärtropfen) unmittelbar am Düsenaustritt bezeichnet [8].

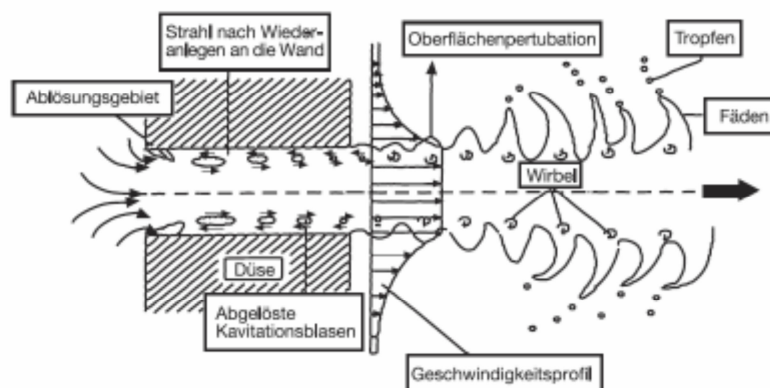
Es handelt sich um einen komplexen physikalischen Vorgang, der von der Düseninnenströmung und dem Einspritzverlauf beeinflusst wird. Die qualitative und quantitative Beschreibung des Primärzerfalls ist trotz intensiver Forschung auf diesem Gebiet noch lückenhaft, weswegen die Literatur oft widersprüchliche oder unzureichend beschriebene Erkenntnisse liefert. Der Grund hierfür ist einerseits das sehr komplexe Zusammenspiel der einzelnen, sich wechselseitig beeinflussenden, physikalischen Faktoren und andererseits die Schwierigkeit, die individuellen, dem Primärzerfall zugeschriebenen Faktoren, isoliert zu untersuchen. Hierbei stellt besonders die optische Dichtheit des Einspritzstrahls im Primärzerfallsbereich die messtechnische Erfassung der Phänomene vor große Herausforderungen.

Der Primärzerfall wird von einer Reihe von physikalischen Faktoren beeinflusst wie z.B. Turbulenz, Kavitation, aerodynamische Kräfte, Oberflächenspannung der Flüssigkeit, Druckpulsationen und Relaxation des Geschwindigkeitsprofils [1], [8].

Bedingt durch die starke aerodynamisch verursachte Verzögerung nach dem Düsenaustritt entstehen im Tropfen große Trägheitskräfte, die zu einer Oberflächendeformation führen. Wird dabei die Oberflächenspannung überschritten,

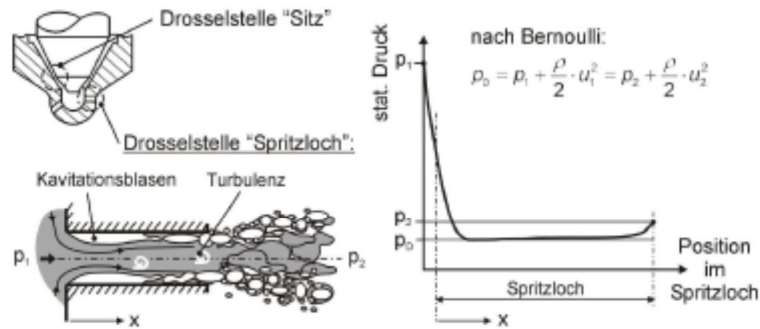
kommt es zu einem Zerfall, wobei die Literatur teilweise darauf verweist, dass die Zeitspanne für diesen Vorgang zu groß wäre, als dass dieser Mechanismus für die Zerstäubung verantwortlich sein könnte [8]. Neben der aerodynamisch bedingten Verzögerung kommt es ebenfalls zu einer hydraulischen Verzögerung im Bereich des Düsenaustritts. Der düsennahe Kraftstoffstrahl trifft mit höherer Geschwindigkeit auf die bereits verzögerten Kraftstofftropfen an der Strahlspitze [9]. Es treten in diesem Bereich starke Beschleunigungen auf, die sowohl zu einem weiteren Zerfall als auch zu einer Tropfenkoagulation führen können. Der Effekt wird durch die Verkleinerung der Tropfen nochmals verstärkt, da kleine Tropfen eine spezifisch größere Oberfläche haben und demnach durch die aerodynamischen Kräfte stärker abgebremst werden.

Im Bereich des Düsenaustritts wirken auf den Kraftstoffstrahl hohe aerodynamische Schubspannungen, die zu einem ungleichmäßigen Geschwindigkeitsprofil führen und die Oberflächenspannung stören (siehe Abbildung 2-3) [1].



**Abbildung 2-3: Strahlzerfall am Düsenaustritt [1]**

Bereits in der Düseninnenströmung kommt es durch die starke Strömungsumlenkung aus dem Sack- ins Spritzloch zu einem unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeitsprofil, welches eine Wirbelbildung im Strahl zur Folge hat (siehe Abbildung 2-3 rechts) [10]. Diese Wirbel destabilisieren nach dem Austritt aus dem Spritzloch die Strahlmantelfläche und führen in Wechselwirkung mit den aerodynamisch bedingten Schubspannungen zu einer Förderung des Strahlzerfalls. Dabei beeinflussen Kavitationsphänomene die zuvor genannten Effekte im erheblichen Maße.



**Abbildung 2-4: Drosselstellen, Kavitation in Spritzloch und Kraftstoffdruckverlauf [10]**

Wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben kann es zu lokaler Kavitation besonders im Bereich des Spritzlocheintritts kommen. Die so entstandenen Kavitationsblasen reduzieren den hydraulischen Durchfluss im Spritzloch und können je nach Entstehungsort die zuvor beschriebene Wirbelbildung begünstigen (siehe Abbildung 2-4). Die Kavitationsgebiete treten oft in Form eines Hohlmantels auf [9], wobei der Entstehungsort, die Ausprägung und die Form der Kavitationsgebiete sehr instationär sind, da die Kavitationsbildung bedingt durch unterschiedliche Drosselung, Reibung, und Wirbelbildung selber eine Wechselwirkung auf ihre Entstehung hat. Dies führt zu einem pulsierenden Massenstrom und einer pulsierenden Austrittsgeschwindigkeit, die wiederum in Wechselwirkung zu den bereits beschriebenen Primärzerfallsmechanismen stehen kann. Auch ein rascher Zerfall der Kavitationsblasen kann Druckschwingungen in Spritzloch und Strahl erzeugen, die einen denkbaren Einfluss auf den Primärzerfall haben. Nach Walther [11] hat die Kavitation im Spritzloch keinen direkten Einfluss auf den Primärzerfall. Jedoch beeinflusst sie die Wirbelbildung und den hydraulischen Durchfluss und somit auch den Primärzerfall indirekt.

Kraftstoffdruck- und damit einhergehende Einspritzratenschwankungen am Beginn eines Einspritzvorganges haben ebenfalls Rückwirkungen auf den Primärzerfall. In der Öffnungsphase der Düsennadel bildet diese mit dem Nadelsitz eine Drosselstelle, die den Kraftstoffdruck vor Düseneintritt in Abhängigkeit vom Nadelhub ansteigen lässt. Aus diesem Druckanstieg ergibt sich eine ansteigende Einspritzrate, die nach Busch [6] den örtlichen Strahlzerfallsschwerpunkt und die Primärtropfengröße beeinflusst. Der Zerfallsort wandert dabei vom Strahlbeginn zum Spritzlochaustritt. Abbildung 2-5 verdeutlicht den beschriebenen Effekt mittels Pfeilzuordnung des Zerfallsortes an einer transparenten Einloch-Einspritzdüse.

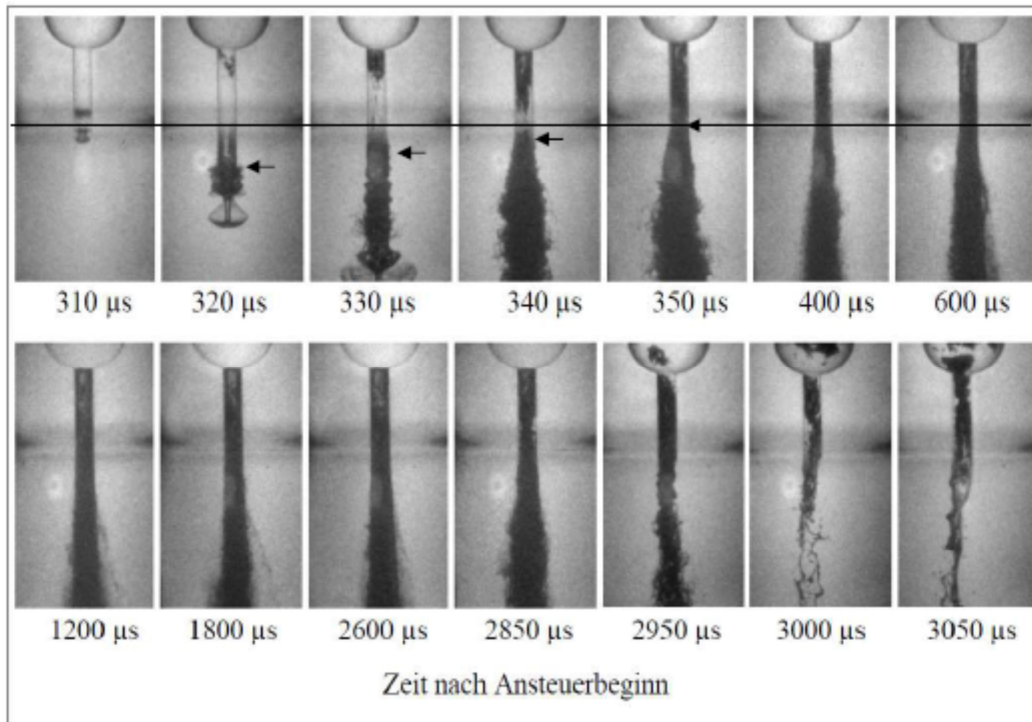


Abbildung 2-5: Chronologischer Verlauf einer Einspritzung und des Zerfallsortes nach [6]

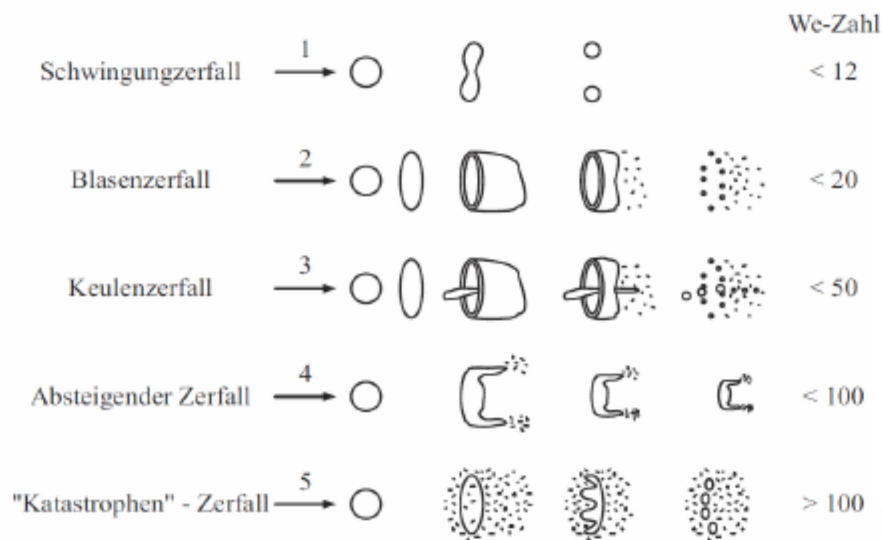
### 2.2.3 Sekundärzerfall

Der Zerfall bereits existierender Kraftstofftropfen in Tropfen kleinerer Größe wird als Sekundärzerfall bezeichnet. Der große Geschwindigkeitsunterschied zwischen Kraftstofftropfen und Brenraumladung lässt eine asymmetrische Druckverteilung um den Tropfen entstehen, welche zu einer Verformung und schließlich zum Aufbruch desselben führt, sobald die Trägheitskraft die Oberflächenkraft überwunden hat [12].

Der Zerfallsmechanismus kann mit der dimensionslosen Weberzahl klassifiziert werden, die das Verhältnis aus deformierender Trägheitskraft und stabilisierender Oberflächenspannung darstellt (siehe Formel 2-2 und Abbildung 2-6).

$$We = \frac{\rho_K \cdot d_T \cdot v_{rel}^2}{\sigma_K}$$

Formel 2-2: Berechnung der Weberzahl [13]



**Abbildung 2-6: Aerodynamischer Zerfallsmechanismus nach Pilch [14]**

Die Oberflächenspannung ist in erster Linie eine Funktion der Temperatur und kann nach Weißermel [13] für einen Dieseltropfen mit folgender Näherungsformel berechnet werden (siehe Formel 2-3).

$$\sigma_K = \frac{50 - 0,07 \cdot T_K}{10^3}$$

**Formel 2-3: Berechnung der Tropfen-Oberflächenspannung nach Weißermel [13]**

Mit der Tropfengeschwindigkeit und der bekannten Oberflächenspannung kann nun näherungsweise der Tropfendurchmesser ermittelt werden (siehe Formel 2-4).

$$d_T \approx \frac{\sigma_K}{\rho_L \cdot w_T^2}$$

**Formel 2-4: Näherungsformel zur Berechnung des Tropfendurchmessers [13]**

Zur Beurteilung der Zerstäubungsgüte findet der mittlere Tropfendurchmesser nach Sauter Verwendung, der das Verhältnis des Gesamtvolumens zur Oberfläche aller Tropfen, reduziert auf einen Ersatztropfen mit dem Sauterdurchmesser SMD bzw.  $d_{32}$ , beschreibt (siehe Formel 2-5).

$$SMD = d_{32} = \frac{\int d_{drp}^3 \cdot n(d_{drp}) \cdot dd_{drp}}{\int d_{drp}^2 \cdot n(d_{drp}) \cdot dd_{drp}}$$

**Formel 2-5: Berechnungsformel Sauterdurchmesser [7]**

## 2.2.4 Strahleindringverhalten

Das Strahleindringverhalten ist für eine gute Luftausnutzung von großer Bedeutung und stellt besonders bei Brennverfahren mit hoher Ladungsdichte eine nicht zu unterschätzende Aufgabe dar [1].

Die Abbildung 2-7 zeigt die flüssige und gasförmige Kraftstoffeindringtiefe über der Zeit in Abhängigkeit der Spritzlochgröße. Die flüssige Eindringtiefe verringert sich mit sinkendem Lochdurchmesser aufgrund des abnehmenden Strahlimpulses sehr deutlich, wohingegen die dampfförmige Eindringtiefe weniger stark abnimmt. Als Erklärung führt Haas in seiner Veröffentlichung die zum Impuls konkurrierenden Effekte des steigenden Durchflusskoeffizienten und der schlankeren Strahlen mit sinkendem Lochdurchmesser (Vergrößerung L/D) an [15].

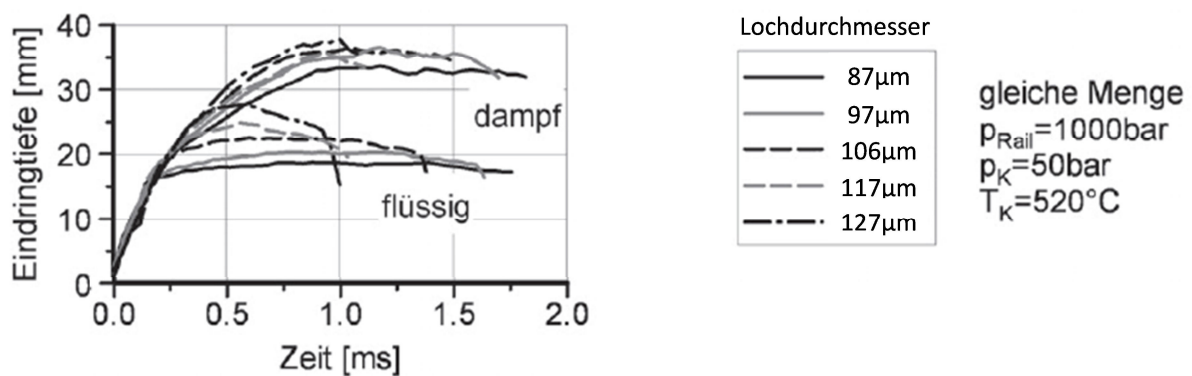
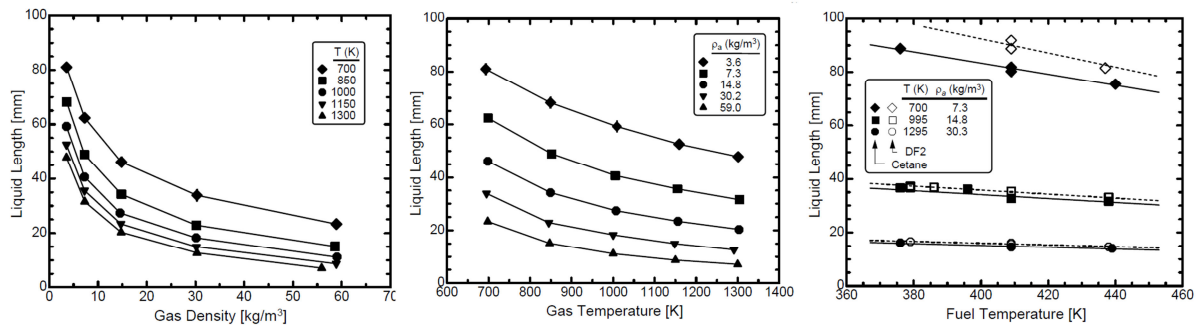


Abbildung 2-7: Strahleindringverhalten in Abhängigkeit des Spritzlochdurchmessers nach [15]

Eine Zunahme des Strahlimpulses kann ebenfalls über eine Erhöhung des Einspritzdruckes bewerkstelligt werden. Hierbei zeigt sich jedoch kein bzw. ein vernachlässigbarer Effekt auf die Flüssigeindringtiefe, da die Verdampfungsrates im gleichen Maße zunimmt wie die Einspritzrate [16].

Neben dem Einspritzdruck und Spritzlochdurchmesser haben auch die Ladungsdichte (engl. Gas Density) und -temperatur (engl. Gas Temperature) sowie die Kraftstofftemperatur (engl. Fuel Temperature) einen signifikanten Einfluss auf die Flüssigeindringtiefe wie Abbildung 2-8 verdeutlicht [16].





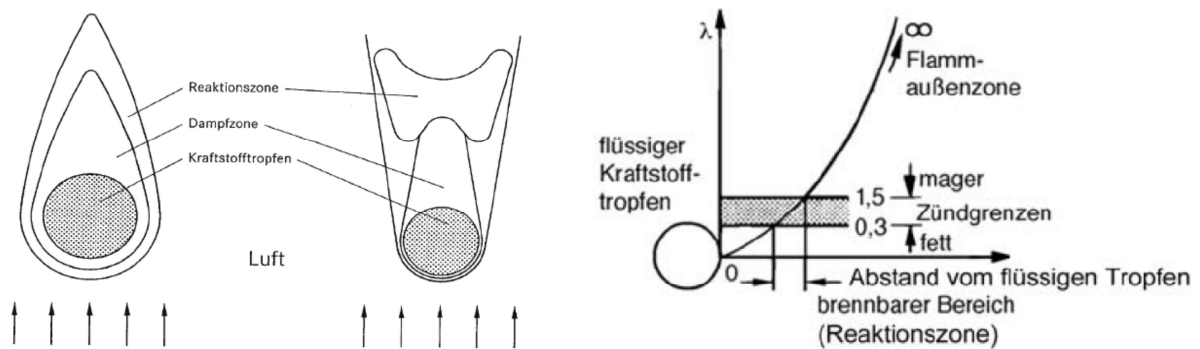
**Abbildung 2-8: Ladungsdichte-, Ladungstemperatur- und Kraftstofftemperatureinfluss auf die Flüssigeindringtiefe [16]**

Die flüssige Eindringtiefe stellt den in den Abschnitten 2.2.2 und 2.2.3 beschriebenen primären und sekundären Kraftstoffzerfall dar, woraus deutlich wird, wie sensibel die Prozesse auf Änderungen in Brennraumgasdichte (Abbildung 2-8 links) und – temperatur (Abbildung 2-8 mittig) reagieren. Die Kraftstofftemperatur wirkt auf die Oberflächenspannung und die kinematische Viskosität, was ebenfalls eine Beeinflussung der Zerfallsmechanismen zur Folge hat, die jedoch mit steigender Brennraumtemperatur schwindet (Abbildung 2-8 rechts).

Zum Abschluss dieses Kapitels seien noch die Untersuchungen von Schwarz et al. zum Einfluss der Lochkonizität (sog. K- bzw.  $K_S$ -Faktor) auf das Strahleindringverhalten erwähnt, in denen sich zeigte, dass nach außen hin verjüngende Spritzlöcher (positiver K-Faktor) zu einem schnelleren Strahleindringverhalten mit schlankeren Einspritzstrahlen führen [17].

### 2.2.5 Verdampfung und Diffusion

Das heiße Brennraumgas heizt durch Wärmeübergang die Kraftstofftröpfchen auf und lässt den Dampfdruck an der Tröpfchenoberfläche ansteigen. Es entsteht eine Dampfzone, welche wiederum durch Luftdiffusion ein zündfähiges Gemisch bildet. Dieser Prozess wird entscheidend von der Relativgeschwindigkeit zwischen Einspritzstrahl und umgebender Atmosphäre beeinflusst, wie Abbildung 2-9 links verdeutlicht. Die anschließende Entzündung des Gemischs findet in einem lokalen Lambdabereich  $0,3 < \lambda < 1,5$  statt (s. Abbildung 2-9 rechts) [1].



**Abbildung 2-9: Aufbereitung eines Kraftstofftropfens bei niedriger (links) und hoher (rechts) Relativgeschwindigkeit sowie Zündgrenzen in Abhängigkeit der Entfernung zum Kraftstofftropfen [1]**

### 2.2.6 Praxisbeispiele aktueller Pkw-Diesel-Einspritzsysteme

Aktuell ausgeführte Pkw-Dieselmotoren zeigen in der Ausführung der Einspritzsysteme und im speziellen des Injektors eine große Bandbreite auf. Mehrheitlich werden indirekt betätigte Magnet- [18], [19], [20], [21], [22], [23], [24], [25] [26], [27], [28], [29] bzw. Piezoinjektoren [20], [30], [31], [32], [33], [34], [35], [36], [37], [38], [39], [40], [41], [42], [43], vereinzelt aber auch direkt gesteuerte Piezoeinspritzelemente [29] eingesetzt, die einen maximalen Einspritzdruck zwischen 1600 [18], [20], [25], [26], [28], [41], [43] und 2200bar [32] verarbeiten müssen.

Hinsichtlich der Spritzlochanzahl findet man hauptsächlich Düsen mit 7 bzw. 8 Einspritzlöchern [18], [20], [21], [22], [23], [24], [25], [26], [29], [30], [31], [34], [35], [36], [37], [39], [40], [42], [44] vor, wobei sich mit den Veröffentlichungen von BMW [21] sowie Hyundai [25], [38] ein Trend hin zu 8-Loch-Injektoren abzeichnet.

Die Spritzlochdurchmesser bewegen sich in den Literaturangaben aktueller Motoren in der Größenordnung zwischen 107 [22] und 140 $\mu$ m [45], woraus sich in Kombination mit der Lochanzahl eine Spreizung des hydraulischen Durchflusses von 500 [22] bis ca. 1000cm<sup>3</sup>/60s [46] ergibt. Veröffentlichungen von BMW [47] und Hyundai [39] erwähnen eine Verkürzung der Spritzlochlänge für einen verbesserten Strahlaufbruch.

## 2.3 Ladungsbewegung

Die Strömungsstrukturen der Brennraumgase werden als Ladungsbewegung bezeichnet und stellen einen der wichtigsten Einflussfaktoren auf Gemischbildung, Verbrennung und Wandwärmeverluste im Brennraum dar. Verglichen mit dem Einspritzsystem wird zwar nur ein relativ geringer Impuls eingebracht, jedoch bleibt vor allem die während des Einlasstakts induzierte Drallbewegung während Kompression, Verbrennung und Expansion im Wesentlichen erhalten [48]. Durch das Einströmen und Verdichten des Arbeitsgases entstehen neben der bereits erwähnten Drallströmung noch zwei weitere Strömungsformen, welche als Quetschspalt- und Tumbleströmung bezeichnet werden. Bei heutigen PKW-Dieselmotoren sind nur Drall- und Quetschspaltströmung von besonderer Bedeutung (Abbildung 2-10) [1], auf deren Entstehung und Auswirkung auf die Verbrennung in Kapitel 2.3.1 bzw. 2.3.2 eingegangen werden soll. Die Strömungen lassen sich im Wesentlichen über den Ventilhub, die Formgebung der Einlasskanäle und der zugehörigen Ventilsitzbearbeitung sowie die Kolben- und Quetschspaltgeometrie beeinflussen.

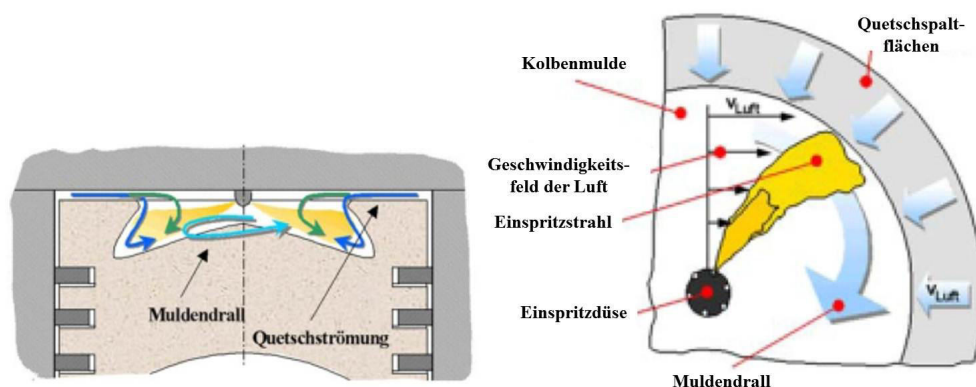


Abbildung 2-10: Drall- und Quetschspaltströmung im Brennraum [49]

Neben den erwähnten Strömungsausprägungen spielt auch die Turbulenz der sich durch Überlagerung ergebenden Brennraumströmung eine nicht zu vernachlässigende Rolle in der Gemischbildung. Hierzu sei auf [50] verwiesen.

### 2.3.1 Drallströmung

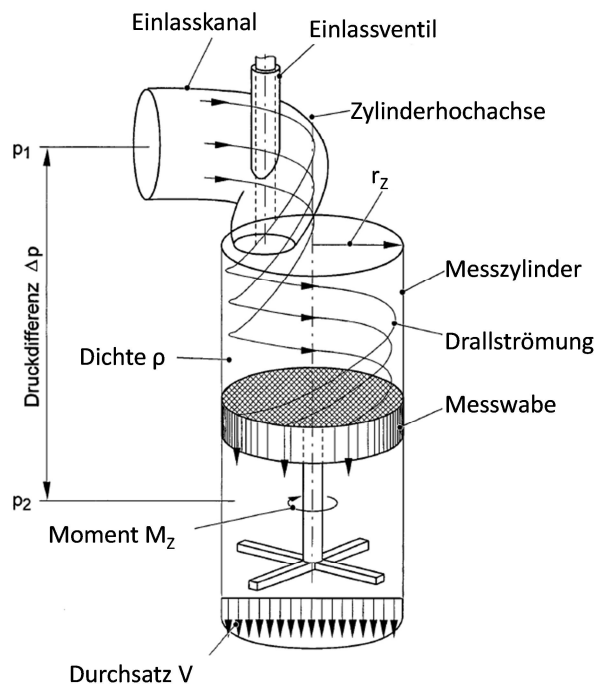
Als Drall bezeichnet man eine Rotationsbewegung der Brennraumladung um die Zylinderhochachse, die primär durch die Gestaltung der Einlasskanäle und der zugehörigen Ventilsitzbearbeitung bestimmt wird. Nach [1] besteht die

Hauptaufgabe des Einlassdralls darin, die luftseitige Durchmischung des Kraftstoffsprays bereitzustellen mit dem Ziel, ein möglichst homogenes Gemisch im Brennraum zu erzeugen. Die Drallintensität kann mit Hilfe der dimensionslosen Drallziffer  $v_{Drall}$  (s. Formel 2-6) beschrieben werden, welche aus dem Verhältnis von Umfangs- ( $c_u$ ) zu Axialgeschwindigkeit ( $c_a$ ) der rotierenden Brennraumladung gebildet wird. Es handelt sich dabei um eine von Differenzdruck, Temperatur und Drehzahl unabhängige dimensionslose Größe, die in Abhängigkeit des Ventilhubes ermittelt werden kann [51], [52].

$$v_{Drall} = \frac{c_u}{c_a} = \frac{\pi^2 \cdot n_f \cdot D_Z^3}{4 \cdot V}$$

**Formel 2-6: Berechnung der Drallziffer [53]**

Ein verbreitetes Verfahren zur Bestimmung der Drallziffer ist das in Abbildung 2-11 gezeigte Gleichrichter-Drallmessprinzip nach Tippelmann.



**Abbildung 2-11: Gleichrichter-Drallmessprinzip nach Tippelmann nach [52], [54]**

Bei diesem Blasversuch wird zwischen dem Blasstutzen und dem Messzylinder eine konstante Druckdifferenz von 50mbar eingestellt, so dass eine stationäre Strömung von den Kanälen über die Ventile in den Zylinder entsteht. Der drallbehaftete Volumenstrom wird durch eine axial angeordnete Wabenstruktur gleichgerichtet, wobei der Drehimpuls der radialen Geschwindigkeitskomponente abgebaut und ein

Reaktionsdrehmoment in die Apparatur induziert wird. Mit dem über Dehnungsmessstreifen erfassten Drehmoment, der Gasdichte und dem Volumenstrom kann die Drallziffer nach Tippelmann (s. Formel 2-7) bestimmt werden [53], [55].

$$\vartheta_{Tippelmann} = \frac{2 \cdot M \cdot \pi \cdot R_Z}{\rho \cdot V^2}$$

**Formel 2-7: Drallziffer nach Tippelmann [53]**

Durch Umrechnung der Drallziffer in einen Drehimpulsstrom und Integration über den Einlasstakt kann die Drallzahl UT (DrzUT) bestimmt werden, die das instationäre Drallverhalten eines Zylinderkopfes beschreibt [56].

$$DrzUT = \frac{s}{2 \cdot D_Z} \cdot \int_{OT}^{UT} \vartheta_{Tippelmann} \cdot \left[ \sin \varphi + \frac{\lambda_S}{2} \cdot \sin 2\varphi \right]^2 \cdot d\varphi$$

**Formel 2-8: Drallzahl UT [53]**

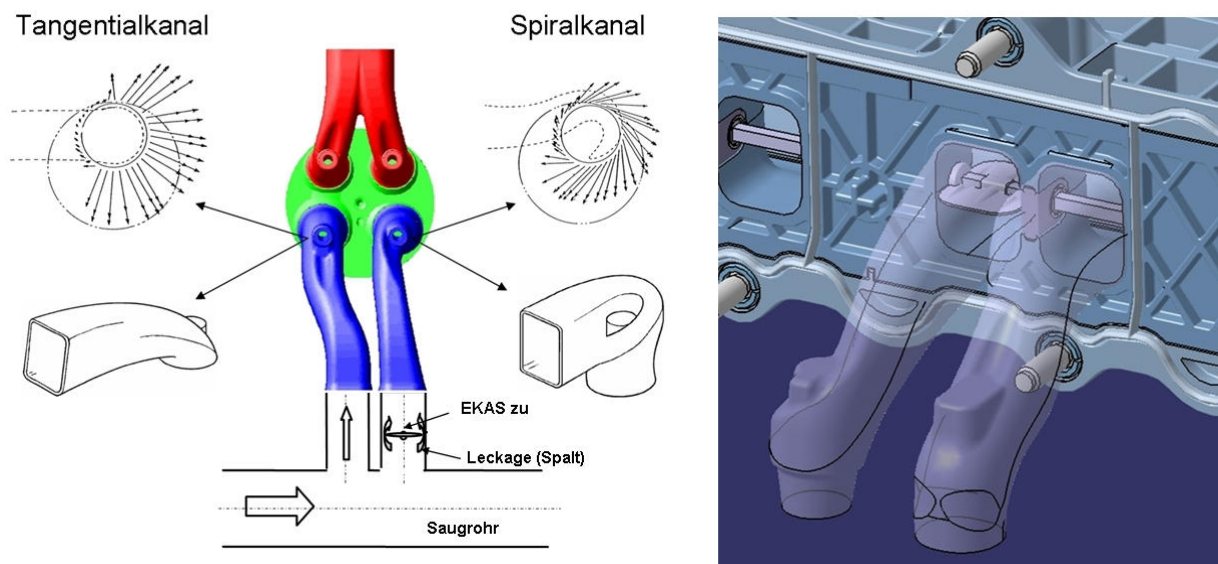
Sowohl die Drallziffer als auch die Drallzahl sind von der Motordrehzahl unabhängig, da wegen der geringen Strömungsverluste bei einer Drallströmung um die Zylinderachse die Umfangsgeschwindigkeit der Strömung nahezu linear mit einer Erhöhung der Motordrehzahl ansteigt. Im sich an den Einlasstakt anschließenden Kompressionstakt wird die rotierende Ladung in die Kolbenmulde verdichtet, so dass es nach der Drehimpulserhaltung (Pirouetteneffekt) in der Regel zu einer Erhöhung der Drallzahl kommt [56]. Um diesen Effekt genauer zu quantifizieren kann mit Hilfe einer 3D-CFD-Ladungswechsel-Simulation u.a. eine Drallzahl OT (d.h. im Zünd-OT, Abkürzung DrzOT) berechnet werden, die zur Bewertung der Drallintensität nahe dem Einspritzzeitpunkt herangezogen werden kann.

Parallel zur Bestimmung der Drallziffer wird beim stationären Blasversuch der Durchflusskennwert  $\alpha_K$  ermittelt, welcher das Verhältnis aus dem gemessenen, tatsächlich an den Steuerorganen (Ventile) vorbei strömenden Massenstrom zu einem theoretisch maximal durchsetzbaren Massenstrom bei einem Bezugsquerschnitts A beschreibt (Formel 2-9). Als geeignete Bezugsfläche wird meist die Kolbenfläche  $A_K$  genutzt [5].

$$\alpha_K = \frac{A_{eff}}{A_K} = \frac{\dot{m}}{c_S \cdot \rho_S \cdot A_K} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}}$$

**Formel 2-9: Berechnung des Durchflusskennwertes [5]**

Der Drall wird hauptsächlich durch die Anordnung und die Geometrie der Einlasskanäle sowie deren jeweilige Ventilsitzbearbeitung erzeugt. Bei aktuellen 4-Ventil-Pkw-Dieselmotoren werden die zwei Einlasskanäle meist als ein sog. Tangential- und als ein sog. Spiralkanal ausgeführt, wie Abbildung 2-12 an Hand des aktuellen Mercedes-Benz-4-Zylinder-Dieselmotors der Baureihe „OM651“ zeigt.



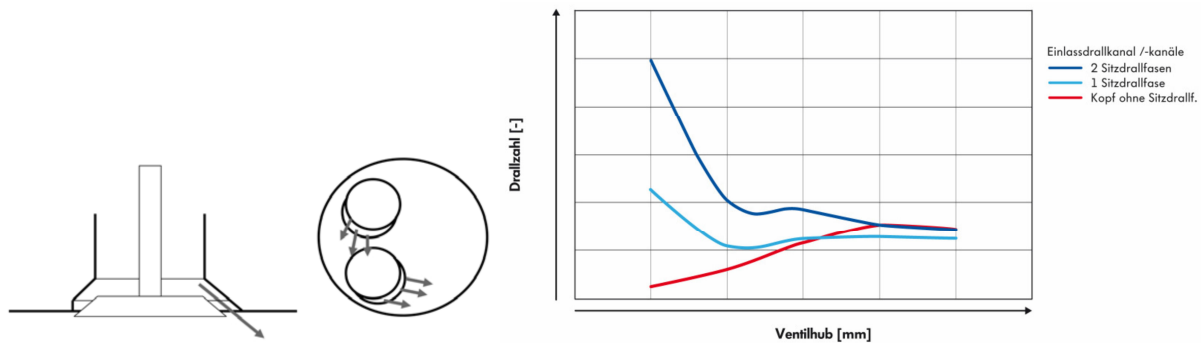
**Abbildung 2-12: Einlasskanäle des OM651 nach [52], [57], [58]**

Der auch als Füll- oder Schusskanal bezeichnete Tangentialkanal erzeugt den Drall durch tangenciales Einströmen der Ladung in den Brennraum, so dass sich dessen Intensität aus der Strömungsgeschwindigkeit ergibt und daher vor allem bei großen Ventilhuben ( $> 6\text{mm}$ ) zur Geltung kommt [59]. Der Ventilsitz wird i.d.R. umlaufend angefast, um einen besseren Strömungsaustritt in den Brennraum zu gewährleisten und somit den Durchflusskoeffizienten zu steigern.

Der Spiral- oder auch Drallkanal hingegen ist im Gegensatz zum weitgehend gerade verlaufenden Tangentialkanal wie eine Schnecke geformt, wodurch die Strömung um das Einlassventil herum gezwungen wird. Die bis in den Brennraum bestehende Rotationsbewegung wird somit schon im Einlasskanal ausgebildet.

Um das Drallniveau schon bei kleinen Ventilhuben anzuheben, wird insbesondere am Spiralkanal teilweise der Hinterschnitt am Ventilsitz in Drehrichtung der Drallströmung (also in Richtung des Tangentialkanals) einseitig angefast, um den Strömungsaustritt bei sich öffnendem Einlassventil zu begünstigen (sog. Sitzdrall s. Abbildung 2-13) [1]. Der somit bei kleinen Ventilhuben verschlechterte Durchfluss

des Spiralkanals wirkt sich vergleichsweise schwach nachteilig auf die Gesamtfüllung des Motors in besonders relevanten Bereichen wie z.B. Nennleistung aus.



**Abbildung 2-13: Anfasung des Ventilsitzes zur Sitzdrallgenerierung und Wirkung auf die Drallzahl in Abhängigkeit des Ventilhubes nach [23], [60]**

Da die Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Strömung mit steigender Motordrehzahl zunimmt, werden die pro Grad Kurbelwinkel überwehten Gassegmente größer, was unter Umständen dazu führen kann, dass sich benachbarte Verbrennungszonen zweier Kraftstoffsprays teilweise überlagern und sich somit besonders fette Gemischzonen mit starker Rußbildung und langsamer Kraftstoffumsetzung bilden [61]. Es ergibt sich also mit zunehmender Motordrehzahl ein Zielkonflikt zwischen Drallzahl und Einspritzdauer, welcher mit steigender Last aufgrund der zunehmenden Zeitspanne des Einspritzvorganges nochmals verschärft wird.

Als Abhilfe kommt neben einer Anpassung der Einspritzparameter eine betriebspunktabhängige Anpassung der Drallzahl auf die gemischbildungsseitigen Anforderungen hinsichtlich optimaler Brennraumerfassung in Frage [1]. Bei 4-Ventil-Dieselmotoren besteht hierfür die Möglichkeit den Drall mittels einer Einlasskanalabschaltung (EKAS) i.d.R. stufenlos zu variieren, in dem der Durchfluss in einem der beiden Einlasskanäle gedrosselt wird, so dass die Strömungsgeschwindigkeit im verbleibenden Kanal ansteigt und somit zu einer Drallzahlsteigerung führt [62]. Der mit zunehmendem Schließen der Klappe entsprechend abnehmende Durchflusskennwert führt je nach Betriebspunkt zu mehr oder weniger stark ausgeprägten Füllungsnahtteilen bzw. bei Kompensation der Füllung durch gesteigerte Aufladung zu einem schlechteren Ladungswechselwirkungsgrad und damit höherem Kraftstoffverbrauch [1]. Des Weiteren begünstigt ein hohes Drallniveau den Wärmeübergang des Arbeitsgases zur Brennraumwand (Konvektion) und erhöht somit die Wandwärmeverluste, was

ebenfalls in einem schlechteren Wirkungsgrad resultiert [48]. Gegenläufig wirkt hierbei allerdings die mit steigender Drallzahl i.d.R. schnellere Verbrennung, welche zu einer Verbesserung des Hochdruckprozesswirkungsgrades führt [1], [63].

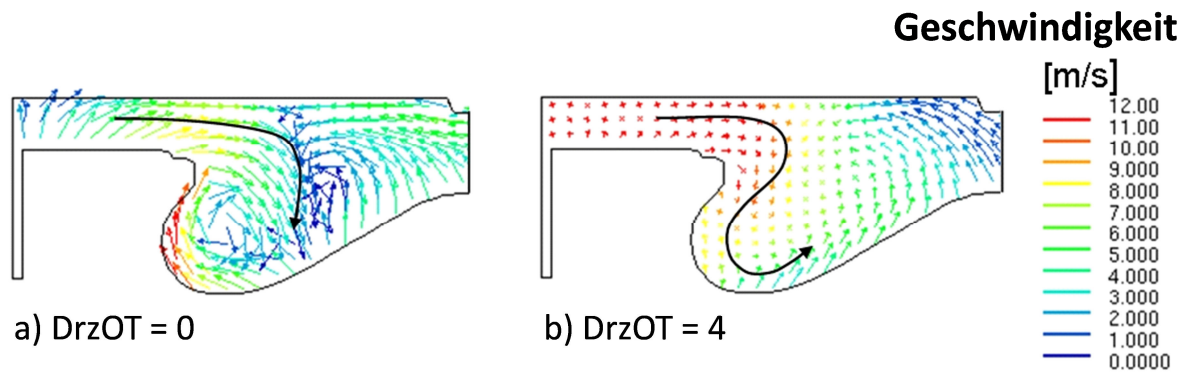
Detaillierte Messungen zum Einfluss der EKAS-Klappe auf die Drallkennzahlen werden in Kapitel 4.3.1 am Beispiel der untersuchten Zylinderkopfvarianten vorgestellt.

Der Drall hat bedeutende Auswirkungen auf die Verdampfung des flüssigen Kraftstoffes und die anschließende Durchmischung mit dem Brennraumgas aufgrund der vergrößerten Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas sowie der Verbesserung der Sprayerfassung des Brennraumes [64], [65]. Dies zieht wiederum erhebliche Konsequenzen für den Zündvorgang und den Durchbrand des Kraftstoff-Arbeitsgas-Gemisches nach sich [66]. Die durch die Drallströmung verbesserten Zündbedingungen, Gemischbildungs- und Ausbrandmechanismen [1], [67] bewirken eine i.d.R. schnellere Verbrennung und senken die Rußemissionen [67], [68], führen aber ebenso zu erhöhtem Ausstoß von Stickoxiden [65], [69].

### **2.3.2 Quetschspaltströmung**

Die zweite bedeutende Ladungsbewegungskomponente bei der dieselmotorischen Verbrennung ist die sog. Quetschspaltströmung (engl. squish). Sie entsteht bei der Kolbenbewegung im Kompressionstakt ab ca.  $50^\circ\text{KWvOT}$  [70] durch Verdrängung des Arbeitsgases aus den Quetschflächen zwischen Kolbenrand und Zylinderkopf, wodurch sich eine Strömung in Richtung der Kolbenmulde ausbildet. Diese ist in erster Linie von der Muldengeometrie, der Quetschspalthöhe und der Kolbengeschwindigkeit abhängig [71]. Durch Überlagerung mit der Drallströmung entsteht der sogenannte Sekundärwirbel, dessen Orientierung von der vorherrschenden Drallintensität abhängig ist (s. Abbildung 2-14). Bei kaum vorhandenem Drall ( $\text{DrzUT} < 0,5$  [72]) kann die Quetschspaltströmung nahezu ungehindert in Richtung Brennraumzentrum vordringen, bis diese beim Zusammentreffen nach unten abgelenkt wird und in einem, in Abbildung 2-14 links per Pfeil schematisch dargestellten, Wirbel resultiert. Mit zunehmendem Drallniveau führt die Überlagerung beider Strömungen jedoch dazu, dass die Quetschspaltströmung stark in Rotation versetzt wird und sie der Zentrifugaleffekt an der Brennraummulde entlang leitet, wodurch sich die Drehrichtung des Sekundärwirbels umkehrt (s. Abbildung 2-14 rechts) [56].





**Abbildung 2-14: Ausprägung des Sekundärwirbels (Pfeil) bei a) niedrigem und b) hohem Drallniveau 20°KWvZOT nach [73]**

Zu Beginn des Expansionstaktes dreht sich die Richtung der Quetschspaltströmung um (engl. reverse squish) und verursacht, bedingt durch einen Strömungsabriss im Bereich des Muldenrandes, eine stark turbulente Strömung im Quetschspalt [70], welche die Gemischerfassung desselbigen unterstützt [1].

Die Quetschspaltströmung begünstigt wie der Drall die Gemischaufbereitung, da sie sowohl die Kraftstoffzerstäubung mittels Sekundärzerfall als auch -verdampfung durch eine erhöhte Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Zylinderladung sowie durch die erzeugten Turbulenzen verbessert [1], [74].

### 2.3.3 Praxisbeispiele aktueller Pkw-Diesel-Kanalkonzepte

Die in Tabelle 2-2 dargestellten DrzUT-Werte für den offenen bzw. geschlossenen Zustand der Drallklappe von Einlasskanalkonzepten aktueller Pkw-Dieselmotoren entstammen verschiedenen Messreihen des Daimler-Strömungslabors. Es wird das in Kapitel 2.3.1 beschriebene Tippelmann-Verfahren zur Ermittlung von DrzUT verwendet.

**Tabelle 2-2: DrzUT-Messwerte verschiedener Einlasskanalkonzepte von Pkw-Dieselmotoren [75], [76]**

Motor (Modelljahr)	DrzUT EKAS offen (Grunddrall)	DrzUT EKAS geschlossen (Maximaldrall)	Spreizung DrzUT (Grund- bis Maximaldrall)
Mercedes-Benz OM646EVO (2008)	2,6	4,1	1,5
Mercedes-Benz OM642 (2009)	2,6	5,2	2,6
Mercedes-Benz OM651 2,2l (2009)	2,5	3,6	1,1
Mercedes-Benz OM651 1,8l (2011)	2,7	4,2	1,5
BMW 123d (2009)	2,3	5,5	3,2
Honda 2.2 i-DTEC (2009)	1,5	5,3	3,8
Jaguar 2.7 D (2008)	2,6	3,2	0,6
Peugeot 1.6 HDI (2008)	1,8	keine EKAS vorhanden	0
Peugeot 2.0 HDI (2008)	2,5	keine EKAS vorhanden	0
VW 2.0 TDI (2008)	2,2	5,3	5,3

Beim Grunddrallniveau fällt die vergleichsweise geringe Streuung der Messergebnisse ins Auge, die mit Ausnahme des Honda-2,2l- und Peugeot-1,6l-Zylinderkopfes allesamt im Bereich  $DrzUT=2,5$  liegen. Deutlichere Unterschiede finden sich im Maximalwert bei geschlossener Drallklappe mit einer Bandbreite von  $DrzUT=3,2$  bis  $5,5$ , wobei die beiden Peugeot-Motoren auf eine Variabilität der Ladungsbewegung verzichten und im gesamten Motorkennfeld mit einer konstanten Drallzahl von  $DrzUT=1,8$  bzw.  $2,5$  auskommen müssen. Daher variiert die Drallspreizung, d.h. die Differenz aus Maximal- und Grunddrall, ebenfalls in erheblichem Maße zwischen  $0$  (Peugeot 1,6l & 2,2l) und  $3,8$  (Honda 2,2l). In Veröffentlichungen von Audi [36] und Hyundai [25] wird eine Drallabsenkung zur Füllungssteigerung erwähnt, wobei letztgenannte Quelle die Verminderung der Ladungsbewegungsintensität ebenso mit einer Erhöhung der Spritzlochzahl begründet, um ein Überlappen der näher beieinander liegenden Kraftstoffsprays zu verhindern. Doch auch in umgekehrter Weise ist eine Anhebung des Grunddrallniveaus in der Literatur zu finden, die im Falle der Veröffentlichung von Volkswagen [77] auf die Verwendung einer Kolbenmulde mit größerem Durchmesser

zurückgeführt wird, um eine Absenkung der Drallzahl in OT mit der neuen Muldenform (Pirouetteneffekt) zu unterbinden.

## 2.4 Strahl-Wand-Interaktion

### 2.4.1 Theorie und Modellvorstellungen

Aufgrund der vergleichsweise kurzen freien Strahllänge zwischen Einspritzdüse und Kolbenmuldenwand kommt es bei direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotoren zu einer Interaktion zwischen selbigen, welche maßgeblichen Einfluss auf Gemischbildung, Verbrennung und ergo die Schadstoffbildung hat [78], [79]. Steigende Einspritzdrücke moderner Common-Rail-Systeme und der Trend zur Hubvolumen- und damit häufig Kolbendurchmesserreduktion verstärken dabei die Bedeutung der Strahl-Wand-Interaktion für die genannten Prozesse [80].

Durch das Auftreffen des Einspritzstrahles auf die Brennraumwand entsteht ein sogenannter „walljet“. Die Lufteinsaugung in den Strahl erhöht sich durch den Wandaufprall und einer daraus resultierenden Wirbelbildung signifikant [81], [82].

Versuche an ebenen Platten ergaben, dass sich eine maximale Zerstäubung bei senkrechtem Aufprall des Einspritzstrahles einstellt, was zum größtem Sprayvolumen, den kleinsten Tropfendurchmessern und der niedrigsten Restausbreitungsgeschwindigkeit führt. In einem Abstand von ca. 2-3mm oberhalb der Platte konnte eine Wirbelbildung beobachtet werden, welche eine Mischungsverbesserung im wandnahen Bereich zur Folge hatte.

Der Auftreffwinkel von  $90^\circ$  zwischen Einspritzstrahl und Platte zog allerdings auch die höchste Impulsvernichtung im Kraftstoffspray nach sich. Es ergab sich eine Art „stehende Kraftstoffwolke“. Bei einer realen Kolbenmuldengeometrie würde dies zu einer schlechteren Brennraumerfassung führen, da die Strahlumlenkung am Hinterschnitt der üblicherweise anzutreffenden Omega-Muldenform bedeutend schlechter ausfallen würde. Es ist somit eine Umsetzung des Strahlimpulses in Sekundärzerstäubung und Eindringtiefe (Volumennutzung) durch eine passende Wahl von Kolbenmuldengeometrie und Strahlaufreffpunkt bzw. -winkel anzustreben [80], [83], [84], [85], [86].

Der Auftreffpunkt des Strahles auf den Rand der Kolbenmulde bestimmt dabei ebenso die Gemischverteilung auf Mulden- und Quetschspaltvolumen sowie das Strömungsfeld im Brennraum. Bei richtiger Abstimmung des Strahlaufreffpunktes kann die Rußemission deutlich verringert werden [87]. Durch den „reverse squish“ in der Expansion wird der auf den Muldenrand treffende Strahl in den Quetschspalt gesaugt und kann das dort vorhandene Volumen (Sauerstoff!) für eine rußarme

Verbrennung ausnützen. Bei ungünstiger Abstimmung von Drall-, Kraftstoffströmung und Muldengeometrie kann dies jedoch auch zu einer unvollständigen Verbrennung mit hohen HC-Emissionen führen [88].

#### 2.4.2 Praxisbeispiele aktueller Pkw-Diesel-Kolbenmuldenformen

Die in Pkw-Dieselmotoren dominierende Form der sogenannten Omega-Mulde ist in der Praxis in zahlreichen Ausprägungen umgesetzt. Zur Verdeutlichung der Vielfalt bestehender Kolbenmuldengeometrien soll hierbei Abbildung 2-15 dienen.

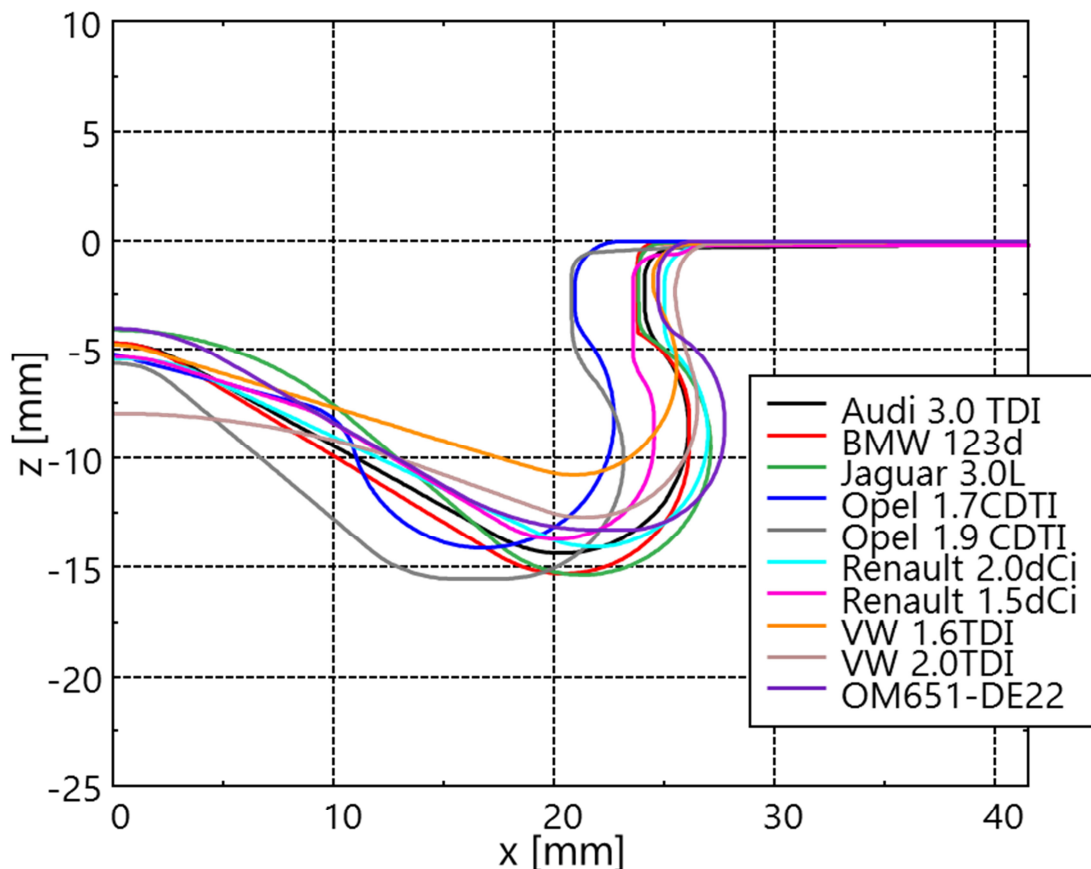


Abbildung 2-15: Kolbenmuldengeometrien (Originalabmessungen) Pkw-Dieselmotoren Bj. 2003-2010 [89]

Dargestellt sind die Original-Muldenkonturen von insgesamt zehn verschiedenen Pkw-Dieselmotoren der Baujahre 2003 bis 2010 mit einem Bohrungsdurchmesser von 76 – 84mm und einem Zylinderhubvolumen von 365 – 536cm<sup>3</sup>.

Unschwer zu erkennen sind die großen Unterschiede in Muldentiefe (z.B. VW 1.6TDI vs. Opel 1.9CDTI), Hinterschnitt (z.B. VW vs. OM651DE22) und Übergang aus dem Hinterschnittsbereich zum Muldenmittenkegel, welche sich wesentlich auf den

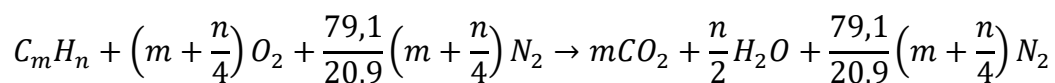
Gemischtransport aus der Mulde auswirken. Hierbei kommen sowohl sehr flach auslaufende (VW) als auch nahezu stufenhaft wirkende (Opel) Konturen zum Einsatz.

Es gibt jedoch auch Gemeinsamkeiten wie eine vergleichbare Höhe des Muldenmittenkegels (Ausnahme VW 2.0TDI) sowie recht eng beieinander liegende Muldenhalsdurchmesser (Ausnahme Opel) und –höhen, welche die „Prallfläche“ bzw. den „Strahlteiler“ in Mulde und Quetschspalt definieren.

## 2.5 Schadstoffentstehung

### 2.5.1 Abgaszusammensetzung

Die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen mit Luft stellt chemisch gesehen eine Oxidation dar. Im Idealfall werden die Bestandteile des Kraftstoffes (Kohlenstoff und Wasserstoff) bei dieser exotherm ablaufenden Reaktion vollständig oxidiert, wobei der Stickstoffanteil der Luft nicht an der Reaktion teilnimmt. Theoretisch enthält das Abgas somit lediglich die Komponenten Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ), Wasserdampf ( $\text{H}_2\text{O}$ ), Sauerstoff ( $\text{O}_2$ ) und Stickstoff ( $\text{N}_2$ ), wie in der Verbrennungsgleichung nach Fußhoeller [90] zu sehen ist.



Formel 2-10: Verbrennungsgleichung nach Fußhoeller [90]

Bei der realen unvollständigen Verbrennung treten jedoch zusätzlich zu diesen Abgasbestandteilen auch die (gesetzlich reglementierten) Schadstoffe Kohlenmonoxid ( $\text{CO}$ ), unverbrannte und teilverbrannte Kohlenwasserstoffe ( $\text{HC}$ ), Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) sowie Partikel ( $\text{PM}$ ) auf (s. Abbildung 2-16).

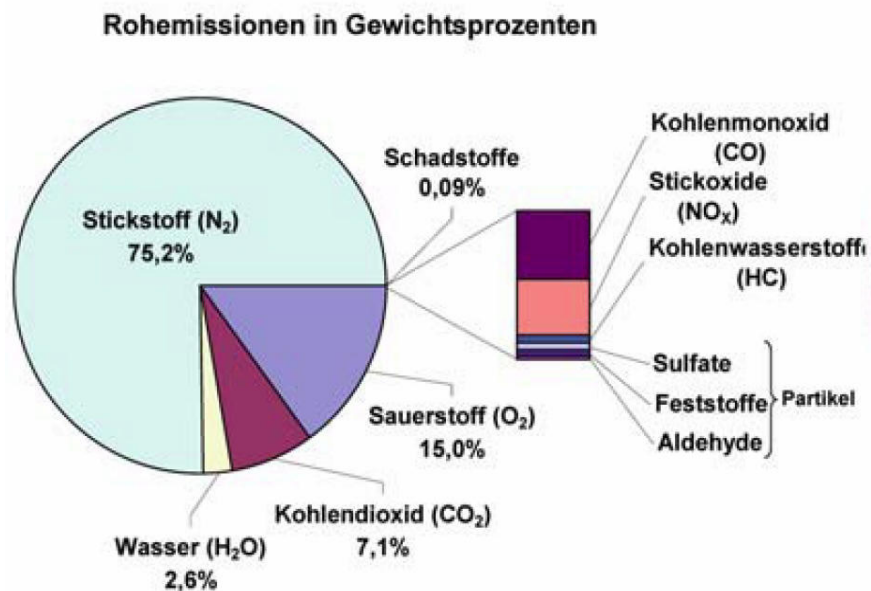
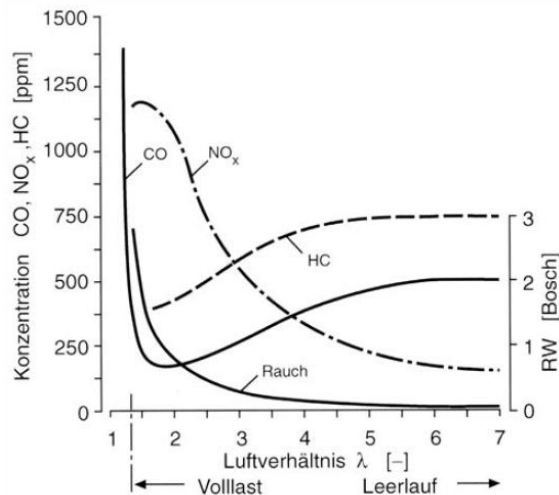
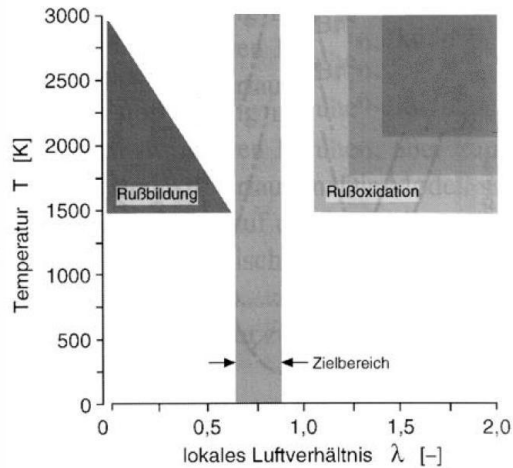


Abbildung 2-16: Abgaskomponenten bei realer Verbrennung [1]

Wie die Abbildung 2-17 und Abbildung 2-18 verdeutlichen, ist die Bildung dieser Schadstoffe maßgeblich vom Luftverhältnis  $\lambda$  und der damit gekoppelten Verbrennungstemperatur abhängig.



**Abbildung 2-17: Schadstoffbildung im Dieselmotor über Luftverhältnis [4]**



**Abbildung 2-18: Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung nach [4]**

Die innere Gemischbildung und die OT-nahe Einspritzlage führen beim direkteinspritzenden Dieselmotor zu einem inhomogenen Gemisch im Brennraum, weshalb trotz des Betriebs mit fast ausschließlich global mageren Gemischen, kraftstoffreiche (fette) und kraftstoffarme (magere) Gebiete mit lokal unterschiedlichen Temperaturen vorliegen. In den lokal fetten Zonen ( $\lambda < 1$ ) entstehen aufgrund des fehlenden Oxidationspartners die unvollständigen Verbrennungsprodukte HC und bei Temperaturen oberhalb von 1500K CO und Ruß, während die  $\text{NO}_x$ -Bildung bei hohen Temperaturen und Luftüberschuss ( $\lambda > 1$ ) stattfindet, und ihr Maximum bei  $\lambda \approx 1,1$  erreicht [14], [69].

## 2.5.2 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

Bei der Verbrennung von Kraftstoffen auf Kohlenwasserstoffbasis treten bei einem mageren Gemisch ( $\lambda > 1$ ) „hinter“ der Flammenfront keine messbaren HC-Konzentrationen auf. Die emittierten unverbrannten Kohlenwasserstoffe stammen deshalb bei Dieselmotoren aus Gebieten, welche, bedingt durch Flammenlöschvorgänge, nicht oder nicht vollständig von der Verbrennung erfasst werden oder außerhalb des zündfähigen Bereiches liegen [14]. Flammenlöschung kann an kalten Brennraumwänden, in engen Spalten und durch starke Streckung während der Expansion auftreten, so dass Kohlenwasserstoffe unverbrannt ausgeschoben werden.



Besonders hervorzuheben ist der Kaltstart, bei dem die Temperaturen für eine vollständige Oxidation zu niedrig sind, und keine optimale Verdampfung des an der kalten Wand angelagerten Kraftstoffs gewährleistet werden kann. Weiterhin sind „Nachspritzer“ durch erneutes Öffnen der Düsennadel nach Einspritzende eine HC-Quelle, da hier sehr große Brennstofftropfen entstehen, die nur langsam verdampfen und verbrennen. Nach Einspritzende dampft zudem der in den Düsenlöchern und im Sackloch verbliebene Kraftstoff während der Expansionsphase bei Temperaturen, welche weit unter der für eine Oxidation erforderlichen Grenze liegen, aus und verlässt den Brennraum unverbrannt. Diese Quelle für HC-Emissionen konnte aber in den letzten Jahren durch Verkleinerung des Sacklochvolumens stark reduziert werden [1].

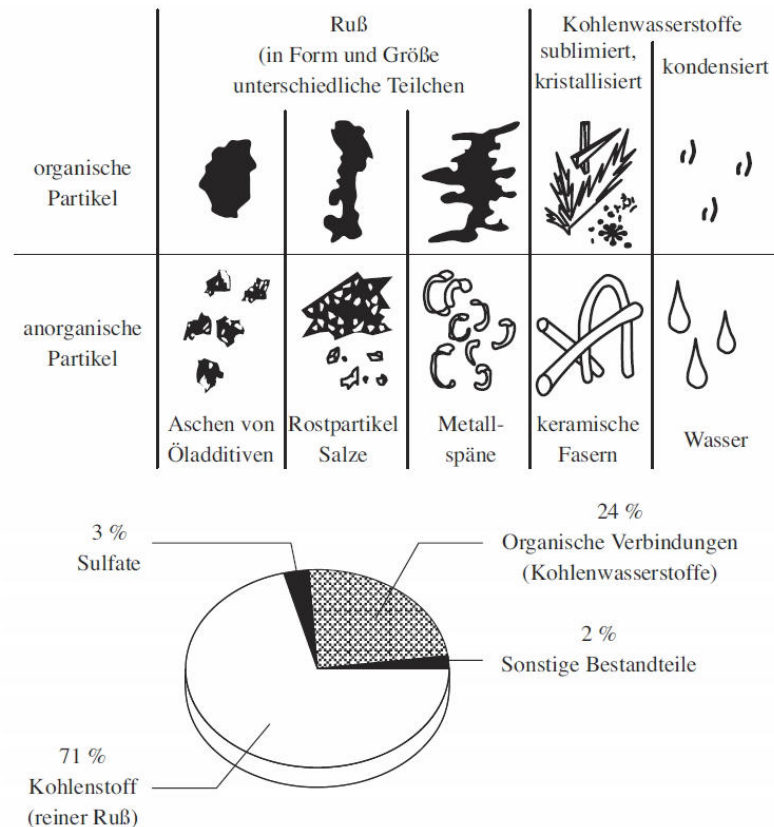
### **2.5.3 Kohlenmonoxid (CO)**

Kohlenmonoxid entsteht hauptsächlich bei unterstöchiometrischen Bedingungen ( $\lambda < 1$ ) als Zwischenstufe der Kohlendioxidbildung [90] und ist analog zu den HC-Emissionen folglich ein Produkt unvollständiger Oxidation von Kohlenstoff. Haupteinflüsse sind hierbei das Luftverhältnis und die lokal vorherrschenden Temperaturen, weswegen heutige Dieselmotoren hauptsächlich im Warmlauf eine ernstzunehmende CO-Problematik besitzen. Im Allgemeinen ist der Kohlenmonoxidausstoß sehr gering, da trotz lokal fetter Gemischzonen ein global mageres Kraftstoff-Luft-Verhältnis vorliegt, und somit der größte Teil während der Expansion durch Nachoxidation weiter zu CO<sub>2</sub> oxidiert werden kann. Voraussetzung hierfür sind jedoch hohe Temperaturen und eine gute Durchmischung der teilverbrannten Gase mit der noch vorhandenen Frischluft. Mit sinkender Temperatur verlangsamen sich die Nachreaktionen und kommen schließlich ab der Einfriertemperatur (ca. 1700K) zum Stillstand [91]. Bei Annäherung an die Rußgrenze erfolgt jedoch ein steiler Anstieg der CO-Emissionen, wie auch bei sehr mageren Gemischen, welche sich vor allem im wandnahen Bereich befinden, da die dort herrschenden Temperaturen für eine vollständige Oxidation zu niedrig sind [1].

### **2.5.4 Partikel**

Als Partikelemissionen werden laut Definition des Gesetzgebers alle Feststoffe und daran angelagerte flüchtige oder lösliche Bestandteile verstanden, welche sich bei

einem genormten Messverfahren auf einem Filterpapier absetzen. Dieselpartikel setzen sich aus diversen organischen (PAK und Ruß) und anorganischen Stoffen zusammen, wie Abbildung 2-19 verdeutlicht [14].



**Abbildung 2-19: Zusammensetzung von Dieselpartikeln [14]**

Den größten massebezogenen Anteil an den Partikeln stellt der Ruß, welcher in Verbrennungszonen mit extremem Luftmangel entsteht. In der ersten, vorgemischten Verbrennungsphase entsteht praktisch kein Ruß, da der Kraftstoff homogen aufbereitet vorliegt und verbrennt. Sobald diese i.d.R. sehr kurze Zeitspanne vorüber ist, entsteht um ZOT herum aufgrund des fehlenden Oxidationspartners  $O_2$  der Großteil der Rußmasse, der während der weiteren Haupt- und anschließenden Nachverbrennung fast vollständig oxidiert wird (s. Abbildung 2-20). Bei den global mager betriebenen Dieselmotoren sinkt jedoch die Mischungstemperatur so rasch in der Expansionsphase unter einen kritischen Wert, dass die Nachoxidationen eingefroren werden und Partikel im Abgas verbleiben [1], [14].

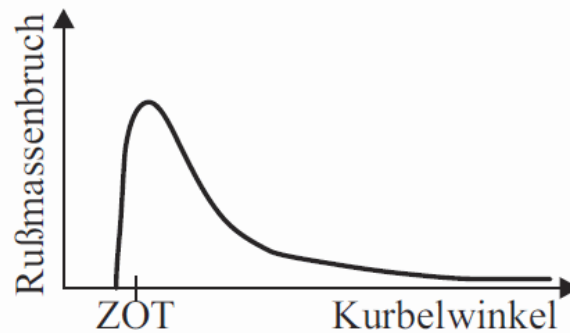


Abbildung 2-20: Zeitlicher Verlauf der Rußkonzentration bei einem DI-Dieselmotor [14]

Die lokale Brennraumtemperatur spielt daher eine entscheidende Rolle, da die zur Rußbildung benötigten Radikale wie  $C_2H_2$  erst ab Temperaturen von etwa 1000K gebildet werden, aber bei hohen Temperaturen ab ca. 2000K wieder zerfallen bzw. oxidiert werden. Somit kann die Brennraumtemperatur sowohl die Bildung (Pyrolyse) als auch den Abbau (Oxidation) der Partikel begünstigen. Als kritischer Bereich für die Rußbildung gilt ein Temperaturfenster zwischen 1500 und 1900K, bei dem ein signifikantes Ansteigen der Rußkonzentration hin zu sehr fetten Gemischen (ab  $\lambda < 0,6$ ) zu erkennen ist (s. Abbildung 2-21) [92].

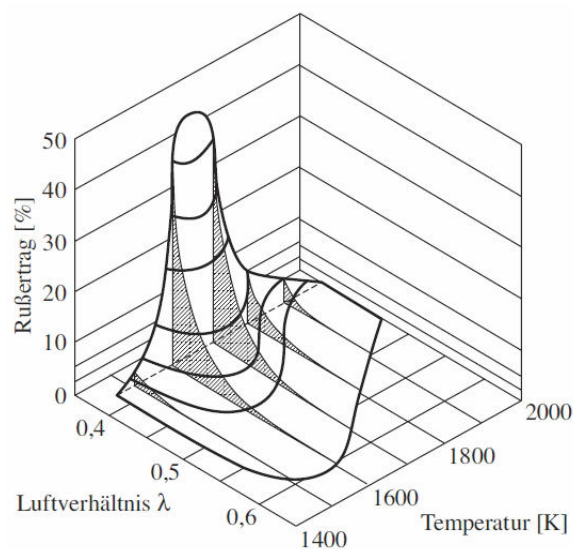


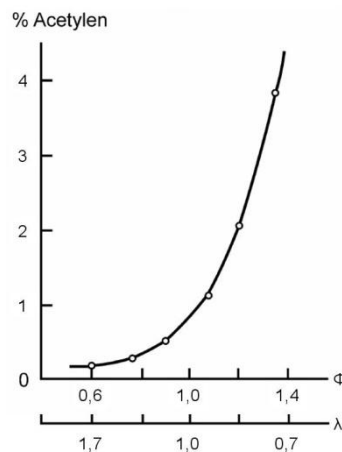
Abbildung 2-21: Rußertrag als Funktion von Luftverhältnis und Temperatur [14]

Trotz intensiver Arbeit auf diesem Gebiet sind bis heute die genauen Zusammenhänge zwischen den einzelnen, an der Rußbildung beteiligten Faktoren der komplexen chemischen und physikalischen Prozesse noch nicht vollständig

verstanden [4], [14]. Es ist jedoch weitgehend anerkannt, dass das PAK-Wachstum zur Rußbildung führt [92].

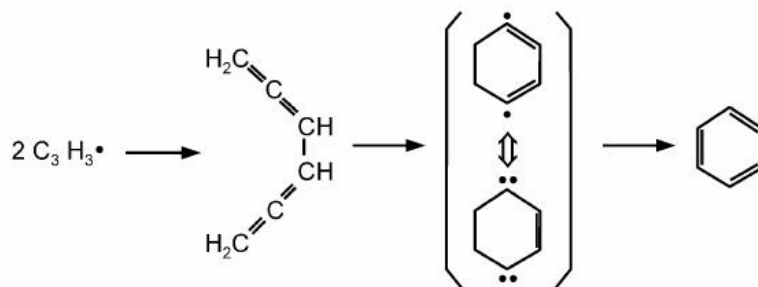
### Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK)

Grundlage der Rußbildung sind die polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe, welche aus kleineren Molekülen ( $C_1$ - und  $C_2$ -Verbindungen) in der Reaktionszone zusammengesetzt werden. Als wichtigster Vorläufer gilt Ethin (Acetylen  $C_2H_2$ ), welches nach [14] (Acetylen-Hypothese) durch thermische Dissoziation der Kraftstoffmoleküle unter lokal fetten Bedingungen in recht hohen Konzentrationen (s. Abbildung 2-22) als Zwischenprodukt in der Flammenfront gebildet wird.



**Abbildung 2-22: Ethin Bildung in Abhängigkeit von Lambda [92]**

Durch Reaktion von CH oder  $CH_2$  mit  $C_2H_2$  entsteht  $C_3H_3$ , welches durch Rekombination und Umlagerung den ersten Ring der aromatischen Strukturen bilden kann (s. Abbildung 2-23).



**Abbildung 2-23: Erste Ringbildung durch Rekombination und Umlagerung [92]**

In den folgenden Kondensationsprozessen entstehen durch H-Abspaltung und C<sub>2</sub>H<sub>2</sub>-Anlagerung, wie Abbildung 2-24 zeigt, zusammenhängende PAK-Ringe, welche an der Rußbildung maßgeblich beteiligt sind.

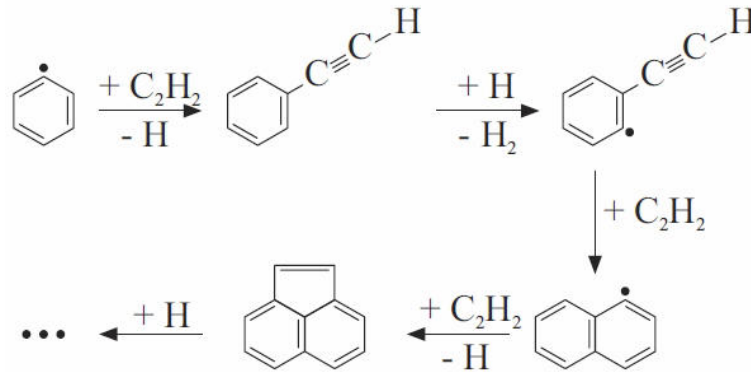


Abbildung 2-24: Ringwachstum bei der PAK-Bildung nach Frenklach und Wang (1994) [14]

### Rußbildung

Abbildung 2-25 veranschaulicht den Entstehungsprozess der annähernd sphärischen Primärpartikel aus den PAK-Strukturen. Ausgehend von der polyzyklischen aromatischen Struktur wächst durch wiederholte Anlagerung (1) von Ethinmolekülen eine ebene mehrschichtige graphitische Struktur (2). Bei fortschreitendem Wachstum krümmen sich die entstehenden Makromoleküle (3) durch Bildung von Fünffachringen. Durch Überlagerung mehrerer dieser Moleküle in Schichten entstehen sogenannte Primärpartikel (4) mit einer charakteristischen Größe von 2-10 nm.

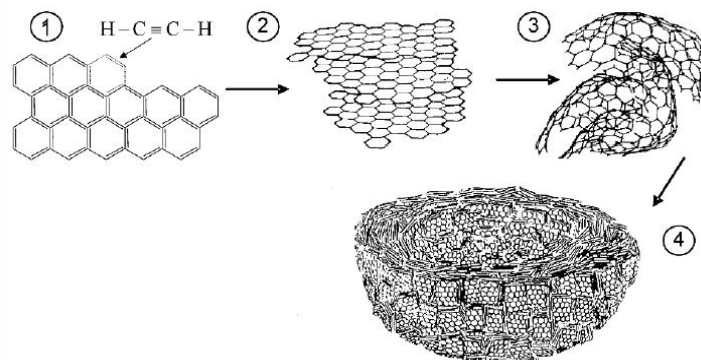


Abbildung 2-25: Entstehung von Rußpartikeln nach Siegmann [1]

Durch Agglomeration (Aneinanderhaften einzelner Primärpartikel) entstehen schließlich die eigentlichen Rußpartikel (s. Abbildung 2-26).

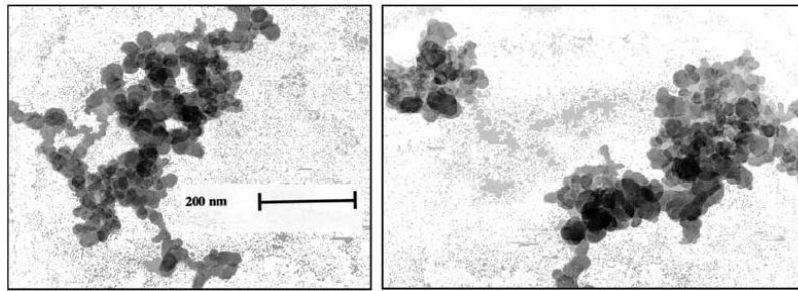


Abbildung 2-26: Dieselpartikel-Agglomerate [1]

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

Von den unterschiedlichen Stickstoffoxiden sind bei der dieselmotorischen Verbrennung nur NO und NO<sub>2</sub> (Stickstoffmonoxid und Stickstoffdioxid) von Bedeutung, deren Summe kurz als NO<sub>x</sub> zusammengefasst wird. Während der Verbrennung wird zunächst auf verschiedenen Reaktionswegen primär NO gebildet, welches nach längerem Verweilen unter atmosphärischen Bedingungen fast vollständig durch Reaktion mit atomarem oder molekularem Sauerstoff zu NO<sub>2</sub> umgewandelt wird. Stickstoffmonoxid wird bei der motorischen Verbrennung hauptsächlich auf drei verschiedenen Wegen gebildet. Unterschieden wird hierbei in das thermische NO, welches bei sehr hohen Temperaturen ( $T > 1700\text{K}$ ) in der verbrannten Zone, nach dem Zeldovich-Mechanismus, aus Luftstickstoff gebildet wird, das prompte NO, das schon bei Temperaturen um  $T \approx 1000\text{K}$  in der Flammenfront, nach dem Fenimore-Mechanismus, ebenfalls aus Luftstickstoff entsteht, und das Brennstoff-NO, welches aus den Stickstoffanteilen des Brennstoffes gebildet wird. Aufgrund der geringen Stickstoff-Gehalte im Kraftstoff spielt das Brennstoff-NO jedoch nur eine sehr untergeordnete Rolle, weswegen im Folgenden nicht näher darauf eingegangen werden soll [1], [14], [90].

#### Zeldovich-Mechanismus

Der wichtigste Bildungsmechanismus von Stickoxiden bei Verbrennungsmotoren wird durch den Zeldovich-Mechanismus beschrieben und liegt in Bezug auf die NO<sub>x</sub>-Gesamtemissionen bei einem Bildungsanteil von 90-95%. Die thermische NO-Bildung, welche "hinter" der Flammenfront im Verbrannten abläuft, wird durch die Kenngrößen Luftkraftstoffverhältnis, Sauerstoffkonzentration, Temperatur und Verweilzeit signifikant beeinflusst. So begünstigt eine hohe Gastemperatur, die

Verfügbarkeit von freiem Sauerstoff und die Verweildauer im Bereich hoher Temperaturen entscheidend die Bildung von NO. Der Reaktionsmechanismus der thermischen Stickoxidbildung wurde erstmalig 1946 von Zeldovich mit der ersten (Formel 2-12) und zweiten (Formel 2-13) Elementarreaktion beschrieben und 1991 durch Baulch mit der dritten Elementarreaktion (Formel 2-14) erweitert.



**Formel 2-11: Bildungsreaktion atomarer Sauerstoff**



**Formel 2-12: Erste NO-Elementarreaktion nach Zeldovich**



**Formel 2-13: Zweite NO-Elementarreaktion nach Zeldovich**



**Formel 2-14: Dritte NO-Elementarreaktion nach Baulch**

Aus den Reaktionen (0) bis (3) ist ersichtlich, dass das Vorhandensein von atomarem Sauerstoff ( $O^\bullet$ ), welcher bei Temperaturen über 2200 K aus molekularem Sauerstoff ( $O_2$ ) entsteht, Grundvoraussetzung für den Beginn der Zeldovich-Kettenreaktion (1) bis (3) ist [1], [14], [90].

Die Reaktionsgeschwindigkeitskoeffizienten  $k_1$  bis  $k_3$  lassen sich nach dem Arrhenius-Gesetz in Abhängigkeit von der Temperatur beschreiben (s. Formel 2-15) [93]

$$k = A \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{R \cdot T}\right)$$

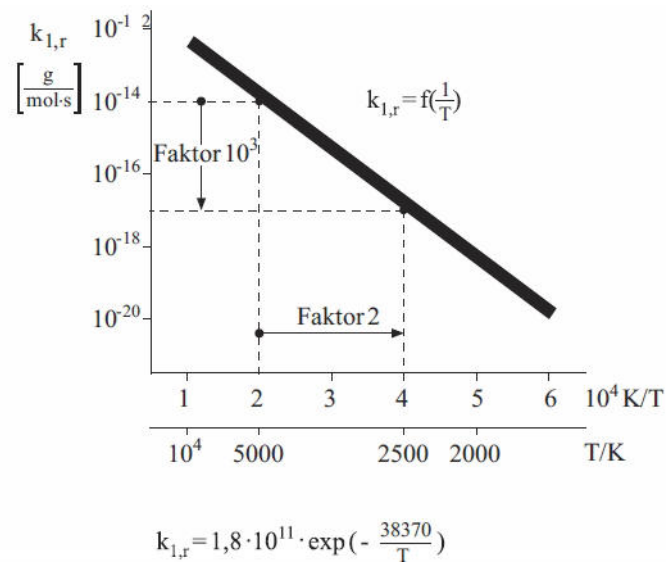
**Formel 2-15: Berechnung der Reaktionsgeschwindigkeitskoeffizienten**

und nehmen nach Baulch folgende Werte an (s. Tabelle 2-3).

**Tabelle 2-3: Reaktionsgeschwindigkeitskoeffizienten für die Hin-Reaktion des erweiterten Zeldovich Mechanismus [14]**

Reaktion i	$k_{i,r}$ [ $\text{cm}^3/\text{mol s}$ ]	Autor
1	$1,8 \cdot 10^{14} \exp\left[-\frac{38.400}{T}\right]$	Baulch et al. (1991)
2	$6,4 \cdot 10^9 T \exp\left[-\frac{3.150}{T}\right]$	Baulch et al. (1969)
3	$3 \cdot 10^{13}$	Baulch et al. (1991)

An den Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten ist zu erkennen, dass die erste Reaktion sehr viel langsamer abläuft als die zweite und dritte. Dies liegt an der stabilen  $\text{N}_2$ -Dreifachbindung der Reaktion 1, die dadurch eine hohe Aktivierungsenergie besitzt und deshalb erst bei sehr hohen Temperaturen ausreichend schnell abläuft. Somit ist der Temperatureinfluss beim Zeldovich-Mechanismus für die Reaktionsgeschwindigkeit und damit für die Stickoxidbildung dominant. Den Zusammenhang zwischen Temperaturerhöhung und deren Einfluss auf den Geschwindigkeitskoeffizienten zeigt Abbildung 2-27 [7].



**Abbildung 2-27: Geschwindigkeitskoeffizient der ersten Zeldovich-Reaktion in Abhängigkeit von der Temperatur [14]**

Die Reaktionen 1 bis 3 sind Gleichgewichtsreaktionen, deren Gleichgewichtsparameter in Abhängigkeit von der Temperatur bekannt sind. Jedoch ist die Verweilzeit in der Reaktionszone bei der dieselmotorischen Verbrennung so kurz, dass Gleichgewichtszustände nicht erreicht werden können. Die NO-Bildung ist



somit ein kinetisch kontrollierter Prozess, für den kein chemisches Gleichgewicht angenommen werden darf. Folglich ergibt sich für die NO-Bildungsgeschwindigkeit das in Formel 2-16 dargestellte Geschwindigkeitsgesetz [1], [93].

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_1[O][N_2]$$

**Formel 2-16: NO-Bildungsgeschwindigkeit**

Möglichkeiten zur innermotorischen NO-Absenkung bietet somit die Minimierung des Faktors  $k_1$ , was durch eine Verringerung der Prozesstemperatur geschehen kann, und die Verringerung der Konzentration der Edukte.

### Fenimore-Mechanismus

Die Bildung von Fenimore- oder auch Prompt-NO spielt bei der dieselmotorischen Verbrennung mit einem Anteil von nur ca. 5-10% an den  $NO_x$ -Gesamtemissionen eine eher untergeordnete Rolle und wurde erstmals von Fenimore (1979) beschrieben. Sie ist sehr eng mit der Bildung des intermediären Kohlenwasserstoff-Radikals ( $CH^*$ ) verbunden, welches mit molekularem Stickstoff ( $N_2$ ) in einem Zwischenschritt zu Blausäure (HCN) und anschließend zu Stickstoffmonoxid (NO) weiterreagiert.



**Formel 2-17: Bildungsreaktion Fenimore-NO**

Voraussetzung für die Bildung von Fenimore-NO ist das Vorhandensein von CH-Radikalen, welche hauptsächlich durch Zerfall von Ethin ( $C_2H_2$ ) unter lokal fetten Bedingungen in der Flammenfront gebildet werden. Aufgrund der relativ geringen Aktivierungsenergie von nur 57 kJ/mol verglichen zu den 319 kJ/mol der thermischen NO-Bildung, läuft der Fenimore-Mechanismus schon bei viel tieferen Temperaturen (ab ca. 1000K) als der Zeldovich-Mechanismus ab [93].

### **3 Beschreibungsgrößen der Haupt-Gemischbildungsparameter**

#### **3.1 Strahl**

Die für die dieselmotorische Gemischbildung enorm wichtigen Strahleigenschaften werden von einer ganzen Reihe von Düsen- bzw. Einspritzsystemeigenschaften bestimmt.

Seitens der Einspritzdüse soll dabei innerhalb der nächsten Unterkapitel auf die in der Literatur bekannte Wirkweise folgender Haupt-Parameter eingegangen werden:

- Spritzlochgeometrie, d.h. Durchmesser, Länge, Konizität, Einlaufkantenverrundung und Oberflächenbeschaffenheit [15]
- Spritzlochanzahl
- Geometrie des Düsenadelsitzes [12]
- Düsendurchflusskoeffizient  $C_d$

##### **3.1.1 Spritzlochgeometrie**

Die Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers bei gleich bleibender Spritzlochlänge führt zu einer Abnahme der Tröpfchengröße und einer schnelleren Verdampfung ohne jedoch die dampfförmige Eindringtiefe des Sprays zu sehr zu mindern, was auf den schlankeren Einspritzstrahl aufgrund des Anstiegs des Verhältnisses von Spritzlochlänge zu Spritzlochdurchmesser ( $L/D$ ) zurückzuführen ist. Dies bewirkt eine Anhebung des lokalen Luftverhältnisses und eine homogenere Kraftstoffverteilung im Brennraum und damit eine Verbesserung der Rußemissionen [1], [12], [15], [94], [95]. Des Weiteren ist ein verringertes Verbrennungsgeräusch festzustellen, was im Wesentlichen auf die geringere eingebrachte bzw. aufbereitete Kraftstoffmenge während der Zündverzugszeit zurückzuführen ist [15].

Die im vorangegangenen Absatz erwähnten Wirkungen greifen prinzipiell auch beim umgekehrten Weg der Vergrößerung von  $L/D$ , d.h. der Verlängerung des Spritzloches unter Beibehaltung des Spritzlochdurchmessers. Dabei gilt je kürzer die Lochlänge umso geringer die Strahleindringtiefe, da sich durch die verminderte Führung des Kraftstoffs im kürzeren Spritzloch eine erhöhte Turbulenz der Strömung am Spritzlochaustritt einstellt, die zu einem buschigeren Einspritzstrahl führt [1], [15]. Auch eine Steigerung der Konizität und/oder der Einlaufkantenverrundung hat durch die verbesserte Strömungsführung im Spritzloch einen schlankeren, mit höherer

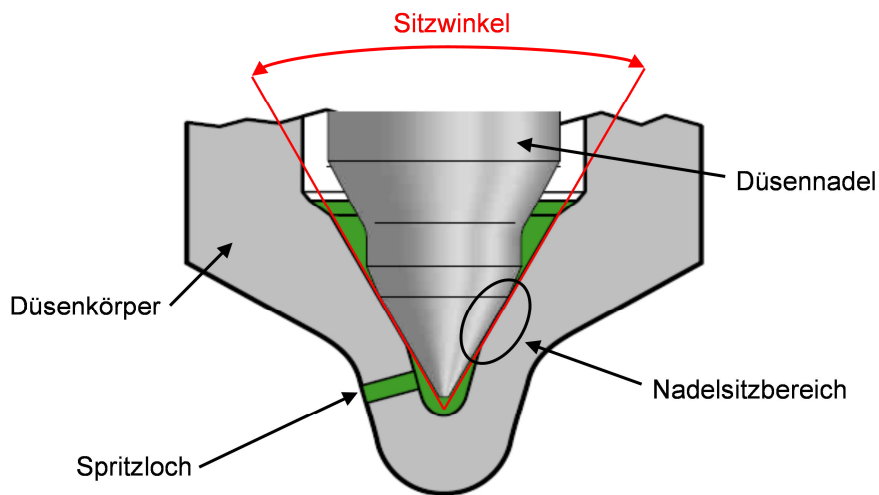
Geschwindigkeit austretenden Einspritzstrahl zur Folge [96], was sich wiederum positiv auf den Sekundärzerfall auswirkt [15]. Der höhere Strahlimpuls führte bei [17] zu einer intensiveren turbulenten Vermischung beim Aufprall auf die Kolbenmulde und damit zu einem schnelleren und effektiveren Rußausbrand.

### **3.1.2 Spritzlochanzahl**

Die Anzahl der Spritzlöcher muss auf die Intensität des Drallniveaus, die Kolbenmuldengeometrie sowie das Strahlaufbruchverhalten abgestimmt werden, so dass keine allgemein gültigen Aussagen zur optimalen Spritzlochanzahl möglich sind. Da sich jedoch bei einer Steigerung der Lochanzahl unter Beibehaltung des hydraulischen Durchflusses der Einspritzdüse eine Abnahme der Spritzlochdurchmesser einstellt (Wirkweise s. vorhergehendes Kapitel 3.1.1), kann durchaus die Empfehlung nach einer möglichst hohen Spritzlochanzahl nachvollzogen werden [1], wie sich auch bei der Ausführung aktueller Pkw-Dieselmotoren zeigt [21], [25], [38].

### **3.1.3 Geometrie des Düsennadelsitzes**

Die Düsennadel dichtet das Kraftstoffsystem über eine Flächenpressung im Nadelsitz vom Spritzloch und damit letzten Endes vom Brennraum ab. Die Auslegung der Geometrie erfolgt als Kompromiss aus Nadeldynamik (Einspritzratengradient) sowie Langzeitstabilität (Nadelsitzverschleiß und damit einhergehende Mengendrifterscheinungen) und beeinflusst massiv die Anströmung der Spritzlöcher sowie die Phase der Nadelsitzdrosselung bei kleinen Injektornadelhüben [1]. Abbildung 3-1 zeigt exemplarisch den schematischen Aufbau der Einspritzdüse und führt die geometrische Größe des Nadelsitzwinkels, im Folgenden kurz Sitzwinkel genannt, ein.



**Abbildung 3-1: Schematische Aufbau der Einspritzdüse nach [97]**

Der Sitzwinkel hat direkten Einfluss auf den Strömungsquerschnitt beim Öffnen der Düsennadel derart, dass mit steigendem Sitzwinkel ein größerer Querschnitt bei gleichem Nadelhub für die Kraftstoffdurchströmung zur Verfügung steht. Umgekehrt bedeutet dies bei gleichem maximalem Strömungsquerschnitt einen geringeren Nadelvollhub sowie kleinere Betätigungskräfte für den Nadelaktor mit größerem Sitzwinkel, was vor allem bei direkt gesteuerten Injektorkonzepten von großer Wichtigkeit ist [98], [99]. Dem schnelleren Entdrosseln steht aber eine stärkere Umlenkung des Kraftstoffs im Nadelsitz gegenüber, die sich nachteilig auf Druckverluste und Kavitation auswirken kann [99].

### 3.1.4 Düsendurchflusskoeffizient $C_d$

Als Maß zur Bewertung der hydraulischen Effizienz der Einspritzdüse dient der Düsendurchflusskoeffizient  $C_d$ , welcher experimentell aus einer Einspritzmengenbestimmung mit typischerweise 100 bar Einspritz- und 1 bar Gegendruck unter Kenntnis des Spritzlochdurchmessers nach Formel 3-1 bestimmt werden kann [100].

$$C_d = \frac{\dot{V}_{hyd}}{A_{Spritzloch}} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{Kraftstoff}}{2 \cdot \Delta p}}$$

**Formel 3-1: Berechnung des Düsendurchflusskoeffizienten  $C_d$  nach [100]**

Der  $C_d$ -Wert stellt eine Ergebnis- bzw. Beschreibungsgröße der Einspritzdüse dar und kann somit nicht auf direktem Wege variiert werden wie z.B. der

Spritzlochdurchmesser oder die Spritzlochanzahl. Durch eine strömungsgünstige Gestaltung des Kraftstoffpfades durch die Einspritzdüse, d.h. insbesondere die Umlenkung im Sackloch sowie der Eintritt und das Durchströmen des Spritzloches kann und muss ein hohes Cd erreicht werden, da sich somit schlankere, schneller eindringende Strahlen (s. Abbildung 3-2 links) [100] mit höherem Spraymomentum [101] ergeben. Wie in Abbildung 3-2 rechts zu erkennen ist, konnte bei [100] ein direkter Zusammenhang zwischen Rußemission und Cd gefunden werden, was die Wichtigkeit dieser Beschreibungsgröße von Einspritzdüsen für die dieselmotorische Gemischbildung hervorhebt.

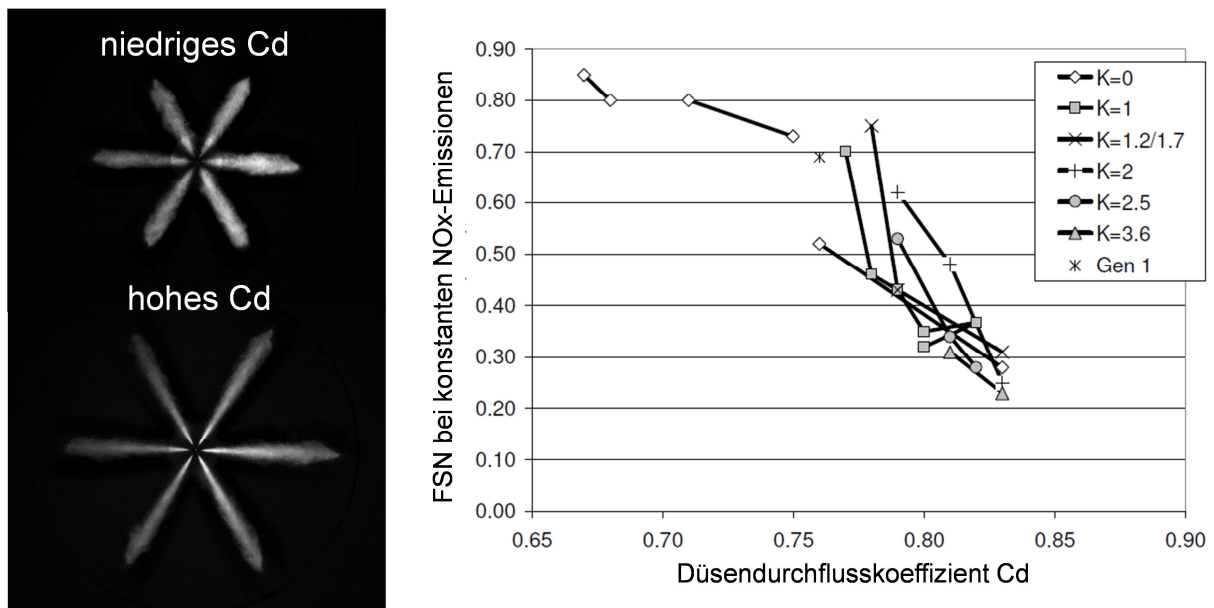


Abbildung 3-2: Sprayausbildung (links) und Rußemissionen (rechts) in Abhängigkeit des Düsendurchflusskoeffizienten nach [100]

### 3.2 Ladungsbewegung

Zur Charakterisierung der Ladungsbewegung konzentriert sich die vorliegende Arbeit auf Beschreibungsgrößen für die Drallströmung, die maßgeblich durch das Kanalkonzept und die Ventilsitzgestaltung des Zylinderkopfes beeinflusst wird und somit dessen Bauteilauslegung bestimmt.

Als zentrale Größe soll hierbei die mittels 3D-CFD-Ladungswechselsimulation bestimmbare Drallzahl im oberen Totpunkt, kurz DrzOT, angesehen werden. Es ist jedoch aus Veröffentlichungen bekannt, dass die Drallzahl allein nicht ausreichend für die Beschreibung des Einflusses der Ladungsbewegung auf die Gemischbildung ist [60], [102], [103]. Daher soll zusätzlich zur DrzOT die Qualität des Strömungsfeldes bewertet werden d.h. die Zentralität der Drallachse, die Rotationssymmetrie der Drallströmung sowie die Ausprägung der radialen Strömungsprofile in verschiedenen Schnittebenen des Zylinders. Die Analyse der Drallqualität erfolgt zum Zeitpunkt 20°KWvOT in einer parallelen Ebene 3mm unterhalb des Zylinderkopfes. Eine beispielhafte Auswertung für den Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme zeigt Abbildung 3-3.

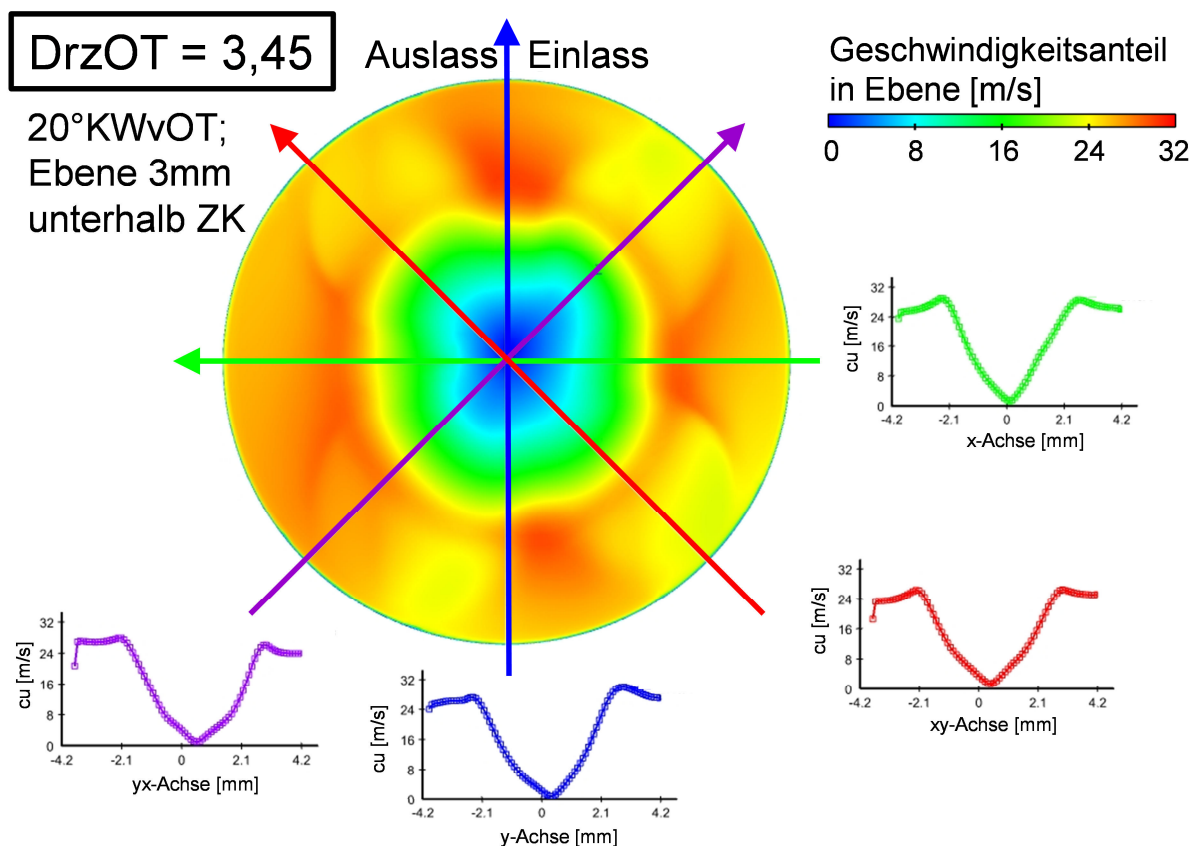


Abbildung 3-3: Auswertungsmethodik zur Analyse von DrzOT und Drallqualität nach [104]

Neben der DrzOT-Angabe in Höhe von 3,45 ist in Bildmitte das Geschwindigkeitsprofil des Strömungsfeldes in Zylinderdraufsicht (Parallelebene 3mm unterhalb Zylinderkopf) enthalten, die eine gute Rotationssymmetrie sowie ein brennraummittig liegendes Drehzentrum der Drallströmung offenbart. Die um die Ebenenansicht angeordneten Profile der Umfangsgeschwindigkeit über dem Abstand zur Zylinderachse in verschiedenen Schnittflächen liefern weitere Belege für die bereits erwähnte gute Symmetrie und zentrale Drallachse. Zusätzlich kann dieser Auswertung ein zunächst linearer Anstieg der Umfangsgeschwindigkeit mit zunehmendem Abstand vom Drehzentrum bis ca. 60% des Zylinderradius entnommen werden, was weitgehend einer Festkörperrotation entspricht. Weiter außen bildet sich eine wandnahe Schicht aus, in der die Umfangsgeschwindigkeit durch Reibungseffekte auf konstantem Niveau verbleibt bzw. leicht absinkt [105].

### 3.3 Kolbenmulde

Zur Beschreibung der Gemischbildungsqualität einer Kolbenmuldengeometrie dient im Folgenden ein Ansatz zur Unterteilung des Brennraumes in zwei Zonen (Mulde, Quetschspalt), für welche mit Hilfe einer 3D-CFD-Verbrennungssimulation der zeitliche Verlauf eines bereichsbezogenen, mittleren Kraftstoff-Luft-Verhältnisses (sogenanntes Zonenlambda) berechnet wird.

Die Aufteilung erfolgt mit Hilfe eines virtuellen Kegels welcher zwischen dem Strahlwurzelpunkt sowie dem Schnittpunkt (bzw. der Schnittlinie) der geometrischen Strahlmittenachse mit der Kolbenmuldengeometrie in OT aufgespannt wird, wobei die Schnittlinie auf der Mulde fixiert wird und sich mit dieser synchron bewegt. Zur Veranschaulichung dient die in Abbildung 3-4 gezeigte schematische Darstellung.

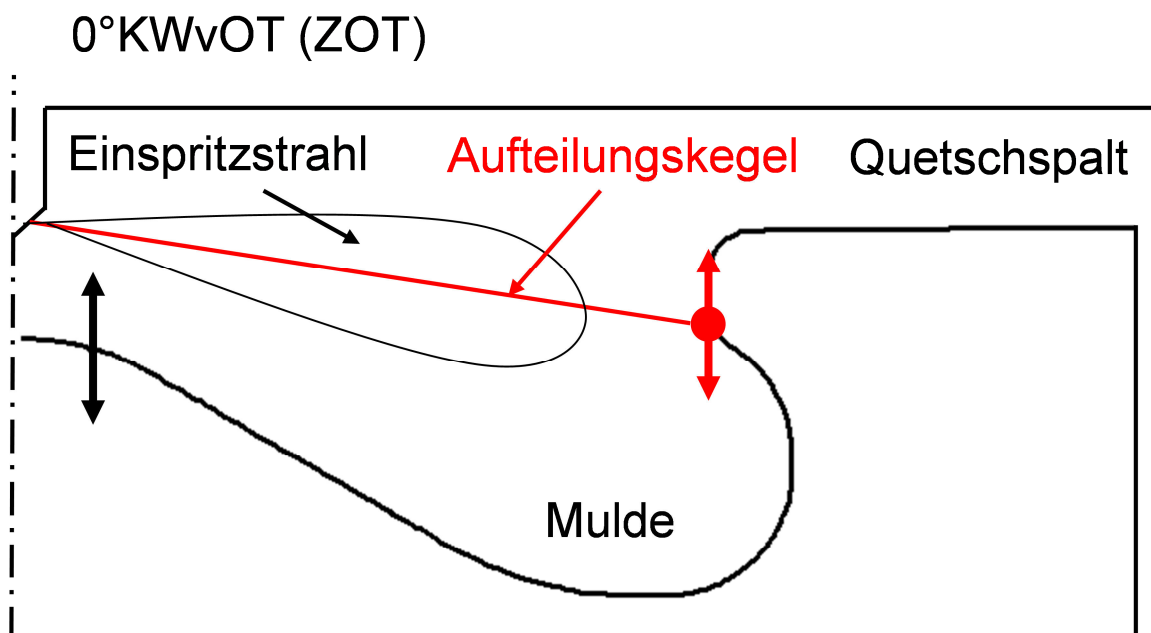
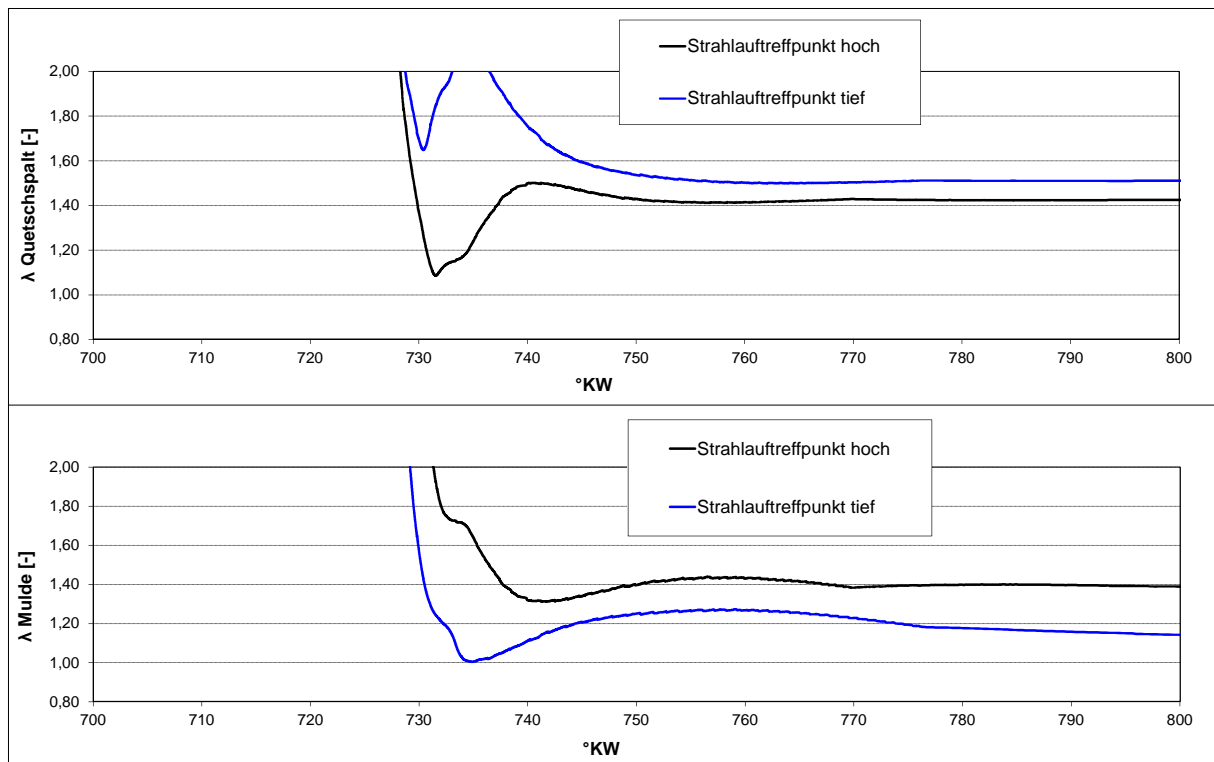


Abbildung 3-4: Schematische Darstellung der Zonenlambda-Definition

Die unterhalb des Aufteilungskegels befindlichen Zellen des 3D-CFD-Berechnungsmodells bilden als Mittelwert des ihnen zugeordneten lokalen Kraftstoff-Luft-Verhältnisses das sogenannte Muldenlambda. Im Umkehrschluss ergibt sich oberhalb des Kegels ein als Quetschspaltlambda bezeichnetes Kraftstoff-Luft-Verhältnis der zweiten Brennraumzone.

Eine beispielhafte Auswertung der Zonenlambda-Verläufe über dem Kurbelwinkel für eine Strahlauffreffpunktvariation ist in Abbildung 3-5 dargestellt.





**Abbildung 3-5: Zonenlambdaverlauf bei Strahlauftreffpunktvariation**

Mit tieferem Auftreffpunkt des Einspritzstrahles auf die Kolbenmuldenwand ergibt sich ein deutlich fetteres Muldenlambda (blaue Kurve im unteren Diagramm), wohingegen sich in umgekehrter Weise das Quetschspaltlambda magerer gegenüber einem höheren Strahlauftreffpunkt darstellt (oberes Diagramm). Es sei an dieser Stelle auf die Validierungsmesskampagne des Zonenlambda-Ansatzes in Kapitel 4.4 verwiesen, in welchem weitere Auswertungsarten vorgestellt und diskutiert werden.

## 4 Experimentelle Untersuchungen zur Validierung der Beschreibungsgrößen

### 4.1 Versuchsträger, Prüfstand und Vorgehensweise sowie eingesetzte Diagnostik- und Simulationsmethoden

#### 4.1.1 Versuchsträger Einzylinderaggregat

Als Versuchsträger diene ein 1-Zylinder-Forschungsmotor, welcher auf dem 4-Zylinder-Pkw-Reihendieselmotor OM651 der Daimler AG basiert. Wichtige Grundabmessungen und technische Daten enthält Tabelle 4-1.

**Tabelle 4-1: Technische Daten des 1-Zylinder-Forschungsmotors**

Motor	Technische Daten
Zylinderzahl	1
Ventilzahl	4
Kolbenhub $s$	99 mm
Bohrungsdurchmesser $D_z$	83,008 mm
Pleuellänge $l$	143,55 mm
Hubraum $V_H$	535,7 cm <sup>3</sup>
Desachsierung $s_D$	0,2 mm
Verdichtung $\epsilon$	16,2
Ventilsteuerung	DOHC

#### 4.1.2 Einzylinderprüfstand

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Prüfstand des Daimler-Einzylinderprüffeldes in Stuttgart-Untertürkheim genutzt, dessen schematischer Aufbau und Messstellen im Anhang (s. Abbildung 6-1) zu erkennen sind. Die Steuerung des Prüfstands inklusive der Asynchronmaschine zur Erzeugung des Brems-/Schleppmomentes erfolgt über die Software PUMA der Fa. AVL List GmbH.

Um reproduzierbare Rahmenbedingungen zu schaffen, werden die Umgebungsbedingungen im Prüfstand und die Betriebsstoffe des Motors wie Kraftstoff ( $T=25^\circ\text{C}$ ), Kühlmittel ( $T=90^\circ\text{C}$ ), Motor-Öl ( $T=90^\circ\text{C}$ ) und Ladeluft konditioniert.

Die Ladeluft wird von einem zentralen Pressluftsystem für alle Prüfstände des Einzylinderprüffeldes mit einem Druckniveau von 6 bar (absolut) bereitgestellt und

mit Hilfe eines Druckregelventils auf den für den Versuch vorgegebenen Ladedruck gebracht. Zur Einstellung der erforderlichen Ladelufttemperatur ist ein elektrischer Heizkat installiert (Kühlung nicht möglich).

Für gleiche abgasseitige Randbedingungen während den Messungen wird der Abgasgedruck mit zwei parallel geschalteten Drosselklappen im Abgasstrang auf den gewünschten Wert eingeregelt.

Um kraftstoffbedingte Quereinflüsse zu vermeiden, wird bei allen Messreihen ein spezieller Versuchsdieselmotorkraftstoff mit einer sehr geringen und fortlaufend überwachten Qualitätsstreuung eingesetzt.

### 4.1.3 Messtechnik

#### Emissionsmessung

Die Emissionsmessung erfolgt mit dem Abgasanalysemessgerät MEXA 7100D der Fa. Horiba. In Tabelle 4-2 sind die gemessenen Abgaskomponenten, die verwendeten Messverfahren, der Messbereich und die vom Hersteller angegebene Messgenauigkeit der MEXA 7100D aufgelistet.

**Tabelle 4-2: Abgasanalysemodule der MEXA 7100D**

Analysegas	Messverfahren	Messbereich	Messgenauigkeit (bezogen auf den Messbereichsendwert)
Kohlenmonoxid (CO)	NDIR-Absorption	50 - 2500 ppm	< 1 %
		100 – 5000 ppm	< 1 %
		0,5 – 20 Vol %	< 1 %
Kohlendioxid (CO <sub>2</sub> )	NDIR-Absorption	0,5 – 20 Vol %	< 1 %
Sauerstoff (O <sub>2</sub> )	Paramagnetismus	1 – 25 Vol %	< 1 %
Kohlenwasserstoff (HC)	Flammenionisation	1 – 50000 ppm	< 1 %
Stickoxide (NO <sub>x</sub> )	Chemilumineszenz	10 – 10000 ppm	< 1 %

#### Partikelmessung (FSN)

Die Partikelmessung erfolgt nach der Filterpapiermethode mit Hilfe des AVL 415S Variable Sampling Smoke Meter Messgeräts der AVL List GmbH. Als Maß der Partikelkonzentration im Abgas wird die Schwärzungszahl nach ISO 100054 verwendet, welche auch als **Filter Smoke Number (FSN)** bezeichnet wird. Der Messbereich erstreckt sich von 0 bis 10 FSN.

## **AGR-Bestimmung**

Die der Ladeluft in der Airbox zugeführte AGR-Rate wird von einem Messsystem der Fa. Amluk bestimmt. Es besitzt zwei Gasanalysatoren (NDIR-Absorption) vom Typ Siemens Ultramat P, welche die CO<sub>2</sub>-Konzentrationen im Saugrohr (CO<sub>2</sub>SR) und im Abgasrohr (CO<sub>2</sub>RV) bestimmen. Über das Konzentrationsverhältnis kann die AGR-Rate wie folgt berechnet werden.

$$EGR = \frac{CO_{2SR}}{CO_{2RV}} 100\%$$

**Formel 4-1: AGR-Ratenberechnung aus CO<sub>2</sub>-Verhältnis**

## **Indizierung**

Die kurbelwinkelaufgelöste Erfassung von Zylinderdruck, Saugrohr- und Abgasgedruck sowie Spannungs- und Stromverlauf der Injektoransteuerung erfolgt über ein Indiziersystem der Firmen Kistler, AVL List GmbH und Chauvin Arnoux. Es umfasst einen wassergekühlten piezoelektrischen Hochdrucksensor (Absolutdruckmessung), zwei piezoresistive Niederdrucksensoren (Druckmessung relativ zur Umgebung), einen Ladungsverstärker, zwei Spannungsverstärker, einen Differenzspannungstastkopf, eine Strommesszange, einen Kurbelwinkelgeber (Lichtimpulsaufnehmer) und ein Indiziermodul (Indimodul).

## **Durchsatzmessung**

Der dem Motor zugeführte Frischluftvolumenstrom wird mit einem Drehkolbengaszähler der Aerzener Maschinenfabrik GmbH vom Typ Z39.0 gemessen. Der messbare Bereich des Volumenstroms liegt bei 1 – 160 m<sup>3</sup>/h. Mit Hilfe einer in den Gaszähler integrierten Druck- und Temperaturmessung kann der Massenstrom aus dem Volumenstrom berechnet werden.

Zur Messung des Kraftstoffmassenstroms wird ein Fuel Mass Flow Meter vom Typ 735S der AVL List GmbH verwendet, welches auf dem Coriolis-Prinzip beruht.

### **4.1.4 Versuchsmethodik**

Die folgenden Parametervariationen werden an insgesamt 4 Teillastbetriebspunkten in ein Drehzahlspanne zwischen 1200 und 2000rpm sowie einem Lastbereich von 7 bis 20bar effektivem Mitteldruck untersucht (s. Anhang Abbildung 6-2). Die

gasseitigen Randbedingungen ( $p_2$ ,  $p_3$ ) für die vorwiegend eingesetzten AGR-Variationen leiten sich dabei von einem Hoch-AGR-Niedrig-NO<sub>x</sub>-Brennverfahren ab, welches bei einer Sauerstoffmassenkonzentration im Saugrohr von 15% ein Verbrennungslambda von ca. 1,5 (bis einschließlich 15bar pme) bzw. 1,3 (20bar pme) aufweist.

Zur Sicherstellung vergleichbarer Randbedingungen bei den zahlreichen Messungen werden folgende Prämissen in der Versuchsdurchführung der AGR-Variationen gesetzt:

- **Frischlufthmasse im Startpunkt** der AGR-Variation sowie eingespritzte **Kraftstoffmenge** über der gesamten AGR-Variation werden konstant gehalten.
- Gemeinsam mit der **identischen** Vorgabe der **Luftmassenreduktion** (und damit Substitution durch rückgeführtes Abgas) ergibt sich somit ein **konstanter Lambdaverlauf** über der AGR-Variation.
- Verbrennungsschwerpunkt **H50** wird auf Vorgabewert **geregelt**, um den Quereinfluss auf den Ruß-/NO<sub>x</sub>-Tradeoff konstant zu halten zwischen verschiedenen Messungen.
- Sicherstellung einer identischen Wärmefreisetzung der (einfachen) Piloteinspritzung durch Regelung selbiger auf einen Spitzenumsatz von 10J/°KW im Startpunkt der AGR-Variation (nur Frischluft).

Zur Qualitätssicherung der erzielten Ergebnisse werden neben turnusgemäßer Wartung der Messmittel und Überwachung eines täglichen Referenzpunktes die folgenden Tools/Methoden eingesetzt:

- Beständige Kontrolle der Differenz zwischen Lambda aus Frischluftmassen- und Kraftstoffmassenmessung sowie Lambda aus Kohlenstoffbilanz im Abgas (CO<sub>2</sub>, HC, CO) mit Zielvorgabe max. +/- 3% bzw. dauerhaft +/- 2% zur Überprüfung eines kraftstoff- und gasdichten Aggregates sowie korrekter Bestimmung der genannten Gaskonzentrationen.
- Wöchentliche Überprüfung der AGR-Raten-Bestimmung aus CO<sub>2</sub>-Verhältnis durch AGR-Variation mit konstantem Saugrohrdruck und –temperatur (gleichbleibende Füllung über AGR-Variation) und Abgleich der Luftmassenreduktion mit gemessener AGR-Rate.
- Druckverlaufsanalyse (Woschni-Huber-Wandwärmemodell) für jede Messung und Bewertung des Verhältnisses aus eingebrachter Brennstoffenergie

abzüglich unvollständig verbrannter Anteile (Produkt aus gemessener Kraftstoffmasse und reduziertem unterem Heizwert) und Maximum des Summenbrennverlaufs (modellhaft freigesetzte Brennstoffenergie). Mit dieser als Energiebilanz bezeichneten Größe kann neben der Ermittlung von Luft- und Kraftstoffmasse sowie AGR-Rate und HC-/CO-Konzentration auch die Indiziermesstechnik zur Zylinderdruckerfassung überprüft werden.

#### **4.1.5 Simulations- und Diagnostikmethoden**

Die 3D-CFD-Simulationen werden mit dem Programm StarCD der Firma CD-Adapco in den Versionen v3.26 (Sektornetz, Düsenparameter- bzw. Kolbenmuldenvariation) sowie v4 (Vollnetz, Drallvariation) durchgeführt.

Für die optischen Verbrennungsaufnahmen steht ein zum Verbrennungseinzyylinder weitgehend identisch aufgebautes Transparentaggregat zur Verfügung, dessen prinzipieller Aufbau im Anhang s. Abbildung 6-3 dargestellt ist. Der wesentliche Unterschied zum Verbrennungseinzyylinder ist der verlängerte Kolben mit Quarzglasmulde sowie der entsprechende optische Zugang und die daraus resultierenden Änderungen im Steuertrieb der Nockenwellen. Dennoch kann aufgrund der Verwendung eines baugleichen Zylinderkopfes inkl. Nockenwellen und Ventilen sowie der exakt nachgebildeten Muldenkontur und identischen Einspritzdüse inkl. Ansteuerung über Motor-ECU eine sehr gute thermodynamische Vergleichbarkeit zwischen optisch zugänglichem Transparent- und Verbrennungseinzyylinderaggregat erreicht werden. Hierfür ist natürlich ebenso die korrekte Übertragung der gas- und einspritzseitigen Randbedingungen untereinander notwendig. In den später dargestellten Auswertungen (s. Kapitel 4.2.2 und 4.3.1) werden die Signale der spezifischen Rußkonzentration (KL-Faktor), Rußstrahlung (Wellenlänge 700/900nm) und OH-Chemilumineszenz (Wellenlänge 306nm) genutzt. Die optischen Aufnahmen von Einspritzvorgängen werden in einer sogenannten Kalten Kammer durchgeführt, bei der ein Prüfölmedium mit gleichen fluiddynamischen Eigenschaften wie Diesel-Kraftstoff in eine ruhende Stickstoffumgebung (20 bar Kammerdruck, Raumtemperatur) eingespritzt wird. Zur optischen Erfassung kommt auch hier eine Hochgeschwindigkeitskamera der Firma Photron zum Einsatz.

Zur Strahlimpulsmessung wird ein neuartiger Prüfstand der Fa. Loccioni verwendet, wobei ähnlich einer kalten Kammer in eine ruhende Stickstoffumgebung mit

definiertem Gegendruck und Raumtemperatur eingespritzt wird. Im Anhang (s. Abbildung 6-4) ist der prinzipielle Aufbau der Messeinrichtung dokumentiert. Um den mittig platzierten Injektor kann auf Kugelkoordinaten ein Kraftaufnehmer bewegt werden, welcher je nach Messanforderung mit einem sogenannten Target zu globalen bzw. lokalen Strahlimpulsmessung bestückt ist.

## 4.2 Düsenparametervariation

### 4.2.1 Variation des hydraulischen Durchflusses und der Lochanzahl

Die untersuchte Matrix umfasst insgesamt 6 Injektoren mit hydraulischen Durchflüssen zwischen 760 und 960 cm<sup>3</sup>/60s sowie einer Lochanzahl von 6 bis 9 (s. Tabelle 4-3), so dass sich ein „Injektorkreuz“ ergibt, welches in Abbildung 4-1 mit der entsprechenden Farbzuordnung der nachfolgenden Ergebnisdiagramme dargestellt ist.

Tabelle 4-3: Düsendaten der Injektormatrix für die HD-LA-Variation nach [45]

Injektor	Hydraulischer Durchfluss [cm <sup>3</sup> /60s] bei $\Delta p=99\text{bar}$	Lochzahl [-]	Lochdurchmesser [ $\mu\text{m}$ ]	Cd [-]
HD760-LA8	760	8	124	0,849
HD860-LA6	860	6	150	0,890
HD860-LA7	860	7	140	0,851
HD860-LA8	860	8	132	0,848
HD860-LA9	860	9	124	0,858
HD960-LA8	960	8	140	0,848

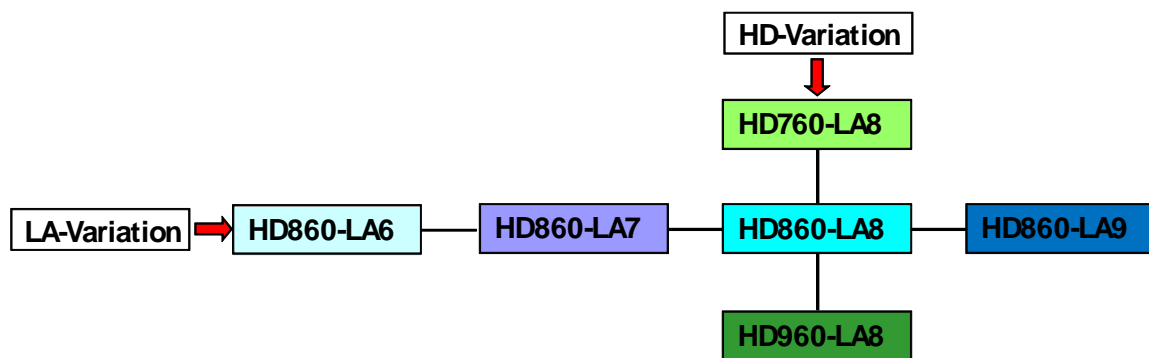
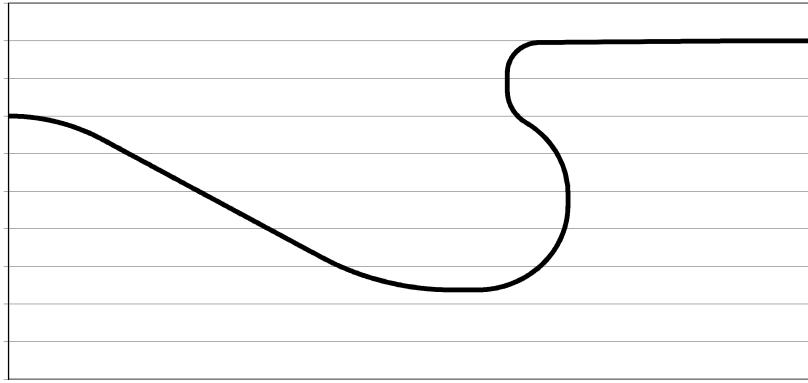


Abbildung 4-1: "Injektorkreuz" mit Farbzuordnung

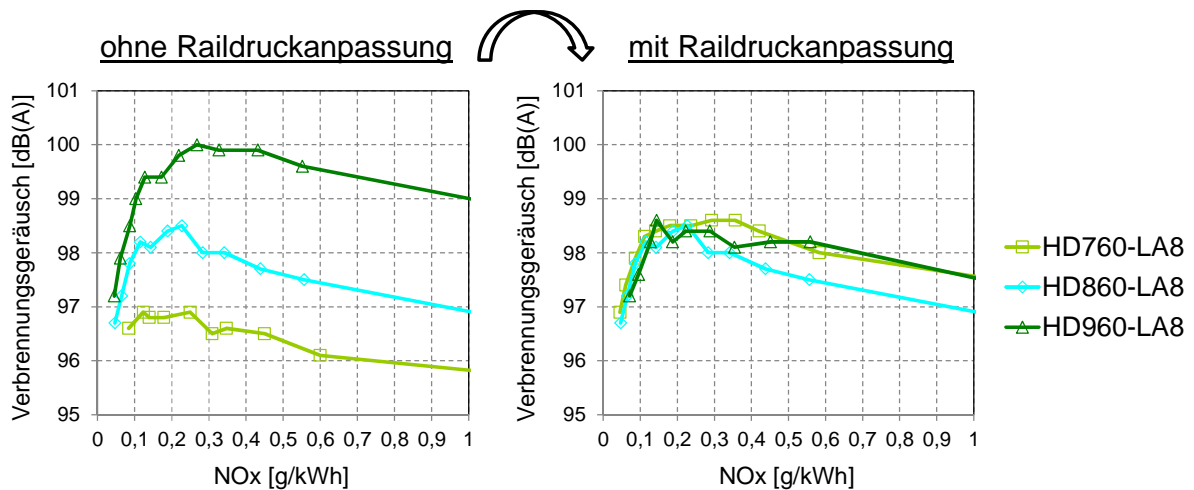
Für den Injektorenvergleich findet ein Zylinderkopf mit Drallspreizung  $Drz_{UT} = 0 - 3,75$  sowie die in Abbildung 4-2 im Halbschnitt dargestellte Kolbenmulde Verwendung. Der Strahlauftreffpunkt auf die Kolbenmulde wird mittels identischem nominellem Höhenwinkel und Strahlwurzelmaß der Einspritzstrahlen sowie durch die jeweils gleiche Dicke der Injektordichtscheibe konstant gehalten.





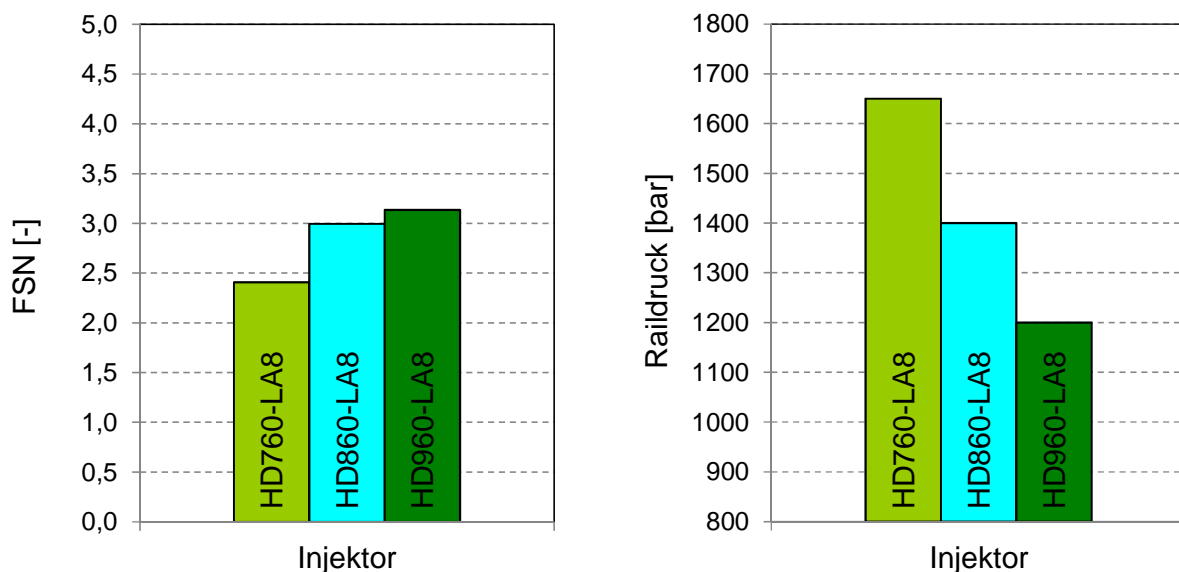
**Abbildung 4-2: Kolbenmuldengeometrie für HD-LA-Variation**

Für die Versuchsdurchführung werden AGR-Variationen gewählt, die einen injektorspezifischen Partikel-NO<sub>x</sub>- bzw. Verbrennungsgeräusch-NO<sub>x</sub>-Trade-Off liefern, woraus mittel linearer Interpolation ein einzelner FSN-Wert bei einem Vergleichs-NO<sub>x</sub>-Niveau extrahiert und in Balkendiagrammform gegenübergestellt wird. Zuvor sei an dieser Stelle noch auf die Problematik unterschiedlicher Verbrennungsgeräuschniveaus der einzelnen Injektoren verwiesen, die wie bereits in Kapitel 3.1.1 erwähnt auf die unterschiedlich große Kraftstoffmenge, die während der Zündverzugszeit der Haupteinspritzung eingebracht und aufbereitet wird, zurückzuführen ist. Um den Injektorvergleich bei konstantem Verbrennungsgeräusch durchzuführen, werden daher alle Injektoren mittels Raildruckanpassung auf das Ziel-Verbrennungsgeräusch des Injektors HD860-LA8 (Mittelpunkt des Injektorkreuzes) bei Vergleichs-NO<sub>x</sub>-Niveau gleichgestellt. Abbildung 4-3 verdeutlicht den Vorgang exemplarisch anhand der HD-Variation der 8-Loch-Injektoren im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme. Zur Angleichung der Voreinspritzwärmefreisetzung wird diese auf einen Spitzenumsatz im Heizverlauf von 10J/°KW im Startpunkt ohne AGR geregelt.



**Abbildung 4-3: Verbrennungsgeräusch ohne und mit Raildruckanpassung für HD-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/7bar (Vergleichs-NO<sub>x</sub>-Niveau=0,2g/kWh)**

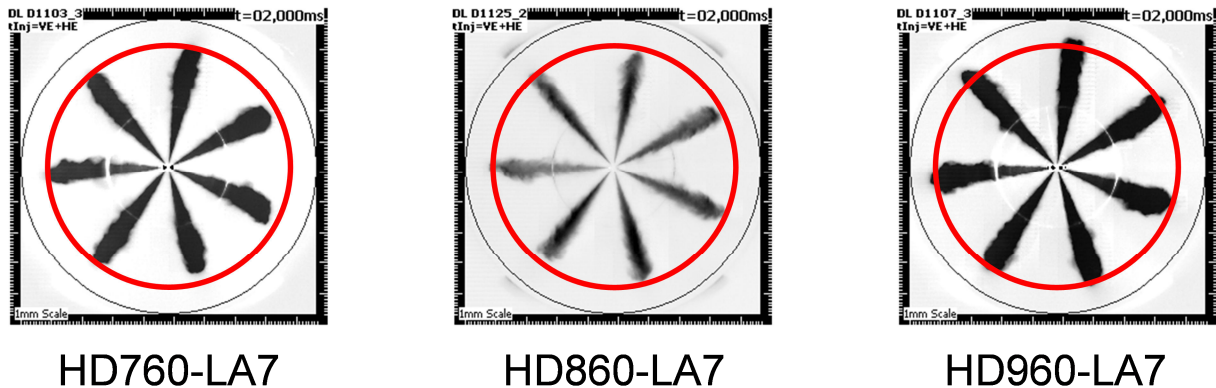
Im Folgenden werden in Balkendiagrammform zunächst die Ergebnisse der HD- und anschließend der LA-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme bei einem Vergleichs-NO<sub>x</sub>-Niveau von 0,2g/kWh und einem Drallniveau von DrzUT = 3,4 vorgestellt



**Abbildung 4-4: FSN und Raildruck der HD-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/7bar, NO<sub>x</sub>=0,2g/kWh und DrzUT=3,4**

Es zeigt sich die in der Literatur bekannte und in Kapitel 3.1.1 erwähnte Abhängigkeit einer Verbesserung der Rußemissionen mit sinkendem HD bzw. Lochdurchmesser, die im Falle der vorliegenden Messungen vom gleichzeitigen Anstieg des Raildrucks zusätzlich unterstützt wird.

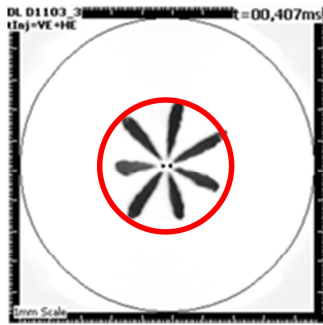
Die begleitend zu den Einzylinder-Messungen durchgeführten Einspritzstrahlaufnahmen der Haupteinspritzung in der Kalten Kammer mit einer HD-Variation der 7-Loch-Injektoren sind in Abbildung 4-5 dargestellt. Von einer qualitativen Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die Injektoren mit 8 Einspritzlöchern kann dabei ausgegangen werden. Die Gasdichte in der Kammer entspricht derjenigen am Einzylinder im gezeigten Betriebspunkt 2000rpm/7bar. Der Raildruck beträgt bei den vorliegenden Aufnahmen injektorunabhängig 1400bar.



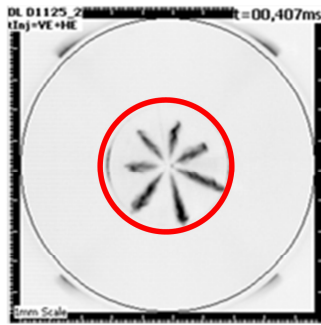
**Abbildung 4-5: KK-Aufnahmen HE für HD-Variation LA7-Injektoren bei  $p_{CR}=1400\text{bar}$  [106]**

Die exemplarisch zum gleichen Zeitpunkt herausgezogenen Aufnahmen belegen ein weitgehend identisches Eindringverhalten der Flüssigphase für die verschiedenen hydraulischen Durchflüsse bei gleichem Raildruck – ein durchaus ungewohntes Verhalten verglichen mit den in der Literatur vorhandenen Erkenntnissen [15], [16]. Im Umkehrschluss bedeutet dies bezogen auf die Einzylinder-Ergebnisse mit angepassten Einspritzdrücken, dass die Düse mit kleinstem HD und größtem Raildruck am schnellsten in den Brennraum eindringt und für die beste Zerstäubung sorgt.

Ein weiterer Hinweis für die besseren Rußemissionen kann dem Eindringverhalten der Voreinspritzung entnommen werden, welches die Kammer-Aufnahmen in Abbildung 4-6 zeigen.



HD760-LA7



HD860-LA7



HD960-LA7

Abbildung 4-6: KK-Aufnahmen VE für HD-Variation LA7-Injektoren bei  $p_{CR}=1400\text{bar}$  [106]

Es wird deutlich, dass die Flüssigeindringtiefe der Voreinspritzung mit geringerem HD zunimmt. Ein Effekt, der sich am Einzylinder aufgrund des zunehmenden Einspritzdruckes mit sinkendem HD noch stärker ausprägen sollte. Die weiter eindringende Voreinspritzung könnte eine düsenfernere Zündung der Pilotverbrennung nach sich ziehen, was wiederum zu einem Zündort der Haupteinspritzung in mageren Bereichen des Einspritzsprays und einer Vergrößerung der sogenannten Lift-Off-Länge (Abstand Düsenlochaustritt zu Zündort) führen würde [95], [107]. Die dadurch erreichte weitere lokale Lambda-Anhebung wirkt sich ebenfalls positiv in Form einer verminderten Rußbildung auf den Verbrennungsvorgang aus.

Die Abbildung 4-7 zeigt in analoger Form der HD-Variation die Einzylinder-Ergebnisse für verschiedene Lochanzahlen im Betriebspunkt 2000rpm/7bar für das Vergleichs- $\text{NO}_x$ -Niveau von 0,2g/kWh und einer DrzUT von 3,4.

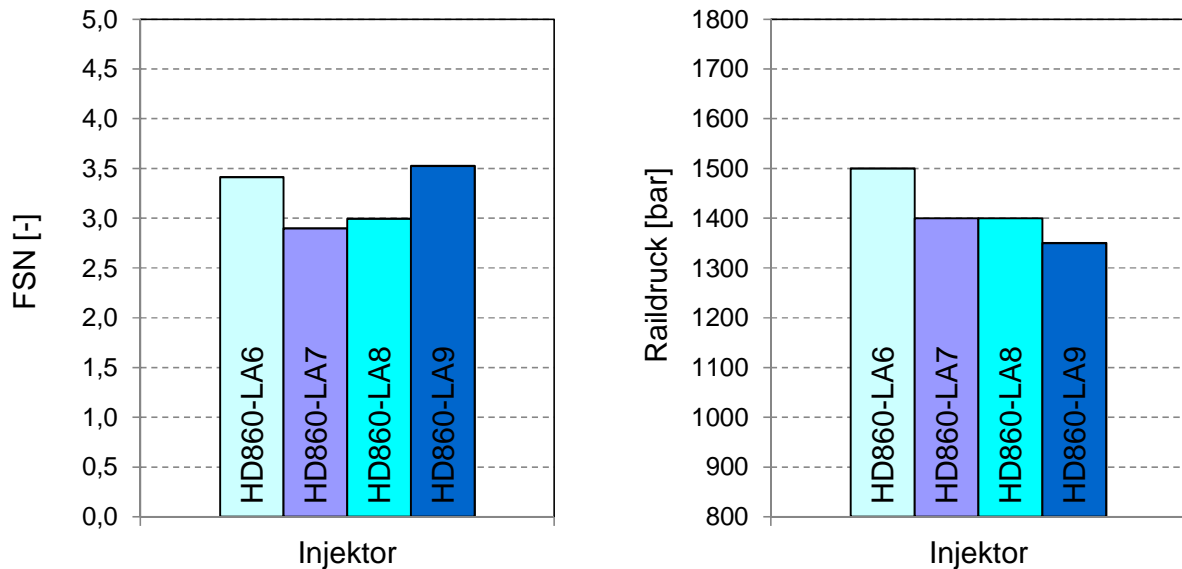


Abbildung 4-7: FSN und Raildruck der LA-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  und  $\text{DrzUT}=3,4$

Es zeigt sich ein relatives Optimum bei 7 bzw. 8 Löchern und dementsprechend eine Verschlechterung der Rußemissionen bei weiterer Verringerung bzw. Steigerung der Lochanzahl hin zu 6 bzw. 9 Löchern. Die Anhebung des Raildrucks speziell beim 6-Loch-Injektor kann dessen Nachteile hinsichtlich der geometrischen Brennraumabdeckung dabei nicht kompensieren.

Die hierzu durchgeführten Strahltaufnahmen in der Kalten Kammer zeigt Abbildung 4-8, in welcher die Haupteinspritzung zu einem vergleichbaren Zeitpunkt nach Spritzbeginn für drei Injektoren mit hydraulischem Durchfluss von  $960\text{cm}^3/60\text{s}$  und 7 bis 9 Löchern dargestellt ist (Betriebspunkt 2000rpm/7bar, Einspritzdruck 1400bar). Auch hier wird von einer qualitativen Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die Lochanzahlvariation bei HD860 ausgegangen.

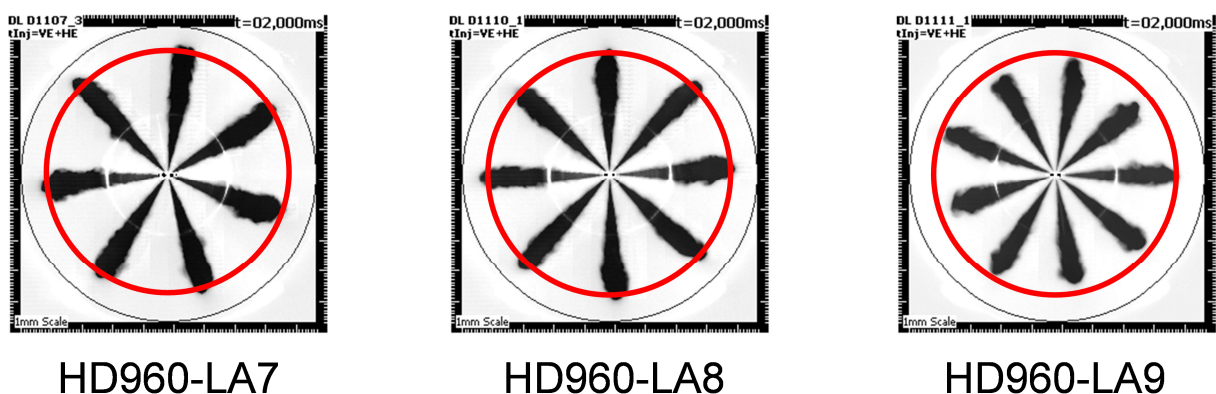


Abbildung 4-8: KK-Aufnahmen HE für LA-Variation HD960-Injektoren bei  $p_{CR}=1400\text{bar}$  [106]

In den Bildern ist erkennbar, dass die Flüssigeindringtiefe mit steigender Lochanzahl und damit sinkendem Lochdurchmesser abnimmt, was sich nun im Gegensatz zu den bereits vorgestellten Aufnahmen der HD-Variation (s. Abbildung 4-5) mit gängigen Erkenntnissen wie in [15] und [16] deckt. Zudem wird die deutlich bessere Sprayerfassung der Kammer am abnehmenden Abstand zwischen den einzelnen Strahlen deutlich. Bezugnehmend auf die Einzylinder-Ergebnisse wird sich die beobachtete Auswirkung auf die Eindringtiefe sogar weiter verstärken, da mit abnehmender Lochanzahl eine Zunahme des Einspritzdruckes zur Gleichstellung des Verbrennungsgeräusches erfolgt. Der 6-Loch-Injektor tritt demzufolge mit der höchsten Strahlgeschwindigkeit aus dem Einspritzloch aus, erfährt durch den damit größten Strahlimpuls die beste Zerstäubung und erreicht als erstes den Kolbenmuldenrand bzw. die Brennraumrandbereiche mit hoher Gasumfangsgeschwindigkeit. Dennoch sind die Rußemissionen schlechter im Vergleich zum 7- bzw. 8-Loch-Injektor, da die geometrische Abdeckung des Brennraumes sich derart verschlechtert, dass die vorher erwähnten positiven Effekte dies nicht kompensieren können. Gleiches gilt in umgekehrter Weise für den 9-Loch-Injektor, dessen beste geometrische Brennraumabdeckung nicht den reduzierten Strahlimpuls pro Loch (geringster Einspritzdruck und Lochdurchmesser) aufwiegen kann.

Die hier exemplarisch bei 2000rpm/7bar pme gezeigten Erkenntnisse der HD- und LA-Variation werden durch das analoge Verhalten am Einzylinder bei den Betriebspunkten 1200rpm/7bar pme ( $DrzUT = 3,4$ ), 2000rpm/13bar und 20bar pme (jeweils  $DrzUT = 2,7$ ) bestätigt.

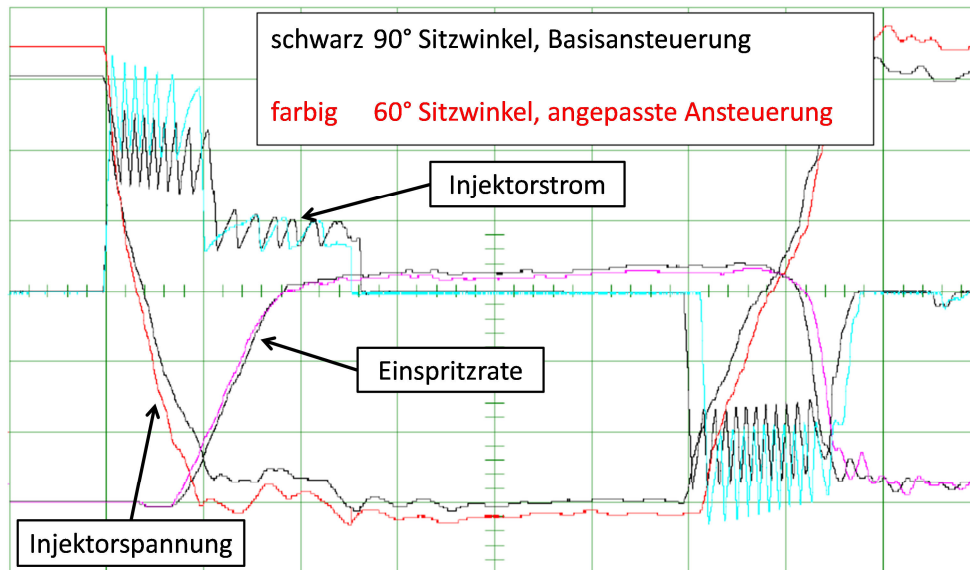
#### **4.2.2 Sitzwinkel-Variation**

Für die Untersuchung des Sitzwinkel-Einflusses steht eine Matrix von insgesamt 8 Injektoren zur Verfügung, innerhalb derer der Sitzwinkel in einem weiten Bereich von 60 bis 120° bei konstantem hydraulischen Durchfluss von 860cm<sup>3</sup>/60s sowie bei zwei verschiedenen Lochanzahlen variiert wird (s. Tabelle 4-4).

**Tabelle 4-4: Düsendaten der Injektormatrix für die Sitzwinkelvariation nach [45]**

Sitzwinkel	Hydraulischer Durchfluss [cm <sup>3</sup> /60s] bei $\Delta p=99\text{bar}$	Lochanzahl [-]	Lochdurchmesser [ $\mu\text{m}$ ]	Cd [-]
60	860	7	141	0,831
75			140	0,851
90			142	0,838
105			142	0,839
120			140	0,867
60		8	132	0,829
90			128	0,878
120			129	0,868

Wie in Kapitel 3.1.3 beschrieben, ergibt sich beim gleichen Nadelhub durch die unterschiedlich großen Sitzwinkel ein Unterschied im zur Verfügung stehenden Strömungsquerschnitt zwischen Einspritznadel und Düsenkörper. Die wirkt sich durch unterschiedlich große Druckverluste beim Einströmen ins Sackloch sowohl auf das Plateau der Einspritzrate bei Nadelvollhub als auch auf dessen Flankensteilheit beim Öffnen und Schließen der Injektornadel im Teilhub aus. Um diesen Quereinfluss zu eliminieren und möglichst nur den Effekt der geänderten Umlenkung in der Spritzlochzuströmung zu bewerten, wird das Einspritzratenprofil der unterschiedlichen Sitzwinkelvarianten durch Anpassung der Piezoaktorsteuerung gleichgestellt. Aufgrund der Direktsteuerung der Düsenadel beim verwendeten Injektorkonzept ist eine Kontrolle des Nadelhubverlaufes und damit eine Beeinflussung der Einspritzrate möglich. Abbildung 4-9 zeigt exemplarisch den geänderten Strom- bzw. Spannungsverlauf sowie die Gleichstellung der Einspritzrate zwischen zwei Test-Injektoren mit 60° (farbig) und 90° (schwarz) Sitzwinkel bei 1600bar Einspritzdruck.



**Abbildung 4-9: Ansteuerprofil und Einspritzrate für Sitzwinkel 60 & 90° bei  $p_{CR}=1600\text{bar}$  [108]**

Zur Sicherstellung gleicher Randbedingungen hinsichtlich Drallströmung und Brennraumgeometrie wird durchgängig ein Zylinderkopf mit einer Drallspreizung von  $DrzUT = 2,5 - 3,5$  verwendet, wobei über die Stellung der EKAS-Klappe in den Betriebspunkten  $1200\text{rpm}/7\text{bar}$  und  $2000\text{rpm}/7\text{bar pme}$  jeweils ein Drallniveau von  $DrzUT = 3,5$  bzw. bei  $2000\text{rpm}/13$  und  $20\text{bar pme}$  von  $DrzUT = 2,5$  eingestellt wird. Als Brennraummulde fungiert die in Kapitel 4.2.1 gezeigte Variante (s. Abbildung 4-2), wobei wiederum der Strahlauftreffpunkt auf die Kolbenmulde mittels identischem nominellem Höhenwinkel und Strahlwurzelmaß der Einspritzstrahlen sowie durch die jeweils gleiche Dicke der Injektordichtscheibe konstant gehalten wird.

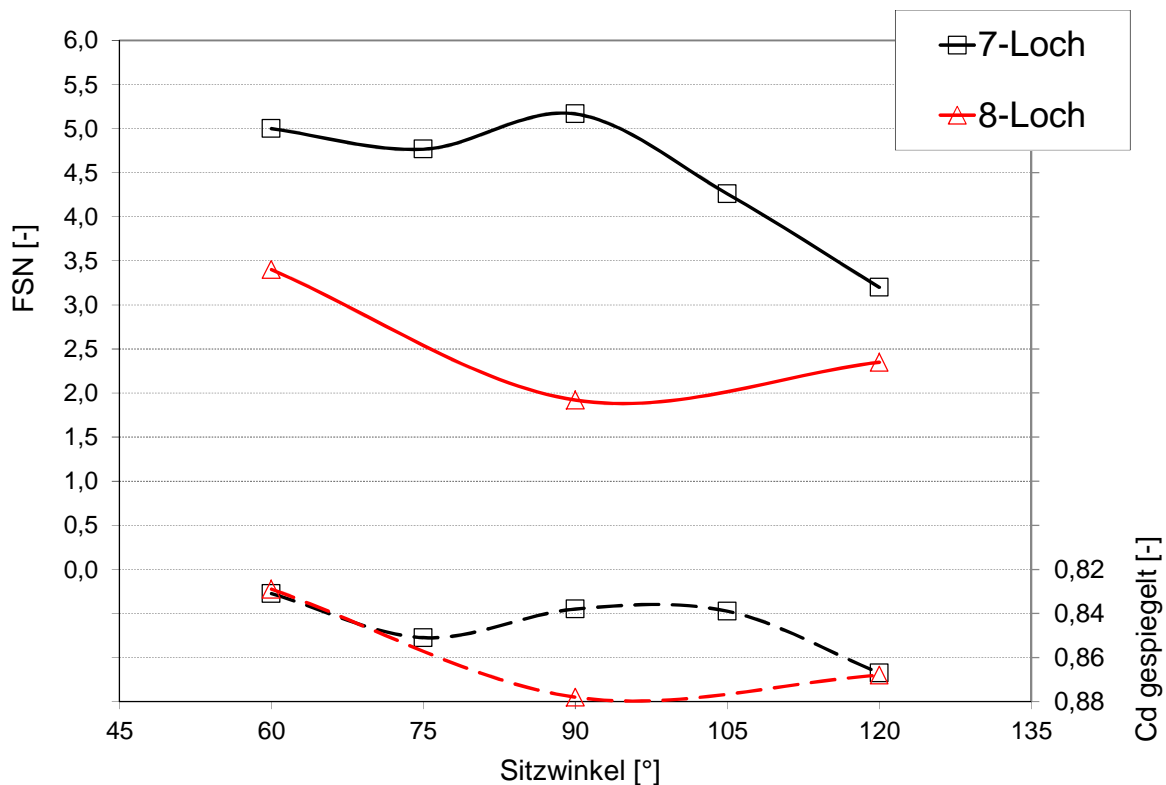
Die Einzylinder-Ergebnisse werden analog Kapitel 4.2.1 in Form von AGR-Variationen erzeugt und durch Interpolation eines Einzel-FSN-Wertes aus den injektorspezifischen Partikel- $\text{NO}_x$ -Trade-Offs bei einem betriebspunktabhängigen Vergleichs- $\text{NO}_x$ -Niveau in ein FSN-Sitzwinkel-Diagramm überführt. Zur Gleichstellung der Voreinspritzumsetzung wird diese analog Kapitel 4.2.1 auf einen maximalen Umsatz im Heizverlauf von  $10\text{J}/^\circ\text{KW}$  im Startpunkt ohne AGR geregelt.

Für eine bessere Übersichtlichkeit und aufgrund der Fülle an diagnostischen Untersuchungen werden auf den folgenden Seiten nur die Ergebnisse im Betriebspunkt  $2000\text{rpm}/7\text{bar}$  vorgestellt. Es sei jedoch an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Einzylinderresultate bei  $2000\text{rpm}/13$  und  $20\text{bar pme}$  qualitativ sehr gut mit denjenigen von  $2000\text{rpm}/7\text{bar pme}$  übereinstimmen. Einzig bei



1200rpm/7bar offenbart sich ein anderes Verhalten der Injektoren in Abhängigkeit des Sitzwinkels.

Abbildung 4-10 zeigt die am Einzylinder erzielten Rußemissionen der Sitzwinkelmatrix im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme sowie die aus den Düsenvermessungen bekannten Werte des Durchflusskoeffizienten Cd in gespiegelter Form aufgetragen über dem Injektorsitzwinkel.

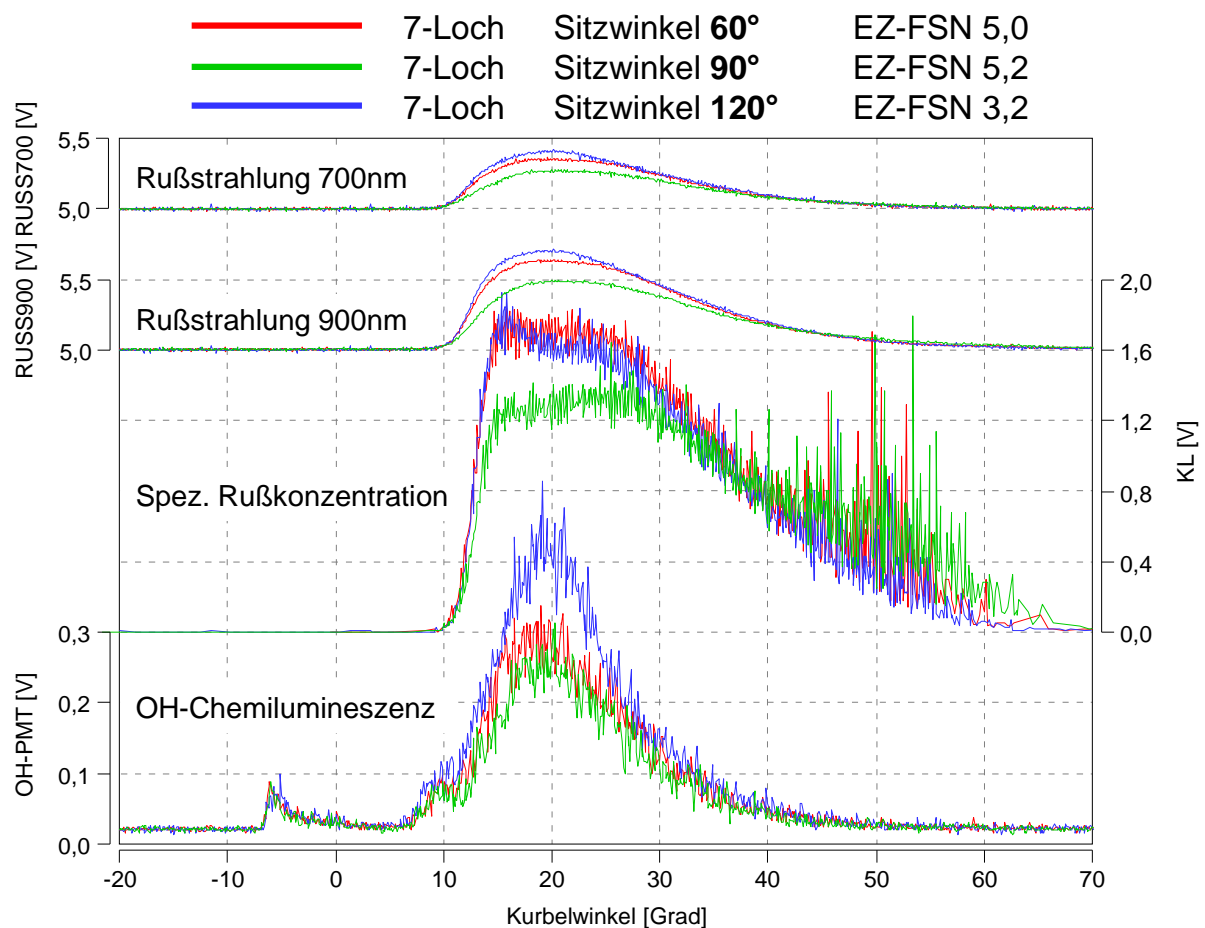


**Abbildung 4-10: FSN und Cd (gespiegelt) über Sitzwinkel im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $NO_x=0,2g/kWh$  und  $DrzUT=3,5$**

Betrachtet man zunächst nur die FSN-Verläufe wird eine enorme Diskrepanz zwischen den Ergebnissen der 7- und 8-Loch-Injektoren deutlich, die teilweise mehr als 3 FSN-Einheiten beträgt (90° Sitzwinkel) und sich nicht mit den Resultaten der Lochanzahlvariation aus Kapitel 4.2.1 (s. Abbildung 4-7) deckt, in der durchgängig Injektoren mit 90° Sitzwinkel verwendet wurden. Die Injektoren mit 7 Einspritzlöchern zeigen auffallend schlechte Emissionsergebnisse und eine FSN-Streuung zwischen schlechtestem (90°) und bestem (120°) Sitzwinkel in Höhe von ca. 2 FSN-Einheiten. Die Differenz der 8-Loch-Injektoren ist geringer und beträgt ca. 1,5 FSN (60° zu 90°). Die FSN-Verläufe innerhalb der LA7-/8-Matrix über dem Sitzwinkel können dabei mit dem gespiegelten Wert des Durchflusskoeffizienten Cd korreliert werden, d.h. ein niedriger Cd-Wert geht mit einem hohen Rachniveau einher und umgekehrt. Wie

bereits in Kapitel 3.1.4 erwähnt, konnte eine vergleichbare Abhängigkeit des FSN-Wertes von Cd bei Soteriou et al. festgestellt werden [100]. Weitere aus den Düsenvermessungen bekannte Ergebnisse wie Spritzlochdurchmesser oder hydraulischer Durchfluss können dagegen nicht in Zusammenhang mit den Emissionsresultaten gebracht werden. Somit ist auch kein isolierter Bezug der Rußemissionen zum Parameter Sitzwinkel herstellbar, da sich eine Überlagerung mit weiteren Effekten der Düsenlochgeometrie ergibt, die sich u.a. in den unterschiedlichen Cd-Werten ausdrückt.

Um die Ursache für die gezeigten Ergebnisse zu finden, werden die Injektoren mit 60°, 90° und 120° Sitzwinkel an einem identisch aufgebauten optisch zugänglichen Einzylinderaggregat im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme untersucht. Zunächst sollen die Ergebnisse der 7-Loch-Injektoren (s. Abbildung 4-11) vorgestellt werden.



**Abbildung 4-11: TA-Ergebnis Sitzwinkel-Variation LA7-Injektoren im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  und  $\text{DrzUT}=3,5$  [109]**

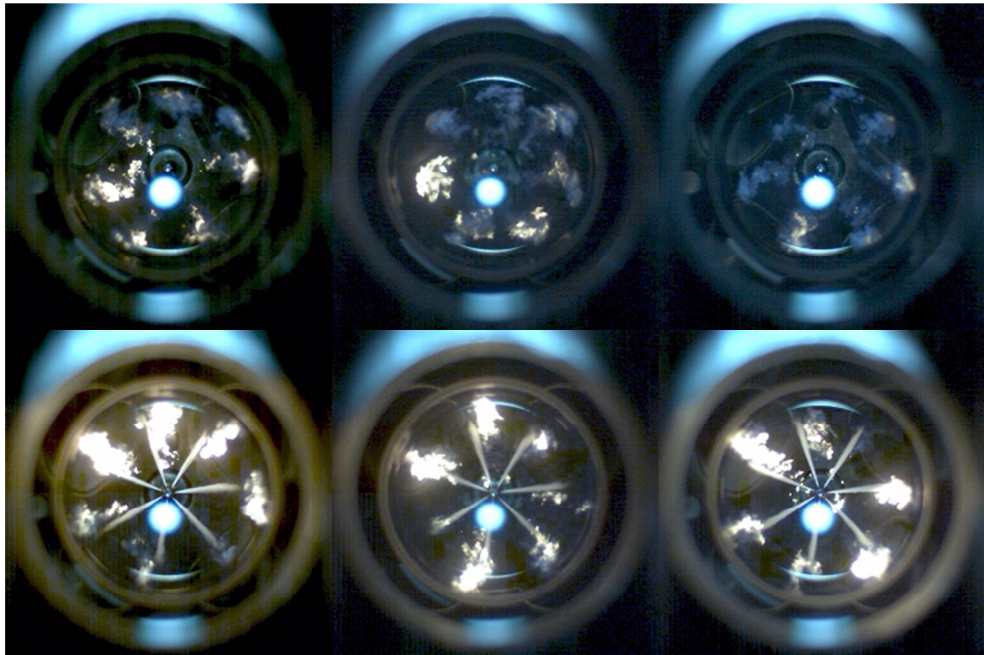
Über dem Kurbelwinkel sind die Rußstrahlung bei 700 bzw. 900 nm, die spezifische Rußkonzentration (KL-Faktor) sowie das Signal für die OH-Chemilumineszenz (308

nm) als Maß für die Reaktivität der Verbrennung sowie die Anwesenheit eines Oxidanten zur Rußoxidation [110] dargestellt. Bei ca. 40°KWnOT geht das OH-Signal gegen 0 zurück, was als Hinweis auf das Rußoxidationsende zu diesem Zeitpunkt angesehen wird. Betrachtet man nun an dieser Stelle den KL-Faktor als qualitatives Maß für die bei Rußoxidationsende im Brennraum verbleibende und anschließend mit Öffnen des Auslassventils ausgestoßene Partikelmenge, so zeigt sich eine gute Korrelation zu den Einzylinder-Ergebnissen. Der in blau dargestellte Injektor mit Sitzwinkel 120° hat den niedrigsten KL-Wert bei 40°KWnOT, wohingegen die beiden in schwarz bzw. rot dargestellten Varianten mit 60° bzw. 90° Sitzwinkel eine etwas höhere, auf vergleichbarem Niveau liegenden spezifische Rußkonzentration aufweisen.

Auffällig ist die deutlich geringere Rußbildung der Haupteinspritzung des 90°-Sitzwinkel-Injektors, erkennbar am KL-Faktor-Niveau bei ca. 15°KWnOT, gegenüber derjenigen von 60° und 120°. Durch das bedeutend höhere OH-Chemilumineszenz-Niveau der Einspritzdüse mit 120° Sitzwinkel ergibt sich für diese aber eine wesentlich bessere Rußoxidationsphase, erkennbar am steileren Abstieg des KL-Faktors ab ca. 25°KWnOT vor allem gegenüber der 90°-Sitzwinkel-Variante.

Die lokale Erklärung zum unterschiedlichen Rußbildungsverhalten findet sich in den Transparentaggregat-Aufnahmen zur Zündung der Vor- und Haupteinspritzung (s. Abbildung 4-12 oben bzw. unten).

Vorein-  
spritzung



Hauptein-  
spritzung

Sitzwinkel 60°

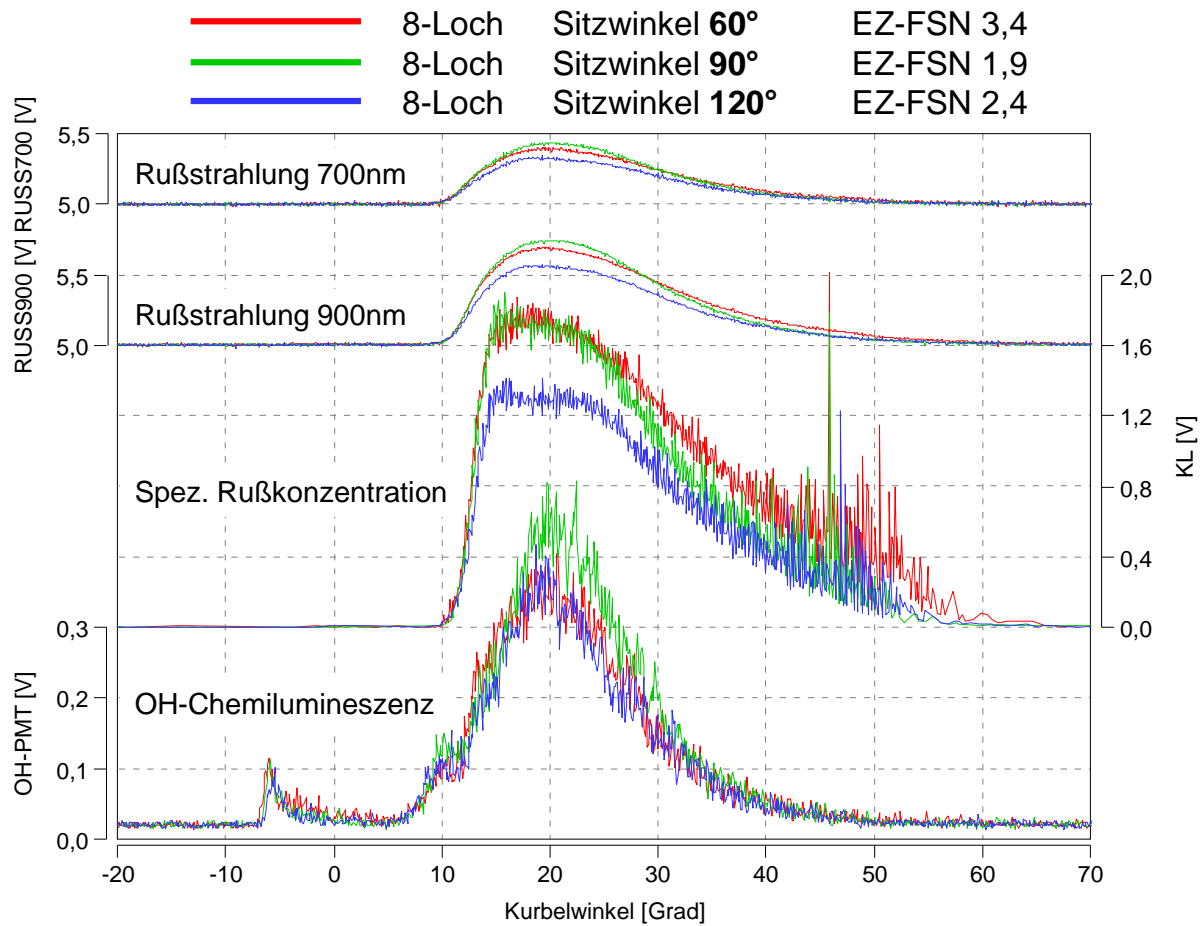
Sitzwinkel 90°

Sitzwinkel 120°

Abbildung 4-12: TA-Aufnahmen Vor- und Haupteinspritzung Sitzwinkel-Variation LA7-Injektoren im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  und  $\text{DrzUT}=3,5$  [109]

Im oberen Bildteil wurde bewusst das bläuliche Leuchten der CH-Chemilumineszenz im Wellenlängenbereich 430nm [111], [112] als Charakteristikum der vorgemischten Verbrennung [113], [114], [115] verstärkt, um die Zündung der Voreinspritzung besser bewerten zu können. Dabei ist für den 90°-Sitzwinkel-Injektor ein etwas düsenferneres Zünden der Voreinspritzung im Vergleich zu 60° und 120° erkennbar, was bei der anschließenden Hauptverbrennung ebenfalls zu einem weiter von der Einspritzdüse weg gelegenen Zündort führt. Die hierdurch in magereren Bereichen beginnende Diffusionsverbrennung bildet demzufolge wie gezeigt deutlich weniger Ruß.

Analoge Erklärungen gelten für die 8-Loch-Sitzwinkelmatrix, deren integrale Transparentmotorergebnisse in Abbildung 4-13 sowie die Brennraumaufnahmen in Abbildung 4-14 dargestellt sind.

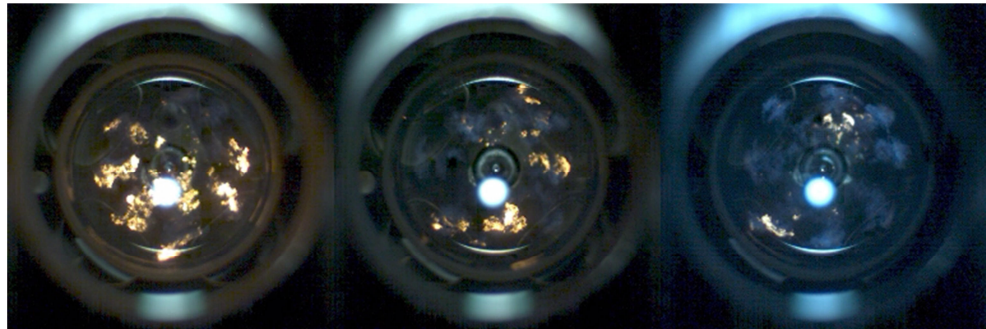


**Abbildung 4-13: TA-Ergebnis Sitzwinkel-Variation LA8-Injektoren im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  und  $\text{DrzUT}=3,5$  [109]**

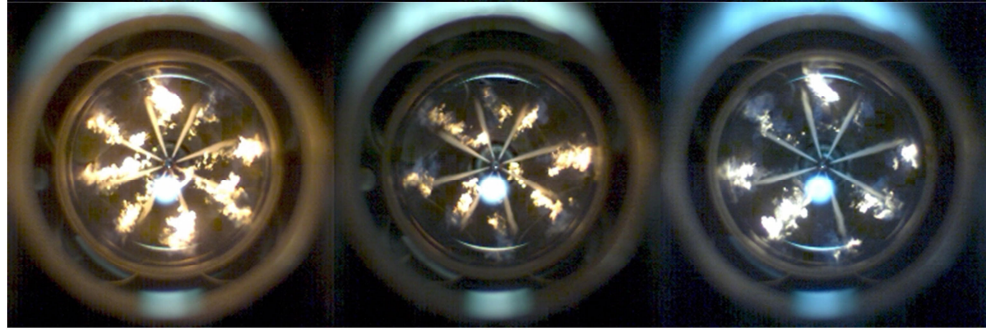
Wie bei der 7-Loch-Matrix korreliert die spezifische Rußkonzentration bei Rußoxidationsende (ca.  $40^\circ\text{KWnOT}$ ) gut mit den Einzylinder-Emissionsergebnissen, wobei der  $90^\circ$ -Sitzwinkel-Injektor mit dem besten Einzylinder-Rußniveau nicht den niedrigsten KL-Faktor aufweist. Gemeinsam mit dem  $120^\circ$ -Sitzwinkel-Injektor ist aber ein deutlicher Abstand in der spezifischen Rußkonzentration zur Einspritzdüse mit dem kleinsten Sitzwinkel von  $60^\circ$  sichtbar, die in Übereinstimmung mit dem Ergebnis am Thermodynamik-Einzylinder steht. Bezüglich der Rußbildungsphase der Hauptverbrennung zeigt der  $120^\circ$ -Sitzwinkel-Injektor innerhalb der 8-Loch-Matrix ein wesentlich niedrigeres Niveau wohingegen die Einspritzdüse mit  $90^\circ$  Sitzwinkel die beste Rußoxidationsphase aufweist, was mit der höchsten OH-Chemilumineszenz einhergeht.



Vorein-  
spritzung



Hauptein-  
spritzung



Sitzwinkel 60°

Sitzwinkel 90°

Sitzwinkel 120°

Abbildung 4-14: TA-Aufnahmen Vor- und Haupteinspritzung Sitzwinkel-Variation LA8-Injektoren im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  und  $\text{DrzUT}=3,5$  [109]

Analog zu den Ergebnissen der 7-Loch-Matrix sind auch hier die düsenfernsten Zündorte von Vor- bzw. Haupteinspritzung des 120°-Sitzwinkel-Injektors und die somit vergrößerte Lift-Off-Länge gegenüber den Einspritzdüsen mit 60° bzw. 90° Sitzwinkel die Erklärung für das geringere Rußbildungsniveau jener Variante.

Weder in den Aufnahmen der 7- noch der 8-Loch-Sitzwinkel-Matrix kann eine Erklärung für das höhere OH-Chemilumineszenz-Niveau des 120°-7-Loch- bzw. 90°-8-Loch-Injektors und die daraus resultierende höhere Reaktivität und bessere Rußoxidation gefunden werden. Eine mögliche Erklärung hierfür könnten Unterschiede in der Strahl-Wand-Interaktion liefern, die auf Differenzen im Strahlimpuls zurückzuführen sind. Zur weitergehenden Analyse dieser Effekte werden daher im Folgenden die Ergebnisse der Einspritzstrahldiagnostik und Düseninnenströmungssimulation vorgestellt.

Die in der Kalten Kammer erzeugten Aufnahmen (s. Abbildung 4-15) belegen sowohl für die 7- als auch 8-Loch-Matrix eine größere Flüssigeindringtiefe und Buschigkeit der Voreinspritzung für die Injektoren mit einem Sitzwinkel von 60° (rot) bzw. 75° (türkis).

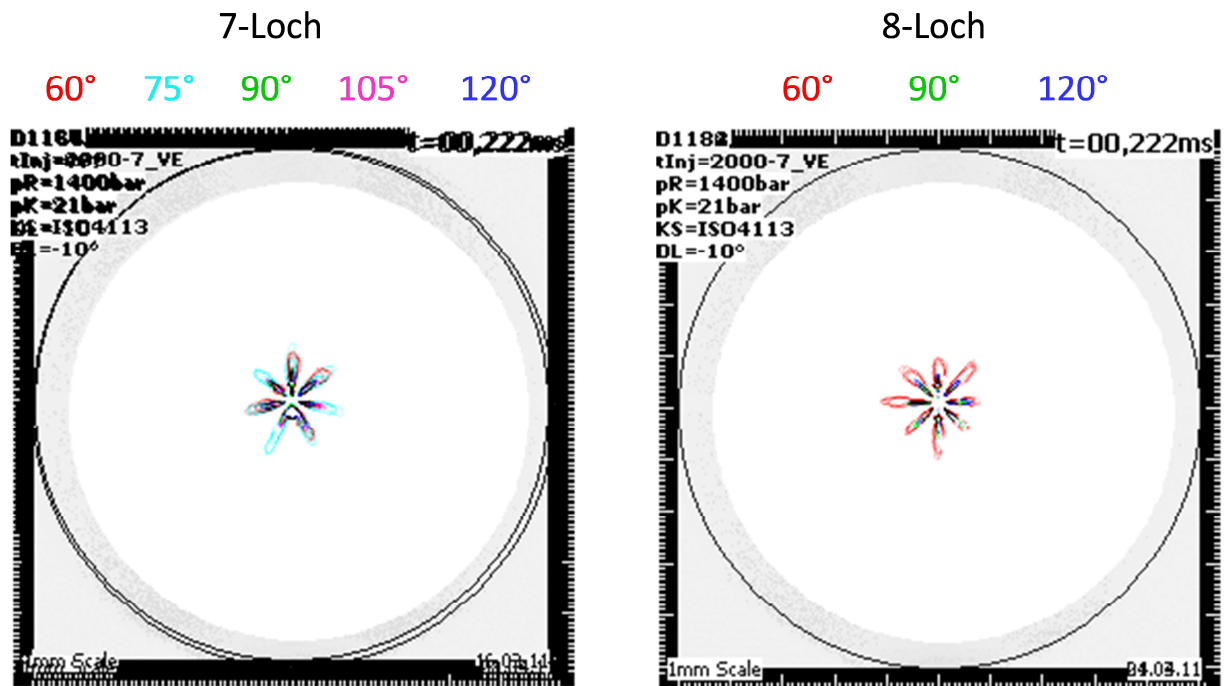
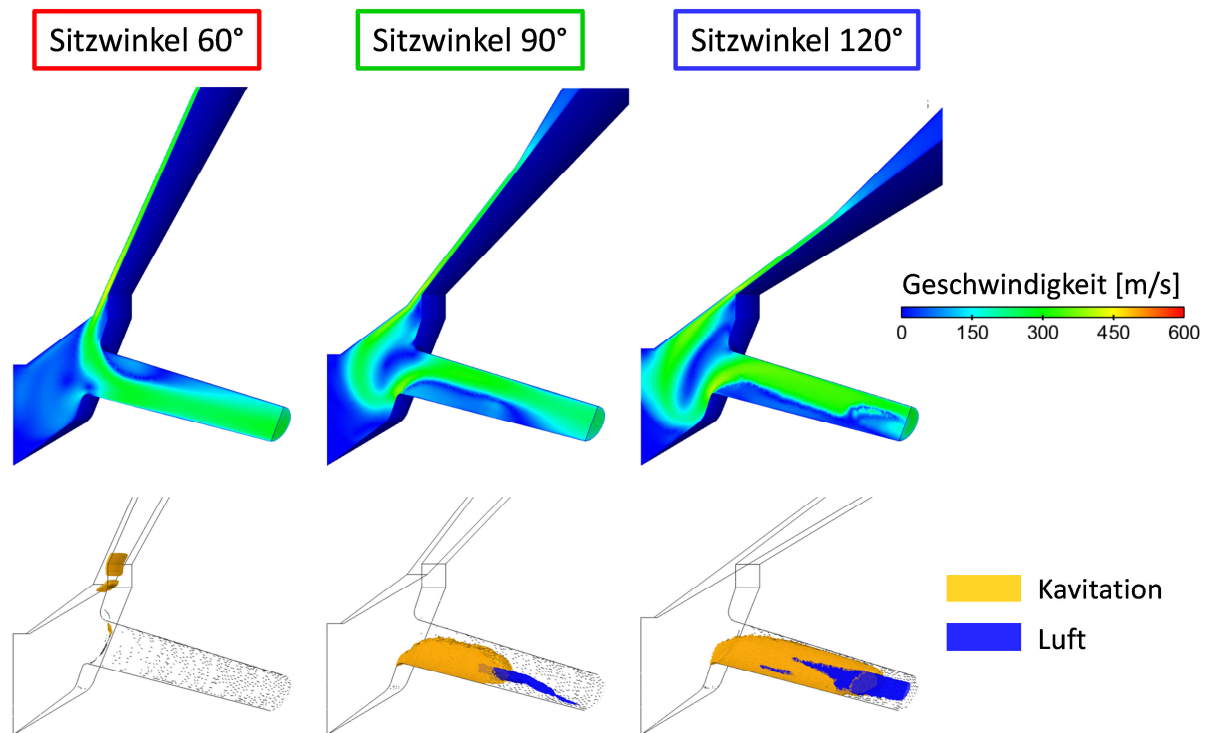


Abbildung 4-15: KK-Aufnahmen Voreinspritzung Sitzwinkelmatrix LA7- (links) bzw. LA8-Injektoren (rechts) im Betriebspunkt 2000rpm/7bar [116]

Der größere Strahlkegelwinkel bei kleinem Sitzwinkel könnte für einen Verdampfungsbereich der Piloteinspritzung sprechen, der näher an der Einspritzdüse liegt und somit die Transparentaggregataufnahmen mit entsprechend düssennäherem Zündort der Voreinspritzung bei den 60°-Sitzwinkel-Injektoren untermauern. Die ebenfalls vergleichsweise düssennahe Voreinspritzumsetzung des LA7-120°- bzw. LA8-90°-Sitzwinkel-Injektors kann aber nicht mit den gezeigten Aufnahmen der Kalten Kammer korreliert werden. Auffällig ist des Weiteren das vergleichsweise unsymmetrische Strahlbild mit großer Loch-zu-Loch-Streuung der Eindringtiefe für die Injektoren mit 60° bzw. 75° Sitzwinkel.

Die für die 7-Loch-Injektoren mit 60°, 90° & 120° durchgeführten Düseninnenströmungssimulationen (s. Abbildung 4-16) verdeutlichen hierzu die in Kapitel 3.1.4 vermuteten Kavitationsunterschiede im Einspritzloch aufgrund der stark differierenden Strömungsumlenkung bei der Sitzwinkelvariation. Die notwendigen Geometriedaten werden aus einer optischen Vermessung der Spritzlochaußendurchmesser sowie mittels eines Düsenlochabdruckes durch entformbare Paste für jedes einzelne Spritzloch gewonnen und aufgrund der geringen Loch-zu-Loch-Streuung in gemittelter Form auf das virtuelle Düsenmodell übertragen [117].

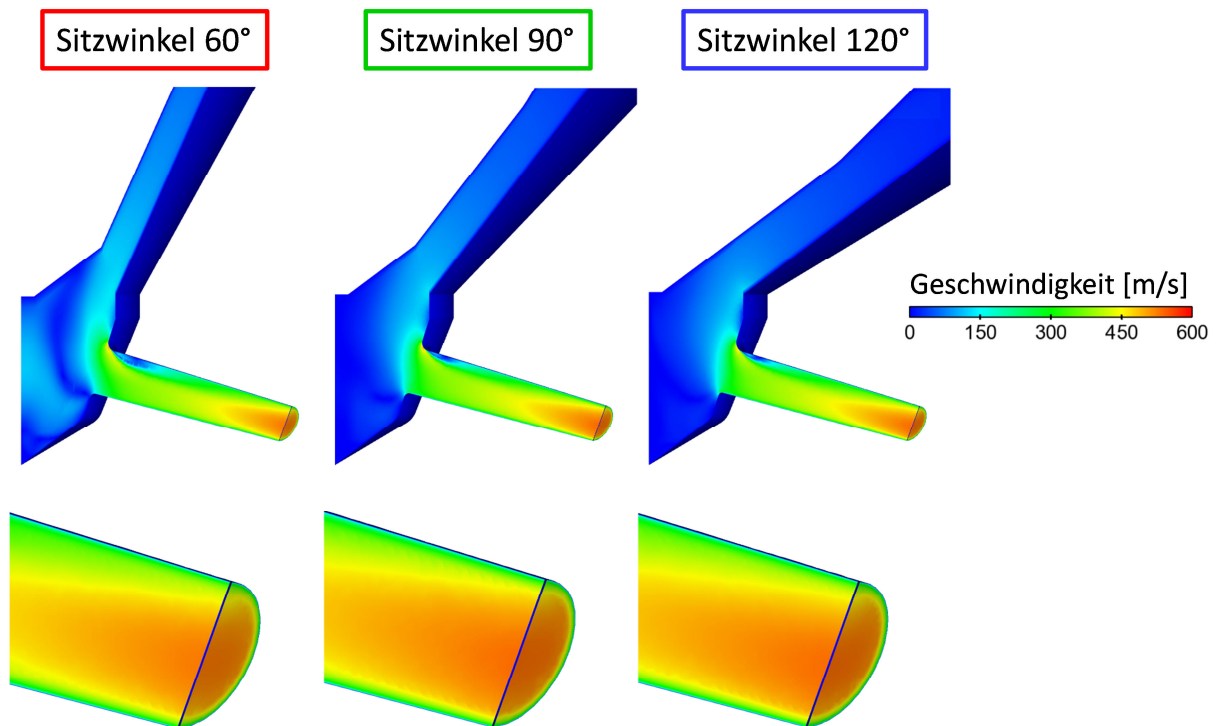


**Abbildung 4-16: Strömungsgeschwindigkeit und Kavitation bei maximalem Nadelhub der Voreinspritzung für LA7-Inj. 60°, 90° & 120° Sitzwinkel im Betriebspunkt 2000rpm/7bar [118]**

Dargestellt sind die Strömungsgeschwindigkeit sowie die Kavitationsbereiche im Spritzloch zum Zeitpunkt des maximalen Nadelhubs der Voreinspritzung (Anmerkung: ca. 10% des Vollhubs bei Haupteinspritzung). Man erkennt deutlich die geänderte Düsenlochanströmung bei 90° und 120°, welche aus einem Bogen im Sackloch erfolgt, gegenüber 60° mit einer direkteren Anströmung von der Lochoberseite. Dies führt im dargestellten Fall zu stärkerer Kavitation mit steigendem Sitzwinkel an der Unterseite des Spritzloches. Der bei Schwarz et al. [17] festgestellte Zusammenhang eines vergrößerten Strahlkegelwinkels mit zunehmender Kavitation kann im vorliegenden Fall nicht aus dem Vergleich von Düseninnenströmungssimulationen und optischen Strahlaufnahmen in der Kalten Kammer gefunden werden.

Die Kavitation im Spritzloch zeigt sich nur im Bereich kleiner Nadelhübe und spielt für die Strömungsbildung während der Haupteinspritzung bei Nadelvollhub keine Rolle. Die Düseninnenströmungssimulation offenbart aber auch für diesen Fall Unterschiede innerhalb der Sitzwinkel-Variation (s. Abbildung 4-17).





**Abbildung 4-17: Strömungsgeschwindigkeit bei maximalem Nadelhub der Haupteinspritzung für LA7-Inj. 60°, 90° & 120° Sitzwinkel im Betriebspunkt 2000rpm/7bar [118]**

Je größer der Sitzwinkel desto früher bildet sich im Spritzloch ein Profil höchster Strömungsgeschwindigkeiten aus, so dass sich vor allem beim Übergang von 60° auf 90° Sitzwinkel und dementsprechend auch bei 120° ein gleichmäßigeres Strömungsfeld am Spritzlochaustritt einstellt. Die Zunahme des Querschnitts zwischen Düsennadel und -körper mit steigendem Sitzwinkel führt zu geringeren Druckverlusten in diesem Bereich, die nicht von der stärkeren Umlenkung ins Spritzloch kompensiert werden.

Die in Abbildung 4-18 dargestellten Kameraaufnahmen der Haupteinspritzung sowie daraus ermittelte Strahlkegelwinkel bestätigen die Simulationsergebnisse durch ein schnelleres Eindringen sowie einen fokussierteren Strahl für den größten Sitzwinkel von 120° sowohl bei der 7- als auch 8-Loch-Matrix.

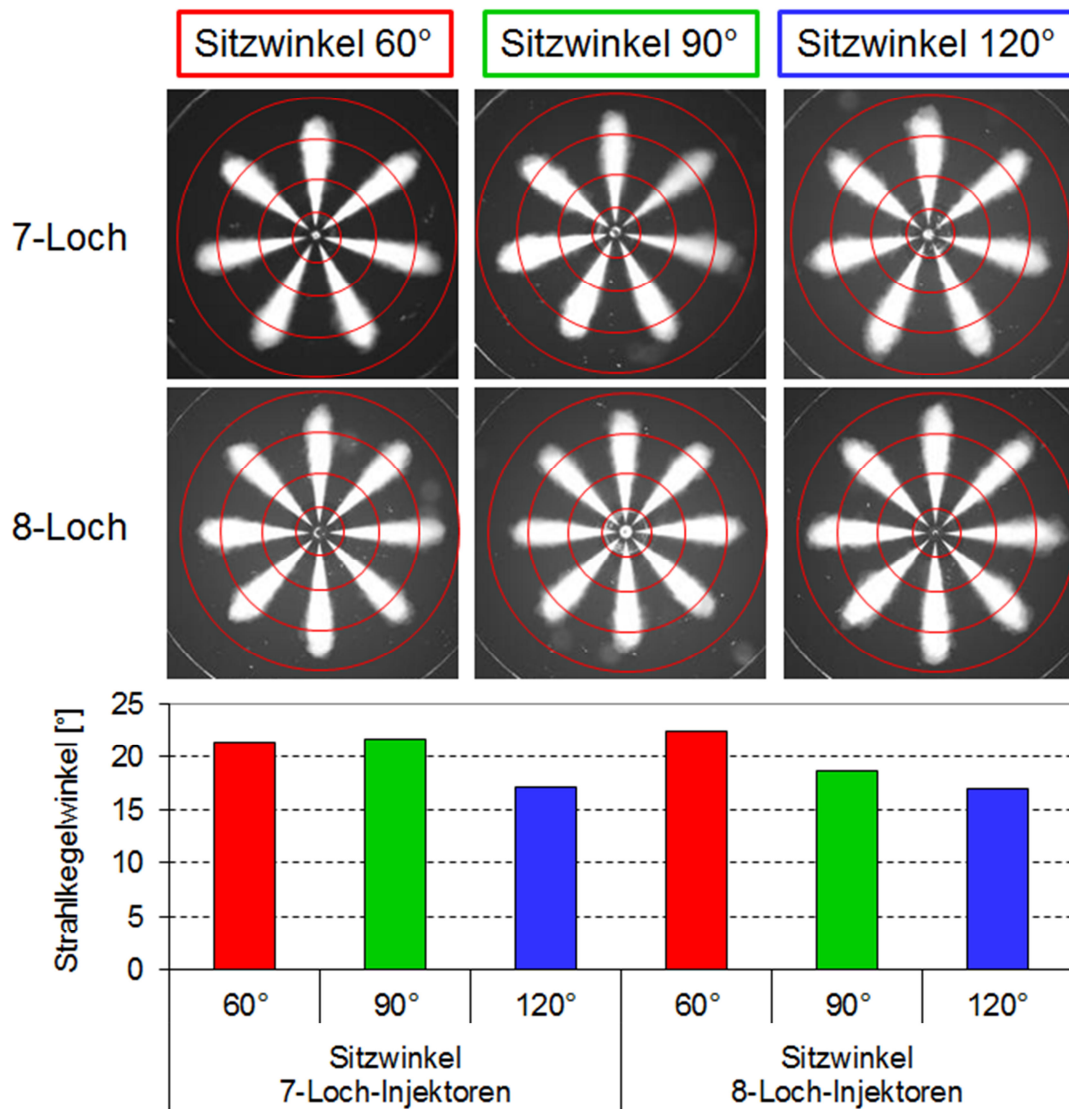
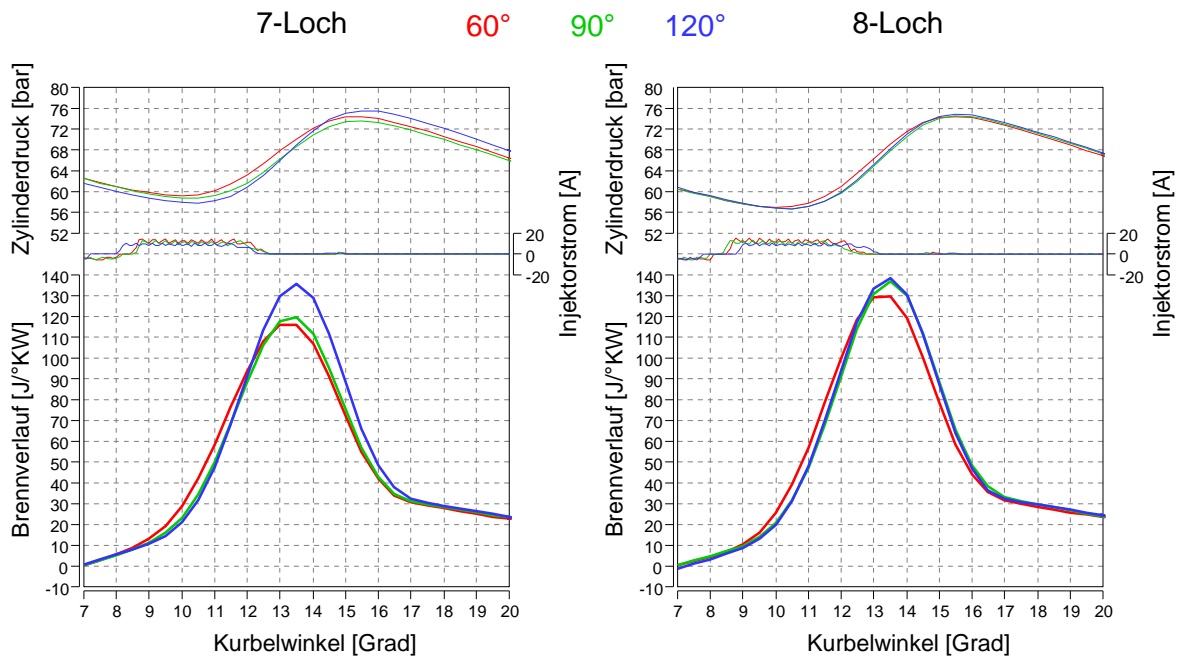


Abbildung 4-18: KK-Aufnahmen Haupt einspritzung Sitzwinkelmatrix LA7- (oben) bzw. LA8-Injektoren (mittig) sowie zugehörige Strahlkegelwinkel bei pCR=1600bar [119]

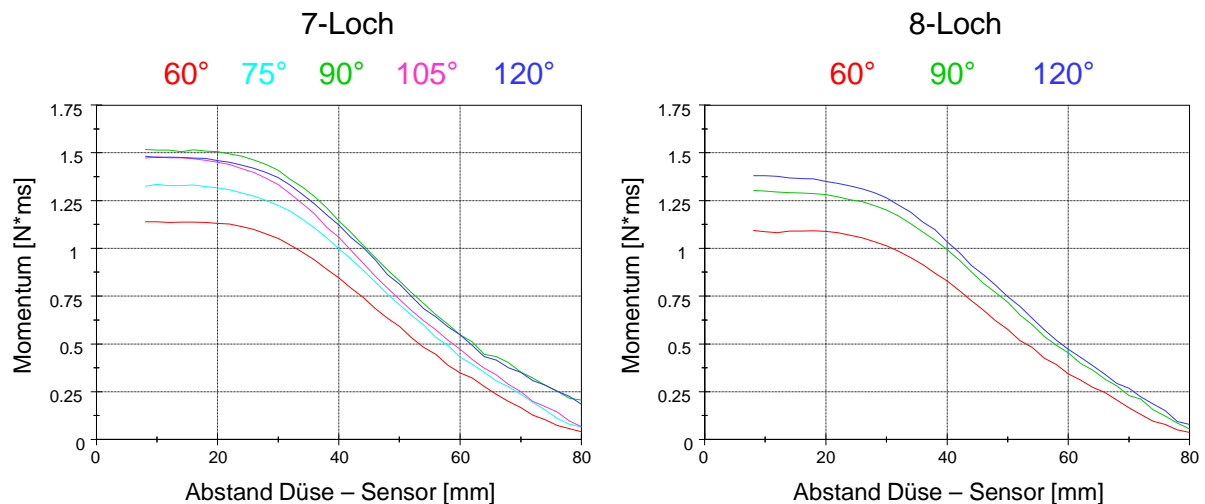
Im Brennraum ergibt sich bei schneller eindringenden Strahlen ein besserer Impulsaustausch mit sowie ein stärkeres Ansaugen des umgebenden Brennraumgases (engl. Air Entrainment) [120], [121], der durch den kräftigeren Aufprall auf die Muldenwand zusätzlich zur intensiveren turbulenten Vermischung beiträgt [17]. Dies führt im diffusionskontrollierten Teil der Verbrennung zu einem schnelleren Kraftstoffumsatz wie man an den Einzylinder-Brennverläufen der 7- bzw. 8-Loch-Injektormatrix im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme bei ca. 42% AGR-Rate in Abbildung 4-19 erkennen kann.



**Abbildung 4-19: Druckverlaufsanalyse Sitzwinkelmatrix LA7- (links) bzw. LA8-Injektoren (rechts) im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  und  $\text{DrzUT}=3,5$**

Der blau dargestellte  $120^\circ$ -Sitzwinkel-Injektor zeigt jeweils den größten Kraftstoffumsatz während der Diffusionsverbrennung. Im Falle der 7-Loch-Injektoren liegen der  $90^\circ$  und  $60^\circ$ -Sitzwinkel-Injektor mit deutlich niedrigerer Wärmefreisetzung etwa gleichauf, wohingegen innerhalb der 8-Loch-Matrix nur der  $60^\circ$ -Sitzwinkel-Injektor einen geringeren Kraftstoffumsatz aufweist.

Die in Abbildung 4-20 dargestellten Vermessungsergebnisse vom Strahlimpulsprüfstand mit vergleichbarer Gasdichte wie am Einzylinder stützen zumindest durch die große Differenz im Gesamtimpuls pro Loch zwischen  $60^\circ$  &  $120^\circ$ -Injektoren die zuvor präsentierten Erkenntnisse.

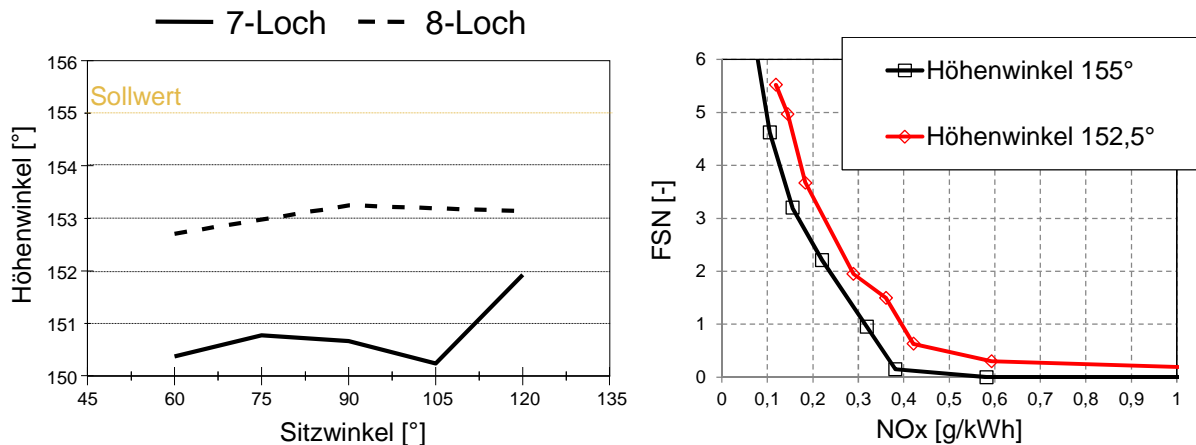


**Abbildung 4-20: Strahlimpulsmessung Sitzwinkelvariation LA7- (links) bzw. LA8-Injektoren (rechts) im Betriebspunkt 2000rpm/7bar nach [122]**

Im Diagramm sind über der Entfernung von der Düse zum Messaufnehmer die über die Einzellochvermessung gemittelten Spraymomente pro Einspritzloch dargestellt, welche mit einem sog. globalen Target erfasst werden. Die Abnahme des Strahlimpulses über dem Düse-Sensor-Abstand ist dadurch zu erklären, dass der globale Aufnehmer mit einem Durchmesser von 10mm nur im Düsennahbereich den Strahl vollständig erfasst und ab einer Entfernung von ca. 20mm ein zunehmender Teil des Sprays am Messelement vorbeiströmt.

Wie bereits erwähnt, ist ein deutlicher Abfall des Strahlimpulses für die Injektoren mit Sitzwinkel  $< 90^\circ$  erkennbar, was die bisherigen Erkenntnisse der schlechten Gemischbildung dieser Injektoren weiter untermauert. Das überaus miserable Emissionsergebnis des 7-Loch- $90^\circ$ -Sitzwinkel-Injektors ist aber auch mit dieser Messmethodik nicht erklärbar, da der Strahlimpuls dieses Injektors (grüne Kurve im linken Diagramm) keineswegs einen Nachteil gegenüber den beim Einzylinder-Versuch deutlich besseren Düsen mit  $105^\circ$  bzw.  $120^\circ$  Sitzwinkel aufweist.

Die mit Hilfe der Strahlimpulsmessung gewonnenen Höhenwinkel zeigen aber speziell für die 7-Loch-Matrix einen weiteren Quereinflussfaktor auf, da sich diese um bis zu  $2^\circ$  voneinander unterscheiden, was entsprechende Konsequenzen für den Strahlauffreffpunkt hat. Die Injektoren der 8-Loch-Matrix hingegen weisen alle den gleichen Höhenwinkel ohne nennenswerte Streuung auf (s. Abbildung 4-21 links).



**Abbildung 4-21: Höhenwinkelvermessung Sitzwinkelmatrix LA7- bzw. LA8-Injektoren (links) nach [122] sowie Höhenwinkel-Einfluss auf Partikel-NO<sub>x</sub>-Trade-Off bei 2000rpm/7bar**

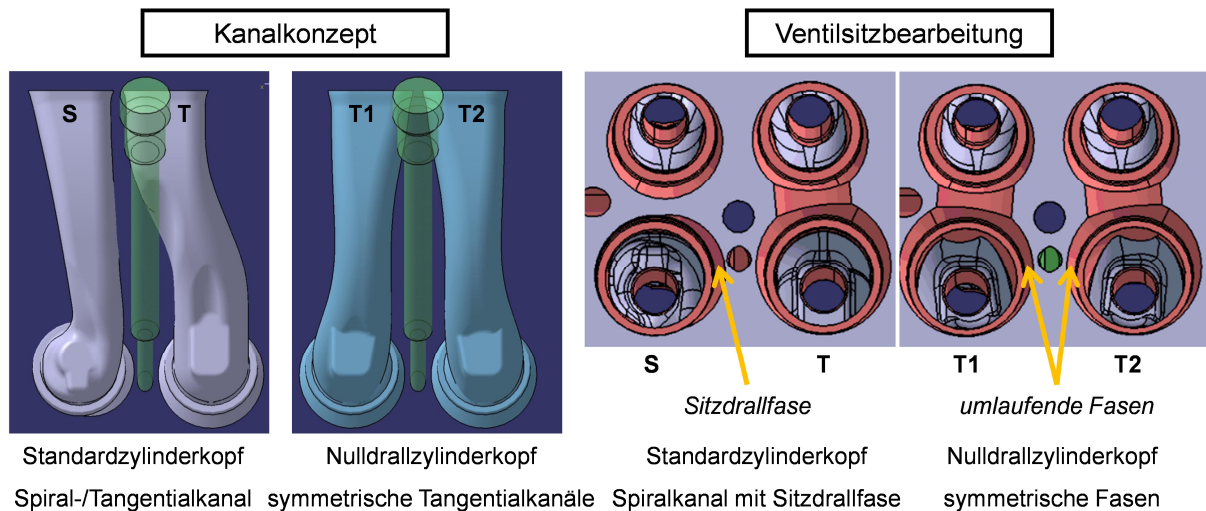
Alle Sitzwinkel-Injektoren liegen unterhalb des Sollwertes von 155°, im Falle der 7-Loch-Matrix sogar im beträchtlichen Maße bei bis zu ca. 5° Abweichung. Die massiven Auswirkungen einer Höhenwinkelabweichung von -2,5° gegenüber dem Sollwert auf den Partikel-NO<sub>x</sub>-Trade-Off im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme verdeutlicht hierzu das in Abbildung 4-21 rechts dargestellte Diagramm. Beim NO<sub>x</sub>-Vergleichs-Niveau von 0,2 g/kWh ergibt sich ein erheblicher Schwarzauchunterschied in Höhe von ca. 0,6 FSN.

Zusammenfassend lässt sich daher sagen, dass der Sitzwinkleinfluss in der vorliegenden Matrix nicht isoliert herausgearbeitet werden kann, da speziell bei der 7-Loch-Matrix entscheidende Gemischbildungsfaktoren wie z.B. der Strahlhöhenwinkel nicht konstant gehalten werden. Die Injektoren der 8-Loch-Matrix zeigen bessere Voraussetzungen für den Sitzwinkelvergleich in Form von vergleichbareren Randbedingungen. Es zeigt sich hierbei mit zunehmendem Sitzwinkel zwar eine größere Kavitationsneigung bei Düsenadelteilhub (Voreinspritzung), aber vor allem ein homogeneres Strömungsfeld am Düsenlochaustritt bei Nadelvollhub (Haupt einspritzung). Dies führt zu einem messbar schnelleren Eindringverhalten und größerem Strahlimpuls, was sich positiv auf Gemischbildung, Zündungsorte und Verlauf der mischungskontrollierten Verbrennung und damit letzten Endes auf die Rußemissionen auswirkt.

Die beobachtete Korrelation zwischen Durchflusskoeffizient Cd und Schwarzauchwert FSN verdeutlicht dabei die Wichtigkeit dieser Düsenbeschreibungsgröße für den Auslegungsprozess von Einspritzelementen!

### 4.3 Drallvariation mit zwei unterschiedlichen Einlasskanalkonzepten

Zur zweckmäßigen Untersuchung des Dralleinflusses auf die Gemischbildung stehen zwei Zylinderköpfe mit verschiedenen Einlasskanalkonzepten und Ventilsitzbearbeitungen zur Verfügung (s. Abbildung 4-22).



**Abbildung 4-22: Kanalkonzept und Ventilsitzbearbeitung der untersuchten Zylinderköpfe nach [123], [124]**

Der Standardzylinderkopf besitzt einen Spiral- sowie einen Tangentialkanal und ist zur Sitzdrallerzeugung bei niedrigen Ventilhuben am Ventilsitz des Spiralkanales mit einer Fase in Richtung des Tangentialkanals versehen. Am sog. Nulldrallzylinderkopf finden zwei symmetrische Tangentialkanäle mit ebenfalls spiegelbildlich angeordneten umlaufenden Ventilsitzfasen Anwendung, um bei voll geöffneter EKAS-Klappenstellung eine Auslöschung der jeweiligen Drallströmungskomponenten der beiden Kanäle zu erzielen. Auf diese Weise soll die Rotationsbewegung der Ladung um die Zylinderhochachse unterbunden werden.

Der in Kapitel 4.3.1 dargestellte Vergleich beider Zylinderkopfvarianten wird mit der Injektorvariante HD860-7-Loch durchgeführt. Die anschließend in Kapitel 4.3.2 aufgezeigte Drallvariation am Nulldrallzylinderkopf beinhaltet drei weitere Lochanzahl-Varianten analog der LA-Matrix aus Kapitel 4.2.1. Die wichtigsten Spezifikationen aller vier Injektoren sind in Tabelle 4-5 aufgeführt.

**Tabelle 4-5: Düsendaten der Injektormatrix für die Drallvariation nach [45]**

Injektor	Hydraulischer Durchfluss [cm <sup>3</sup> /60s] bei $\Delta p=99\text{bar}$	Lochanzahl [-]	Lochdurchmesser [ $\mu\text{m}$ ]	Cd [-]
HD860-LA6	860	6	150	0,890
HD860-LA7	860	7	140	0,851
HD860-LA8	860	8	132	0,848
HD860-LA9	860	9	124	0,858

Die Kolbenmulde besitzt weiterhin die aus Abbildung 4-2 bekannte Kontur und auch der Strahlauffreffpunkt wird in unveränderter Weise mittels identischem nominellem Höhenwinkel und Strahlwurzelmaß der Einspritzstrahlen sowie durch die jeweils konstante Dicke der Injektordichtscheibe gleichgestellt.

Im Einzylinderversuch kommen wiederum AGR-Variationen bei ausgewählten Stellungen der EKAS-Klappe sowie in Kapitel 4.3.2 auch in umgekehrter Weise EKAS-Variationen bei konstant gehaltener betriebspunktabhängiger Sauerstoffmassenkonzentration im Saugrohr zum Einsatz. Die Vorverbrennung wird analog Kapitel 4.2 über die maximale Wärmefreisetzung im Heizverlauf von  $10\text{J}/^\circ\text{KW}$  im Startpunkt ohne AGR eingestellt. Bei der Lochanzahl-Variation in Kapitel 4.3.2 erfolgt zudem wieder eine Angleichung des Verbrennungsgeräuschniveaus durch Ermittlung des passenden Raildrucks wie bereits in Kapitel 4.2.1 beschrieben.

#### **4.3.1 Vergleich Nulldrall- zu Standardzylinderkopf bei gleichgestelltem DrzOT**

Mit Hilfe einer 3D-CFD-Ladungswechselsimulation können für verschiedene EKAS-Klappenstellungen an Standard- und Nulldrallzylinderkopf die Kenngröße DrzOT sowie Aussagen zur Drallqualität gewonnen werden. Das Ziel hierbei ist es, für den Nulldrallzylinderkopf die Drallklappenstellungen herauszufinden, welche die gleichen DrzOTs liefern wie am Standardzylinderkopf mit der offenen bzw. geschlossenen EKAS erreicht wird. Gemeinsam mit den aus einer parallel durchgeführten Strömungslaborvermessung gewonnenen DrzUTs sind die berechneten DrzOTs in Abhängigkeit des EKAS-Klappenwinkels in Abbildung 4-23 dargestellt.



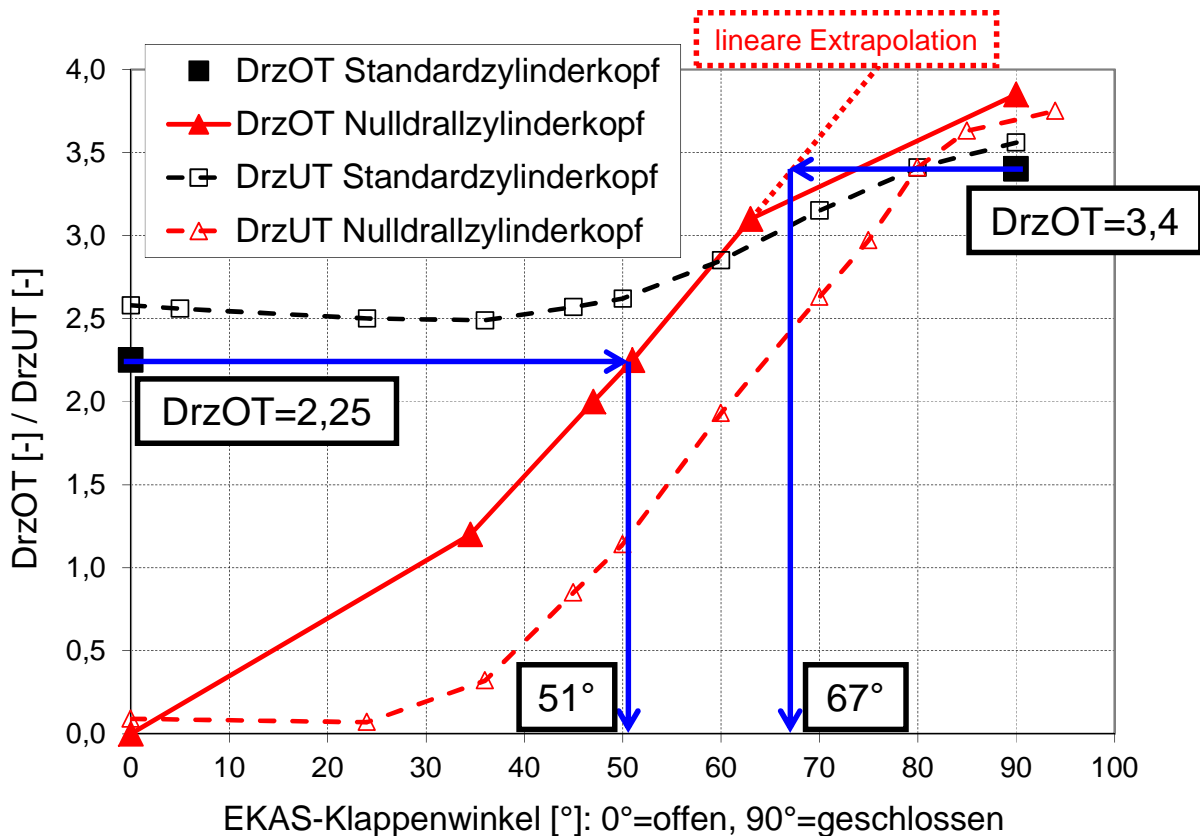


Abbildung 4-23: DrzOT und DrzUT in Abhängigkeit des EKAS-Klappenwinkels für Standard- und Nulldrallzylinderkopf sowie Ermittlung der Klappenstellungen für gleiches DrzOT

Die Drallwerte bewegen sich beim Standardzylinderkopf zwischen  $\text{DrzOT}=2,25$  bei offener bzw.  $\text{DrzOT}=3,4$  für geschlossene EKAS, wohingegen sich die Drallspreizung beim Nulldrallzylinderkopf von  $\text{DrzOT}=0$  bis 3,8 erstreckt. Um eine  $\text{DrzOT}$  von 2,25 (=geöffnete EKAS am Standardzylinderkopf) am Nulldrallzylinderkopf zu erreichen, muss die EKAS auf einen Wert von  $51^\circ$  eingestellt werden, wie Abbildung 4-23 anhand der blauen Pfeile im linken Teil des Diagramms verdeutlicht. Da für die  $\text{DrzOT}$  von exakt 3,4 (=geschlossene EKAS am Standardzylinderkopf) kein CFD-Simulationsergebnis vorliegt, wird die notwendige Klappenstellung aus einer linearen Extrapolation der vorliegenden  $\text{DrzOT}$ -Simulationsergebnisse bei  $\text{EKAS}=34,5^\circ$ ,  $47^\circ$ ,  $51^\circ$  und  $63^\circ$  gewonnen. Dies führt zur angegebenen EKAS-Winkelposition von  $67^\circ$ . Die Methode der linearen Extrapolation für  $\text{DrzOT}$  wird aufgrund des Verlaufs der  $\text{DrzUT}$ -Messungen gewählt, welcher in einem weiten Bereich von ca.  $35^\circ$  bis  $85^\circ$  Klappenwinkel ebenfalls eine geradlinige Form aufweist.

Im Folgenden soll nun die Drallqualitätsbewertung anhand der in Kapitel 3.2 vorgestellten Methodik bei der Gegenüberstellung von Standard- und



Nulldrallzylinderkopf für  $DrzOT=2,25$  (s. Abbildung 4-24) bzw. 3,4 (s. Abbildung 4-25) erfolgen.

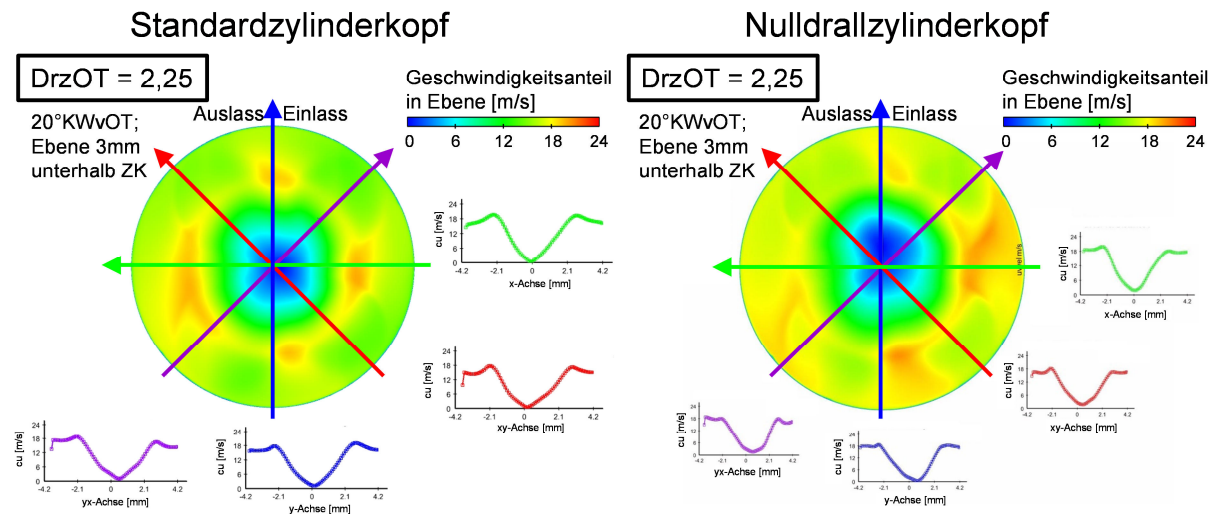


Abbildung 4-24: Vergleich Drallqualität Standard- zu Nulldrallzylinderkopf bei  $DrzOT=2,25$  [73]

Beide Zylinderköpfe erzeugen einen gut in OT zentrierten und relativ rotationssymmetrischen Drall. Die vorhandenen Asymmetrien sind durchaus vergleichbar und repräsentieren scheinbar eine Art „Schatten“ der Ein- bzw. Auslassventile. Die Verteilung der Umfangsgeschwindigkeit in den einzelnen Schnittebenen ähnelt bis zu ca. 60% des Zylinderradius stark derjenigen einer Blockdrallströmung und ist im Vergleich beider Zylinderköpfe gleichartig ausgeprägt. Bei genauerer Betrachtung der Nulllagen der Umfangsgeschwindigkeit fällt die etwas bessere Zentralität der Drallströmung mit Standardzylinderkopf auf.

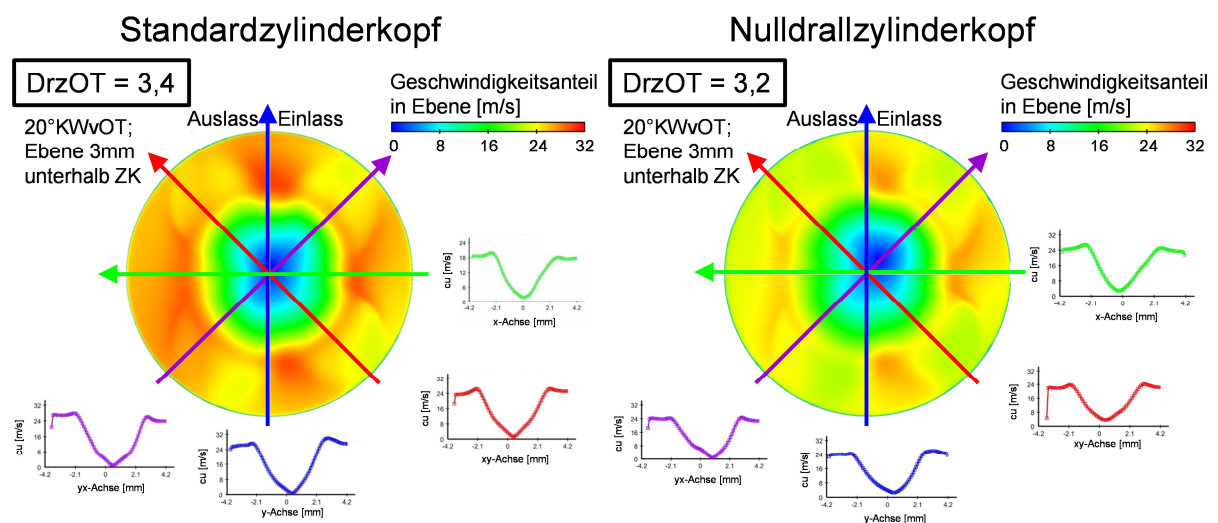
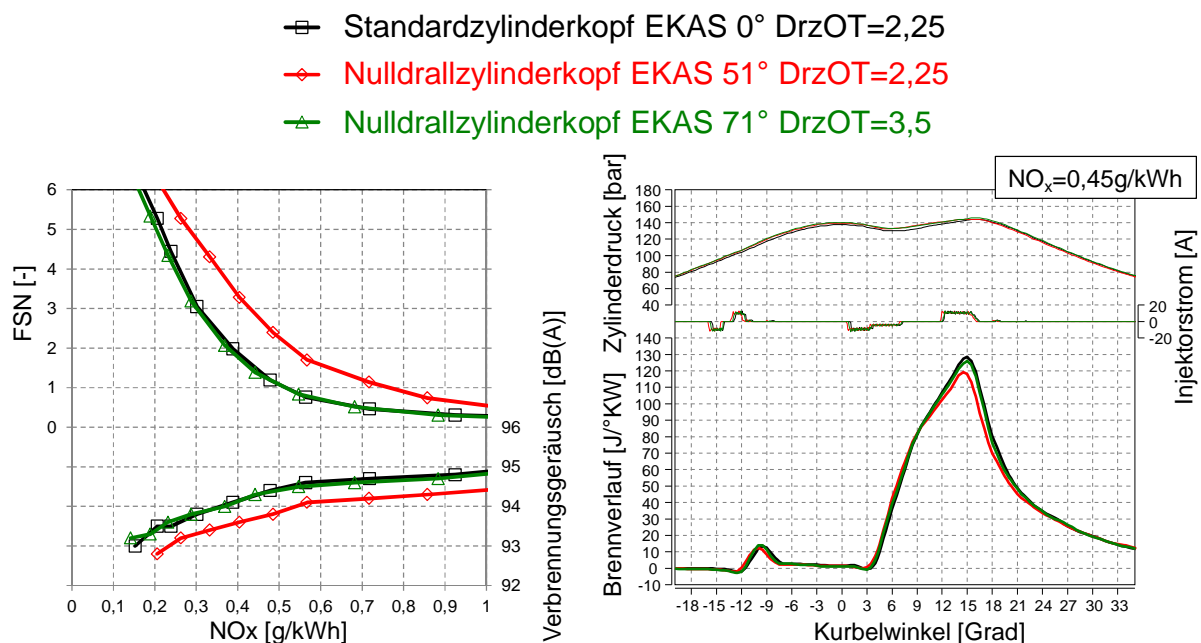


Abbildung 4-25: Vergleich Drallqualität Standard- zu Nulldrallzylinderkopf bei  $DrzOT=3,4$  bzw. 3,2 [73]

Da aus den 3D-CFD-Ladungswechselsimulationen kein Ergebnis für den Nulldrallkopf mit  $DrzOT=3,4$  (=geschlossene EKAS am Standardzylinderkopf) zur Verfügung steht, wird der Vergleich beider Varianten stattdessen mit der nächstgelegenen Simulationsrechnung von  $DrzOT=3,2$  am Nulldrallzylinderkopf bewertet. Dadurch ergeben sich zwangsweise in der Darstellung niedrigere Strömungsgeschwindigkeiten mit entsprechender Einfärbung im rechten Diagramm von Abbildung 4-25.

Analog zur vorher gezeigten Gegenüberstellung beider Strömungen bei  $DrzOT=2,25$  wird auch hier eine mittige Achse sowie eine gute Rotationssymmetrie des Dralls deutlich, wobei der Nulldrallzylinderkopf wiederum leichte Abweichungen des Drehzentrums von der Zylinderhochachse offenbart.

Die Einzylinderversuche werden für die Gleichstellung von  $DrzOT=2,25$  in den Betriebspunkten 2000rpm/13 und 20bar pme sowie für die Parität bei  $DrzOT=3,4$  in den Betriebspunkten 1200rpm/7bar und 2000rpm/7bar pme durchgeführt. Für erstgenannten Vergleich sollen exemplarisch die Ergebnisse im Betriebspunkt 2000rpm/13bar vorgestellt werden (s. Abbildung 4-26), für letztgenannten bei 2000rpm/7bar (s. Abbildung 4-27).



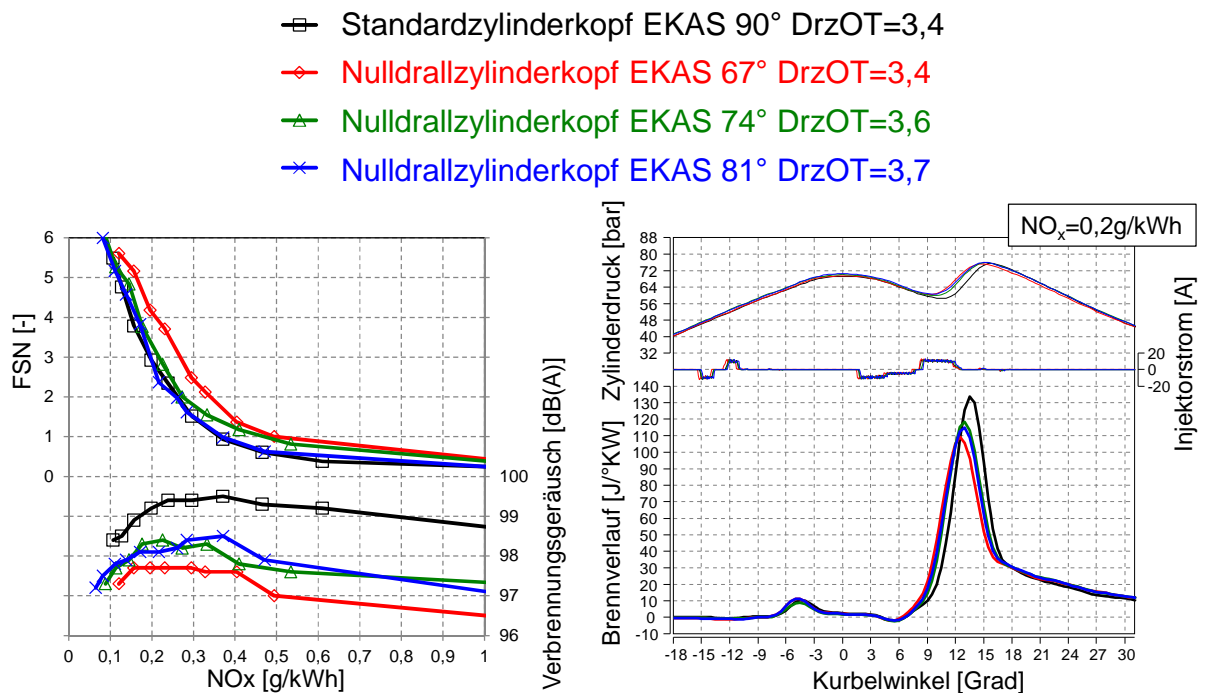
**Abbildung 4-26: FSN-NO<sub>x</sub>-Trade-Off sowie Druckverlaufsanalyse bei NO<sub>x</sub>=0,45g/kWh für Gleichstellung  $DrzOT=2,25$  beim Zylinderkopfvergleich im Betriebspunkt 2000rpm/13bar**

Aus dem linken Diagramm wird ersichtlich, dass sich bei gleichgestellter  $DrzOT$  von 2,25 am Nulldrallkopf ein deutlich schlechterer Partikel-NO<sub>x</sub>-Tradeoff bei gleichzeitig

verbessertem Verbrennungsgeräusch (ca. 0,5dB(A) niedriger) ergibt. Um den identischen Rußemissionsverlauf zu erhalten, muss die EKAS-Klappe erheblich weiter geschlossen werden von 51° auf 71°, was einer DrzOT von ca. 3,5 entspricht. In diesem Fall liegt auch das Verbrennungsgeräusch auf dem Referenzniveau des Standardzylinderkopfes.

Der im rechten Diagramm dargestellten Druckverlaufsanalyse bei  $\text{NO}_x=0,45\text{g/kWh}$  kann eine sehr vergleichbare Wärmefreisetzung der Pilotverbrennung entnommen werden. Auch der Gradient der vorgemischten Verbrennung der Haupteinspritzung von ca. 4 bis 9°KWnOT ist demzufolge nahezu identisch bevor im diffusionskontrollierten Teil der Hauptverbrennung insbesondere zwischen 12 und 24°KWnOT Unterschiede zu Tage treten. Die rot dargestellte Wärmefreisetzung der Nulldrallzylinderkopfmessung mit  $\text{DrzOT}=2,25$  liegt deutlich unterhalb der beiden emissionsgleichen Brennverläufe von Standardzylinderkopf mit selbiger DrzOT und Nulldrallkopf mit weiter geschlossener EKAS-Klappe. Die somit langsamere Verbrennung (Dauer der Hauptverbrennung 4,6°KW länger) mit schlechterer Mischung führt zum erwähnten höheren Schwarzauchniveau bei niedrigerem Verbrennungsgeräusch.

Die in Abbildung 4-27 dargestellten Ergebnisse im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme zeigen ein prinzipiell analoges Verhalten, d.h. auch hier kann bei gleichgestellter DrzOT kein identisches Emissionsniveau erreicht werden.



**Abbildung 4-27: FSN-NO<sub>x</sub>-Trade-Off sowie Druckverlaufsanalyse bei NO<sub>x</sub>=0,2g/kWh für Gleichstellung DrzOT=3,4 beim Zylinderkopfvergleich im Betriebspunkt 2000rpm/7bar**

Ein identischer Partikel-NO<sub>x</sub>-Trade-Off stellt sich bei der in blau gefärbten Klappenstellung von 81° (DrzOT ca. 3,7) ein, wobei das Verbrennungsgeräusch ca. 1dB(A) unterhalb des Referenzniveaus vom Standardzylinderkopf verbleibt. Die in grüner Farbe eingezeichnete Klappenstellung von 74° erzielt beim NO<sub>x</sub>-Vergleichsniveau von 0,2g/kWh ein vergleichbares Emissionsergebnis zum Standardzylinderkopf und wird hier zusätzlich dargestellt, da bei den im Folgenden präsentierten Ergebnissen vom optisch zugänglichen Einzylinder keine Messung mit EKAS-Stellung 81° zur Verfügung steht.

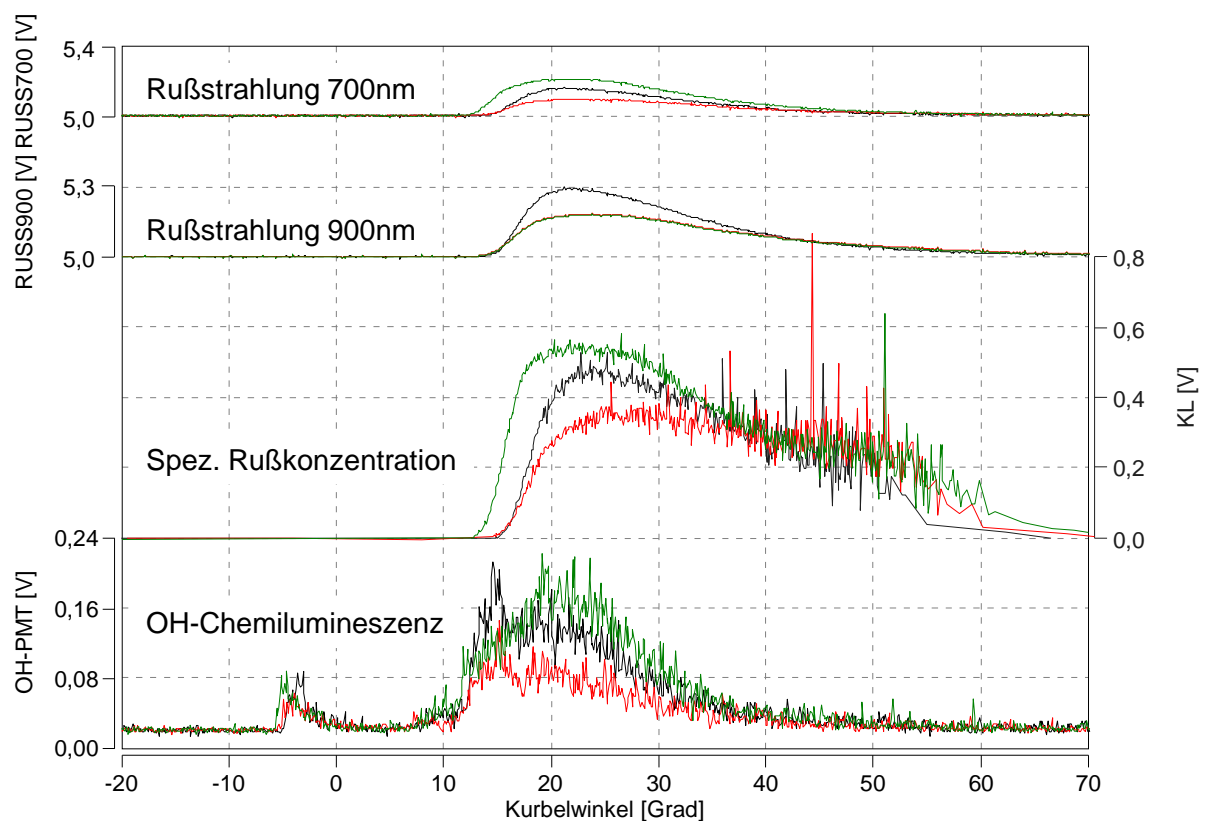
Aus der in Abbildung 4-27 im rechten Diagramm gezeigten Druckverlaufsanalyse beim Vergleichs-NO<sub>x</sub>-Niveau von 0,2g/kWh wird ersichtlich, dass trotz gleichgestellter Vorverbrennung das Zündverhalten und auch der vorgemischte Verbrennungsanteil der Haupteinspritzung (ca. 6-14°KWnOT) ebenso wie die Diffusionsverbrennung ein unterschiedliches Verhalten aufweisen.

Die Zündung der Haupteinspritzung sowie der Übergang in die Premixed-Verbrennungsphase laufen beim Nulldrallzylinderkopf unabhängig von der Drallklappenstellung schneller ab, erkennbar an der größeren Wärmefreisetzung zu Beginn der Hauptverbrennung bis ca. 12°KWnOT im Vergleich zum Standardzylinderkopf. Anschließend ergibt sich aber ein höherer maximaler

Brennverlaufswert für den Standardzylinderkopf gefolgt von einer rascheren Kraftstoffumsetzung während der Diffusionsverbrennung bis ca. 18°KWnOT. Die Hauptverbrennung des Nulldrallzylinderkopfes mit DrzOT von 3,4 ist mit einer ca. 4°KW längeren Brenndauer bedeutend langsamer. Erst durch das sukzessive Schließen der Drallklappe wird dieser Nachteil egalisiert und führt im Fall der blau dargestellten Kurve zum identischen Emissionsergebnis.

Die nachfolgend aufgeführten Diagnostik-Ergebnisse vom Transparentaggregat konzentrieren sich auf den Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme, wobei zunächst die integralen Resultate bei gleichgestellter DrzOT sowie nahezu identischem Emissionsergebnis (EKAS 74°) präsentiert werden (s. Abbildung 4-28), bevor auf die lokalen Effekte anhand der Optikaufnahmen (s. Abbildung 4-29 bis Abbildung 4-31) eingegangen wird.

- Standardzylinderkopf EKAS 90° DrzOT=3,4 EZ-FSN 2,9
- Nulldrallzylinderkopf EKAS 67° DrzOT=3,4 EZ-FSN 4,2
- Nulldrallzylinderkopf EKAS 74° DrzOT=3,6 EZ-FSN 2,8



**Abbildung 4-28: TA-Ergebnis Zylinderkopfvariation Gleichstellung DrzOT=3,4 bzw. Emissionsergebnis im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  nach [125]**

Betrachtet man den Wert der spezifischen Rußkonzentration zum Ende der Oxidationsreaktionen bei ca. 45°KWnOT, gekennzeichnet durch die ausklingende

OH-Chemilumineszenz, so zeigt sich eine qualitativ gute Korrelation zu den FSN-Emissionswerten des Thermodynamikeinzylinders mit allerdings völlig unterschiedlicher Historie der spezifischen Rußkonzentration.

Im Vergleich zur schwarz dargestellten Messung des Standardzylinderkopfes zeigt der rot gekennzeichnete Rußkonzentrationsverlauf des Nulldrallzylinderkopfes mit gleichgestellter DrzOT eine deutlich schwächere Rußbildung sowie eine geringere Reaktionsfreudigkeit erkennbar am niedrigeren OH-Chemilumineszenzniveau. Dies macht sich negativ in der von Rußoxidation dominierten Verbrennungsphase ab ca. 25°KWnOT bemerkbar, da die spezifische Rußkonzentration nur sehr schleppend abnimmt und somit die Kurve des Standardzylinderkopfes bei ca. 40°KWnOT schneidet bzw. anschließend oberhalb dieser liegt.

Das grün markierte Ergebnis des Nulldrallzylinderkopfes mit nahezu identischem Emissionsergebnis zum Standardzylinderkopf weist dagegen eine verstärkte Rußbildung, aber ebenso eine größerer Reaktivität (höchste OH-Chemilumineszenz) mit dadurch bester Rußoxidationsphase auf, so dass sich der Rußkonzentrationsverlauf ab ca. 35°KWnOT mit dem des Standardzylinderkopf deckt.

Als Erklärung für die unterschiedliche Rußbildungsphase dient die Visualisierung der Zündorte von Vor- und Haupteinspritzung in Abbildung 4-29.

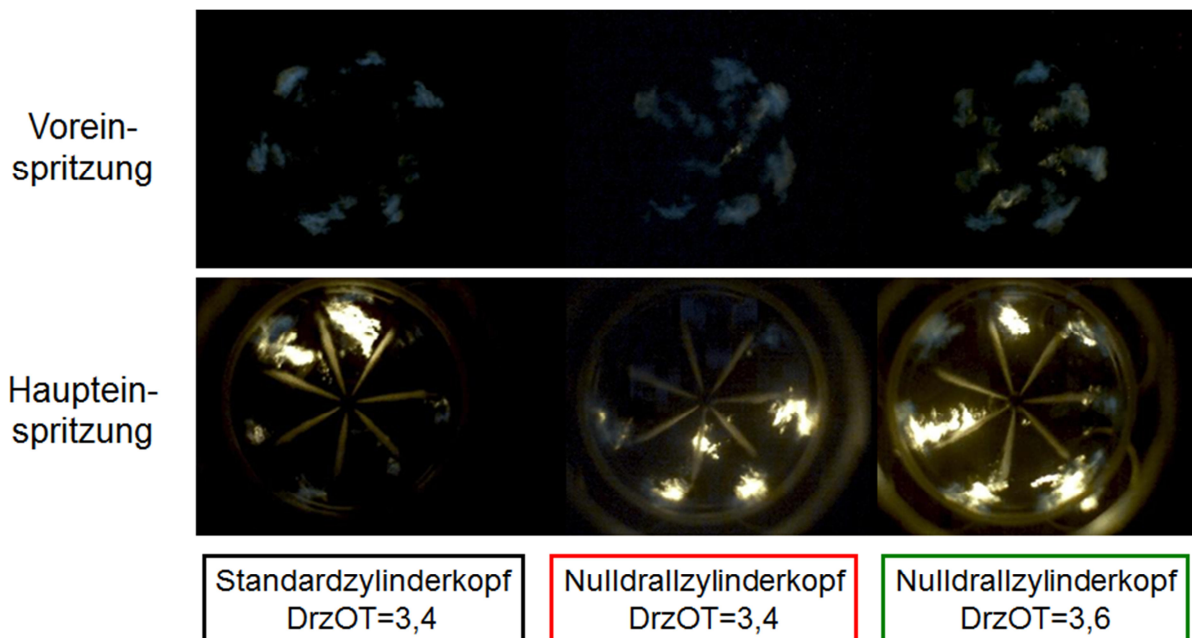


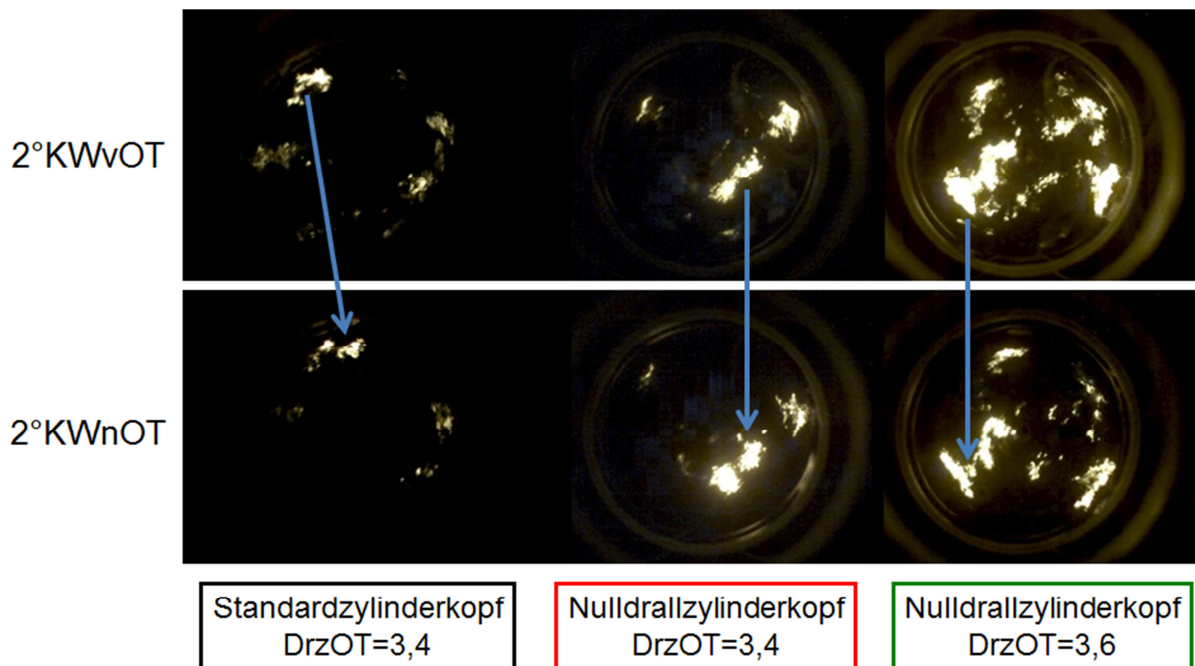
Abbildung 4-29: TA-Aufnahmen Vor- und Haupteinspritzung Zylinderkopfvariation Gleichstellung DrzOT bzw. Emissionsergebnis im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  nach [125]



Die Zündorte und erfassten –flächen der Voreinspritzung unterscheiden sich deutlich zwischen den beiden Kanalkonzepten. Während sich im links dargestellten Fall des Standardzylinderkopfes eine vergleichsweise kleine, düsenferne Zündfläche ergibt, zeigen die in der Mitte sowie rechts dargestellten Aufnahmen vom Nulldrallzylinderkopf sehr große, näher zur Brennraummitte hin orientierte Zündherde.

Die Hauptverbrennung setzt bei gleichgestellter DrzOT (links + mittig) sowohl für Standard- als auch Nulldrallzylinderkopf in düsenfernen, mageren Bereichen des Kraftstoffsprays ein mit Vorteilen für den Nulldrallzylinderkopf hinsichtlich der Entfernung des Zündortes zur Einspritzdüse. Die Aufnahme des Nulldrallzylinderkopfes mit identischem Emissionsergebnis belegt eine deutlich düsennähere und damit in fetteren Gemischbereichen zündende Hauptverbrennung, welche zu einer stärkeren Rußbildung beiträgt.

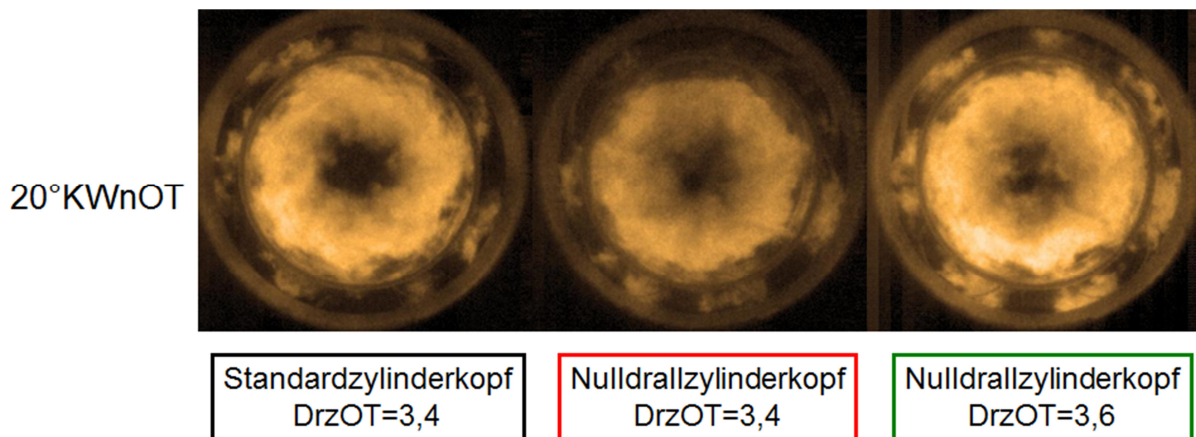
Aus den in Abbildung 4-30 dargestellten Bildern der Voreinspritzverbrennung zum Zeitpunkt  $2^\circ\text{KWvOT}$  bzw.  $2^\circ\text{KWnOT}$  lässt sich zudem ein Unterschied in den Strömungsformen zwischen Standard- und Nulldrallzylinderkopf ableiten.



**Abbildung 4-30: TA-Aufnahmen Vorverbrennung Zylinderkopfvariation Gleichstellung DrzOT bzw. Emissionsergebnis im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  nach [125]**

Verfolgt man zwischen beiden Bildserien eine spezifische Verbrennungsstruktur (s. Pfeildarstellung), so wird für den Standardzylinderkopf die erwartete Rotationsbewegung einer Drallströmung deutlich. Beim Nulldrallzylinderkopf

hingegen gleiten die Verbrennungszonen entlang einer gedachten vertikalen Linie von oben (Einlass) nach unten (Auslass). Diese Art der nicht-rotatorischen Ladungsbewegung ähnelt derjenigen, durch eine Tumbleströmung induzierten Bewegung eines Ottomotors. Dieser Effekt wirkt sich auch noch zu späteren Zeitpunkten der Verbrennung aus wie Abbildung 4-31 zum Zeitpunkt  $20^\circ\text{KWnOT}$  demonstriert.



**Abbildung 4-31: TA-Aufnahmen Hauptverbrennung Zylinderkopfvariation Gleichstellung DrzOT bzw. Emissionsergebnis im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  nach [125]**

Im Vergleich zum links abgebildeten Standardzylinderkopf zeigt sich bei den Verbrennungsaufnahmen des Nulldrallzylinderkopfes eine ungleichmäßigere Rußstrahlungsverteilung. Im Fall der DrzOT-Gleichstellung ist dies am im unteren Teil des Bildes (Auslass) stärker erfassten Quetschspalt zu erkennen. Bei der Emissionsgleichstellung mit  $\text{DrzOT}=3,6$  ist eine unsymmetrische Strahlungsverteilung im Quetschspalt nicht so gut zu erkennen. Stattdessen weist die intensivere Infrarotstrahlung auf das höhere Rußbildungsniveau hin (s. auch Abbildung 4-28). Dennoch kann im unteren Teil dieser Abbildung eine erhöhte Helligkeit der infraroten Rußstrahlung im Vergleich zum oberen Bildabschnitt festgestellt werden. Diese Asymmetrie wiederum unterstreicht die Theorie der Tumblekomponente in der vorliegenden Strömungsform.

Abschließend sollen die beiden vorgestellten Einlasskanalkonzepte hinsichtlich ihrer Strömungsbildung während der Hauptverbrennung bei gleichgestellter DrzOT mittels Kreuzkorrelation von aufeinanderfolgenden Transparentaggregataufnahmen zwischen  $16$  und  $18^\circ\text{KWnOT}$  miteinander verglichen werden (s. Abbildung 4-32).



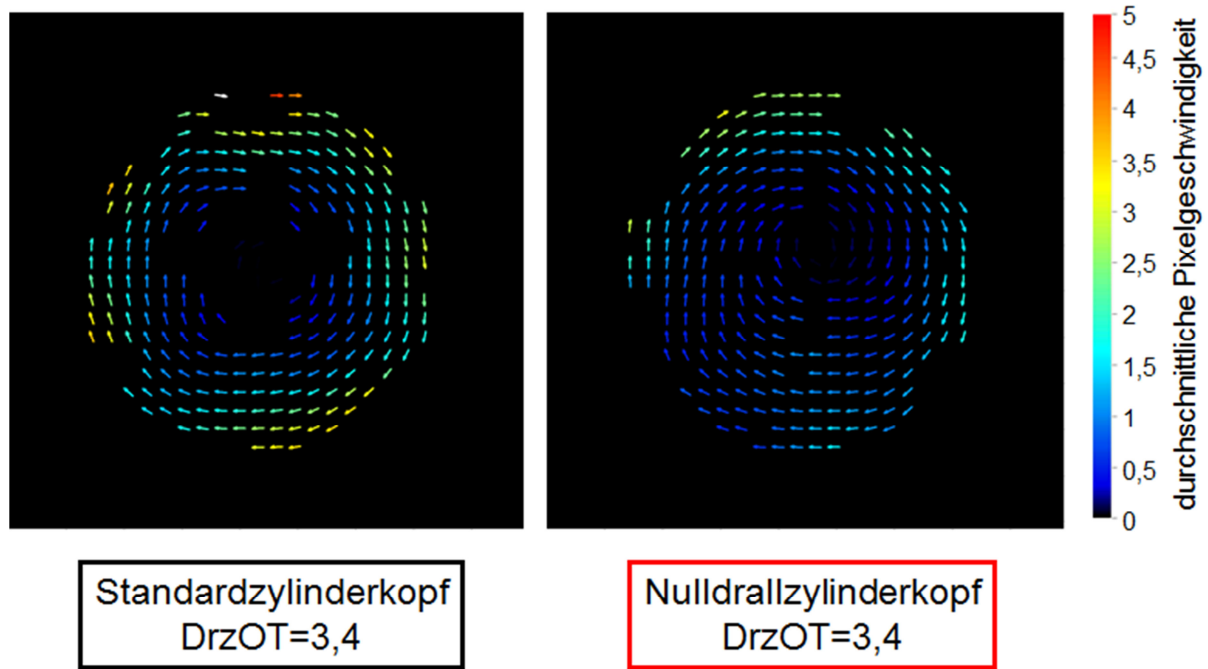


Abbildung 4-32: Strömungsfeldauswertung mittels Kreuzkorrelation aufeinanderfolgender TA-Aufnahmen bei gleichgestelltem DrzOT im Betriebspunkt 2000rpm/7bar,  $\text{NO}_x=0,2\text{g/kWh}$  nach [125]

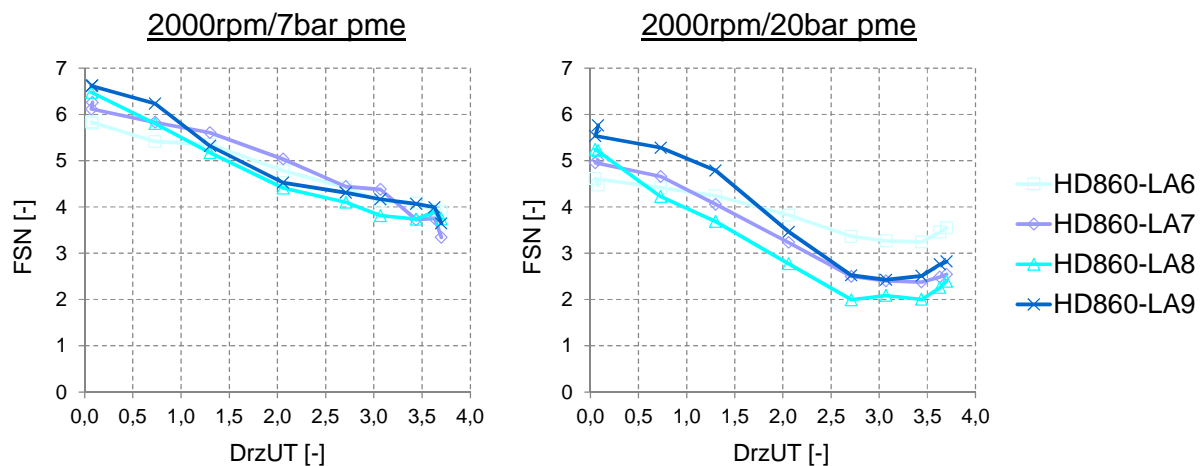
Bei simulativ gleichgestellter DrzOT ergibt sich für den Nulldrallzylinderkopf eine niedrigere Strömungsgeschwindigkeit sowie ein deutlich erkennbares nicht brennraummittig liegendes Drehzentrum gegenüber dem Standardzylinderkopf. Diese während der Hauptverbrennung erzeugten Ergebnisse differieren von den Ladungswechselsimulationen (s. Abbildung 4-25), bei denen eine gut vergleichbare Drallströmung sowohl hinsichtlich Geschwindigkeitsfeld als auch Drehzentrum zwischen Standard- und Nulldrallzylinderkopf ermittelt wurde. Dies mag zum einen an den unterschiedlichen Betrachtungszeitpunkten und Randbedingungen liegen, d.h. ZOT gegenüber 16 bis 18 °KWnOT bzw. Simulation ohne Einspritzung und Verbrennung gegenüber Transparentaggataufnahmen mit selbigen. Zum anderen ist natürlich auch die Abbildungsgenauigkeit der verwendeten Simulationsmodelle zur Realität begrenzt und stark von der Güte der verwendeten Randbedingungen abhängig.

Die vorgestellten Versuchsergebnisse verdeutlichen eindrücklich die Bedeutung der Drallqualität für die Gemischbildung der dieselmotorischen Verbrennung. Dabei darf jedoch nicht nur die für Dieselmotoren typische Ladungsbewegung der Drallströmung charakterisiert werden (s. Abbildung 4-23 bis Abbildung 4-25), sondern es muss auch auf nicht-rotatorische Strömungskomponenten wie beispielsweise eines Tumbles

eingegangen werden, da dies entscheidenden Quereinfluss auf die Zündung und Verbrennung des Gemischs haben kann (s. Abbildung 4-30 und Abbildung 4-31).

### 4.3.2 Drallvariation am Nulldrallzylinderkopf mit Injektormatrix

Nachdem im vorangegangenen Kapitel die Ergebnisse des Zylinderkopfvergleichs vorgestellt worden sind, soll nun auf die Wirkung des Dralls auf die Gemischbildung aus Untersuchungen einer Injektormatrix (s. Tabelle 4-5) am Nulldrallzylinderkopf eingegangen werden. Die hierzu durchgeführten Variationen der EKAS-Stellung bei konstant gehaltenen spezifischen Stickoxidemissionen zeigen betriebspunkt- und lochanzahlunabhängig die schlechte Gemischbildungsqualität des Brennverfahrens in Richtung geringen Drallniveaus von  $DrzUT < 2$ . Beispielhaft sind in Abbildung 4-33 die EKAS-Variationen der Betriebspunkte 2000rpm/7bar pme (links) sowie 2000rpm/20bar pme (rechts) dargestellt.

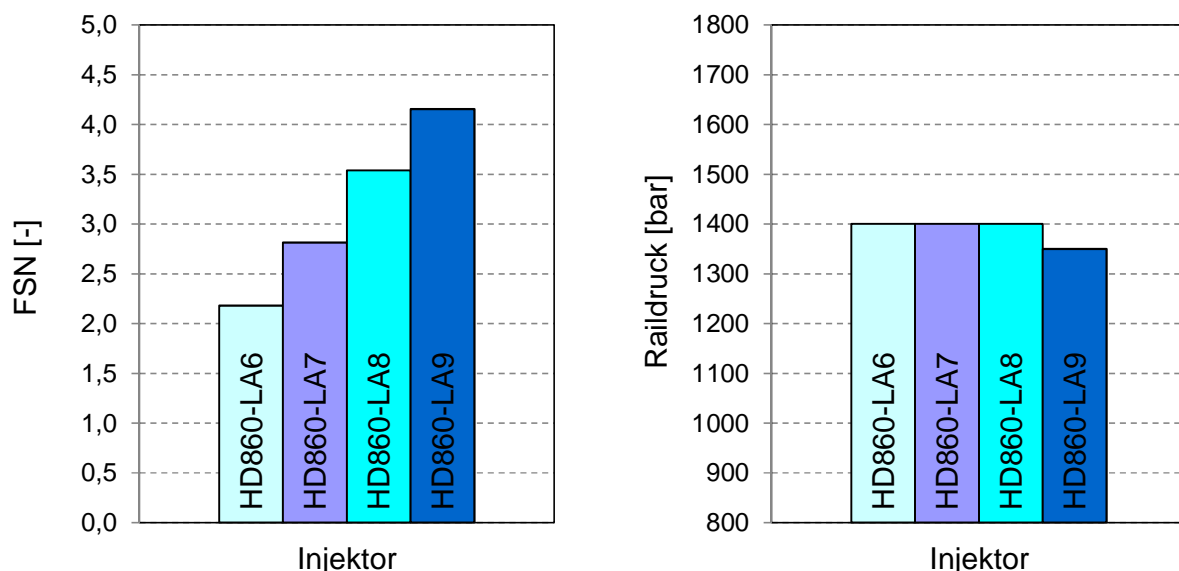


**Abbildung 4-33: EKAS-Variation bei konstanter NO<sub>x</sub>-Emission mit Injektoren unterschiedlicher Lochanzahl am Nulldrallzylinderkopf im Betriebspunkt 2000rpm/7bar pme (links, NO<sub>x</sub>=0,2g/kWh) und 2000rpm/20bar pme (rechts, NO<sub>x</sub>=0,45g/kWh)**

Bei 2000rpm/7bar pme ergibt sich mit steigender DrzUT eine kontinuierliche Verbesserung der Schwarzauchmissionen, wobei der Gradient in der Rußabnahme ab ca. DrzUT 2,5 merklich geringer wird. Dennoch ist aus dem Kurvenverlauf die Annahme zulässig, dass eine Steigerung des Drallniveaus über DrzUT=4 hinaus zu einer weiteren Absenkung des FSN-Wertes führen würde. Im Betriebspunkt 2000rpm/20bar pme wird zunächst ebenfalls der positive Einfluss einer Drallsteigerung auf die Gemischbildung deutlich, wenn man beispielsweise das Rauchniveau bei DrzUT=0 und 2,5 miteinander vergleicht. Allerdings hat die weitere

Anhebung der Drallintensität Richtung  $DrzUT=4$  im Gegensatz zu  $2000rpm/7bar$  keine Rauchverringern sondern eine Zunahme desselbigen zur Folge. Der Betriebspunkt  $2000rpm/20bar$  pme zeichnet sich durch eine sehr lange Einspritzdauer aus, so dass es möglicherweise zu einem Ineinanderwehen von Gemischwolken benachbarter Einspritzlöcher kommt (s. Kapitel 2.3.1). Da die Verschlechterung der Rußemissionen aber nahezu lochanzahlunabhängig ab einem Drallniveau von ca.  $DrzUT=3,5$  einsetzt, kann dies nicht die alleinige Ursache sein. Vielmehr ist von einer Überlagerung durch den Effekt einer geänderten Sekundärströmung auszugehen, da das steigende Drallniveau zu einer Quetschspaltströmung führt, welche stärker der Kolbenmuldenkontur folgt und somit Einfluss auf die Gemischverteilung in Kolbenmulde und Quetschspaltbereich nimmt, welche entscheidend für das (Ruß-)Emissionsverhalten des Dieselmotors ist (s. Kapitel 2.4).

Bei fehlender Rotationsbewegung der Ladung ( $DrzUT=0$ ) zeigen sich die Rauchwerte der LA-Variation (s. Abbildung 4-34 links) konträr zum erwarteten Ergebnis einer Verbesserung mit steigender Lochanzahl wegen einer besseren geometrischen Überdeckung des Brennraumes.



**Abbildung 4-34: FSN und Raildruck der LA-Variation im Betriebspunkt  $2000rpm/7bar$ ,  $NO_x=0,5g/kWh$  und  $DrzUT=0$**

Stattdessen ist eine kontinuierliche Verschlechterung der Rußemissionen mit zunehmender Spritzlochanzahl des Injektors festzustellen, wobei der Raildruck innerhalb der Messungen nahezu konstant gehalten wird (Kriterium Gleichstellung

Verbrennungsgeräusch s. Kapitel 4.2.1.). Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Interpolation der FSN-Werte aus den AGR-Variationen im dargestellten Fall bei einem  $\text{NO}_x$ -Niveau von  $0,5\text{g/kWh}$  statt der in diesem Betriebspunkt üblichen  $0,2\text{g/kWh}$  erfolgt, da die Schwarzrauchwerte andernfalls in einem Bereich größer  $\text{FSN}=6$  gelegen hätten.

Offenbar dominiert unter diesen Randbedingungen der Ladungsbewegung der steigende Strahlimpuls pro Einspritzloch bei abnehmender Lochanzahl aufgrund der zunehmenden Querschnittsfläche des einzelnen Spritzloches. Die somit höhere Kraftstoffaustrittsgeschwindigkeit führt dann zu einem schnelleren Strahleindringen sowie einer intensiveren Strahl-Wand-Interaktion mit der Kolbenmulde, was die Zerstäubung und Verteilung des Sprays im Brennraum verbessern sollte. Dieser Vorteil überwiegt anscheinend den bereits erwähnten Nachteil einer schlechteren geometrischen Abdeckung des Brennraumes bei sinkender Spritzlochanzahl.

Die vorgestellten Ergebnisse der Drallvariation mit einer Lochanzahl-Injektor-Matrix verdeutlichen die komplexen Vorgänge und zahlreichen Einflussfaktoren der dieselmotorischen Gemischbildung. Dies führt häufig bei vermeintlich einfachen Interaktionen zwischen zwei verschiedenen Parametern wie beispielsweise Lochanzahl und Drallniveau dazu, dass auch augenscheinliche Vorstellungen wie z.B. die Verbesserung der Gemischbildung bei sinkendem Drallniveau durch eine Lochanzahlerhöhung auf keinen Fall Allgemeingültigkeit besitzen und sich durchaus wie gesehen ins Gegenteil verkehren können.

## 4.4 Kolbenmuldenvariation

### 4.4.1 Vorstellung Kolbenmuldenmatrix

Zur Validierung des Zonenlambda-Ansatzes erfolgte im Vorfeld zunächst die simulative Bewertung einer Matrix von insgesamt 10 verschiedenen Kolbenmulden mit Hilfe der 3D-CFD-Verbrennungsberechnung. Die einzelnen Muldengeometrien stellen systematische Variationen von Muldenhalshöhe und Hinterschnitt, basierend auf zwei verschiedenen Muldendurchmessern dar, wobei das geometrische Verdichtungsverhältnis jeweils über eine Anpassung des Muldenmittenkegelwinkels konstant gehalten wurde (s. Abbildung 4-35).

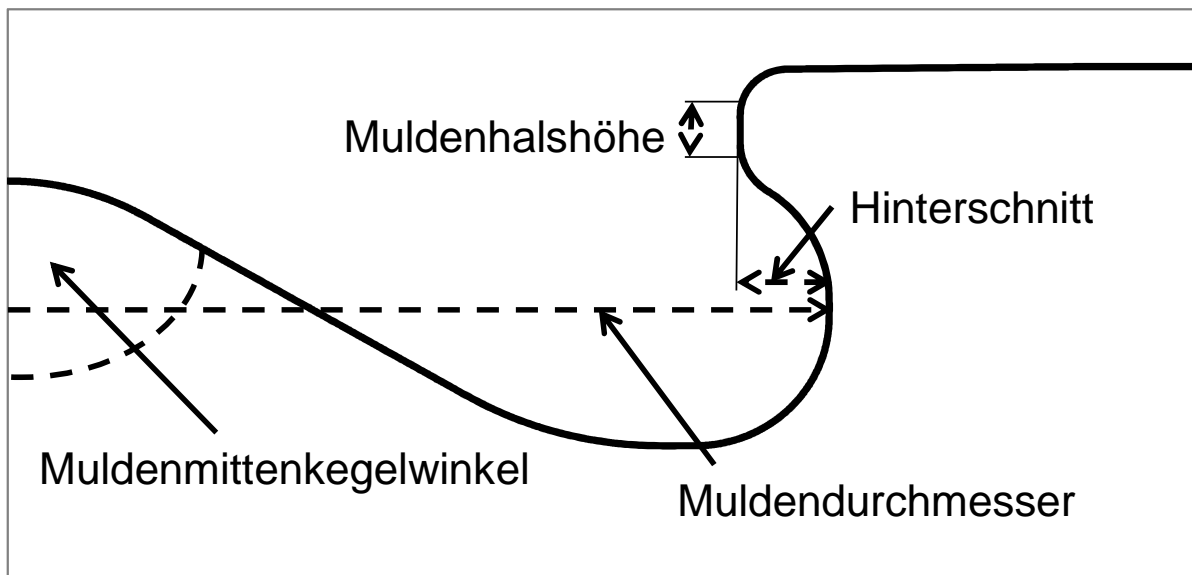
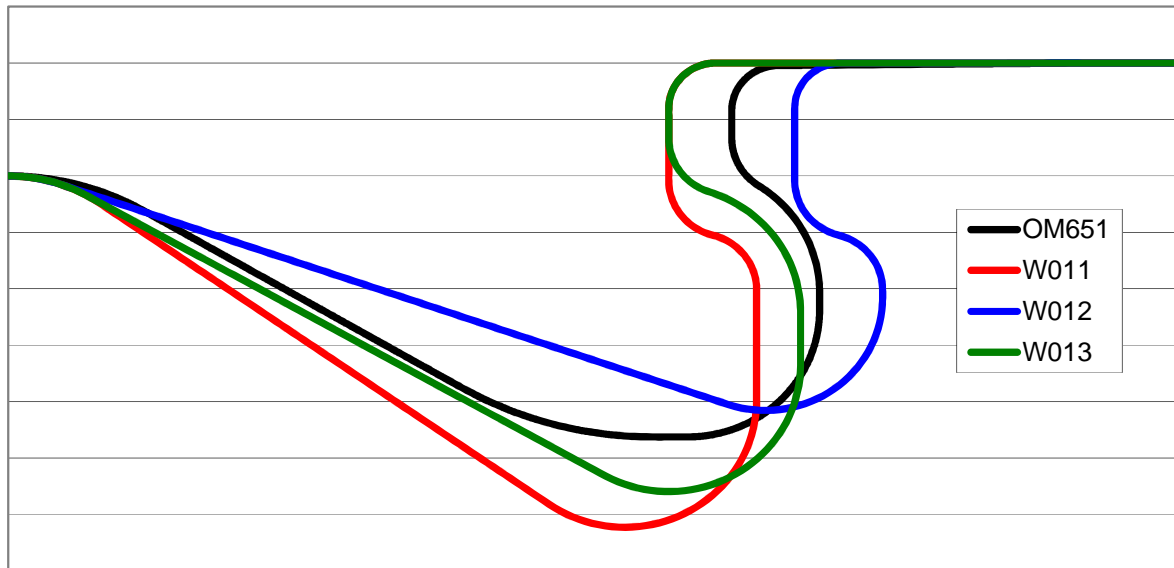


Abbildung 4-35: Schematische Darstellung der variierten Muldenkenngrößen

Die drei am besten eingestufteten Muldenvarianten wurden anschließend gefertigt und am Einzylinder einem thermodynamischen Vergleich zur Basismulde des untersuchten OM651 unterzogen. Die somit 4 Kolben umfassende Versuchsmatrix (OM651 Basis, W011, W012 & W013) veranschaulicht Abbildung 4-36.



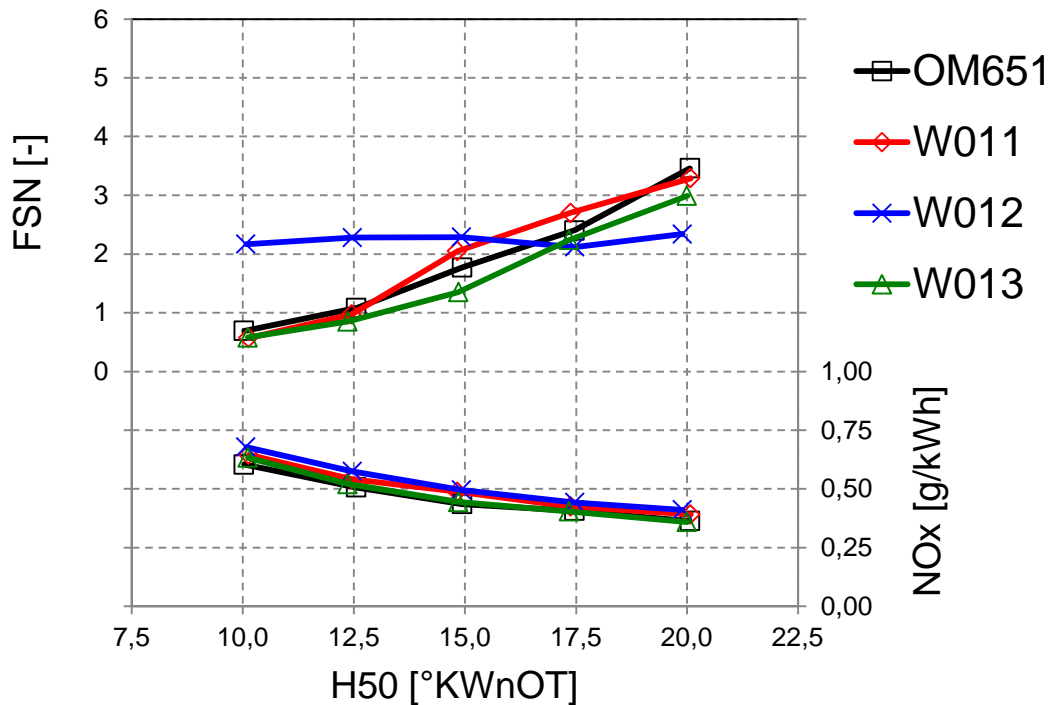
**Abbildung 4-36: Geometrie der am Einzylinder untersuchten Kolbenmuldenvarianten**

Die Versuchsdurchführung beinhaltete AGR-, H50- und EKAS-Variationen, welche mit bis zu vier verschiedenen Dichtscheibenstärken gefahren wurden, um den optimalen Strahlauftreffpunkt der jeweiligen Kolbenmulde zu ermitteln.

In den folgenden zwei Kapiteln sollen nun ausgesuchte Emissionsergebnisse vorgestellt und mit Hilfe des Zonenlambda-Ansatzes diskutiert werden.

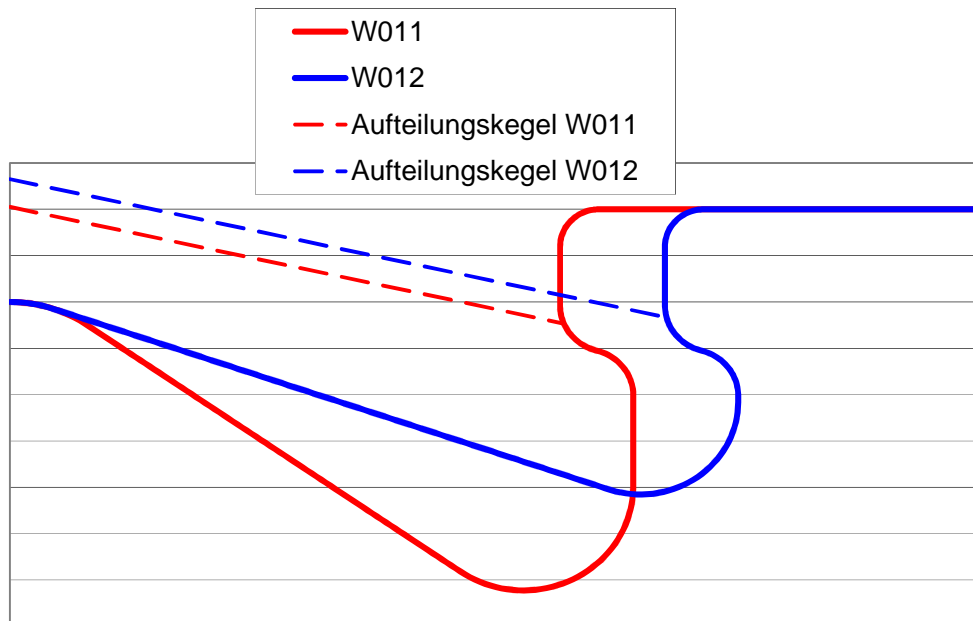
#### **4.4.2 Muldenvergleich bei H50-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/13bar pme**

Die Ruß- und Stickoxidemissionen in Abhängigkeit der Verbrennungsschwerpunktlage H50 des Betriebspunktes 2000rpm/13bar pme zeigt Abbildung 4-37 für die vier untersuchten Kolbenmulden mit der jeweils optimalen Dichtscheibendicke.



**Abbildung 4-37: Einzylinder-Emissionsergebnisse der H50-Variation im Betriebspunkt 2000rpm/13bar pme**

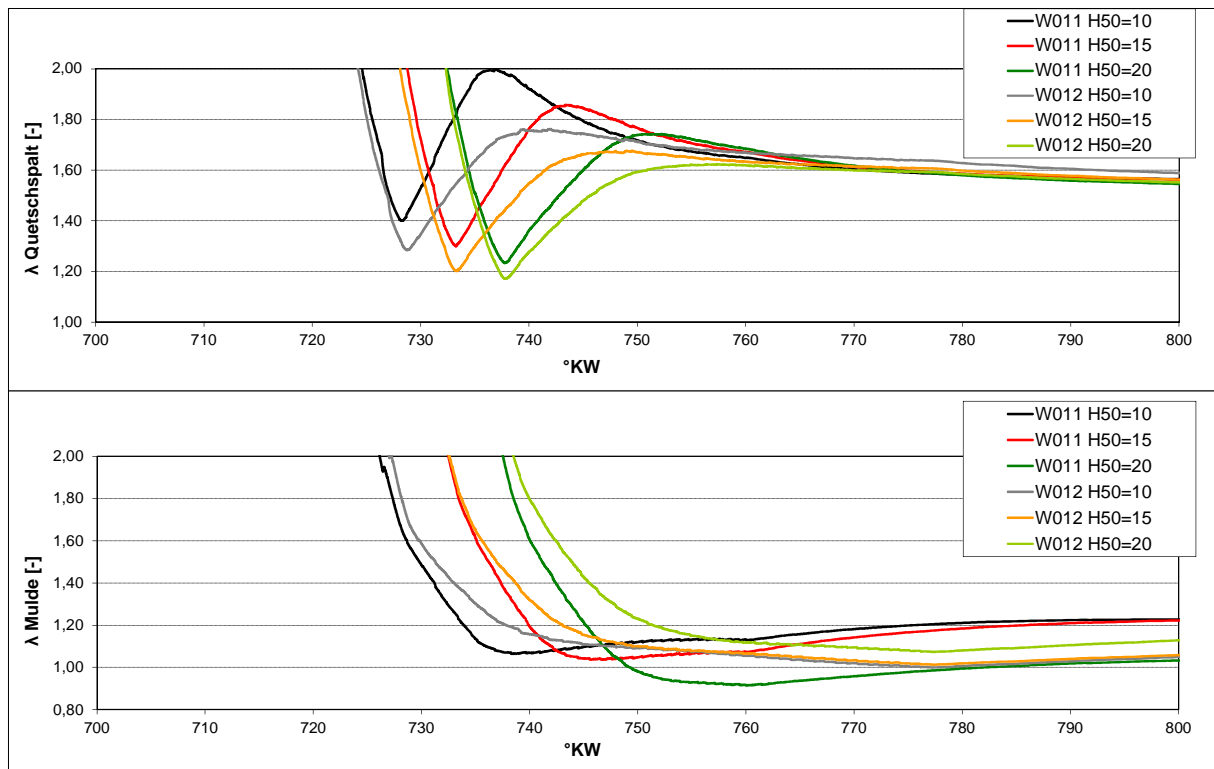
Während die NO<sub>x</sub>-Emissionen in einem engen Streuband nahezu identische Werte aufweisen, unterscheiden sich die FSN-Verläufe ganz erheblich. Insbesondere die Mulde W012 offenbart im Vergleich zu den 3 weiteren Varianten eine qualitativ stark abweichende Charakteristik und bleibt hinsichtlich ihrer Partikelemission nahezu unbeeinflusst vom Verbrennungsschwerpunkt. Die Bewertung mit Hilfe des Zonenlambda-Ansatzes erfolgt aus Gründen der Übersichtlichkeit nur für die zwei Muldenvarianten W011 und W012 sowie für die Verbrennungsschwerpunktlagen 10, 15 und 20°KWnOT. Den Vergleich beider Muldenformen sowie des jeweils angewandten Aufteilungskegels für die beiden Zonen „Mulde“ und „Quetschspalt“ verdeutlicht Abbildung 4-38.



**Abbildung 4-38: Muldengeometrie und Aufteilungskegel für W011 & W012 mit jeweiligen Best-Dichtscheiben**

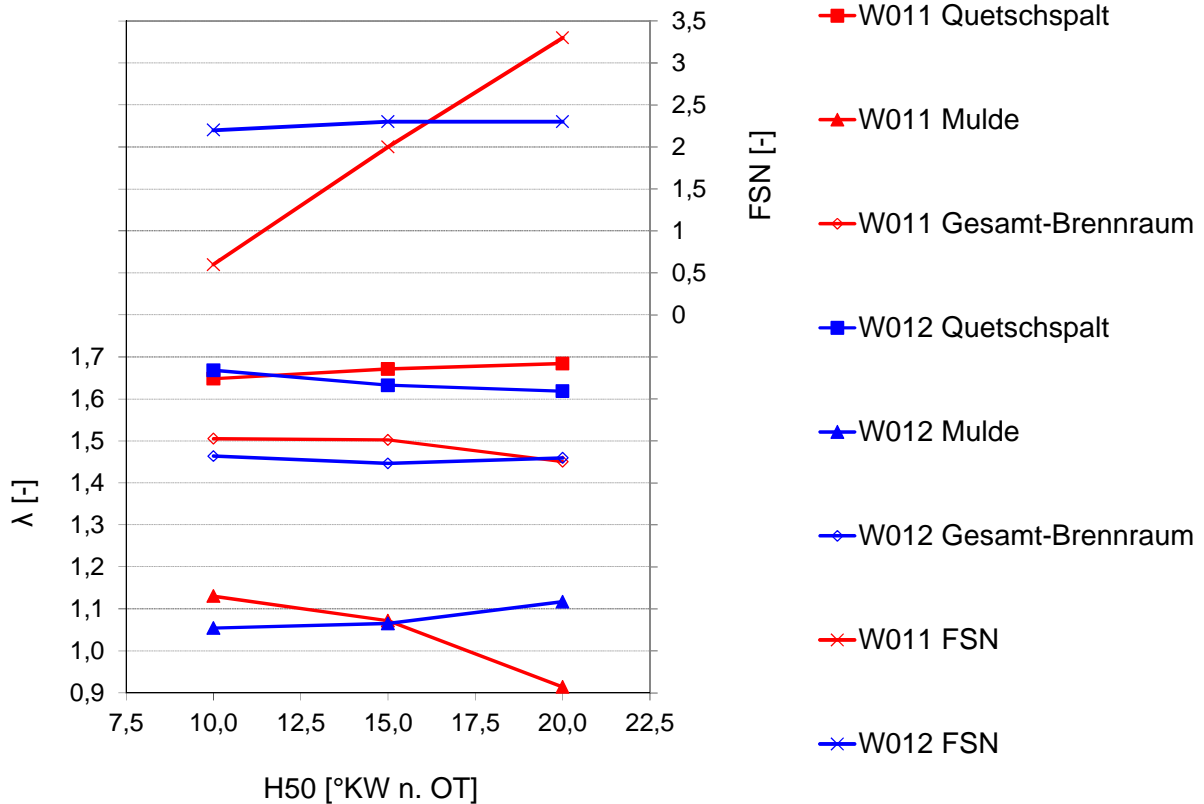
Die in Abbildung 4-39 dargestellten Verläufe von Quetschspalt- und Muldenlambda der insgesamt 6 zu berechnenden Betriebsfälle beweisen eindeutig die ungleiche Gemischverteilung zwischen Quetschspalt (vergleichsweise mager) und Mulde (sehr fett, z.T.  $\lambda < 1$ ) in diesem Betriebspunkt. Bei genauerer Betrachtung der dunkel dargestellten Ergebnisse der Variante W011 fällt zudem auf, dass das Muldenlambda bei nach spät verschobenem H50 fetter wird – ein unerwarteter Effekt, da die Haupteinspritzung im spät liegenden Fall von  $H50=20^\circ\text{KWnOT}$  erst ca.  $8^\circ\text{KWnOT}$  einsetzt und daher von einer zunehmenden Erfassung des Quetschspaltes ausgegangen wird.





**Abbildung 4-39: Quetschspalt- (oben) und Muldenlambdaverlauf (unten) für W011 & W012 bei H50=10, 15 & 20°KWnOT im Betriebspunkt 2000rpm/13bar pme**

Zur Bewertung der Güte der Rußoxidationsphase wird im Folgenden aus den Zonenlambdaverläufen der numerische Wert zum Zeitpunkt 40°KWnOT (Abschätzung Rußoxidationsende aus Transparent-Aggregat-Messungen des OH-Radikals) extrahiert und analog den FSN-Werten über der Verbrennungsschwerpunktlage für die beiden Mulden W011 und W012 dargestellt (s. Abbildung 4-40).

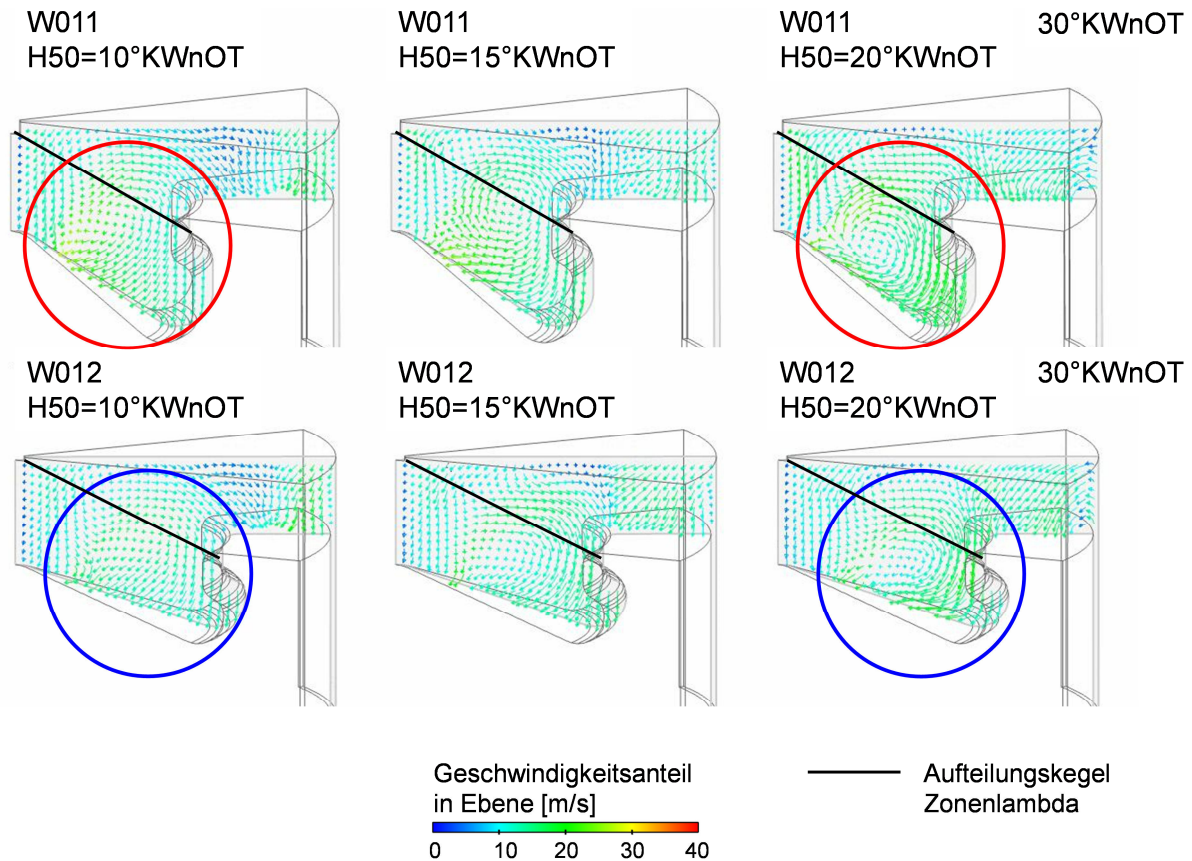


**Abbildung 4-40: Quetschspalt-, Mulden- und Gesamt-Brennraum-Lambda bei 40°KWnOT sowie FSN für W011 & W012 bei H50=10, 15 & 20°KWnOT im Betriebspunkt 2000rpm/13bar pme**

Für den jeweiligen H50 besteht eine gute Korrelation zwischen dem Muldenlambda sowie FSN im Vergleich beider Muldenvarianten, z.B. bei früher Verbrennungsschwerpunktlage von 10°KWnOT weist die rußärmere W011 ein mageres Muldenlambda gegenüber der W012 auf. Umgekehrt für H50=20°KWnOT ergibt sich ein deutlich fetteres Muldenlambda für die W011, welche bei dieser Lage ein schlechteres FSN-Niveau als die W012 besitzt. Da der gewählte Vergleichszeitpunkt der Zonenlambdas von 40°KWnOT jedoch nur ein Maß für die Güte der Rußoxidation darstellt, soll an dieser Stelle explizit darauf hingewiesen werden, dass es unzulässig ist, den Muldenlambda- mit dem FSN-Verlauf über H50 zu korrelieren. Die aufgrund des stark differierenden lokalen Temperaturniveaus erheblich unterschiedlichen Bedingungen für die Rußbildung bei der vorliegenden H50-Variation haben einen großen Quereinfluss auf das integral vorliegende Rußemissionsniveau nach Zyklusende, welches durch die FSN-Messung repräsentiert wird. Unter weitgehend identen Rußbildungsrandbedingungen bei konstantem H50 zeigt sich jedoch die gute Übereinstimmung zwischen

Emissionsverhalten und Muldenlambda zwischen den beiden Kolbenmuldenvarianten.

Ursächlich für die unterschiedlichen Muldenlambdaverläufe und insbesondere das Phänomen eines fetteren Kraftstoff-Luft-Verhältnisses in der Kolbenmulde bei späten H50-Lagen für die W011 sind die sich ausbildenden Strömungsverhältnisse und Wirbel im Brennraum, welche mit Hilfe der 3D-CFD-Verbrennungsanalyse in Abbildung 4-41 dargestellt sind.



**Abbildung 4-41: Strömungsfeld für W011 & W012 bei H50=10, 15 & 20°KWnOT im Betriebspunkt 2000rpm/13bar pme [126], [127]**

Die Mulde W011 bildet bei spätem H50 einen starken Wirbel in der Mulde aus (roter Kreis rechts), welcher das Gemisch ebendort hält und einen Transport in den (mageren) Quetschspalt verhindert. Bei der frühen Verbrennungsschwerpunktlage findet sich der angesprochene Muldenwirbel nicht in dieser ausgeprägten Form (roter Kreis links). Im Falle der W012 zeigen sich nur sehr geringe Unterschiede im Muldenwirbel zwischen frühen und späten H50-Lagen sowie ein insgesamt deutlich niedrigeres Geschwindigkeitsniveau desselbigen.

Die tiefe und mit großem Hinterschnitt versehene Form der W011 lenkt offenbar die einspritzstrahlinduzierte Gasbewegung an der Muldenwand entlang und fördert somit eine derartige Muldenwirbelausprägung bei spätem Verbrennungsschwerpunkt. Bei der flachen W012 kommt es dagegen augenscheinlich zu einem stärkeren „Abbremsen“ der Gasströmung an Muldenhals und Hinterschnitt und somit zu geringeren Unterschieden in der Wirbelausbildung bei verschiedenen Einspritzzeitpunkten.

#### 4.4.3 Strahlauffreffpunktvariation bei Mulde W013 im Betriebspunkt 1200rpm/7bar pme

Der zweite Validierungsfall des Zonenlambda-Ansatzes betrifft die Ergebnisse einer Strahlauffreffpunktvariation (durch Einsatz verschieden dicker Dichtscheiben) bei der Kolbenmulde W013 im Betriebspunkt 1200rpm/7bar pme. Die Auswertung des Partikel-NO<sub>x</sub>-Trade-Off in Abbildung 4-42 zeigt für einen hoch gewählten Strahlauffreffpunkt (Dichtscheibe 2,2mm, schwarz) ein frühzeitig ansteigendes FSN-Niveau, welches jedoch bei niedrigen NO<sub>x</sub>-Werten einen nur noch sehr schwachen Gradienten aufweist. Je tiefer der Einspritzstrahl aus der Düse in den Brennraum tritt (Dichtscheibe 1,0mm, blau), desto später setzt der Partikelanstieg über den NO<sub>x</sub>-Emissionen ein, wobei dieser dann aber nahezu kontinuierlich fortläuft bis zum Abbruchkriterium der AGR-Variation (FSN>6).

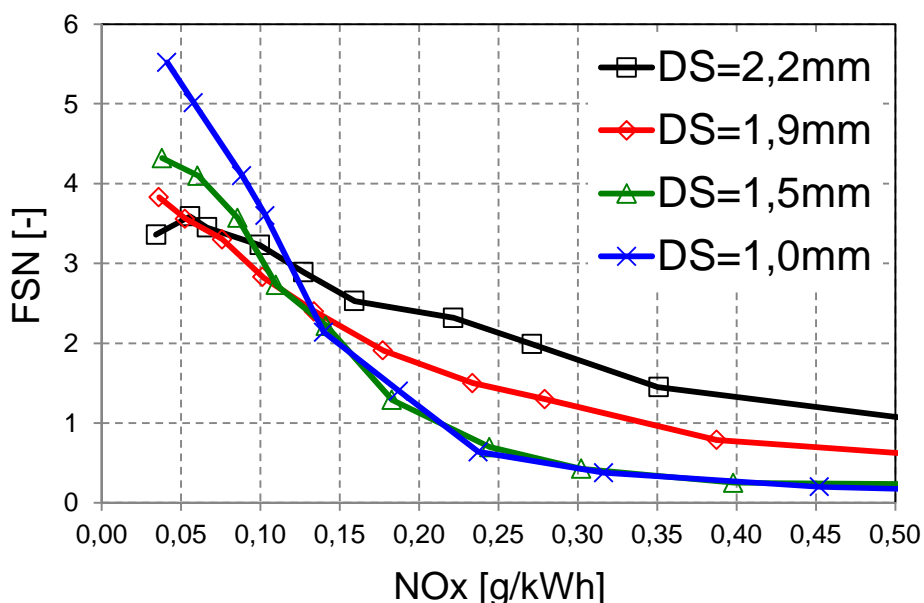
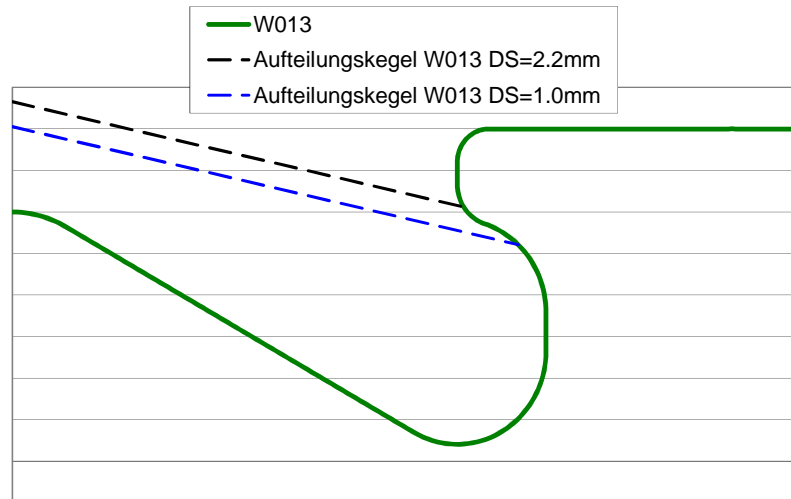


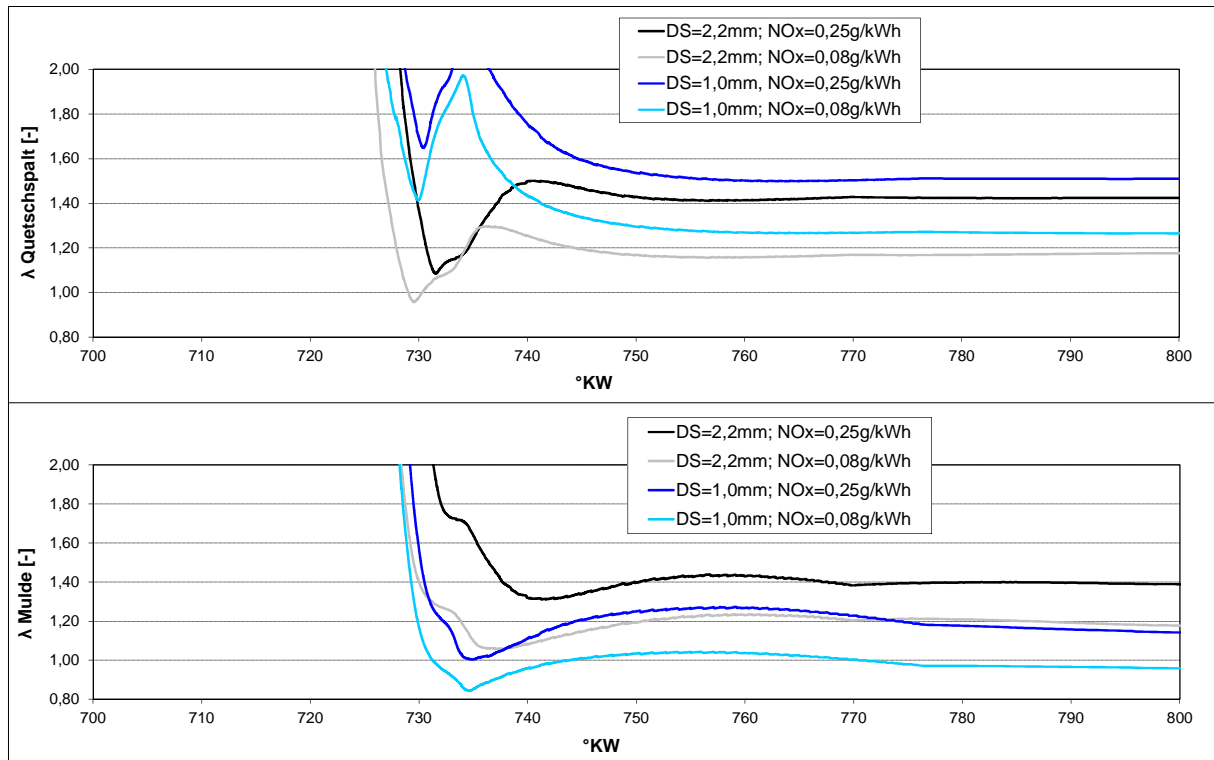
Abbildung 4-42: Einzylinder-Emissionsergebnisse der Strahlauffreffpunktvariation im Betriebspunkt 1200rpm/7bar

Zur Untersuchung mittels des Zonenlambda-Ansatzes kommen je zwei Messpunkte bei einer  $\text{NO}_x$ -Emission von 0,25 bzw. 0,08g/kWh für den höchsten und tiefsten Strahlauftreffpunkt, d.h. die Dichtscheiben von 2,2 bzw. 1,0mm. Die entsprechende Zonendefinition für beide Fälle findet sich in Abbildung 4-43.



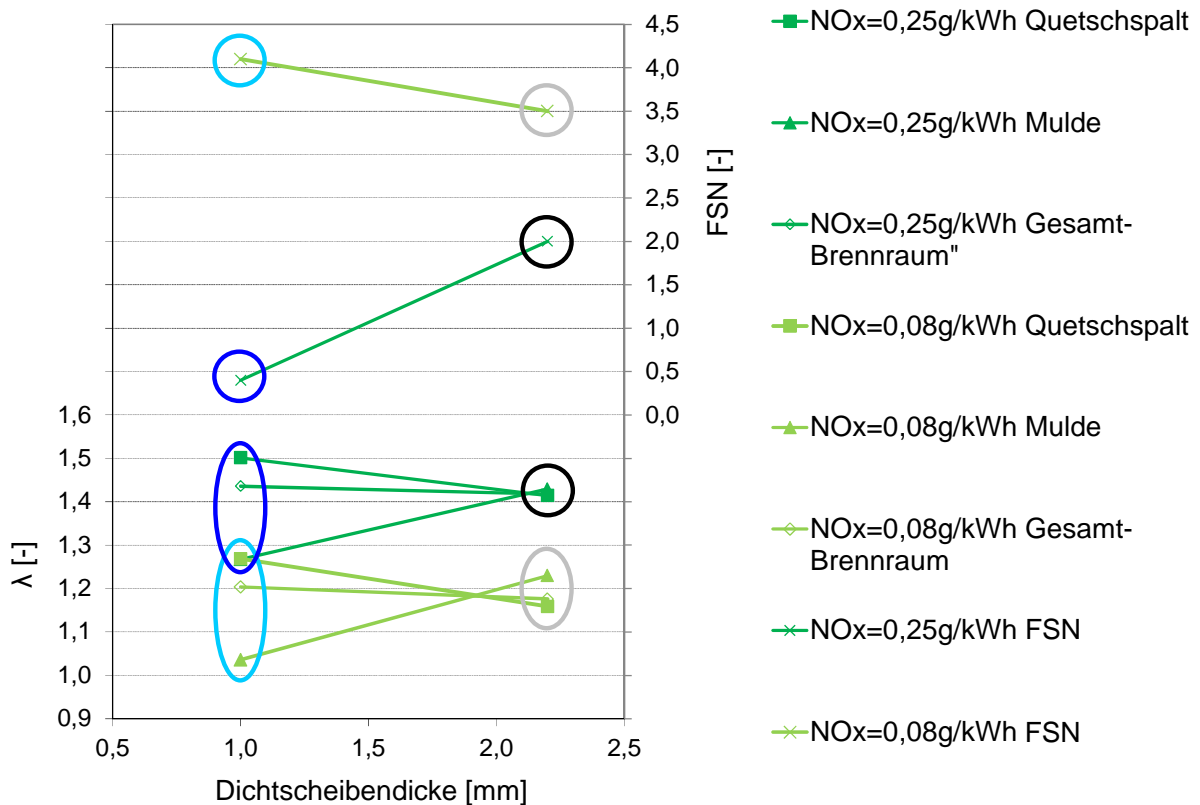
**Abbildung 4-43: Muldengeometrie und Aufteilungskegel für W013 mit höchstem und tiefstem untersuchten Strahlauftreffpunkt**

In der folgenden Abbildung 4-44 sind analog dem vorangegangenen Kapitel die Quetschspalt- und Muldenlambdaverläufe der vier definierten Berechnungsfälle dargestellt. Die Farbzuordnung folgt dabei derjenigen aus Abbildung 4-42 und Abbildung 4-43, wobei die Ergebnisse bei niedrigerer  $\text{NO}_x$ -Emission durch einen aufgehellten Farbton gekennzeichnet sind. Im Vergleich zum Betriebspunkt 2000rpm/13bar pme aus Abbildung 4-39 fällt einem das teilweise deutlich magerere Muldenlambda auf, welches generell auf einem ähnlichen Niveau wie das Kraftstoff-Luft-Verhältnis im Quetschspalt liegt. Das mit abnehmender  $\text{NO}_x$ -Emission gleichfalls sinkende Zonen-Lambda ist durch die zunehmende Substitution von Frischluft durch rückgeführtes Abgas während der AGR-Variation zu erklären.



**Abbildung 4-44: Quetschspalt- (oben) und Muldenlambdaverlauf (unten) für W013 mit DS=2,2 & 1,0mm im Betriebspunkt 1200rpm/7bar pme**

Analog der Darstellung des ersten Validierungsfalles bei 2000rpm/13bar pme in Abbildung 4-40 soll auch im vorliegenden Betriebspunkt eine Lambda-Auswertung zum Zeitpunkt 40°KWnOT als Darstellung über dem variierten Parameter (Dichtscheibendicke als Maß für Strahlauftreffpunkt) erfolgen (s. Abbildung 4-45). Durch farbige Kreismarkierungen wird die entsprechende Kombination aus Dichtscheibendicke und NO<sub>x</sub>-Emission hervorgehoben.



**Abbildung 4-45: Quetschspalt-, Mulden- und Gesamt-Brennraum-Lambda bei 40°KWnOT sowie FSN für W013 bei DS=2,2 & 1,0mm im Betriebspunkt 1200rpm/7bar pme**

Beide NO<sub>x</sub>-Emissionsniveaus zeigen einen qualitativ absolut vergleichbaren Verlauf der Zonenlambdas über der Dichtscheibendicke, d.h. ein mit tieferem Strahlauftreffpunkt fetteres Mulden- bzw. magereres Quetschspaltlambda, was sich mit der räumliche Vorstellung der Gemischverteilung bei einer Strahlauftreffpunktvariation deckt. Scheinbar kommt es lediglich zu einer Art Parallelverschiebung der Zonenlambdaverläufe beim Übergang von NO<sub>x</sub>=0,25 zu 0,08g/kWh auf ein insgesamt fetteres Niveau aufgrund der bereits angesprochenen Zunahme an Abgasrückführung.

Dieses Verhalten korreliert aber nicht mit den ebenfalls dargestellten Rußemissionen, welche sich durch ein konträres Verhalten über der Dichtscheibe zwischen den beiden untersuchten NO<sub>x</sub>-Emissionsniveaus auszeichnen. Im Falle von NO<sub>x</sub>=0,08g/kWh lässt sich ein Bezug zwischen FSN und Muldenlambda herstellen, d.h. ein sehr fettes Kraftstoff-Luft-Verhältnis in der Kolbenmulde (λ≈1,05) bei DS=1,0mm geht einher mit dem höchsten Rauchwert von FSN=4,1 und umgekehrt steht das magerere Muldenlambda (λ≈1,23) bei DS=2,2mm im Zusammenhang mit dem geringeren FSN von 3,5. Bei der erhöhten NO<sub>x</sub>-Emission von 0,25g/kWh weist

das niedrigere Rauchniveau von  $FSN=0,4$  bei  $DS=1,0\text{mm}$  jedoch ein fetteres Muldenlambda von ca. 1,28 gegenüber dem deutlich höheren Rußwert von  $FSN=2,0$  bei  $DS=2,2\text{mm}$  und einem Kraftstoff-Luft-Verhältnis der Zone Kolbenmulde von ca. 1,42 auf.

Die in letztgenanntem Fall sehr gute Gleichverteilung des Gemisches in Quetschspalt und Mulde (Lambda jeweils ca. 1,42) auf einem insgesamt recht mageren Niveau sollte gleichfalls für hervorragende Rußoxidationsbedingungen sprechen. Dies spiegelt sich aber nicht in einem guten Emissionsniveau nieder, so dass für die untersuchte Fragestellung im Betriebspunkt 1200rpm/7bar pme die alleinige Charakterisierung der Rußabbrandphase offenbar nicht ausreichend ist, um die vorliegenden Effekte erklären zu können.

Die beiden betrachteten Validierungsfälle des Zonenlambda-Ansatzes offenbaren zum einen den durchaus interessanten Mehrwert einer detaillierten Kenntnis der Gemischverteilung während der Verbrennungsphase, welche im zuerst betrachteten Betriebspunkt 2000rpm/13bar pme in guter Übereinstimmung zu den FSN-Emissionen gebracht und als geeignetes Mittel zur Charakterisierung der Rußoxidationsphase eingestuft werden konnte. Zum anderen zeigen sich bei 1200rpm/7bar pme aber auch schnell die Grenzen des Ansatzes, da sich das versuchstechnisch ermittelte Verhalten der Rauchemissionen über Strahlauffreffpunkt nicht im Verlauf der Zonenlambdas widerspiegelt und vermutlich größere Unterschiede in der Rußbildungsphase das Nachvollziehen der vorliegenden Ergebnisse mittels eines Ansatzes zur Charakterisierung des Rußabbrandes unmöglich machen.



## 5 Fazit

Die vorliegende Arbeit befasste sich mit den Auswirkungen von Variationen verschiedener (Haupt-)Gemischbildungsparameter auf die dieselmotorische Verbrennung und deren Erfassung in Form von geeigneten Beschreibungsgrößen.

Die Motivation der Thesis liegt in immer anspruchsvolleren Emissionsstandards seitens des Gesetzgebers in Kombination mit immer kürzeren Entwicklungszeiten sowie der steigenden Modell- und Variantenvielfalt im Portfolio der Automobilhersteller begründet, die eine punktgenaue Grundabstimmung der gemischbildungsbeeinflussenden Bauteile erforderlich machen, um ein verbrauchs- und rohemissionsoptimales Brennverfahren darzustellen. Insbesondere die aus Wirkungsgradgründen notwendigen frühen Verbrennungsschwerpunktlagen erweisen sich bei Partikel-, Stickoxid- und Geräuschemissionen als kritisch hinsichtlich der Auslegung und Belastung aufwändiger und kostenintensiver Abgasnachbehandlungssysteme (DOC, DPF, SCR, NSK) bzw. geräuschkämpfender Maßnahmen.

Die Definition der vom Autor selbstgewählten Beschreibungsgrößen der Haupt-Gemischbildungsparameter umfasst für den Themenblock Strahl zunächst konstruktive Merkmale wie Lochgeometrie, Lochanzahl und Winkel des Düsenadelsitzes bevor die Beschreibungsgröße des Düsendurchflusskoeffizienten  $C_d$  erläutert wird.

Die Ladungsbewegung wird anhand der aus einer 3D-CFD-Simulation ermittelbaren Drallzahl im oberen Totpunkt sowie der Qualität des Strömungsfeldes in Form der Zentralität der Drallachse, der Rotationssymmetrie der Drallströmung sowie der Ausprägung des radialen Strömungsprofils in verschiedenen Schnittebenen des Zylinders charakterisiert.

Zur Beschreibung der Gemischbildungsqualität einer Kolbenmuldengeometrie dient in der vorliegenden Arbeit ein Ansatz zur Unterteilung des Brennraumes in zwei Zonen (Mulde, Quetschspalt), für welche mit Hilfe einer 3D-CFD-Verbrennungssimulation der zeitliche Verlauf eines bereichsbezogenen, mittleren Kraftstoff-Luft-Verhältnisses (sogenanntes Zonenlambda) berechnet wird. Die Aufteilung erfolgt mit Hilfe eines virtuellen Kegels, welcher zwischen dem Strahlwurzelpunkt sowie dem Schnittpunkt (bzw. der Schnittlinie) der geometrischen Strahlmittenachse mit der Kolbenmuldengeometrie in OT aufgespannt wird, wobei die Schnittlinie auf der Mulde fixiert wird und sich mit dieser synchron bewegt.

Die Versuchs- und Simulationsergebnisse der Düsenparametervariation umfassen im ersten Schritt die Vorstellung und Diskussion der Resultate einer Variation des hydraulischen Durchflusses und der Lochanzahl, deren Effekte mit Hilfe begleitender Aufnahmen in der optischen Einspritzkammer zum Strahleindringverhalten begründet werden können. Im zweiten Schritt wird eine Variation des Düsennadelsitzwinkels bei zwei verschiedenen Lochanzahlen untersucht, deren Schwarzrauch-Emissionsergebnisse in den Teillastbetriebspunkten eine Korrelation zum Düsen-durchflusskoeffizienten  $C_d$  aufweisen. Im Folgenden wird mittels umfangreicher diagnostischer und simulativer Methoden versucht, die Ursache für dieses Verhalten zu finden. Dabei muss festgestellt werden, dass der Sitzwinkeleinfluss in der vorliegenden Matrix nicht isoliert herausgearbeitet werden kann, da speziell bei der 7-Loch-Matrix entscheidende Gemischbildungsfaktoren wie z.B. der Strahlhöhenwinkel nicht konstant gehalten werden. Die Injektoren der 8-Loch-Matrix zeigen bessere Voraussetzungen für den Sitzwinkelvergleich in Form von vergleichbareren Randbedingungen. Es zeigt sich hierbei mit zunehmendem Sitzwinkel zwar eine größere Kavitationsneigung bei Düsennadelteilhub (Voreinspritzung), aber vor allem ein homogeneres Strömungsfeld am Düsenlochaustritt bei Nadelvollhub (Haupt einspritzung). Dies führt zu einem messbar schnelleren Eindringverhalten und größerem Strahlimpuls, was sich positiv auf Gemischbildung, Zündungsorte und Verlauf der mischungskontrollierten Verbrennung und damit letzten Endes auf die Rußemissionen auswirkt.

Die Drallvariation mit zwei unterschiedlichen Einlasskanalkonzepten (Standard- und Nulldrallzylinderkopf) und entsprechend differierender Drallspreizung offenbart bei einer Gleichstellung der simulativ ermittelten DrzOT am Verbrennungseinzylinder deutlich unterschiedliche Emissionsergebnisse. Erst durch eine wesentliche Steigerung der DrzOT am Nulldrallzylinderkopf erreicht dieser das gute Schwarzrauchniveau des Standardkanalkonzeptes. Parallel durchgeführte Aufnahmen am Transparentmotor weisen am Nulldrallzylinderkopf eine erhebliche Komponente an nicht-rotatorischer Ladungsbewegung nach, welche derjenigen durch eine Tumbleströmung induzierten Bewegung eines Ottomotors ähnelt. Des Weiteren ergibt sich eine niedrigere Strömungsgeschwindigkeit sowie ein deutlich erkennbares, nicht brennraummittig liegendes Drehzentrum gegenüber dem Standardzylinderkopf, was eine Diskrepanz zu den vorher erläuterten Ergebnissen der Ladungswechselsimulation darstellt. Die Versuchsergebnisse verdeutlichen

daher eindrücklich die Bedeutung der Drallqualität für die Gemischbildung der dieselmotorischen Verbrennung. Als Erweiterung des bestehenden Wissens durch diese Arbeit darf dabei die Erkenntnis gelten, dass nicht nur die für Dieselmotoren typische Ladungsbewegung der Drallströmung charakterisiert werden sollte, sondern insbesondere auch auf nicht-rotatorische Strömungskomponenten wie beispielsweise eines Tumbles eingegangen werden muss, da dies entscheidenden Quereinfluss auf die Zündung und Verbrennung des Gemischs und ergo die Emissionen haben kann. Zur Verifizierung des Zonenlambda-Ansatzes werden die Ergebnisse einer Kolbenmuldenvariation vorgestellt. Der erste Validierungsfall beinhaltet einen Vergleich zweier Kolbenmuldenvarianten innerhalb einer Verbrennungsschwerpunkt-lagenvariation. Die Auswertung der Zonenlambdas zum vermuteten Zeitpunkt des Rußoxidationsendes (ca.  $40^{\circ}\text{KWnOT}$ ) zeigt eine sehr gute Korrelation zwischen Schwarzrauch- und Muldenlambdaverlauf, was den vorgestellten Ansatz als ein geeignetes Mittel zur Charakterisierung der Rußoxidationsphase einstuft. Der zweite Validierungsfall (Strahlauffreffpunktvariation innerhalb einer Kolbenmuldenvariante) offenbart allerdings auch die Grenzen des Ansatzes, da sich das versuchstechnisch ermittelte Verhalten der Rauchemissionen über Strahlauffreffpunkt nicht im Verlauf der Zonenlambdas widerspiegelt und vermutlich größere Unterschiede in der Rußbildungsphase das Nachvollziehen der vorliegenden Ergebnisse mittels eines Ansatzes zur Charakterisierung des Rußabbrandes unmöglich machen.

# 6 Anhang

Messstellenplan  
1-Zyl.-Aggregataufbau

OM651DE22  
Aggr.: OU301-9006

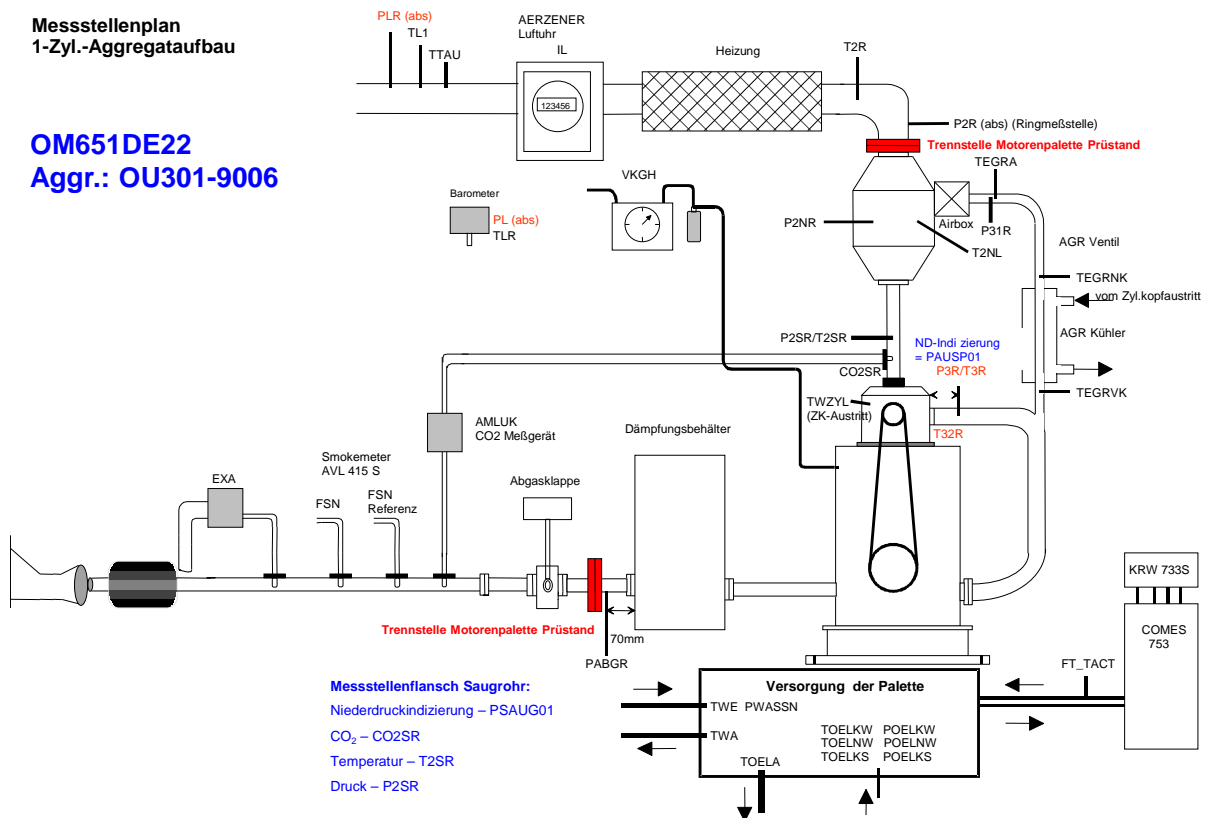


Abbildung 6-1: Messstellenplan des Versuchsmotors samt Prüfstands Aufbau

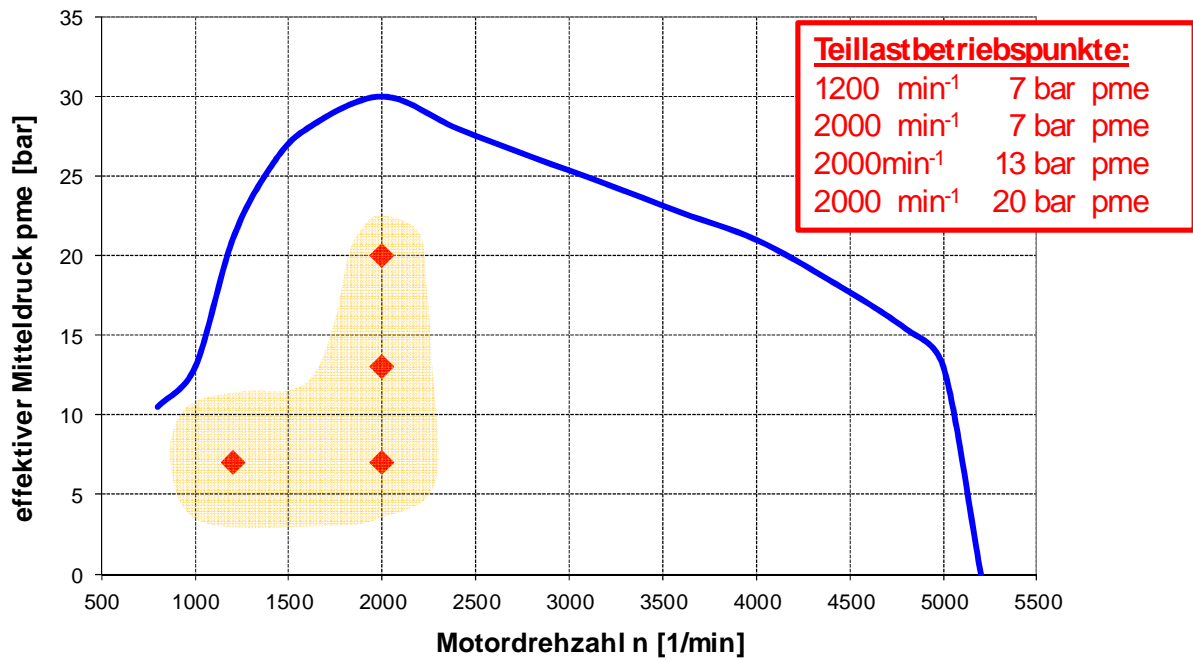


Abbildung 6-2: Teillastbetriebspunkte für Parametervariationen

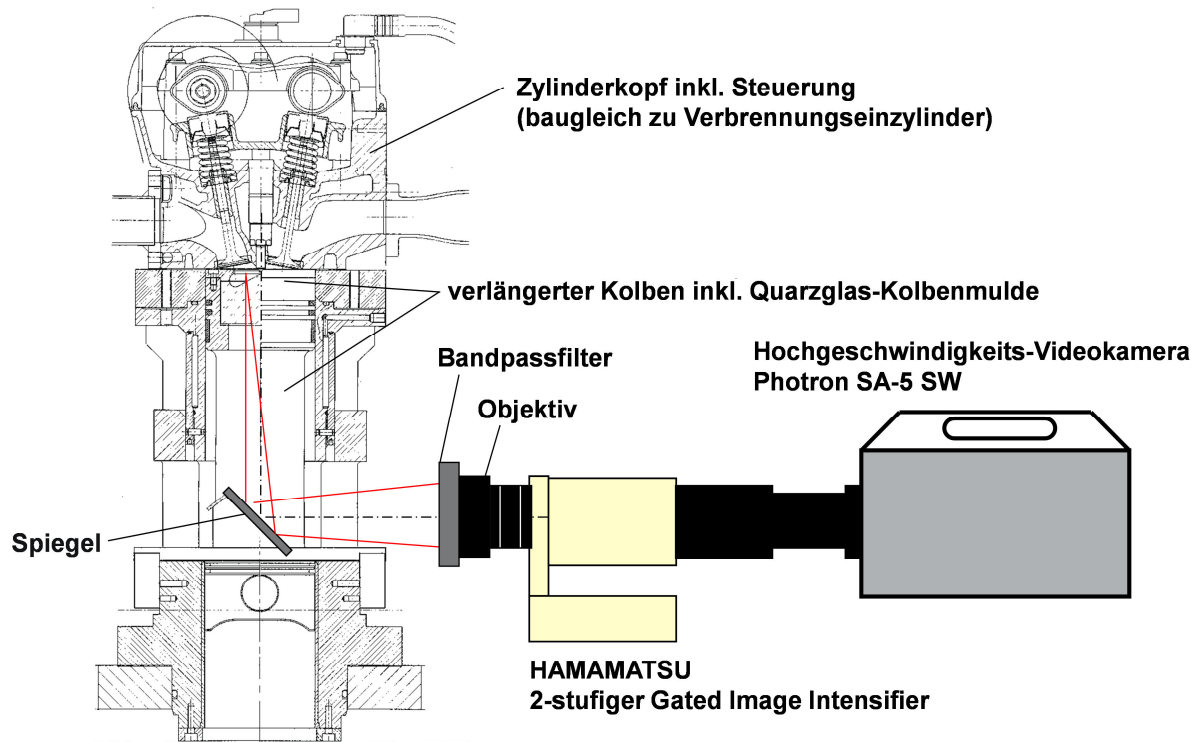


Abbildung 6-3: Aufbau Transparentaggregat OM651 [128]

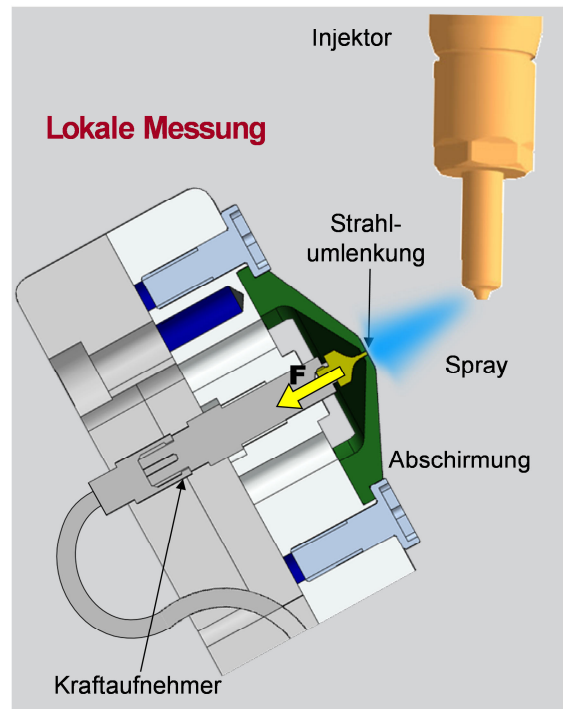
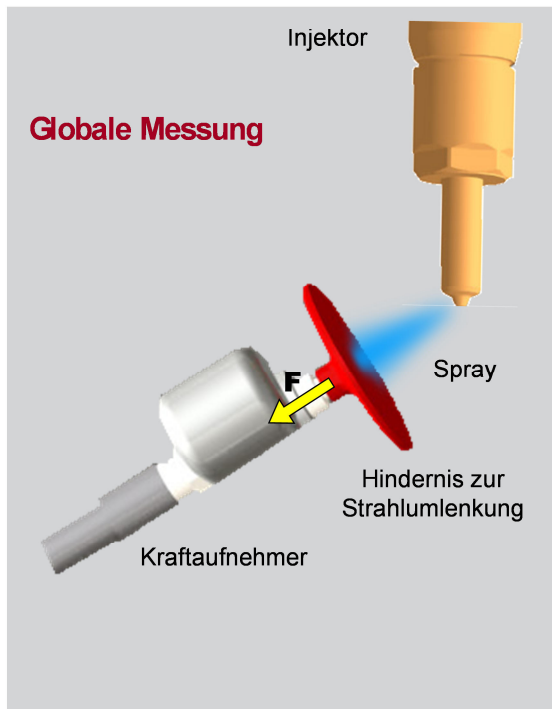
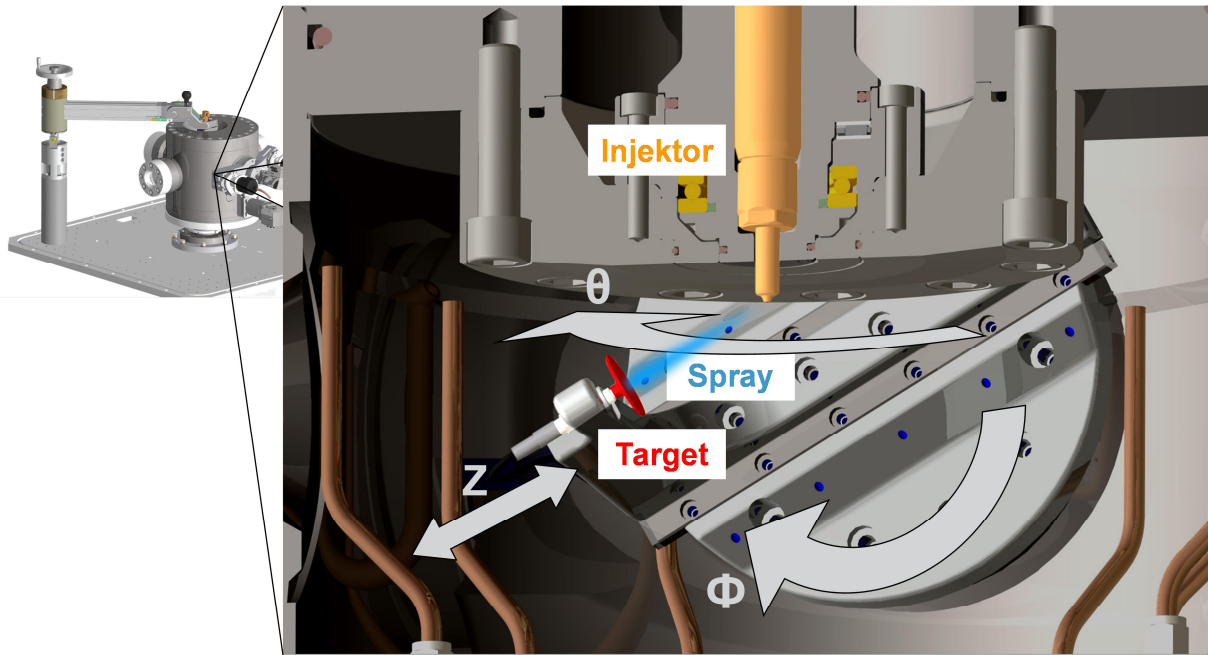


Abbildung 6-4: Prüfstandsaufbau zur Strahlkraftmessung [129]

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] K. Mollenhauer und H. Tschöke, Handbuch Dieselmotoren, Heidelberg: Springer, 2007.
- [2] H. Öing, Entwicklung eines neuen dieselmotorischen Injektorkonzepts für zukünftige Emissionsgrenzwerte, Universität Hannover, Dissertation, 2000.
- [3] M. Stotz, Untersuchung zum Potential von schnelllaufenden Pkw-Dieselmotoren durch Common Rail Einspritzung mit gesteigertem Systemdruck, Universität Rostock, Dissertation, 2000.
- [4] S. Pischinger, Verbrennungsmotoren Band 1/2 21. Auflage, RWTH Aachen, 2000.
- [5] M. Bargende, Verbrennungsmotoren II, Universität Stuttgart, Vorlesungsmanuskript, 2006.
- [6] R. Busch, Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen, Universität Hannover, Dissertation, 2001.
- [7] C.-O. Schmalzing, Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und Verdampfungsverhalten aktueller Diesel-Einspritzsysteme, Universität Stuttgart, Dissertation, 2001.
- [8] M. Stahl, Experimentelle und numerische Untersuchung des primären Strahlzerfalls von Druckzerstäubern, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2008.
- [9] T. Delebinski, Untersuchung der dieselmotorischen Einspritzverlaufsformung mit Hilfe optischer Messsysteme, Universität Hannover, Dissertation, 2006.
- [10] C. Baumgarten, Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseleinspritzung, Universität Hannover, Dissertation, 2003.
- [11] J. Walther, Quantitative Untersuchung der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2002.
- [12] S.-F. Haas, Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teilhomogener Dieselmotoren, Universität Stuttgart, Dissertation, 2007.
- [13] V. Weißermel, Verbrennungsmotoren 1, Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, Fachbereich Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau,

Vorlesungsumdruck, 2008.

- [14] M. Merker, *Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*, Wiesbaden: Teubner, 2006.
- [15] S.-F. Haas, K. Gabel, I. Kutschera, S. Kuhnert und U. Spicher, „Einfluss verringerter Spritzlochdurchmesser auf Gemischbildung, Verbrennung und Emissionen eines Dieselmotors,“ in *9. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*, Baden-Baden, 2010.
- [16] D. Siebers, „Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays,“ in *SAE Technical Paper 980809*, 1998.
- [17] V. Schwarz, G. König, M. Blessing, C. Krüger und U. Michels, „Einfluß von Strömungs- und Kavitationsvorgängen in Dieseleinspritzdüsen auf Strahlausbreitung, Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei HD-Dieselmotoren,“ in *Motorische Verbrennung (6. Tagung)*, München, 2003.
- [18] W. Hall, T. Eidenböck, J. Honeder, J. Stastny und T. Steinmayr, „Der neue Vierzylinder 1,6 l Dieselmotor für den MINI,“ in *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2010.
- [19] M. Kaufmann, N. Ardey, W. Stütz, D. Hiemesch, R. Wichtl und T. Steinmayr, „The New Cornerstones of the BMW Diesel Engine Portfolio,“ in *21. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2012.
- [20] F. Steinparzer, W. Mattes, P. Nefischer und R. Wichtl, „Der neue 2.0l 4-Zylinder Dieselmotor von BMW,“ in *28. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2007.
- [21] N. Ardey, C. Hiemesch, J. Honeder und M. Kaufmann, „Der neue BMW 6-Zylinder Dieselmotor,“ in *32. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2011.
- [22] F. Rudolph, J. Hadler, H.-J. Engler, A. Krause und C. Lensch-Franzen, „Der neue 1,2l TDI® von Volkswagen - Innovation mit 3 Zylindern für niedrigsten Verbrauch,“ in *31. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2010.
- [23] J. Kahrstedt, R. Dorenkamp, S. Kuiken, M. Greiner, I. Kühne, G. Nigro, T. Düsterdiek, B. Veldten und N. Thöm, „Der neue 2.0l TDI® zur Erfüllung der amerikanischen Emissionsgesetze in Volkswagens neuem Passat,“ in *32. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2011.



- [24] H.-J. Neußer, J. Kahrstedt, H. Jelden, H.-J. Engler, R. Dorenkamp, S. Jauns-Seyfried und A. Krause, „Die neue modulare TDI®-Generation von Volkswagen,“ in *33. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2012, 2012.
- [25] Y. Chi, C. Kim, J. Chun, B. Shin und S. Yoon, „Neues Dieselmotorenverfahren für zukünftige Emissionsvorschriften - Euro 6 ohne aktive NOx Abgasnachbehandlung,“ in *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2010.
- [26] E. Blanchard, J. Visconti, P. Coblenze, F. Legrand, F. Gautier, M. Chevrot, M. Clauet und F. Trochu, „Der neue dCi 130 1,6 L Dieselmotor von RENAULT,“ in *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2010.
- [27] S. Kimura, N. Kurozumi, K. Kawamoto und K. Nakamura, „Der neue Nissan 2,5 L Dieselmotor mit Abgasnachbehandlungssystem: NOx-Speicher-Katalysator und Cordierit-DPF-System,“ in *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2010.
- [28] V. Ricco und D. Schöppe, „Logan "Renault ECO2" Concept: When Ecology Goes Together With Economy,“ in *20th International AVL Conference "Engine & Environment"*, Graz, 2008.
- [29] J. Leweux, J. Schommers, T. Betz, J. Huter, B. Jutz, P. Knauel, G. Renner und H. Sass, „Der neue 4-Zylinder Pkw-Dieselmotor von Mercedes-Benz für weltweiten Einsatz,“ in *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2008.
- [30] W. Stütz, W. Neuhauser, E. Rechberger und J. Stastny, „Die neue Dieselmotorenfamilie von BMW Emissionsarm, sparsam, dynamisch,“ in *8. Dresdner Motorenkolloquium*, Dresden, 2009.
- [31] P. Nefischer, W. Hall, J. Honeder, T. Steinmayr und P. Langen, „Der erste PKW-Dieselmotor mit zweistufiger Aufladung und variabler Turbinengeometrie,“ in *18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2009.
- [32] N. Ardey, R. Wichtl, T. Steinmayr, M. Kaufmann, D. Hiemesch und W. Stütz, „Die neuen Diesel Spitzenmotorisierungen von BMW,“ in *33. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2012.
- [33] M. Gruber, W. Hatz, R. Bauder, G. Pamio, T. Reuss, H. Lörch und A. Burkardt, „Der neue Audi 3,0 L V6-TDI mit Ultra Low Emission System,“ in *17.*

*Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2008.*

- [34] R. Bauder, M. Bach, A. Fröhlich, W. Hatz, J. Helbig und J. Kahrstedt, „Die neue Generation des 3.0 TDI Motors von Audi - emissionsarm, leistungsstark, verbrauchsgünstig und leicht,“ in *31. Internationales Wiener Motorensymposium, 2010, 2010.*
- [35] R. Bauder, J. Kahrstedt, S. Zülch, A. Fröhlich, C. Streng, C. Eiglmeier und R. Riegger, „Der 3.0l V6 TDI der zweiten Generation von Audi - konsequente Weiterentwicklung eines effizienten Antriebes,“ in *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2010.*
- [36] R. Bauder, C. Eiglmeier, A. Eiser und H. Marckwardt, „Der neue High Performance Diesel von Audi, der 3.0l V6-TDI Biturbo,“ in *32. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2011.*
- [37] P. Werner, J. Schommers, U. Engel, C. Spengel, C. Reckzügel, M. Paule, T. Maderstein, W. Eißler und M. Hoppenstedt, „Der neue V6-Dieselmotor von Mercedes-Benz,“ in *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2010, 2010.*
- [38] C. Jo, H. Lee, S. Yoon, Y. Kim, I. Oh, S. Yi, J. Jeon, E. Lee und S. Cho, „Dual Loop EGR Optimization of a V6 3.0 Litre Diesel Engine for CO<sub>2</sub> Reduction,“ in *20. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2011.*
- [39] J. Chun, S. Joo, M. Kim, Y. Kang, J. Yu, S. Pae, H. Hong, E. Lee und S. Kwak, „Der neue umweltfreundliche 2,0 / 2,2 L Clean Dieselmotor von Hyundai-Kia,“ in *18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2009.*
- [40] Y. Murata, K. Tajiri, Y. Sasaki, H. Fukushima, T. Ueno und S. Koide, „Development of the New 2.2l Fuel-Efficient Diesel Engine for HONDA CIVIC,“ in *21. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2012.*
- [41] F. Rudolph, J. Hadler, H.-J. Engler, A. Krause und M. Stamm, „Der neue 1,6l TDI-Motor von Volkswagen,“ in *30. Internationales Wiener Motorensymposium, 2009, 2009.*
- [42] C. Demazure, C. Aymard, E. Brun, J.-P. Le Lagadec, D. Reverseau, D. Lussault und D. Rogez, „Der neue Renault V6 dCi Dieselmotor,“ in *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2008.*

- [43] S. Kimura, E. Matsumoto und M. Yamane, „Nissans neue und saubere Diesel-Technologie für die zukünftige Langzeit-Gesetzgebung Japans,“ in *30. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2009.
- [44] V. Smiljanovski, L. Bartsch, G. Chen, N. Schorn, S. Johnson und A. Lilley, „Registerraufladung am V6 Dieselmotor,“ in *14. Aufladetechnische Konferenz*, Dresden, 2009.
- [45] H. Starosta, „Injektorenliste\_Delphi.xls,“ Daimler AG, Abteilung GR/APD, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2010.
- [46] P. Wenzel, Interviewee, *Abschätzung HD-Bedarf Einspritzdüse für BMW R6 280kW*. [Interview]. 13.12.2012.
- [47] P. Nefischer, W. Hall, W. Mattes und T. Steinmayr, „Der neue BMW Reihen-6-Zylinder Dieselmotor,“ in *17. Aachener Fahrzeug- und Motorenkolloquium*, Aachen, 2008.
- [48] R. Pischinger, M. Kell und T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, WienNewYork: Springer, 2009.
- [49] J. Stegemann, *Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuierten Experimentaleinspritzsystemen*, Universität Hannover, 2004.
- [50] K. Nording, P. Wenzel, C. Krüger und M. Bargende, „CFD-Simulation der dieselmotorischen Verbrennung und Schadstoffbildung unter Berücksichtigung lokaler Ladungswechsel- und Düseninnenströmungseffekte,“ in *Motorische Verbrennung*, Ludwigsburg, 2013.
- [51] J. Hammer, *Einspritztechnik*, Universität Stuttgart, Vorlesungsmanuskript, 2007.
- [52] M. Mutterer, „Drall.ppt,“ Daimler AG, Abteilung EP/MPR, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2009.
- [53] M. Mutterer, „Strömungskennzahlen.pdf,“ Daimler AG, Abteilung EP/MPR, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2009.
- [54] E. Pott, B. Hahne und R. v. Haelst, „Verbrennungsmotor mit Selbstzündung und Drallanhebung einer Einlassströmung“. Deutschland Patent DE 10 2007 053 966 A1, 14.05.2009.
- [55] G. Tippelmann, „A new method of investigation for swirl ports,“ in *SAE*

*Technical Paper Series 770404*, 1977.

- [56] G. P. Merker und C. Schwarz, *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2009.
- [57] W. Bauer, *Empirisches Modell zur Bestimmung des dynamischen Strahlkegelwinkels bei Diesel-Einspritzdüsen*, Technische Universität München, Dissertation, 2007.
- [58] E. Zink, „100628\_651 FEZ AO LLVL Standard-Nulldrallkopf.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APK, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2010.
- [59] M. Mutterer, „090715\_OM651FEZ\_Drall.ppt,“ Daimler AG, Abteilung EP/MPR, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2009.
- [60] D. Adolph und M. Lamping, „www.fev.com,“ 06 04 2009. [Online]. Available: [http://www.fev.com/fileadmin/fev-resources/Publications/Diesel\\_Systems/GasExchangeOptimizationandImpactonEmissionReductionforHSDIDiesel.pdf](http://www.fev.com/fileadmin/fev-resources/Publications/Diesel_Systems/GasExchangeOptimizationandImpactonEmissionReductionforHSDIDiesel.pdf). [Zugriff am 27 04 2011].
- [61] W. Hentschel, G. Ohmstede, G. Block, R. Vanhaelst, S. Schmerbeck, J. Czajka, K. Wislocki und D. Darst, „Multiple Swirl Flow Analysis in a Direct-Injection Diesel Engine,“ in *12th International Symposium on Flow Visualization*, Göttingen, 2006.
- [62] R. Bauder, D. Brucker, W. Hatz, L. Henning, A. Macher, Z.-G. Pamio, T. Reuss, R. Riegger und H.-J. Schiffgens, „Der neue 3,0-l-V6-TDI-Motor von Audi Teil 2: Thermodynamik, Applikation und Abgasnachbehandlung,“ in *Motortechnische Zeitschrift 9/2004*, 2004.
- [63] H. Eichseder und K. Schaffer, „Thermodynamische Potenziale und Grenzen dieselmotorischer Brennverfahren,“ in *8. Dresdner Motorenkolloquium*, Dresden, 2009.
- [64] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw-Hill Higher Education, 1989.
- [65] N. A. Henein, A. Bhattacharyya, J. Schipper, A. Kastury und W. Bryzik, „Effekt of Injection Pressure and Swirl Motion on Diesel Engine-out Emissions in Conventional and Advanced Combustion Regimes,“ in *SAE Technical Paper Series 2006-01-0076*, 2006.
- [66] J. Seebode, *Dieselmotorische Einspritzratenformung unter dem Einfluss von*

- Druckmodulation und Nadelsitzdrosselung, Universität Hannover, Dissertation, 2004.
- [67] P. C. Miles, „The Influence of Swirl on HSDI Diesel Combustion at Moderate Speed and Load,“ in *SAE Technical Paper Series 2000-01-1829*, 2000.
- [68] R. Vanhaelst, W. Hentschel, C. Müller und J. Czajka, „Development of an optical swirl sensor for DI-diesel engines,“ in *Combustion Engines/Silniki Spalinowe PTNSS 2009-SS2-C096*, 2009.
- [69] R. van Basshuysen und F. Schäfer, *Lexikon Motorentechnik - Der Verbrennungsmotor von A-Z*, Wiesbaden: Vieweg, 2004.
- [70] W. Colban, I. Ekoto, D. Kim und P. C. Miles, „In-Cylinder PIV Measurements in an Optical Light-Duty Diesel at LTC Conditions,“ in *THIESEL 2008 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, Valencia, 2008.
- [71] S. K. Singal, B. P. Pundir und P. S. Mehta, „Fuel Spray-Air Motion Interaction in DI Diesel Engines: A Review,“ in *SAE Technical Paper Series 930604*, 1993.
- [72] A. C. Jooss, Interviewee, *Diskussion zur Sekundärwirbelorientierung*. [Interview]. 07 07 2010.
- [73] A. C. Jooss, „FEZ\_LW\_CFDdrall\_Juli\_2010,“ Daimler AG, Abteilung GR/APE, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2010.
- [74] D. J. Timoney und W. J. Smith, „Influences of Fuel Injection and Air Motion Energy Sources on Fuel-Air Mixing Rates in a D.I. Diesel Combustion System,“ in *SAE Technical Paper Series 960035*, 1996.
- [75] M. Mutterer und S. Schweigert, „090716\_TTR\_Drall.ppt,“ Daimler AG, Abteilung EP/MPR, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2009.
- [76] M. Mutterer, „OM651DE18 FEZ 1864555B1 EKAS-Variation.xls,“ Daimler AG, Abteilung EP/MPR, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2011.
- [77] F. Rudolph, J. Hadler und S. Röpke, „Der neue 2,0L 4V TDI mit Common Rail - Moderne Dieseltechnologie von Volkswagen,“ in *16. Aachener Kolloquium "Fahrzeug- und Motorentechnik"*, Aachen, 2007.
- [78] A. Leipertz, K. Blumenröder, E. Schünemann, F. Peter und D. Potz, „Wandeeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-

- Dieselmotoren Teil 1: Motorischen Untersuchungen,“ in *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 60, 1999.
- [79] C. Fettes, T. Schulze, A. Leipertz, H. Zellbeck und D. Potz, „Einfluss der Muldenwand auf Verdampfung, Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren Teil 2: Motorische Untersuchungen,“ in *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 63, 2002.
- [80] M. Hübner, P. Koch, H. Zellbeck, A. Leipertz und A. Kerst, „Wirkkettenanalyse der dieselmotorischen Verbrennung Einfluss von Brennraumwand und Kraftstoff,“ in *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 69, 2008.
- [81] W. Frank, Beschreibung von Einlasskanalströmungen für 4-Takt-Hubkolbenmotoren auf Grundlage stationärer Durchströmversuche, RWTH Aachen, Dissertation, 1985.
- [82] H. Takahashi, T. Ishida und K. Sato, „Improvement of diesel engine performance by variable swirl system,“ in *SAE Technical Paper Series No. 871618*, 1987.
- [83] P. Mattes, Untersuchung der Spray/Wand-Wechselwirkung am Beispiel der dieselmotorischen Gemischbildung, Universität Stuttgart, Dissertation, 1998.
- [84] T. Kitasei, J. Yamada, T. Shoji, S. Shiino und K. Mori, „Influence of the Differenz Fuel Spray Wall Impingement Angles on Smoke Emission in a DI-Diesel Engine,“ in *SAE Technical Paper Series 2008-01-1791*, 2008.
- [85] L. M. Pickett und J. J. Lopez, „Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustion and Soot Formation,“ in *SAE Technical Paper Series 2005-01-0921*, 2005.
- [86] U. Meingast, M. Staudt, L. Reichelt, U. Renz und F.-A. Sommerhoff, „Analysis of Spray/Wall Interaction Under Diesel Engine Conditions,“ in *SAE Technical Paper Series 2000-01-0272*, 2000.
- [87] P. L. Herzog, Möglichkeiten, Grenzen und Vorausberechnung der einspritzspezifischen Gemischbildung bei schnelllaufenden Dieselmotoren mit direkter, luftverteiler Kraftstoffeinspritzung, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1992.
- [88] R. Montajir, H. Tsunemoto, H. Ishitani und T. Minami, „Effect of Reverse Squish on Fuel Spray Behaviour in a Small DI Diesel Engine under High Pressure Injection an High Charging Condition,“ in *SAE Technical Paper*

Series 2000-01-2786, 2000.

- [89] C. Bauer, „110906\_Wettbewerber-Kolbenmulden\_Bauer.ppt,“ Daimler AG, Abteilung EP/MMB, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2011.
- [90] H. Fußhoeller, Abgase von Verbrennungsmotoren, Universität Stuttgart, Vorlesungsmanuskript, 2006.
- [91] R. van Basshuysen, Handbuch Verbrennungsmotor - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, Wiesbaden: Vieweg, 2005.
- [92] J. Warnatz, U. Maas und R. Dibble, Technische Verbrennung, Heidelberg: Springer, 2001.
- [93] D. Schmidt, Grundlagen der technischen Verbrennung (I) und (II), Universität Stuttgart, Vorlesungsmanuskript, 2007.
- [94] J. Gerhardt, R. Leonhard, M. Krüger, D. Naber, J. Pitt, M. Strober und S. Scherer, „Ganzheitlicher systemische Ansatz zur effizienten Emissionsreduktion beim Pkw-Dieselmotor,“ in *12. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"*, Graz, 2009.
- [95] D. L. Siebers und L. M. Pickett, „Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Fuel Jets,“ in *THIESEL Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, Valencia, 2002.
- [96] C. Hespel, J. B. Blaisot, X. Margot und S. Patouna, „Influence of nozzle geometry on spray shape, particle size, spray velocity and the air entrainment of high pressure Diesel spray,“ in *THIESEL Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, Valencia, 2010.
- [97] Robert Bosch GmbH, „Sitzvarianten\_ZHI\_D\_ZI5\_11.pdf,“ Robert Bosch GmbH, Abteilung DS/EHD, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2008.
- [98] o. V., „N-sac and Consac performance comparison.pdf,“ Delphi Diesel Systems, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2004.
- [99] F. Atzler, A. Weigand, O. Kastner, C. Juvenelle und A. Pfeifer, „Mehrfacheinspritzung und Ratenverlaufsformung zur Erreichung der EU6 Emissionsgesetzgebung für PKW Dieselmotoren,“ in *8. Dresdner Motorenkolloquium*, Dresden, 2009.
- [100] C. Soteriou, M. Lambert, S. Zuelch und D. Passerel, „The Flow Characteristics of High Efficiency Diesel Nozzles with Enhanced Geometry Holes,“ in

*THIESEL Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, Valencia, 2006.

- [101] J. M. Desantes, J. Arrègle, J. J. López und S. Hermens, „Experimental characterization of outlet flow for different diesel nozzle geometries,“ in *SAE Technical Paper Series 2005-01-2120*, 2005.
- [102] P. Adomeit, M. Becker, H. Rohs, S. Pischinger, A. Greis und G. Grünefeld, „Potential Soot and CO Reduction for HDI Diesel Combustion Systems,“ in *SAE Technical Paper Series 2006-01-1417*, 2006.
- [103] R. Rezaei, S. Pischinger, J. Ewald und P. Adomeit, „A New CFD Approach for Assessment of Swirl Flow Pattern in HSDI Diesel Engines,“ in *SAE Technical Paper Series 2010-32-0037*, 2010.
- [104] A.-C. Jooss und M. Fritzsche, „101019\_Ergebnisse\_Nulldrallkopf\_Vorstellung\_Mutterer\_FTZ.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APD, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2010.
- [105] B. van den Heuvel, W. Willems, E. Karvounis und H. Schulte, „In-Cylinder Flow Characterization of Modern HSDI Diesel Engines - Numerical and Experimental Evaluation of Current Practices,“ in *THIESEL Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines*, Valencia, 2004.
- [106] L. Herrmann und R. Dubiel, „2010-09-15 HD-Variation.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APD, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2010.
- [107] L. M. Pickett und D. L. Siebers, „Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density, and injection pressure,“ in *Combustion and Flame 138*, 2004.
- [108] M. Hardy, „Seat\_Angle\_calibration development and performance summary.pdf,“ Delphi Diesel Systems, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2009.
- [109] K. Koyanagi, „Sitzwinkel\_Vergleich.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APE, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2011.
- [110] T. Streibel, A. Schön, J. Halfmann, R. Winzer, R. Pittermann und C. Born, „Kinetik der Rußentstehung und -oxidation in DI-Dieselmotoren bei Abgasrückführung,“ Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben Rußkinetik, Frankfurt, 1999.



- [111] J. Dec und C. Espey, „Ignition and Early Soot Formation in a DI Diesel Engine Using Multiple 2-D Imaging Diagnostics,“ in *SAE Technical Paper Series 950456*, 1995.
- [112] H. Fujimoto, H. Iida, T. Aoyama und J. Senda, „Analysis of Combustion Characteristics in Diesel Flame by Means of Chemiluminescence,“ in *COMODIA 1994*, 1994.
- [113] A. G. Gaydon, *The Spectroscopy of Flames*, London: Chapman & Hall, 1957.
- [114] A. G. Gaydon und H. G. Wolfhard, *Flames - Their Structure, Radiation and Temperature*, London: Chapman & Hall, 1973.
- [115] R. Pittermann, M. Hinz, W. Enke, R. Budack und R. Sandig, „Ottomotorische Verbrennung im Dieselmotor,“ in *MTZ Motortechnische Zeitschrift 58*, 1997.
- [116] L. Herrmann und J. Ernst, „2011-06-08 SiWi Variation.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APD, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2011.
- [117] C. Soteriou, „Seat\_angle\_nozzle\_measurement\_2.pdf,“ Delphi Diesel Systems, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2009.
- [118] K. Nording, „Dokumentation\_DI\_PKW\_2011-02-15.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APE, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2011.
- [119] E. Buck und M. Fritzsche, „110315\_SiWi\_KK\_Vergleich\_HD860LA7-8\_Siwi60-90-120\_EBU.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APD, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2011.
- [120] L. M. Picket und D. L. Siebers, „Non-Sooting, Low Flame Temperature Mixing-Controlled DI Diesel Combustion,“ in *SAE Technical Paper Series 2004-01-1399*, 2004.
- [121] D. Siebers und B. Higgins, „Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions,“ in *SAE Technical Paper Series 2001-01-0530*, 2001.
- [122] J. Ernst, „120117\_präsentierte\_Ergebnisse\_SpM.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APD, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2012.
- [123] E. Zink, „651 FEZ Kanalvergleich.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/VPK, unveröffentliche Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2008.
- [124] F. Etzler, „Brennraumvergleich Basis zu Sym Kanal.gif,“ Daimler AG, Abteilung GR/APK, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2010.

- [125] K. Koyanagi, „Dralluntersuchung Final Versl.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APE, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2012.
- [126] K. Nording, „W011\_BB716\_svel.avi,“ Daimler AG, Abteilung GR/APE, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2010.
- [127] K. Nording, „W012\_BB530\_svel.avi,“ Daimler AG, Abteilung GR/APE, unveröffentliche Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2010.
- [128] K. Koyanagi, „110315\_TA\_NIR TA Vers P.ppt,“ Daimler AG, Abteilung GR/APE, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2011.
- [129] J. Ernst, „110315\_SpM\_Status\_BV-Einspr.ppt,“ Daimler AG, GR/APD, unveröffentlichte Arbeitsunterlage, Stuttgart, 2011.

## **8 Lebenslauf**

### **Persönliche Angaben:**

Name: Martin Fritzsche  
Geburtsdatum: 02.02.1983  
Geburtsort: Riesa  
Eltern: Dr. med. Roland Fritzsche  
Dr. med. Annerose Fritzsche, geb. Münch  
Familienstand: ledig

### **Schulbildung:**

09/1989 – 08/1993 Schiller-Grundschule Riesa  
  
09/1993 – 08/2001 Werner-Heisenberg-Gymnasium Riesa,  
vertiefte mathematisch-naturwissenschaftliche Ausbildung  
Abschluss: Abitur

### **Studium:**

10/2002 – 04/2008 Studium des Maschinenbaus an der Technischen  
Universität Dresden  
Fachrichtung: Kraftfahrzeugtechnik und Verbrennungs-  
motoren  
Diplomarbeit bei der DaimlerChrysler AG Stuttgart  
Abschluss: Diplom

### **Beruflicher Werdegang:**

Seit 05/2008 Versuchsingenieur bei der Daimler AG Abteilung RD/RPD  
Forschung/Vorentwicklung Pkw-Dieselmotoren Team  
Thermodynamik