

Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Fakultät für Maschinenbau

**Betriebspunktorientierte Analyse und
Optimierung der Partikelrohmissionen an einem
turboaufgeladenen Ottomotor**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von

Philipp Günter Fischer, M.Sc.

geb. am 22. Mai 1990 in Schwandorf

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber

Korreferent:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichseder

Promotionskolloquium am:

06. Oktober 2020

Kurzfassung

Die vorliegende Dissertation befasst sich mit den Auswirkungen innermotorischer Einflussgrößen auf die Partikelemissionen eines abgasturboaufgeladenen Ottomotors mit vollvariablem Ventiltrieb. Im Fokus stand dabei die Analyse der Partikelquellen sowie die Ableitung möglicher Abhilfemaßnahmen zu deren Reduktion. Zu Beginn wurden anhand aktueller Fahrzyklen die kritischen Fahrzustände erarbeitet. Es zeigte sich, dass zum einen hochlastige Betriebspunkte bei gleichzeitig hohen Motordrehzahlen zu einem starken Partikelanstieg führten. Im stationären Motorbetrieb wurde hierbei die Injektordiffusionsflamme als Hauptpartikelquelle ausgemacht. Zum anderen stellt auch der transiente Motorbetrieb eine Herausforderung dar. Aufgrund wechselnder Brennraum- und Oberflächentemperaturen treten neben der Injektordiffusionsflamme, je nach Betriebsart, zum Teil im gesamten Brennraum Diffusionsflammen auf, welche im Weiteren zu Rußpartikeln führen.

Wie der weitere Verlauf der Arbeit zeigen wird, stellt das Einspritzsystem eine maßgebliche Einflussgröße auf die Gemischaufbereitung des Kraftstoffes und die Entstehung der Partikelemissionen dar. So wurde für die mittlerweile technisch weitverbreitete Hochdruck-Direkteinspritzung eine tiefgehende Analyse in Bezug auf die Injektordiffusionsflamme durchgeführt. Dabei wurde mittels laseroptischer Methoden der Kraftstofffilm auf der Injektorkuppe visualisiert, welcher für die Rußflamme verantwortlich ist. In der Einspritzkammer und am optischen 1-Zylinder Aggregat konnte vor allem der signifikante Einfluss des Einspritzdruckes, aber auch der Einspritzdauer auf die Oberflächenbenetzung der Injektorkuppe nachgewiesen werden. Motorische Untersuchungen bestätigten diese Ergebnisse und zeigten ein zusätzliches Potential durch eine Anhebung der Injektorkuppentemperatur. Ausgehend von dieser Basis wurde das bestehende Einspritzsystem an dem verwendeten 4-Zylinder Vollmotor um ein System der Direkten-Wasser-Einspritzung und der Kraftstoff-Niederdruck-Einspritzung erweitert. Die Wassereinspritzung, welche im Detail eine Kraftstoff-Wasser-Emulsion darstellt, bietet den Vorteil, dass auf die bei Ottomotoren übliche Kraftstoffanfettung verzichtet werden kann. Die Kraftstoffniederdruck-Einspritzung zeigt durch die verlängerte Gemischaufbereitungszeit und kürzeren Einspritzzeiten am Hochdruckinjektor auch nachweisliche Partikelvorteile im aufgeladenen Motorbetrieb. Die Synergie aus der direkten Emulsion-Hochdruck und der Kraftstoff-Niederdruck-Einspritzung stellt bei den durchgeführten Untersuchungen mit einer Reduktion von 90 % der Partikelanzahl- und Partikelmassenemissionen ein Optimum für den stationären Motorbetrieb dar.

Im transiente Fahrbetrieb wird aufgezeigt, dass vor allem die Brennraumoberflächentemperaturen von entscheidender Bedeutung für die Entstehung von Partikelemissionen sind. So kann nach dem Kaltstart im Warmlauf durch eine korrekte Wahl der Einspritzstrategie, gepaart mit kurzen Einspritzzeiten, die Kraftstoffbenetzung des Kolbens vermieden werden. Auch mit der Kraftstoffniederdruck-Einspritzung kann das Partikelniveau herabgesenkt werden, was durch endoskopische Highspeed-Kameraaufnahmen während einer Vollastbeschleunigung bestätigt wird.

Die Arbeit zeigt auf, dass je nach Motorkonzept und verbautem Einspritzsystem verschiedene Partikelquellen dominieren und diese durch eine geeignete Wahl der Einspritzparameter reduziert und zu hohen Teilen vermieden werden können.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	vi
Tabellenverzeichnis	x
1 Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation	1
1.2 Motivation und Zielsetzung	2
1.3 Aufbau der Arbeit	3
2 Grundlagen zu Partikelemissionen	4
2.1 Partikelbildungsmechanismen	4
2.2 Zusammensetzung von Partikeln im motorischen Abgas	9
3 Motorische Einflussgrößen der Partikelentstehung	12
3.1 Betriebspunkte im Kennfeld	13
3.2 Gemischhomogenität und Verbrennungsluftverhältnis	14
3.3 Ladungswechsel	16
3.4 Gemischbildungsverfahren	18
3.4.1 Direkteinspritzung	22
3.4.2 Saugrohreinspritzung	25
3.5 Thermische Konditionierung	28
3.6 Betriebsstoffe	30
3.6.1 Kraftstoff	30
3.6.2 Wasser	32
4 Versuchsaufbau und Messtechnik	38
4.1 Motorprüfstand	38
4.2 Versuchsträger und Sonderaufbauten	41
4.2.1 Vollmotor	41
4.2.2 Transparentmotor	43
4.2.3 Einspritzkammer	45
4.2.4 Sonderaufbau Einspritzsystem	46
4.3 Partikelmesstechnik	48
4.3.1 Partikelanzahl	48
4.3.2 Partikelmasse	51
4.3.3 Partikelgrößenverteilung	52
4.4 Optische Messverfahren	54
4.4.1 Endoskopische Hochgeschwindigkeits-Visualisierung	54

4.4.2	Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF)	57
5	Partikelanalyse im Fahrzyklus	63
5.1	WLTP	63
5.2	Repräsentative RDE-Fahrt	66
5.3	Abgeleitete Motorbetriebspunkte	68
5.3.1	Stationäre Volllast	68
5.3.2	Fahrprofile transienter Motorbetrieb	69
6	Analyse der Einspritzstrategie an der Volllast	72
6.1	Kraftstoff-Direkteinspritzung	74
6.1.1	Einspritzdruck	74
6.1.2	Injektorkuppentemperatur	84
6.2	Direkte-Wasser-Einspritzung (DWI)	90
6.2.1	Wasserrate	92
6.2.2	Einspritzzeitpunkt	97
6.3	Dualeinspritzung	100
6.3.1	Massenverhältnis	101
6.3.2	Einspritzzeitpunkt Niederdruckeinspritzung	108
6.3.3	Weitere Einspritzstrategien der Dualeinspritzung	113
7	Untersuchungen im transienten Motorbetrieb	117
7.1	Herausforderungen im transienten Motorbetrieb	117
7.2	Warmer Motorbetrieb	121
7.2.1	Drehzahlkonstante Lastrampen	121
7.2.2	Dynamische Fahrmanöver	133
7.3	Kalter Motorbetrieb	137
7.3.1	Einfacheinspritzung	138
7.3.2	Mehrfacheinspritzung	141
8	Zusammenfassung mit Ausblick	144
	Literaturverzeichnis	149
	Nomenklatur	164

Abbildungsverzeichnis

1.1	Relevante Drehzahl-Lastbereiche im Motorkennfeld für die aktuellen Prüfverfahren	2
2.1	Prinzipieller Ablauf der Rußbildung	5
2.2	PAK-Wachstum durch Abspaltung von Wasserstoff und C ₂ H ₂ Anlagerung (links) und Ringzusammenschluss (rechts)	6
2.3	Zeitlicher Verlauf der entstehenden Partikelmasse	8
2.4	Typische Partikelgrößenverteilung der Partikelanzahl, Partikelmasse und Partikeloberfläche	10
2.5	Partikelgrößenverteilung eines Ottomotors mit Direkteinspritzung für verschiedene Ethanolanteile im Kraftstoff	11
3.1	Einflussparameter des Gemischbildungsprozesses	12
3.2	Partikelanzahlkennfeld für einen Ottomotor mit einem Einspritzdruck von 200 bar	13
3.3	Übersicht der turbulenten Strömungen im Brennraum	16
3.4	Mechanismen des Strahlaufbruchs	18
3.5	Doppelt-logarithmisches Ohnesorge-Diagramm	20
3.6	Mechanismen des Sekundäraufbruchs in Abhängigkeit von We_G	21
3.7	Rußertrag in Abhängigkeit von λ und der Temperatur	24
3.8	Vergleich Saugrohreinspritzung	25
3.9	Kühlmitteltemperaturvariation bei einer Saugrohreinspritzung im Betriebspunkt $n = 2000 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 6 bar$	29
3.10	Kumulierte Partikelanzahlemissionen in einer repräsentativen RDE Fahrt bei der Verwendung von verschiedenen Kraftstoffsorten	31
3.11	Varianten der Wassereinspritzung	33
3.12	Gleichraumprozess im $p-v$ und $T-s$ -Diagramm	35
4.1	Schematischer Aufbau des Motorenprüfstands	39
4.2	Targeting der Hochdruck- bzw. Niederdruckeinspritzventile	42
4.3	Exemplarische Ventilhubkurven	43
4.4	Eingesetzter Strahlring mit eingebrachten Sichtfenster	45
4.5	Schematische Darstellung des Einspritzsystems	47
4.6	Funktionsweise eines Kondensationspartikelzählers	48
4.7	AVL Micro Soot Sensor	51
4.8	Klassiereraufbau des DMS500	52
4.9	Beobachtbarer Bildausschnitt der optischen Messtechnik	55
4.10	Exemplarische Ergebnisse der optischen Auswertung	57

4.11	Schematischer Aufbau der Einspritzkammer	59
5.1	Aufzeichnung einer WLTP-Fahrt am Motorenprüfstand	65
5.2	Aufzeichnung einer RDE-Fahrt mit PEMS-Messtechnik	67
5.3	Gesamte Vollastbeschleunigung auf der Autobahn inkl. PN-Verlauf	68
5.4	Vollastbeschleunigung auf der Autobahn inkl. PN-Verlauf	70
5.5	Darstellung der verwendeten dynamischen Lastrampen	71
6.1	Versuchsprogramm der stationären Messungen	73
6.2	Variation des Einspritzdrucks bei 0,8 bar und 1,5 bar Kammerdruck	75
6.3	Histogramm der Variation des Einspritzdrucks bei 0,8 bar und 1,5 bar Kammerdruck	76
6.4	Injektorkuppenbenetzung während wie auch nach der Einspritzung bei einem Einspritzdruck von 50 bar und 200 bar	77
6.5	Injektordiffusionsflamme bei 18°KW und 30°KW nach ZOT bei einem Einspritzdruck von 50 bar und 200 bar mittels Highspeed-LDM und Brennraumendoskopie analysiert	78
6.6	Partikelrohmissionen über einer Einspritzdruckvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{\text{mi}} = 24 \text{ bar}$	80
6.7	Brennraumendoskopie bei $4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{\text{mi}} = 24 \text{ bar}$ zum Vergleich des Einflusses des Einspritzdruckes auf die Injektordiffusionsflamme	81
6.8	Detektiertes Rußleuchten über °KW bei einer Variation des Einspritzdruckes bei $4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{\text{mi}} = 24 \text{ bar}$	81
6.9	Prinzipieller Zusammenhang zwischen Injektorkuppenbenetzung und Air Entrainment	82
6.10	Mittlere wandnahe Geschwindigkeit auf der Injektorkuppe	83
6.11	Strömungsgeschwindigkeiten am Injektor bei 100 bar und 350 bar Einspritzdruck	84
6.12	Geometrischer Vergleich des Injektorfreischnittes im Schnittbild des Zylinderkopfes	85
6.13	Qualitatives Schnittbild der Injektorspitze bezüglich der Positionierung des verwendeten Thermoelementes	85
6.14	Unterschied in der Injektorkuppentemperatur bei Einbringen eines Injektorfreischnittes	86
6.15	Unterschied im Partikelanzahlstrom bei Erhöhung der Injektorkuppentemperatur	87
6.16	Siedelinie des verwendeten Kraftstoffes ROZ95E10	87
6.17	Vergleich der Injektordiffusionsflamme für die Variante mit und ohne Injektorfreischnitt für zwei Lastpunkte bei $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$	88
6.18	Detektiertes Rußleuchten über °KW bei Veränderung der Injektorkuppentemperatur mittels eines Injektorfreischnittes	89
6.19	Thermodynamische Wirkkette der Wassereinspritzung	90
6.20	Verbrennungsumsatzpunkte, Lambda und T_{VTUB} über einer Wasserratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{\text{mi}} = 24 \text{ bar}$	92

6.21	Partikelrohmissionen über einer Wasserratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	93
6.22	Eingespritzte Kraftstoffmasse wie die Einspritzdauer über einer Wasserratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	94
6.23	Brennraumendoskopie bei $4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ zum Vergleich des Einflusses der Wasserrate auf die Injektordiffusionsflamme	95
6.24	Vergleich der in der Flammenfärbung zweier verschiedener Wassersorten im Glühtest	95
6.25	Partikelgrößenverteilung bei einer Wasserratenvariation	96
6.26	Relevante Verbrennungsgrößen bei einer SOI_{DWI} Variation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	97
6.27	DWI EOI und Wasserrate über einer DWI SOI Variation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	98
6.28	Vergleich der Partikelanzahlemissionen bei einer SOI Variation mit und ohne Beigabe von Wasser im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	99
6.29	Variation der Einspritzdauer bei einem Kammerdruck von $0,8 \text{ bar}$	101
6.30	MPI Ratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	103
6.31	Brennraumendoskopie bei $4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ zum Vergleich des Einflusses der MPI-Rate auf die Injektordiffusionsflamme	104
6.32	Änderung der Injektorkuppentemperatur bei variierender MPI-Rate im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	105
6.33	Partikelrohmissionen über einer MPI-Ratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 13 \text{ bar}$	105
6.34	Einfluss der Dualeinspritzung auf den Partikel drift	106
6.35	Endoskopische Analyse der Injektorkuppe im Anschluss an den Betrieb mit der Direkt- bzw. der Dualeinspritzung	107
6.36	Bestimmung der Kraftstoffflugzeit zum Einlassventil im Beispiel von $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	109
6.37	Partikelrohmissionen über einer SOI_{MPI} Variation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 17 \text{ bar}$	110
6.38	Partikelrohmissionen über einer SOI_{MPI} Variation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 3000 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 10 \text{ bar}$ und Schlechtkraftstoff	111
6.39	Korrelation zwischen dem simulierten Wandkontakt und gemessenen Partikelanzahlstrom bei $n_{\text{mot}} = 3000 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 10 \text{ bar}$	112
6.40	Partikelrohmissionen über einer DWI-MPI-Ratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	114
6.41	Partikelrohmissionen über einer DWI-MPI-Ratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$	114
6.42	Brennraumendoskopie bei $4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ zum Vergleich des Einflusses der MPI- und Wasser-Rate auf die Injektordiffusionsflamme	115
7.1	Einfluss des Dynamikverhaltens auf die Partikelrohmissionen	118
7.2	Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf die Partikelrohmissionen (kurz nach Motorstart)	119

7.3	Partikelquellenanalyse bei zwei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen (kurz nach Motorstart)	120
7.4	Messprogramm der transienten Partikelquellenuntersuchungen	122
7.5	Ergebnis einer SOI-Variation bei einer Lastrampe von $1500 \frac{U}{min}$ und 10 – 80 % PWG	123
7.6	Partikelquellenanalyse für zwei verschiedene Einspritzzeitpunkte im transienten Motorbetrieb	124
7.7	Auswirkung des Einspritzbeginn bezüglich Kolbenbenetzung bei $1500 \frac{U}{min}$ und $3000 \frac{U}{min}$	125
7.8	Visualisierte Überdeckung der Einspritzstrahlen gegenüber dem Kolben	127
7.9	Variation der Einspritzstrategie bei gleichbleibendem DI-SOI in einer Lastrampe von $1500 \frac{U}{min}$ und 10 – 80 % PWG	129
7.10	Endoskopischer Vergleich der Einspritzstrategie zwischen DI, MDI und DI-MPI in einer Lastrampe von $1500 \frac{U}{min}$ und 10 – 80 % PWG	130
7.11	Kumulierte Partikelanzahlemissionen bei $1500 \frac{U}{min}$ und 10 – 80 % PWG	131
7.12	Einfluss der Einspritzstrategie bei einer am Motorprüfstand simulierten Vollast-Beschleunigung	134
7.13	Vergleich der Diffusionsflammen zwischen der Einspritzstrategie DI und DI-MPI während einer Vollast-Beschleunigung	136
7.14	Versuchsmethodik für Untersuchungen bei kalten Motorrandbedingungen	138
7.15	Ergebnis einer SOI-Variation bei einer Lastrampe von $1500 \frac{U}{min}$ und 80 % PWG unter kalten Motorrandbedingungen	139
7.16	Darstellung des Eindringtiefenverlaufes der Einspritzstrahlen gegenüber den Kolben- / Hubverlaufes bei einer SOI Variation mit $1500 \frac{U}{min}$	140
7.17	Kumulierte Partikelanzahl- und Partikelmassenemissionen bei $3500 \frac{U}{min}$ und 80 % PWG unter kalten Motorrandbedingungen	141
7.18	Ergebnis bei einer Variation der Mehrfacheinspritzung bei einer Lastrampe von $3500 \frac{U}{min}$ und 80 % PWG unter kalten Motorrandbedingungen	142

Tabellenverzeichnis

4.1	Technische Daten des verwendeten 4-Zylinder Aggregates	41
4.2	Technische Daten optischer 1-Zylinder Motor	44
4.3	Verstellbereiche der Einspritzkammer	45
5.1	Randbedingungen an den WLTP	64
5.2	Randbedingungen der stationären Messungen	69
5.3	Randbedingungen der transienten Messungen	71
7.1	Verstellparameter zur Berechnung der Überdeckung der Einspritzstrahlen gegenüber dem Kolben	127
7.2	Reduktionspotential der Partikelanzahlemissionen im transienten Motorbe- trieb in Abhängigkeit der Einspritzstrategie	132

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Aufgrund der Weiterentwicklung zu höheren Leistungsgewichten im Rahmen eines zunehmenden Downsizing und Downspeeding, wurde der ursprünglich für Saugmotoren geringer spezifischer Leistungsdichte entwickelte „Neue Europäische Fahrzyklus“ (NEFZ) ab September 2017 durch den sogenannten „Worldwide harmonized Light vehicle Test Procedure“ (WLTP) abgelöst, welcher die Charakteristik eines aufgeladenen Motors besser abbildet. Parallel fand zudem auch die Einführung der Real Driving Emissions (RDE) Gesetzgebung statt, mit dem Ziel, eine Einhaltung der Abgasemissionen im realen Fahrbetrieb auf der Straße auch unter erweiterten Randbedingungen sicherstellen. Neben der Einführung dieser neuen Gesetzgebungen, wurde ebenso im September 2017 die Euro 6c Norm eingeführt [42, 44]. Sie beinhaltet dabei gegenüber der Euro 6b eine Reduzierung der Partikelanzahlemissionen auf $6 \cdot 10^{11}$ Partikel je km. Mit der Euro 6d TEMP Norm, welche für neue Typen zeitgleich mit der Euro 6c eingeführt wurde, müssen die Partikelgrenzwerte auch im Rahmen einer gültigen RDE Fahrt mit einem Conformity Faktor (CF) von 1,5 eingehalten werden. Der CF beschreibt dabei die Messunsicherheit, welche durch die mobile Messeinheit entsteht. Parallel dazu wurde ab dem Jahr 2015 der CO_2 -Grenzwert auf $130 \frac{g}{km}$ im Flottenverbrauch beschränkt, um dem steigenden Treibhauseffekt entgegen zu wirken. Ab 2020 wird dieser Grenzwert weiter auf $95 \frac{g}{km}$ verschärft [41]. Mit einer noch aktuell in der Diskussion befindlichen Reduzierung der CO_2 Emissionen um weitere 37,5 % bis 2030 gegenüber dem 2020 vorhandenen CO_2 Wert [45], kommt es zu einer erheblichen Anspannung in der Entwicklung hocheffizienter Verbrennungsmotoren. Diese Regulatorik bestehend aus der Abgasemissionsgesetzgebung im Zusammenhang mit niedrigsten Kraftstoffverbräuchen und dem immer weiter wachsenden Kundenanspruch nach höheren Motorleistungen stellt die Entwickler neuer Verbrennungsmotoren vor eine große Herausforderung. Neben einem Motorkonzept mit welchem die geforderten Verbräuche erreicht werden, stellt vor allem die RDE Gesetzgebung eine große Unbekannte dar. Abbildung 1.1 zeigt dabei deutlich, wie der abzusichernde Kennfeldbereich, ausgehend von dem NEFZ über dem WLTP bis zum RDE auf nahezu das komplette Motorkennfeld angewachsen ist. Neben einer Erhöhung der durchschnittlichen spezifischen Motorlast, erhöht sich durch

den WLTP und RDE auch deutlich der Anteil des transienten Motorbetriebs.

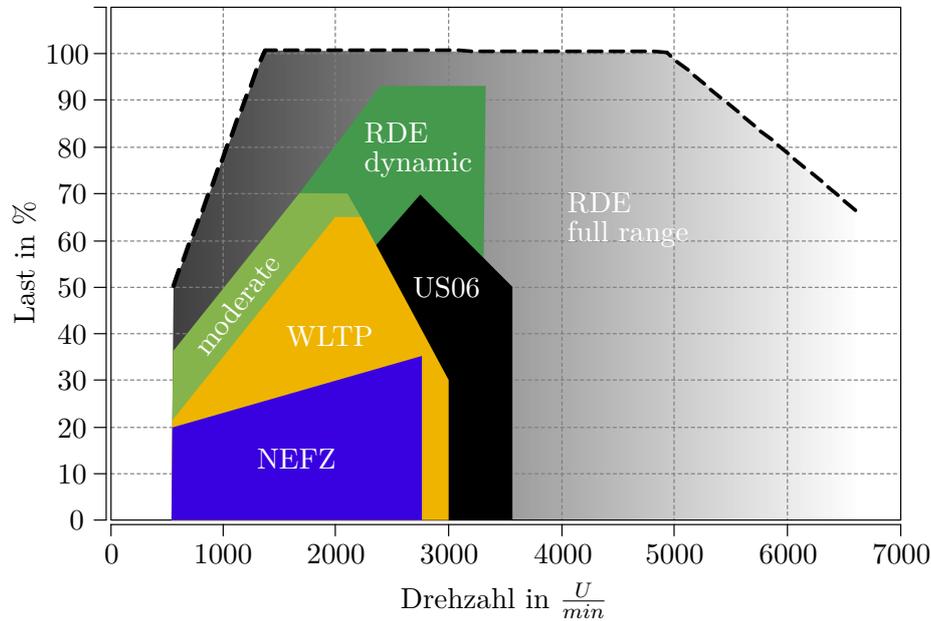


Abbildung 1.1: Relevante Drehzahl-Lastbereiche im Motorkennfeld für die aktuellen Prüfverfahren nach [134].

1.2 Motivation und Zielsetzung

Vor dem Hintergrund der zukünftig anstehenden Verschärfung der weltweiten Emissionsgesetzgebung wie aber auch der Ausweitung des emissionsrelevanten Kennfeldbereiches, soll am Ottomotor ein Brennverfahrenskonzept mit niedrigsten Partikelrohmissionen erarbeitet werden. Hierfür müssen die Mechanismen zur Partikelentstehung im Detail verstanden werden. Die bis dato durchgeführten Untersuchungen am abgasturboaufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung haben ergeben, dass die Entstehung der Partikelemissionen vor allem mit der Einspritzung maßgeblich beeinflusst werden kann. In diesem Zuge wurde neben der Analyse der Direkteinspritzung an einem Versuchsmotor die Saugrohreinspritzung adaptiert. Durch die äußere Gemischbildung wird erreicht, dass zum einen mehr Zeit für die Gemischaufbereitung zur Verfügung steht, in der der Kraftstoff verdampfen kann, der Kraftstoff besser mit der Ladungsbewegung interagieren kann, aber auch Wandbenetzung im Brennraum zum großen Teil ausgeschlossen wird. Als eine Maßnahme zur Reduzierung der CO und damit einhergehend der CO_2 Emissionen wurde als

weiteres noch eine Wassereinspritzung an dem Versuchsmotor mit angebracht. Das Wasser, welches als Kraftstoff-Wasser-Emulsion über das Hochdruckeinspritzventil direkt in den Brennraum eingebracht wird, reduziert dabei die Verdichtungsendtemperatur. Die Folge daraus ist, dass durch eine Zündwinkelverschiebung auf die Bauteilschutzanfertigung verzichtet werden kann, welches sich neben anderen Faktoren wiederum auch positiv auf die Partikelemissionen auswirkt. Ferner liegt es dabei nahe, beide Einspritzkonzepte miteinander zu verknüpfen, um ein Minimum an Partikelrohmissionen zu erreichen. Da die Dynamik in den Abgasemissionstests immer weiter an Bedeutung gewinnt, werden neben der stationären Analyse auch die Einspritzkonzepte im transienten Motorbetrieb betrachtet. Für die Analyse der Partikelquellen wird neben einem 4-Zylinder Vollmotor auch auf einen optischen 1-Zylinder und eine voll konditionierbare Einspritzkammer mit Sondermesstechnik zurückgegriffen.

1.3 Aufbau der Arbeit

Die systematisch geführte Problemanalyse und die Ableitung von Abhilfemaßnahmen mit dem Fokus auf der Erreichung der scharfen Partikelemissionsziele werden in der vorliegenden Arbeit vorgestellt. Während zu Beginn die relevanten theoretischen Grundlagen und der Versuchsaufbau erläutert wird, befasst sich Kapitel 5 mit der Analyse der in den Fahrzyklen vorkommenden Partikelrohmissionen und den davon, für die weiteren Untersuchungen abgeleiteten, relevanten Kennfeldbereichen. Hervor geht dabei, dass im stationären Motorbetrieb vor allem der rechte obere Kennfeldbereich hohe Partikelemissionen hervorruft. In Kapitel 6 werden daher in der stationären Volllast die angesprochenen Einspritzsysteme am Vollmotor bewertet. Zur Erarbeitung eines tiefer gehenden Verständnisses wurden Untersuchungen an weiteren speziellen Versuchsträgern durchgeführt. Mit Kapitel 7 wird auch der transiente Motorbetrieb betrachtet, welcher vor allem wegen ständig wechselnder Brennraum- und Oberflächentemperaturen zu anderweitigen Partikelquellen führt. Auch hier wurden die Partikelquellen identifiziert und Abhilfemaßnahmen erarbeitet. Die Zusammenfassung in Kapitel 8 schließt diese Dissertation ab und fasst die relevanten Maßnahmen zur Reduzierung der Partikelrohmissionen nochmals zusammen.

2 Grundlagen zu Partikelemissionen

2.1 Partikelbildungsmechanismen

Der im Sprachgebrauch oft verwendete Sammelbegriff „Partikel“ ist im Umfeld der motorischen Schadstoffemissionen als organische und anorganische Abgasbestandteile zu verstehen, welche gemäß der EU-Richtlinie 88/77/EWG nach Verdünnung mit reiner gefilterter Luft und Abkühlung auf $51,7^{\circ}\text{C}$ auf einem teflonbeschichteten Probefilter abgeschieden werden [28, 36, 112]. Somit können Partikel nicht nur aus festen, sondern auch flüssigen Abgasbestandteilen bestehen. Darunter fallen somit auch verschiedene Kohlenwasserstoffverbindungen, durch Ölverbrennung entstandene Aschen, Sulfate und elementarer Kohlenstoff, kurz Ruß. Ruß entsteht dabei während der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen unter Sauerstoffmangel und stellt dabei den prozentual größten Anteil der Partikelemissionen dar [128, 135]. Wegen ihrer spezifisch großen Oberfläche besitzen Rußpartikel gute Absorptionseigenschaften und sind darüber hinaus durch den hohen Kohlenstoffanteil elektrisch leitfähig. Grundsätzlich stellt die ideale ottomotorische Verbrennung mit ihrer vorgemischten Flamme und einem globalen Kraftstoff-Luft-Verhältnis von $\lambda = 1$, gegenüber der Dieselverbrennung, eine günstige Voraussetzung dar, so dass eine nahezu rußfreie Verbrennung erreicht werden könnte [140]. Im realen ottomotorischen Betrieb wird dies jedoch nicht erreicht. So ist es möglich, dass trotz eines global stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses von $\lambda = 1$ Zonen entstehen können, in denen von diesem idealen Zustand abgewichen wird. Gründe hierfür können unter anderem Wandbildungseffekte wie aber auch eine schlechte Gemischaufbereitung und Verdampfung sein. Diese Bereiche werden je nach Verbrennungsluftverhältnis als „magere“ ($\lambda > 1$) oder „fette“ ($\lambda < 1$) Zonen bezeichnet. Im Falle der Verbrennung in einer fetten Zone, muss der benötigte Sauerstoff über den Flammenrand in die Flamme diffundieren. Dies hat zur Folge, dass sich das Verbrennungsluftverhältnis von 0 (reiner Brennstoff) bis ∞ (reine Luft) erstreckt [27, 140]. Der dabei entstehende Ruß emittiert eine thermische Strahlung, die in Form einer gelb-leuchtenden Rußflamme sichtbar wird [140]. Dabei wird im weiteren Verlauf der Arbeit von einer Diffusionsflamme gesprochen. Neben dem Kraftstoff-Luft-Verhältnis stellen die Verbrennungstemperaturen und die Verweildauer des flüssigen Kraftstoffes im Brennraum die Haupteinflussgrößen der Rußentstehung dar [130].

Die einzelnen chemischen und physikalischen Reaktionsvorgänge zur Bildung von Ruß sind aufgrund ihrer Komplexität bis heute noch immer Gegenstand der Forschung. Am häufigsten wird im motorischen Umfeld die Acetylentheorie bzw. Polyzyklenhypothese zitiert, die den Rußbildungsprozess in die sechs Phasen Pyrolyse, Nukleation, Oberflächenwachstum, Koagulation, Agglomeration und Oxidation einteilt [7, 27, 36, 70, 114, 128]. Im folgenden werden diese vorgestellt. Abbildung 2.1 verdeutlicht zusätzlich den prinzipiellen Prozess der Rußbildung, aus der auch die Einteilung der Molekular- und Partikel-Zone wie auch die im Rußbildungsprozess auftretenden Längenskalen entnommen werden können. Während in der Molekularzone (entspricht der Pyrolyse und Nukleation) noch alle Teilchen in einer gasförmigen Struktur vorliegen, treten in der Partikelzone erstmalig Festkörper auf. Die Partikelzone stellt entsprechend das Oberflächenwachstum mit Koagulation und Agglomeration dar.

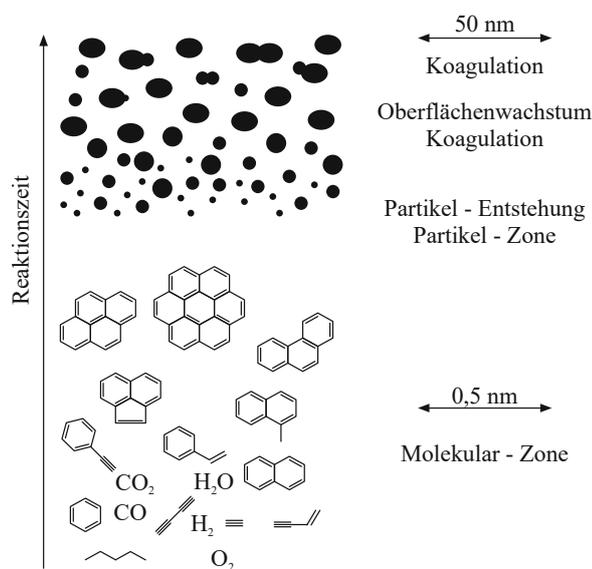


Abbildung 2.1: Prinzipieller Ablauf der Rußbildung [14].

Molekularzone

Den Beginn der Partikelbildung stellt die Pyrolyse dar. Die Pyrolyse wird dabei als die thermo-chemische Reduktion von Kohlenwasserstoffmolekülen beschrieben, welche die Moleküle bei einer Temperatur von ca. 1050 °C und Sauerstoffmangel aufgespalten. Hierbei entstehen unterschiedliche kleinere Kohlenwasserstoffverbindungen wie zum Beispiel Acetylen (Ethin, C₂H₂). Acetylen wird dabei immer wieder als wichtigster Vorläufer für die Bildung polyzyklischer aromatischer Kohlenwasserstoffe (engl.: Poly Aromatic Hydrocar-

bons, kurz: PAH) genannt [36, 84, 116, 140].

Unter sauerstoffarmen Bedingungen wird unter der Beteiligung von kleinen Kohlenwasserstoffen der erste Benzolring (C_6H_6) geschlossen. Entscheidend für den Prozess ist die Addition von Vinyl (C_2H_3) an Acetylen. Auch als Acetylen-Hypothese bezeichnet, kann zum Beispiel bei hohen Temperaturen Vinylacetylen (C_4H_4) entstehen, das unter Abspaltung eines Wasserstoffmoleküls das Radikal $n-C_4H_3$ bildet. In einer weiteren Reaktion reagiert das Radikal mit Acetylen zu einem Phenylradikal (C_6H_5), dass durch die Anlagerung von Wasserstoff schließlich Benzol bildet. Im Gegensatz dazu entsteht bei niedrigen Temperaturen aus der Addition Acetylen und Vinyl ein $n-C_4H_5$, welches im Anschluss durch eine Reaktion mit Acetylen zu Benzol reagiert [36].

Eine weitere Möglichkeit der Ringbildung stellt die Ionen-Hypothese dar. Dabei reagieren entweder zwei Propargylradikalen (C_3H_3) zu Benzol oder unter der Abspaltung von Wasserstoff, zu einem Phenylradikal [49]. Zudem ist es möglich, dass das Propargylradikal mit Acetylen ein Cyclopentadienylradikal ($c-C_5H_5$) bildet, das wiederum im Anschluss zu Benzol bzw. Naphthalin ($C_{10}H_8$) reagiert [86, 94].

Die aus der Pyrolyse entstandenen Benzolringe wachsen dabei weiter an, wodurch polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) entstehen. Der HACA-Mechanismus (engl.: Hydrogen Abstraction C₂H₂ Addition) beschreibt dieses Wachstum über mehrere Reaktionsmechanismen hinweg, wobei die Reaktionen sich dabei wiederholen (s. dazu auch Abbildung 2.2). Dieser sich wiederholende Vorgang besteht aus der Abspaltung von Wasserstoff und der Addition von Acetylen aus der Gasphase. Nebenbei können die PAK auch über einen Ringzusammenschluss mehrerer aromatischer Kohlenwasserstoffe entstehen, wobei auch hier das weitere Wachstum nach dem HACA-Mechanismus abläuft.

Der Vorgang, welcher auch als Nukleation bezeichnet wird, stellt somit den Übergang von den gasförmigen Kohlenwasserstoffspezies zu den ersten festen Partikeln dar. Diese Nuklei

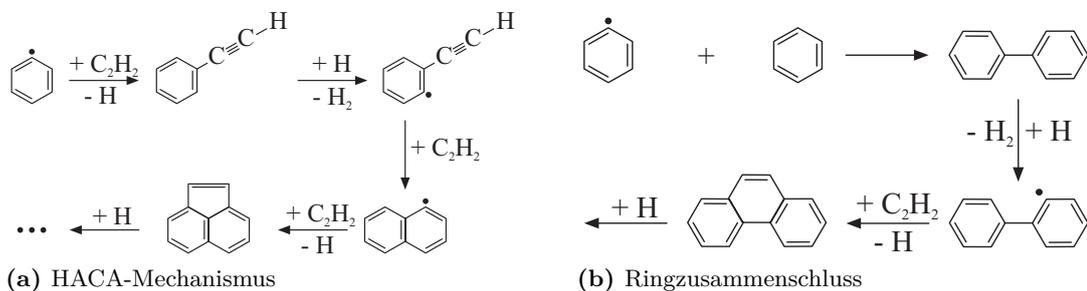


Abbildung 2.2: PAK-Wachstum durch Abspaltung von Wasserstoff und C_2H_2 Anlagerung (links) und Ringzusammenschluss (rechts) [50].

oder Primärpartikel, besitzen allerdings nur einen sehr geringen Anteil an der Gesamtpartikelmasse und stellen dagegen die Basis für ein weiteres Wachstum mit einer verbundenen Zunahme der Masse der Rußpartikel dar [49, 50, 128].

Alternativ kann es gegenüber dem HACA-Mechanismus auch zu einem Wachstum mehrerer aneinanderhafteten PAKs, infolge von Kollisionen kommen. Sobald die PAK eine räumliche Struktur einnehmen, wird in Fachkreisen von Partikeln gesprochen. Das stellt wiederum die Basis für ein Wachstum zu sphärischen Partikeln dar [49, 128].

Partikelzone

Die Primärpartikel wachsen durch Reaktionen mit Kohlenwasserstoffverbindungen aus der Gasphase weiter an, was zu einer Zunahme der Partikelmasse, jedoch nicht zu einer Zunahme der Partikelanzahl, führt. Acetylen wurde dabei als Hauptreaktionsspezies auf der Partikeloberfläche ausgemacht. Das Wachstum selbst findet dabei gleichmäßig in allen Richtungen statt, so dass ein sphärisches Teilchen entsteht. Ab einer gewissen Partikelgröße wird ein Rückgang der Wachstumsrate beobachtet, da die Konzentration von reaktiven Spezies auf der Oberfläche rückläufig ist [128, 140]. Nach [27, 128] ist vor allem das Oberflächenwachstum für die Gesamtpartikelmasse ausschlaggebend.

Unter dem Begriff Koagulation ist die Kollision zweier oder mehrerer sphärischer Rußpartikel zu verstehen. Dabei verschmelzen die Partikel zu neuen Teilchen. Die jeweiligen Volumina addieren sich, so dass die Gesamtpartikelmasse konstant bleibt, die Partikelanzahl bei diesem Vorgang abnimmt. Ein Spezialfall der Koagulation ist die Koaleszenz. Hierbei reagieren sphärische Teilchen mit Teilchen aus der Gasphase. Das besondere dabei ist, dass hierbei ganze PAK-Cluster miteinander verschmelzen [27, 49, 128].

Die Agglomeration beschreibt ein weiteres Wachstum, wobei hier anstatt von einer Vereinigung ebenfalls durch Kollisionen kettenförmige Strukturen entstehen. Der Unterschied dabei ist, dass die ursprüngliche Form beibehalten wird und die Kollisionspartner oberflächlich aneinander haften. Typischerweise tritt die Agglomeration vermehrt in der späten Rußbildung auf, da hier nur noch wenige Gasteilchen zum Oberflächenwachstum vorhanden sind [128, 140].

Oxidation

Gegenüber der Molekular- und der Partikelzone, welche mit ihren Phasen aufeinander aufbauen, tritt die Rußoxidation zu jedem Zeitpunkt im Entstehungsprozess der Partikel ein [27, 128]. Dies bedeutet eine Reduzierung der Rußpartikel und der am Bildungsprozess

beteiligten Moleküle. Für die Oxidation werden allerdings hohe Temperaturen benötigt. So setzt diese bei einer Temperatur von 1025°C ein und erreicht ihr Maximum bei 1375°C [141]. Bei der Oxidation selbst, reagieren die Partikel und ihre gasförmigen Vorläufer zu den Verbrennungsprodukten CO , CO_2 und H_2O [36]. Positiv dabei ist, dass der oxidierte Kohlenstoff CO an keiner weiteren Partikelbildung teilnimmt und damit nur Bruchteile des entstanden Rußes im motorischen Abgas wiederzufinden sind [126, 128].

In Abbildung 2.3 ist die aktuell vorhandene Rußmasse über den Kurbelwinkel aufgetragen. Es ist deutlich zu erkennen, wie vor allem zu Beginn der Verbrennung eine hohe Rußmasse entsteht und die Bildung von Partikeln begünstigt ist. Über den weiteren Verlauf der Verbrennung wird jedoch wieder ein Großteil der Partikel oxidiert, so dass in etwa $0,1 - 1,0\%$ der maximal gebildeten Rußmasse im Abgas wiederzufinden ist. Am Kurvenverlauf ist auch zu sehen, wie die Oxidation in der Nachverbrennung aufgrund sinkender Temperaturen rückläufig ist [36, 141].

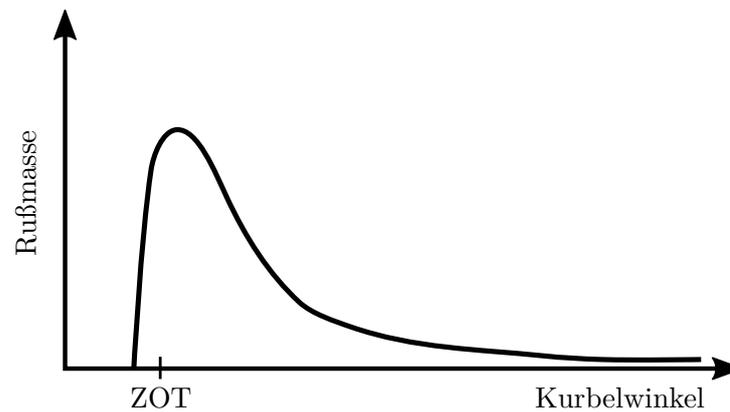


Abbildung 2.3: Zeitlicher Verlauf der entstehenden Partikelmasse nach [36].

2.2 Zusammensetzung von Partikeln im motorischen Abgas

Wie eingangs erwähnt, sind neben den Rußpartikeln und den an sie angelagerten Kohlenwasserstoffverbindungen auch mechanischer Abrieb, Sulfate, sonstige Verbrennungsrückstände und schmierölbedingte Emissionen als flüssige oder feste Bestandteile im Abgas von Verbrennungsmotoren auffindbar [135]. Nach [35] (dieselmotorische Untersuchungen) und [6] (ottomotorische Untersuchungen), zählen vor allem organische Anteile, Nitrate, Sulfate, kohlenstoffhaltige Verbindungen (Rußpartikel) und Asche zu den Hauptbestandteilen des motorischen Abgases. Dies ist insofern bei der Einschätzung des Sulfatanteils zu beachten, da hier der Schwefelgehalt des Kraftstoffes eine entscheidende Rolle spielt [28]. Die Höhe der einzelnen Bestandteile im motorischen Abgas ist dabei stark von dem verwendeten Motorkonzept, dem Brennverfahren, dem Betriebspunkt und dem Verschleißverhalten des Motors abhängig. Als weiterer Einflussfaktor ist auch die Abgasnachbehandlung zu nennen, die neben verschiedenen Katalysator- und Partikelfilterbeschichtungen auch Unterschiede über die Lebensdauer aufweisen kann [28]. Andersson et al. [6] spezifiziert die massenbezogene Partikelzusammensetzung eines ottomotorischen Fahrzeuges mit Benzindirekteinspritzung der ersten Generation mit 72 % Ruß, 5 % Sulfat, 6 % Wasser, 7 % Nitrat und 10 % nicht aufgelösten Bestandteilen.

Zur Einteilung der Partikelemissionen wird jedoch nicht nur die chemische Zusammensetzung betrachtet. Auch die Partikelgrößenverteilung ist von Interesse. Wie zu Beginn der Arbeit beschrieben wurde, wird neben der Partikelmassen- auch die Partikelanzahlemission für Partikel mit einem Durchmesser ab 23 nm nach der aktuell vorliegenden Gesetzeslage limitiert. Eine Reduktion auf kleinere Durchmesser von bis zu 10 nm befindet sich aktuell noch in der Diskussion. Dabei ist zu erwähnen, dass aufgrund ihrer hohen Lungengängigkeit und der damit möglichen gesundheitlichen Folgen in Form von Atemwegs- und Herz-Kreislaufkrankungen gerade die ultrafeinen Partikel ($D_p < 100\text{ nm}$) als kritisch angesehen werden können [25, 100, 136]. Hierzu ist in Abbildung 2.4 eine typische Verteilung der Partikelanzahl, -oberfläche und -masse in Abhängigkeit des Partikeldurchmessers dargestellt [69].

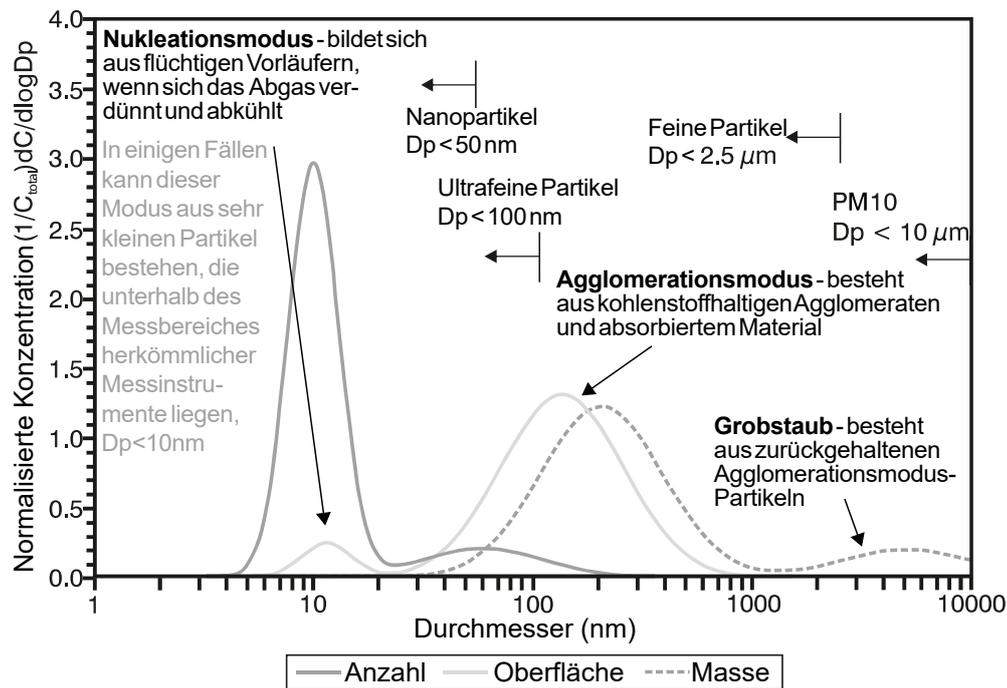


Abbildung 2.4: Typische Partikelgrößenverteilung der Partikelanzahl, Partikelmasse und Partikeloberfläche nach [69].

Mit dem Nukleationsmodus, dem Agglomerationsmodus und dem Grobstaub (letzteres ist im Rohabgas von Ottomotoren mit Direkteinspritzung nicht nachweislich vorhanden) zeigt sich deutlich eine bimodale Verteilung der Abgaspartikel. Allgemein werden die Partikel nach ihrem Durchmesser in folgende Kategorien unterteilt [28, 69]:

- PM_{10} für $D_p < 10 \mu\text{m}$
- Feine Partikel oder $\text{PM}_{2,5}$ für $D_p < 2,5 \mu\text{m}$
- Ultrafeine Partikel oder $\text{PM}_{0,1}$ für $D_p < 100 \text{ nm}$
- Nanopartikel für $D_p < 50 \text{ nm}$

Den Einfluss der chemischen Zusammensetzung des Kraftstoffes auf die Partikelgrößenverteilung ist in Abbildung 2.5 für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung in einem stationären Betriebspunkt dargestellt. Es wird deutlich, dass neben den motorischen Randbedingungen, auch der verwendete Ethanolanteil im Ottokraftstoff sich nicht nur die Größenverteilung, sondern auch auf die absolute Partikelanzahlkonzentration stark bemerkbar macht. Ein möglicher Zusammenhang lässt sich dabei nicht feststellen [28]. Der Einfluss

des Kraftstoffes und der Versuch diesen mittels eines Index in Bezug auf die Partikelemissionen zu charakterisieren, wird im weiteren Verlauf der Arbeit zum Thema Betriebsstoffe in Kapitel 3.6 weiterführend behandelt.

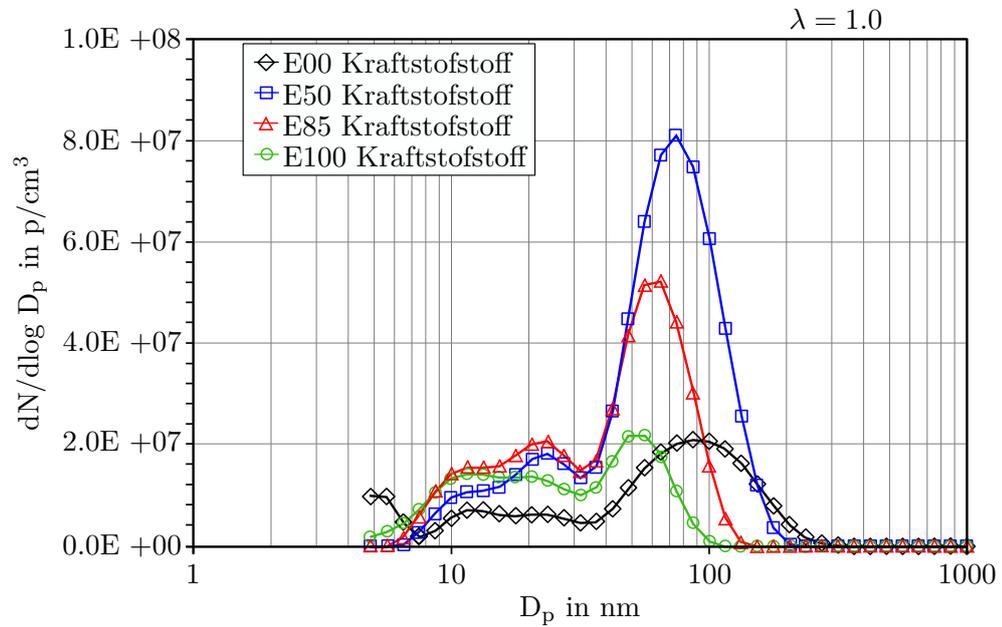


Abbildung 2.5: Partikelgrößenverteilung eines Ottomotors mit Direkteinspritzung für verschiedene Ethanolanteile im Kraftstoff [64].

3 Motorische Einflussgrößen der Partikelentstehung

Im folgenden Kapitel werden die relevanten Einflussgrößen für die Entstehung von motorischen Partikelemissionen behandelt. Dabei lässt sich festhalten, dass die Güte der Gemischbildung auch die innermotorischen Partikelemissionen beeinflusst. Es kann daher nach Gindele, welcher in Abbildung 3.1 bzw. [52] die Einflussparameter der Gemischbildung aufzählt, im weiteren Sinne auch auf die motorischen Einflussgrößen der Partikelemissionen zurück geschlossen werden.

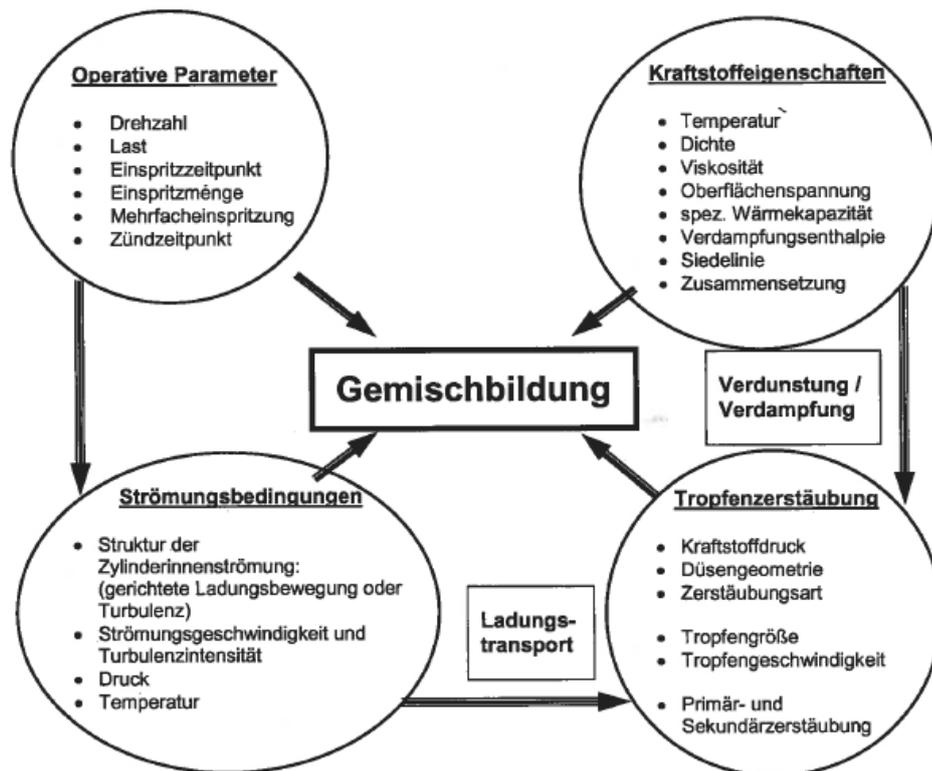


Abbildung 3.1: Einflussparameter des Gemischbildungsprozesses [52].

3.1 Betriebspunkte im Kennfeld

Grundsätzlich lässt sich sagen, dass die Entstehung von Partikelemissionen durch mehrere Faktoren beeinflusst werden kann. Einer der wesentlichen Einflussfaktoren stellt der Motorbetriebspunkt im Kennfeld dar. So muss bei einer Erhöhung der Motorlast mehr Kraftstoff der angesaugten Luftmasse hinzugefügt werden. Ändern sich die Randbedingungen wie Einspritzzeitpunkt, Zündung und Drehzahl nicht, ergibt sich bei gleicher Verdampfungsrate ein höherer Anteil an fettem Gemisch. Ebenso ist mit der Erhöhung der Motorlast auch ein Anstieg der Spitztemperatur und Spitzendruck festzustellen. Diese Punkte lassen die Pyrolyserate der Partikeln ansteigen bzw. erhöhen die Partikelnukleation. Höhere Temperaturen unterstützen zwar auch die Nachoxidation der Partikel, der Anstieg der Pyrolyse überwiegt jedoch diesem Prozess [109]. Ein ähnliches Verhalten ist auch bei der Erhöhung der Motordrehzahl festzustellen. So steht dabei weniger Zeit für die Gemischbildung bei sonst gleichbleibenden Randbedingungen zur Verfügung. Das Partikelanzahlkennfeldes in Abbildung 3.2 und die Literaturquellen [68, 81, 127] bestätigen dabei, dass der Einfluss der Motorlast gegenüber der Drehzahl in Bezug auf die Entstehung von Partikelemissionen überwiegt, da mit steigender Drehzahl auch ein Anstieg der Turbulenz / der Ladungsbewegung zu verzeichnen ist [109].

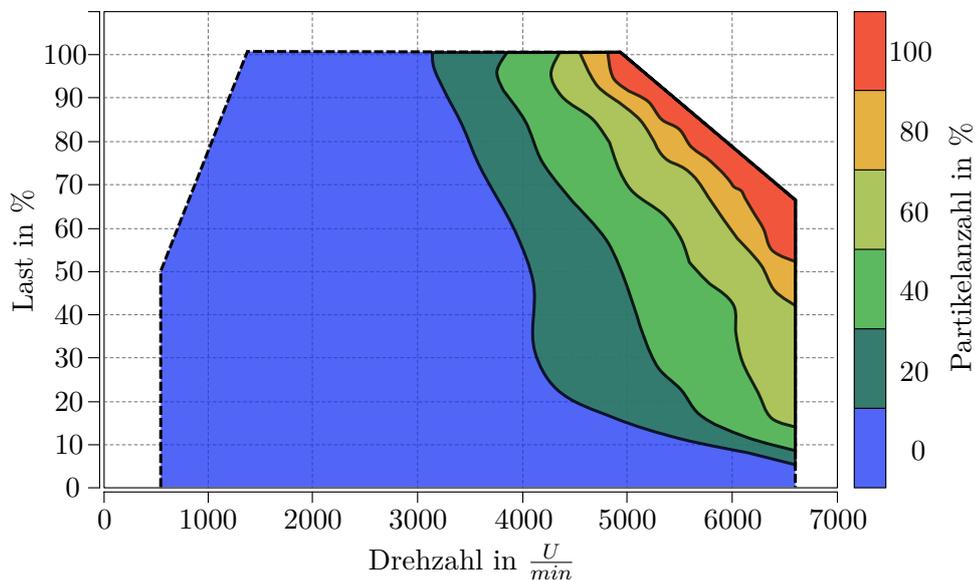


Abbildung 3.2: Partikelanzahlkennfeld für einen Ottomotor mit einem Einspritzdruck von 200 bar [74].

3.2 Gemischhomogenität und Verbrennungsluftverhältnis

Mit der im vorherigen Kapitel angesprochenen Veränderung des Betriebspunktes, wird bei vielen aktuell erhältlichen Ottomotoren beim Abrufen hoher Motorleistungen das Verbrennungsluftverhältnis λ nach fett, also in Richtung Kraftstoffüberschuss verschoben, um die Grenztemperaturen der in der Abgasstrecke befindlichen Bauteile einzuhalten. Das Verbrennungsluftverhältnis λ in Verbrennungsmotoren ist dabei als das Verhältnis der tatsächlich vorhandenen Luft im Brennraum m_L zur benötigten Luftmenge für eine stöchiometrische Verbrennung m_{Lst} definiert:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{Lst}} \quad (3.1)$$

Grundsätzlich treten auch bei einem globalen Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 1$ Gemischhomogenitäten im Brennraum auf. Diese können zum einen durch eine nicht vollständige Verdampfung einzelner Kraftstofftröpfchen oder durch das Abdampfen von Wandfilmen entstehen. Da die Pyrolysereaktionen unter Sauerstoffmangel ablaufen, ist vor allem bei Luftverhältnissen von $\lambda < 1$ ein besonderes Augenmerk auf die Partikelbildung zu legen. [68] begründet den Anstieg der Partikelemissionen mit einem abnehmenden Verbrennungsluftverhältnis in nicht ausreichend zur Verfügung stehendem Sauerstoff, welcher für eine vollständige Oxidation benötigt wird. Durch den Anstieg der HC-Emissionen wird zudem auch die Entstehung von Partikelvorläuferprodukten wie Acetylen und PAK begünstigt. Dies wirkt sich wiederum auf einen Anstieg der Pyrolyserate und damit verbunden auf einen Anstieg der Partikelemissionen aus [109].

Im Gegensatz dazu steht bei überstöchiometrischen Gemischen, also mageren Gemischen, ausreichend Sauerstoff für eine Partikeloxidation zur Verfügung. Darüber hinaus wird nach [105] die Bildung von Partikelvorläuferprodukten gehemmt. Ab $\lambda > 1,2$ ist in den Versuchen von [105] und [68] ein erneuter Anstieg der Partikelemissionen zu beobachten, auch wenn dies nicht auf dem Niveau von einem unterstöchiometrischen Betrieb liegt. Ähnlich wie zuvor, wird auch für den mageren Betrieb dies durch den Anstieg der HC-Emissionen und der weiteren Folgereaktionen begründet [109].

Unterschieden werden muss zwischen einem Homogenbetrieb und einem Betrieb mit Schichtladung, welcher im weiteren Sinne auch das Katalysator-Heizen bzw. das späte Einspritzungen im Low-End-Torque zur Vermeidung von Vorentflammungen mit umfasst. Während das globale Luftverhältnis bis kurz vor dem Zündzeitpunkt zum Teil stark überstöchiometrisch ist, wird zur Herstellung eines zündfähigen Gemisches nahe dem ZOT eine kleine Einspritzmenge abgesetzt und damit eine fette Entflammungszone erzeugt. Für das Verständnis zur der Entstehung von Partikelemissionen ist dabei wichtig zu beachten, dass zwischen einem globalen und lokalen Verbrennungsluftverhältnis unterschieden werden

muss [68, 109]. Dass trotz einer zunehmenden Anfettung die Partikelemissionen reduziert werden können, zeigt Kapitel 6.3.1. Hierbei kommen überlagernde Effekte durch das Einspritzsystem hinzu, welche die Partikelemissionen, geschuldet dem unterstöchiometrischen Gemisch, überkompensieren.

3.3 Ladungswechsel

Einen entscheidenden Parameter für die Güte der Gemischbildung und Verbrennung, stellt neben der Kraftstoffzerstäubung die Ladungsbewegung dar. Eine ausreichend hohe Turbulenz des Frischgases fördert eine rasche Entflammung und Durchbrennen des Gemisches. Durch eine gezielte Änderung in der Geometrie, kann die Relativgeschwindigkeit zwischen der Flüssig- und Gasphase beeinflusst werden. Dies fördert die Verdampfung von Kraftstofftropfen, als auch den schnellen Abtransport von ausdampfenden Kraftstoffanteilen aus Wandfilmen. Auch beeinflusst die Ladungsbewegung die Ausbreitung der Flammenfront, welches sich anhand der Brenndauer im Wirkungsgrad, wie auch in der Klopfneigung bemerkbar macht. Mit schaltbaren mechanischen Strömungsleitsystemen kann auch bei niedrigen Motordrehzahlen die Strömungsgeschwindigkeit erhöht werden. Darüber hinaus wird der Strömung mithilfe von konstruktiven Maßnahmen eine Richtung aufgeprägt. Es wird hierbei zwischen drei verschiedenen makroskopischen Strömungsvorgängen (Drall-, Tumble- und Quetschströmung) unterschieden, wie sie auch in Abbildung 3.3 zu sehen sind [52, 57, 124, 131].

Die Drallströmung zeichnet sich durch eine rotierende Luftbewegung entlang der Zylinderhochachse aus und wird zumeist bei dieselmotorischen Brennverfahren verwendet. Durch einen Spiralkanal und das Abschalten eines Einlassventils (Tangential- und Füllungskanal) strömt die Ansaugluft nur noch durch ein Ventil in den Brennraum hinein. Der Strömung wird, durch den Zylinder begünstigt, eine rotierende Bewegung aufgezwungen. Alternativ kann die Drallströmung auch durch ein unterschiedlich starkes Öffnen der Einlassventile erreicht werden, welches als Phasing bezeichnet wird. Dabei bleibt die Drallströmung über

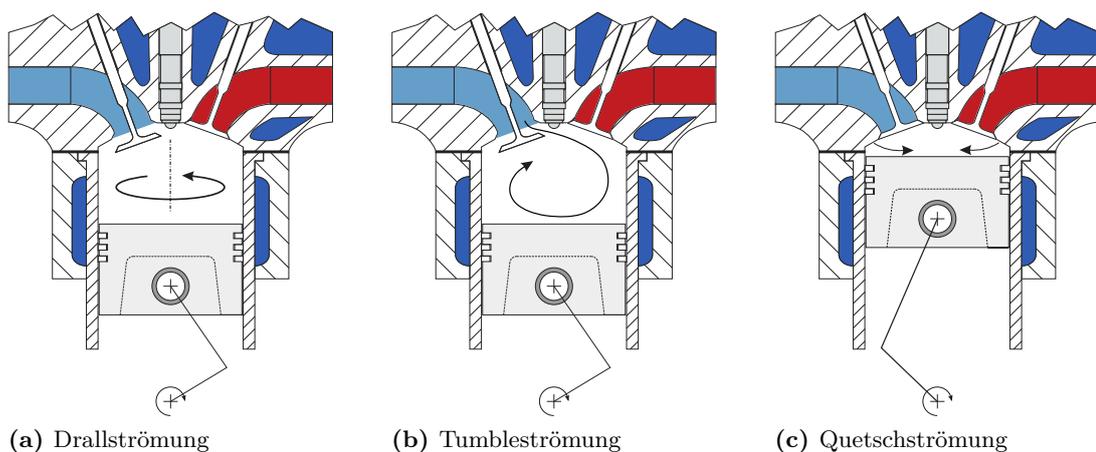


Abbildung 3.3: Übersicht der turbulenten Strömungen im Brennraum modifiziert nach [139].

die Kompression, Verbrennung und Expansion zum Teil erhalten. Eine ausgeprägte Drallströmung trägt somit durch eine gute Homogenisierung des eingespritzten Kraftstoffes zu geringen Zyklenschwankungen bei, wie es in selbstzündenden Brennverfahren besonders erwünscht ist [52, 57, 62, 72, 95].

Im Gegensatz zur Drallströmung wird die Tumbleströmung durch eine senkrecht zur Zylinderhochachse rotierende Luftwalze beschrieben. Die vor allem bei ottomotorischen Brennverfahren verwendete Ladungsbewegungsform wird durch stark gekrümmte Einlasskanäle und / oder durch schaltbare Tumbleklappen im Einlasskanal generiert. In beiden Fällen strömt ein Großteil der Ansaugluft über die obere Seite des Einlassventils in den Brennraum ein. Durch die Umlenkung der Zylinderwände und der Kolbenoberfläche wird eine rotierende Strömungsform erreicht. Variable Ventiltriebe, wie auch eine entsprechend geformte Kolbenmulde können den Effekt verstärken. Im Laufe der Kompression wird die Tumbleströmung verformt und ihr Durchmesser reduziert, so dass die Rotationsgeschwindigkeit zunimmt. Aufgrund der auftretenden Scherkräfte zerfällt die makroskopische Strömung in eine kleinskalige, turbulente Strömungsform. Am Ende der Kompressionsphase liegt somit ein hochturbulentes Strömungsfeld vor, wie es bei ottomotorischen Brennverfahren erwünscht ist [52, 57, 62, 72, 95].

Die Quetschströmung tritt dagegen erst am Ende der Kompression auf, während das Brennraumvolumen immer kleiner wird. Durch eine speziell ausgelegte Kolben- und Zylinderkopfgeometrie wird die Strömungsform verstärkt, so dass das vorliegende Gemisch in Richtung Brennraummitte gedrückt wird. Mit dem späten Einsetzen der Quetschströmung wird hauptsächlich die Verbrennung beeinflusst, in Form einer Verkürzung der Brenndauer und einer Verbesserung des Durchbrandes. Im Gegensatz zur Drall- bzw. Tumbleströmung ist ihr Einfluss auf die Gemischbildung jedoch als gering einzustufen, da sie erst sehr spät im Arbeitsspiel zum Tragen kommt [52, 57, 62, 72].

Neben den Vorteilen der Drall- und Tumbleströmung in Form von einer schnelleren Entflammung, Verbrennung wie auch einer erhöhten Restgasverträglichkeit, sind mit zunehmender Intensität der Strömung auch Nachteile verbunden. Unter anderem ist ein Anstieg der Ladungswechselarbeit durch höhere Druck- und Füllungsverluste zu erwähnen. Auch steigen die Wandwärmeverluste an, welche vor allem bei der Drallströmung, durch die an der Zylinderwand entlang führende Strömung, von Bedeutung sind. Ebenfalls ist es bei der Tumbleströmung möglich, durch zu hohe Gasgeschwindigkeiten an der Zündkerze, den Zündfunken bzw. den Flammenkern zu erlöschen [52, 62, 95].

3.4 Gemischbildungsverfahren

Die Güte der Gemischbildung ist beim Verbrennungsmotor von entscheidender Rolle, da die Qualität des Kraftstoff-Luft-Gemisches in der anschließenden Verbrennung entscheidend die Energieumsetzung und Schadstoffbildung beeinflusst. So ist es in Hinblick auf den Wirkungsgrad und den Abgasemissionen das Ziel, eine vollständige Verdampfung und meist auch eine weitgehende Homogenisierung des eingespritzten Kraftstoffes bis zum Zündzeitpunkt zu erreichen. Grundsätzlich wird bei der Einspritzung zwischen einer inneren und äußeren Gemischbildung unterschieden. Entsprechend wird bei der inneren Gemischbildung der Kraftstoff über ein Hochdruckeinspritzventil direkt in den Brennraum eingespritzt. Bei der äußeren Gemischbildung passiert dies über ein System außerhalb des Brennraumes. Näheres hierzu wird in den nachfolgenden Unterkapiteln erläutert.

Der Einspritzvorgang selbst kann in die Teilvorgänge Strahlzerfall mit Tropfenbildung, Verdampfung des Kraftstoffes und Vermischung mit der angesaugten Luft untergliedert werden. Bei dem Strahlzerfall, bzw. auch Zerstäubung des Kraftstoffes genannt, wird ein zusammenhängender Flüssigkeitsstrahl durch strömungsdynamische Kräfte in einzelne Tropfen aufgebrochen. Dieser Vorgang ist vor allem bei direkteinspritzenden Brennverfahren von besondere Interesse, da hier nur eine kurze Zeit zur Gemischaufbereitung zur Verfügung steht. Bei dem Strahlzerfall wird im Detail zwischen dem Primär- und Sekundäraufbruch unterschieden (s. Abbildung 3.4) und im nachfolgenden vorgestellt:

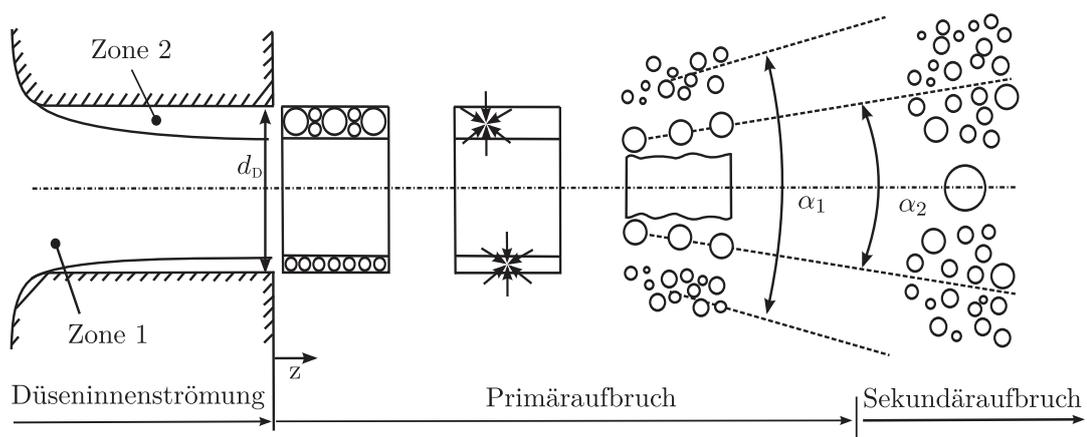


Abbildung 3.4: Mechanismen des Strahlaufruchs [11].

Primäraufbruch

Unter dem Primäraufbruch ist das Dispergieren der kontinuierlichen Phase in einzelne Flüssigkeitsligamente und Tropfen zu verstehen [57]. Der Vorgang wird dabei durch Schwingungen, Turbulenzen und kollabierenden Kavitationsblasen bestimmt [117]. Mithilfe der Reynolds-, der Weber- und der Ohnesorge-Zahl, ist es möglich den Primäraufbruch zu klassifizieren und verschiedene Aufbruchsmechanismen zuzuordnen [11].

Nach Gleichung 3.2 ist die Reynolds-Zahl Re das Verhältnis aus Trägheits- und Zähigkeitskräften und beschreibt somit die laminare bzw. turbulente Strömungsform [11]. Die Reynolds-Zahl Re ist nach der Gleichung 3.2 von der Relativgeschwindigkeit der Strömung, wie auch von der Geometrie und den Stoffdaten abhängig [57].

$$Re = \frac{\rho_{Fl} \cdot d_D \cdot u_{rel}}{\eta_{Fl}} \quad (3.2)$$

Die Weber-Zahl We_{Fl} (s. Gleichung 3.3) beschreibt das Verhältnis aus deformierenden Trägheitskräften zu den stabilisierenden Oberflächenspannungskräften und gibt somit die Tropfenstabilität wieder. Beschrieben wird dies anhand der Dichte der Flüssigkeit, des Tropfendurchmessers, der relativen Geschwindigkeit und der Oberflächenspannung [11].

$$We_{Fl} = \frac{\rho_{Fl} \cdot d_D \cdot u_{rel}^2}{\sigma_{Fl}} \quad (3.3)$$

Die Ohnesorge-Zahl Oh wird über das Verhältnis der Zähigkeits- und Oberflächenkräften der Flüssigkeit berechnet. Damit ist sie nur von der Geometrie und den Stoffdaten abhängig, welche sich über den Strahlzerfall nicht verändern (s. Gleichung 3.4) [11, 57].

$$Oh = \frac{\sqrt{We_{Fl}}}{Re} = \frac{\eta_{Fl}}{\sqrt{\rho_{Fl} \cdot d_D \cdot \sigma_{Fl}}} \quad (3.4)$$

Mit den nun berechneten Kennzahlen, ist es möglich den Strahlaufbruch mithilfe des Reynolds-Ohnesorge-Diagramms zu klassifizieren (s. Abbildung 3.5). Dabei wird zwischen dem Rayleigh-Zerfall, dem ersten und zweiten windinduzierten Zerfall und der Atomisierung unterschieden. Grundsätzlich tritt bei direkt einspritzenden Motoren mit 50 – 350 bar Einspritzdruck ausschließlich der windinduzierte Zerfall und die Atomisierung auf. Der Einspritzdruck wirkt somit, durch die Koppelung des Druckes mit der Austrittsgeschwindigkeit, unmittelbar auf Reynolds-Zahl aus. Die für den Strahlaufbruch dominierenden Kräfte werden durch strahlinterne Turbulenzen und Trägheitskräfte des Gases hervor-

rufen [30, 57]. Aufgrund des Öffnungs- und Schließvorganges der Düsenadel, tritt auch in einem kurzen Zeitraum der Rayleigh-Zerfall auf, da dies mit einer starken Drosselung der Strahlggeschwindigkeit am Düsenaustritt zusammenhängt. Der Strahlaufbruch wird durch infinitesimal kleine Störungen am Strahlrand hervorgerufen [57, 117]. Die Tropfendurchmesser nehmen mit dem Durchlaufen der Zerfallsregime ausgehend von dem Rayleigh-Zerfall zur Atomisierung immer weiter ab. Während die Tropfendurchmesser bei dem Rayleigh-Zerfall noch größer als der Düsenlochdurchmesser ausfallen, wird bei der Atomisierung die Strahloberfläche direkt nach dem Austritt aus der Einspritzdüse hin zu deutlich kleineren Tropfen aufgebrochen [60, 110].

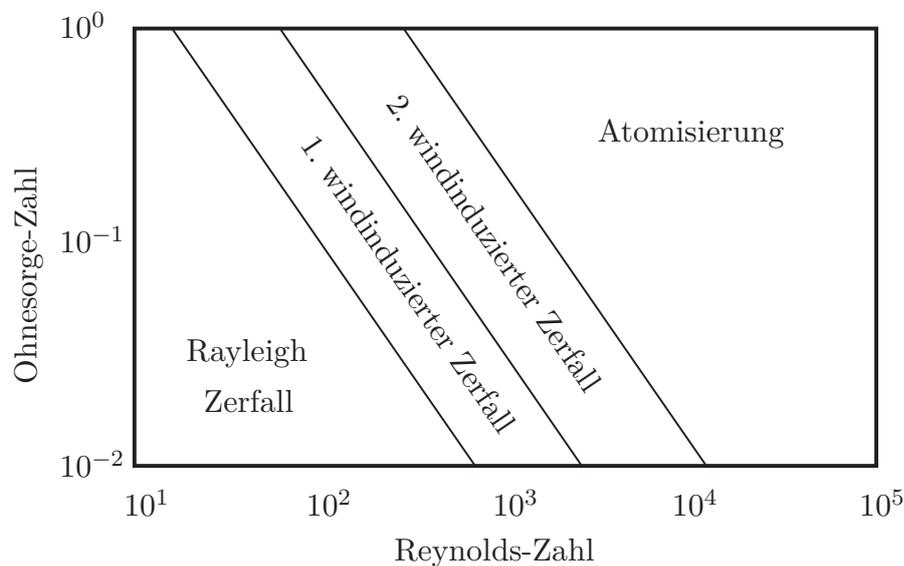


Abbildung 3.5: Doppelt-logarithmisches Reynolds-Ohnesorge-Diagramm [96].

Sekundäraufbruch

Dem Primäraufbruch schließt sich der Sekundäraufbruch an, welcher den weiteren Aufbruch instabiler Tropfen beschreibt. Verantwortlich hierfür sind unter anderem die Wechselwirkung der Tropfen untereinander. Gerade im düsen nahen Bereich, in dem das Volumen der Flüssigphase deutlich größer als das Volumen der Gasphase ist, kommt es zu Kollisionen der einzelnen Tropfen [57, 60].

Zu erwähnen ist aber auch der aerodynamische Zerfall. Im düsenfernen Bereich, in dem das Volumen der Gasphase der Flüssigkeitsphase überwiegt, führen die immer noch hohen Relativgeschwindigkeiten der Tropfen zu einem weiteren Aufbruch. Dabei bestimmt das Verhältnis aus den aerodynamischen Kräften, welche sich aus den Reibungs- und Druck-

kräften zusammensetzen und der stabilisierenden Oberflächenspannung gemeinsam mit der Viskosität der Tropfen, den Tropfenaufruch. Das Verhältnis wird durch die dimensionslose Weber-Zahl der Gasphase We_G beschrieben. Die Berechnung erfolgt dabei ebenso wie in Gleichung 3.3, jedoch wird anstelle des Düsenloch- der Tropfendurchmesser und anstelle der Flüssigkeits- die Gasdichte verwendet [101]. Das Ergebnis der Weber-Zahl der Gasphase We_G kann im Anschluss einem der fünf Zerfallsmechanismen zugeordnet werden (s. Abbildung 3.6). Ein Tropfenzerfall findet dabei solange hin zu kleineren Tropfen statt, bis die Oberflächenspannung die aerodynamischen Kräfte überwiegt. Nähere Einzelheiten bezüglich der unterschiedlichen Zerfallsmechanismen sind der Literaturstelle [101] zu entnehmen.

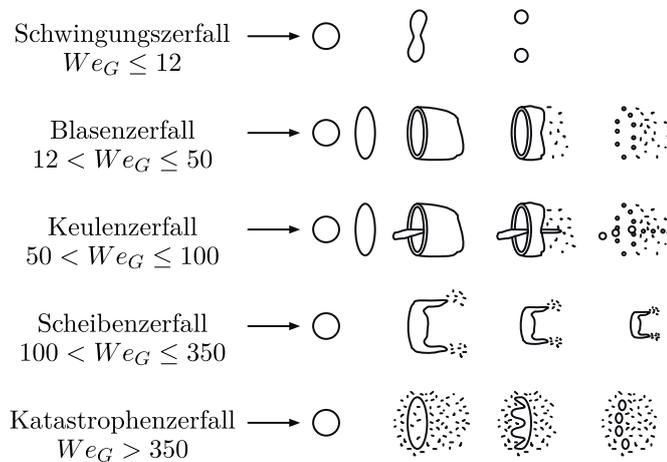


Abbildung 3.6: Mechanismen des Sekundäraufbruchs in Abhängigkeit von We_G [101].

Verdampfung

Im Anschluss an den Sekundärzerfall beginnt der Prozess der Verdampfung und damit der Wechsel von der Flüssig- in die Gasphase. Der Übergang zeichnet sich durch die Unterschreitung des Dampfdruckes der Flüssigkeit bei einer unter dem Siedepunkt liegenden Temperatur aus. Unter anderem beeinflusst der Druck die thermophysikalischen Eigenschaften des Kraftstoffes wie auch die Tropfengröße die Verdampfungsrate. Kleine Tropfendurchmesser wirken sich aufgrund des Oberflächen-Volumen-Verhältnisses positiv auf die Verdampfung aus. Auch wird die Verdampfungsrate durch höhere Einspritzdrücke positiv beeinflusst. Neben kleineren Sauterdurchmessern wird auch die Relativgeschwindigkeit der Tropfen gegenüber der Umgebung erhöht. Letztere verstärkt die Entrainment-Strömung und damit auch den Eintrag von umgebender Luft in das Spray [52, 132].

Bei der Verdampfung des Kraftstoffes wird dem umgebenen Gas Wärme entzogen, was zu einer Gemischabkühlung führt und somit die Füllung bzw. die Klopfneigung beeinflusst.

Grundsätzlich lässt sich jedoch festhalten, dass der Strahlzerfall und die Verdampfung ineinander übergehen. Da es sich bei handelsüblichen Ottokraftstoff um Mehrkomponentenkraftstoffe handelt, weisen diese einen weiten Siedebereich auf. Während der Verdampfung kommt es dabei zu einer Entmischung des Kraftstoffes, so dass leichtsiedende Anteile deutlich schneller als schwersiedende Anteile verdampfen [52, 57].

3.4.1 Direkteinspritzung

Wie Eingangs kurz erläutert, bedingt die Direkteinspritzung ein Brennverfahren mit innerer Gemischbildung. Da hier für die für Einspritzung, Verdampfung und Gemischbildung (vor allem bei hohen Motordrehzahlen) nur wenig Zeit zur Verfügung steht, wird der Kraftstoff mittels einer Hochdruckpumpe verdichtet [29, 74]. Aktuell sind dabei Einspritzsysteme mit bis zu 350 bar Einspritzdruck erhältlich. Gegenwärtig geht der Trend aber weiter zu noch höheren Einspritzdrücken von 350 – 1000 bar, wie aktuelle Forschungsvorhaben zeigen [20, 39, 67]. In Anschluss an die Verdichtung, wird über das Common-Rail (Kraftstoffverteilerleiste) und die Hochdruckeinspritzventile (HDEV) der Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt. Die Common-Rail Technologie bietet dabei den Vorteil, dass die Kraftstoffhochdruckerzeugung unabhängig von der Einspritzung abläuft und somit auch Mehrfacheinspritzungen zu jedem beliebigen Zeitpunkt abgesetzt werden können.

Aufgrund des variablen Einspritzzeitpunktes der Direkteinspritzung, ist es möglich zwei grundsätzlich unterschiedliche Einspritzstrategien umzusetzen. Zum einen die Homogeneinspritzung, bei der es das Ziel ist, eine möglichst lange Zeitspanne für die Verdampfung des Kraftstoffes zu nutzen. Diese Form der Einspritzung startet für gewöhnlich während oder kurz nach dem oberen Totpunkt des Ladungswechsels und nutzt die über die Einlassventile einströmende Frischluft zur Gemischaufbereitung. Auf Grund der langen Zeitspanne bis zum Zündzeitpunkt, wird in der Regel eine gute Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches erzielt.

Gegenteilig dazu, wird bei der Schichteinspritzung der Kraftstoff erst im Laufe der Kompressionsphase eingespritzt, was dazu führt, dass lokal um die Zündkerze ein zündfähiges Gemisch entsteht. Aufgrund eines global überstöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Verhältnisses können hierdurch, aber auch durch eine Entdrosselung und die damit verbundenen geringere Ladungswechselerbeit wie auch zusätzlich durch geringere Wandwärmeverluste in der Hochdruckphase, Kraftstoffverbrauchsvorteile erzielt werden. Eine große Herausforderung bei dem Schichtbetrieb ist die Sicherstellung eines zündfähigen Gemisches zum Zündzeitpunkt an der Zündkerze. So ist der reine Schichtbetrieb in der Regel auch auf niedrige Motordrehzahlen und Motorlasten beschränkt. Während bei zunehmender Dreh-

zahl nicht ausreichend Zeit zur Verfügung steht, besteht bei höheren Lasten aufgrund der höheren Einspritzmengen die Gefahr einer Kolbenbenetzung und damit einhergehend von steigenden Rußemissionen. Zusätzlich erfordert das System neben einem Drei-Wege-Katalysator auch einen NO_x -Speicherkatalysator, da wegen des Luftüberschusses vermehrt Stickoxidemissionen entstehen [87, 115, 137].

Gegenüber der Saugrohreinspritzung (äußere Gemischbildung) kann die Direkteinspritzung den Vorteil der Verdampfungsenthalpie und damit der Gemischabkühlung besser nutzen. Dabei wird die für die Verdampfung des Kraftstoffs benötigte Energie aus der Umgebung entzogen, wodurch es zu einer Absenkung der Gemischtemperatur kommt. Von entscheidender Rolle ist dies bei spezifisch hohen Motorleistungen, da dadurch effektiv die Klopfneigung reduziert wird und der Motorwirkungsgrad durch eine Annäherung an die ideale Schwerpunktlage verbessert werden kann. Alternativ kann auch über eine Erhöhung der Verdichtung der Motorwirkungsgrad erhöht werden. Gegenüber der Saugrohreinspritzung nimmt durch die Innenkühlung auch die Zylinderfüllung verstärkt zu, welches sich bei gleichen Randbedingungen in einem höheren Drehmoment äußert [87, 137].

Auch in der Emissionierung bietet die Direkteinspritzung gegenüber der Saugrohreinspritzung in Form des sogenannten „Kat-Heizen“ Vorteile. So ist es die Herausforderung, den Drei-Wege-Katalysator nach dem Motorstart möglichst schnell auf eine Mindestbetriebs-temperatur von ca. 250 bis 300 °C aufzuheizen, um eine möglichst hohe Konvertierungsrate der Rohabgase zu erreichen. Hierbei wird die Direkteinspritzung in Form einer zweiten späten Mehrfacheinspritzung, gekoppelt mit einem späten Zündwinkel, genutzt. Während mit der ersten Einspritzung im Ansaughub ein leicht mageres homogenes Gemisch erzeugt wird, wird mit der zweiten Einspritzung nahe des Zündzeitpunktes ein lokal fettes Gemisch zur stabilen Entflammung sichergestellt. Gepaart mit den angesprochen späten Zündwinkel sind späte Verbrennungsschwerpunktlagen und damit hohe Abgastemperaturen die Folge [82, 89, 104, 123].

Im Grunde sollte ein homogenes Brennverfahren mit Direkteinspritzung aufgrund der guten Kraftstoffaufbereitung und ausreichenden Zeit für die Verdampfung keine Partikelemissionen aufweisen. Nichtsdestotrotz können lokale Gemischinhomogenitäten entstehen, welche die Kraftstoffbenetzung von Bauteiloberflächen mit einschließt [1, 90]. In Abbildung 3.7 ist der prozentuale Rußertrag (Partikel) in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses und der Temperatur aufgetragen. Zu erkennen ist ein kritischer Temperaturbereich zwischen 1500 K und 1900 K, der die Entstehung von Ruß besonders begünstigt. Ab einer Temperatur von 1600 K überwiegt jedoch die Rußoxidation, so dass es zu einem Rückgang

der Rußbildung kommt. Des Weiteren ist zu sehen, dass für Luftverhältnisse von $\lambda < 0,6$ die Partikelemissionen exponentiell ansteigen. Grund hierfür ist der für die Oxidation fehlenden Sauerstoff [87, 27].

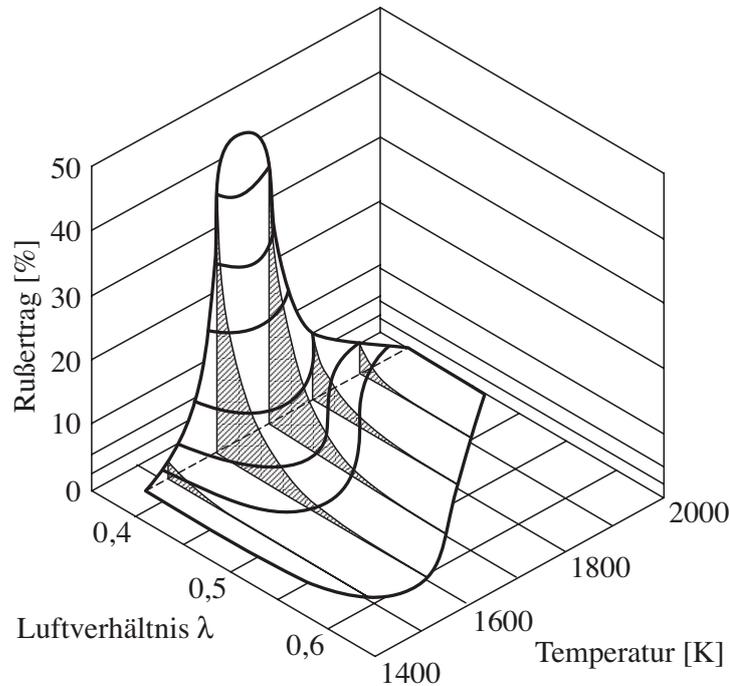


Abbildung 3.7: Rußertrag in Abhängigkeit von λ und der Temperatur [87].

Die Partikelemissionen, welche aus den lokalen Gemischinhomogenitäten entstehen, lassen sich nach ihren Entstehungsort im Brennraum einteilen. Hierbei wird in Bezug auf die Direkteinspritzung zwischen einer unzureichenden Güte der Einspritzung (schlechte Kraftstoffverdampfung), der eventuell für den Bauteilschutz notwendigen Kraftstoffanfettung und der mit Kraftstoff benetzten Oberflächen unterschieden. In Bezug auf das Benetzen von Oberflächen sind vor allem der Kaltstart und die Warmlaufphase hervorzuheben. Aufgrund noch geringer Oberflächentemperaturen, kann der Kraftstoff nur erschwert wieder von den betroffenen Oberflächen abdampfen, wodurch lokal unterstöchiometrische Zonen entstehen. Typischerweise ist durch ungünstige Einspritzwinkel oder durch die Ladungsbewegung die Zylinderwand und der Kolben von der Kraftstoffbenetzung betroffen. Neben den applikativen Einspritzparametern (Einspritzzeitpunkt, Aufteilung der Einspritzmasse und Einspritzdruck), kann auch eine Korrektur des Targetings (Spraygeometrie) hier Abhilfe schaffen. Auch spielt eine korrekte Auslegung des Wärmemanagement eine entscheidende Rolle, damit der Grundmotor möglichst schnell seine jeweilige Betriebstemperatur erreicht [1, 90].

Eine weitere Partikelquelle im Zusammenhang mit der Direkteinspritzung, welche auch in dieser Arbeit noch näher untersucht wird, stellt der Kraftstoffwandfilm auf der Injektorkuppe nach dem Einspritzende dar. Dieser Wandfilm ist dabei weitestgehend unabhängig von der Motorkühlmitteltemperatur und tritt vor allem bei hohen Kraftstoffmassenströmen bzw. bei spezifisch hohen Motorleistungen auf. Hinzu kommt, dass nach dem Erreichen der Flammenfront, der Kraftstoff unter einer Diffusionsflamme verbrennt und anschließend zu einem Aufbau einer Rußschicht auf dem Injektor führt. Bei diesem Prozess handelt es sich um einen selbstverstärkenden Effekt, da die poröse Rußoberfläche, welche eine große Oberfläche besitzt, weiteren Kraftstoff binden kann. Der Aufbau der Rußschicht wird als Partikel- / Partikelanzahl-Drift (kurz: PN-Drift) bezeichnet und führt über die Zeit zu einem Anstieg der Partikelemissionen, bis sich ein Gleichgewicht zwischen dem Ablageaufbau und -abbau einstellt hat [90, 99]. In der Literatur werden als wesentliche Einflussfaktoren für die Reduzierung des Wandfilms auf der Injektorkuppe die Temperatur und die Ladungsbewegung genannt [1].

3.4.2 Saugrohreinspritzung

Wie zuvor bereits erwähnt, stellt die Saugrohreinspritzung ein Verfahren der äußeren Gemischbildung dar. Es gilt hier jedoch zwischen der „Singlepointinjection“ (SPI) und der „Multipointinjection“ (MPI) zu unterscheiden, welches sich in Form der Position des/ der Einspritzventils/e auswirkt. Bei der Einzelpunkteinspritzung wird mithilfe eines einzelnen Injektors vor der Drosselklappe eingespritzt. Bei der Mehrpunkteinspritzung wird dagegen jeder Zylinder mit einem eigenen Einspritzventil im Ansaugtrakt ausgestattet (vgl. Abbildung 3.8).

1: Kraftstoff, 2: Luft, 3: Drosselklappe, 4: Saugrohr, 5: Einspritzventil, 6: Motor

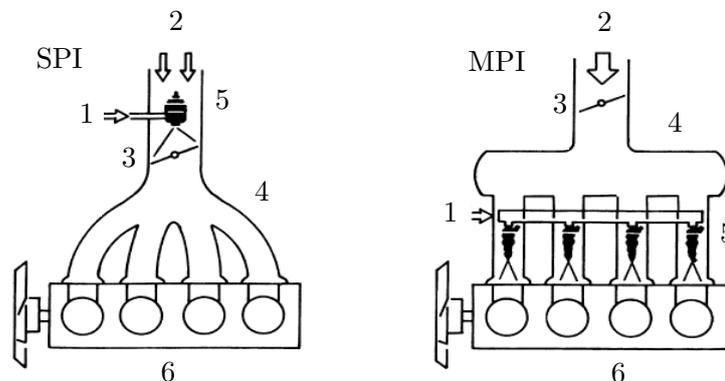


Abbildung 3.8: Vergleich „Single-Point-Injection“ und „Multi-Point-Injection“ [103].

Dadurch wird der Kraftstoff zylinderindividuell dosiert und Effekte wie der Einfluss eines Wandfilms auf Emissionen oder Zyklenschwankungen reduziert [115, 137]. In aktuellen Motorgenerationen stellt bei der Verwendung der Saugrohreinspritzung die Mehrpunkteinspritzung den Stand der Technik dar.

Bei der Saugrohreinspritzung kann bezüglich des Einspritzzeitpunktes zwischen einer vorgelagerten und saugsynchronen Einspritzung unterscheiden werden. Im Falle der vorgelagerten Einspritzung wird der Kraftstoff nach dem Ende des vorherigen Ansaugtakts, bei geschlossenen Einlassventilen, eingespritzt. Dies ermöglicht vergleichsweise lange Gemischaufbereitungszeiten die für die Verdampfung und Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches zur Verfügung stehen, was zudem durch die heißen Oberflächen der Einlassventile und Saugrohrwände begünstigt wird [88]. Zu den hohen Temperaturen kann durch einen niedrigen Saugrohrdruck die Siedetemperatur des Kraftstoffes reduziert und der Partialdampfdruck erhöht werden, welches die Verdampfung der Tropfen und des entstandenen Wandfilmes ebenfalls unterstützt. Die saugsynchrone Einspritzung findet dagegen während des Ansaugtaktes bei offenen Einlassventilen statt. Hiermit werden durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilspalt Kraftstofftropfen und -ligamente aus dem Spray bzw. Wandfilm mitgerissen und durch die Strömung in den Brennraum transportiert. Durch den Verwendung eines vollvariablen Ventiltriebes lässt sich dieser Effekt bei kleinen Ventilhüben zusätzlich positiv verstärken [88]. Durch die hohen aerodynamischen Kräfte im Ventilspalt, können bis dahin nicht verdampfte Tropfen durch die Sekundärzerstäubung weiter aufbereitet werden [55, 79]. Der reale Motorbetrieb zeigt gegenüber dieser modellhaften Vorstellung der vorgelagerten und saugsynchronen Einspritzung, dass beide Einspritzarten oftmals, aufgrund von Flugzeit der Kraftstofftropfen zwischen Injektorspitze und Einlassventil oder der eingespritzten Einspritzmasse, ineinander übergehen.

Neben den erwähnten Druck- und Temperatureinflüssen, lässt sich auch durch den Ladungswechsel die Verdampfung des Kraftstoffes im Saugrohr beeinflussen. So kann durch ein frühes Öffnen der Einlassventile ein Teil des heißen Abgases in den Einlasskanal zurückgeschoben werden [10]. Mit einem darauf abgestimmten Einspritzzeitpunkt wird durch das heiße Abgas die Gemischbildung im Saugrohr unterstützt [37]. Von Bedeutung ist dabei ein über alle Zylinder gleichmäßiger Ladungswechsel, da es ansonsten zu einer Ungleichverteilung im Gemisch kommen kann. Oftmals betroffen sind davon V-Motoren, wenn ohne bankübergreifenden Krümmer eine ungleichmäßige Zündfolge den Ladungswechsel benachbarter Zylinder stört [71].

Eine Herausforderung stellt bei der Verwendung der Saugrohreinspritzung der Kaltstart dar [48, 107, 129]. Durch einen fehlenden Unterdruck im Saugrohr und durch die kalten Oberflächentemperaturen wird die Gemischbildung erheblich erschwert, so dass es zum Aufbau eines Kraftstoffwandfilmes kommt. Da der Kraftstoff auf der Wand nicht der Verbrennung zur Verfügung steht, wird für ein stöchiometrisches Verbrennungs-Luft-Verhältnis zusätzlicher Kraftstoff eingespritzt [73]. Zusätzlich ist davon auch der Motorwarmlauf betroffen. Vor allem große Kraftstofftropfen, welche aufgrund ihres Massenimpulses und Trägheit nicht der Saugrohrströmung folgen können, treffen bei scharfen Umlenkungen auf den Wänden auf. Hierbei empfiehlt sich eine saugsynchrone Einspritzung, um den Aufbau eines Wandfilmes weitgehend zu vermeiden. Ebenso ist dies bei der Auslegung der Strahlausrichtung des Kraftstoffes und der Primärzerstäubungscharakteristik zu berücksichtigen [48, 77, 85].

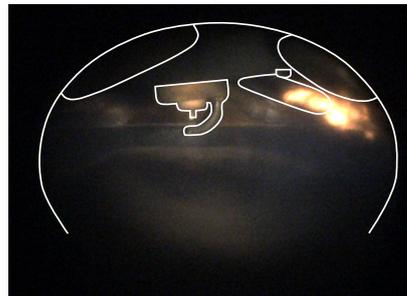
3.5 Thermische Konditionierung

In diversen Literaturstellen [18, 23, 40, 106] wurde der Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf die Partikelemissionen untersucht und eine Temperaturabhängigkeit festgestellt. Grundsätzlich wird dabei ausgesagt, dass mit einer Abnahme der Temperatur ein Anstieg der Partikelemissionen zu verzeichnen ist. Darüber hinaus beschreibt [109] auch den Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf die Partikelgrößenverteilung. So liegt bei kalten Temperaturen eine bimodale Verteilung (Nukleation und Akkumulation) vor, während sich mit zunehmender Temperatur eine unimodale Verteilung (Akkumulation) ergibt. Die notwendige Verdampfungsenthalpie zur Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes kann zum einen über das vorhandene Gas im Zylinder, aber auch über die Temperatur der Oberflächen in Form von Wärmestrahlung und Konvektion bereitgestellt werden. In beiden Fällen wird für die Übertragung der Energie ein Temperaturgradient benötigt, welcher bei kalten Motor- bzw. Oberflächentemperaturen gering ist [109]. Des Weiteren wird mit zunehmenden Oberflächentemperaturen das Abdampfen von Kraftstoff, welcher sich als Wandfilm abgelagert hat, beschleunigt. Dies gilt für den Hochdruckinjektor und die Zylinderwand, als auch für den Kolben, welcher über die Kolbenspritzdüsen ölseitig gekühlt wird. In [90] wurde in diesem Zusammenhang der positive Einfluss von einer kennfeldgesteuerten Aktivierung der Kolbenspritzdüsen in Bezug auf die Partikelemissionen nachgewiesen. Zudem zeigt [144] das Potential einer Saugrohreinspritzung gegenüber der Direkteinspritzung für verschiedene Kühlmitteltemperaturen auf, welche aufgrund des vergleichsweise geringen Einspritzdruckes der Direkteinspritzung von 150 bar zugunsten der Saugrohreinspritzung positiv ausfallen. Im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen konnten dieses Verhalten allerdings nicht bestätigt werden, vielmehr zeigt sich dabei ein gegenteiliges Verhalten. So nehmen die die Partikelemissionen bei dem Einsatz der Saugrohreinspritzung zu. Grund hierfür ist die Bildung von Wandfilm rund um den Sitz der Einlassventile, welcher in Form von einer Diffusionsflamme bei einer vorgelagerte als auch saugsynchronen Einspritzung ersichtlich wird (vgl. Abbildung 3.9).

Wie in Kapitel 7.1 noch gezeigt werden wird, spielt für eine korrekte Interpretation der Partikelergbnisse die Versuchsdurchführung eine entscheidende Rolle. So sind gerade thermische Vorgänge an einen transienten Vorgang gekoppelt. Während in den meisten Veröffentlichungen zumeist Kühlmitteltemperaturvariationen in einem stationären Motorbetrieb untersucht werden, weisen während eines Motorwarmlaufes die einzelnen Bauteiltemperaturen stark unterschiedliche Temperaturen auf, was wiederum den Abbau des Wandfilmes beeinflusst. So erwärmt sich zum Beispiel die Kolbenoberfläche bei deaktivierten Kolbenspritzdüsen wesentlich schneller, als eine mit kalten Kühlmittel temperierte Zylinderwand.



(a) $T_{Mot} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$



(b) $T_{Mot} = 52\text{ }^{\circ}\text{C}$



(c) $T_{Mot} = 43\text{ }^{\circ}\text{C}$



(d) $T_{Mot} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$

Abbildung 3.9: Kühlmitteltemperaturvariation bei einer Saugrohreinspritzung im Betriebspunkt $n = 2000 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 6\text{ bar}$.

3.6 Betriebsstoffe

Neben der gewählten Brennverfahrensstrategie in Form des verwendeten Motorkonzeptes besitzen natürlich auch die verwendeten Betriebsstoffe einen Einfluss auf die Bildung der Partikelemissionen. So soll in diesem Kapitel der Einfluss des Kraftstoffes selbst und des Wassers als Beimengung zum Kraftstoff betrachtet werden.

3.6.1 Kraftstoff

Als eine weitere maßgebliche Einflussgröße auf die Bildung von Partikelemissionen ist der verwendete Kraftstoff mit seinen Eigenschaften zu nennen. Die unterschiedlichen Siedekurven und beinhaltenen Additive beeinflussen nicht nur die Gemischbildung und Verdampfung, sondern auch die Klopfestigkeit, was wiederum situativ eine Anpassung der Applikation erforderlich macht. In Bezug auf die Partikelemissionen sind vor allem Kraftstoffe als kritisch einzustufen, welche einen größeren Anteil an hochsiedenden Kraftstoffanteilen besitzen. Abbildung 3.10 zeigt für verschiedene Kraftstoffsorten die kumulierten Partikelanzahlemissionen einer gültigen und repräsentativen RDE Fahrt mit einer Partikelentnahmestelle nach dem Katalysator [143].

Hierfür wurden die Ergebnisse von jeweils zehn aufeinanderfolgenden Messungen gemittelt. Es zeigen sich dabei deutliche Unterschiede zwischen den einzelnen Kraftstoffsorten. So weisen vor allem die Kraftstoffe, welche typischerweise im mitteleuropäischen Raum zur Verfügung stehen, moderate bis niedrige Partikelwerte auf. Auf der anderen Seite ist bei Kraftstoffen mit einer Herkunft aus dem osteuropäischen, russischen und asiatischen Raum eine deutliche Erhöhung festzustellen.

Aufgrund der Tatsache, dass bei den eingeführten RDE Prüfverfahren markterhältliche Kraftstoffe getankt werden und damit die Kraftstoffparameter starke Schwankungen aufweisen können, ist es von essentieller Bedeutung, auch bei kritischen Randbedingungen die vorgegebenen Partikelgrenzwerte einzuhalten. Um die erhältlichen Kraftstoffe charakterisieren zu können, haben sich diverse Arbeiten damit beschäftigt mittels der physikalischen und chemischen Kraftstoffeigenschaften einen Index abzuleiten. So wird in [143] mittels Dichte, Dampfdruck, Destillationsbereich und dem volumetrischen Anteil von Aromaten und Olefinen der sogenannte MW-Index (Menger-Wittmann-Index) bestimmt. Im Detail wird über eine Kraftstoffklassifizierung und eine anschließende Summenbildung bestehend aus 14 Parameter ein Index berechnet, wobei eine 0 geringe und eine 1 entsprechend hohe Partikelwerte repräsentiert.

Eine durchgeführte Kraftstoffanalyse der in Abbildung 3.10 verwendeten Kraftstoffen hat gezeigt, dass die Kraftstoffe 8 - 11 vor allem hohe Aromatenanteile ($> 35\%v/v$) in Verbindung mit langkettigen Kohlenstoffketten und in der Folge auch hohe Siedetemperaturen

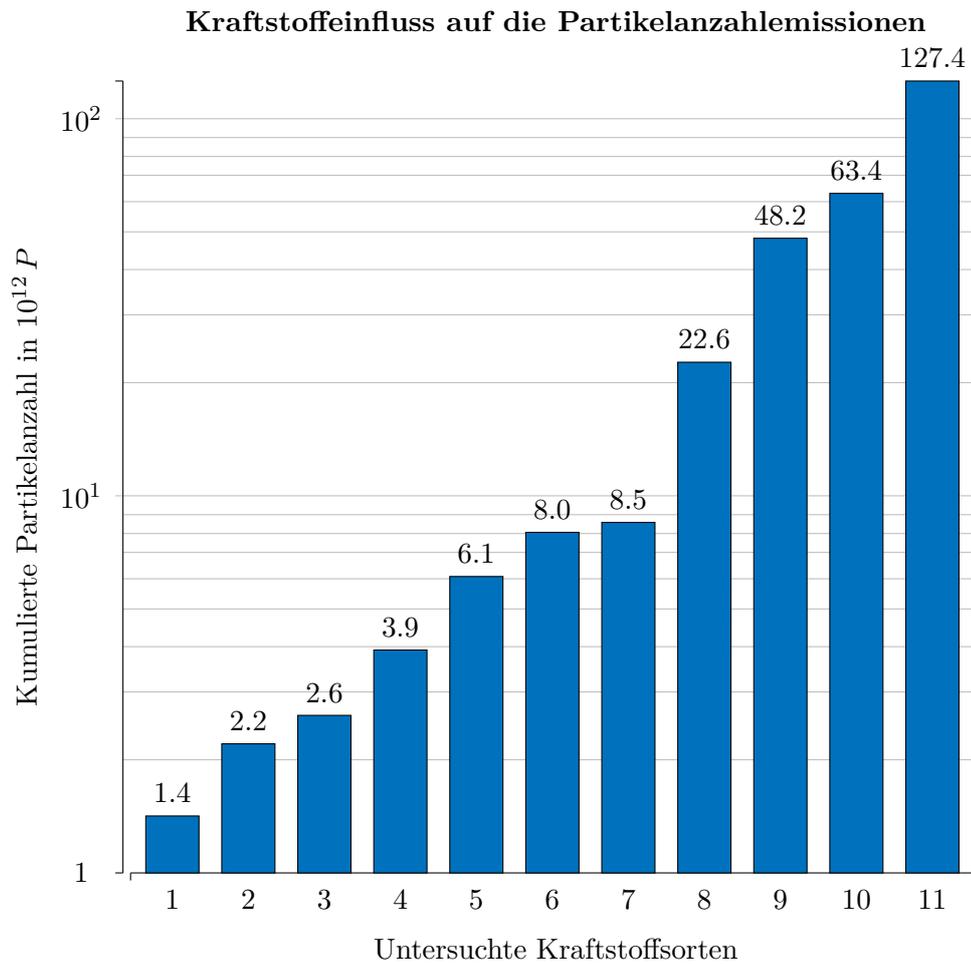


Abbildung 3.10: Kumulierte Partikelanzahlmissionen in einer repräsentativen RDE Fahrt bei der Verwendung von verschiedenen Kraftstoffsorten.

(Siedende $> 210^\circ\text{C}$) aufweisen. Alle Faktoren führen zu einen entsprechend hohen MW-Index, welcher eine hohe Anzahl der emittierten Partikel repräsentiert. Dagegen werden bei den Kraftstoffen 1 - 4 kleine Indexwerte erreicht. Auffällig bei diesen Kraftstoffen ist, dass neben den geringen Anteilen an Aromaten und Olefinen im Rahmen der Messgenauigkeit keine Kohlenstoffketten mit $C \geq 10$ vorhanden sind.

Neben dem MW-Index werden in den Publikationen [3, 75, 76, 93] auch der PN-Index nach Aikawa, nach Leach und Moriya vorgestellt. Die jeweiligen Partikelmodelle unterscheiden sich dabei vor allem in der Fülle an zugrunde liegenden Daten. So basiert das Modell von Aikawa et al. auf den Doppelbindungsäquivalenten, dem Dampfdruck und den Massenanteilen der Einzelkomponenten, welche mittels Gaschromatographie gekoppelt mit einer Massenspektrometrie, analysiert werden. In [75, 76] veröffentlicht Leach et al. den

PN-Index auf Basis des Trockendampfdruckäquivalents und des volumetrischen Anteils an Paraffinen, Olefinen, Aromaten und Ethanol, welche schlussendlich mit einem Gleichgewichtsfaktor multipliziert werden. Das Modell von Moriya bietet dagegen einen deutlich reduzierten Ansatz für die Berechnung der Partikelanzahlemissionen, bei welchem die zwei Destillationsbereichsparameter E130 und E170 eingehen, die jeweils dem volumetrischen Anteil des verdampften Kraftstoffes bei 130 °C und 170 °C entsprechen.

3.6.2 Wasser

Neben dem herkömmlichen Ottokraftstoff, wird bei den verwendeten Versuchsaggregaten auch die Wassereinspritzung untersucht. Dabei wurde Wasser schon früher, vor allem bei Flugmotoren eingesetzt, um deren Leistung zu erhöhen [133]. Zudem kann das Wasser auch als effektive Brennraumkühlung verwendet werden, wodurch es diverse Möglichkeiten zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades gibt [56, 98, 133]. Wie in [33, 34] vorgestellt wurde, konnte auch ein erster Nachweis hinsichtlich der Reduktion von Partikel- wie auch von gasförmigen Emissionen erbracht werden. Zum Tragen kommt dies im Kennfeld vor allem bei hohen Drehzahlen und Lasten, wodurch auf eine für den Bauteilschutz ansonsten notwendige Gemischanreicherung aufgrund des kühlenden Effekts des Wassers verzichtet werden kann.

Grundsätzlich kann das Wasser mit verschiedenen Methoden dem Brennraum zugeführt werden. Die vorhandenen Konzepte unterscheiden sich dabei in den Kosten, dem Integrationsaufwand und in der Wirksamkeit [33]. Vier mögliche Varianten sind in Abbildung 3.11 dargestellt und werden im Weiteren kurz erläutert:

- **Sammlereinspritzung:**
Die Sammlereinspritzung ist die Variante mit dem wohl geringsten Integrations- und Kostenaufwand. Das Wasser wird über einen im Saugrohr verbauten Niederdruckinjektor nach dem Ladeluftkühler eingespritzt. Die Verdampfung des Wasser findet nach der Einspritzung zum größten Teil noch im Ansaugsystem statt, wodurch eine Abkühlung der Ladelufttemperatur, eine Erhöhung der Dichte und in Folge eine Erhöhung des angesaugten Massenstroms erreicht wird [34, 113]. Eine Leistungssteigerung ist die Folge.
- **Wasser-Saugrohreinspritzung:**
Ähnlich zur herkömmlichen Kraftstoff-Saugrohreinspritzung, wird hier das Wasser kurbelwinkelbasiert für jeden Zylinder durch einen Niederdruckinjektor in den Einlasskanal eingespritzt. Mit einer passenden Auslegung der Spraygeometrie und des

Einspritzzeitpunktes wird das Wasser noch vor den Einlassventilen oder erst im Brennraum verdampft [33]. Wie in [34] dargestellt ist, besitzt die Wasser-Saugrohrein-spritzung im Vergleich zu den beiden folgenden direkteinspritzenden Varianten einen höheren Wasserbrauch, ist jedoch kostengünstiger und technisch einfacher zu integrieren [34].

- Mischungs- bzw. Emulsionsdirekteinspritzung:

Im Fall der Mischungs- bzw. Emulsionseinspritzung wird das Wasser über ein Ventil vor bzw. in der Kraftstoffpumpe dem herkömmlichen Kraftstoff zugeführt und vermischt. Über das reguläre Hochdruckeinspritzventil wird anschließend die Kraftstoff-Wasser-Emulsion in den Brennraum eingespritzt. Da Wasser und Benzin sich kaum ineinander lösen, bilden sie eine Emulsion. Damit die Emulsion bis zum Einspritzzeitpunkt aufrecht erhalten werden kann, können unter anderem Emulgatoren oder geeignete Mischeinheiten verwendet werden [113]. In den Ergebnissen von [34] besitzt die Mischungseinspritzung das größte Potential in Bezug auf die Reduktion der Partikelemissionen und des Kraftstoffverbrauchs. Gegenüber der Wasser-Saugrohrein-spritzung wird dabei um bis zu 30 % weniger Wasser verbraucht, was wiederum Vorteile in der Dimensionierung des Wassertanks im Fahrzeug besitzt [33]. Dagegen spricht der hohe Integrationsaufwand, welcher sich auch in der Entwicklung und Kosten für korrosionsbeständige Materialien widerspiegelt [98].

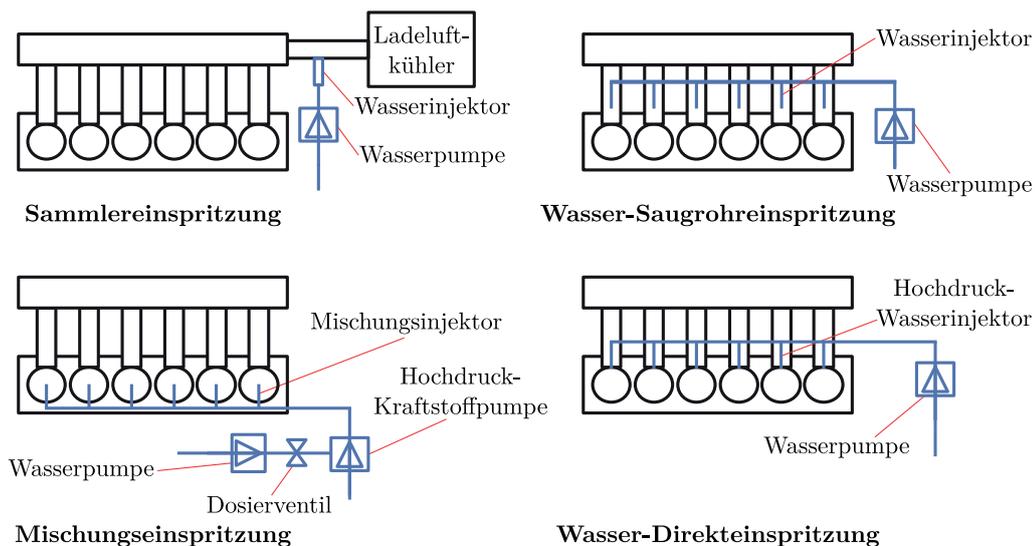


Abbildung 3.11: Varianten der Wassereinspritzung [33].

- Wasser-Direkteinspritzung:

Die Wasser-Direkteinspritzung spritzt mithilfe eines separaten Injektors das Wasser direkt in den Brennraum ein, wodurch ein zusätzliches Hochdrucksystem benötigt wird. Mit dem zusätzlichen Einspritzventil besitzt dieses System den größten Freiheitsgrad hinsichtlich der Einspritzstrategie, verursacht aber auch den größten Integrations- und Kostenaufwand [33]. So muss beispielsweise je Zylinder ein Wasserinjektor im Zylinderkopf integriert werden. Als Schutz gegen Überhitzen, muss beim Abrufen höherer Motorleistungen zusätzliches Wasser eingespritzt werden. Beim Ausfall des Systems wird zudem die Motorleistung gedrosselt, welches sich deutlich im Fahrbetrieb bemerkbar machen würde.

Unabhängig von dem gewählten Einspritzkonzept, spielt ebenso auch die Wasserqualität eine entscheidende Rolle. So muss ein Verkalken und Korrodieren von wasserführenden Bauteilen verhindert werden. Zum diese Zwecke wird der Einsatz von demineralisiertem oder destilliertem Wasser empfohlen [33]. Daneben ist auch die Bio-Kontaminationen im Wasserreservoir zu überprüfen. Hierzu wird nach [33] das Wasser auf über 70 °C erhitzt, um im Wasser entstandene Organismen abzutöten. Daneben wird das Heizsystem genutzt, um das Wassersystem vor winterlichen Bedingungen, in Form von Frostschäden, zu schützen. Auch wird eine Heizung benutzt, um nach dem Motorstart möglichst schnell die Betriebsbereitschaft des Wassersystem herzustellen. Zudem werden nach dem Abstellen des Motors die Leitungen entleert [33].

Die in dieser Arbeit verwendeten Wasserraten Ω_{Wa} , berechnen sich aus dem Verhältnis von der eingespritzten Wassermasse m_{Wa} zu der eingespritzten Kraftstoffmasse m_{Kst} und stellen dimensionslose Werte dar [34]. Daraus folgt, dass die zugeführte Wassermasse für $\Omega_{Wa} = 100\%$ genauso groß wie die zugeführte Kraftstoffmasse ist.

$$\Omega_{Wa} = \frac{m_{Wa}}{m_{Kst}} \cdot 100\% \quad (3.5)$$

Die eingespritzte Wassermenge beeinflusst dabei den Verbrennungsvorgang hinsichtlich der Thermodynamik, infolge einer Kühlung, als aber auch reaktionskinetisch, durch Beeinflussung von Elementarreaktionen [32, 91]. Während die thermodynamischen Vorgänge nachvollzogen werden können, sind die chemischen Effekte noch Stand der Forschung, da meist Gemische aus Methan/Luft- bzw. Erdgas/Luft-Flammen, mit zum Teil widersprüchlichen Ergebnissen, untersucht worden sind. Dabei herrscht Uneinigkeit, ob die festgestellten Veränderungen auf den thermodynamischen Effekten beruhen [31, 51] oder diese doch durch reaktionskinetische Prozesse hervorgerufen werden [53, 54]. Da am Vollmotor keine Differenzierung vorgenommen werden kann, werden in Folge beide Effekte erläutert.

Thermodynamische Effekte

Für die Erläuterung des thermodynamischen Einflusses des Wassers auf den ottomotorischen Verbrennungsprozess, werden die idealisierten p - v und T - s -Diagramme aus Abbildung 3.12 zur Hilfe genommen. Diese beruhen dabei auf den thermodynamischen Grundlagen des Gleichraumprozesses und den Ergebnissen einer 0D-Motorprozesssimulation [80, 139]. Mit der isentropen Zustandsänderung idealer Gase, kann die Gastemperatur

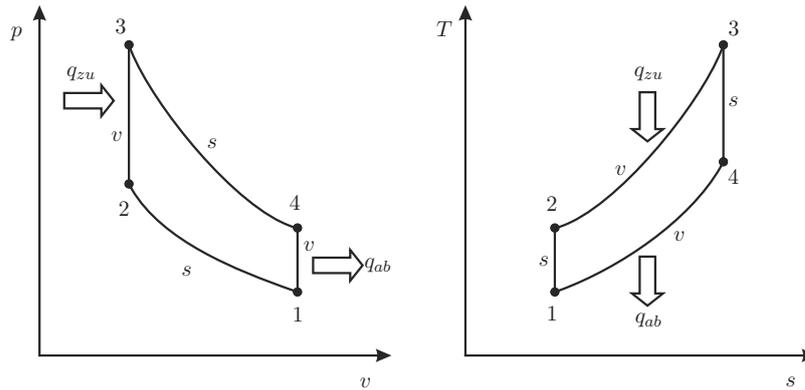


Abbildung 3.12: Gleichraumprozess im p - v und T - s -Diagramm [139].

T_2 am Ende der Kompression abgeschätzt werden. Somit wird Gleichung 3.6 durch die Gastemperatur T_1 im unteren Totpunkt (UT), das Hubvolumen V_h , das Kompressionsvolumen V_c und das Verdichtungsverhältnis ε beschrieben [139].

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_h + V_c}{V_c} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (3.6)$$

Um T_2 berechnen zu können, muss der Verdampfungszeitpunkt des Wassers mit der daraus folgenden Abkühlung ΔT_{Ver} berücksichtigt werden. Entsprechend ergibt sich T_2 durch die Gleichung 3.7 bzw. Gleichung 3.8 für eine Verdampfung im oberen oder unteren Totpunkt [80, 139]. Da es sich bei der Verdampfung des Wassers um eine isentrope Zustandsänderung handelt, berücksichtigt ΔT_{Ver} neben der Verdampfungskühlung auch eine Absenkung des Brennraumdruckes.

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} + \Delta T_{Ver} \quad (3.7)$$

$$T_2 = (T_1 + \Delta T_{Ver}) \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad (3.8)$$

Aus den beiden Gleichungen wird deutlich, dass die größte Abkühlung von T_2 erreicht wird, wenn das Wasser bereits vollständig im unteren Totpunkt verdampft. Mit der gegenüber Kraftstoff vergleichsweise hohen Verdampfungsenthalpie von Wasser ($2257 \frac{kJ}{kg}$), kann der Brennraum effektiv abgekühlt werden [34, 138].

Für die Bestimmung von T_3 , wird die Gleichung Gleichung 3.9 bis Gleichung 3.11 verwendet [80, 139]. Hierbei ist Q_{zu} die durch die Verbrennung zugeführte Wärme, $c_{\nu,G}$ die Wärmekapazität des Gemischs, m_G die Gemischmasse, m_{Kst} die Kraftstoffmasse, m_L die Luftmasse, Δm die Masse des thermischen Ballasts und $H_{U,Kst}$ der untere Heizwert des Kraftstoffes.

$$Q_{zu} = c_{\nu,G} \cdot m_G \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.9)$$

$$m_G = m_{Kst} + m_L + \Delta m \quad (3.10)$$

$$Q_{zu} = m_{Kst} \cdot H_{U,Kst} \quad (3.11)$$

Durch das Einsetzen von Gleichung 3.10 und Gleichung 3.11 in Gleichung 3.9 kann nach T_3 aufgelöst werden:

$$T_3 = T_2 + \frac{m_{Kst}}{m_{Kst} + m_L + \Delta m} \cdot \frac{H_{U,Kst}}{c_{\nu,G}} \quad (3.12)$$

Mit dem eingespritzten Wasser erhöht sich die Masse des thermischen Ballasts und auch die Wärmekapazität des Gemisches. Gegenüber einem Betrieb ohne Wasser, kann die auftretende Verbrennungstemperatur T_3 reduziert werden.

Die Berechnung von der Abgastemperatur T_4 erfolgt analog zu Gleichung 3.6, wobei hier der Isentropenexponent κ_v des Abgases verwendet werden muss [80].

$$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{\kappa_v - 1}} \quad (3.13)$$

Aus der Gleichung 3.13 ergibt sich, dass durch eine Reduzierung von T_3 auch T_4 abnimmt. Dagegen spricht jedoch, dass mit Wasser auch der Isentropenexponent κ_v etwas reduziert wird. Es kann somit an dieser Stelle, ohne die genauen motorischen Parameter und zugeführten Wassermengen zu definieren, keine allgemeingültige Aussage abgegeben werden. Allerdings ist für das Wassersystem hier nicht die Abgas-, sondern die Temperatur nach der Verdichtung das ausschlaggebende Kriterium. Durch eine Reduzierung der Verdichtungsendtemperatur ist es möglich, die Klopfneigung des Motors zu reduzieren und damit frühere Zündwinkel mit besseren Energieumsätzen für höhere Motorwirkungsgrade umzusetzen. Die oben gemachten Annahmen beruhen dabei auf einer gleichbleibenden Schwerpunktlage und vollständigen Verdampfung des Wassers vor dem Zündzeitpunkt. Durch die Korrektur des Zündzeitpunktes und Verdampfung des Wassers in der Abgasstrecke, kann zum Teil bzw. auch vollständig auf unterstöchiometrische Gemische, welche für den Bauteilschutz notwendig sind, verzichtet werden.

Reaktionskinetische Effekte

In [26, 32, 91] werden mögliche Konzentrationsänderung der O, OH und H-Radikale in Verbindung mit der Wassereinspritzung genannt. Diese können durchaus Auswirkungen auf den Verbrennungsprozess und die Emissionsentstehung im Ottomotor haben.

Im Falle für Methan/Luft-Flammen fanden dabei experimentelle und numerische Untersuchungen mit Wasser statt, um den Einfluss auf die Elementarreaktionen bei gleichbleibenden Flammentemperaturen zu benennen. Dabei wird mit einer Massenzunahme des Wassers die Produktion von O-Radikalen gehemmt (s. Gleichung 3.14) und der Verbrauch durch Gleichung 3.15 verstärkt. Es folgt, dass die Konzentration von O-Radikalen, bei zunehmenden Verwendung der Wassereinspritzung, rückläufig ist [53, 54, 83].



Die Bildung von OH läuft nach Gleichung 3.14 mit zunehmenden Wasseranteil bei kleineren Reaktionsraten ab. Durch thermischen Dissoziation von H_2O durch Gleichung 3.15 in Verbindung mit dem reduzierten OH-Konsum durch Gleichung 3.16, nimmt die OH-Konzentration wieder zu [53, 83, 148].



Bei Betrachtung der H-Radikale wird der Verbrauch derer mit steigenden Wasserraten und Gleichung 3.17 begünstigt [53, 83]. Nach [32] wird durch eine Reduzierung der Konzentrationen von H-Radikalen die Klopfneigung von Verbrennungsmotoren reduziert, da die Selbstzündung gehemmt wird.



Außerdem wird in [32, 66, 91, 146] beschrieben, dass der Anstieg der OH-Konzentrationen ein möglicher Grund für den Rückgang von Partikelemissionen sein kann. Argumentiert wird dabei, dass durch die OH-Radikale die Oxidation der Partikel und ihrer Vorläufer begünstigt wird. Als Weiteres werden die Partikel auch direkt durch H_2O oxidiert, wobei [2, 8] gezeigt haben, dass dies zusätzlich zur O_2 -Oxidation abläuft. Eine niedrige Konzentration an O-Radikalen sorgt zudem auch für geringere NO_x -Emissionen während der Verbrennung, da diese für die Reaktionen nach Zeldovich nicht mehr zur Verfügung stehen [26, 53, 54].

4 Versuchsaufbau und Messtechnik

In diesem Kapitel wird der Motorprüfstandsaufbau, die Versuchsträger mit deren Sonderaufbauten sowie die eingesetzte Messtechnik vorgestellt. Die experimentellen Untersuchungen wurden dabei an drei verschiedenen Aggregaten durchgeführt. Für die realitätsnahe Bewertung der Einspritzstrategie wurde ein 4-Zylinder Vollmotor mit 2l Hubvolumen herangezogen. Die Detailanalyse der Einspritzstrategie und der Injektoren fand dagegen an einem 1-Zylinder Transparentmotor wie auch an einer konditionierbaren Einspritzkammer statt. Des Weiteren wird das modifizierte Einspritzsystem, mit den daraus resultierenden Möglichkeiten der Einspritzstrategie, erläutert. Bei der Bewertung der verschiedenen Gemischbildungsverfahren kamen unterschiedliche Systeme der Partikelmesstechnik zum Einsatz, für welche jeweils das Messprinzip und deren physikalischen Grenzen in Folge vorgestellt werden. Da neben der Partikelmesstechnik auch optische Messtechnik zur Bewertung der Partikelrohmissionen eingesetzt wurde, befasst sich das letzte Unterkapitel mit den dafür verwendeten Messverfahren und -geräten.

4.1 Motorprüfstand

Abbildung 4.1 soll den schematischen Prüfstandsaufbau, mit den für diese Arbeit relevanten Komponenten, Programmen und Schnittstellen, verdeutlichen. Dabei wird die Prüfstandssteuerung, -regelung und -automatisierung sowie die Messdatenerfassung von mehreren unabhängigen Programmen auf jeweils eigenen Rechnern durchgeführt. Diese Anordnung ist dabei prüfstandsübergreifend und somit für Vollmotoren-, 1-Zylinder- wie auch Höhen-Klima-Prüfstände allgemein gültig.

Mit der Software Morphee von D2T kann der Motorprüfstand im Allgemeinen bedient und gesteuert werden. Darunter fällt die Konditionierung der Ansaugluft, der Anblaseluft und des Kühlmittels ebenso wie die Regelung der simulierten Gaspedalstellung, der Verbrennungsschwerpunktlage, der Kraftstoffanfettung für den Bauteilschutz, die Momentenregelung mit der E-Maschine und Ähnliches. Ebenso werden die Messdaten der zusätzlichen Sensorik, welche nicht serienmäßig an dem Motor verbaut ist, mit aufgezeichnet und in einer Datenbank abgespeichert.

Das Programm INCA 7.2 der Firma ETAS ermöglicht den Zugriff auf die Motorsteuerung um einerseits Verstellgrößen anzupassen und andererseits Messdaten der motorseitig verbauten Sensorik mit aufzuzeichnen. Über eine Kommunikationsschnittstelle werden die gewünschten Messgrößen an Morphee übermittelt und ebenfalls in der Datenbank abgespeichert.

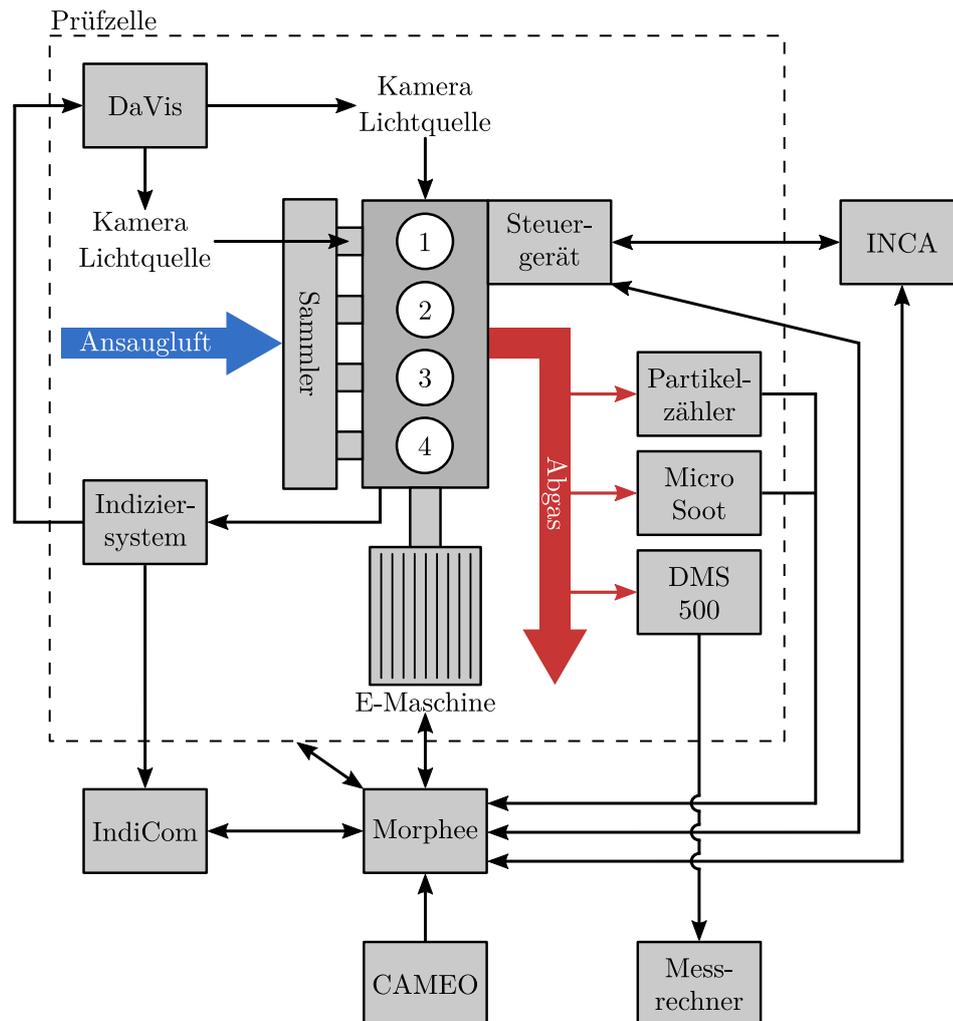


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau des Motorenprüfstands [58].

Durch eine Prüfstandsautomatisierung der Firma AVL List GmbH mit der Software CAMEO, können Versuchsläufe nach der gewünschten Prozedur effizient umgesetzt werden. Auch erfolgt über die Software der dynamische Versuchsbetrieb, bei welchen diverse Prüfstandsrandbedingungen über die Kommunikationsschnittstelle zu Morphee durch CAMEO abgefragt werden.

Für die Brennraumhochdruckindizierung wurde in jedem Zylinder ein wassergekühlter Indizierquarz vom Typ 6041A (Kistler 6041A, Messbereich = 0 - 250 bar) verwendet. Bei der Niederdruckindizierung wurde im Einlasskanal (Zylinder 4 beim Vollmotor) ein ungekühlter piezoresistiver Drucksensor (Kistler 4007BA5F, Messbereich = 0 - 5 bar) und auf der Auslassseite (ebenfalls Zylinder 4 beim Vollmotor) ein gekühlter piezoresistiver Drucksensor (Kistler 4049A10S, Messbereich = 0 - 10 bar) verwendet. Die Indiziermessdaten werden von der Software IndiCom ausgelesen und visualisiert. Neben einer Mittelung über 256 Arbeitsspiele werden je Messpunkt auch die Einzelzyklen mit aufgezeichnet und über die Kommunikationsschnittstelle zu Morphee in der Datenbank gesichert.

Die genauen Erläuterungen zu der verwendeten Abgas- (Detektion Partikelanzahl, Partikelmasse und Partikelgrößenverteilung) und optischen Messtechniken erfolgt in Kapitel 4.3 bzw. Kapitel 4.4.

4.2 Versuchsträger und Sonderaufbauten

4.2.1 Vollmotor

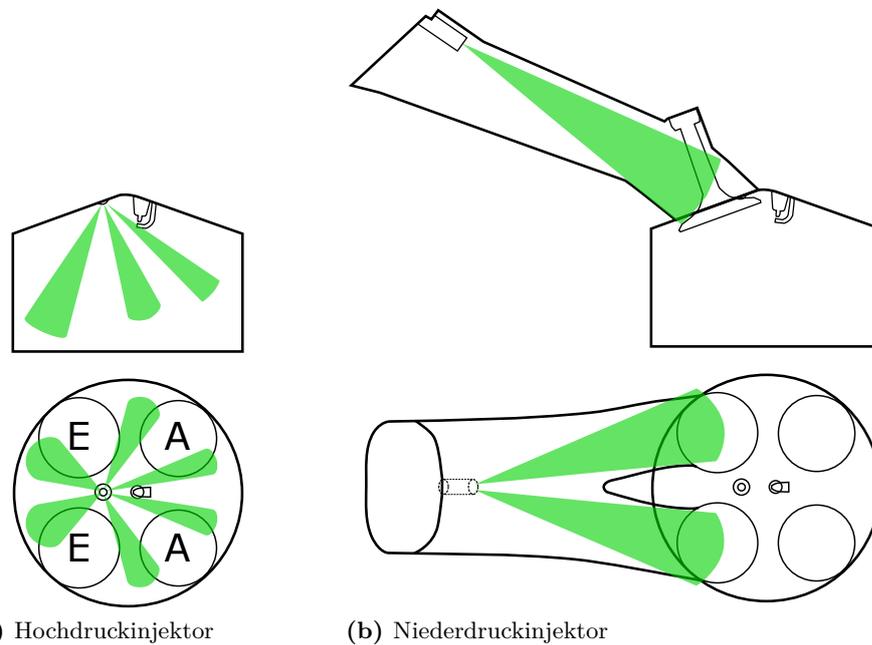
Die Vollmotorenuntersuchungen wurden durchwegs an einem abgasturboaufgeladenen 4-Zylinder Reihenottomotor mit 2l Hubvolumen und vollvariablem Ventiltrieb durchgeführt. Die wichtigsten technischen Daten des Motors sind dabei in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

Technische Daten des 4-Zylinder Vollmotors:

Bauart	4-Zylinder Reihenottomotor, quer
Hubvolumen	1998,3 cm ³
Bohrung	82,0 mm
Kolbenhub	94,6 mm
Verdichtungsverhältnis	10,2
Maximaler Ventilhub (Einlass / Auslass)	9,9 / 9,7 mm
Minimale Spreizung (Einlass / Auslass)	52,5 ° / 60 °
Verstellbereich Spreizung (Einlass / Auslass)	70 ° / 60 °
Aufladung	Abgasturbolader
Maximale Drehzahl	6500 $\frac{U}{min}$
Kraftstoff	ROZ95 E10 Referenzkraftstoff

Tabelle 4.1: Technische Daten des verwendeten 4-Zylinder Aggregates.

Für die Kraftstoffeinspritzung stand sowohl ein Direkteinspritzsystem (DI) als auch eine Mehrpunkteinspritzung (MPI) zur Verfügung. Das Hochdruckeinspritzventil (HDEV) war dabei zentral neben der Zündkerze im Brennraum verbaut. Die Einspritzventile der Niederdruckeinspritzung waren für die jeweiligen Zylinder zentral im Einlasskanal angeordnet. Das Spraybild der Saugrohrinjektoren besteht aus zwei Einzelkeulen, die unter atmosphärischen Druckrandbedingungen zentral auf den Teller der Einlassventile ausgerichtet sind. Der Kraftstoffdruck im Saugrohreinspritzsystem beträgt in dieser Arbeit 5 bar. Bei der Direkteinspritzung sitzt das Hochdruckeinspritzventil leicht außermittig zentral im Brennraum. Bei dem standardmäßig verwendeten 6-Loch Injektor sind zwei der Einspritzkeulen in Richtung der Einlassventile, zwei in Richtung der Zündkerze und zwei zwischen die Ein- und Auslassventile von der Orientierung angeordnet. Der maximal verwendete Einspritzdruck beträgt 350 bar. Die Ausrichtung der jeweiligen Einspritzkeulen kann für die beiden Injektortypen der Abbildung 4.2 entnommen werden.



(a) Hochdruckinjektor

(b) Niederdruckinjektor

Abbildung 4.2: Targeting der Hochdruck- bzw. Niederdruckeinspritzventile.

Zusätzlich besteht bei dem Aggregat auch die Möglichkeit über die Hochdruckeinspritzventile eine Kraftstoff-Wasser-Emulsion in den Brennraum einzuspritzen. Dieser spezielle Sonderaufbau wird in Kapitel 4.2.4 näher erläutert.

Mit dem verwendeten vollvariablen Ventiltrieb ist es möglich den Einlassventilhub sowie die Ventilsteuerzeiten über die Spreizung der Nockenwelle zu variieren. Dabei bezeichnet die Einlass- (VSE) bzw. die Auslassspreizung (VSA) den Zeitpunkt des maximalen Ventilhubes, relativ zum Ladungswechsel-OT (LW-OT). Zum besseren Verständnis sind in Abbildung 4.3 exemplarisch für einen ausgewählten Motorbetriebspunkt der Ventilhubkurvenverlauf der Ein- und Auslassventile aufgetragen. Das unterschiedliche Öffnen der Einlassventile (=Phasing) wird dabei im Teilhubbetrieb eingesetzt, um gezielt Ladungsbewegung (Drall-Strömung) im Brennraum einbringen zu können. Der Zylinderkopf des optischen 1-Zylinder Motor bietet zudem noch die Besonderheit neben der Verstellung des Einlassventilhubes, auch den Auslassventilhub variabel einzustellen. Ein Phasing findet dabei jedoch nicht statt.

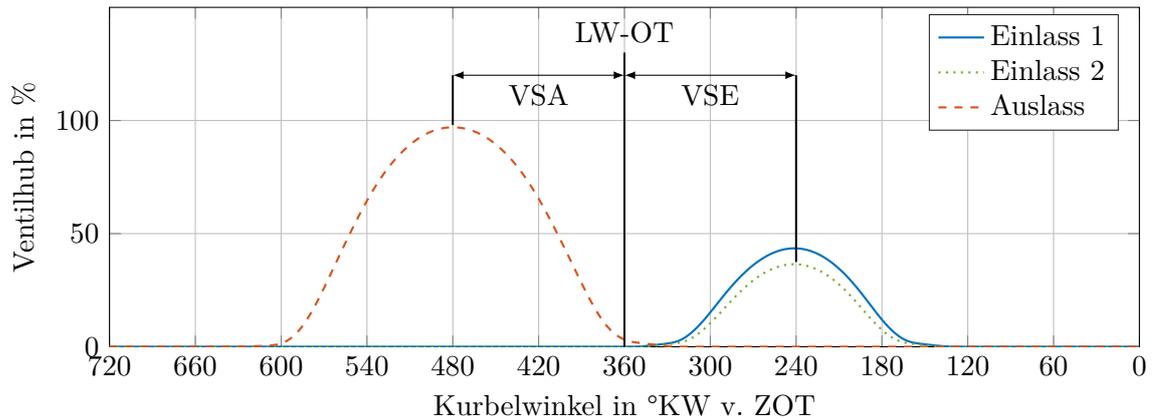


Abbildung 4.3: Exemplarische Ventilhubkurven.

4.2.2 Transparentmotor

Bei dem 1-Zylinder Motor handelt es sich eine vom Vollmotor abgeleitete Variante mit diversen optischen Zugängen für Brennraumaufnahmen. So ist es möglich, über einen geschlitzten Kolben mit Glasfenster den Brennraum von unten, als auch mittels unter dem Zylinderkopf eingesetzten Glasring den Brennraum von der Seite darzustellen. Der Ladungswechsel (Brennraumdach, Kanäle, Hubverlauf der Ventile) entspricht dabei dem des Vollmotors, um für Untersuchungen zur Sprayanalyse eine vergleichbare Ladungsbewegung darstellen zu können.

Mit der verbauten Asynchronmaschine kann der Motor im geschleppten wie im gefeuerten Betrieb vermessen werden. Um bei dem optischen Aggregat eine bestmögliche Qualität in den optischen Aufnahmen zu erreichen, wurde bei der Motorauslegung auf eine Schmierung an der oberen Laufbuchse verzichtet. Die dadurch notwendigen selbstschmierenden Kunststoffkolbenringe begrenzen den Motorbetrieb jedoch auf eine maximale Drehzahl von $3000 \frac{U}{min}$ und einen maximalen Spitzendruck von 60 bar. Des Weiteren besitzt der Grundmotor einen Massenausgleich 1. und 2. Ordnung, um Schwingungen weitestgehend zu reduzieren. Zur Konditionierung verfügt der Prüfstand über eine externe Öl- und Kühlmittelkonditionierung wie auch über eine Konditionierung der Raumtemperatur. Hinzu kommt als Weiteres noch die Möglichkeit der Ansaugluftkonditionierung und der Druckbeaufschlagung der Ansaug- und Abgasstrecke durch die Verwendung eines externen Kompressors bzw. einer Abgasdrosselklappe. Die technischen Daten des Motors können der Tabelle 4.2 entnommen werden.

Technische Daten des optischen 1-Zylinder Motors:

Bauart	Optischer 1-Zylinder Ottomotor
Gesamt-Hubvolumen	499 cm ³
Bohrung	84,0 mm
Kolben-Hub	90,0 mm
Verdichtungsverhältnis ϵ	10,0
Maximaler Ventilhub (Einlass / Auslass)	9,9 / 9,7 mm
Minimale Spreizung (Einlass / Auslass)	51,5° / 59,5°
Verstellbereich Spreizung (Einlass / Auslass)	80° / 80°
Aufladung	externe Aufladeeinheit
Maximale Motordrehzahl	3000 $\frac{U}{min}$
Maximaler Spitzendruck	60 bar
Schmierung Zylinderbuchse	unten nass / oben trocken

Tabelle 4.2: Technische Daten optischer 1-Zylinder Motor.

Bei der Detektion der Injektorkuppenbenetzung hat es sich als zielführend erwiesen, statt des herkömmlichen Glasringes einen Stahlring mit eingebrachten Sichtfenster und zwei Zugängen für die Beleuchtung einzusetzen. Dieser Aufbau führte zur einer besseren Beleuchtung der Injektorkuppe (Reflexionen des Stahlringes) und somit zu einer besseren Auflösung bei den Highspeed Aufnahmen mit einem Fernfeldmikroskop. Das Sichtfenster war im Stahlring 90° parallel zur Kurbelwellenachse angeordnet. Durch die starke Vergrößerung des Fernfeldmikroskops kann somit primär die Düsenaustrittsbohrung des seitlichen Einspritzstrahls, zum Teil auch die Bohrung des Zündstrahls (rechts) und der Bohrung in Richtung der Einlassventile bewertet werden.

Die monochromen Aufnahmen wurden dabei mit einer Auflösung von 1024×1024 durchgeführt. Parallel zum Fernfeldmikroskop wurde eine zweite HighSpeed Kamera inklusive Endoskop aufgebaut mit welcher die Vorgänge im Brennraum aufgezeichnet wurden. Die Aufnahme fand simultan zum Fernfeldmikroskop statt, wodurch vor allem die Bewertung der Diffusionsflamme verbessert werden konnte. Bei der verwendeten HighSpeed Kamera handelt es sich um die Phantom Miro M310 von Vision Research. Eine detailliertere Beschreibung der Highspeed Aufnahme ist dem Kapitel 4.4 zu entnehmen. Eine Detaildarstellung des verwendeten Stahlringes mit eingebrachten Sichtfenster und einem beispielhaften Ergebnisbild des Fernfeldmikroskopes ist Abbildung 4.4 zu entnehmen.

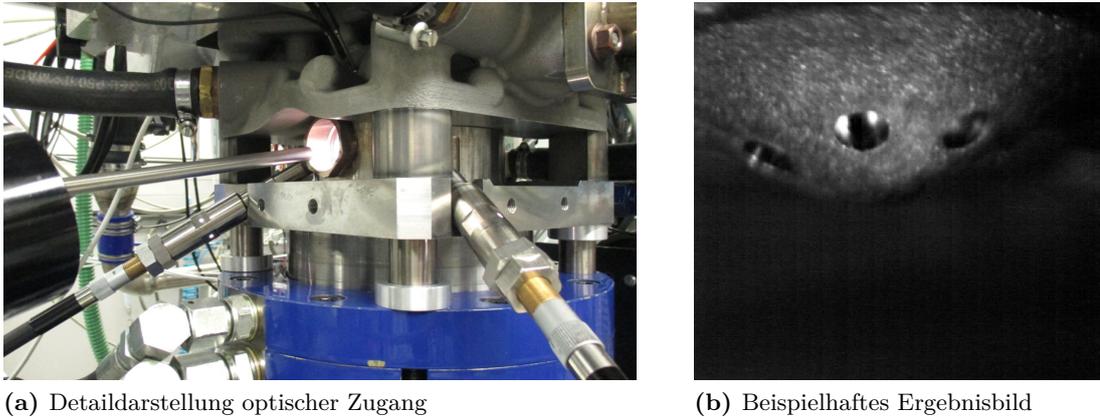


Abbildung 4.4: Eingesetzter Strahlring mit eingebrachten Sichtfenster.

4.2.3 Einspritzkammer

Zum Zweck einer besseren optischen Zugänglichkeit, wurden ein Teil der Untersuchungen an einer vollkonditionierbaren Einspritzkammer durchgeführt. Dadurch, dass die Injektorspitze für das Objektiv von mehreren Seiten zugänglich ist, bzw. die Einbaulage selbst variiert werden kann, ist es möglich die Mechanismen zur Injektorkuppenbenetzung während und nach der Einspritzung im Detail zu analysieren. Die optische Detektionsmethoden wird dabei noch näher in Kapitel 4.4 vorgestellt werden.

Neben der Druck- und Temperaturkonditionierung der Einspritzkammer, war es auch möglich den Kraftstoff und den Injektor thermisch zu konditionieren. Die maximal möglichen Verstellbereiche sind der Tabelle 4.3 zu entnehmen. Hierbei ist anzumerken, dass aufgrund des geringen Kraftstoffdurchflusses die Injektortemperatur, welche in der Injektorhalterung herrscht, der Kraftstofftemperatur gleichzusetzen ist. Abweichungen zum Realmotor ergeben sich dadurch, dass durch die Verbrennung höhere Temperaturen an der Injektorspitze erreicht werden. Des Weiteren kann in der Einspritzkammer keine Ansaug- bzw. Zylinder-

Kammerdruck	0,3 – 32 bar
Kammertemperatur	20 – 400 °C
Kraftstoffdruck	0 – 450 bar
Kraftstofftemperatur	20 – 80 °C
Temperatur Injektoraufnahme	20 – 150 °C

Tabelle 4.3: Verstellbereiche der Einspritzkammer.

innenströmung nachgebildet werden. Eine Aussage über das Verdampfen bzw. Abtragen des Kraftstoffes von der Injektorspitze kann somit nicht getroffen werden.

Die verbauten Hochdruckeinspritzventile können frei angesteuert werden, um verschiedenste Einspritzstrategien darzustellen. Eingespritzt wird in gasförmigen Stickstoff, welcher über die Prüfstandssteuerung entsprechend konditioniert wird und die Medienumgebung des Injektors darstellt. Um den eingespritzten Kraftstoff abzutransportieren, findet in der Kammer ein konstanter Gasdurchfluss statt, der jedoch keinen Einfluss auf die Ausbildung des Sprays besitzt. Vielmehr ist es zulässig, die Einspritzung als eine Einspritzung in ein ruhendes Medium zu betrachten.

4.2.4 Sonderaufbau Einspritzsystem

Das Einspritzsystem des Versuchsmotors ist in Abbildung 4.5 schematisch dargestellt. Die Bereitstellung und Konditionierung des Kraftstoffs (2) auf einen relativen Kraftstoffdruck von 5 bar und eine Temperatur von 12 °C erfolgt durch die Kraftstoffkonditionierung. Ebenfalls ermittelt diese mit Hilfe des PLU-Prinzips den Kraftstoffvolumenstrom bzw. -massenstrom. Wie zuvor beschrieben, wird eine Wasser-Benzin-Emulsionseinspritzung über das Direkteinspritzsystem gewählt und über einen Wassereinmischer (4) vor der Kraftstoffhochdruckpumpe (7) im Niederdruckpfad realisiert. Beim Wassereinmischer handelt es sich um ein T-Stück mit zwei Wasserniederdruckinjektoren, welche Wasser (1) direkt in die Niederdruck-Kraftstoffleitung injizieren. Das vom Wassereinmischer erzeugte 2-Phasen-Gemisch wird von der Hochdruckpumpe auf bis zu 350 bar verdichtet und dabei zu einer homogenen Emulsion vermischt. Über das Hochdruckeinspritzventil (6) wird die Kraftstoff-Wasser-Emulsion schließlich in den Brennraum eingebracht. Die Niederdruckeinspritzventile (5) der Saugrohreinspritzung werden direkt über das Niederdruckeinspritzrail (8) von der PLU versorgt. Die Niederdruckeinspritzventile spritzen demnach ausschließlich Kraftstoff ein.

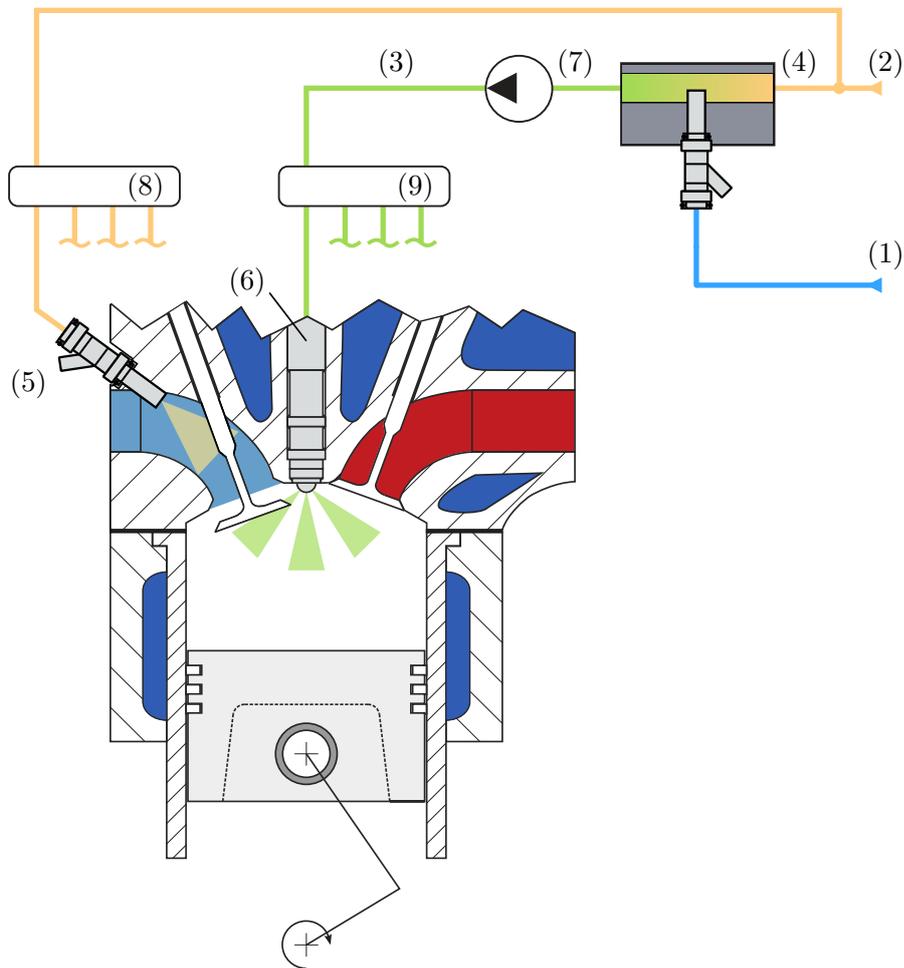


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung des Einspritzsystems (modifiziert nach [139]), 1: Wasserzulauf, 2: Kraftstoffzulauf, 3: Kraftstoff-Wasser-Emulsion, 4: Wassereinmischer mit Niederdruckeinspritzventil, 5: Kraftstoff-Niederdruckeinspritzventil, 6: Hochdruckeinspritzventil, 7: Hochdruckpumpe, 8: Niederdruck-Rail, 9: Hochdruck-Rail.

4.3 Partikelmesstechnik

4.3.1 Partikelanzahl

Die in den Versuchsergebnissen dargestellten Partikelanzahlemissionen wurden allesamt mit dem Kondensationspartikelzähler MEXA-2100SPCS von Horiba erfasst. Dabei ist das Messgerät nach dem Amtsblatt der Europäischen Unionen Regelung Nummer 83 als regelkonformes Messgerät zur Erfassung der Partikelanzahlemissionen im Abgas zugelassen [43].

Die Partikel, die die Messzelle des Kondensationspartikelzählers durchlaufen, werden mittels Laserstrahls erfasst. Das an den Partikeln gestreute Licht wird über eine Sammellinse gebündelt und an einen Photodetektor detektiert (vgl. Abbildung 4.6). Anhand der entstandenen Lichtimpulse wird auf die Partikelanzahl zurückgeschlossen. Mit der im Messgerät eingestellten Verdünnung des Probenstroms, kann schließlich auf die Partikelanzahlkonzentration (PN_C) zurückgerechnet werden. Voraussetzung dafür ist, dass die Partikel eine Mindestgröße aufweisen. Um dies zu erreichen, wird der entnommene Probenstrom in

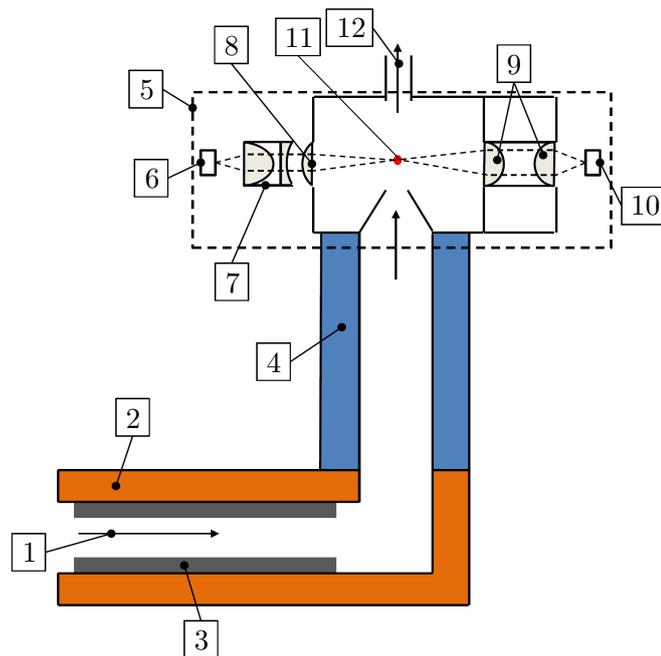


Abbildung 4.6: Funktionsweise eines Kondensationspartikelzählers [130], 1: Aerosoleinlass, 2: Beheizte Sättigungsstrecke, 3: Butanolgetränkter Docht, 4: Gekühlte Kondensationsstrecke, 5: Optische Zelle, 6: Laserdiode, 7: Kollimator, 8: Zylinderlinse, 9: Empfangsoptik, 10: Photodetektor, 11: Butanoltropfen mit Partikelkern, 12: Aerosolauslass.

einer auf 39 °C beheizte Sättigungsstrecke mit dampfförmigem Butanol gesättigt und in der anschließenden Kondensationsstrecke auf 31 °C abgekühlt. Dadurch wird erreicht, dass das Butanol in Form von Tropfen um die Partikel auskondensiert und diese somit eine entsprechende Größe besitzen, um eine Lichtbrechung des Laserstrahls hervorzurufen [15, 63].

Für eine gesetzeskonforme Messung mit dem Kondensationspartikelzähler, muss für Partikel mit einem Durchmesser von ≥ 23 nm mindestens eine Zähleffizienz von 50 % und für Partikel mit einem Durchmesser von ≥ 41 nm eine Zähleffizienz von 90 % erreicht werden. Des Weiteren gilt, dass Partikelkonzentrationen von $10^4 \frac{1}{cm^3}$ detektierbar sein müssen [65, 130]. Für den Fall, dass größere Partikelkonzentrationen auftreten, kann das Messgerät von dem sogenannten Einzelzählmodus auf den photometrischen Modus umschalten. Dies ist notwendig, da bei größeren Konzentrationen die Partikelanzahl nicht mehr mit der Anzahl der Lichtimpulse übereinstimmt. Es würde somit zu geringeren als tatsächlich vorhandenen Werten kommen. Der photometrische Messmodus beruht dabei auf der Detektion der Gesamtstreulichtintensität, jedoch unter der Annahme, dass alle im Probenstrom befindlichen Partikeln die gleiche Größe aufweisen. Mit dieser Messmethode ist es möglich Partikelkonzentration von bis zu $10^7 \frac{1}{cm^3}$ zu bestimmen. Um den Kondensationspartikelzähler ordnungsmäßig zu kalibrieren, sollte der Probenstrom somit ein kleinere Konzentration als $10^4 \frac{1}{cm^3}$ aufweisen [63].

Zur besseren Vergleichbarkeit der Partikelanzahlemissionen zwischen zwei oder mehreren Betriebspunkten ist es notwendig, diese mit dem Abgasvolumenstrom zu multiplizieren, um eine absolute Aussage über deren Anzahl treffen zu können (vgl. 4.1).

$$PN_{\text{Strom}} = PN_C \cdot \dot{V}_{\text{Abgas}} \quad (4.1)$$

$$[PN_{\text{Strom}}] = 10^9 \cdot \frac{P}{s} \quad (4.2)$$

Bei der Berechnung des Abgasvolumenstroms muss zwischen stationären und transienten Versuchen unterschieden werden. Für stationäre Untersuchungen kann dieser aus dem Kraftstoffmassenstrom, dem Ansaugluftmassenstrom und der Luftdichte bei Normbedingungen berechnet werden, da der Abgaspartikelzähler die entnommene Abgasprobe ebenfalls auf Normbedingungen konditioniert, bevor eine Partikelzählung stattfindet. Der angesaugte Luftmassenstrom errechnet sich wiederum aus dem Lambda, dem stöchiometrischen Luftbedarf, dem Kraftstoffmassenstrom und einem Korrekturfaktor bzgl. der Luftfeuchtigkeit.

$$\dot{V}_{\text{Abgas}} = \frac{\dot{m}_{Kst} + \dot{m}_L}{\rho_{\text{Abgas}}} \quad (4.3)$$

$$[\dot{V}_{\text{Abgas}}] = \frac{m^3}{s} \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_L = \frac{\lambda \cdot L_{ST} \cdot \dot{m}_{Kst}}{k_\rho} \quad (4.5)$$

$$[\dot{m}_L] = \frac{kg}{s} \quad (4.6)$$

Für die Ermittlung des Abgasvolumenstroms bei transienten Versuchen ist die Messung des Abgasvolumenstroms über die Abgasmessanlage sowie die Messung des Kraftstoffmassenstroms die Kraftstoffwaage aufgrund der Trägheiten in den jeweiligen Messsystemen ungeeignet. Es wird daher auf das Abgasmodell aus dem Motorsteuergerät zurückgegriffen, welches bei Versuchen in stationären Betriebspunkten eine maximale Abweichung des Abgasvolumenstroms von in etwa 5 % ergab. Darüber hinaus muss bei transienten Versuchen die Partikelanzahlkonzentration mit dem modellierten Abgasvolumenstrom synchronisiert werden. Dies ist aufgrund der Laufzeit des Abgases von dem Auslassventil bis zu der Detektion in dem Kondensationspartikelzähler notwendig und variiert je nach Drehzahl und Last zwischen 3 s und 4 s. Für die nachfolgenden Untersuchungen wurde die Synchronisation auf 3,5 s festgelegt.

4.3.2 Partikelmasse

Neben der Partikelanzahlkonzentration wurde durch ein separates System (AVL Micro Soot Sensor) zusätzlich auch die Partikelmassenkonzentration erfasst. Der Messbereich des Gerätes liegt zwischen einer Rußmassenkonzentration von $0,001$ und $50 \frac{mg}{m^3}$. Bevor der Probenstrom in der Messzelle ausgewertet und die Partikelmassenkonzentration (PM) bestimmt werden kann, ist es notwendig das entnommene Abgas zuvor zu verdünnen [9]. In Abbildung 4.7 ist schematisch das Messprinzip (a) des AVL Micro Soot Sensor dargestellt, welches auf dem photoakustischen Effekt basiert. Hierbei wird die Abgasprobe mit einem modulierten Laserstrahl bestrahlt. Die Rußpartikel absorbieren dabei die Strahlung und es kommt zu deren Erwärmung. Dadurch, dass die Rußpartikel periodisch durch den Laserstrahl angeregt werden, kommt es zu einer zyklischen Erwärmung und Abkühlung der Partikel. Dies wirkt sich auch auf das Volumen der Rußpartikel aus, dessen Oszillation eine Schallwelle initiiert. Durch eine Auslegung der Messkammer als Resonator, können die verstärkten Schallwellen durch ein Mikrofon detektiert werden. Während saubere bzw. partikelfreie Luft kein Signal erzeugt, steigt das Signal proportional mit der Konzentration der Rußmasse an. Der Aufbau der photoakustischen Zelle ist Abbildung 4.7 (b) zu entnehmen [9].

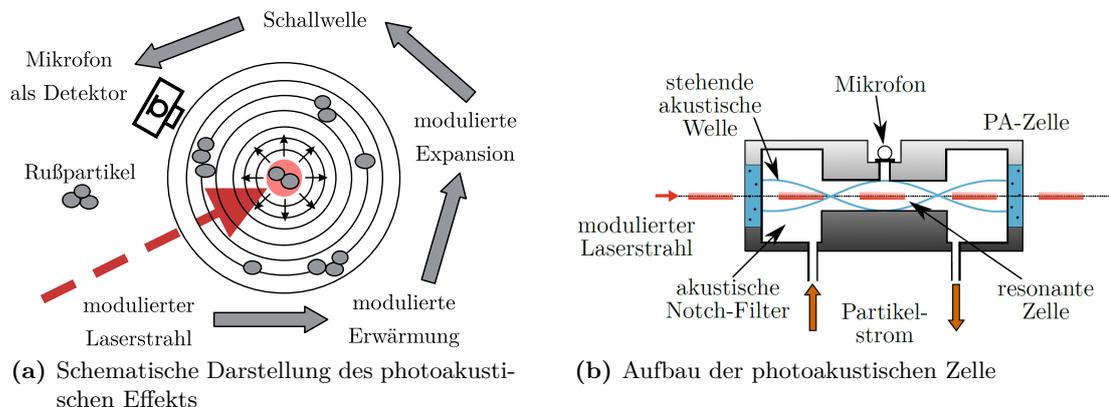


Abbildung 4.7: AVL Micro Soot Sensor [9].

4.3.3 Partikelgrößenverteilung

Um neben der Partikelanzahl- und Partikelmassenkonzentration auch zusätzlich die Partikelgrößenverteilung im Abgas zu bestimmen, wurde auf das differenzielle Mobilitätsspektrometer DMS500 von Cambustion zurückgegriffen. Der Aufbau besteht vereinfacht aus einer Aerosolkonditionierung und einem Spektrometer, wodurch Partikel mit einem Äquivalenzdurchmesser zwischen 5 und 1000 nm detektiert werden können [24].

Um die Partikelkonzentration im Messgerät nicht zu übersteigen, wird die entnommene Abgasprobe über zwei Verdünnungsstufen verdünnt, wobei die erste Stufe nach Bedarf auch deaktiviert werden kann. Die Verdünnung ist notwendig, da ansonsten das Messgerät sehr schnell verschmutzt und keine reproduzierbaren bzw. belastbaren Ergebnisse liefert. Im Falle der ersten Verdünnungsstufe wird die Abgasprobe im Verhältnis von 5:1 mit gefilterter Luft verdünnt. Die zweite Verdünnungsstufe wird im Anschluss während dem Messtrieb variabel von dem Nutzer eingestellt. Die entsprechende Gesamtverdünnung wird erkannt und in der vom Hersteller bereitgestellten Software korrigiert. Nachdem das Aerosol konditioniert wurde, werden die Rußpartikel aufgeladen. Nach dem Prinzip der Koronaentladung werden über Stoßionisation neutrale Moleküle der Luft-Elektronen herausgeschlagen. Dadurch entstehen positive Ionen, welche mit den Partikeln der Abgasprobe kollidieren und diese elektrisch aufladen. Die geladenen Partikel treten im Anschluss um eine zentrale Hochspannungselektrode als koaxiale Mantelströmung in den Klassier-

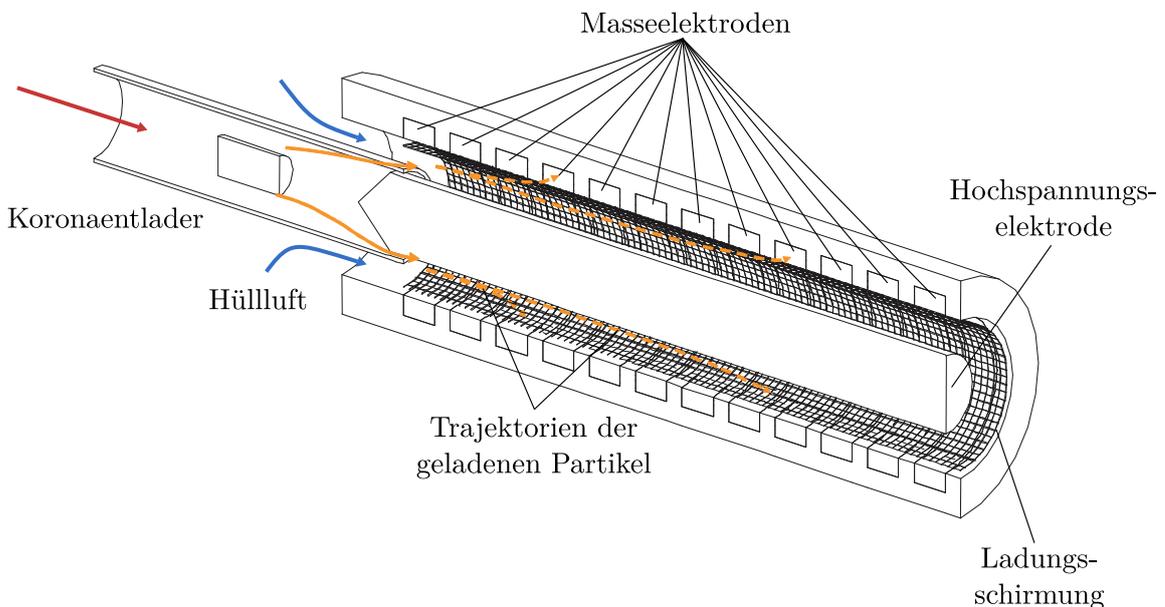


Abbildung 4.8: Klassiereraufbau des DMS500 [24].

rer ein, wodurch diese in Abhängigkeit ihrer elektrischen Mobilität voneinander getrennt werden können. Der schematische Aufbau des Klassierers kann Abbildung 4.8 entnommen werden. Der Transport der Partikel erfolgt über einen partikelfreien Hüllstrom. Dies ermöglicht zunächst eine Abschirmung der Partikel von den ringförmigen Masselektroden, wodurch eine berechenbare Bewegung der Partikel gewährleistet wird. Danach sind im Klassierer 22 Masselektroden angebracht, in welche die geladenen Partikel durch die positiv geladene Hochspannungselektrode abgelenkt werden. Je nach Größe ihrer Ladung, verfolgen die Partikel eine bestimmte Luftbahn und landen im Anschluss auf einer der Masselektroden. Dabei treffen Partikel mit einer höheren Ladung, aufgrund ihrer stärkeren Ablenkung, auf einer einlassnäheren Masselektrode auf. Anhand des gemessenen Stromes für jeden einzelnen Elektrodenring, kann die Größe und Anzahl der Partikel ermittelt werden. Mehrfach oder nicht aufgeladene Partikel verfälschen dabei das Ergebnis [24].

4.4 Optische Messverfahren

Optische Messverfahren ermöglichen es, den Einspritzvorgang wie auch Verbrennung innerhalb eines Verbrennungsmotor zu visualisieren und analysieren. Vor allem gegenüber der Partikelmesstechnik, mit welcher die Anzahl, Masse und Größe der Partikelemissionen bestimmt werden kann, ist es mit optischer Messtechnik möglich, zusätzlich auch die Entstehungsursachen wie auch die Partikelquellen zu bestimmen. Als unverzichtbares Entwicklungswerkzeug erweist sich hierzu der Einsatz verschiedener optischer Messtechniken (gegebenenfalls auch kombiniert) als sinnvoll. Im Einzelnen wurden für die Messungen, je nach optischer Zugänglichkeit und Prüfling, folgende Messtechniken verwendet und im weiteren Verlauf genauer erläutert:

- Hochgeschwindigkeits-Visualisierung für die endoskopische Analyse im Brennraum und im Einlasskanal sowie für die Spray- und Injektorkuppenbenetzungsanalyse in der Einspritzkammer und am optischen 1-Zylinder Aggregat mittels Fernfeldmikroskopes.
- Laserinduzierte Fluoreszenz zur Bewertung der Wandfilmbildung in der Einspritzkammer.

Die Umsetzung der optischen Messverfahren, insbesondere der laserinduzierten Fluoreszenz, wurde dabei maßgeblich von den Experten der optischen Messtechnik aus dem Hause BMW unterstützt.

4.4.1 Endoskopische Hochgeschwindigkeits-Visualisierung

Aufbau

Zur Partikelquellenanalyse im Brennraum wird die Einspritzung, Gemischbildung und die Verbrennung anhand von optischen Messungen bewertet. Dafür wurde der Versuchsmotor mit je einen optischen Zugang im Brennraum und im Saugrohr jeweils am ersten Zylinder ausgestattet. Mittels der optischen Messtechnik können die gelb leuchtenden Diffusionsflammen örtlich im Brennraum lokalisiert und auf die Partikelquellen zurückgeschlossen werden. Das am Vollmotorenprüfstand verwendete Endoskopiesystem besteht aus folgenden Komponenten [38]:

- Zwei Hochgeschwindigkeitskameras vom Typ Phantom Miro M310 der Firma Vision Research Inc, welche bei der maximalen Auflösung von 1280×800 Pixel eine Bildwiederholungsfrequenz 3260 Hz besitzt.
- Eine Steuereinheit der Firma LaVision GmbH für die Hochgeschwindigkeitskameras

- Zwei Endoskope der Firma Hinze OptoEngineering GmbH
- Zwei Endoskophülsen der Firma FOS Messtechnik GmbH
- Drei Lichtquellen mit je 300 W der Firma Karl Storz Endoskope GmbH
- Eine Aufnahmeeinheit mit DaVis 8.4 der LaVision GmbH

In Abbildung 4.9 sind exemplarisch zwei Aufnahmen der endoskopischen Hochgeschwindigkeits - Visualisierung für den Brennraum und das Saugrohr dargestellt. Anhand derer wird der Sichtbereich der Endoskope deutlich. Knapp oberhalb der Bildmitte von Abbildung 4.9 (a) befinden sich die Zündkerze und nach rechts versetzt der Kraftstoffinjektor der Direkteinspritzung. Am rechten bzw. linken Bildrand sind teilweise die geschlossenen Einlass- und Auslassventile zu sehen. Der Kolben befindet sich in Abbildung 4.9 (a) nicht im Bildausschnitt. Mittig am oberen Bildrand von Abbildung 4.9 (b) befindet sich ein Kraftstoffinjektor der Mehrpunkteinspritzung [58].

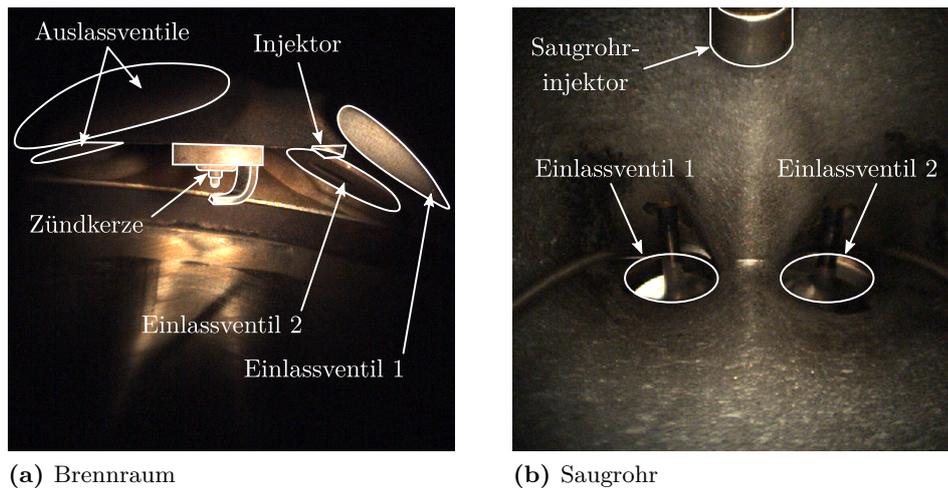


Abbildung 4.9: Beobachtbarer Bildausschnitt der optischen Messtechnik [58].

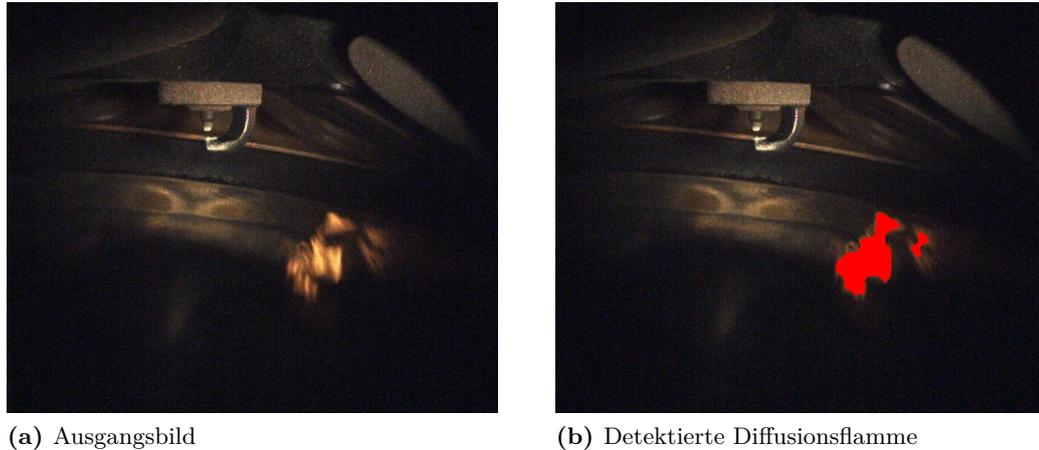
Post-Processing

Wie in Abbildung 4.1 zu sehen war, wird das Endoskopiesystem über einen separaten Rechner mit dem Aufzeichnungs- und Auswerteprogramm von DaVis gesteuert. Dabei ist der Endoskopierechner direkt mit dem Indiziersystem verbunden, welches eine Kurbelwinkel genaue Zuordnung der Bilder ermöglicht bzw. durch einen vorgegebenen Trigger, Aufnahmen zu einem gewünschten Zeitpunkt auslöst. Da die Aufnahmedauer des System je nach Bildauflösung und Bildwiederholungsrate stark begrenzt sein kann, ist es

vor allem bei dynamischen Fahrmanövern notwendig, den Startzeitpunkt wie auch den Zeitbereich abzustimmen. Hierfür wurde auch ein automatisiertes Starten anhand von Trigger-Bedingungen über die Prüfstandsteuerung in die Software integriert.

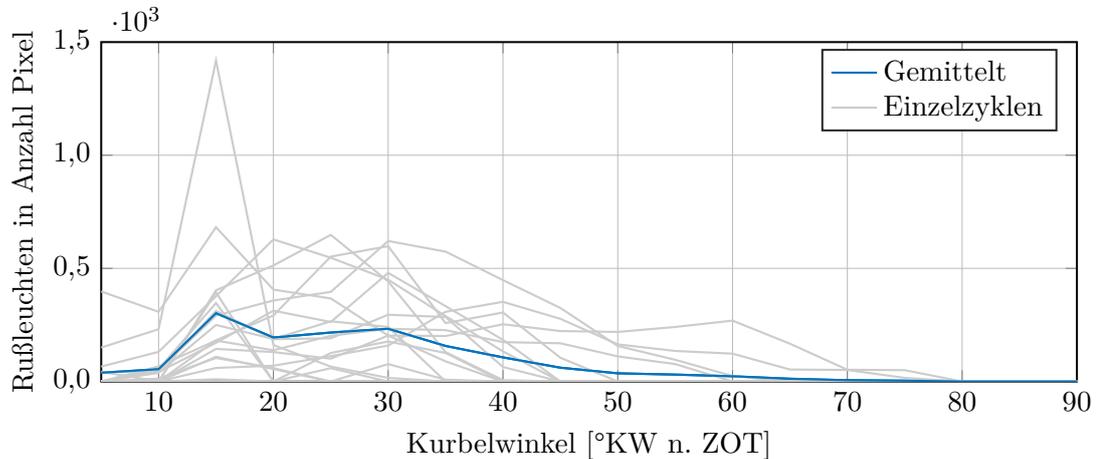
In der darauffolgenden Auswertung, werden die Aufnahmen der Highspeed-Endoskopie hinsichtlich des Auftretens von Diffusionsflammen ausgewertet. Hierbei spielt für die korrekte Interpretation der Ergebnisse der Entstehungsort als auch die räumliche Ausdehnung und Intensität der Flamme eine entscheidende Rolle. Neben der subjektiven Analyse, wurde im Rahmen einer studentischen Abschlussarbeit ein Matlab-Skript entwickelt, welches die eingenommene Fläche der Injektordiffusionsflamme bestimmt und dadurch eine auch objektive Bewertung zulässt [58]. Hierbei wird die Chemielumineszenz der Rußpartikel genutzt. Die homogene Flamme wird dagegen durch die Strahlung des OH-Radikals von der Hochgeschwindigkeitskamera als bläuliche Farbinformation detektiert. Dagegen erscheint die Diffusionsflamme gelblich bis rötlich und ist somit gut differenzierbar [78]. In der anschließenden Bildauswertung kann daraufhin die Anzahl der Pixel bestimmt werden, welche durch ihre Farbgebung als Diffusionsflamme gekennzeichnet wurden. Abbildung 4.10 (a) gibt dabei eine exemplarisch Aufnahme durch die Brennraumendoskopie wieder, bei welcher eine typische Diffusionsflamme zu sehen ist. Nach Ausführung des Skriptes, ist anhand der rot markierten Flächen das detektierte Rußleuchten in Abbildung 4.10 (b) zu sehen. Für einen Vergleich zweier Variationen, wird das Rußleuchten über das Arbeitspiel für die aufgenommen Einzelzyklen gemittelt und anschließend gegenübergestellt (siehe hierfür Abbildung 4.10 (c)).

An dieser Stelle sei jedoch anzumerken, dass dieses Verfahren bislang ausschließlich zur Analyse und Bewertung der Injektordiffusionsflamme verwendet wird. Aufgrund der zweidimensionalen Darstellung, ist eine räumliche Zuordnung der Diffusionsflamme nicht möglich. Auch kann nicht der komplette Brennraum mit der stirnseitigen Positionierung der Hochgeschwindigkeitskamera erfasst werden. Die Injektordiffusionsflamme besitzt dagegen die Eigenschaft, dass diese keine größeren örtliche Unterschiede aufweist, wobei auch hier eine Tiefeninformation der Flamme nicht vorhanden ist.



(a) Ausgangsbild

(b) Detektierte Diffusionsflamme



(c) Verläufe des Rußleuchtens

Abbildung 4.10: Exemplarische Ergebnisse der optischen Auswertung [58].

4.4.2 Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF)

Aus vorangegangenen Untersuchungen war bekannt, dass die Injektordiffusionsflamme, welche die dominierende Partikelquelle im stationären Motorbetrieb darstellt, durch eine Kraftstoffbenetzung der Injektorkuppe entsteht. Es war daher das Ziel, die Entstehungsprozesse der Benetzung wie auch mögliche Einflussfaktoren zu bestimmen. Hierfür erwies sich der Einsatz eines Fernfeldmikroskopes (Long Distance Microscope, kurz LDM) gekoppelt mit der Laser Induzierten Fluoreszenz (LIF) in einer Einspritzkammer als zielführend. LIF ist dabei eine der häufigsten angewandten Methoden, wenn absolute oder relative Wandfilme zu bestimmen sind, da mit einem vergleichsweise geringen Kalibrierungsaufwand genaue Ergebnisse erreicht werden können. Wie in [4, 12, 120, 121] gezeigt wurde, können mit LIF auch durchaus gute qualitative, als auch quantitative Ergebnisse an schlecht zu-

gänglichen Stellen erzielt werden. Da die vorgesehenen Messungen an der Injektorkuppe den Einsatz im realen Motorbetrieb möglichst gut wiedergeben sollen, ist eine nichtinvasive Messmethodik wie die der Laser induzierten Fluoreszenz besonders zielführend. Für ein besseres Verständnis bezüglich der Messmethodik, wird nachfolgend der verwendete Versuchsaufbau, die Auswahl eines geeigneten Tracers zum gewählten Modellkraftstoff, die Anregung durch den Laser, Detektion des Fluoreszenzsignals wie auch das Pre- und Post-Processing vorgestellt (siehe hierzu auch [47]).

Aufbau der Messtechnik

Der Versuchsaufbau kann in drei Bereiche eingeteilt werden. Zum einen stellt der Laser inklusive Strahlengang und Einkopplung des Strahls in die Kammer den Bereich der Fluoreszenzsignalanregung dar (siehe Nr. 4 - 9 in Abbildung 4.11). Die Kammer, in welcher der Injektor verbaut ist und welche für die Konditionierung von Druck und Temperatur verantwortlich ist, stellt den Bereich der Medienkonditionierung und des eigentlichen Versuchsfeldes dar (siehe Nr. 1 - 3 Abbildung 4.11). Schließlich verbleibt die Detektionsseite mit dem Aufbau des Kamerasystems und des Fernfeldmikroskops (siehe Nr. 10 in Abbildung 4.11).

Damit der Laser die Injektorkuppe möglichst gleichmäßig beleuchtet, wurde der Laserstrahl (frequenzvervierfacher Nd-YAG-Lasers mit $\lambda = 266 \text{ nm}$) mittels eines 50 % Plattenstrahlteilers aufgeteilt und simultan von zwei Seiten durch Quarzglasfenster in die Kammer eingebracht. Zudem wurden die Laserstrahlen unter einem flachen Winkel auf die Injektorkuppe gelenkt, damit eine gleichmäßige Ausleuchtung der Injektorkuppe erreicht wird. Mit Strahlprofildurchmessern von ca. 10 mm wird eine großflächige Ausleuchtung sichergestellt. Der Hochdruckinjektor selbst ist bei den Versuchen, wie auch in Abbildung 4.11 zu sehen ist, in einer waagerechten Position verbaut, wodurch eine direkte Detektion in einer Ebene mit der Kamera ermöglicht wurde.

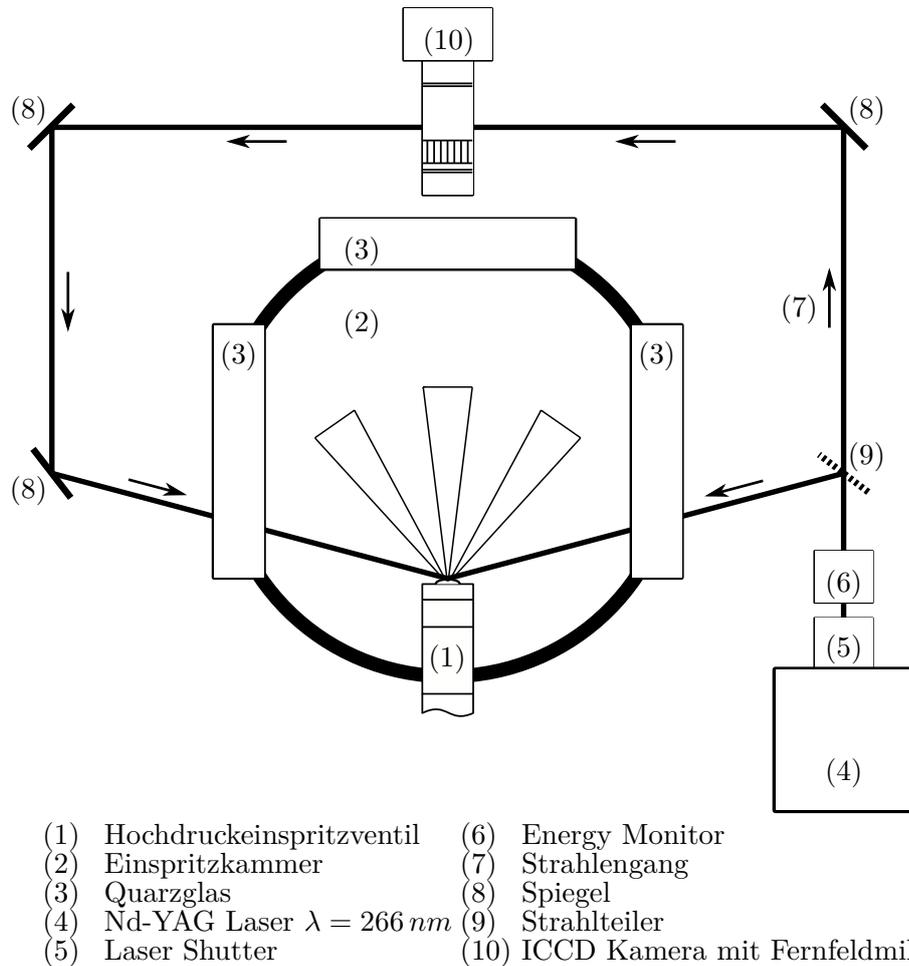


Abbildung 4.11: Schematischer Aufbau der Einspritzkammer.

Modellkraftstoff und Tracer

Entscheidend für das Gelingen der Versuche war die Wahl eines passenden Modellkraftstoffes, da primär thermodynamische Variationen vorgesehen wurden. Dies setzt wiederum voraus, dass der Modellkraftstoff auch bei unterschiedlichen Temperaturen und Drücken nach Möglichkeit die Fluoreszenzeigenschaften nicht verändert. Zu diesem Zwecke wurde bei den Versuchen hochreines Isooktan eingesetzt, welches selbst nicht fluoresziert, so dass das Fluoreszenzsignal allein durch den beigefügten Tracer bestimmt wird. Allerdings ist zu erwähnen, dass Isooktan im Vergleich zu herkömmlichem Benzin ein anderes Verdampfungsverhalten aufweist und damit auch das Kollabieren des Einspritzstrahles verändert. In [122] ist zu sehen, dass das Spray im unteren Temperaturbereich ein ähnliches Verhalten zeigt. Bei Erhöhung der Temperatur wurde für Isooktan, als auch für Normalbenzin

das Kavitieren im Spritzloch nachgewiesen, was jedoch bei Normalbenzin zu Flash Boiling führt. Die genauen Kraftstoffeigenschaften können [121] und [122] entnommen werden.

Für die Auswahl des Tracers musste als Randbedingung das verwendete Fernfeldmikroskop berücksichtigt werden, welches durch das verbaute N-BK7-Glas seine maximale Transmission ab einer Wellenlänge von ca. $\lambda = 350$ nm erreicht. Mit dieser Einschränkung lag es Nahe, 3-Pentanon als Tracer zu verwenden. Mit einer Anregung von $\lambda = 266$ nm zeigt 3-Pentanon zwar nur in eine geringe Signalintensität, emittiert dafür im sichtbaren und somit für die Detektionsmesstechnik im wahrnehmbaren Wellenlängenbereich. Des Weiteren besitzt 3-Pentanon ähnliche physikalische wie auch chemische Eigenschaften wie Isooktan, welches sich auch in einem sehr ähnlichen Verdampfungsverhalten widerspiegelt [121]. Dies spielt insofern eine Rolle, da die Aufnahmen erst kurz nach dem Einspritzen durchgeführt werden. So können Fehlinterpretationen der Filmdicke durch Konzentrationsschwankungen aufgrund vorzeitigen Verdampfens einer Phase vermieden werden. Ebenfalls entscheidend für die Wahl von 3-Pentanon war, dass dessen Fluoreszenzausbeute nach [119] und [145] vergleichsweise unabhängig von Temperatur und Druck ist. In Küvettenversuche wurde zuletzt eine ideale Tracerkonzentration ermittelt. Bei 15 % konnte die maximale Intensität ohne nennenswerte innere Absorption erreicht werden. Auch in der Literatur werden Werte von 10 % und 12 % verwendet [4, 121, 120].

Anregungsquelle

Für die Anregung des Tracers 3-Pentanon wurde wie erwähnt, die vierte Harmonische eines Nd:YAG Lasers (Quanta Ray LAB-170-10 von Spectra-Physics) mit einer Wellenlänge von $\lambda = 266$ nm verwendet. Mit zwei frequenzverdoppelnden Kristallen (KDP, Kalium-Dideuterium-Phosphat Kristall) kann die von dem Laser emittierte Wellenlänge von $\lambda = 1064$ nm auf $\lambda = 266$ nm gewandelt werden. Bei dem Einsatz der Kristalle verlässt jedoch auch ein gewisser Grünanteil ($\lambda = 532$ nm) den Laser. Um dem entgegen zu wirken, wurde vor der intensivierten Kamera ein scharfkantiger Tiefpassfilter mit hoher optischer Dichte bei $\lambda = 532$ nm verbaut. Schuss zu Schuss Schwankungen in der Energie des Lasers wurden durch einen Energiemonitor überwacht und im Postprocessing entsprechend berücksichtigt. Betrieben wurde der Laser mit einer Frequenz von 10 Hz und ca. 100 mJ in der mittleren Einzelschuss Energie. Durch den aufgeteilten Strahl wurde somit die Injektorkuppe von zwei Seiten mit jeweils 50 mJ beleuchtet. Eine Erhöhung der Laserleistung für ein intensiveres Fluoreszenzsignal erwies sich dabei nicht als zielführend, da ansonsten durch den hohen Energieeintrag der dünne Wandfilm zum Abdampfen angeregt werden würde.

Detektion

Neben den thermodynamischen Anforderungen an den Versuch war es auch das Ziel, die Injektorkuppe mit deren Spritzlöcher möglichst groß aufzulösen, wozu ein Fernfeldmikroskop eingesetzt werden musste. Während das Fernfeldmikroskop mit dem verwendeten N-BK7-Glas das maximale Transmissionsvermögen mit 90 % ab einer Wellenlänge größer $\lambda = 350$ nm erreicht, emittiert 3-Pentanon bei einer Anregung mit $\lambda = 266$ nm im Wellenlängenbereich zwischen $\lambda = 375$ nm und $\lambda = 475$ nm. Das Fluoreszenzsignal wird durch das Fernfeldmikroskop zwar abgeschwächt, ist jedoch grundsätzlich für den Versuch geeignet. Abschließend wurde mit einer schwarz-weiß Kamera (Imager E-Lite von LaVision), welche eine um knapp 60 % verbesserte Quanteneffizienz bei $\lambda = 400$ nm und 100 % bei $\lambda = 500$ nm besitzt, schließlich der Wandfilm auf der Injektorkuppe detektiert. Für eine weitere Erhöhung der Signalintensität wurde zusätzlich ein Intensifier (Intensified Relay Optics - IRO von LaVision) verwendet. Die Intensivierung erfolgt durch einen Bildverstärker, der eine Photokathode mit einer Microchannelplate enthält.

Pre- und Post-Processing

Die Methodik zur Vorbereitung einer Messkampagne sah vor, vor Messbeginn ein abgedunkeltes Bild aufzunehmen, um somit eine Korrektur bzgl. des Dunkelstroms des CCP Chips durchzuführen und damit einen Temperatureffekt ausschließen zu können. Zudem wurde vor jeder Messreihe ein Hintergrundbild des gereinigten Hochdruckinjektors erzeugt, welches im Anschluss von jeder Aufnahme abgezogen wurde. Für eine exakte Abstimmung der Signale, wurde das Triggersignal der Einspritzung, der Laserimpuls mittels Photodiode, der Lasershutter und der Aufnahmezeitpunkt mit der Kameraöffnungszeit mittels eines Oszilloskops synchronisiert. Der Aufnahmezeitpunkt für alle vorgestellten Variationen lag bei 1,5 ms nach Einspritzende. Dies stellt einen Kompromiss zwischen noch flüssigem Kraftstoffnebel in der Gasphase und der Detektion des Wandfilmes dar, bevor dieser von der Injektorkuppe abzukondensieren beginnt. Für eine statistische Mittelung des Wandfilmes wurden 40 aufeinanderfolgende Einspritzvorgänge aufgezeichnet.

Das Post-Processing sah eine Korrektur der Intensitätsunterschiede durch die Energieschwankungen und eine anschließende Mittelung der Bilder vor. Da eine relativ hell fluoreszierende Gasphase um den Injektor zu sehen ist und diese für die Interpretation des Wandfilmes störend wäre, wurde diese durch eine Maskierung und einen Intensitätsschwellwert von 200 Counts entfernt. Des Weiteren ist vor allem bei Variationen mit einer Neigung zu großen Wandfilmen zu beachten, dass es hierbei zu fluoreszierenden Rückständen kommen kann. Da solche Rückstände auch ohne Einspritzung fluoreszieren, werden diese

Bereiche ebenso maskiert und zu Null Counts gesetzt. Es ist daher notwendig im Anschluss an jede Messreihe anhand einer Aufnahme ohne Einspritzung die Qualität der Ergebnisse zu überprüfen und störende Fehlsignale zu korrigieren.

5 Partikelanalyse im Fahrzyklus

Dieses Kapitel dient dazu, den in Europa seit September 2017 gültigen Fahrzyklus WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure) wie auch die eingeführte RDE (Real Driving Emissions) Gesetzgebung in Bezug auf den Ausstoß der Partikelemissionen zu analysieren und relevante Fahrmanöver herauszufiltern. Dabei wird der WLTP und ein repräsentativer und gültiger RDE Zyklus durch eine vorangegangene Fahrzeugmessung am Motorprüfstand nachsimuliert [108]. Mittels Abgas- und Partikelmesstechnik werden die kritischen Fahrmanöver und innermotorischen Partikelquellen erfasst. Die daraus abgeleiteten Betriebspunkte legen dabei die Basis für das Kapitel 6 und Kapitel 7, in denen aufbauend auf der Hochdruckdirekteinspritzung eine tiefere Analyse erfolgt.

5.1 WLTP

Mit der Einführung der WLTP Gesetzgebung wird für alle neu zugelassenen Fahrzeugtypen der bis dahin gültigen NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) abgelöst. Dieser Zyklus setzt sich dabei aus den vier Phasen Low, Medium, High und Extra-High zusammen und zeichnet sich dadurch aus, dass dieser gegenüber dem NEFZ zum einen länger dauert und stärkere Beschleunigungen wie auch durchschnittlich höhere Geschwindigkeiten aufweist. Ziel dieses Fahrzyklus ist eine Anpassung des Geschwindigkeits und Lastprofils an heutige Motorengenerationen, um somit realistische Verbrauchswerte zu erzielen. Die wesentlichen Randbedingungen des WLTPs, wie auch das Geschwindigkeitsprofil sind Tabelle 5.1 und Abbildung 5.1 zu entnehmen.

Durch die genannten Veränderungen kommt es jedoch zu einer Ausweitung des zertifizierungsrelevanten Kennfeldbereiches. Dies hat zur Folge, dass die Betriebspunktkollektive zu höheren Lasten und Drehzahlen verschoben werden und eine höhere Dynamik vorliegt. Da die Partikelemissionen zum großen Teil im Dynamikbetrieb entstehen ist eine stationäre Betrachtung und Optimierung alleine nicht zielführend. Nichts desto trotz entstehen vor allem im rechten oberen Kennfeldbereich auch im stationären Motorbetrieb eine nicht zu vernachlässigende hohe Anzahl an Partikelemissionen, wie das nachfolgende Unterka-

Streckenlänge	23,26 km
Dauer des Zyklus	1800 s
Durchschnittsgeschwindigkeit mit Stopps	46,5 $\frac{km}{h}$
Durchschnittsgeschwindigkeit ohne Stopps	53,8 $\frac{km}{h}$
Standzeitanteil	13,4 %
Höchstgeschwindigkeit	131 $\frac{km}{h}$
Umgebungstemperatur	23 °C

Tabelle 5.1: Randbedingungen des WLTP.

pitel zu der RDE Gesetzgebung bestätigen wird. Im Falle des WLTP's ist in Bezug auf die Partikelemissionen vor allem der Kaltstart und der Warmlauf von Relevanz. Die am Prüfstand mit Partikelmesstechnik durchgeführte Messung in Abbildung 5.1 zeigt deutlich, dass in der ersten Phase des Zyklus ungefähr 83 % der Gesamtpartikelemissionen entstehen. Das Dynamikverhalten (siehe Motordrehzahl in Abbildung 5.1) ist, sowohl für die Low als auch für die Medium Phase, in etwa die gleiche, sodass die Kühlmittel- bzw. im weiteren die Bauteiloberflächentemperaturen des Motors entscheidend für die Entstehung der Partikelrohmissionen ist. Die Kühlmitteltemperatur (T_{mot}) liegt zum Motorstart auf dem Umgebungsniveau von 30 °C. Erst nach Erreichen einer Temperatur von 70 °C, welche sich nach etwas 300s nach Fahrtbeginn einstellt, nimmt die starke Zunahme der Partikelemissionen ab. Hierbei ist zusätzlich zu erwähnen, dass die jeweiligen Partikelanstiege im direkten Zusammenhang mit der Fahrzeugbeschleunigung gekoppelt sind, da bei Leerlaufdrehzahl kein Anstieg zu verzeichnen ist. Schlussendlich werden somit stärkere Fahrzeugbeschleunigungen bei kaltem Motorbetrieb noch weitaus mehr Partikelemissionen hervorrufen, als wie sie hier im WLTP zu sehen sind. Mit knapp 10% der Gesamtpartikelemissionen ist auch die letzte Phase des Zyklus zu erwähnen. Mit einer vergleichsweise höherlastigen Fahrzeugbeschleunigung ist dies die Basis einer repräsentativen RDE Fahrt. Grundsätzlich stellt eine WLTP-Fahrt aufgrund der noch geringen Motordrehzahlen, verglichen zu einer RDE-Fahrt, eine vergleichsweise moderate Herausforderung zur Einhaltung der Partikelgrenzwerte dar.

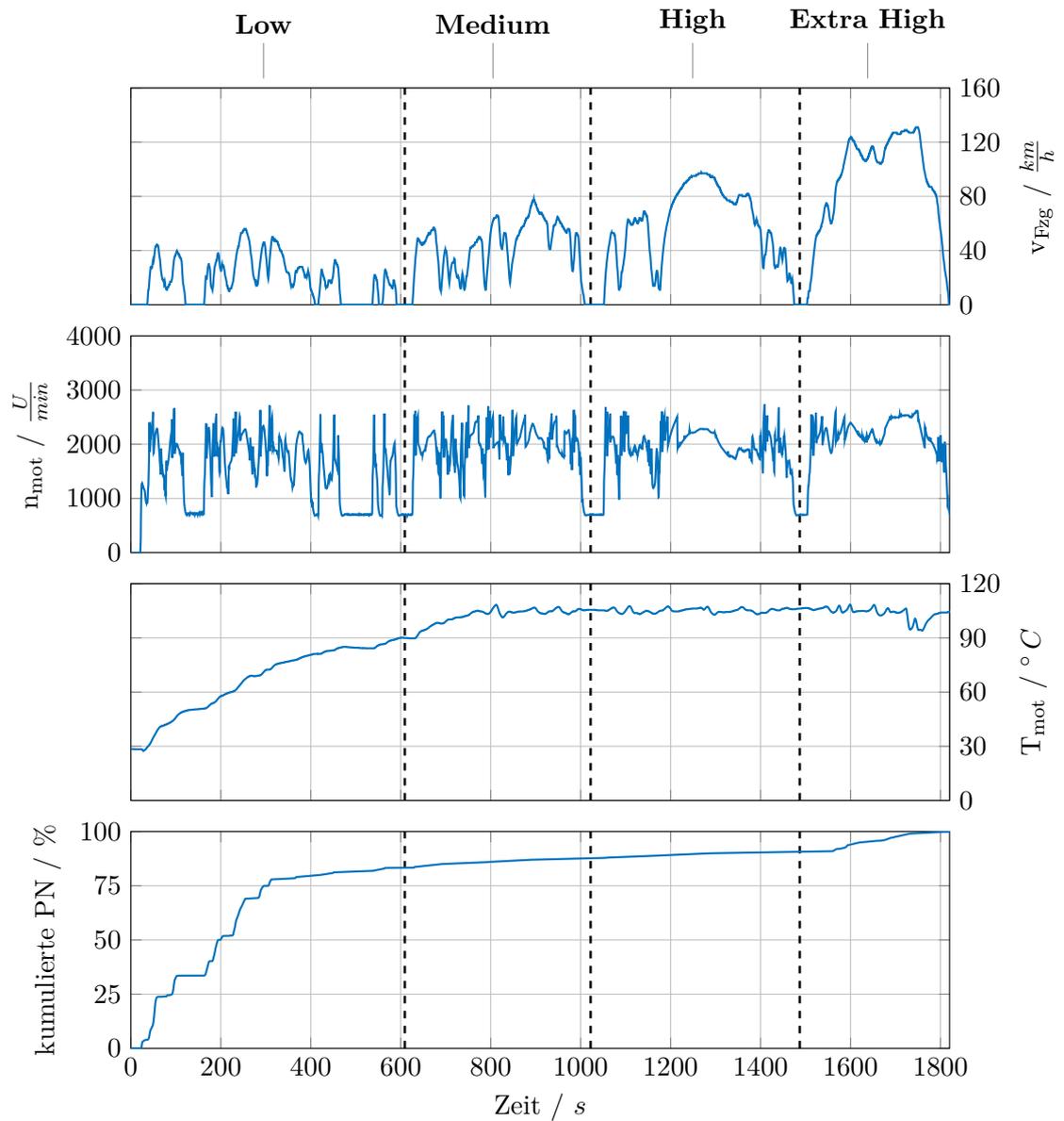


Abbildung 5.1: Aufzeichnung einer WLTP-Fahrt am Motorenprüfstand.

5.2 Repräsentative RDE-Fahrt

Über die WLTP Gesetzgebung hinaus, stellt vor allem die Einführung der RDE Abgasgesetzgebung eine Herausforderung bzgl. der Einhaltung der Partikelemissionen dar. Durch den erweiterten Drehzahlbereich, wie auch die spezifisch höheren Motorlasten, ist ein grundsätzlicher Anstieg der Partikelemissionen im stationären Motorkennfeld zu beobachten (Abbildung 1.1 und Abbildung 3.2). Für die Analyse von Fahrmanövern, in welchen ein verstärkter Anstieg von Partikeln zu beobachten ist, wurde eine repräsentative RDE-Fahrt eines Fahrzeuges mit vergleichbarer Motorisierung und PEMS-Messtechnik (Portable Emissions Measurement System) ausgewertet. Hierzu sind in Abbildung 5.2 die relevantesten Messgrößen aufgetragen.

Im ersten Graph ist dabei die die Fahrzeuggeschwindigkeit (v_{Fzg}) über die Dauer des Versuches abzulesen. Deutlich zu sehen sind die Fahranteile innerhalb und außerhalb geschlossener Ortschaften, wie auch die Fahrt auf einer Bundesautobahn ab 4450 s bis 5300 s. Die maximale Geschwindigkeit des Fahrzeuges während dieser RDE-Fahrt beträgt dabei in etwa $150 \frac{km}{h}$.

Im darauffolgenden Graph ist die korrespondierende Motordrehzahl (n_{mot}) aufgetragen. Die Fahranteile innerhalb geschlossener Ortschaft sind dabei gut an dem häufigen Ablegen des Motors (Motor-Start-Stop-Automatik, MSA) zu erkennen, was auf eine Stadtfahrt mit Ampeln und Kreuzungen hindeutet. Im Gegensatz dazu zeichnet sich die Autobahnfahrt, als Folge von starken Beschleunigungsvorgängen, durch höhere Motordrehzahlen von bis zu $5000 \frac{U}{min}$ aus.

Wie im weiteren Verlauf der Arbeit noch erläutert wird, stellt die Kühlmitteltemperatur (T_{mot}) einen ebenfalls wichtigen Einflussfaktor auf die Partikelemissionen dar. Dieses ist für die vorgestellte RDE-Fahrt im dritten Abschnitt von Abbildung 5.2 zu sehen. Hierbei ist deutlich die Warmlaufphase des Motors bis einschließlich 1000 s zu erkennen, bevor der Motor seine vorgegebene Betriebstemperatur erreicht hat. Im Anschluss daran wird die Kühlmitteltemperatur in Abhängigkeit von weiteren Faktoren zwischen $100^\circ C$ und $120^\circ C$ geregelt.

Im untersten Graph sind schließlich die kumulierten Partikelanzahlemissionen (PN) aufgetragen, welche durch das PEMS erfasst wurden. Zu sehen ist, wie hier zum einen in der Motorwarmlaufphase in etwa 25 % der Partikelemissionen entstehen. Kalte Oberflächentemperaturen stellen dabei ungünstige Voraussetzungen dar, wie in Kapitel 7 noch ausführlich erläutert wird. Verstärkt wird die Thematik dadurch, dass bei dem häufigen MSA-Betrieb in der ersten Phase der RDE-Fahrt, die Bauteiltemperaturen sich immer wiederholt abkühlen. So können die einzelnen Partikelanstiege auf Beschleunigungen nach einem MSA-Start zurückgeführt werden. Das andere Extrem in Bezug auf die Entstehung von

Partikelemissionen stellt die Autobahnfahrt mit den zum Teil starken Beschleunigungen dar, welche in diesem Test mit etwa 50% der Gesamtpartikelemissionen stark ins Gewicht fällt. Durch das Abrufen von hohen Motorleistungen bei hohen Drehzahlen, steht den im Verhältnis hohen eingespritzten Kraftstoffmassen nur wenig Zeit zur Verdampfung und Homogenisierung zur Verfügung. Eine zusätzliche Kraftstoffanfettung, um Bauteile in der Abgasstrecke vor einer Überhitzung zu schützen, führt zu einer zusätzlichen Erhöhung der Partikelemissionen, wie Kapitel 6 noch zeigen wird.

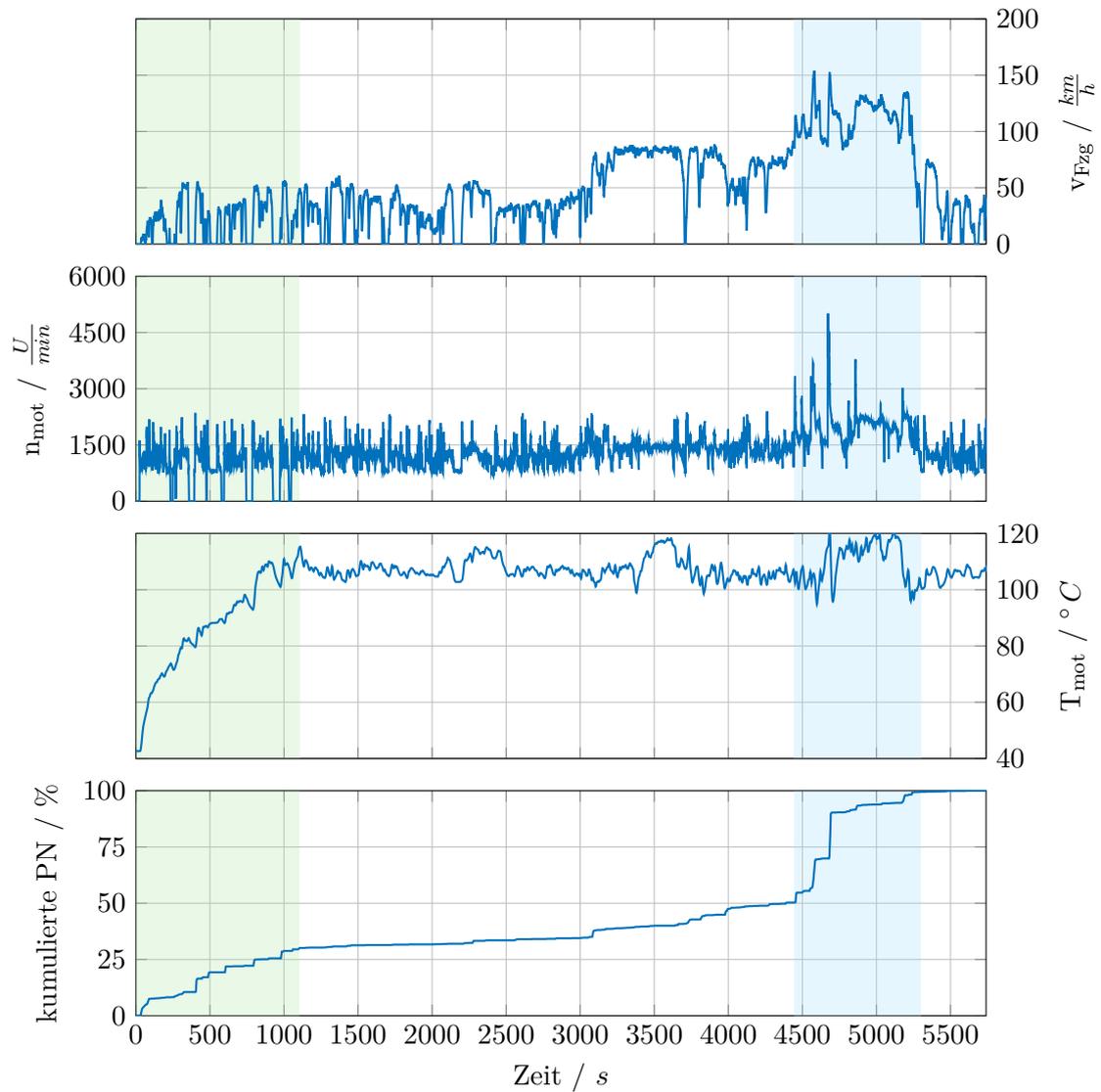


Abbildung 5.2: Aufzeichnung einer RDE-Fahrt mit PEMS-Messtechnik [13].

5.3 Abgeleitete Motorbetriebspunkte

5.3.1 Stationäre Volllast

Für die weitere Versuchsdurchführung werden von der vorgestellten RDE-Fahrt diejenigen Motorbetriebszustände abgeleitet, in welchen nach aktuellem Stand vermehrt Partikel entstehen. Dabei sind vor allem im stationären Betrieb die Zeitanteile bei hohen Drehzahlen und Motorlasten relevant, wie sie bei längeren Volllastbeschleunigungen auftreten. Hierzu wurde in Abbildung 5.3 ein Beschleunigungsvorgang aus der durchgeführten RDE-Fahrt vergrößert dargestellt. Aufgetragen ist dabei jeweils die Motordrehzahl n_{mot} , das Motordrehmoment $M_{\text{d,mot}}$ wie auch der Partikelanzahlstrom PN_{Strom} in $10^9 \frac{P}{s}$. Während ein Teil der Partikelanzahlemissionen aus dem instationären Beschleunigungsvorgang entsteht (Drehmoment-Anstieg), bleiben diese trotz konstanten Drehmoments auf einem erhöhten Niveau (ca. 4674 s bis 4681 s). Erst nachdem ab ca. 4682 s die Drehzahl und das Motordrehmoment abfällt, ist ein Rückgang der Partikelanzahlemissionen zu verzeichnen.

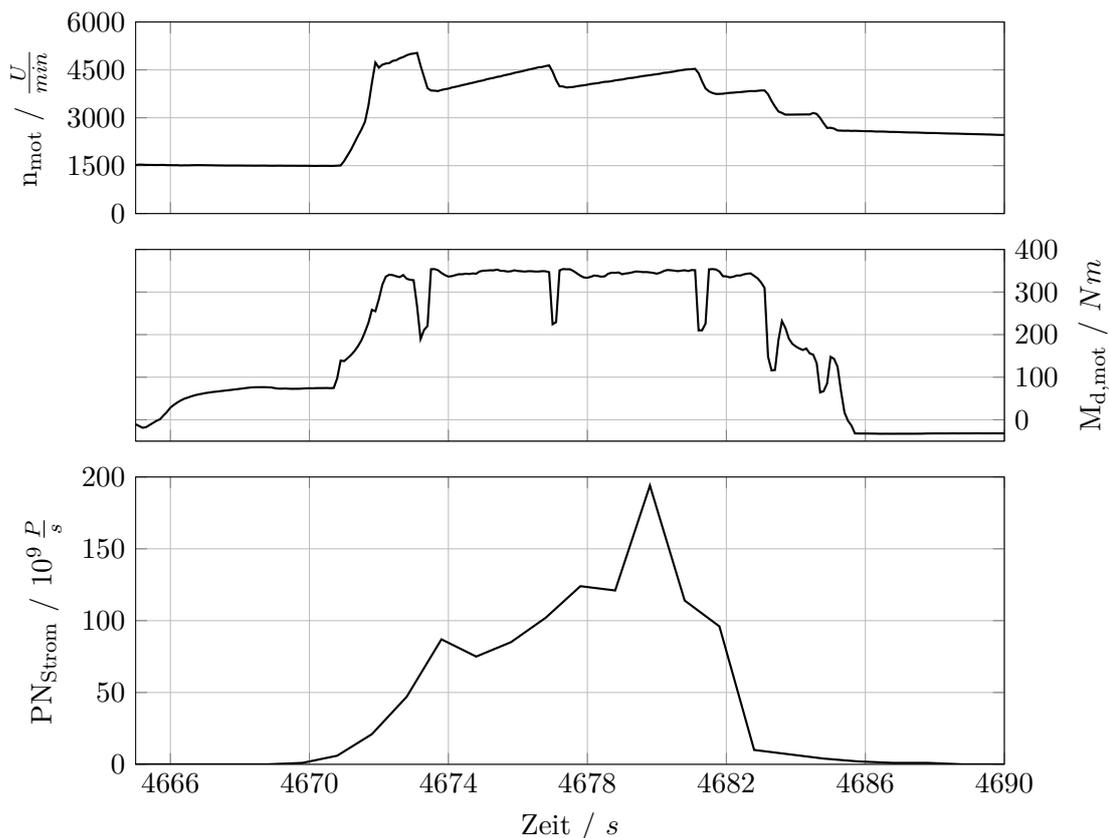


Abbildung 5.3: Gesamte Volllastbeschleunigung auf der Autobahn inkl. PN-Verlauf [13].

Für die in Kapitel 6 folgenden stationären Untersuchungen, wird aufgrund der erhöhten Partikelanzahlmissionen der Betriebspunkt bei einer Drehzahl von $4500 \frac{U}{min}$ und einem Motordrehmoment von 350 Nm (entsprechend einem indizierten Mitteldruck von 24 bar) abgeleitet und im Weiteren verwendet. Tabelle 5.2 listet dabei die weiteren Randbedingungen auf, die für die nachfolgenden Untersuchungen von Relevanz sind. Von Interesse sind dabei vor allem die Temperaturen, da dieser Betriebspunkt bereits durch das Klopfen auf der einen Seite und auf der anderen Seite zum Schutz vor zu hohen Abgastemperaturen eingeschränkt ist. Hierzu wird mit einem Regler der Zündwinkel auf eine gleichbleibende Klopfintensität und mit einem weiteren Regler die Abgastemperatur vor Turbine (T_{VTUB}) und motornahen Katalysator (T_{IMNK}) über das Verbrennungsluftverhältnis eingestellt.

Ansauglufttemperatur	20 °C
Sammlertemperatur	50 °C
Kühlmitteltemperatur (motorauslassseitig)	85 °C
Max. Abgastemperatur vor Turbine	980 °C
Max. Abgastemperatur im Katalysator	940 °C
Kraftstofftemperatur	12 °C
Wassertemperatur der DWI	25 °C
Kraftstoffvorförderdruck	5 bar
Raildruck / Einspritzdruck	350 bar

Tabelle 5.2: Randbedingungen der stationären Messungen.

5.3.2 Fahrprofile transienter Motorbetrieb

Neben dem stationären hochlastigen Motorbetrieb, entsteht auch ein Großteil der Partikelemissionen aus dynamischen Fahrmanövern. Dabei spielt die Dynamik, also in welcher Zeit ein Zielmoment erreicht wird, eine entscheidende Rolle. Während in stationären Motorbetriebspunkten sämtliche Temperaturrandbedingungen eingeschwungen bzw. konstant sind, fallen die Bauteiltemperaturen bei kurzen Beschleunigungen in der Regel geringer aus. Dies bedeutet für die Verbrennung folgendes, dass die Oberflächentemperaturen im Brennraum zu Beginn der Beschleunigung niedrigere Werte aufweisen. Bei Erhöhung der Motorlast und -drehzahl nehmen diese Temperaturen durch die thermische Trägheit nur verzögert zu. Während die Klopfneigung von kühleren Oberflächentemperaturen hiervon profitiert, dampft ein gebildeter Kraftstoffwandfilm langsamer von den Oberflächen ab. Schlussendlich sind gegenüber dem stationären Motorbetrieb, welcher das Partikelgrundniveau repräsentiert, dadurch zusätzliche Partikelquellen festzustellen. Da der Motorwarm-

lauf eine ähnliche Problematik aufweist, wurde in Kapitel 7 der warme, wie auch der kalte transiente Motorbetrieb im Detail betrachtet.

Für die grundlegenden Partikeluntersuchungen, wird für die Versuche ein dynamisches Fahrmanöver aus der oben vorgestellten RDE-Fahrt herangezogen (s. Abbildung 5.4). Zu sehen ist dabei die Motordrehzahl n_{mot} , das Motordrehmoment $M_{\text{d,mot}}$ wie auch das Fahrpedal des Fahrers PWG. Ausgehend von einem niedriglastigen Konstantfahrpunkt bei $1500 \frac{U}{\text{min}}$ und 75 Nm (1), wird das Fahrpedal innerhalb von ca. 0,4 Sekunden auf 100% / Vollgas (2) erhöht. Infolgedessen steigt die Motordrehzahl und das Motordrehmoment innerhalb von 1,2 Sekunden auf $4500 \frac{U}{\text{min}}$ und 340 Nm (3) an.

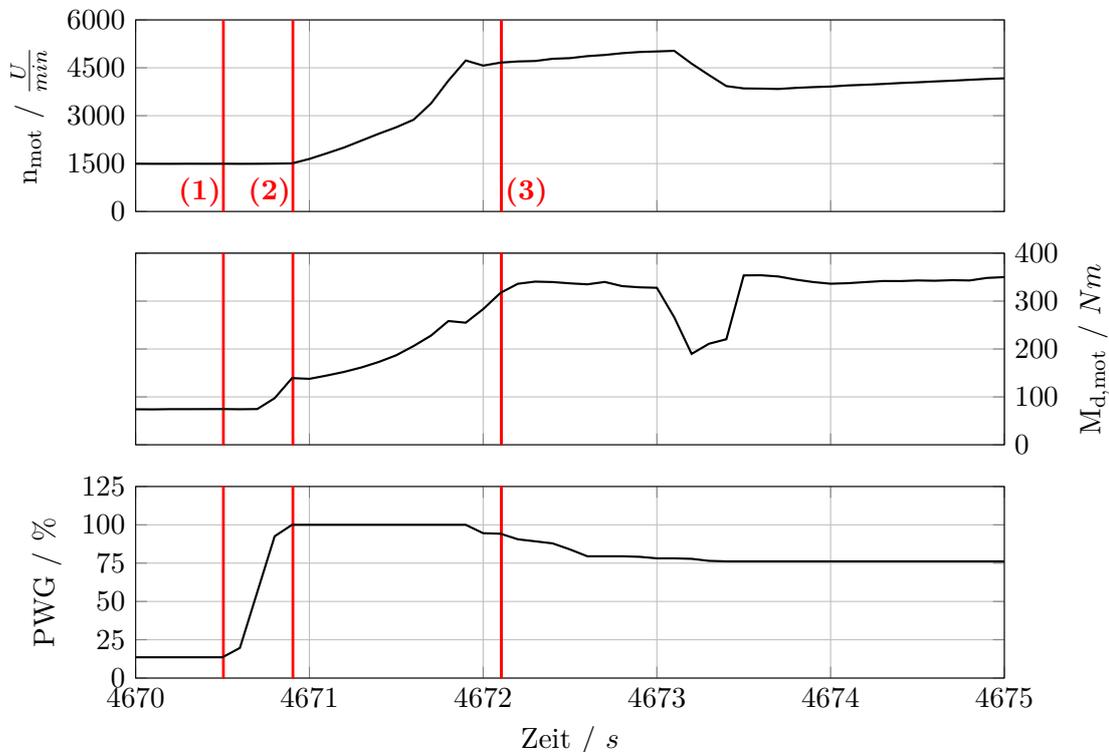


Abbildung 5.4: Volllastbeschleunigung auf der Autobahn inkl. PN-Verlauf [13].

Für den Versuchsbetrieb am Motorprüfstand, wird diese Fahrzeugbeschleunigung anhand von einer Lastrampe etwas vereinfacht umgesetzt (s. Abbildung 5.5). Analog zu der Fahrzeugmessung, wird auch hier das Fahrpedal innerhalb von 0,5 Sekunden verändert. Die Zielwerte liegen bei 40%, 60% und 80% PWG, während die Motordrehzahl konstant bleibt. Dieses Vorgehen ermöglicht, dass der Einfluss der Motordrehzahl und der Motor-

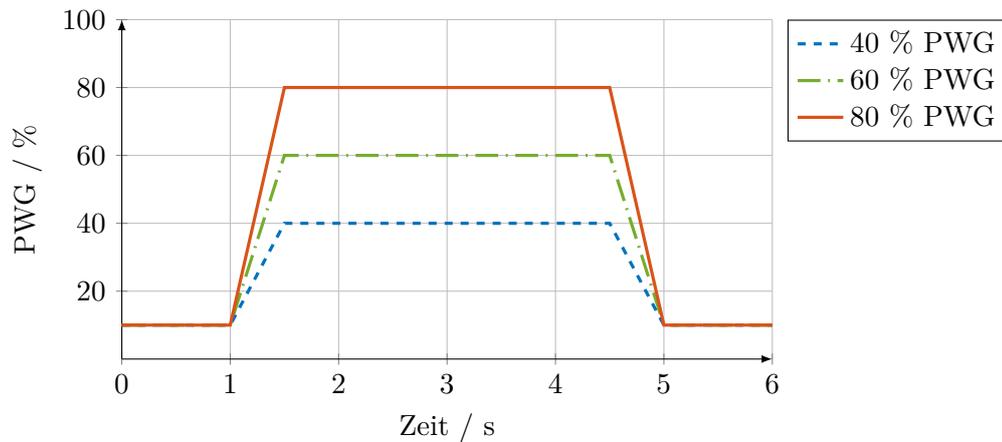


Abbildung 5.5: Darstellung der verwendeten dynamischen Lastrampen [13].

last in Bezug auf die Partikelemissionen besser voneinander unterschieden werden kann. Analog zu den stationären Versuchen, sind in Tabelle 5.3 die relevanten Randbedingungen aufgelistet, die von durchgeführten RDE Messungen abgeleitet wurden. Während in der stationären Vollast die Kühlmitteltemperatur zur Reduzierung der Klopfneigung reduziert wird, werden die Versuche am Motorprüfstand mit einer Kühlmitteltemperatur von $103\text{ }^{\circ}\text{C}$ durchgeführt. Aufgrund der nur kurz andauernden Lastrampen bzw. auch wegen der Trägheit des Kühlmittelkreislaufes, ist hier nicht von kühleren Temperaturen auszugehen.

Ansauglufttemperatur	$20\text{ }^{\circ}\text{C}$
Sammlertemperatur (bei 10% PWG)	$30\text{ }^{\circ}\text{C}$
Kühlmitteltemperatur (motorauslassseitig)	$103\text{ }^{\circ}\text{C}$
Kraftstofftemperatur	$12\text{ }^{\circ}\text{C}$
Kraftstoffvorförderdruck	5 bar
Raildruck / Einspritzdruck	350 bar

Tabelle 5.3: Randbedingungen der transienten Messungen.

6 Analyse der Einspritzstrategie an der Volllast

Wie im vorherigen Kapitel dargelegt wurde, entsteht ein Großteil der Partikelrohmissionen beim verwendeten Versuchsaggregat im dynamischen, wie auch im stationären, hochlastigen Motorenbetrieb. Im Stationären sind dabei die Betriebspunkte im mittleren bis maximalen Drehzahlbereich im aufgeladenen Lastbereich betroffen. Dabei hat die Wahl der Einspritzstrategie einen unmittelbaren Einfluss auf die Partikelrohmissionen. In diesem Kapitel sollen daher die Ergebnisse zu drei Strategievarianten mit dem entsprechenden Partikel-Reduktionspotential vorgestellt werden. Wie Abbildung 6.1 zeigt, wird in der Ausgangsbasis die direkte Kraftstoffeinspritzung (DI, Direct Injection) analysiert. Abgeleitet davon wird der Einfluss von Wasser in einer Kraftstoff-Wasser-Emulsions-Direkteinspritzung (DWI oder Direct-Water-Injection) auf die Partikelrohmissionen untersucht. Parallel dazu, wird auf der anderen Seite ein System aus kombinierter Kraftstoff-Hochdruck und -Niederdruck Einspritzung (Dualeinspritzung) vermessen. Wie die Ergebnisse zeigen werden, kann mit jedem dieser Systeme die Partikelrohmissionen reduziert werden. Daher wird abschließend auch die Kombination beider Verfahren, also eine Kombination aus der DWI und Dualeinspritzung vorgestellt.

Wie im Weiteren aus Abbildung 6.1 ersichtlich wird, werden bei der Kraftstoff Direkteinspritzung die Einflüsse des Einspritzdruckes, wie auch der Injektorkuppentemperatur auf die Injektordiffusionsflamme untersucht, welche im Stationären als maßgebliche Partikelquelle verantwortlich ist. Das Messprogramm um die DWI-Strategie sieht eine Wasserratenvariation bis $\lambda = 1$ und darüber hinaus vor. Des Weiteren ergeben sich zur herkömmlichen Kraftstoffeinspritzung unterschiedliche Einspritzzeitpunkte. Im Falle der Dualeinspritzung, welche aus thermodynamischer Sicht im aufgeladenen Motorbetrieb wegen der reduzierten Ladungskühlung auf den ersten Blick als kritisch erachtet werden kann, werden analog zur DWI ebenso die Ergebnisse aus einer Variation des Massenverhältnisses von bis zu 50% MPI-Anteil und einer Variation des Einspritzzeitpunktes der MPI vorgestellt.

Um das Partikelreduktionspotential in einem für Partikelrohmissionen kritischen Be-

triebspunkt zu bewerten, wurden die Versuche bei einer konstanten Drehzahl von $4500 \frac{U}{min}$ und einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ (etwa 350 Nm) durchgeführt. Da in diesem Betriebspunkt aber auch zum Beispiel durch das Klopfen oder die Kraftstoffanfeuchtung einige Quereinflüsse auf die Bildung der Partikelrohmissionen vorhanden sind, werden je nach Versuch zusätzliche Betriebspunkte herangezogen, um auftretende Effekte genau voneinander separieren zu können.

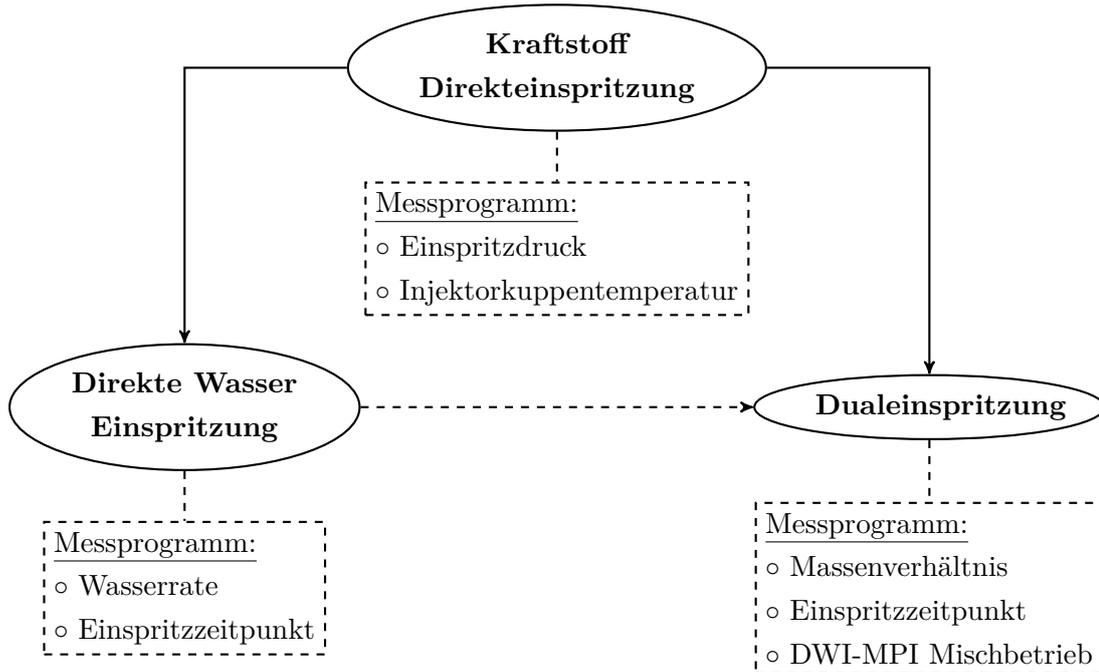


Abbildung 6.1: Versuchsprogramm der stationären Messungen.

6.1 Kraftstoff-Direkteinspritzung

Bevor das Einspritzsystem um die Wasser- oder Dualeinspritzung erweitert wird, ist es notwendig das Potential der Direkteinspritzung hinsichtlich der Bildung von Partikelemissionen zu optimieren. Die Direkteinspritzung stellt dabei die Basis dar und soll in allen Bereichen des Motorkennfeldes verwendet werden. Aus Eingangsuntersuchungen ist bekannt, dass die Injektordiffusionsflamme eine der dominierenden Partikelquellen im Brennraum ist. Die nachfolgenden Unterkapitel befassen sich daher explizit mit der Injektorkuppenbenetzung und wie diese durch äußere Randbedingungen beeinflusst werden kann.

6.1.1 Einspritzdruck

Für die genaue Untersuchung des Einspritzdruckes und dessen Auswirkung auf die Injektorkuppenbenetzung und der anschließenden Injektordiffusionsflamme wurden verschiedene Prüfstände und Messmethodiken eingesetzt. Zum einen wurde das Verhalten der Injektorkuppenbenetzung in der Einspritzkammer und am optischen 1-Zylinder visualisiert. Zum anderen wurden die Ergebnisse auf den Vollmotor übertragen und die Größe der Injektordiffusionsflamme ausgewertet. Zusätzlich wurden 3D-CFD Untersuchungen durchgeführt, um die aufgestellten Thesen - vor allem im Bezug auf Strömungsgeschwindigkeiten an der Injektorkuppe - zu bestätigen.

Einspritzkammer

Aus Voruntersuchungen ist bekannt, dass sich während der Einspritzung auf der Injektorkuppe des Hochdruckeinspritzventils ein Kraftstoff-Wandfilm bildet, welcher bis zum Erreichen der Flammenfront nicht vollständig verdampft und unter einer diffusiven Flamme zu Rußpartikeln führt. Wie im Kapitel zum Versuchsaufbau erläutert wurde, konnte in der Einspritzkammer mittels LIF der Kraftstoff-Wandfilm sichtbar gemacht werden. Die Ergebnisse einer daraufhin durchgeführten Kraftstoffdruckvariation für den Variationsbereich von 50 – 350 bar sind für zwei verschiedene Kammerdrücke in Abbildung 6.2 dargestellt [47]. Grundsätzlich ist in den Abbildungen der Kraftstoff-Wandfilm rund um die sechs Düsenaustrittsbohrungen des Hochdruckinjektors zu erkennen. Der besseren Übersichtlichkeit halber sind die Ergebnisse an dieser Stelle auf drei verschiedene Einspritzdrücke begrenzt worden. Es ist in Abbildung 6.2 sowohl für den saugmotorischen ($p_{\text{Kammer}} = 0,8 \text{ bar}$) als auch für den aufgeladenen ($p_{\text{Kammer}} = 1,5 \text{ bar}$) Betriebspunkt ein Rückgang in der Kraftstoffbenetzung mit steigendem Einspritzdruck zu sehen. Dabei gilt, je höher der Raildruck, desto größer ist die gespeicherte Energie, welche bei der Einspritzung in kinetische Energie umgewandelt werden kann, wodurch schließlich die

Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes erhöht wird. Einhergehend damit, bewirkt der höhere Massenimpuls des Kraftstoffstrahls auch eine stärkere Air Entrainment-Strömung, wodurch die Wandfilmbildung zum Teil reduziert werden kann bzw. Kraftstoff von der Kuppe abgetragen wird (s. dazu die Visualisierung in Abbildung 6.9). Durchgeführte Motorversuche von [90] bestätigen den positiven Einfluss der Impulserhöhung durch einen höheren Massendurchsatzes in Form eines besseren Partikeldriftverhaltens, mit welchen auf das Benetzungsverhalten rückgeschlossen werden kann.

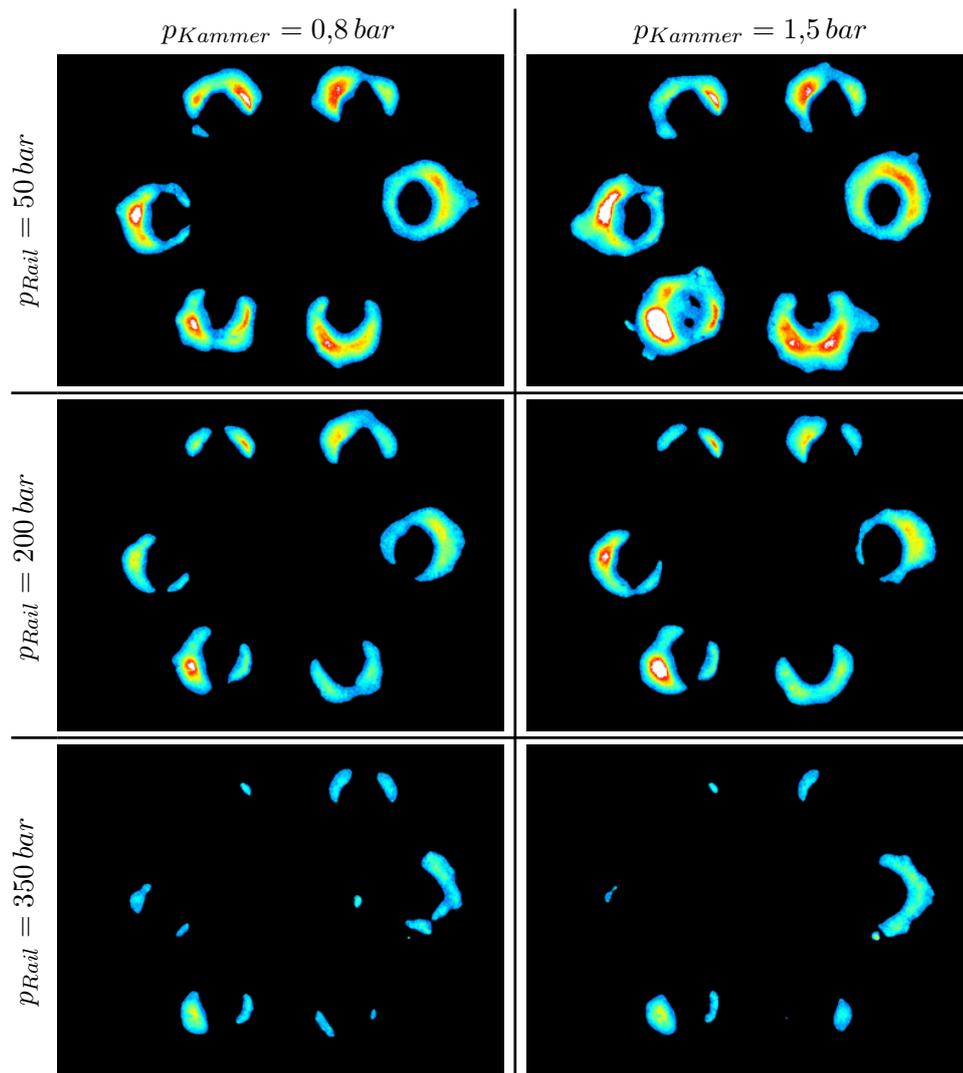


Abbildung 6.2: Variation des Einspritzdrucks bei 0,8 bar und 1,5 bar Kammerdruck [47].

Eine zusätzliche Auswertung der Einspritzdruckvariation in Form von Histogrammen (s. Abbildung 6.3) bestätigt den visuellen Eindruck der LIF-Aufnahmen. Dabei ist festzuhalten, wie über alle Intensitäten (Counts) die Anzahl an Pixel mit steigendem Einspritzdruck

rückläufig ist. Ab einem Einspritzdruck von 350 bar sind zudem nur noch Pixel mit einer Intensität kleiner 600 Counts aufgetragen (vgl. X-Achse Abbildung 6.3 bzw. Erläuterung zu dem Post-Processing in Kapitel 4.4.2). Hiermit lässt darauf zurückschießen, dass bei diesem Einspritzdruck nur sehr dünne Wandfilme auftreten, die wiederum ein schnelles Abdampfen des flüssigen Kraftstoffs von der Injektorkuppe ermöglichen.

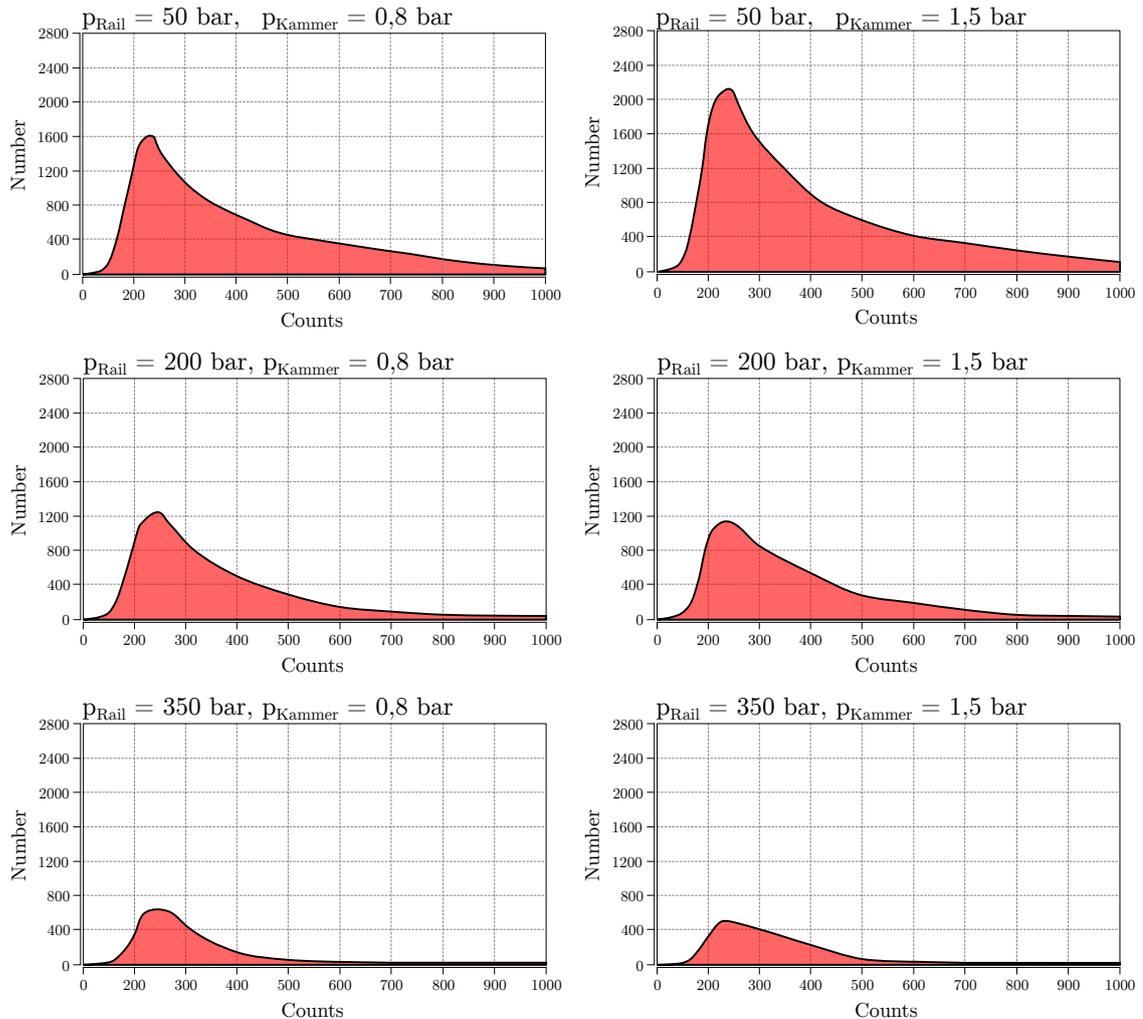


Abbildung 6.3: Histogramm der Variation des Einspritzdrucks bei 0,8 bar und 1,5 bar Kammerdruck [47].

Optischer 1-Zylinder

Neben den Messungen in der Einspritzkammer, wurde das Kraftstoffbenetzungsverhalten auf der Injektorkuppe auch am optischen 1-Zylinder Aggregat untersucht. Aufgrund der hohen Sensibilität der in der Einspritzkammer verwendeten LIF-Methode, wurde am

optischen 1-Zylinder Motor eine Highspeed-Kamera mit Fernfeldmikroskop im sichtbaren Wellenlängenspektrum verwendet. Wegen der notwendigen Modifikation für die optische Zugänglichkeit des Transparentmotors konnte nur ein eingeschränkter Drehzahl- und Lastbereich von bis zu $3000 \frac{U}{min}$ und 60 bar Spitzendruck untersucht werden. Aus diesem Grund wurden die Untersuchungen der Einspritzdruckvariation nur bis 200 bar durchgeführt, da bei diesen spezifisch geringen Lasten visuell keine Wandfilme mit höheren Einspritzdrücken mehr nachzuweisen waren. Nichtsdestotrotz konnte für Raildrücke bis 200 bar das Benetzungsverhalten und die Injektordiffusionsflamme auch mit einer im Vergleich zum Vollmotor geringeren spezifischen Motorlast und Drehzahl gut dargestellt werden [46].

Bei den folgenden Ergebnissen wurden die optischen Aufnahmen bei Einspritzdrücken von 50 bar und 200 bar miteinander verglichen. In Abbildung 6.4 ist eine gereinigte Injektorkuppe 8°KW vor (oben) und 8°KW nach (unten) Einspritzende für 50 bar (links) und 200 bar (rechts) dargestellt, wobei ein konstantes SOI von 310°KW verwendet wurde. Zur besseren Darstellung wurden die durch Kraftstoff benetzten Zonen schraffiert. Da die Flächen mit benetztem bzw. nicht benetztem Kraftstoff nur durch eine visuelle Analyse abgegrenzt werden können, hat es sich als eine zielführende Methode herausgestellt, für einen gewählten $^\circ \text{KW}$ die Schwankungen in der Benetzung der einzelnen aufgenommen Arbeitsspiele miteinander zu vergleichen. Durch eine schnelle Abfolge der einzelnen Bilder

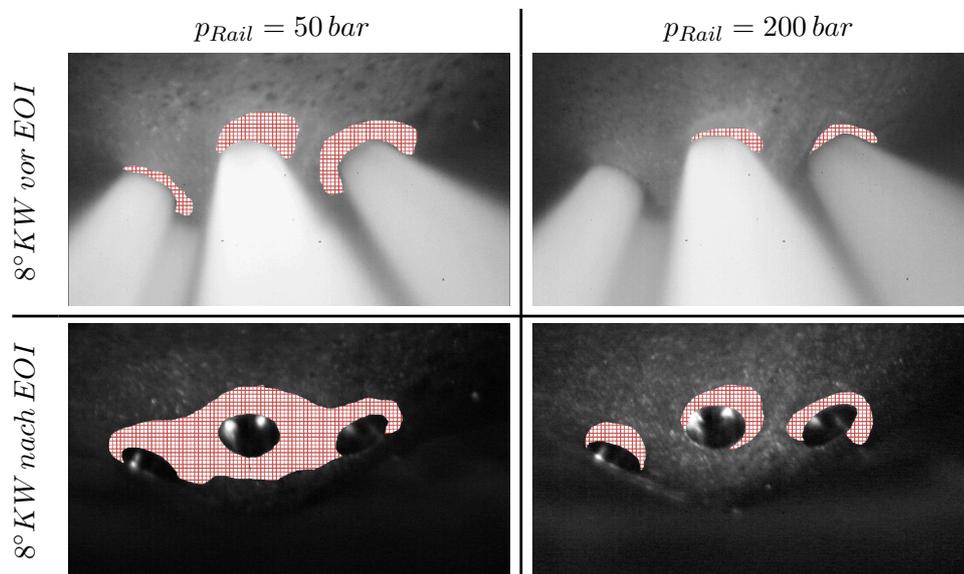


Abbildung 6.4: Injektorkuppenbenetzung (hier schraffiert) während (oben) wie auch nach (unten) der Einspritzung bei einem Einspritzdruck von 50 bar (links) und 200 bar (rechts) [46].

ist es möglich, anhand der Zyklusschwankungen in der Kraftstoffausbreitung auf der Kuppe den Übergang zwischen benetzter und nicht benetzter Oberfläche sichtbar zu machen. Bei der nun folgenden Betrachtung ist ein eindeutiger Unterschied zwischen den beiden Einspritzdrücken festzustellen. Mit einem Kraftstoffdruck von 200 bar fällt die Benetzung während der Einspritzung, wie auch nach Einspritzende, geringer aus. Es ist des Weiteren auch auffällig, dass analog zu den Ergebnissen aus der Einspritzkammer sich der Kraftstoff während der Einspritzung bzw. bei der Variante mit 200 bar auch nach Einspritzende nicht kreisrund, sondern tendenziell nur in eine Richtung über die Injektorkuppe ausbreitet. In Abbildung 6.5 sind für 18°KW nach ZOT die Injektorkuppe und für 30°KW nach ZOT die Injektorkuppe sowie der Brennraum für die zwei genannten Einspritzdrücke dargestellt. Die simultane Aufnahme bei 30°KW bestätigt die Aussage von oben, dass durch

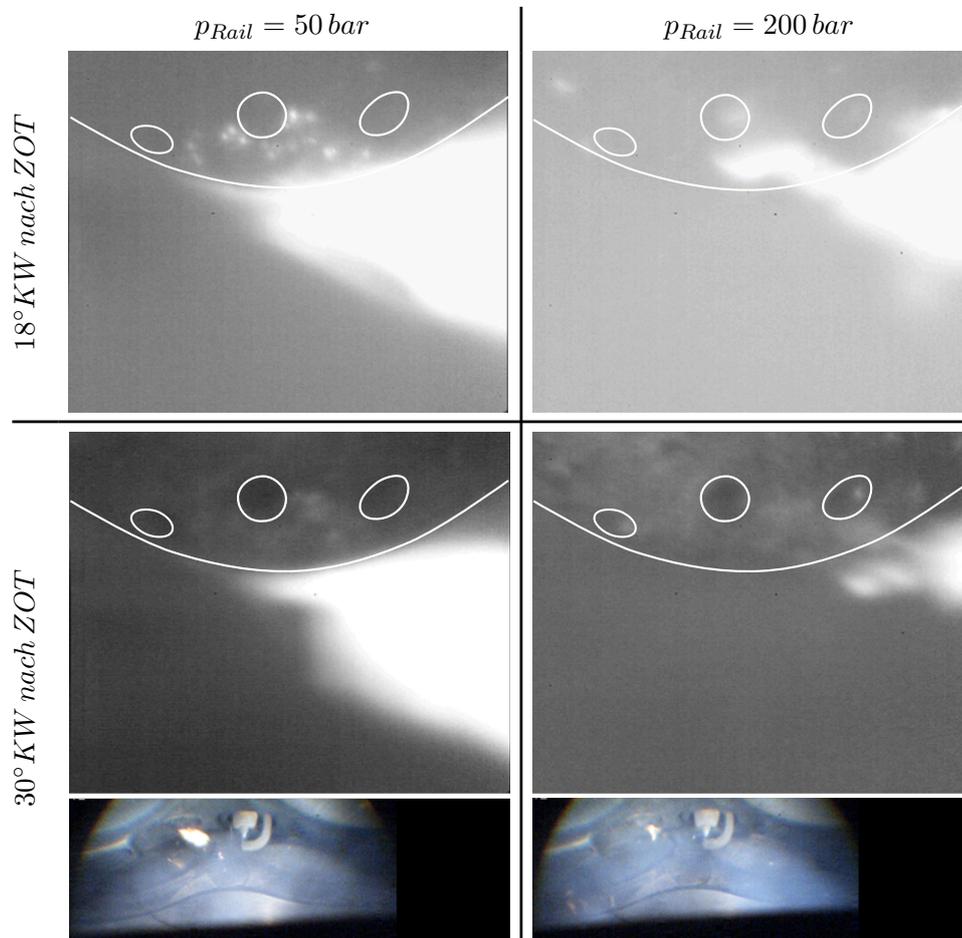


Abbildung 6.5: Injektordiffusionsflamme bei 18°KW und 30°KW nach ZOT bei einem Einspritzdruck von 50 bar (links) und 200 bar (rechts) mittels Highspeed-LDM und Brennraumendoskopie analysiert [46].

eine stärkere Injektorkuppenbenetzung die Ausprägung der Diffusionsflamme mit ansteigt. Die Diffusionsflamme bewirkt zudem auch, dass einzelne Rußteilchen auf der Injektoroberfläche kurzzeitig zum Glühen angeregt werden (Abbildung 6.5, oben). Ein Eindringen der Flamme in die Vorstufenbohrungen konnte bei diesen Untersuchungen dagegen nicht festgestellt werden. Für solche Vergleichsanwendungen hat es sich erfahrungsgemäß gezeigt, dass verrußte Injektoren die bessere Wahl sind, da eine Diffusionsflamme hierdurch intensiver ausfällt (Stichwort: Partikeldrift, s. dazu Kapitel 3.4.1). Durch die aufgebaute poröse Rußschicht verbleibt eine größere Kraftstoffmenge auf der Injektorkuppe als bei einem gereinigten Injektor, da die Anlagerung erleichtert und die Verdampfung erschwert wird. Eine reflektierende Injektoroberfläche erleichtert im Gegensatz dazu die Detektion von Kraftstoff während wie auch nach dem Ende der Einspritzung. Aufgrund der Versuchsdurchführung nach einem konstanten SOI, besteht grundsätzlich eine Unsicherheit durch unterschiedliche Zeitspannen zwischen dem EOI und dem ZZP. Diese Differenz sollte jedoch im Verhältnis zu der gesamten zur Verfügung stehenden Gemischaufbereitungszeit, aufgrund des frühen SOI von 310°KW , vernachlässigbar sein.

Vollmotor

Zur Bestätigung der vorherigen Untersuchungen, wurde an einem Vollmotor ebenfalls eine Variation des Einspritzdruckes im Lastpunkt $4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ durchgeführt. Im Unterschied zur Einspritzkammer und zum 1-Zylinder Prüfstand werden am Vollmotor die Temperatur- und Strömungsrandbedingungen realistisch abgebildet, dagegen kann die Kraftstoffbenetzung auf der Injektorkuppe nicht mehr optisch erfasst werden. Die Erfahrung aus den 1-Zylinder Untersuchungen zeigt jedoch, dass ein direkter Zusammenhang zwischen der Injektordiffusionsflamme und der Injektorkuppenbenetzung durch Kraftstoff existiert. Somit kann am Vollmotor mittels eines endoskopischen Zugangs die Injektordiffusionsflamme abgebildet und auf das Benetzungsverhalten rückgeschlossen werden.

Zunächst wurde der Einspritzdruck von 150 bar schrittweise auf 350 bar im genannten Vollastpunkt erhöht (s. Abbildung 6.6). Es ist eindeutig zu erkennen, wie der Partikelanzahlstrom wie auch die Partikelmasse mit steigendem Einspritzdruck rapide abnimmt. Diverse Veröffentlichungen behandeln das Thema auch bezüglich einer weiteren Druckerhöhung über 350 bar hinaus [20, 21, 39, 102, 125, 147]. Hierbei lässt sich eine weitere Reduktion der Partikelemissionen feststellen, welches sich auch im Kurvenverlauf in der Abbildung 6.6 vermuten lässt. Mit dem Abflachen der Steigung hin zu ansteigenden Einspritzdrücken, nimmt das Verhältnis einer weiteren Partikelreduzierung gegenüber einer Einspritzdruckerhöhung immer weiter ab. Da die restlichen Verbrennungsparameter (Zün-

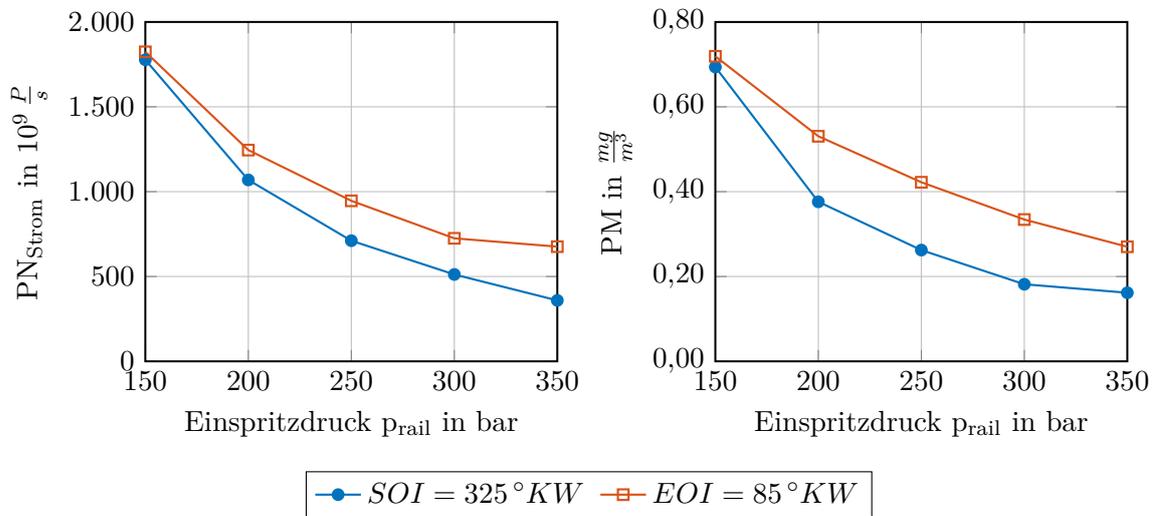


Abbildung 6.6: Partikelrohmissionen über einer Einspritzdruckvariation im Betriebspunkt $n_{mot} = 4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24$ bar.

derung, Schwerpunktlage und Einspritzmasse) konstant geblieben sind, ist mit dem abflachenden Kurvenverlauf zu vermuten, dass auch bei höheren Einspritzdrücken (> 350 bar) nach Einspritzende immer eine gewisse Kraftstoffrestmenge auf der Injektorkuppe verbleibt bzw. durch eine Druckerhöhung nicht gänzlich vermieden werden kann.

Um dem Einfluss durch die Veränderung der Einspritzdauer und damit unterschiedliche Gemischaufbereitungszeiten entgegen zu wirken, wurde der Versuch zum einen mit einem konstanten SOI von $325^\circ KW$ wie auch einem konstanten EOI von $85^\circ KW$ durchgeführt. Erwartungsgemäß ist dabei ein Unterschied zwischen den beiden Kurven zu beobachten, da die Entstehung der Partikelrohmissionen durch die Wahl des Einspritzzeitpunktes und der daraus resultierenden Wandbenetzung stark beeinflusst werden kann. Durch ein konstantes SOI wie auch EOI wird erreicht, dass die Zeit zum einen zwischen Einspritzbeginn und Oberflächenbenetzung (z.B. Kolben) und zum anderen zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt annähernd gleich bleibt (Änderung im Strahlimpuls wird vernachlässigt). Wegen des ähnlichen Kurvenverlaufes wird darauf zurück geschlossen, dass die Injektordiffusionsflamme die dominierende Partikelquelle darstellt und der Einspritzdruck die Injektorkuppenbenetzung primär beeinflusst.

In Abbildung 6.7 ist exemplarisch die Injektordiffusionsflamme für einen Einspritzdruck von 200 bar und 350 bar zu sehen (konst. SOI). Die vorherigen Untersuchungen in der Einspritzkammer und am 1-Zylinder Prüfstand bestätigen, dass durch eine stärkere Injektorkuppenbenetzung durch Kraftstoff die Injektordiffusionsflamme größer ausfällt.

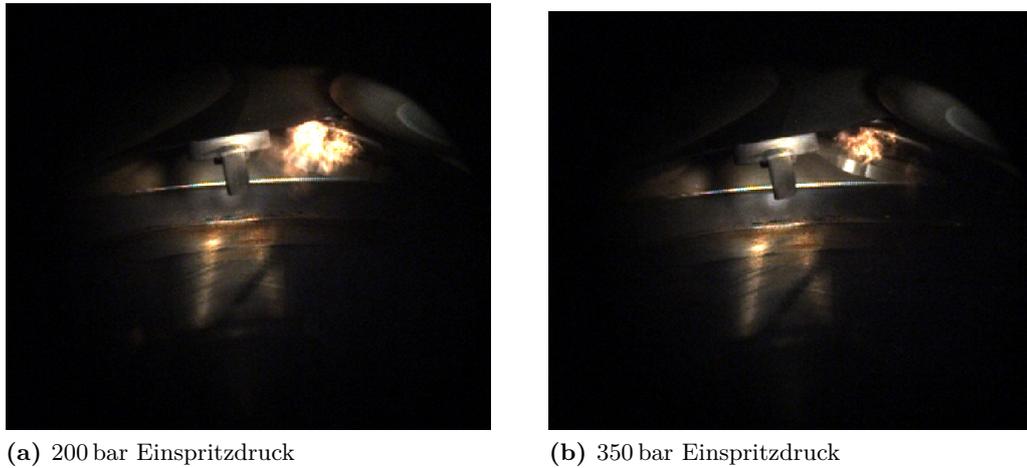


Abbildung 6.7: Brennraumendoskopie bei $4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24$ bar zum Vergleich des Einflusses des Einspritzdruckes auf die Injektordiffusionsflamme.

Aufbauend auf den Highspeed-Endoskopie-Aufnahmen aus Abbildung 6.7, wurde eine statistische Bildauswertung zu der Injektordiffusionsflamme durchgeführt (s. Abbildung 6.8). Wie im Kapitel zur optischen Messtechnik erwähnt wurde, ist mit dieser Methodik nur eine qualitative Bewertung möglich, da das Rußleuchten mittels den zweidimensionalen Endoskopieaufnahmen detektiert wird. Nach dem Zündzeitpunkt (hier bei $0^\circ KW$) und dem Entflammen des Kraftstoffes auf der Injektorkuppe, fällt vor allem der Durch- und Ausbrand der Injektordiffusionsflamme für die beiden Einspritzdrücke unterschiedlich aus und bestätigt somit den Einfluss des Einspritzdruckes auf die Partikelrohmissionen. Für eine statistisch sichere Betrachtung der Ergebnisse, wurden für die Auswertung der Injektordiffusionsflamme 20 aufeinander folgende Arbeitsspiele im Mittelwert herangezogen.

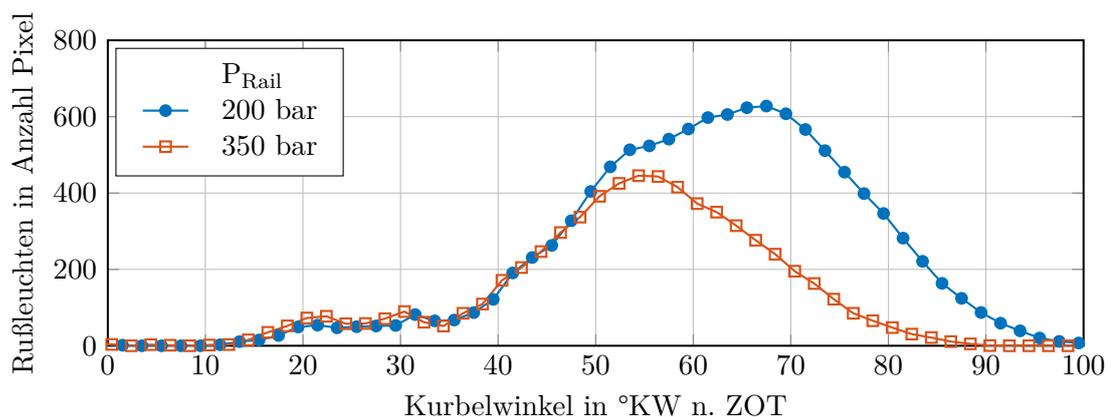


Abbildung 6.8: Detektiertes Rußleuchten über $^\circ KW$ bei einer Variation des Einspritzdruckes bei $4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24$ bar.

3D-CFD

Neben den motorischen Untersuchungen, wurde durch [16] auch 3D-CFD Analysen durchgeführt. Der Hintergrund dieser Simulationen dient zu dem Nachweis, dass die sogenannte Air Entrainment Strömung mit verantwortlich für die unterschiedlich starke Ausprägung der Injektorkuppenbenetzung ist. Bereits in [22] konnte bei einer Einspritzdruckvariation für einen Diesel Injektor mittels PIV Messtechnik der Nachweis erbracht werden, dass mit steigendem Einspritzdruck, die Strömungsgeschwindigkeiten am Düsenaustritt zunehmen. Dabei wird das Umgebungsgas beim Eindringen des Einspritzstrahles nach außen verdrängt. Es bildet sich somit eine Air Entrainment Strömung, bei der die Strömungsrichtung senkrecht zur Gasphase steht [22]. Zusammen mit der an der Strahlspitze verdrängten Luft entsteht neben den Spray ein Wirbel. Diese strahlinduzierte Luftbewegung ist nach [22] als zentrale Strömung unterhalb des Injektors in Richtung der Injektorspitze zu beobachten. In Abbildung 6.9 ist die Air Entrainment Strömung schematisch visualisiert. Zusätzlich ist auch die Kraftstoffbenetzung mit Kraftstoff dargestellt, die durch die Strömung beeinflusst wird.

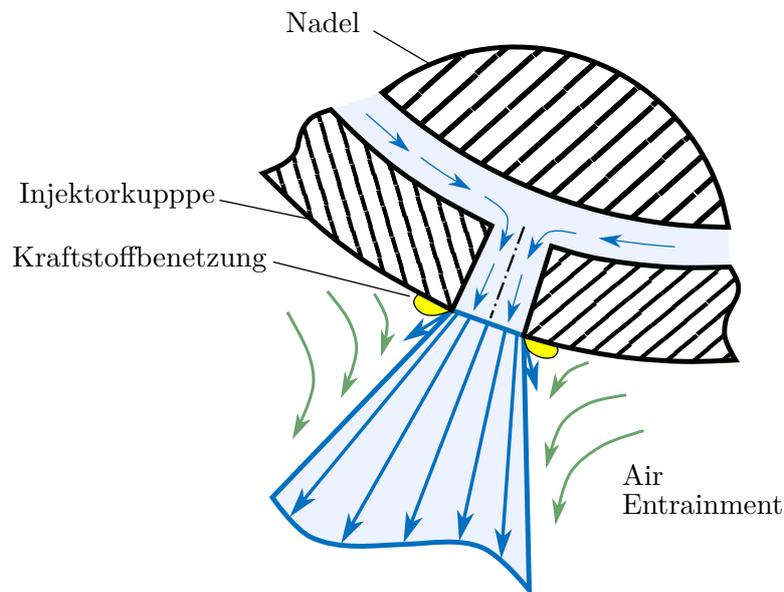


Abbildung 6.9: Prinzipieller Zusammenhang zwischen Injektorkuppenbenetzung und Air Entrainment.

Bei den durchgeführten Simulationen ist analog zu den oben erwähnten PIV Messungen ein Anstieg der Strömungsgeschwindigkeiten mit steigendem Einspritzdruck festzustellen. So nimmt diese bei einer Erhöhung des Einspritzdruckes von 100 bar auf 350 bar um $3,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ zu.

In [97] wurden in diesem Zusammenhang die Größen dargestellt, welche sich proportional auf den Massenstrom der Luft-Entrainment Strömung auswirken (s. Gleichung 6.1a). Der dabei einfließende Zusammenhang aus der Kraftstoffgeschwindigkeit und der Wurzel aus dem Kraftstoffdruck (s. Gleichung 6.1b) wird durch die blaue Trendlinie in Form der mittleren wandnahen Geschwindigkeit in Abbildung 6.10 wiedergegeben.

$$m_{Luft-Entrainment} \sim v_{Kraftstoff} \sqrt{\delta_{Luft} \delta_{Kraftstoff}} D_{Spritzloch} \tan \frac{\beta}{2} y \quad (6.1a)$$

$$\text{mit : } v_{Kraftstoff} \sim \sqrt{p_{Kraftstoff}} \quad (6.1b)$$

Auch der visuelle Eindruck der Strömungsgeschwindigkeit mit den Geschwindigkeitsvektoren in Abbildung 6.11 bestätigt dies. Dargestellt ist hier ein Schnittbild durch eine Düsenaustrittsbohrung für jeweils 100 bar (a) und 350 bar (b). Auffällig dabei ist, dass eine ausgeprägte Air Entrainment Strömung sowohl außen, als auch zwischen den Einspritzstrahlen zu verzeichnen ist. In Bezug auf die Strömungsrichtung der Einspritzstrahlen, ist dies an den entgegen gerichteten Geschwindigkeitsvektoren zu erkennen [16].

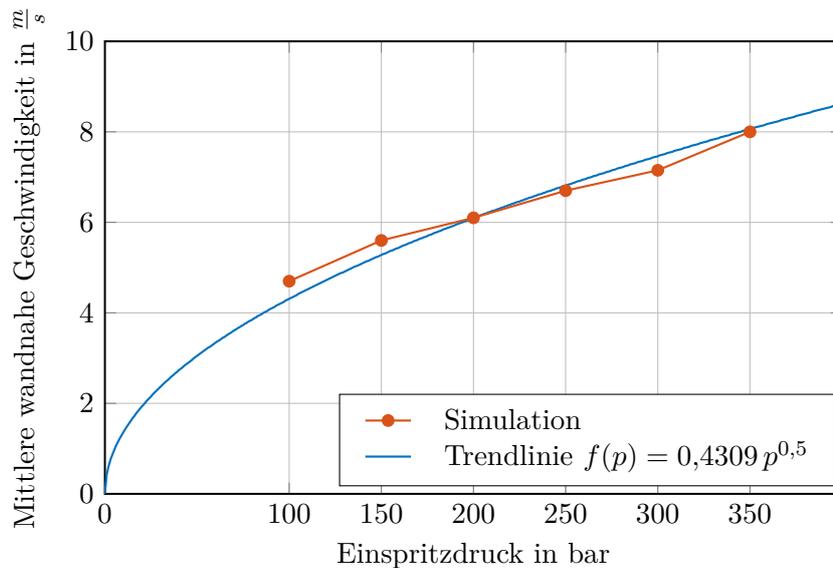


Abbildung 6.10: Mittlere wandnahe Geschwindigkeit auf der Injektorkuppe [16].

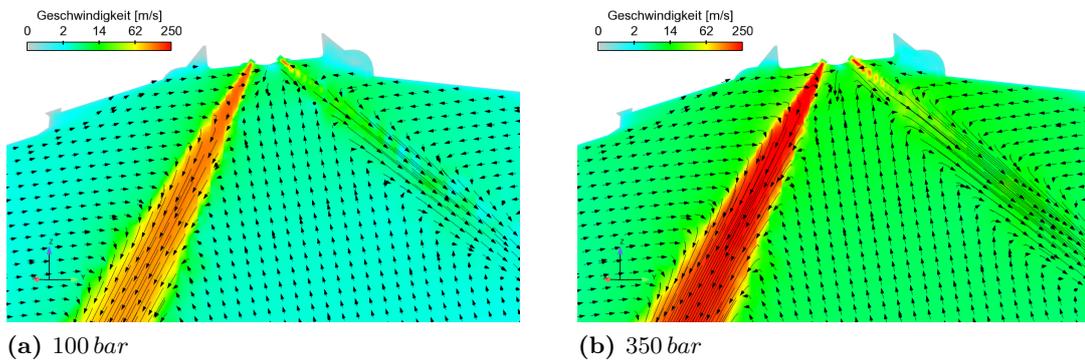


Abbildung 6.11: Strömungsgeschwindigkeiten am Injektor bei 100 bar und 350 bar Einspritzdruck [16].

6.1.2 Injektorkuppentemperatur

Neben dem Versuch die Injektorkuppenspitze mit möglichst wenig Kraftstoff zu benetzen (aktive Reduzierung / wenig Auftrag), kann auf der anderen Seite versucht werden den auf der Kuppe befindlichen Kraftstoff weitestgehend vollständig zum Abdampfen zu bringen (passive Reduzierung / viel Abtrag). Dies kann zum einen durch eine Veränderung der Ladungsbewegung im Kuppennahbereich erreicht werden, andererseits aber auch durch eine Erhöhung der Kuppen- / Wandtemperatur der Injektorspitze.

Da eine separate Konditionierung der Injektorspitze in der Einspritzkammer nicht vorgenommen werden kann, sondern dies nur im Zusammenhang mit der Kammer- und / oder Kraftstofftemperatur möglich ist, wurde dieser Versuch am Vollmotor durchgeführt. Im Detail wurden hierzu zwei Zylinderkopfvarianten vermessen. Variante (Basis) stellt dabei die Basis dar, bei welcher der Brennraum nahezu bündig mit der Injektorkuppenspitze abschließt. Bei Variante (Freischnitt) wurde im Bereich der Injektorspitze eine Phase mit 1,8 mm Tiefe gegenüber Variante (Basis) eingebracht. Diese sorgt dafür, dass der Injektor nicht nur frontal, sondern auch über einen Teil seines Umfanges die heißen Verbrennungstemperaturen erfährt. Dadurch erhöht sich (bei gleichbleibendem Wärmestrom von Injektor in Richtung des Zylinderkopfes) der Wärmeeintrag durch die Verbrennung, da die Flamme auf eine größere Injektoroberfläche trifft. Abbildung 6.12 soll diesen Unterschied im Zylinderkopf zwischen den beiden Varianten mit der grünen (Basis) und der roten (Freischnitt) Linie verdeutlichen.

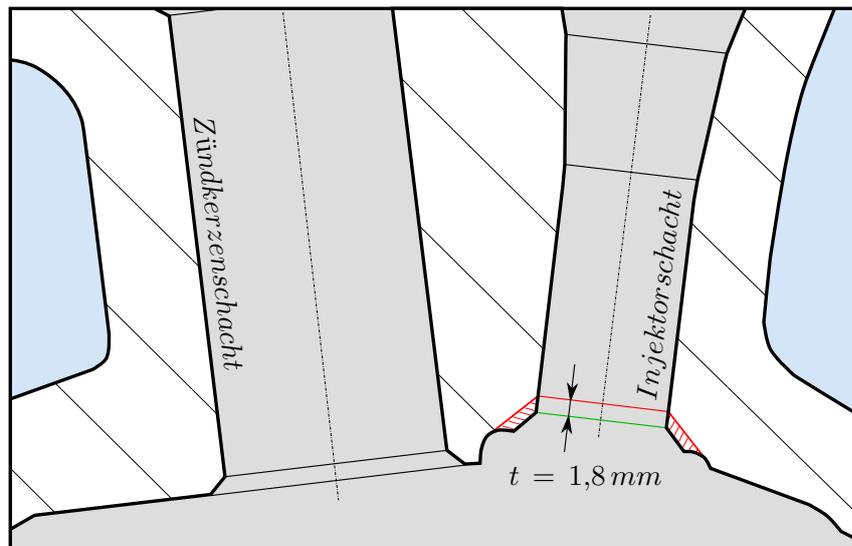


Abbildung 6.12: Geometrischer Vergleich des Injektorfreischnittes im Schnittbild des Zylinderkopfes.

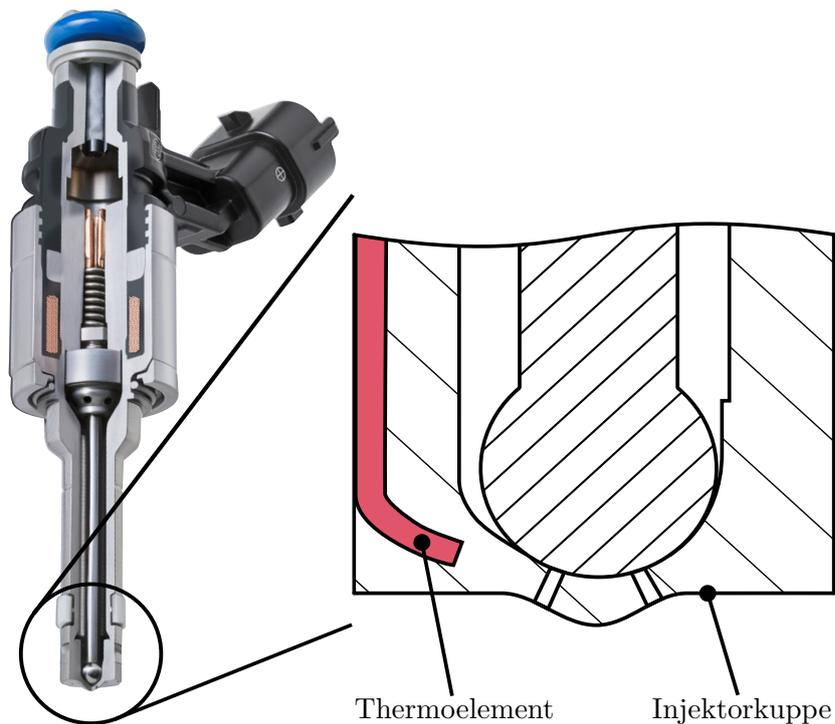


Abbildung 6.13: Qualitatives Schnittbild der Injektorspitze bezüglich der Positionierung des verwendeten Thermoelements [111].

Mit beiden Varianten wurde im Prüfstandsversuch jeweils eine Kennfelddokumentation durchgeführt, bei welchen mit Thermoelementen bestückten Injektoren die Temperatur unterhalb der Injektorkuppe auf allen 4 Zylindern erfasst haben (Position Temperaturmessstelle s. Abbildung 6.13). Im Mittel konnte mit der freigeschnittenen Variante dabei eine Temperaturerhöhung von ca. 20 °C erreicht werden (s. Abbildung 6.14). Abweichun-

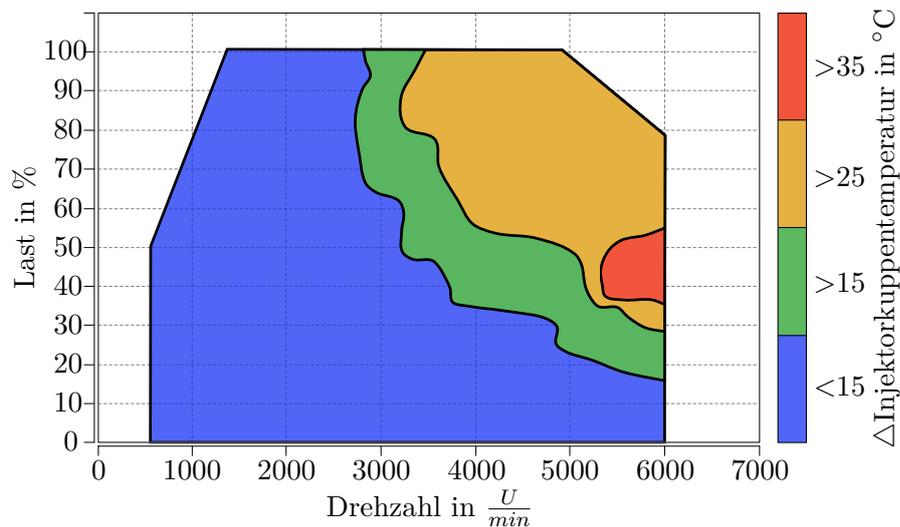


Abbildung 6.14: Unterschied in der Injektorkuppentemperatur bei Einbringen eines Injektorfreischnittes.

gen in der Injektorkuppentemperatur ergeben sich durch die Eigenschaften der jeweiligen Betriebspunkte. So ist der Einfluss auf die Injektorkuppentemperatur bei kleinen Motordrehzahlen von bis zu $1000 - 3000 \frac{U}{min}$ als eher gering einzustufen, da in diesem Bereich der Wärmestrom durch den Kraftstoff in Richtung des Injektors dominiert, als der, welcher durch die Verbrennung entsteht. Der Injektor wird also übermäßig stark durch den Kraftstoff gekühlt. Erst ab Drehzahlen von größer $3000 \frac{U}{min}$ kann durch die zeitlich häufigere Verbrennung der Wärmeeintrag bei der freigeschnittenen Variante schlechter abgeführt werden, wodurch es zu der gewünschten Temperaturerhöhung an der Injektorkuppe kommt. Eine genaue Temperaturverteilung im Motorkennfeld ist dem Differenzkennfeld in Abbildung 6.14 zu entnehmen. Dabei ist auch auffällig, dass ab einer Motorlast von 50 % bei konstanter Drehzahl keine bzw. nur noch eine vergleichsweise geringe Zunahme (ab $5500 \frac{U}{min}$ sogar eine Abnahme) der Injektorkuppentemperatur zu sehen ist. Grund hierfür ist ein Umschalten im Wärmemanagement des Motors hin zu kälteren Kühlmitteltemperaturen. Dies erhöht wieder den Wärmestrom von Injektor in Richtung des Zylinderkopfes.

Im Zuge der Kennfeldvermessung zur Erfassung der Injektorkuppentemperaturen, wurde auch ein Partikelanzahlkennfeld des verwendeten Motors aufgezeichnet. Bei der ersten Be-

trachtung des Differenzkennfeldes in Abbildung 6.15 fällt eine deutliche Reduzierung des Partikelstroms auf. Der Verlauf der Partikelreduzierung folgt dabei auch dem Verlauf der

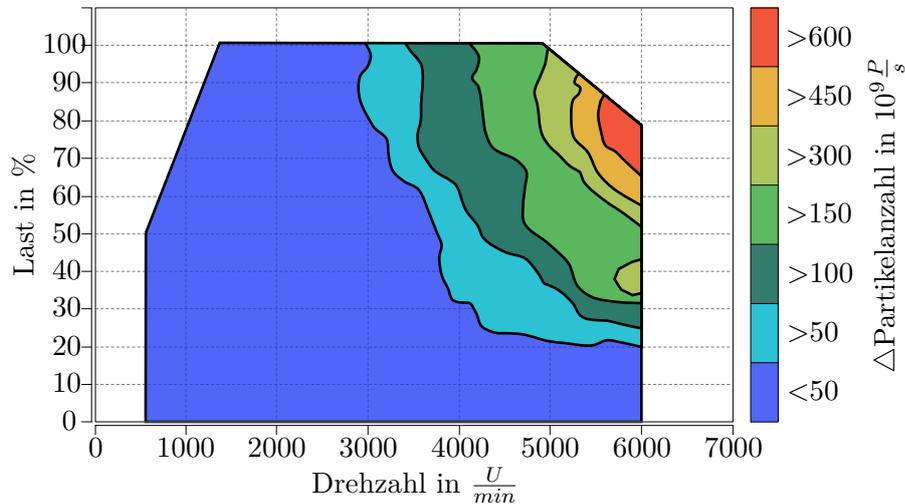


Abbildung 6.15: Unterschied im Partikelanzahlstrom bei Erhöhung der Injektorkuppentemperatur.

steigenden Injektorkuppentemperatur (vgl. Verlauf der Iso-Linien mit konstanten Werten). Anhand der Steigung der Iso-Linien lässt sich auch darauf schließen, dass der Drehzahleinfluss den Lasteinfluss überwiegt und eine Erhöhung der Oberflächentemperatur vor allem bei einer nur kurzen Gemischaufbereitungszeit von Nutzen ist. An dieser Stelle sei jedoch auch anzumerken, dass durch den Umbau des Zylinderkopfes die Messungen nicht unmittelbar hintereinander durchgeführt werden konnten und eine steigende Messunsicherheit bei der Partikelmessung besteht. Wie jedoch aber auch am Verlauf der Siedelinie für den verwendeten Kraftstoff ROZ95E10 in Abbildung 6.16 zu sehen ist, kann durch eine Erhöhung der Injektorkuppentemperatur um 25 – 35 °C der Anteil der zu verdampfenden Kraftstoffmenge erhöht und beschleunigt werden. Da die tatsächliche Kraftstofftempera-

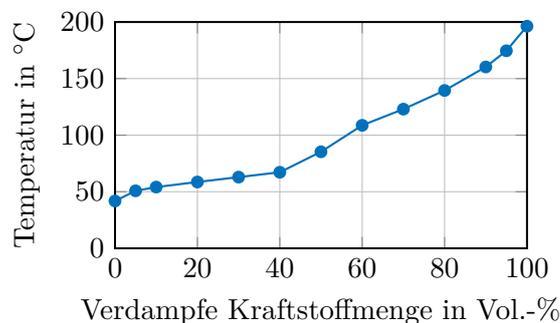


Abbildung 6.16: Siedelinie des verwendeten Kraftstoffes ROZ95E10.

tur am Düsenaustritt unbekannt ist (variable Wandfilmdicke, hochdynamischer Vorgang), können keine absoluten Aussagen zur verdampften Kraftstoffmenge gemacht werden. Gegenüber der Messunsicherheit in der Partikelmessung wurde bei der Messdurchführung zum Motorkennfeld auf eine hohe Vergleichbarkeit hinsichtlich der Füllungsorgane (Spreizung, Ventilhub, Drosselklappe, Aufladung), der Einspritzung (Lambda, Einspritzzeitpunkte), Verbrennung (Verbrennungsschwerpunktlage) geachtet und auf die äußeren Randbedingungen (Temperaturen, Zustand des Öls, Partikeldrift) Wert gelegt.

Neben der Kennfelddokumentation wurden ausgewählte hochlastige Betriebspunkten mit der Highspeed-Endoskopie vermessen, um zusätzlich zur Partikelmesstechnik die Ausprägung der Injektordiffusionsflamme analysieren zu können. Exemplarisch ist in Abbildung 6.17 die Injektordiffusionsflamme für die beiden Betriebspunkte bei $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ mit $p_{\text{mi}} = 18 \text{ bar}$ und $p_{\text{mi}} = 24 \text{ bar}$ dargestellt. Beim Vergleichen der jeweiligen Aufnahmen

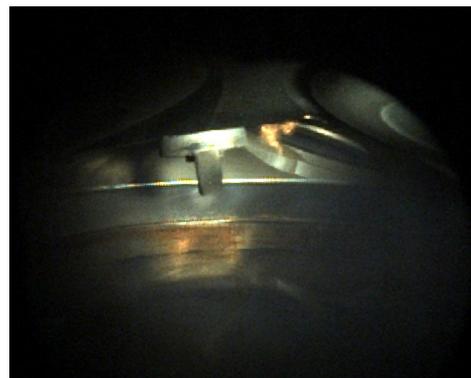
(a) Ohne Freischnitt, $p_{\text{mi}} = 24 \text{ bar}$ (b) Mit Freischnitt, $p_{\text{mi}} = 24 \text{ bar}$ (c) Ohne Freischnitt, $p_{\text{mi}} = 18 \text{ bar}$ (d) Mit Freischnitt, $p_{\text{mi}} = 18 \text{ bar}$

Abbildung 6.17: Vergleich der Injektordiffusionsflamme für die Variante mit und ohne Injektorfreischnitt für zwei Lastpunkte bei $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$.

ohne (links) und mit (rechts) Injektorfreischnitt, fällt eine Abnahme der Injektor­diffusions­flamme auf, wodurch der Zusammenhang einer geringeren Injektor­kuppen­benetzung beim Erreichen der Flammenfront mit höheren Injektor­kuppen­temperat­uren bestätigt wird. Zusätzlich wurde mittels der Highspeed-Endoskopie-Aufnahmen für die beiden Lastpunkte auch eine statische Bildauswertung der Injektor­diffusions­flamme für 20 aufeinander folgende Arbeitsspiele durchgeführt (Abbildung 6.18). Die Anzahl der rußleuchtenden Pixel nimmt dabei mit den höheren Injektor­kuppen­temperat­uren (durch den Injektor­freischnitt) ab.

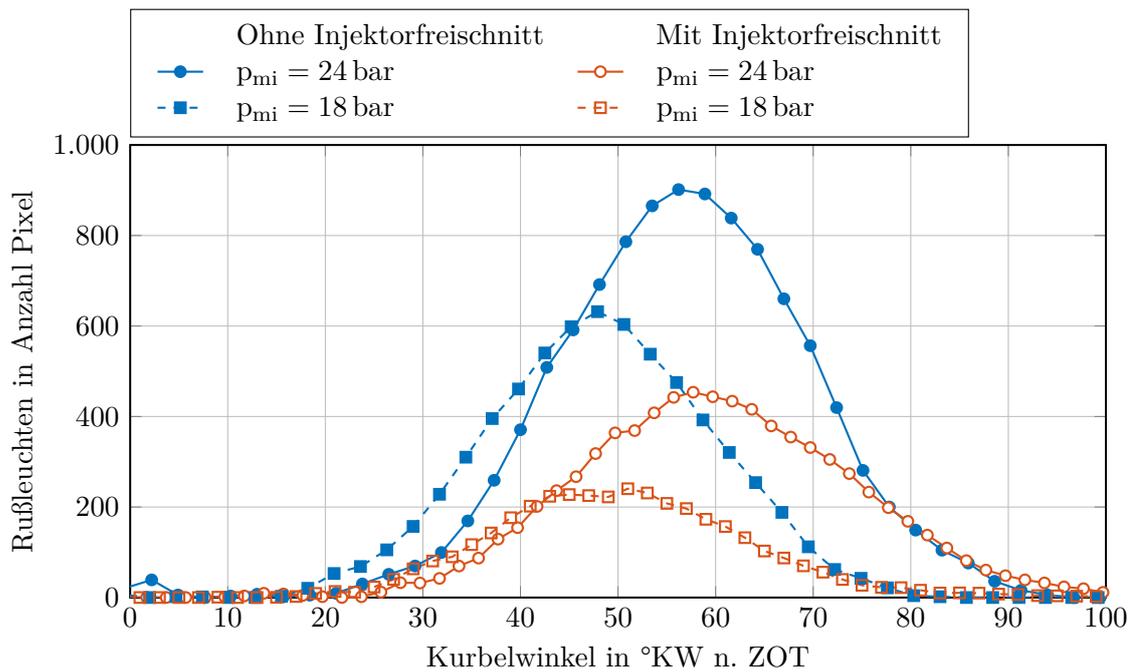


Abbildung 6.18: Detektiertes Rußleuchten über °KW bei Veränderung der Injektor­kuppen­temperat­ur mittels eines Injektor­freischnitts.

6.2 Direkte-Wasser-Einspritzung (DWI)

Wie im Kapitel 4.2.4 beschrieben worden ist, handelt es sich bei der hier verwendeten Direkten-Wasser-Einspritzung um eine Emulsionseinspritzung, mit einem variabel einstellbaren Verhältnis aus Wasser zu Kraftstoff, welche über den Hochdruckinjektor direkt in den Brennraum eingespritzt wird. Abbildung 6.19 verdeutlicht dabei, welchen thermodynamischen Einfluss das Wasser auf die motorische Verbrennung besitzt. Neben dem Potential höhere Motorleistungen zu erzielen, wird in dieser Arbeit ausschließlich der obere Pfad zur Reduzierung der Abgastemperatur betrachtet. Durch die Zugabe von Wasser kann effektiv die Verdichtungsendtemperatur (T_{Gemisch}) und damit die Klopfneigung reduziert werden. Durch die Verschiebung des Zündwinkels (ZZP) in Richtung früherer Zündzeitpunkte (Klopfamplitude bleibt dadurch konstant) wird neben einer reduzierten Abgastemperatur auch ein höherer Hochdruckwirkungsgrad erreicht. Auf die sonst zum Bauteilschutz benötigte zusätzliche Kraftstoffanfertung kann somit je nach Mengenzugabe des Wassers verzichtet werden. Eine solche Kraftstoffreduzierung beeinflusst auch das Verhalten der Injektorkuppenbenetzung.

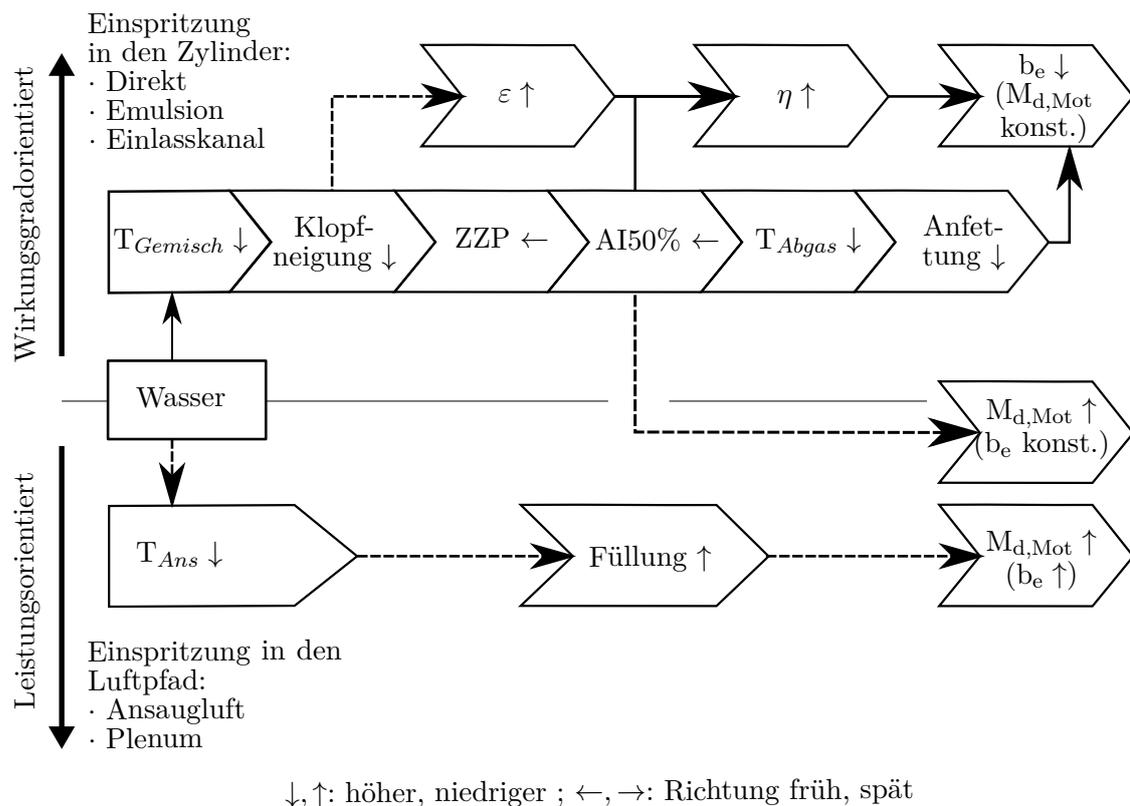


Abbildung 6.19: Thermodynamische Wirkkette der Wassereinspritzung nach [61].

Wie erwähnt, lässt sich die höhere Verdampfungsenthalpie des Wassers im Brennraum nutzen, um auf eine Gemischanfettung zum Bauteilschutz zu verzichten. Um dabei den Einfluss auf die Partikelrohmissionen zu analysieren, wird in dem bereits untersuchten Vollastpunkt eine Wasserraten- wie auch eine Variation des Einspritzzeitpunktes durchgeführt. In diesem Zusammenhang wird das thermodynamische Potential des Wassers ausgenutzt und eine Korrektur der Verbrennungsluftverhältnisse vorgenommen. In den Variationspunkten in welchen das stöchiometrische Verbrennungsluftverhältnis nicht erreicht wird, wird die Kraftstoffanfettung in Abhängigkeit der Abgastemperatur vor Turbine bzw. im motornahen Drei-Wege-Katalysator geregelt. Um eine Beschädigung beider Komponenten zu vermeiden, werden im Rahmen der Reduktion der Anfettung die für diesen Versuch festgelegten Temperaturen nicht überschritten. Im einzelnen bedeutet dies eine maximale Abgastemperatur vor der Turbine (T_{VTUB}) von 980°C und im Katalysator (T_{IMNK}) von 930°C .

Der Zündwinkel wird bei den Untersuchungen durch einen Verbrennungsschwerpunkt-lageregler so eingestellt, dass eine gleichbleibende Klopfintensität bei der Verbrennung vorherrscht und sich dadurch die frühest möglichen Verbrennungsschwerpunkte ergeben. Die Klopfintensität wird dabei durch die maximalen Amplituden definiert, welche durch Druckoszillationen beim Klopfen auftreten. Dieser Grenzwert wird MAPO (engl. Maximum Amplitude of Pressure Oscillations) genannt und berechnet sich nach Gleichung 6.2 [19]. N steht dabei für eine definierte Anzahl von Einzelzyklen, während die Druckoszillationen p_{Osz} mithilfe eines Hochpassfilters aus den N Brennraumdruckverläufen bestimmt werden. Nachdem abschließend noch der Betrag gebildet worden ist ($|p_{Osz}|$), kann eine Berechnung im Indiziersystem des Prüfstandes durchgeführt werden.

$$MAPO = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \max |p_{Osz,i}| \quad (6.2)$$

Bei den in diesem Kapitel vorgestellten Ergebnissen wurde eine maximal zulässige Klopfintensität von $MAPO = 0,4 \text{ bar}$ festgelegt, bei welcher 256 Zyklen zu Grunde gelegt werden, wobei 10% der Einzelzyklen mit den größten Maxima der Druckoszillationen $\max |p_{Osz}|$ bei der Berechnung nicht berücksichtigt werden. Die Klopfintensität wird anschließend durch den vorgegeben Zündwinkel eingeregelt und ist aufgrund der statischen Mittelung reproduzierbar einstellbar.

6.2.1 Wasserrate

Wie Eingangs angesprochen wurde, lässt sich durch den Einsatz der Wassereinspritzung die Notwendigkeit der Kraftstoffanfechtung in der rechten oberen Kennfeldbereich reduzieren bzw. sogar vermeiden. Neben besseren Kraftstoffverbräuchen, liegt die Vermutung nahe, dass durch die geringeren Kraftstoffmassen auch Vorteile in der Homogenisierung und Rußbildung zu erwarten sind. Hierfür wird in diesem Versuch die Wasserrate Ω_{Wa} zwischen 0 % und 35 % variiert. Das Lambda λ bewegt sich dabei in einem Bereich von 0,904 bis 1,000, wobei $\lambda = 1$ in den gewählten Variationsschritten bei einer Wasserrate von ungefähr 20 % ($\lambda = 0,995$) erreicht wird (s. Abbildung 6.20). Oberhalb von einer Wasserrate von 20 % wird das Kraftstoff-Luft-Verhältnis konstant gehalten, der Zündwinkel jedoch weiterhin in Richtung der Klopfgrenze verschoben. Dies spiegelt sich auch entspre-

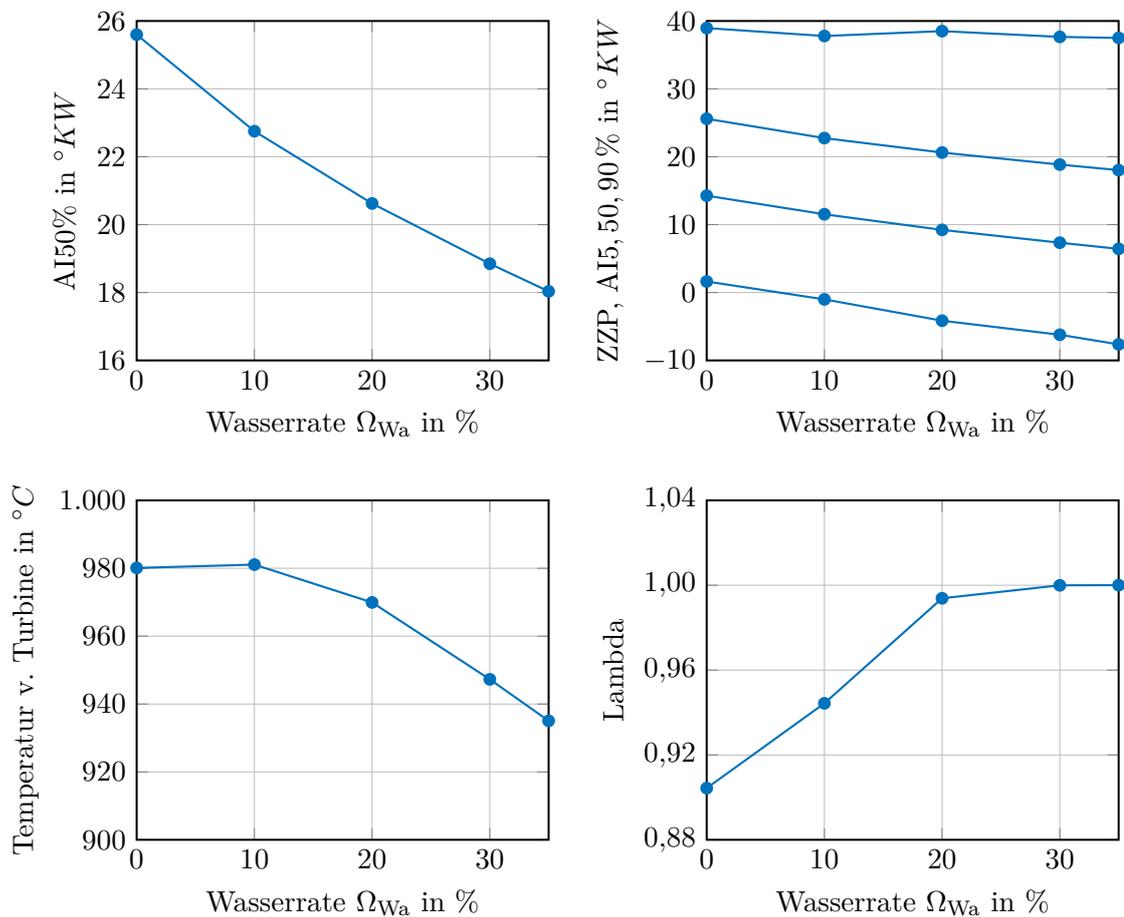


Abbildung 6.20: Verbrennungsumsatzpunkte, Brenndauer, Lambda und T_{VTUB} über einer Wasserratenvariation im Betriebspunkt $n_{mot} = 4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24$ bar.

chend in der Abgastemperatur wieder, hier exemplarisch in der Temperatur vor Turbine. Neben den früheren Zündwinkeln nimmt jedoch die Brenndauer (aus dem Heizverlauf bestimmt), im speziellen der Ausbrand zwischen 50% bis 90% Umsatzpunkten mit steigender Wasserrate zu. Hierbei ist in der Grafik von unten nach oben aufsteigend der ZZP, AI5 %, AI50 % und AI90 % dargestellt. Das Wasser besitzt, ähnlich wie eine Erhöhung des Restgases, eine auf die Verbrennung hemmende Wirkung, so dass durch die Reduktion der Anfettung die laminare Flammengeschwindigkeit verringert wird und zusätzlich Masse aufgeheizt werden muss, welche an der anschließenden Verbrennung nicht teilnimmt. Bei der Verbrennungsschwerpunktlage sind die Auswirkungen durch die Hinzugabe von Wasser mit der Absenkung der Verdichtungsendtemperatur und auch der Inertgaswirkung ebenfalls deutlich zu erkennen. Für den gewählten Betriebspunkt von $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ wird jedoch nicht die ideale Schwerpunktlage von 8° erreicht. Mit dem Abflachen der Kurve lässt sich erkennen, dass eine zunehmende Sättigung der Luft mit Wasser- und Kraftstoffdampf eintritt. Durch die Zunahme der Einspritzdauer (s. Abbildung 6.22) verschiebt sich das Einspritzende zunehmend in die Richtung der Kompressionsphase. Es wäre daher möglich, dass durch die kürzer werdende Zeit für die Verdampfung (ZZP wird zusätzlich in Richtung früh verschoben), der Abkühlereffekt durch Wasser nicht vollständig zum Tragen kommt bzw. mit zunehmender Wasserrate hier rückläufig ist.

Abbildung 6.21 zeigt unter anderem den Einfluss der Wasserrate auf die Partikelrohmissionen. Sowohl für die Anzahl-, als auch für die Massenemissionen lässt sich eine Reduzierung mit steigender Wasserrate feststellen. Die vergleichsweise größte Reduzierung wird jedoch zwischen einer Wasserrate von 0 % und 20 % erreicht. In diesem Bereich ergibt sich

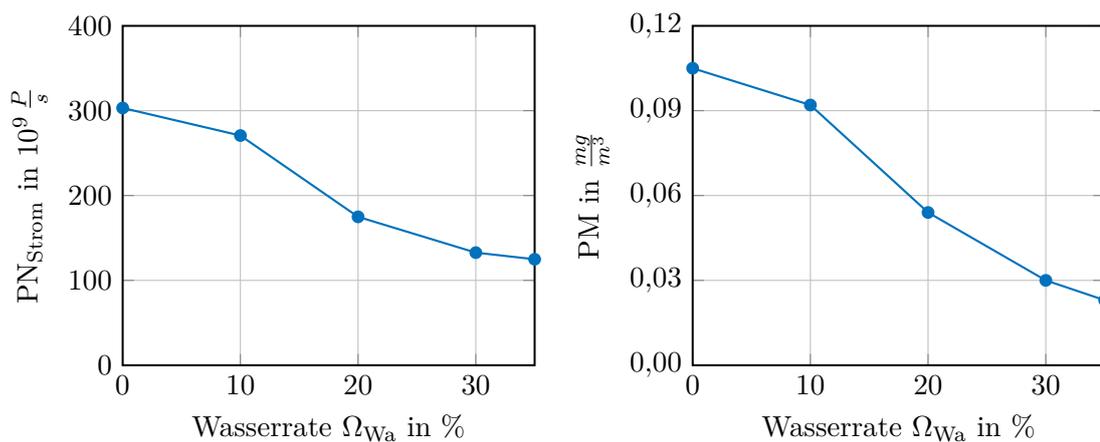


Abbildung 6.21: Partikelrohmissionen über einer Wasserratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$.

durch die Abmagerung der größte Unterschied in der eingespritzten Kraftstoffmasse von $93,1 \text{ mg}$ auf $78,7 \text{ mg}$ je Arbeitsspiel und Zylinder (s. Abbildung 6.22). Die Einspritzdauer bleibt dagegen mit der Kompensation durch Wasser bis 20 % annähernd konstant. Durch die weitere Verschiebung der Schwerpunktlage über eine Wasserrate von 20 % hinaus, wird durch die Wirkungsgradoptimierung weiterhin die eingespritzte Kraftstoffmasse reduziert, jedoch bei weiten nicht auf dem Niveau wie es durch die Abmagerung erreicht wird. Bei den Partikelrohmissionen äußert sich dies darin, dass die Partikelreduzierung nach Erreichen von $\lambda = 1$ rückläufig ist. Dies könnte jedoch im ähnlichen Zusammenhang wie in Bezug auf das Abflachen in der Schwerpunktlage stehen. Die zunehmende Wasserrate kühlt das Gemisch weiter ab, so dass die Kraftstoffverdampfung mit den zunehmenden kleiner werdenden Gemischaufbereitungszeit gehemmt wird.

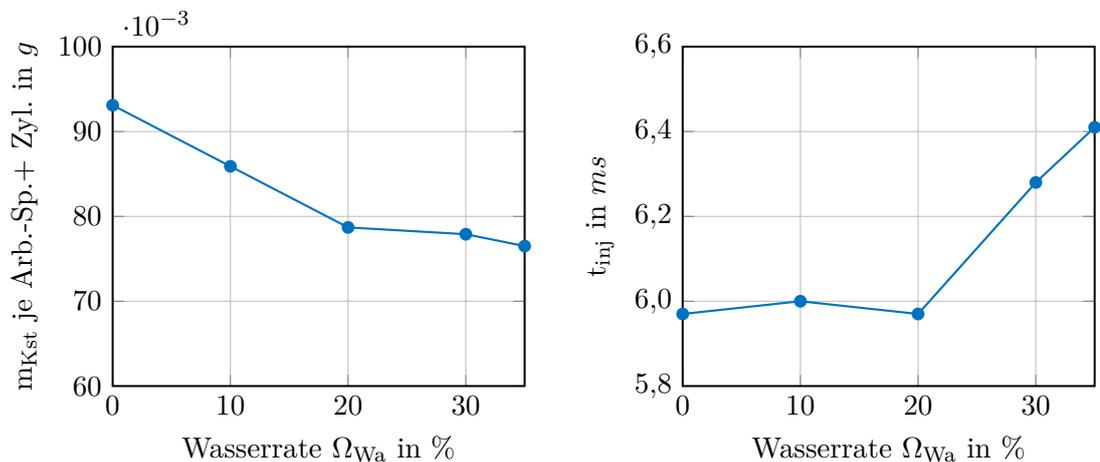


Abbildung 6.22: Eingespritzte Kraftstoffmasse wie die Einspritzdauer über einer Wasserratenvariation im Betriebspunkt $n_{mot} = 4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$.

Die Ergebnisse der Brennraumendoskopie Abbildung 6.23 decken sich mit den Ergebnissen der Partikelmesstechnik. So fällt die Injektordiffusionsflamme bei einer Wasserrate von 35 % gegenüber ohne Wasser deutlich kleiner aus. Weitere Partikelquellen konnten keine beobachtet werden, weswegen eine vollständige Verdampfung der Kraftstoff-Wasser-Emulsion vermutet wird. Dagegen auffällig ist die deutliche Verfärbung der Verbrennung, welches sich über die komplette Versuchsreihe zieht. Eine Verschmutzung der Endoskoplinse lässt sich dabei allerdings ausschließen. Es wurde daraufhin eine Wasseranalyse zur Bestimmung der im Wasser enthaltenden Bestandteile in Auftrag gegeben. Bei dem verwendeten Wasser konnte gegenüber destilliertem Wasser ein vergleichsweise hoher Natriumgehalt von $5,9 \frac{mg}{l}$ festgestellt werden. Ein Versuch zur Flammenfärbung über einer

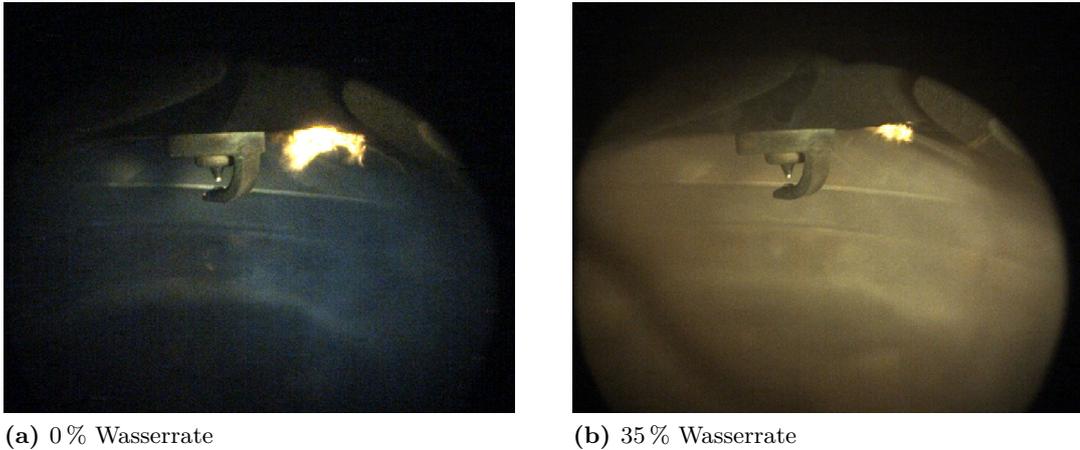


Abbildung 6.23: Brennraumendoskopie bei $4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24$ bar zum Vergleich des Einflusses der Wasserrate auf die Injektordiffusionsflamme.

Bunsenbrennerflamme bestätigt den Einfluss des Natriums. So verfärbt sich diese gelblich, während bei dem destillierten Wasser keine Flammenfärbung eintritt (s. dazu Abbildung 6.24). Für die gelbliche Färbung ist die Spektrallinie des Natriumions verantwortlich [142].

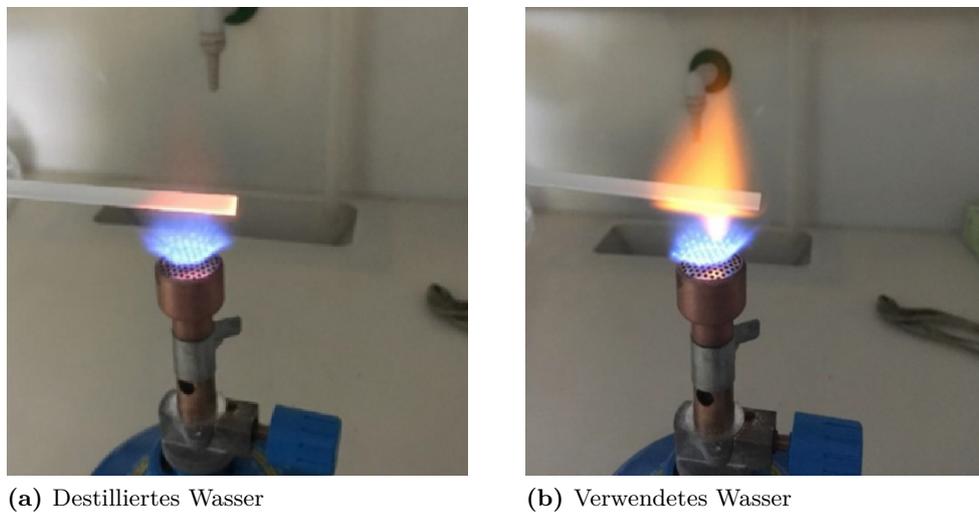


Abbildung 6.24: Vergleich der in der Flammenfärbung zweier verschiedener Wassersorten im Glühstest.

Zusätzlich zu den optischen Untersuchungen, wurde für die Wasserratenvariation die Partikelgrößenverteilung mitaufgezeichnet und daraus die relative Summenhäufigkeit F_{Rel} bestimmt (s. Abbildung 6.25). Es fällt auf, dass mit einem zunehmenden Wasserverhältnis eine Verschiebung hin zu kleineren Partikeldurchmessern eintritt, welches unterschiedliche Ursachen haben kann. Aufgrund der sinkenden Klopfintensität konnte wie oben erläutert die Verbrennungsschwerpunktlage deutlich in Richtung früh verschoben werden, wodurch höhere Verbrennungstemperaturen erreicht werden wie sie für die Oxidation von Rußpartikeln notwendig sind. Ebenfalls verlängert sich der Durch- bzw. Ausbrand der Flamme, welches ebenfalls aufgrund der länger zu Verfügung stehenden Zeitspanne die Oxidation positiv beeinflussen sollte (s. Abbildung 6.20). Mit einer verbesserten Oxidation der Rußpartikel und ihrer Vorläufer sollte hingegen das Wachstum hin zu größeren Partikeldurchmessern beeinträchtigt werden.

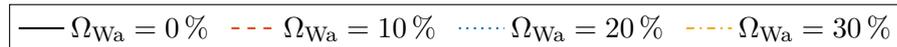
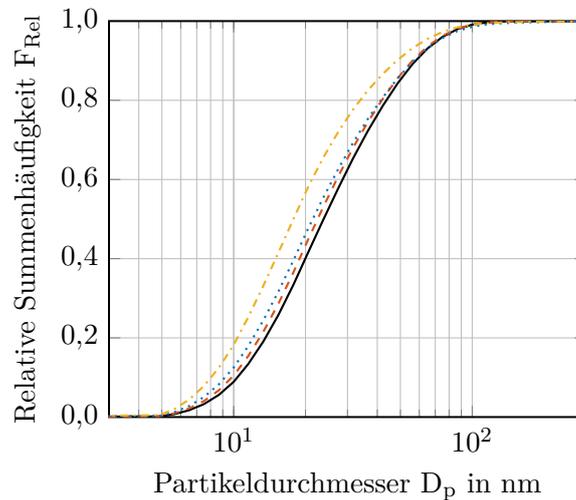


Abbildung 6.25: Partikelgrößenverteilung bei einer Wasserratenvariation.

Des Weiteren ist neben den hohen Temperaturen auch eine ausreichende Konzentration an Oxidationsmittel für die Oxidation der Rußpartikel notwendig. Wie in Kapitel 3.6.2 erläutert wurde, könnte dabei das Wassermolekül ein mögliches Oxidationsmittel darstellen, dessen Konzentration mit zunehmender Wasserrate ansteigt. Ebenfalls zur Diskussion steht dabei die Konzentrationserhöhung der OH-Radikale, welche auch für eine zunehmende Rußoxidation und damit verbundene Reduzierung des Partikeldurchmessers verantwortlich sein könnte [32, 66, 91, 146].

6.2.2 Einspritzzeitpunkt

Neben der eingespritzten Wassermenge besitzt auch der Einspritzzeitpunkt einen Einfluss auf die Partikelrohmissionen, wie die nachfolgenden Diagramme zeigen werden. So wurde der Einspritzbeginn SOI_{DWI} im Bereich zwischen $340^\circ KW$ und $260^\circ KW$ v. ZOT im bekannten Lastpunkt von $n_{mot} = 4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ variiert. Der Versuch wurde dabei bei $\lambda = 1$ mit einer annähernd konstanten Wasserrate von 30 % (Abweichung $< 1\%$) durchgeführt (s. Abbildung 6.26). Mit der Verschiebung des Einspritzbeginns, kommt es auch zu einer Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage. Dies ist darin zu begründen, dass ein zu früher Einspritzbeginn zu einer vermehrten Kolben- und Wandinteraktion führt. Die auf den Oberflächen aufgebrauchte Kraftstoff-Wasser-Emulsion steht somit der weiteren Gemischbildung wie auch Verbrennung nur noch begrenzt zur Verfügung. Das

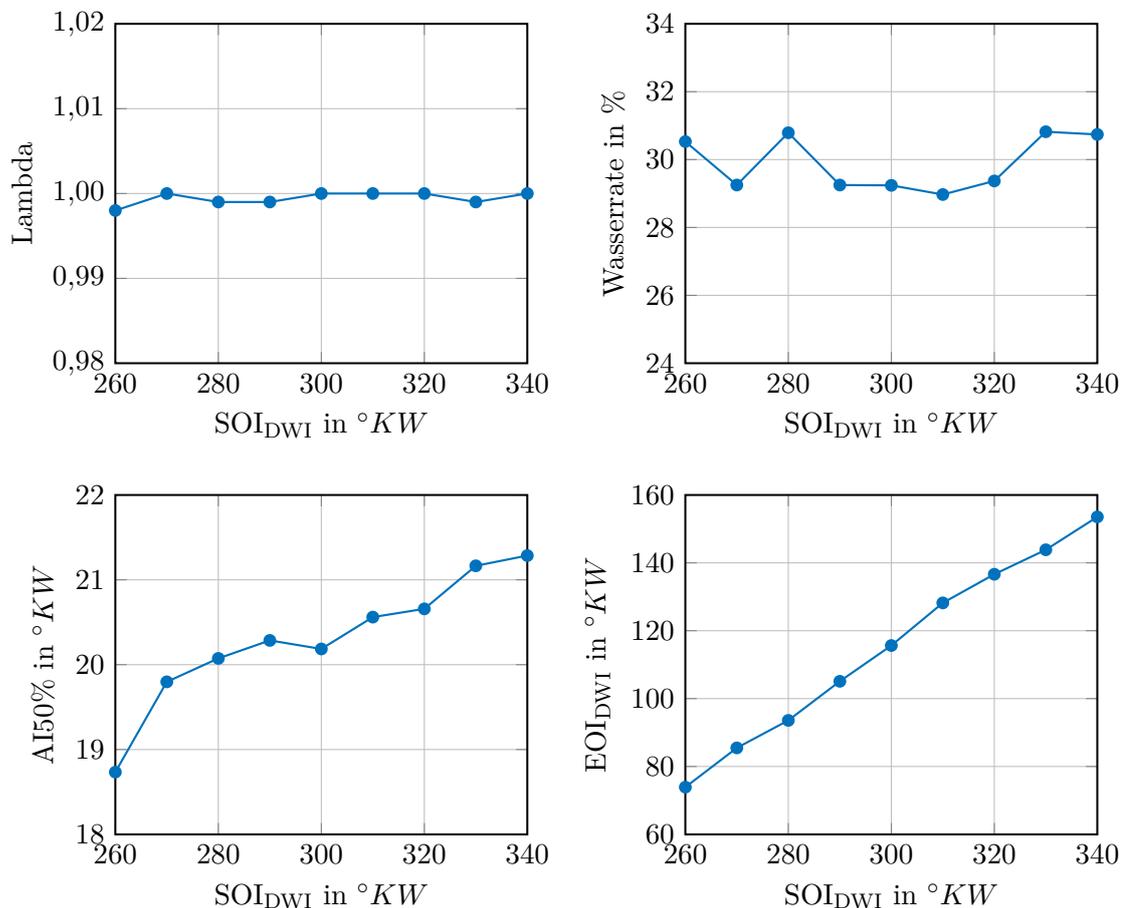


Abbildung 6.26: Relevante Verbrennungsgrößen bei einer SOI_{DWI} Variation im Betriebspunkt $n_{mot} = 4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$.

auf den Oberflächen befindliche Wasser kann dabei nur noch eingeschränkt zu einer Abkühlung der Verdichtungsendtemperatur beitragen. Bestätigt wird dies auch durch eine Messung des Blowby Volumenstroms (hier nicht dargestellt). Aus Sicht der Thermodynamik ist eine vollständige Verdampfung des Wassers im unteren Totpunkt zu bevorzugen (s. Kapitel 3.6.2). Aufgrund der komplexen innermotorischen Vorgänge, wird von dieser theoretischen Betrachtung etwas abgewichen, so dass im Falle einer vollständigen Verdampfung diese erst nach dem unteren Totpunkt eintritt.

Auf der anderen Seite führen späte Einspritzbeginnwinkel ($\text{SOI} \leq 280^\circ\text{KW}$) bei dieser Last und Drehzahlkombination zu einem späten Einspritzende ($\text{EOI}_{\text{DWI}} < 100^\circ\text{KW}$ v. ZOT). Dies stellt wiederum vor allem im Zusammenhang mit Wasser eine Herausforderung für die vollständige Verdampfung des Kraftstoffes dar, da diese durch das umliegende Wasser gehemmt wird.

Im Falle der Partikelanzahlmissionen ergibt sich bei der Einspritzbeginnvariation ein typischer Badewannenverlauf mit einem Optimum für ein SOI_{DWI} von 280°KW (s. Abbildung 6.27), wobei die relativen Unterschiede im Vergleich zur Wasserratenvariation kleiner ausfallen. Grund für diesen spezifischen Verlauf liegt in der Zugabe des Wassers. So zeigt im Vergleich eine Einspritzbeginnvariation ohne Wasser einen anderen Partikelanzahlverlauf (vgl. Abbildung 6.28). Bei der Partikelmasse ergibt sich prinzipiell ein ähnlicher Verlauf wie bei dem Partikelanzahlstrom, mit dem Unterschied, dass das Tal mit den geringsten Werten weiter ausgeprägt ist.

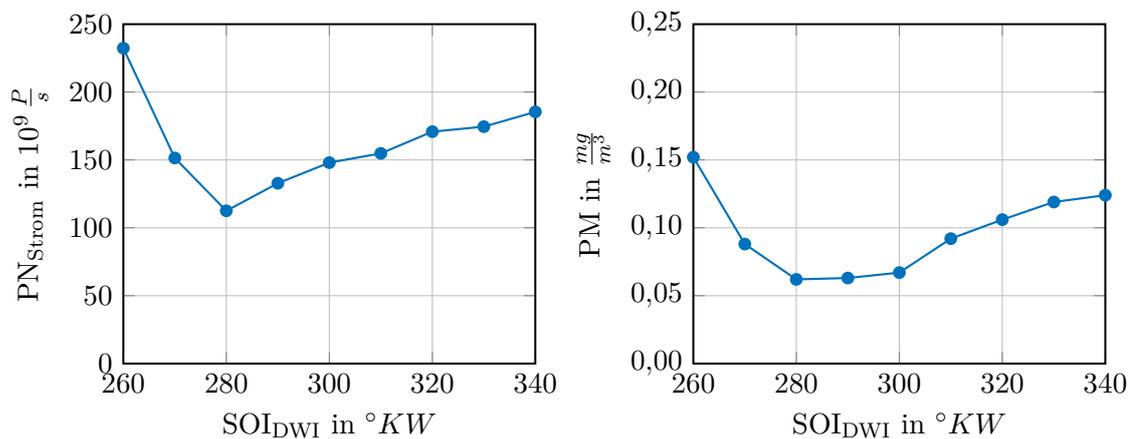


Abbildung 6.27: Partikelrohmissionen über einer SOI_{DWI} Variation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$.

Aufgrund der notwendigen Anfeuchtung liegt das Partikelniveau bei der SOI-Variation ohne Wasser höher, weswegen die Ergebnisse in Abbildung 6.28 prozentual dargestellt sind und nicht absolut miteinander verglichen werden können. Es zeigt sich, dass in Bezug auf die Partikelemissionen bei der roten Kurve ohne Wasser tendenziell frühe statt späte Einspritzzeitpunkte zu bevorzugen sind. Dies hängt aller Wahrscheinlichkeit nach mit der Tropfengröße des Wassers zusammen. Erste 3D-CFD Untersuchungen haben dabei gezeigt, dass die Tropfengröße von Wasser gegenüber der reinen Kraftstoffeinspritzung größer ausfällt. Aufgrund des somit höheren Impulses und der verlangsamtten Verdampfung (höhere Verdampfungsenthalpie und Tropfenmasse führen zu einer höheren Eindringtiefe) ist eine größere Wandfilmmasse zu erwarten. Dies führt wiederum zu einer stärkeren Abkühlung der beaufschlagten Oberflächen und somit zu einer verzögerten Abdampfen des Kraftstoffes. Die Empfindlichkeit gegenüber frühen Einspritzzeitpunkten steigt somit an.

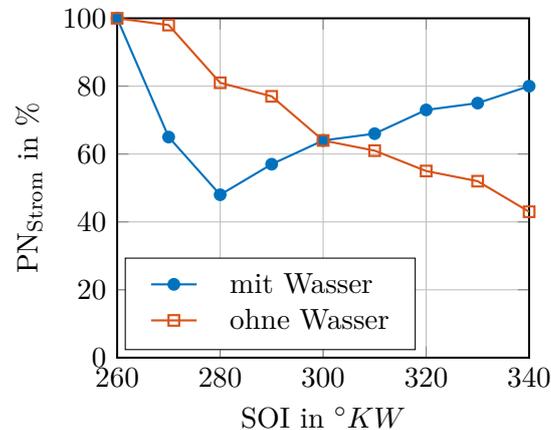


Abbildung 6.28: Vergleich der Partikelanzahlemissionen bei einer SOI Variation mit und ohne Beigabe von Wasser im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$.

6.3 Dualeinspritzung

Neben der Maßnahme Kraftstoffgemische von $\lambda < 1$ zu vermeiden, wurde in diversen Publikationen [57, 59, 92, 116, 118, 144] auch die äußere Gemischbildung in Form einer Mehrpunkteinspritzung (MPI) zur Reduzierung der Partikelrohmissionen betrachtet. Durch die äußere Gemischbildung im Einlasskanal ist es möglich, die zusätzliche Zeit zur Verdampfung und Gemischaufbereitung zu nutzen und damit Wandfilme auf Brennraumoberflächen durch Kraftstoffbenetzung zu vermeiden. Damit gehen allerdings auch die Nachteile einher, dass die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes im Brennraum nicht vollständig genutzt werden kann und die Klopfneigung gegenüber der Direkteinspritzung zunimmt. Vor allem bei spezifisch hohen Motorlasten führt die notwendige Zündwinkelverschiebung zu hohen Abgastemperaturen und gegebenenfalls zu einer Kraftstoffanfettung, um den Bauteilschutz von Abgasturbolader oder Katalysator einzuhalten. So findet die MPI ihren typischen Anwendungsbereich vom Leerlaufpunkt bis hin zu mittleren Lasten (je nach Brennverfahren ca. $p_{mi} = 12 \text{ bar}$), in denen durch die äußere Gemischbildung keine Verschiebung der Schwerpunktlage vorgenommen werden muss. Nichts desto trotz soll in dieser Arbeit der Einfluss einer MPI auf die Partikelrohmissionen im aufgeladenen Motorbetrieb überprüft und damit in erster Linie eine Verschiebung der Schwerpunktlage bzw. des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses in Kauf genommen werden. Da das verwendete Versuchsaggregat zu jedem Zeitpunkt mit einem Hochdruckeinspritzventil ausgestattet war, muss bei hohen Motorlasten und Drehzahlen aufgrund einer sonstigen Überhitzung des Hochdruckeinspritzventils auf einen reinen Betrieb mit der Saugrohreinspritzung verzichtet werden. Im folgenden werden Ergebnisse daher mit MPI-Raten (Ω_{MPI}) von bis zu 45 % dargestellt. Die MPI-Rate ist hierbei aus dem Verhältnis der eingespritzten Kraftstoffmasse des Niederdruckpfades zur gesamten Einspritzmenge definiert (s. 6.3). Dieses System aus Hochdruck- und Niederdruckeinspritzung wird im Weiteren Dualeinspritzung genannt.

$$\Omega_{MPI} = \frac{m_{Kst,ND}}{m_{Kst}} \cdot 100 \% \quad (6.3)$$

Im weiteren Verlauf dieses Unterkapitels sollen die Ergebnisse zu einer Variation des MPI-Massenanteils und einer Variation des Einspritzzeitpunktes betrachtet werden. Diese Bewertung findet in dem dafür bekannten Vollastpunkt statt bzw. in den für die Erarbeitung des Verständnisses notwendigen Betriebspunkten. Im dritten Unterkapitel wird über die reine Dualeinspritzung hinaus ein System untersucht, mit welchem ein stöchiometrisches Kraftstoff-Luft-Verhältnis erreicht wird.

6.3.1 Massenverhältnis

Einspritzkammer

Die Erhöhung des Kraftstoffmassenstroms der MPI bringt im ersten Ansatz bei gleichbleibender Last und Wirkungsgrad eine Reduzierung des Kraftstoffmassenstroms der Direkteinspritzung mit sich. Um diese Auswirkung auf das Hochdruckeinspritzventil und die Injektordiffusionsflamme genauer untersuchen zu können, wurde dieser Vorgang durch eine Einspritzdauervariation in der Einspritzkammer abgebildet. Analog zu den Ergebnissen aus Kapitel 6.1.1 bzw. wie in [47] vorgestellt, wurde nach Einspritzende mittels LIF der Wandfilm auf der Injektorkuppe erfasst.

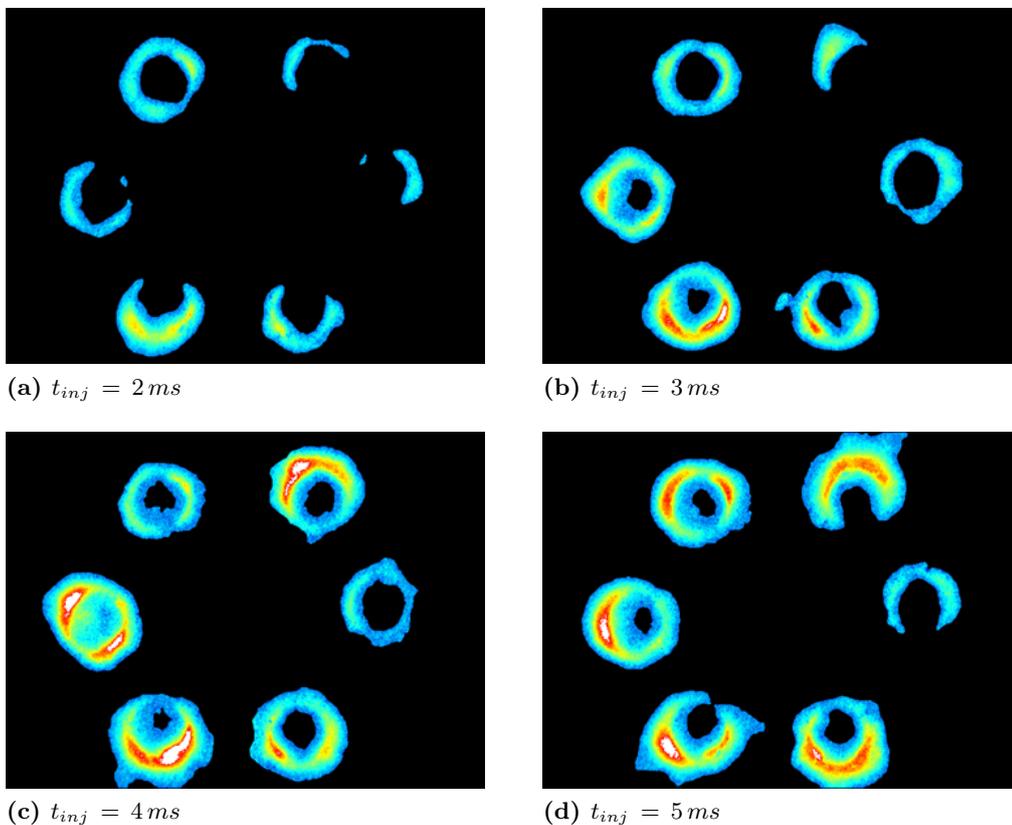


Abbildung 6.29: Variation der Einspritzdauer bei einem Kammerdruck von $0,8\text{ bar}$ [47].

Untersucht wurden Einspritzzeiten von 2 bis 7 ms. In Abbildung 6.29 sind die Ergebnisse bei einem Kammerdruck von $0,8\text{ bar}$ für 2 bis 5 ms dargestellt, da sich innerhalb diesen Bereichs die Benetzung an der Kuppe am deutlichsten verändert. Bei einer entsprechenden Variation am Vollmotor im Lastpunkt von $4500\frac{U}{min}$ und einem indizierten Mitteldruck

von $p_{mi} = 24$ bar werden Einspritzzeiten von 6 ms und 3 ms bei einer MPI-Rate von 50% erreicht.

In Abbildung 6.29 ist deutlich zu sehen, dass mit einer zunehmenden Einspritzdauer die Ablagerungen durch Kraftstoff auf der Injektorkuppe zunehmen. Dabei wurden die Aufnahmen jeweils $1,5\text{ ms}$ nach Einspritzende erstellt. Da der Kraftstoffdruck bei dieser Variation bei 200 bar konstant gehalten wurde, erhöht sich mit zunehmender Einspritzzeit auch die Menge an Kraftstoff, welche sich auf der Kuppe niederschlagen kann. Ab einer Einspritzdauer von 4 ms stellt sich offensichtlich eine Art stationärer Zustand ein, bei dem gegenüber längeren Einspritzzeiten nur noch kleine Veränderungen festgestellt werden können. Fernfeldmikroskopaufnahmen aus dem sichtbaren Wellenlängenbereich zeigen dabei, dass während der Einspritzung die Ausbreitung des Kraftstoffes auf der Injektorkuppe bis zum Einspritzende einen konstanten Zustand einnimmt und somit die entgegen gerichtete Entrainmentströmung für ein Gleichgewicht sorgt. Ebenfalls ist in Abbildung 6.29 zu sehen, dass hin zu längeren Einspritzzeiten der Kraftstoff sich großflächig über die Injektorkuppe ausbreitet. Erkennbar ist dies an der größeren Anzahl an Pixeln mit einer niedrigeren Intensität. Dieses Verhalten konnte auch bei einer Erhöhung des Zeitraumes zwischen Einspritzende und Bildaufnahme nachgewiesen werden. Nachdem die Air Entrainment Strömung nach Einspritzende zusammenbricht, zerfließt der Kraftstoff ausgehend von den Düsenaustrittsbohrungen kreisförmig über die Injektorkuppe, wobei die Kraftstofffilmdicke dabei abnimmt.

Grundsätzlich sei an dieser Stelle zu den absoluten Zahlenwerten der Einspritzdauer noch anzumerken, dass es sich dabei um Messungen aus der Einspritzkammer handelt, bei welchen folglich zusätzliche Einflussfaktoren wie durch die Ladungsbewegung, Temperatur oder Zeit bis zur Verbrennung nicht berücksichtigt werden können. Dagegen liefern die Ergebnisse eine erste Aussage, dass kürzere Einspritzzeiten sich positiv auf das Benetzungsverhalten auf der Injektorkuppe auswirken.

Vollmotor

In Abbildung 6.30 ist im Motorbetriebspunkt $4500 \frac{U}{min}$ und einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 24$ bar eine MPI-Ratenvariation dargestellt, bei welcher die MPI-Rate Ω_{MPI} schrittweise von 0% auf 45% erhöht wurde. Dieser Lastpunkt zeichnet sich dadurch aus, dass bereits mit der Direkteinspritzung keine ideale Schwerpunktlage von 8° eingehalten werden kann und Lambda von $\lambda = 0,905$ für den Bauteilschutz notwendig ist. Eine Verschiebung des Kraftstoffanteils in Richtung der Niederdruckeinspritzventile führt zu einer Verschlechterung des 50% Umsatzpunktes um circa 2° . Dies wiederum äußert sich in

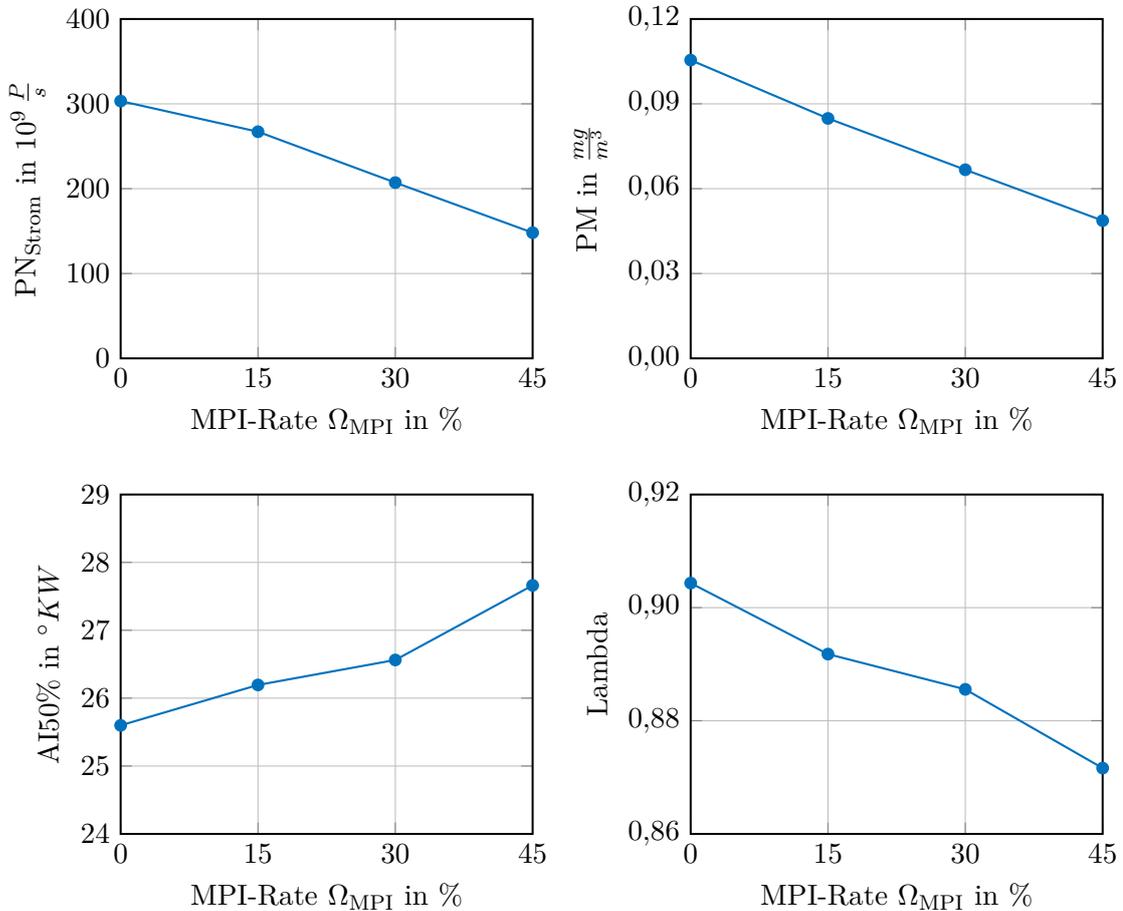


Abbildung 6.30: MPI-Ratenvariation im Betriebspunkt $n_{mot} = 4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24$ bar.

einem steigenden Anfettungsbedarf auf $\lambda = 0,870$. Diese Verschlechterung des Wirkungsgrades sorgt gleichermaßen zu einem Anstieg des Gesamtkraftstoffmassenstroms bzw. des indizierten Verbrauches.

Trotz des steigenden Anfettungsbedarfes ist in der oberen Hälfte der Abbildung 6.30 zu sehen, wie der Partikelanzahlstrom (PN_{Strom}) aber auch die Partikelmasse (PM) mit steigender MPI-Rate rückläufig ist, bzw. eine Halbierung der Partikelrohmissionen erreicht werden kann. Aufgrund dieses Rückganges im Zusammenhang mit dem steigendem Anfettungsbedarf ist darauf zurück zu schließen, dass die Injektordiffusionsflamme hier die dominierende Partikelquelle sein wird, welche mit der steigenden MPI Rate reduziert werden kann.

Bestätigt wird dies beim Vergleich der Highspeedendoskopieaufnahmen, welche durch die Verschiebung des Zündwinkels hier korrigiert für $44^{\circ}KW$ und $50^{\circ}KW$ nach ZOT in

Abbildung 6.31 dargestellt sind. Während im DI-Betrieb eine ausgeprägte Injektordiffusionsflamme zu erkennen ist (links), fällt diese bei einer MPI-Rate von 45 % (rechts) deutlich kleiner aus. Durch die im Verhältnis zum Hochdruckinjektor schlechtere Gemischaufbereitung (größerer mittlerer Sauter Durchmesser der Tropfen) des Niederdruckinjektors, kommt es bei einer MPI Rate von 45 % in der Mitte des Brennraumes jedoch auch zu einzelnen kleinen diffusiven Verbrennungen. Grund hierfür kann die lange Einspritzdauer der Niederdruckinjektoren von 540 °KW sein, welche sich bis in den Schließvorgang der Einlassventile erstreckt. Die Zeit zur vollständigen Kraftstoffverdampfung ist somit nicht ausreichend. Als mögliche Abhilfemaßnahmen wäre eine Erhöhung des Kraftstoffvorförderdruckes denkbar, die neben einer Reduzierung der Einspritzdauer auch einen positiven Einfluss auf den SMD besitzt.

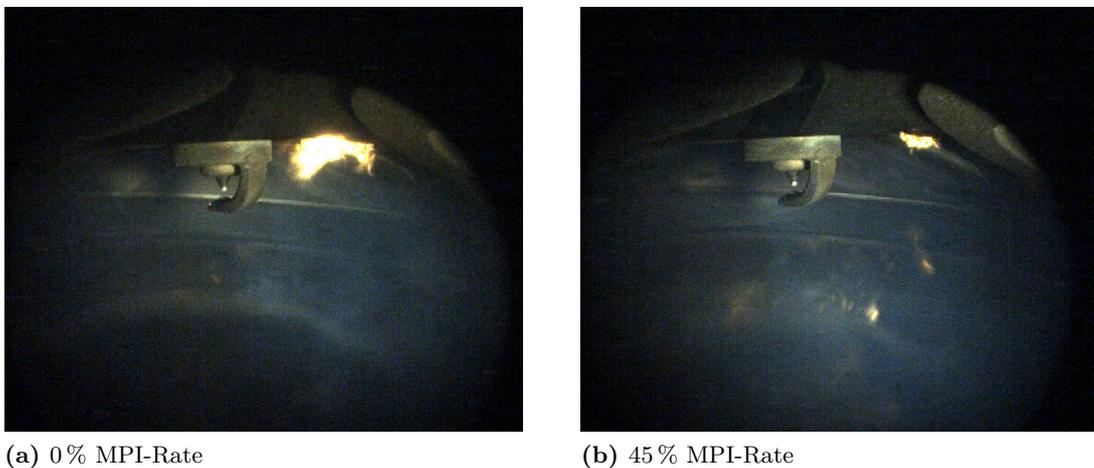


Abbildung 6.31: Brennraumendoskopie bei $4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ zum Vergleich des Einflusses der MPI-Rate auf die Injektordiffusionsflamme.

Bei einer weiteren Betrachtung der Ergebnisse ist zudem auffällig, dass das Delta bei der Injektorkuppentemperatur ΔT_{SP} um fast 25 °C (45 % MPI-Rate) gegenüber dem reinen DI-Betrieb zunimmt (s. Abbildung 6.32). Neben der Reduzierung der Injektorkuppenbenetzung durch kürzere Einspritzzeiten, bringt die MPI somit einen zweiten positiven Faktor mit sich. Wie in Kapitel 6.1.2 bereits nachgewiesen wurde, kann mit einer Temperaturerhöhung in diesen Dimensionen die Wandfilmverdampfung verbessert bzw. die Injektordiffusionsflamme reduziert werden. Als dritter Einflussfaktor ist auch die verlängerte Zeit zum Abdampfen bzw. Verdampfen des Kraftstoffes von der Injektorkuppe zu nennen, solange der Einspritzbeginn (SOI_{DI}) konstant gehalten wird.

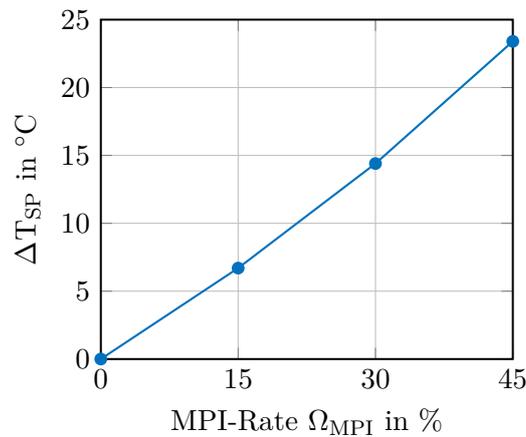


Abbildung 6.32: Änderung der Injektorkuppentemperatur bei variierender MPI-Rate im Betriebspunkt $n_{mot} = 4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24$ bar.

Aufgrund der hohen Komplexität von Quereinflüssen durch die Verschiebung der Schwerpunktlage und der damit verbundenen Zeit zwischen Einspritzende und Zündung, aber auch die Erhöhung der eingespritzten Gesamtkraftstoffmasse, wurde neben dem hochlastigen auch ein niedriglastiger Betriebspunkt zur Analyse herangezogen. Der in Abbildung 6.33 dargestellte Betriebspunkt mit $4500 \frac{U}{min}$ und einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 13$ bar zeichnet sich dadurch aus, dass auch mit einer 50 : 50 Verteilung in der Dualeinspritzung eine Schwerpunktlage von 8° bei $\lambda = 1$ noch erreicht werden kann. Auch in diesem Betriebspunkt können die Partikelrohmissionen durch den Einsatz der Saugrohreinspritzung deutlich herabgesenkt werden.

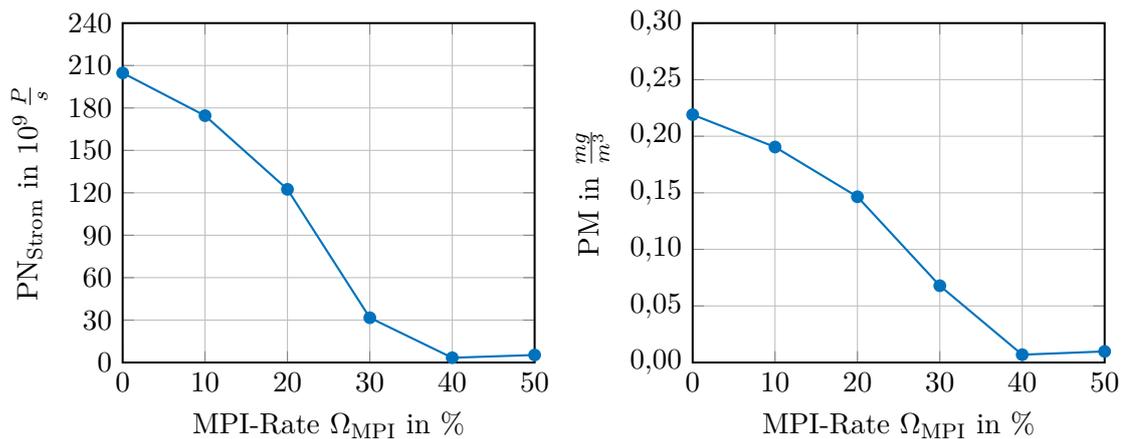


Abbildung 6.33: Partikelrohmissionen über einer MPI-Ratenvariation im Betriebspunkt $n_{mot} = 4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 13$ bar.

Als Weiteres konnte mit der Saugrohreinspritzung eine Reinigungswirkung nachgewiesen werden. Während die im Kraftstoff enthaltenen Additive bekanntlich und mehrfach nachgewiesen die Einlassventile reinigen, findet parallel dazu auch eine Reinigung der Hochdruckeinspritzventiles statt. In der Veröffentlichung [90] wurde nachgewiesen, wie über die Zeit der Kraftstoffauftrag und die Injektordiffusionsflamme am HDEV zu einem Aufbau einer Rußschicht auf diesem führt. Dabei handelt es sich um einen selbstverstärkenden Effekt, da durch die Zunahme der Oberfläche in der Rußschicht immer mehr Kraftstoff dort anlagern kann. Die Folge ist eine größere Injektordiffusionsflamme und damit einhergehend höhere Partikelrußemissionen. Der auch als Partikeldrift bezeichnete Vorgang kann zum einen durch den Injektor, wie auch durch den zugeführten Kraftstoff beeinflusst werden. Die Erfahrung zeigt, dass hohe Einspritzdrücke in der Kombination mit einem hohen statischen Durchfluss auf der Seite des Injektors zu bevorzugen sind. Auf der Kraftstoffseite, welche jedoch im Kundenbetrieb nicht beeinflusst werden kann, empfiehlt es sich Mischungen mit leichtsiedenen Bestandteilen auszuwählen. Mit diesen Wissen lässt sich im stationären Motorenbetrieb im Zeitraum von mehreren Stunden eine Zunahme des Partikelniveaus mit Schlechtkraftstoff provozieren, bis ein entsprechendes Plateau erreicht wird.

Als Besonderheit bei der Dualeinspritzung, wurde reproduzierbar bei Rückmessungen mit der Direkteinspritzung das Partikelausgangsniveau nicht mehr erreicht. Der in Abbildung 6.34 dargestellte Versuch zum Partikeldrift erklärt dieses Verhalten. Zu Beginn des Versuches wurde der Motor ausschließlich mit den Hochdruckeinspritzventilen, welche zuvor in einem Ultraschallbad gereinigt wurden, betrieben. Der beschriebene Partikeldrift

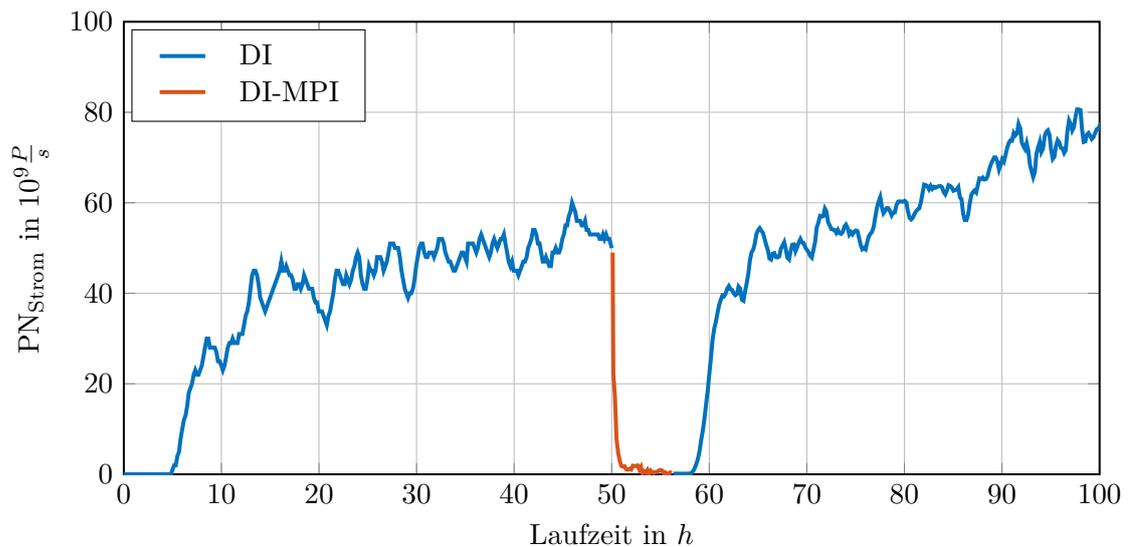
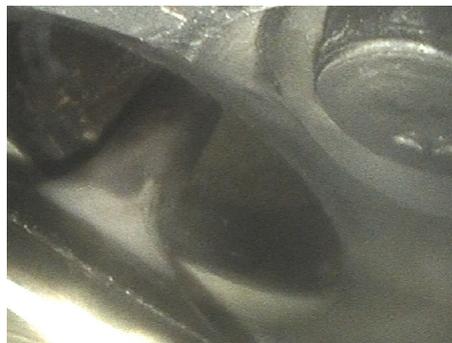


Abbildung 6.34: Einfluss der Dualeinspritzung auf den Partikeldrift [5].

setzt dabei nach ungefähr 5 Stunden ein und nähert sich nach 10 weiteren Stunden einem moderat konstanten Niveau an. 50 Stunden nach Motorstart wurde auf einen Mischbetrieb gewechselt, bei dem 30 % der Kraftstoffmasse über die Niederdruckeinspritzventile eingespritzt wurde. Wie in den vorherigen Versuchsergebnissen wurden damit die Partikelrohmissionen auf ein deutlich niedrigeres Niveau herabgesetzt. Bei der anschließenden Deaktivierung der Niederdruckeinspritzung zeigt sich jedoch, dass der Partikel drift der Hochdruckinjektoren wieder von neuem beginnt, es jedoch ungefähr 3 Stunden braucht, bis der Drift tatsächlich einsetzt.

Eine finale Bestätigung einer Reinigung der Hochdruckeinspritzventile liefert dabei Abbildung 6.35. Diese Aufnahmen wurden jeweils nach dem Betrieb mit der Direkt- bzw. der Dualeinspritzung mit einem Endoskop bei stehendem Motor durchgeführt. Während das Hochdruckeinspritzventil bei der Direkteinspritzung eine schwarze bzw. rußartige Oberfläche aufweist (s. Abbildung 6.35 links), konnte mittels der Dualeinspritzung diese Rußschicht wieder entfernt werden (s. Abbildung 6.35 rechts). Durch eine Reduzierung des Kraftstoffmassenstroms, welcher über das Hochdruckeinspritzventil gefördert wird, reduziert sich auch die Kraftstoffmasse, welche sich nach der Einspritzung in der Rußschicht niederschlägt. Dies führt im Anschluss zu einer kleineren Injektordiffusionsflamme und hemmt den Partikel drift. Zudem kommt es dabei zu einem Rußabbau, sodass zum Teil die metallische Oberflächen des Hochdruckinjektors wieder sichtbar werden. Die Interpretation daraus ist, dass mit der Niederdruckeinspritzung das Gleichgewicht zwischen Rußabbrand und Rußaufbau verschoben werden kann.



(a) DI Betrieb



(b) DI-MPI Betrieb

Abbildung 6.35: Endoskopische Analyse der Injektorkuppe im Anschluss an den Betrieb mit der Direkt- bzw. der Dualeinspritzung.

6.3.2 Einspritzzeitpunkt Niederdruckeinspritzung

Die Saugrohr-Niederdruckeinspritzung kann bezüglich des Einspritzzeitpunktes in eine vorgelagerte und saugsynchrone Einspritzung unterteilt werden, wobei auch eine Mischform existiert, bei der beide Strömungsvorgänge von Relevanz sind. Wie in dem Grundlagenkapitel 3.4.2 bereits beschrieben worden ist, spielt der Zeitpunkt des Einspritzbeginns in Bezug auf den Kraftstoffwandfilm eine entscheidende Rolle. So wird bei einer vorgelagerten Einspritzung ein großflächiger Wandfilm in Abhängigkeit des Einspritztargeting im Einlasskanal bzw. auf den Einlassventilen aufgebaut. Bei betriebswarmen Motor kommt es zu einer (teilweisen) Verdampfung des Kraftstoffes, das wiederum die Gemischbildung unterstützt. Im saugsynchronen Fall gelangt hingegen ein Großteil der eingespritzten Kraftstoffmasse zusammen mit der Frischladung in noch flüssiger Form in den Brennraum. Durch die wechselnden Strömungsgeschwindigkeiten im Einlasskanal, ist es in Bezug auf den Wandfilm von besonderem Interesse, diese zu kennen, um in Abhängigkeit des Betriebspunktes, der Einspritzdauer und der Motortemperatur einen optimalen Einspritzbeginn auswählen zu können.

Hierzu wurde durch vorliegende CFD-Simulationen [17] ein Modell erstellt, mit welchem die Flugzeit einzelner Kraftstofftröpfchen ausgehend vom Einspritzventil bis zum Einlassventil vereinfacht berechnet werden kann. Die Basis bilden dabei bereits simulierte Strömungsgeschwindigkeiten im Saugrohr bei verschiedenen Drehzahlen an der Vollast. Beträgt die Luftgeschwindigkeit im Saugrohr weniger als die Geschwindigkeit der eingespritzten Kraftstofftröpfchen, wird angenommen, dass der Impuls der Einspritzung überwiegt. Die Kraftstoffgeschwindigkeit wurde anhand des Einspritzdruckes und der Injektorgeometrie abgeschätzt. Ist die Luftgeschwindigkeit im Saugrohr höher als die des Kraftstoffes, wird angenommen, dass der Kraftstoff von der Strömung beschleunigt wird und die Kraftstoffgeschwindigkeit der Luftgeschwindigkeit annähernd gleich gesetzt werden kann (s. Abbildung 6.36). Durch Integration der Geschwindigkeit über der Wegsstrecke von Einspritzventil zum Einlassventil, lässt sich die Flugzeit des Kraftstoffes bestimmen. In Abhängigkeit von der Motordrehzahl lässt sich im Anschluss die Flugzeit in den Kurbelwinkel umrechnen. Für die exemplarische gewählte Drehzahl von $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ ist ebenso in Abbildung 6.36 auf °KW bezogen die Flugzeit von dem Einspritzventil zum Einlassventil über dem Einspritzzeitpunkt dargestellt. Für andere Betriebspunkte wird vor der Berechnung die Geschwindigkeitskurve der Luft zunächst anhand der Differenz aus tatsächlicher und simulierter Nockenwellenspreizung phasenverschoben und anschließend anhand des Quotienten aus tatsächlichem und simuliertem Ventilhub bei der jeweiligen Drehzahl skaliert. Im Folgenden wird gemäß Gleichung 6.4 und 6.5 die Kraftstoffflugzeit zwischen Einspritzventil und Einlassventil berechnet und der erste Kontakt eines Kraft-

stofftropfen mit dem Einlassventil mit SVT (Start Ventiltreffer) bzw. der letzte Kontakt analog mit EVT (Ende Ventiltreffer) beschrieben [5].

$$\int_{t_{Inj}}^{t_{VT}} v_B dt = l_s \quad (6.4)$$

$$\alpha_{Flug} = n(t_{VT} - t_{Inj}) \quad (6.5)$$

α_{Flug}	Flugdauer in Kurbelwinkel	t_{VT}	Zeitpunkt bei Auftreffen auf Einlassventil
l_s	Saugrohrlänge nach Injektor	v_B	Kraftstoffgeschwindigkeit
t_{Inj}	Zeitpunkt bei Verlassen des Injektors		

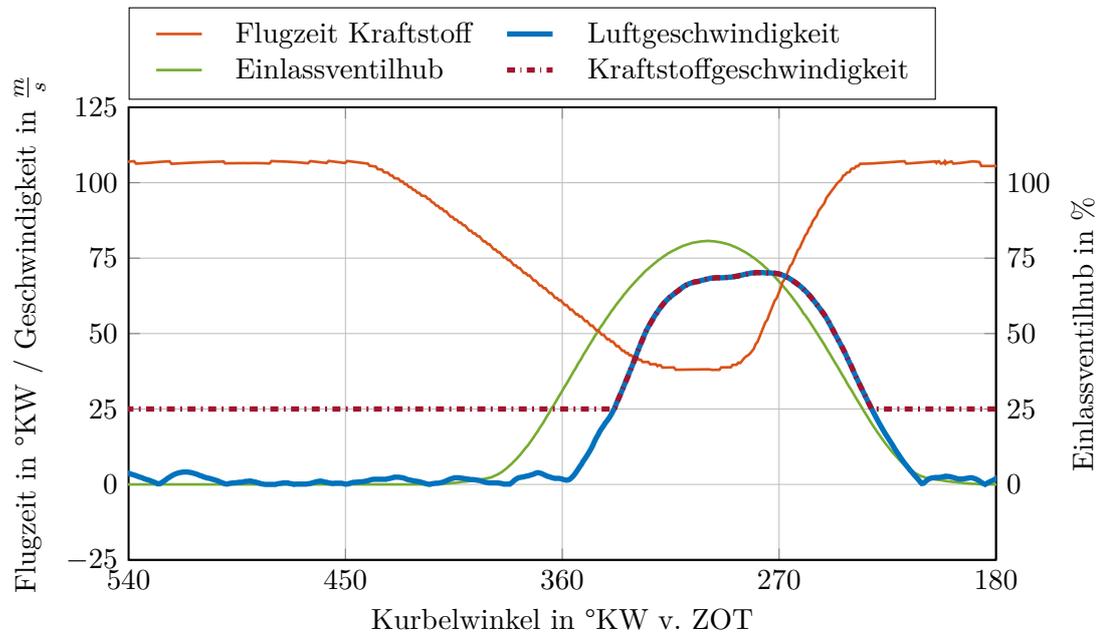


Abbildung 6.36: Bestimmung der Kraftstoffflugzeit zum Einlassventil im Beispiel von $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ [5].

In Abbildung 6.37 ist die Einfluss des Einspritzbeginns SOI_{MPI} auf die Partikelanzahlemissionen im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{U}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 17 \text{ bar}$ dargestellt. Im Vergleich zu dem vorherigen Betriebspunkt, wurde hier die Motorlast bewusst etwas reduziert, da aufgrund der kürzeren Einspritzzeiten eine Überlagerung einer saugsynchronen und vorgelagerten Einspritzung besser voneinander getrennt werden kann. Dabei stellt die Kurve SVT bzw. EVT nach der oben vorgestellten Methode den Start und das Ende der Einlassventil-

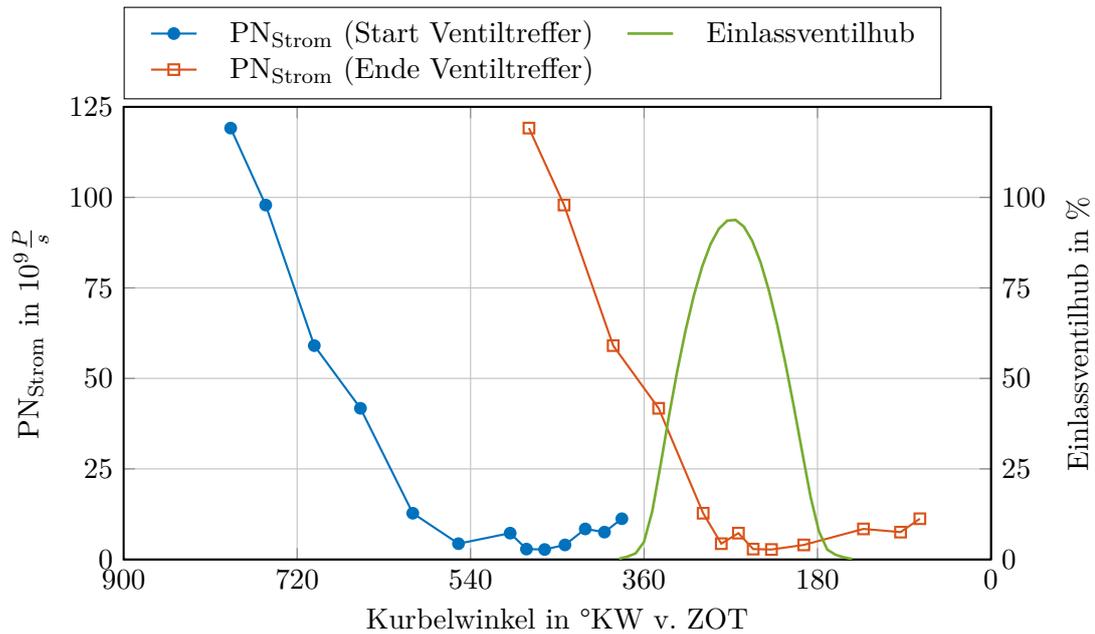


Abbildung 6.37: Partikelrohmissionen über einer MPI_{EOI} Variation im Betriebspunkt $n_{mot} = 4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 17 \text{ bar}$ [5].

benetzung durch den Kraftstoff dar. Der Messbereich des Einspritzbeginns erstreckt sich in diesem Betriebspunkt von $900^\circ \text{KW v. ZOT}$ (ca. Einlass schließt) bis $490^\circ \text{KW v. ZOT}$ (entspricht einen EOI_{MPI} von $180^\circ \text{KW v. ZOT}$). Durch einen Anstieg der Fluggeschwindigkeit in Richtung eines zunehmenden Ventilhubes, werden die Kurven SVT und EVT entsprechend zu späteren Einspritzwinkeln gestaucht (vergleiche hierzu den Einlassventilhub). In diesem Drehzahl-Last-Punkt wird aus dem Partikelverlauf deutlich, dass mit einer zunehmenden Vorlagerung der Saugrohreinspritzung die Partikelrohmissionen ansteigen. Grund dafür ist, dass sich eine zunehmende Kraftstoffmenge am Einlassventil und den Saugrohrwänden ablagert. Nach dem Öffnen des Einlassventils fließt bzw. wird je nach den aktuellen Druckbedingungen der Wandfilm in Richtung Brennraum abgesaugt. Dabei bleibt ein Teil des Wandfilmes bis zum Erreichen der Flammenfront bestehen, was wiederum zu einer Diffusionsflamme entlang des Ventilsitzes führen kann. Mittels einer saugsynchronen Einspritzung wird ein vergleichsweise nur sehr geringer Wandfilm im Einlasskanal und auf dem Einlassventil erzeugt, das durch 3D-CFD Untersuchungen bestätigt wird. Bei einem zu späten Einspritzbeginn bzw. -ende, führt es dazu, dass der in den Brennraum einströmende Kraftstoff durch die Einlassventile abgeschnitten wird. Auch wenn ein Großteil der Kraftstoffmasse bereits saugsynchron in den Brennraum gelangt ist, führt dies zu kleinen Wandfilmen im Ventilsplatt und folglich zu einem leichten Anstieg der Partikelrohmissionen. Nach Auswertung weiterer Betriebspunkte im aufgeladenen und hochdreh-

zahligen Kennfeldbereich, führt bei dieser Motorkonfiguration ein EOI_{MPI} zwischen $300^\circ KW$ und $250^\circ KW$ v. ZOT zu den geringsten Partikelanzahlemissionen. In Abhängigkeit von der Einspritzung und dem variablen Ventilhub, bedeutet dies ein Erreichen der letzten Kraftstofftröpfchen kurz vor Einlassventil schließen.

Wie im vorherigen Kapitel, wurde auch der Einfluss des Kraftstoffes, welcher neben einem höheren Aromaten- und Olefin-Anteil auch höhersiedenden Komponenten aufweist, in Bezug auf den Einspritzbeginn der Niederdruckeinspritzung untersucht. Für diese Untersuchungen wurde wieder der Betriebspunkt $n_{mot} = 3000 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 10$ bar gewählt und dort bei einem 40 % MPI-Anteil eine Variation des Einspritzbeginnwinkels durchgeführt. Die flugzeitkorrigierte Abhängigkeit des Partikelanzahlstromes in Bezug auf den SOI_{MPI} ist in Abbildung 6.38 dargestellt. Grundsätzlich ist der Verlauf des Partikelanzahlstroms

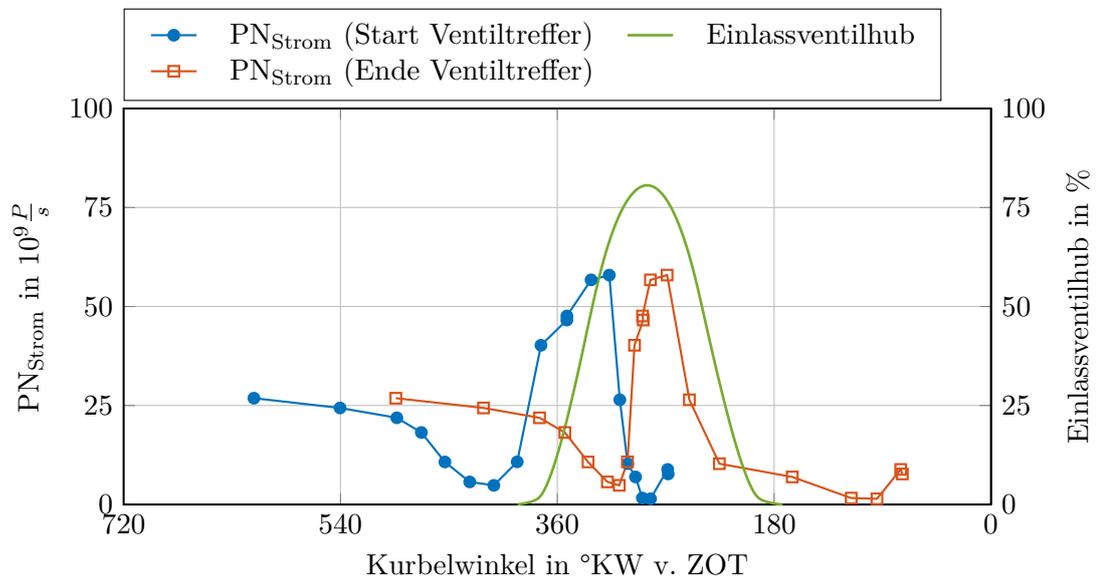


Abbildung 6.38: Partikelrohmissionen über einer SOI_{MPI} Variation im Betriebspunkt $n_{mot} = 3000 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 10$ bar und Schlechkraftstoff [5].

den Messungen mit ROZ95E10 sehr ähnlich. So ist ein Anstieg mit zunehmender vorgelagerten Einspritzung festzustellen. Allerdings zeigt sich auch ein zweiter signifikanter Anstieg hin zu einer saugsynchronen Einspritzung. Durchgeführte CFD Untersuchungen s. Abbildung 6.39 bestätigten das Ergebnis. Hierbei wurde der erste Wandkontakt der einzelnen Kraftstofftröpfchen registriert und aufsummiert. So gelangt bei einer saugsynchronen Einspritzung 44 % des über die Niederdruckeinspritzventile eingespritzten Kraftstoffes auf die Lauffläche bzw. die Zylinderwand. Dies wird vor allem dadurch erreicht, dass der Großteil der Kraftstoffmasse die Einlassventile bei maximalen Ventilhub passiert. Durch die im

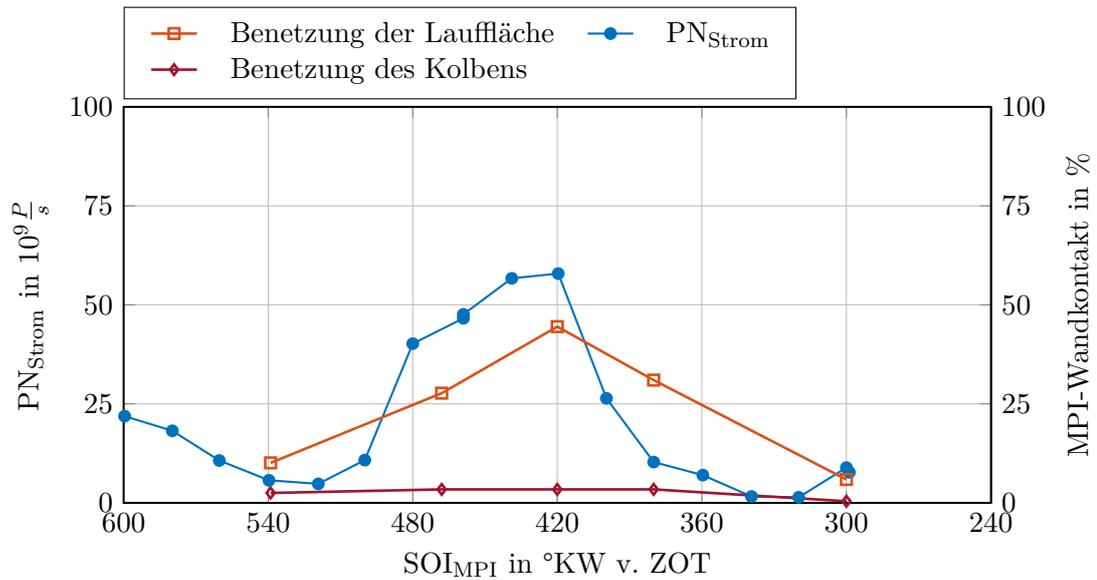


Abbildung 6.39: Korrelation zwischen dem simulierten Wandkontakt und gemessenen Partikelanzahlstrom bei $n_{\text{mot}} = 3000 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 10 \text{ bar}$ [5].

Kraftstoff enthaltenden höhersiedenden Komponenten, wirkt sich eine Bauteilbenetzung deutlich gravierender auf die Partikelemissionen aus. Im Zusammenhang, mit den durch die bei maximalen Ventilhub vergleichsweise schlechtere Gemischaufbereitung im Ventilsplatt kann der Partikelanstieg für diesen Fall begründet werden. Mit 3,4% zeigt die Oberfläche des Kolbens in der Simulation eine vergleichsweise geringe Kraftstoffbenetzung.

6.3.3 Weitere Einspritzstrategien der Dualeinspritzung

Aufgrund der positiven Auswirkungen durch die Emulsionseinspritzung, wie auch der Dualeinspritzung auf die Partikelrohmissionen, wurde das Einspritzsystem so konfiguriert, dass beide Einspritzkonzepte alleinstehend als auch gemeinsam angesteuert werden können. Nach Abbildung 4.5 in Kapitel 4 bedeutet dies, dass über die Niederdruckinjektoren ausschließlich Kraftstoff in das Saugrohr und mittels der Hochdruckinjektoren eine variable Kraftstoff-Wasser-Emulsion in den Brennraum eingespritzt wird. Dies hat zur Folge, dass bei einer konstanten Wasserrate, sich das Verhältnis zwischen Wasser und Kraftstoff im Hochdruckinjektor verschiebt, sobald der Massenanteil der Saugrohreinspritzung erhöht wird. Bezogen auf die gesamt eingespritzte Kraftstoffmasse behält die Berechnung der Wasserrate (aus Gleichung 3.5) weiterhin ihre Gültigkeit, für das Kraftstoff-Wasser-Verhältnis im Hochdruckeinspritzventil ist allerdings die Gleichung 6.6a zu verwenden. Für das tatsächliche Kraftstoffverhältnis zwischen Hochdruck- und Niederdruckeinspritzventil, wird die Berechnung der MPI-Rate mit Gleichung 6.6b um die Wassermasse erweitert.

$$\Omega_{W_a,HDEV} = \frac{m_{W_a}}{m_{Kst} - m_{Kst,ND}} \cdot 100 \% \quad (6.6a)$$

$$\text{mit:} \quad \Omega_{MPI} = \frac{m_{Kst,ND}}{m_{Kst} \left(1 + \frac{\Omega_{W_a}}{100}\right)} \cdot 100 \% \quad (6.6b)$$

In Abbildung 6.40 sind die Ergebnisse der Partikelanzahl- wie auch Partikelmassenreduktion bei Variation der Wasser- über der MPI-Rate aufgetragen. Die diagonal verlaufenden Iso-Linien geben dabei die entsprechende Reduktion in Prozent an, ausgehend von einem System, welches nur die Kraftstoff-Direkteinspritzung verwendet und somit eine MPI- und Wasserrate von 0 % repräsentiert. Die roten, horizontal verlaufenden, Iso-Linien repräsentieren in den Diagrammen das Lambda, welches für die Einhaltung der Bauteilschutzgrenze erforderlich ist. Im weiteren wurde bei der Versuchsdurchführung der Zündwinkel entsprechend zur Klopfgrenze verschoben. Der daraus resultierende 50 % Umsatzpunkt, wie auch der Einfluss auf den indizierten (Heizwert normierten) Kraftstoffverbrauch sind in Abbildung 6.41 dargestellt. Eine Optimierung der Einspritzwinkel (Hochdruck- und Niederdruckeinspritzventil), wie sie in den vorherigen Kapiteln vorgestellt wurde, wurde bei dieser Variation nicht durchgeführt. Stattdessen sind die Einspritzwinkel nach SOI bei der Hochdruck- und nach EOI bei der Niederdruckeinspritzung konstant festgehalten worden.

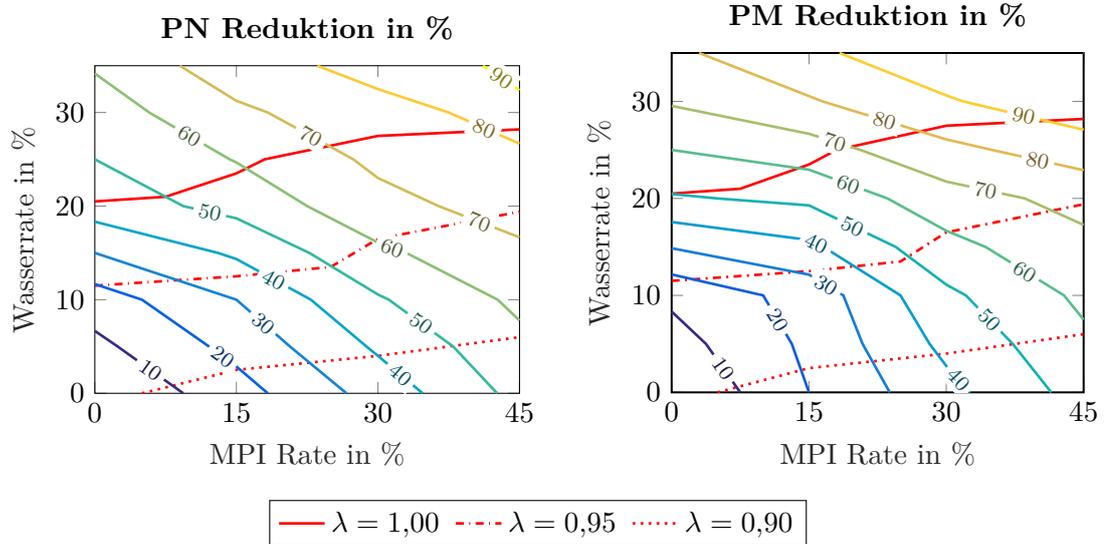


Abbildung 6.40: Partikelrohmissionen über einer DWI-MPI-Ratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$.

Bei der Betrachtung der Partikelergbnisse wird deutlich, dass die beiden Einspritzkonzepte mit der Dualeinspritzung auf der einen Seite und der Wassereinspritzung auf der anderen Seite nicht konkurrieren, sondern sich gegenseitig ergänzen. So wird bei diesem Versuch bei einer MPI-Rate von 45 % und einer Wasserrate von 35 % eine Reduktion von Partikelanzahl von 90 % erreicht. Bei der Partikelmasse ist die Reduktion um ein

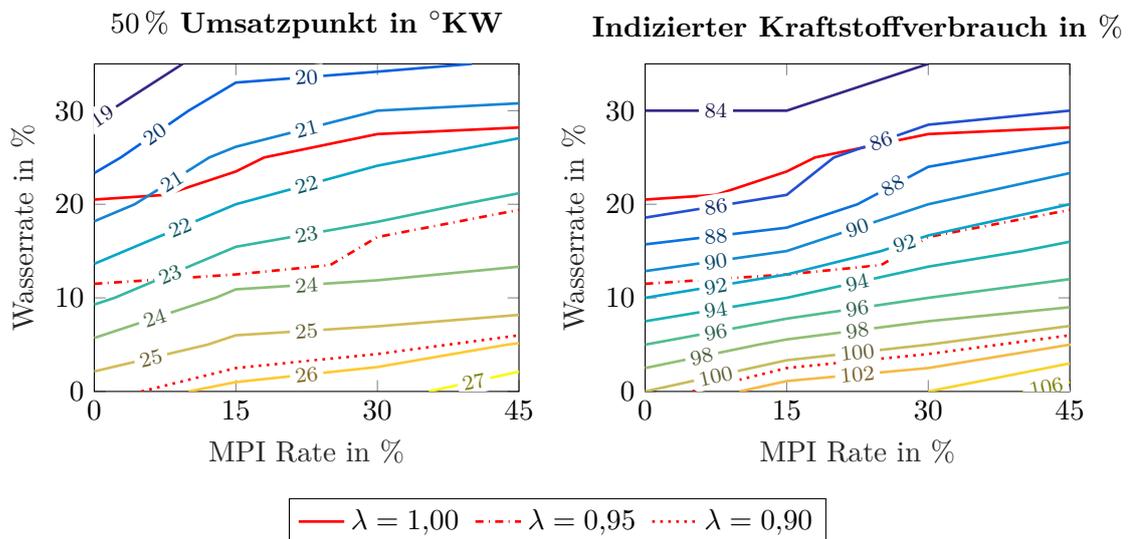


Abbildung 6.41: Partikelrohmissionen über einer DWI-MPI-Ratenvariation im Betriebspunkt $n_{\text{mot}} = 4500 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ und $p_{mi} = 24 \text{ bar}$.

paar Prozentpunkte höher, jedoch auf dem gleichen Niveau. Thermodynamisch bedingt ist bei dem Verlauf der Iso-Linien mit konstantem λ zu sehen, wie der Anfettungs- oder Wasserbedarf mit steigender MPI-Rate ansteigt. Allerdings kann durch die höhere Verdampfungsenthalpie des Wassers dies mit einer vergleichbar geringfügigen höheren Wasserrate kompensiert werden. Oberhalb der Iso-Linie mit $\lambda = 1$ findet keine weitere Abmagerung statt, es lässt sich jedoch auch hier sowohl für MPI als auch für Wasser eine Reduktion der Partikelemissionen nachweisen.

Die Highspeed-Brennraumendoskopie in Abbildung 6.42 bestätigt die gemessenen Werte der Partikelmesstechnik. Während, wie in den vorherigen Kapitel erläutert wurde, bei den höherlastigen Betriebspunkten für die Direkteinspritzung eine ausgeprägte Injektordiffusionsflamme entsteht, wird diese durch die Verwendung der Wasser- als aber auch durch die Niederdruckeinspritzung reduziert. Im Falle einer MPI-Rate von 45 % und einer Wasserrate von 35 %, kann die Injektordiffusionsflamme nahezu komplett vermieden werden. Als verbleibende Partikelquelle sind vereinzelte und sporadisch auftretende kleine Diffusionsflammen im Brennraum zu verzeichnen, welche auf eine nicht vollkommene Verdampfung von Kraftstofftröpfchen der Niederdruckeinspritzung hindeuten. Im Vergleich zu der Injektordiffusionsflamme, fallen diese hier nicht ins Gewicht.



(a) 0 % MPI-Rate, 0 % Wasser-Rate



(b) 45 % MPI-Rate, 35 % Wasser-Rate

Abbildung 6.42: Brennraumendoskopie bei $4500 \frac{U}{min}$ und $p_{mi} = 24$ bar zum Vergleich des Einflusses der MPI- und Wasser-Rate auf die Injektordiffusionsflamme.

Durch die anteilige Wasser- und Niederdruckeinspritzung verschiebt sich das Kraftstoff zu Wasser Verhältnis im Hochdruckeinspritzventil zu höheren Wasserraten. Dies sorgt dafür, dass gegenüber einer reinen Niederdruckeinspritzung noch weniger Kraftstoff über das Hochdruckeinspritzventil eingespritzt wird. Folglich reduziert sich dadurch auch der kraftstoffanteilige Wandfilm der sich auf der Injektorkuppe bilden kann. Dies ist auch der Fall,

wenn durch eine Kompensation der Wasserrate gleiche Schwerpunktlagen bzw. Kraftstoffverbräuche angestrebt werden und die Abgastemperatur konstant bleibt. Im Beispiel wird bei einer MPI-Rate von 0 % Lambda $\lambda = 1$ bei einer Wasserrate von knapp 21 % erreicht. Bei einer MPI-Rate von 45 % ist dagegen eine Wasserrate von rund 28 % notwendig. Die um den Faktor 6,4 (tabellierter Wert) höhere massenbezogene Verdampfungsenthalpie von Wasser gegenüber Benzin, kompensiert dabei zum Teil den fehlenden Innenkühlungseffekt von Benzin. Wegen der höheren Verdampfungsenthalpie von Wasser ist für diesen Anwendungsfall von einer Wassereinspritzung außerhalb des Brennraumes abzusehen.

7 Untersuchungen im transienten Motorbetrieb

7.1 Herausforderungen im transienten Motorbetrieb

Neben stationären Partikeluntersuchungen ist es unerlässlich auch eine Bewertung des Motoraggregates im transienten Betrieb durchzuführen. Durch eine mehr oder weniger starke dynamische Änderung von Last und / oder Motordrehzahl und somit eine Änderung des Betriebspunktes entstehen neue Herausforderungen [149]. So verändern sich innerhalb kürzester Zeit die benötigten Einspritzmassen und auch die Zeit, in welcher der Kraftstoff für die anschließende Verbrennung aufbereitet werden muss. Zum anderen führt dies unmittelbar auch zu einem transienten An- und Abstieg der Temperaturen der verschiedenen Brennraumoberflächen. Kleine Veränderungen im Fahrverhalten, sei es zum Beispiel bei der Wahl des Schaltzeitpunktes oder in der Beschleunigung durch unterschiedliche Gaspedalstellungen, können in der Folge zu stark abweichenden Partikelemissionen führen und dadurch zu einer zusätzlichen Herausforderung in der Interpretation der Partikelquellen. So ist beispielhaft in Abbildung 7.1 der Partikelanzahlstrom zum einen für zwei unterschiedliche Motordrehzahlen und zum anderen für zwei unterschiedlich starke Beschleunigungsvorgänge aufgetragen. Das Start- und das Zieldrehmoment ist bei allen Kurven dagegen das gleiche. In diesem vereinfachten Beispiel ist festzustellen, dass der Partikelstrom durch eine erhöhte Motorausgangsdrehzahl (rote Kurve) wesentlich schneller und höher ansteigt. Dagegen kann durch eine Reduzierung des Gaspedalgradienten (grüne Kurve) der Partikelstrom reduziert werden. Es ist also festzuhalten, dass der Partikelstrom durch das Dynamikverhalten, welches die Drehzahl- und Lastveränderung in einem bestimmten Zeitbereich beschreibt, stark beeinflusst werden kann.

Für die Analyse von Partikelquellen, aber auch für die Entwicklung von Einspritzstrategien ist es folglich notwendig auf synthetisch erzeugte Fahrmanöver zurückzugreifen und diese wiederholt am Motorprüfstand zu fahren. Dies stellt zum einen ein gleichbleibendes Dynamikverhalten aber auch eine Sicherheit in der Streuung der Ergebnisse sicher. Um weitestgehend Quereinflüsse zu reduzieren, wurde bei den Versuchen auf Last- und

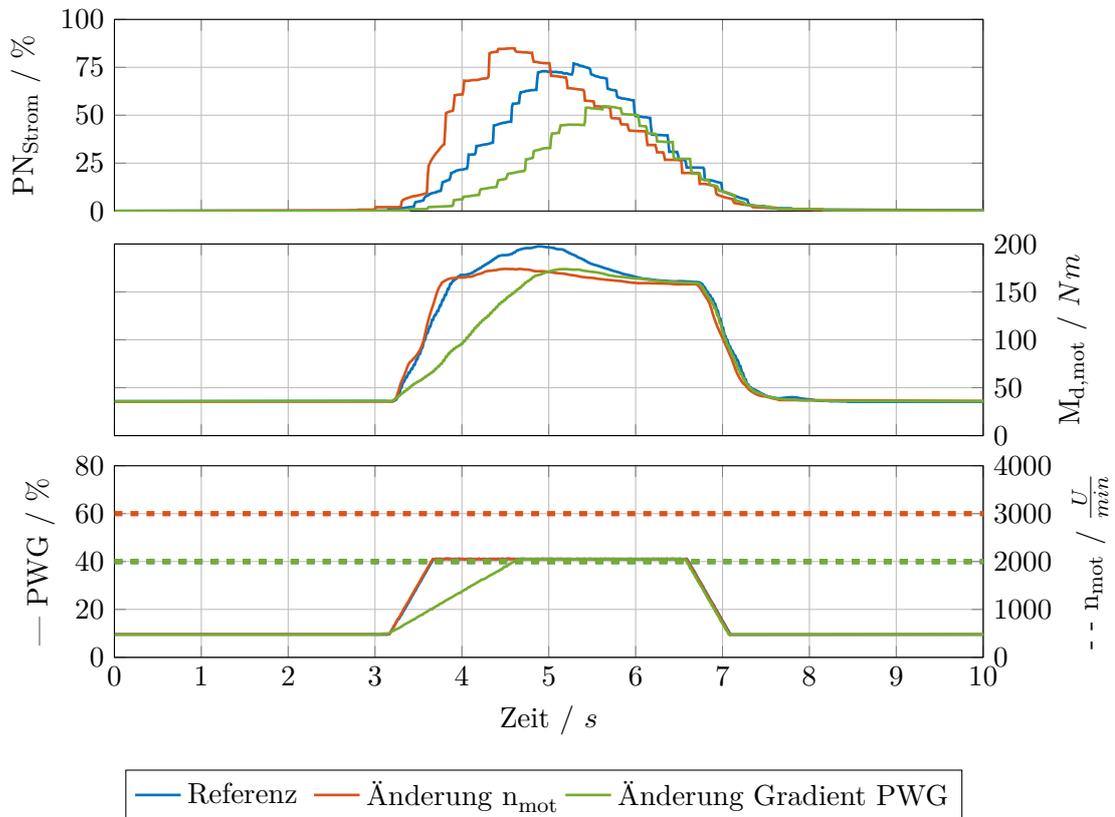


Abbildung 7.1: Einfluss des Dynamikverhaltens auf die Partikelrohmissionen.

Drehzahlrampen zurückgegriffen. Da ein Großteil der Partikelrohmissionen aus Kraftstoffwandfilmen generiert wird, spielt die Motorkühlmitteltemperatur eine entscheidende Rolle, weswegen hier in der weiteren Analyse zu unterscheiden ist. Im Detail führen transiente Fahrmanöver kurz nach Motorstart, also bei kalten Kühlmittel- und Bauteiltemperaturen, zu einem stark abweichenden Ergebnis in den Partikelrohmissionen. Entsprechend ist es notwendig, dies bei der Wahl der Einspritzstrategie zu berücksichtigen.

Der Einfluss der Kühlmitteltemperatur ist in Abbildung 7.2 dargestellt. Bei diesem Versuch wurde am Motorprüfstand eine Fahrzeugrollenmessung simuliert. Der Versuch sah nach Motorstart (Sekunde 1) einen Beschleunigungsvorgang bis zur maximalen Motordrehzahl vor. Der Motor wurde dabei im Vorfeld durch einen extern betriebenen Kühlkreislauf auf die im Versuchsprogramm vorgesehene Temperatur konditioniert. Hintergrund bei diesen Kaltstartmessungen ist, dass im stationären Kaltbetrieb die Kolbenoberfläche eine höhere Temperatur als die restlichen Bauteile (Zylinderwand / Zylinderkopf) des Motors aufweist. Im Falle einer Beschleunigung würden dementsprechend die Partikelemissionen, welche durch Kolbenbenetzung entstehen, geringer ausfallen, da Teile des Kraftstoffes von

der Kolbenoberfläche wieder abdampfen können. Anhand des Verlaufes des Partikelstroms ist deutlich ein Einfluss der Motortemperatur zu sehen. So steigen die Emissionen ausgehend von einer Referenzkühlmitteltemperatur von $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ um 66% an. Dagegen reduzieren sich die Partikelemissionen um über 85% wenn der Motor mit einer Kühlmiteltemperatur von $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ gestartet wird.

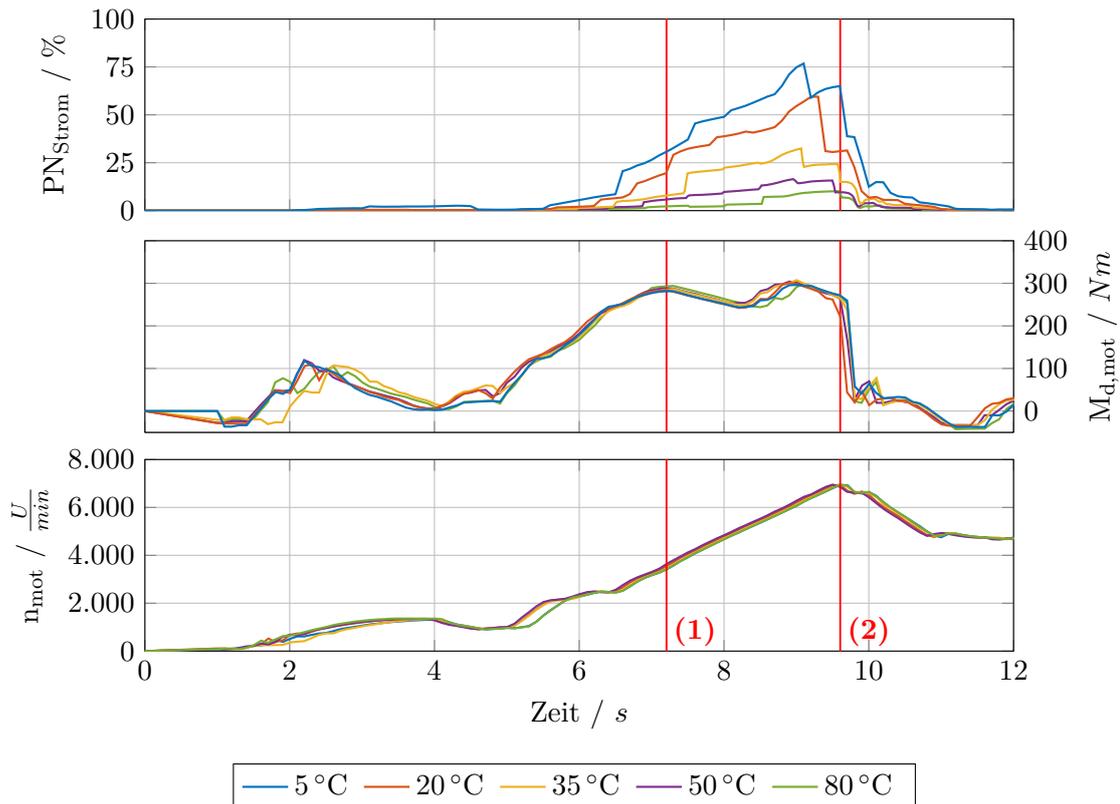


Abbildung 7.2: Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf die Partikelrohmissionen (kurz nach Motorstart).

Die optische Brennraumanalyse während dieser Beschleunigung zeigt, welchen gravierenden Einfluss die Kühlmitteltemperatur (hier: T_{mot}) auf die Diffusionsflammen besitzt. So wurde für $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ unterschiedliche Zeitpunkte während des Beschleunigungsvorganges analysiert. In Abbildung 7.3 sind beispielhaft zwei Zeitpunkte, im genaueren beim erstmaligen Erreichen des maximalen Drehmomentes (1) und bei maximaler Motordrehzahl (2), dargestellt. Die Kombination von einem hohem Motormoment und hoher Motordrehzahl führen im Stationären zu hohen Partikelströmen. Dieses Verhalten zeigt sich auch im transienten Motorbetrieb, wobei neben der Injektordiffusionsflamme weitaus größere Partikelquellen hinzukommen. So dominiert vor allem bei einer Kühlmiteltem-

peratur von 20°C (links) die durch den Kolben induzierte Diffusionsflamme. Bei einer Motorstarttemperatur von 80°C spielt der Kolben eine untergeordnete Rolle. Es verbleiben die Diffusionsflammen am Injektor, wie am Zylinderkopf im Bereich der Einlassventile. Letzterer erwärmt sich durch das umgebende Kühlmittel deutlich langsamer als der Kolben.

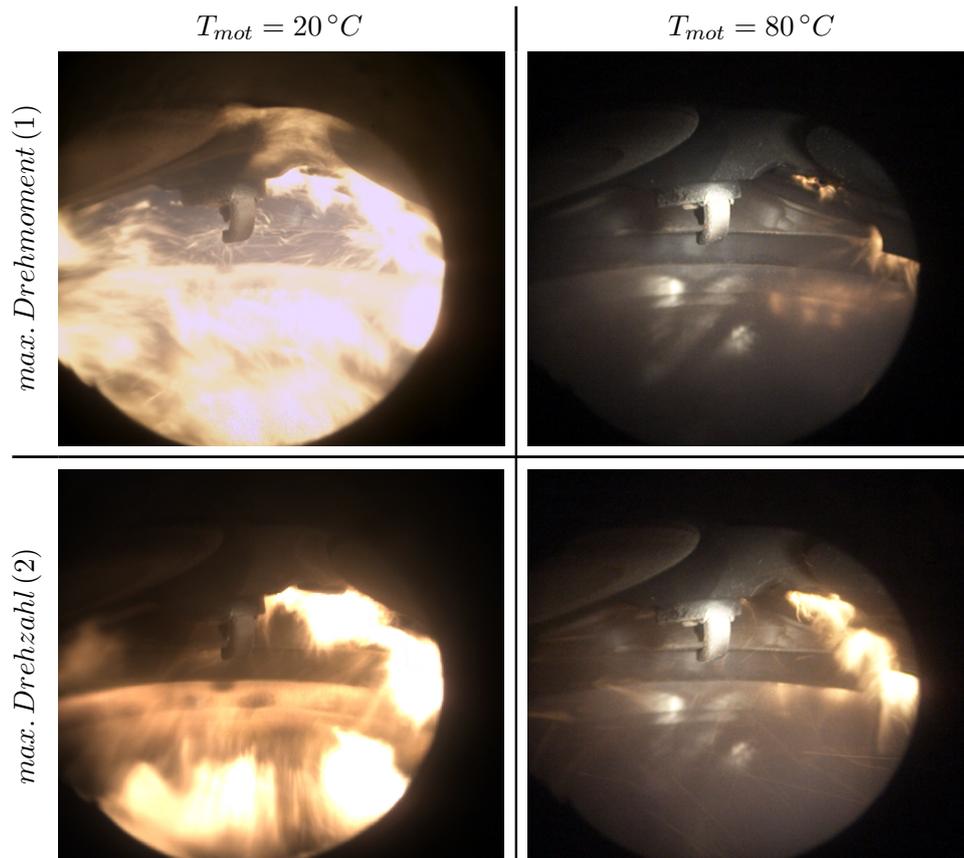


Abbildung 7.3: Partikelquellenanalyse bei zwei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen (kurz nach Motorstart).

Neben der Drehzahl- und Motorlastabhängigkeit besitzt die Kühlmitteltemperatur den größten Einfluss auf die Partikelrohmissionen. Für die Analyse der Partikelquellen und der daraus abgeleiteten Einspritzstrategie, muss folglich hier eine Differenzierung vorgenommen werden.

7.2 Warmer Motorbetrieb

In diesem Kapitel sollen die Einspritzstrategien bestehend aus einer einfach Direkt-, einer zweifach Direkt-, und einer Dualeinspritzung im warmen Motorbetrieb miteinander verglichen werden. Wie im vorherigen Kapitel gezeigt wurde, liegt das Ziel einer Einspritzstrategie im transienten Motorbetrieb darin, Wandfilme auf kühlen Brennraumoberflächen weitestgehend zu vermeiden. Auf der anderen Seite darf die Gemischbildung, wie auch die zu Verfügung stehende Zeit zur Verdampfung, nicht außer Acht gelassen werden. Die Wassereinspritzung wird in diesem Kapitel nicht untersucht, da aufgrund der thermischen Trägheit von Abgasturbolader und Katalysator eine Kraftstoffanfettung im dynamischen Betrieb nicht notwendig ist.

Da keine allgemeingültige Einspritzstrategie für das komplette Motorkennfeld zugrunde gelegt werden kann, werden im Kapitel 7.2.1 zuerst Lastsprünge bei konstanten Drehzahlen mit verschiedenen Gaspedalstellungen (PWG) dargestellt. Durch eine umfangreiche Rasterung konnte aus den gewonnen Ergebnissen der Partikelmesstechnik, wie aber auch aus der Brennraumendoskopie, eine gesamtheitliche Betriebsstrategie für die Dualeinspritzung entwickelt werden. Mit dieser Strategie wurde im Kapitel 7.2.2 eine hochdynamische Fahrzeugbeschleunigung am Motorprüfstand nachsimuliert, um die beiden Gemischbildner, bestehend aus der inneren und äußeren Gemischbildung, gegenüberzustellen.

7.2.1 Drehzahlkonstante Lastrampen

Um den transienten Motorbetrieb möglichst breit abzusichern, wurden Lastsprünge auf verschiedene Ziellasten bei jeweils unterschiedlichen Motordrehzahlen durchgeführt. In den jeweiligen Lastsprüngen wurde anschließend die Einspritzstrategie variiert. Das Messprogramm ist zur Übersichtlichkeit in Abbildung 7.4 dargestellt. Im einzelnen fand dabei eine Variation des Einspritzzeitpunktes bei der Einfach- und Zweifacheinspritzung statt. Bei der Dualeinspritzung wurde neben der Einspritzrate auch noch zwischen einer saugsynchronen und einer vorgelagerten Einspritzung unterschieden. Der Einspritzzeitpunkt der Direkteinspritzung wurde bei den Untersuchungen zur äußeren Gemischbildung auf ein SOI von 320 °KW festgelegt, um das Messprogramm an dieser Stelle einzuschränken. Dies stellt zwar nicht das absolute Optimum hinsichtlich Partikelemissionen dar, ermöglicht aber den Vergleich zwischen den beiden Gemischbildungsverfahren. Zur Verringerung der Messunsicherheit bei den Partikelemissionen werden je Variationspunkt vier aufeinanderfolgende Lastrampen gefahren und im zeitlichen Verlauf gemittelt. Eine Pausenzeit von 90 s zwischen den Lastrampen stellte eine gleichbleibende Konditionierung des Versuchsträgers sicher.

Aufgrund der Fülle an Messergebnissen wird im Weiteren nun ein Lastrampensprung ex-

empiarisch hinsichtlich der Partikelquellen im Brennraum dargestellt. Dabei handelt es sich um die Lastrampe bei $1500 \frac{U}{min}$ und 10 – 80 % PWG. Eine gesammelte Auswertung der Partikelrohmissionen in Bezug auf den Vergleich zwischen Einspritzstrategien (bei konst. Einspritzbeginn) wird zum Ende des Kapitels in einer entsprechenden Matrix gezeigt.

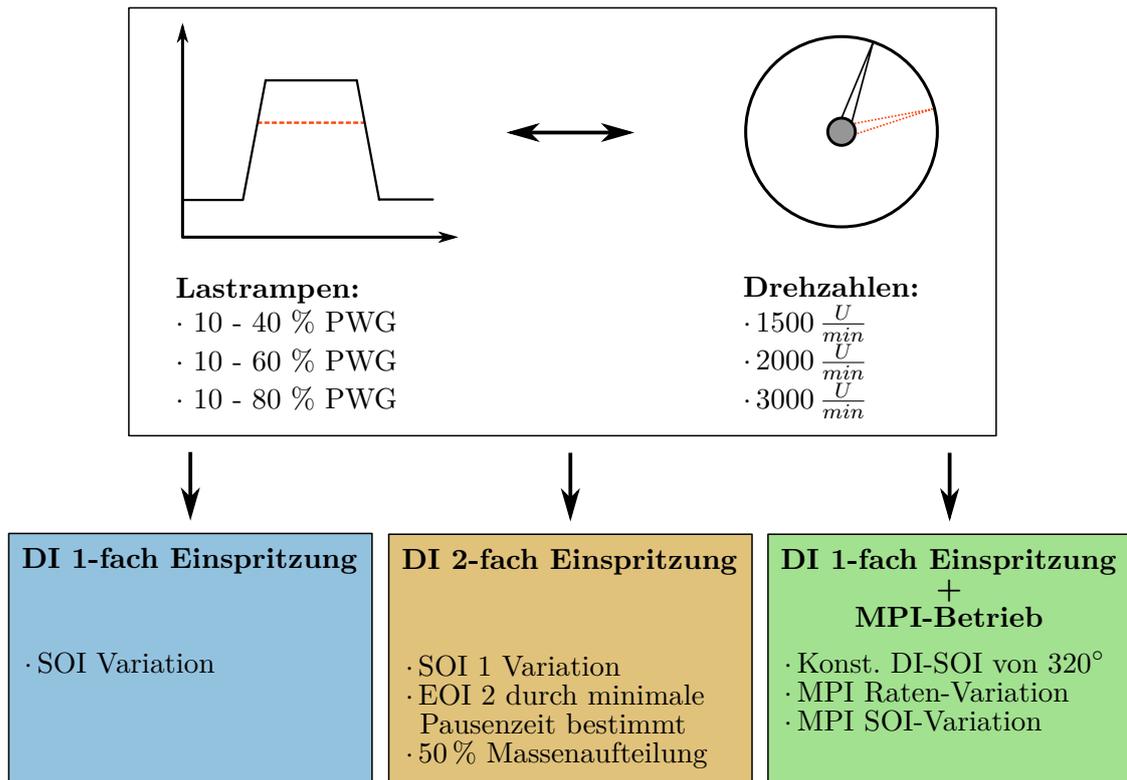


Abbildung 7.4: Messprogramm der transienten Partikelquellenuntersuchungen [13].

Variation Einspritzbeginn:

Abbildung 7.5 zeigt das Ergebnis einer Variation des Einspritzbeginns (SOI) der Direkt einspritzung. In den ersten beiden Diagrammen ist zur Vollständigkeit der Fahrpedalwert und das Motordrehmoment abgebildet. Weiteres folgt durch die Trägheit des Turboladers nicht unmittelbar dem Verlauf des PWG. Die bereits über die vier gefahrenen Lastrampen pro Variationspunkt gemittelten Partikelstromverläufe der einzelnen SOI's sind im dritten Graph dargestellt. Die Partikelströme weisen grundsätzlich sehr ähnliche Verläufe auf. Diese steigen mit zunehmender Last an und besitzen ihr Maximum beim Erreichen des Solldrehmomentes. Der Einfluss des Einspritzbeginns wird bei der Betrachtung des zeitlichen Verlaufes, aber auch im vierten Diagramm anhand der kumulierten Partikel-

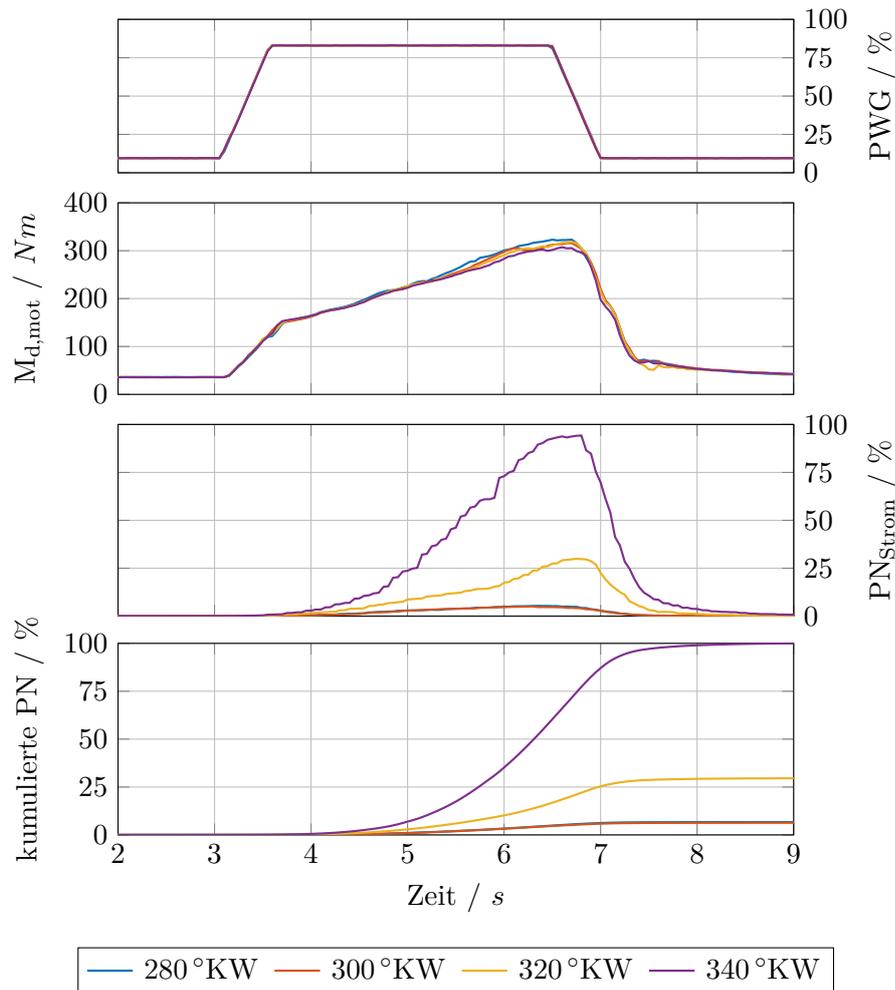


Abbildung 7.5: Ergebnis einer SOI-Variation bei einer Lastrampe von $1500 \frac{U}{min}$ und 10 – 80% PWG.

anzahlemissionen sehr deutlich. Die Verschiebung des Einspritzbeginns in Richtung früh, also von 280°KW in Richtung 340°KW , führt zu einem deutlichen Anstieg der Emissionen. Da der Kolben im Vergleich zum stationären Betrieb eine vergleichsweise geringe Temperatur aufweist und das Kraftstoffspray direkt dessen Oberfläche benetzt, kann der Wandfilm nicht vollständig abdampfen und verbrennt beim Erreichen der Flammenfront diffusiv. Bei einem Einspritzbeginn von 280°KW und 300°KW wurden annähernd gleiche Partikelanzahlwerte erreicht, was die Vermutung nahelegt, dass der Kolben sich bereits soweit in der Abwärtsbewegung befindet, dass die Einspritzstrahlen dessen Oberfläche nicht mehr direkt treffen. Unverdampfter Kraftstoff könnte somit nur noch durch die Ladungsbewegung auf die Oberfläche getragen werden.

Abbildung 7.6 zeigt für die Einspritzzeitpunkte 280°KW und 320°KW die entsprechenden Brennraumaufnahmen zum Zeitpunkt der maximalen Partikelanzahlemissionen kurz nachdem die Hauptverbrennung erfolgt ist. Es ist deutlich zu erkennen, wie bei einem Einspritzbeginn von 320°KW großflächige Diffusionsflammen oberhalb der Kolbenoberfläche auf der Ein- (rechte Bildhälfte) wie auch auf der Auslassseite (linke Bildhälfte) zu sehen sind. Da die Diffusionsflammen lokal, auch von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel, beschränkt sind, wird die oben getroffene Annahme einer direkten Kolbenbenetzung bestätigt. Entsprechend sind bei einem Einspritzbeginn von 280°KW keine Diffusionsflammen auf dem Kolben zu erkennen. Dagegen ist aber eine vergleichsweise kleinere Partikelquelle an der Zylinderwand unterhalb der Einlassventile zu erkennen.

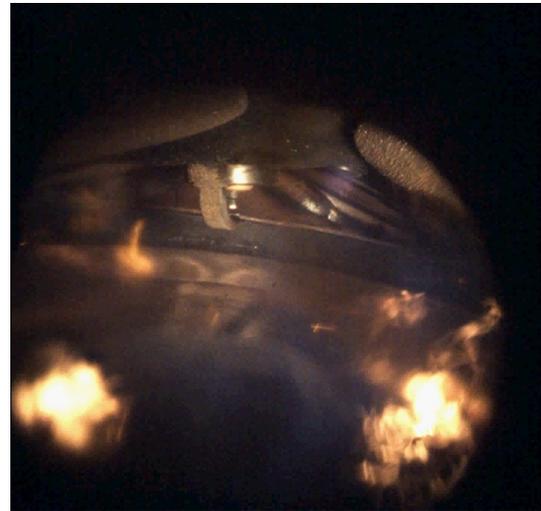
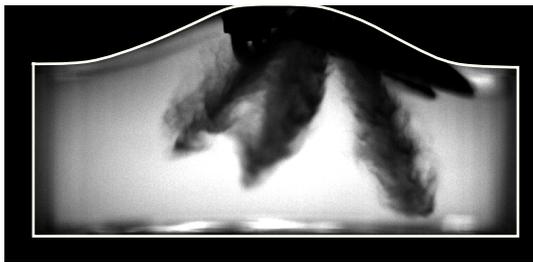
(a) SOI = 280°KW (b) SOI = 320°KW

Abbildung 7.6: Partikelquellenanalyse für zwei verschiedene Einspritzzeitpunkte im transienten Motorbetrieb.

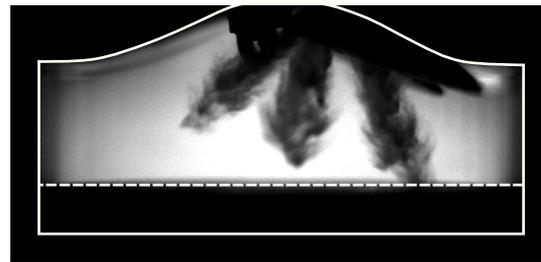
Mittels des Durchlichtverfahrens lässt sich am optischen 1-Zylinder die Kolbenbenetzung für verschiedene Einspritzwinkel gut visualisieren. So ist in Abbildung 7.7 links oben ein SOI von 280°KW und rechts oben ein SOI von 320°KW bei einer Drehzahl $1500 \frac{\text{U}}{\text{min}}$ dargestellt. Während bei dem späten Einspritzbeginn der Kolben bereits aus dem Sichtfeld (durchgezogene weiße Linie) verschwunden ist und somit keine nachweisliche Spray-Kolben-Interaktion stattfindet, wird bei dem frühen Einspritzbeginn der Kolben (gestrichelte Linie) wenige $^\circ\text{KW}$ nach dem Einspritzbeginn getroffen. Durch die leicht dezentrale Lage des Injektors (im Bild rechts oben), treffen zwangsläufig die beiden Einlassstrahlen zuerst den Kolben, während die vier restlichen Strahlen ungefähr 4° später die Kolbenoberfläche erreichen. Die Geschwindigkeit der Einspritzstrahlen ist für die untersuchten

saugmotorischen Betriebspunkte (Lastbegrenzung des optischen Aggregats) weitestgehend konstant.

Neben dem Einspritzzeitpunkt besitzt natürlich die Motordrehzahl, welche zeitlich gesehen die Kolbengeschwindigkeit widerspiegelt, auch einen Einfluss auf die Kolbenbenetzung. Durch eine Verdoppelung der Motordrehzahl, wird der Kolben bei einem Einspritzbeginn von 320 °KW erst bei ca. 309 °KW getroffen (s. Abbildung 7.7 rechts unten).



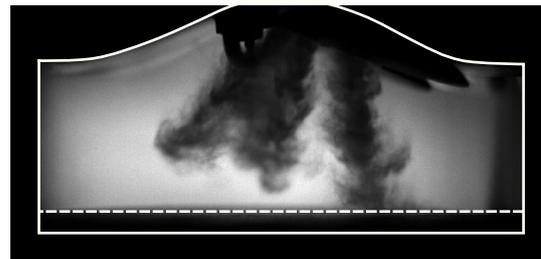
(a) SOI = 280 °KW bei 1500 $\frac{U}{min}$ (Aufnahme bei 276,5 °KW)



(b) SOI = 320 °KW bei 1500 $\frac{U}{min}$ (Aufnahme bei 317,2 °KW)



(c) SOI = 280 °KW bei 3000 $\frac{U}{min}$ (Aufnahme bei 272,1 °KW)



(d) SOI = 320 °KW bei 3000 $\frac{U}{min}$ (Aufnahme bei 309,4 °KW)

Abbildung 7.7: Auswirkung des Einspritzbeginns bezüglich Kolbenbenetzung bei 1500 $\frac{U}{min}$ und 3000 $\frac{U}{min}$.

Durch eine Auswertung von Sprayaufnahmen am optischen 1-Zylinder, wie auch Messungen der Eindringtiefe in der Einspritzkammer, lässt sich für das verwendete Injektormuster eine Funktion ermitteln, mit welcher sich auf vereinfachter parametrischer Basis die Einspritzzeitpunkte in Abhängigkeit von der Motordrehzahl, der Einspritzdauer und dem Abstand zwischen Injektor und OT berechnen lassen, mit denen eine direkte Kolbenbenetzung vermieden werden kann. Als weitere Einflussfaktoren für das Maß der Kolbenbenetzung ist auch der Einspritzdruck, das Spraytargeting und der Injektordurchfluss zu nennen, welche aber an dieser Stelle konstant gehalten werden. Durch eine Adaption des Eindringtiefeverlaufes, können diese Parameter entsprechend berücksichtigt werden. Eine gesamtheitliche Bewertung der Partikelemissionen am Motorprüfstand ersetzt diese theoretische Betrachtung.

tung jedoch nicht, da die Emissionen aus einer unzureichenden Gemischbildung bzw. aus Ladungsbewegungseffekten nicht abgebildet werden können. Allerdings lässt diese Betrachtung eine erste Abschätzung des Einspritzwinkels zu und verkürzt somit den ansonsten benötigten Versuchszeitraum.

$$\int_p^q (g(x) - f(x)) dx \quad (7.1)$$

Kolbenweg (allgemein):

$$f(x) = r \left(1 - \cos \left(\frac{\pi x}{180} \right) + \frac{\lambda_{P1} (1 - \cos \left(\frac{\pi x}{90} \right))}{4} \right) \quad (7.2a)$$

$$F(x) = - \frac{r (90 \lambda_{P1} \sin \left(\frac{\pi x}{90} \right) + 720 \sin \left(\frac{\pi x}{180} \right) - \pi (\lambda_{P1} + 4) x)}{4\pi} \quad (7.2b)$$

Eindringtiefenverlauf (allgemein):

$$g(x) = \frac{a_1 10^6 (x + SOI - 360)^2}{n_{mot}^2} + \frac{a_2 10^3 (x + SOI - 360)}{n_{mot}} + a_3 - d \quad (7.3a)$$

$$G(x) = \frac{a_1 10^6 (x + SOI - 360)^3}{3n_{mot}^2} + \frac{500 a_2 x^2}{n_{mot}} + \left(\frac{a_2 10^3 (SOI - 360)}{n_{mot}} + a_3 - d \right) x \quad (7.3b)$$

Die Gleichung 7.1 stellt dabei das Differenzintegral zwischen Kolbenweg und dem Eindringtiefenverlauf dar (Größendefinition s. Tabelle 7.1). Solange dieses ≤ 0 ist, kann ein direkter Kolbentreffer ausgeschlossen werden. Aufgrund der eingeschränkten optischen Zugänglichkeit in der Einspritzkammer, ist diese Aussage für Eindringtiefen $\leq 90 \text{ mm}$ gültig. Die entsprechende Funktion und Stammfunktion des Kolbenweges ist in Gleichung 7.2a bzw. Gleichung 7.2b dargestellt. Die Variable r repräsentiert dabei den Kurbelradius, λ_{P1} gibt das Pleuelstangenverhältnis an. Die Gleichung 7.3a (abgebildet durch eine polynomi-sche Funktion 2. Grades) bzw. die Stammfunktion 7.3b spiegeln den Eindringtiefenverlauf wieder. Abhängig von der Motordrehzahl n_{mot} , dem Einspritzbeginn SOI und dem Abstand der Injektorspitze zum oberen Totpunkt d wird über die Konstanten a_1 , a_2 und a_3 der Verlauf der Eindringtiefe modelliert. Mit der unteren Grenze p des Integrals (bestehend aus dem Schnittpunkt der Funktion $f(x)$ und $g(x)$) und der oberen Grenze q (bestehend aus der Addition des SOI und der in °KW entsprechenden Einspritzdauer), kann abschließend die Gleichung gelöst werden. Ein exemplarisches Ergebnis für die oben vorgestellten Betriebspunkte von $1500 \frac{U}{min}$ und einem SOI von 280 °KW bzw. SOI von

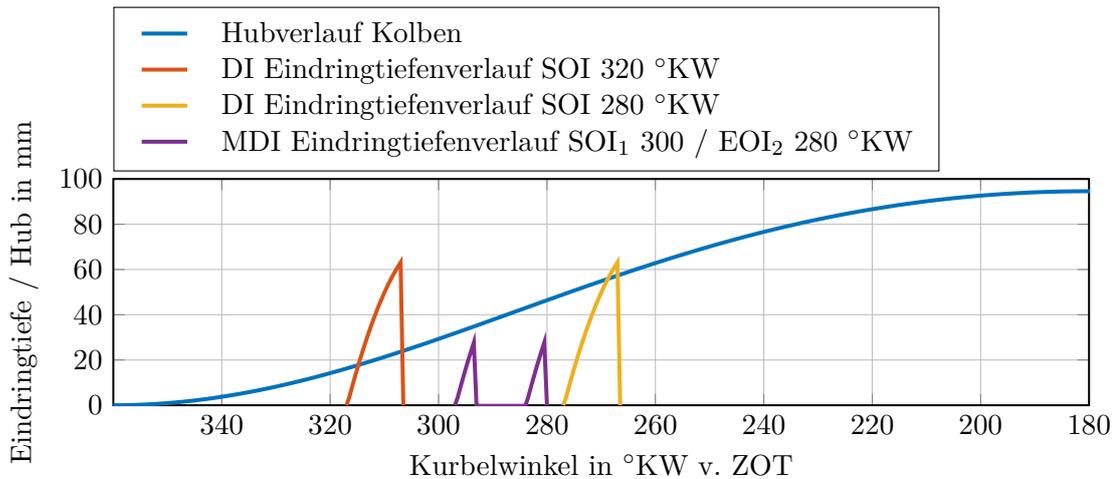


Abbildung 7.8: Visualisierte Überdeckung der Einspritzstrahlen gegenüber dem Kolben.

320 °KW ist Abbildung 7.8 zu entnehmen, welche die Parameter aus Tabelle 7.1 enthält. Zur Vollständigkeit sei hierzu noch erwähnt, dass das Flächenintegral keine Aussage über die tatsächliche Kraftstoffmenge auf dem Kolben zulässt. Durch die komplexen innermotorischen Vorgänge der Ladungsbewegung, aber auch durch ein weiteres Eindringen der Kraftstofftröpfchen (geschuldet dem hohen Impuls selbst nach Einspritzende), stellt die Funktion in Gleichung 7.1 eine erste Näherung dar.

Variable	Wert	Einheit
n_{mot}	1500	U/min
SOI	320 / 280	°KW v. ZOT
t_i	1,5	ms
r	47,3	mm
λ_{P1}	0,32	-
d_{IK}	13,1	mm
a_1	-0,6396	-
a_2	16,487	-
a_3	-18,637	-

Tabelle 7.1: Verstellparameter zur Berechnung der Überdeckung der Einspritzstrahlen gegenüber dem Kolben.

Variation Einspritzstrategie:

Nachdem die Variation des Einspritzzeitpunktes deutlich gezeigt hat, dass im transienten Motorbetrieb die Kolbenbenetzung eine maßgebliche Partikelquelle ist, gilt es zu bewerten, in wie weit diese durch eine entsprechend günstige Einspritzstrategie vermieden werden kann. Späte Einspritzwinkel in der Kombination mit zu hohen Motorlasten führen zwangsläufig zu geringen Gemischaufbereitungszeiten. Eine Alternative zur Einfach-Direkteinspritzung stellt die Zwei- oder Mehrfach-Einspritzung (MDI) dar. Durch eine Massenaufteilung in mehrere kurze Einspritzungen, kann effektiv die Eindringtiefe reduziert und damit der Einspritzbeginn der ersten Einspritzung wieder in Richtung früh verschoben werden, siehe dazu Abbildung 7.8. Mit steigender Motordrehzahl führt dies jedoch unter Einhaltung von Mindestpausenzeiten zwischen den Einspritzungen zu einem späten Einspritzende und somit zu kurzen Gemischaufbereitungszeiten. Die Mehrfacheinspritzung stellt somit nur bei kleineren bis mittleren Drehzahlen eine Alternative zur Einfacheinspritzung dar. Alternativ können über das ganze Drehzahlband durch eine anteilige äußere Gemischbildung die Direkteinspritzung entlastet und somit späte Einspritzbeginnwinkel realisiert werden.

In Abbildung 7.9 sind analog zur Variation des Einspritzwinkel die Partikelergbnisse für eine Variation der Einspritzstrategie für einen konstanten Einspritzbeginnwinkel der ersten Einspritzung dargestellt. Die Massenanteile bei der Mehrfacheinspritzung wurden dabei in zwei gleiche Anteile aufgeteilt, wobei die Pausenzeit zwischen Einspritzungen 1,5 ms betragen hat. Beim Verlauf der Partikelanzahlemissionen ist deutlich zu erkennen, wie diese bei der Mehrfacheinspritzung, wie aber auch bei der Dualeinspritzung deutlich geringer gegenüber der Direkt-Einfach-Einspritzung ausfallen. Vor allem bei einem höheren Drehmoment, bei welchem die Einspritzzeiten ansteigen, kann durch eine Aufteilung der Einspritzmasse in eine zweite Einspritzung bzw. in die Niederdruckeinspritzung effektiv die Partikelrohmissionen reduziert werden. Das größte Reduktionspotential von ca. 74 % gegenüber der Direkt-Einfach-Einspritzung ergibt sich hier mit der Niederdruckeinspritzung. Gegenüber der Zweifacheinspritzung wird bei der hier dargestellten MPI-Rate von 75 % nicht nur der Kraftstoffauftrag auf den Kolben vermieden, sondern auch das späte Einspritzende der zweiten Einspritzung (hier bei $EOI_2 = 175^\circ KW$) verhindert. In dem Einspritzfenster der Niederdruckeinspritzung von $480^\circ KW$ bis $245^\circ KW$ v. ZOT kann ein Teil des Kraftstoffes bereits im Einlasskanal verdampfen, welches in Bezug auf die Oberflächenbenetzung und die Gemischbildung positiv wirkt.

Bei der Auswertung der endoskopischen High-Speed Untersuchungen (s. Abbildung 7.10) lässt sich eine gute Korrelation zwischen der Ausprägung der Diffusionsflammen und der

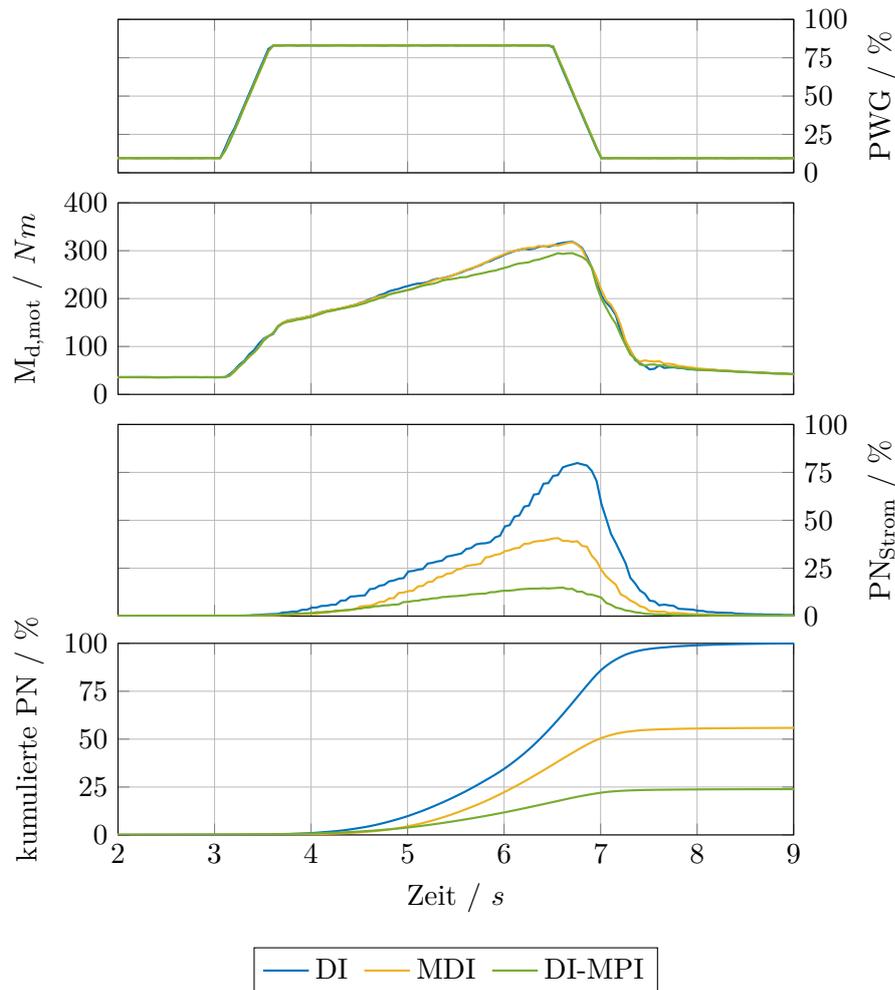


Abbildung 7.9: Variation der Einspritzstrategie bei gleichbleibendem DI-SOI in einer Lastrampe von $1500 \frac{U}{min}$ und 10 – 80% PWG.

Partikelmesstechnik feststellen. So sind bei der Direkteinspritzung über den Kolben verteilt mehrere Diffusionsflammen zu sehen. Da diese von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel lokal die gleichen Entstehungsorte aufweisen, wird vermutet, dass es sich dabei um die Auftreffpunkte der jeweiligen Einspritzkeulen handelt. Aufgrund der großflächigen Ausbreitung des Sprays, erscheinen die Diffusionsflammen nicht separat sondern vereinen sich zu einer großflächigen Flamme.

Bei der Mehrfacheinspritzung ist gegenüber der Einfacheinspritzung ein deutlicher Rückgang der Diffusionsflammen zu verzeichnen. Dadurch, dass 50% der Kraftstoffmasse zu einem späteren Zeitpunkt eingespritzt werden, kann die Kolbenbenetzung bei gleichbleibenden SOI_1 deutlich reduziert werden. Anstelle des Kolbens, ist bei diesem Einspritztiming jedoch eine Flamme im Bereich der Einlassventile festzustellen. Während das Einspritzen-

de bei der Einfach einspritzung zum maximalen Drehmoment bei 280 °KW lag, liegt dieses bei der Mehrfacheinspritzung bei 175 °KW. Es ist nicht auszuschließen, dass während des Schließvorganges der Einlassventile sich noch Kraftstoff auf diesen bzw. im Ventilspalt anlagert und nach Erreichen der Flammenfront diffusiv verbrennt. Im Gesamten fällt das Ergebnis jedoch besser aus als bei der Einfach einspritzung.

Mit der Dualeinspritzung ist mit Abstand das beste Ergebnis bei der Auswertung der Brennraumendoskopie erreicht worden. Während bei der inneren Gemischbildung die Diffusionsflammen ausgehend durch Kraftstoff benetzte Brennraumoberflächen entstehen, ist dies bei der anteiligen Niederdruckeinspritzung nicht der Fall. Bei den durchgeführten Messungen konnten ausschließlich kleinere Diffusionsflammen beobachtet werden, welche gleichmäßig im Brennraum verteilt waren. Diese Diffusionsflammen, welche im Weiteren als Funkenflug bezeichnet werden, sind die Folge einer schlechteren Gemischaufbereitung der Saugrohreinspritzung gegenüber der Direkteinspritzung. Der deutlich geringere Einspritzdruck führt zu einer größeren Tropfenverteilung / größeren mittleren Sauterdurchmessern. Einzelnen Tropfen steht dabei nicht ausreichend Zeit zur Verfügung, vollständig zu verdampfen, und verbrennen anschließend in der typischen gelben Diffusionsflamme, welche gegenüber den oberflächeninduzierten Flammen wesentlich kleiner ausfallen bzw. nicht so lange andauern.

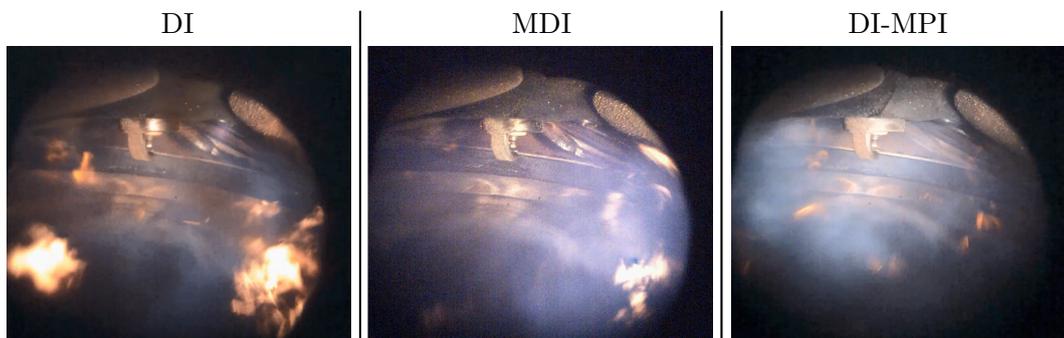


Abbildung 7.10: Endoskopischer Vergleich der Einspritzstrategie zwischen DI, MDI und DI-MPI in einer Lastrampe von $1500 \frac{U}{min}$ und 10 – 80 % PWG.

Zusammenfassung der Strategie für drehzahlkonstante Lastrampen:

Abbildung 7.11 zeigt zusammenfassend die kumulierten Partikelanzahlemissionen aller Variationspunkte im Betriebspunkt bei $1500 \frac{U}{min}$ und einer 10 – 80 % PWG Lastrampe. An der horizontalen Achse sind die jeweiligen Variationsparameter aufgetragen. Die blauen Balken definieren die kumulierten Partikelanzahlemissionen der DI-Einfacheinspritzung, die orangen der DI-Zweifacheinspritzung (MDI) und die grünen des DI-MPI-Mischbetriebs, wobei SS eine saugsynchrone und VG eine vorgelagerte Einspritzung repräsentiert. Der Zahlenwert nach MPI in der Benennung stellt die MPI-Rate in Prozent dar. Um den

Partikeleinfluss der verschiedenen Einspritzstrategien anschaulicher zu gestalten, sind alle Messungen mit einem identischen SOI_{DI} von 320°KW schraffiert dargestellt. Am Kopf der Balken zeigen Zahlenwerte die prozentualen Werte der kumulierten Partikelanzahl gegenüber der Referenz mit einem SOI_{DI} von 320°KW an.

Wie Eingangs erläutert wurde, ist der starke Anstieg der Partikelanzahlemissionen bei reinem DI-Betrieb (1ES und 2ES) mit früheren Einspritzwinkeln auf eine Kolbenbenetzung zurückzuführen. Eine Doppeleinspritzung besitzt im Vergleich zur Einfacheinspritzung bei identischem SOI_1 (hier bei 320°KW und 340°KW) ein Partikelreduktionspotential von rund 50 %. Die Verlagerung eines Teils der Kraftstoffmenge auf einen späteren Zeitpunkt

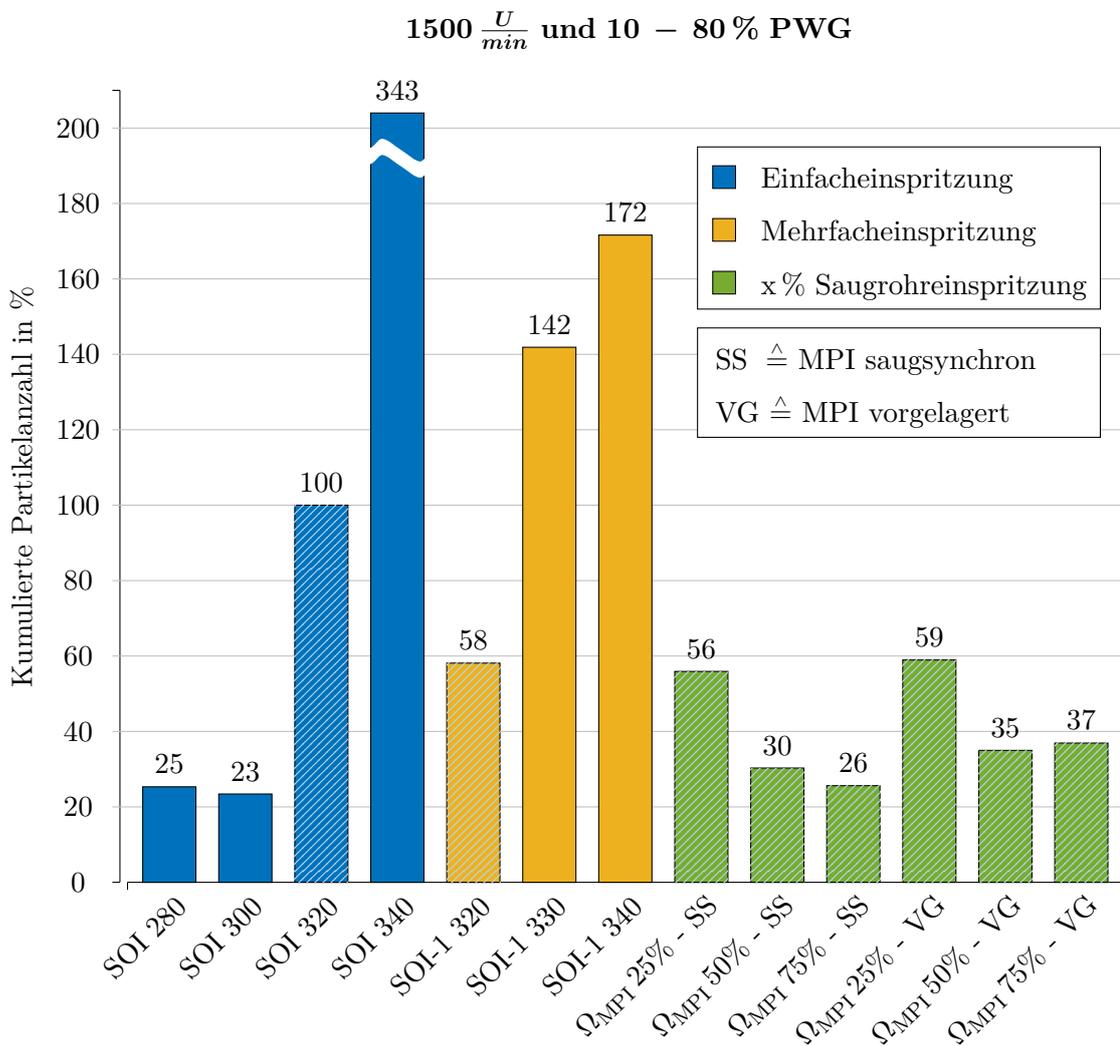


Abbildung 7.11: Kumulierte Partikelanzahlemissionen bei $1500 \frac{U}{min}$ und 10 – 80 % PWG.

hat dadurch nachweislich einen positiven Effekt auf die Bauteilbenetzung. Dieses Verhalten ist auch an der Einfacheinspritzung hin zu späteren SOI's erkennbar. Die saugsynchrone und vorgelagerte Dualeinspritzung weisen über die Variation der MPI-Rate sehr ähnliche Verläufe auf. Mit steigender MPI-Rate sinken die Partikel, wobei das Partikelniveau der vorgelagerten Einspritzungen stets leicht über dem der saugsynchronen Einspritzung liegt. Der DI-MPI-Mischbetrieb mit saugsynchroner Einspritzung und 75 % MPI-Rate besitzt in diesem Betriebspunkt die geringsten Partikelemissionen aller Messungen mit einem SOI_{DI} von 320°KW . Über alle SOI betrachtet weist die Einfacheinspritzung mit einem SOI von 300°KW die niedrigsten kumulierten Partikelemissionen auf, weshalb bei einem DI-MPI-Betrieb und späterem SOI_{DI} eine weitere PN-Reduktion zu erwarten ist.

Tabelle 7.2 zeigt die Partikelreduktionspotentiale der jeweiligen Einspritzstrategien für den gesamten untersuchten Kennfeldbereich. In den einzelnen Spalten werden die verschiedenen Drehzahlen aufgelistet, in den Zeilen die jeweiligen Lastrampen. Jeder Betriebspunkt ist dabei nochmals in zwei weitere Zeilen unterteilt. Hierbei steht der Wert in der ersten bzw. zweiten Unterzeile für die prozentuale Differenz der Partikelanzahlemissionen zwischen der Einfacheinspritzung und der Mehrfach- bzw. der Dualeinspritzung. Zu Gunsten eines objektiven Vergleiches der jeweiligen Einspritzstrategien, wurde wieder ein konstantes SOI_{DI} von 320°KW verwendet, wodurch hier keine absoluten Gesamtpotentiale dargestellt werden. Bei einer gesamtheitlichen Betrachtung über mehrere Betriebsbereiche, lässt sich für den warmen transienten Motorbetrieb durchweg ein Partikelvorteil mit der Mehrfach- wie aber auch mit der Dualeinspritzung festhalten. Der größte Vorteil konnte je-

		Differenz zu konst. SOI der 1-fach Einspritzung				
Pedalwertgeber	80 %	1500 $\frac{U}{min}$	-42 %	-65 %	-29 %	MDI
		2000 $\frac{U}{min}$	-74 %	-86 %	-65 %	DI - MPI
	60 %	1500 $\frac{U}{min}$	-64 %	-41 %	-14 %	MDI
		2000 $\frac{U}{min}$	-73 %	-85 %	-50 %	DI - MPI
	40 %	1500 $\frac{U}{min}$	-44 %	-54 %	+80 %	MDI
		2000 $\frac{U}{min}$	-72 %	-56 %	-4 %	DI - MPI
		3000 $\frac{U}{min}$				
		Motordrehzahl				
					Einspritzstrategie	

Tabelle 7.2: Reduktionspotential der Partikelanzahlemissionen im transienten Motorbetrieb in Abhängigkeit der Einspritzstrategie.

doch mit der Dualeinspritzung erreicht werden. Durch die anteilige äußere Gemischbildung, kann am effektivsten die Kolbenbenetzung vermieden werden. Bei der Mehrfacheinspritzung ist dies zum größten Teil auch möglich, jedoch besteht die Gefahr, andere Oberflächen mit Kraftstoff zu benetzen. Des Weiteren lässt sich anhand der Tabelle 7.2 erkennen, wie das Partikelreduktionspotential mit steigender Motordrehzahl rückläufig ist. Aufgrund der Einhaltung von vorgegebenen Pausenzeiten zwischen den Einspritzungen, steht mit zunehmender Motordrehzahl weniger Zeit für die Gemischaufbereitung und Verdampfung zur Verfügung. Auch das Potential bei der Dualeinspritzung ist leicht rückläufig, wenn auch nicht so stark wie bei der Mehrfacheinspritzung. Hier gilt es in der Einspritzapplikation die optimalen Einspritzraten in Kombination mit dem Einspritzbeginn der Niederdruckventile abzustimmen, um die Aufbereitungszeit im warmen Einlasskanal bestmöglich zu nutzen.

7.2.2 Dynamische Fahrmanöver

Neben den drehzahlkonstanten Lastrampen wurde abschließend eine realistische Fahrzeugbeschleunigung simuliert. Ziel war es die beiden Einspritzstrategien, bestehend aus der Direkt- bzw. aus der Dualeinspritzung, gegenüber zu stellen. Die jeweiligen Einspritzstrategien beinhalten bereits die Optimierungsmaßnahmen aus den vorherigen Untersuchungen im stationären bzw. transienten Motorbetrieb. Für den Versuch wurde mit einem Fahrzeug, welches von einem vergleichbaren Aggregat angetrieben wird, eine Volllast-Beschleunigung durchgeführt. Mittels aus dem Fahrzeug aufgezeichneten Drehzahl- und Drehmomentsignal, kann am Motorprüfstand wiederholt der gleiche Beschleunigungsvorgang nachsimuliert werden [108]. Dieser zeichnet sich dadurch aus, dass ausgehend vom Leerlauf innerhalb von 2 Sekunden das maximale Drehmoment und innerhalb von 3,5 Sekunden die maximale Motordrehzahl erreicht wird (s. dazu Abbildung 7.12). Bis zum Erreichen der Zielgeschwindigkeit, werden durchgehend die Betriebspunkte an der Volllastkurve abgefahren, welche nur durch Schalteingriffe unterbrochen werden. Durch das Abrufen hoher Einspritzmengen, innerhalb kürzester Zeit und vergleichsweise noch kühle Motortemperaturrandbedingungen, werden bei diesem Fahrmanövern tendenziell höhere Werte in Bezug auf die Partikelemissionen erwartet. Analog zu den drehzahlkonstanten Lastrampen, wurde jede Einspritzstrategie viermal wiederholt gefahren und im Anschluss gemittelt.

Bei Betrachtung der kumulierten Partikelrohmissionen (Abbildung 7.12, 4. Graph) ist ein deutlicher Unterschied von über 80 % zwischen den beiden Einspritzstrategien zu sehen. Im Detail entstehen dabei der Großteil der Emissionen bei der Beschleunigung bis zum ersten Schalteingriff. Wie im vorherigen Kapitel bereits beobachtet werden konnte, fällt der maximale Peak bei Verwendung der Dualeinspritzung deutlich kleiner aus. Nach dem

zweiten Schaltvorgang (Sekunde 11) nimmt der Partikelstrom bei der Direkteinspritzung ein nahezu konstantes Niveau an. Lediglich eine kleine Steigerung ist mit zunehmender Drehzahl zu vermerken, welche aber aus den stationären Kennfeldvermessungen bekannt ist. Dagegen fällt der Partikelstrom bei der Dualeinspritzung nach dem zweiten Schalteingriff fast auf ein Nullniveau herab. Für eine realistische Potentialaussage wurden die in dieser Arbeit erwähnten günstigen Maßnahmen in Bezug auf die Partikelrohmissionen für beide Einspritzstrategien berücksichtigt. Als maßgebliche Faktoren wurde eine entsprechende Applikation des Einspritzwinkels vorgenommen, wobei bei der Dualeinspritzung der Einspritzzeitpunkt der Direkteinspritzung später statt fand, als bei der reinen Direkteinspritzung. Auch wurde bei der Dualeinspritzung das Hochdruckeinspritzventil vorkonditioniert, so dass nur geringe Rußablagerungen auf diesen vorhanden waren (s. Ergebnisse zur Injektorverkokung bzw. Reinigungswirkung mittels der MPI in Kapitel 6.3.1).

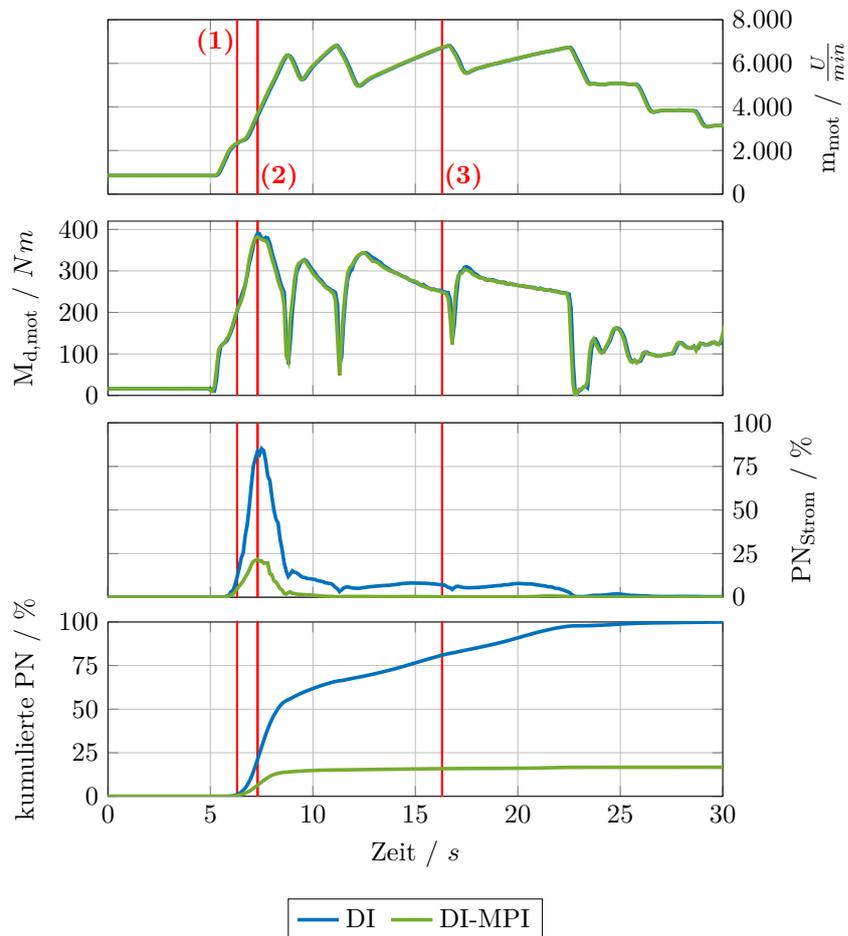


Abbildung 7.12: Einfluss der Einspritzstrategie bei einer am Motorprüfstand simulierten Vollast-Beschleunigung.

Analog zu den drehzahlkonstanten Lastrampen, wurde der Beschleunigungsvorgang parallel zur Partikelmessung mittels einer Highspeed Kamera endoskopierte. Exemplarisch wurde zum Vergleich der beiden Einspritzstrategien zu drei Zeitpunkten die an die Verbrennung anschließenden Diffusionsflammen visualisiert. Bei den drei Zeitpunkten wurde zum einen der Beginn der Beschleunigung (1) bei einer Motordrehzahl von $2300 \frac{U}{min}$ und einem Drehmoment von $200 Nm$ ausgewählt. Punkt (2) zeigt die Verbrennung bei dem maximalen Drehmoment von $400 Nm$ bei $4000 \frac{U}{min}$, in welchem sowohl für die Direkt-, als auch für die Dualeinspritzung der maximale Partikelanzahlstrom zu verzeichnen ist. Als dritter Zeitpunkt wurde wegen der geringsten zur Verfügung stehenden Gemischaufbereitungszeit die Verbrennung kurz vor dem Schaltzeitpunkt (3) bei $6800 \frac{U}{min}$ und $250 Nm$ analysiert.

Unabhängig von den ausgewählten Zeitpunkten, sind die in Abbildung 7.13 dargestellten Endoskopieaufnahmen auf die restlichen Betriebszustände des Beschleunigungsvorgangs übertragbar. Dennoch zeigen die Aufnahmen, wie sich die Partikelquellen während der Vollastbeschleunigung verändern. Während zu Beginn (1) und beim Erreichen des maximalen Drehmomentes (2) bei der Direkteinspritzung die Kolbenbenetzung dominiert, sind im DI-MPI Mischbetrieb nur moderate Rußflammen auf dem Kolben bzw. am Kolbenrand / Feuersteg festzustellen. Neben der Reduzierung der Eindringtiefe durch eine reduzierte Ansteuerdauer des Hochdruckeinspritzventil, kann auch durch die Verschiebung des Einspritzbeginnwinkels bei dem Mischbetrieb die Kolbenbenetzung reduziert werden. Bei der Bedatung des Einspritzbeginns wurde auf ein gleiches "Middle-of-Injection" (MOI) geachtet. So kann neben dem angesprochenen Vorteil eines späteren Einspritzbeginns auch die Gemischaufbereitungszeit erhöht werden. Auswirkungen einer unzureichenden Verdampfung des über das Niederdruckeinspritzventil eingebrachten Kraftstoffes in Form von Funkenflug lassen sich nicht erkennen. Aufgrund eines durch die Motorsteuerung begrenzten Einspritzfensters der Niederdruckeinspritzung, konnte der Einspritzbeginn der Niederdruckeinspritzung SOI_{MPI} frühestens $720^\circ KW$ v. ZOT stattfinden. Im Zusammenhang mit dem vorgegebenen Durchfluss der Niederdruckeinspritzventile lassen sich bei den hohen Motordrehzahlen somit maximale MPI-Raten von $35 - 40\%$ an der Vollast realisieren. Zum dritten zu analysierenden Zeitpunkt kann keine Diffusionsflamme auf der Kolbenoberfläche mehr nachgewiesen werden. Vielmehr hat der Motor eine Art stationären Zustand angenommen bzw. sich die Kolbenoberfläche soweit erwärmt, so dass die aus Kapitel 6.1 bekannte Injektordiffusionsflamme als dauerhafte Partikelquelle verblieben ist. Diese fällt analog zu den stationären Ergebnissen im Falle der Dualeinspritzung kleiner aus. Entsprechend sind in Abbildung 7.12 in diesem Zeitbereich im Vergleich zur Direkteinspritzung keine nennenswerte Partikelemissionen zu verzeichnen.



Abbildung 7.13: Vergleich der Diffusionsflammen zwischen der Einspritzstrategie DI und DI-MPI während einer Vollast-Beschleunigung.

7.3 Kalter Motorbetrieb

Dieses Kapitel dieser Arbeit beschreibt die Untersuchungen bezüglich einer partikeloptimalen Einspritzstrategie nach Motorstart bzw. das Abrufen eines höheren Drehmomentes bei kalten Motorrandbedingungen. Diese kalten Motorrandbedingungen unterscheiden sich von einem stationären Kaltbetrieb darin, dass die Kolbenoberfläche noch keine stationäre Temperatur erreicht hat. Als maßgebliches Einflusskriterium in Bezug auf die Partikelemissionen hat sich die Wahl der korrekten Einspritzstrategie herausgestellt. Es werden daher die Ergebnisse der Einfach- und Mehrfach-Direkteinspritzung vorgestellt. Bedingt durch den Warmlauf, weisen die Saugrohrwände durch das kalte Kühlmittel vergleichsweise geringe Temperaturen auf. Die Verwendung der Saugrohreinspritzung und der damit erzeugte Wandfilm wirkt sich bei diesem Motorkonzept nachteilig auf die Partikelemissionen aus. Auf eine detaillierte Vorstellung der Ergebnisse wird an dieser Stelle verzichtet bzw. auf die Ergebnisse in Kapitel 3.5 verwiesen.

Wie zuvor bereits beschrieben wurde, stellt ein stationärer kalt betriebener Motor in Bezug auf die Kolbentemperaturen keine reale Ausgangssituation für die nachfolgenden Untersuchungen dar. Um somit den Einfluss einer Kraftstoffsprayinteraktion mit dem Kolben besser herausstellen zu können, wurden mehrere Varianten einer drehzahlkonstanten Lastrampe direkt nach Motorstart durchgeführt. Mit Abbildung 7.14 wird die für die nachfolgenden Versuche veränderte Versuchsmethodik dargestellt. Wie zu sehen ist, wird nach dem Motorstart (bis einschließlich Sekunde 5) die zu untersuchende Motordrehzahl angefahren und anschließend ein vorgegebenes Motormoment (durch das Fahrpedal PWG) dem Motor aufgeprägt. Nachdem für 10 Sekunden die Motorlast gehalten wurde, wird im Anschluss der Motor wieder gestoppt und durch Gebläse und eine separate Kühlmittelkonditionierung wieder abgekühlt. Nachdem eine Kühlwasser- und Motoröltemperatur von in etwa 15°C erreicht wurde, wird der Test von Neuem durchgeführt. Um hier eine Balance zwischen einem effizienten Versuchsbetrieb darzustellen, andererseits Streuungen in den Messergebnissen zu erfassen, wurde die Anzahl an Wiederholungen mit gleichen Verstellparametern auf drei reduziert. Aus den vorherigen Ergebnissen ist bekannt, dass vor allem die höheren Motorlasten eine Herausforderung in Bezug auf die Partikelemissionen darstellen. Hierzu wurde deshalb das Versuchsprogramm auf größere Fahrpedalvorgaben (60 - 100%) beschränkt. Die gewonnenen Erkenntnisse lassen sich dabei auch auf die kleinere Motorlasten übertragen. Neben der Einschränkung der zu untersuchenden Motorlasten wurde dagegen annähernd das komplette Drehzahlband untersucht, da vor allem die hohen Motordrehzahlen nur eine geringe Abdampf- und Aufbereitungszeit des Kraftstoffes zulassen.

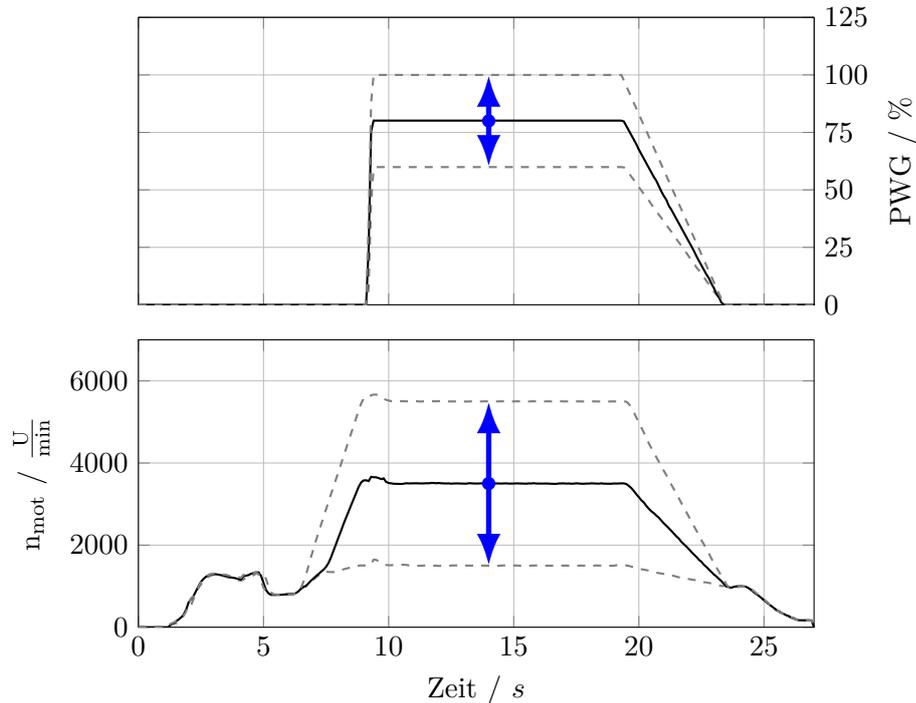


Abbildung 7.14: Versuchsmethodik für Untersuchungen bei kalten Motorrandbedingungen.

7.3.1 Einfacheinspritzung

Wie bereits aus den Untersuchungen im warmen Motorbetrieb festgestellt wurde, stellt der erste Einspritzpuls wohl den größten Einflussfaktor in Bezug auf die Entstehung von Partikelemissionen dar. Vor allem bei einer noch vergleichsweise kalten Kolbenoberfläche wirkt sich der Einspritzbeginn intensiver aus. So ist in Abbildung 7.15 neben der Motordrehzahl und -moment der Partikelstromverlauf für vier verschiedene Einspritzbeginnwinkel bei einem Lastsprung auf 80 % Pedalwertgeber und $1500 \frac{U}{min}$ zu sehen. Erwartungsgemäß ist mit einem späten Einspritzbeginnwinkel ein Rückgang in den Partikelemissionen festzustellen, welche vor allem aus dem Zeitbereich der Lasterhöhung resultieren. Ab Sekunde 15 stellt sich zunehmend ein stationärer Zustand mit einer Aufheizung der Brennraumoberflächen ein, wodurch der Einfluss des Einspritzwbeginnwinkels rückläufig ist. Für die untersuchten Einspritzbeginnwinkel stellt ein SOI von $240^\circ KW$ hier das Optimum dar.

Im Vergleich zu den Lastsprüngen im warmen Motorbetrieb aus Kapitel 7.2.1 wurde in Abbildung 7.5 bereits mit einem SOI von $300^\circ KW$, also $60^\circ KW$ früher, das Optimum in den Partikelemissionen erreicht. Dies unterstreicht nochmals die Notwendigkeit einer veränderten Versuchsmethodik für eine Optimierung der Partikelemissionen nach dem Kaltstart und im Motorwarmlauf.

Bei einer weiteren genaueren Betrachtung der SOI-Variation in Abbildung 7.15 ist zu

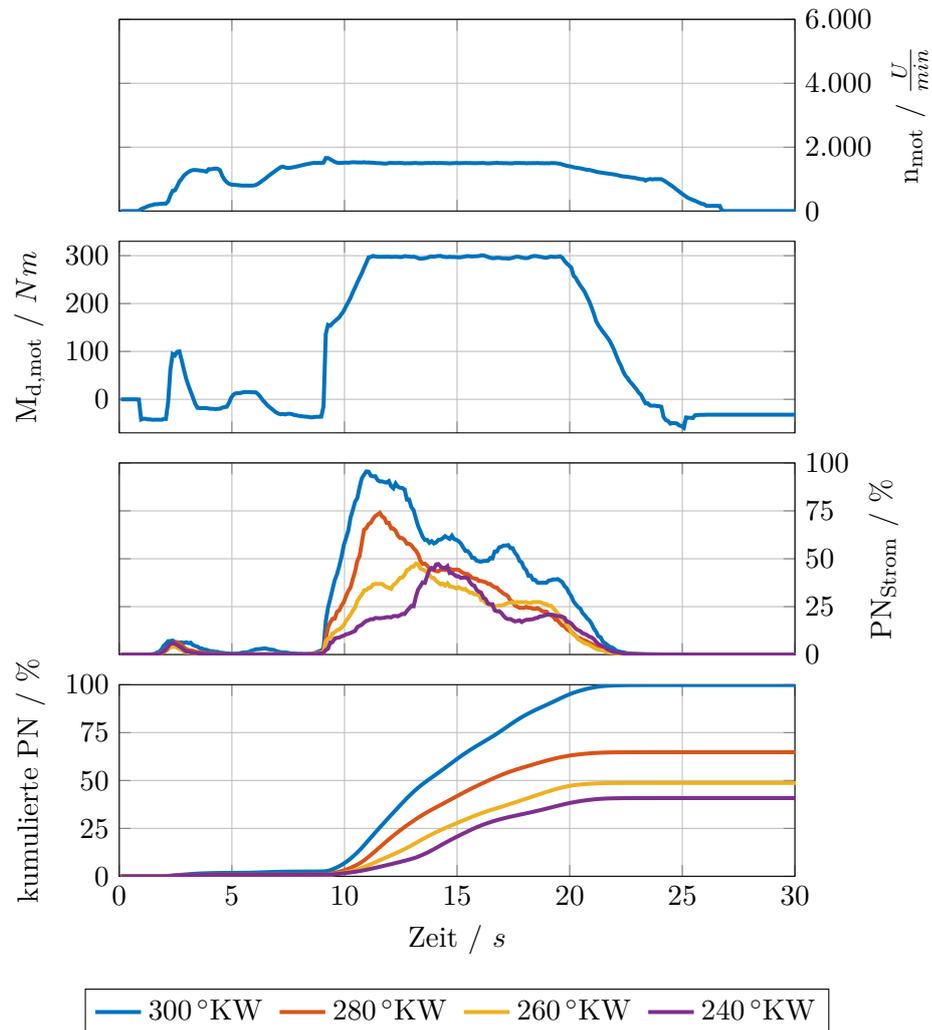


Abbildung 7.15: Ergebnis einer SOI-Variation bei einer Lastrampe von $1500 \frac{U}{\text{min}}$ und 80 % PWG unter kalten Motorrandbedingungen.

sehen, dass die prozentuale Reduzierung des Partikelanzahlstrom mit späteren Einspritzbeginnwinkel rückläufig ist. Eine Antwort darauf liefert unter anderem die Grafik zu dem Eindringtiefenverlauf der Einspritzstrahlen in Abbildung 7.16. Wie oben bereits erwähnt wurde, wird bei dieser Darstellung der Einfluss von Gegendruck und Ladungsbewegung vernachlässigt, da deren Auswirkungen mit dem vergleichsweise hohen Einspritzdruck von 350 bar als gering einzustufen sind. Anhand der Schnittpunkte der jeweiligen Eindringtiefenverläufe mit dem Hubverlauf (welches die Kolbenoberfläche repräsentiert) ist zu entnehmen, dass auch ohne eine optische Bestätigung für ein SOI von 280 °KW und 300 °KW die Kolbenoberfläche mit Kraftstoff benetzt wird. Dagegen wird mit einem SOI von 240 °KW und 260 °KW eine direkte Kolbenbenetzung vermieden, wobei ein SOI von

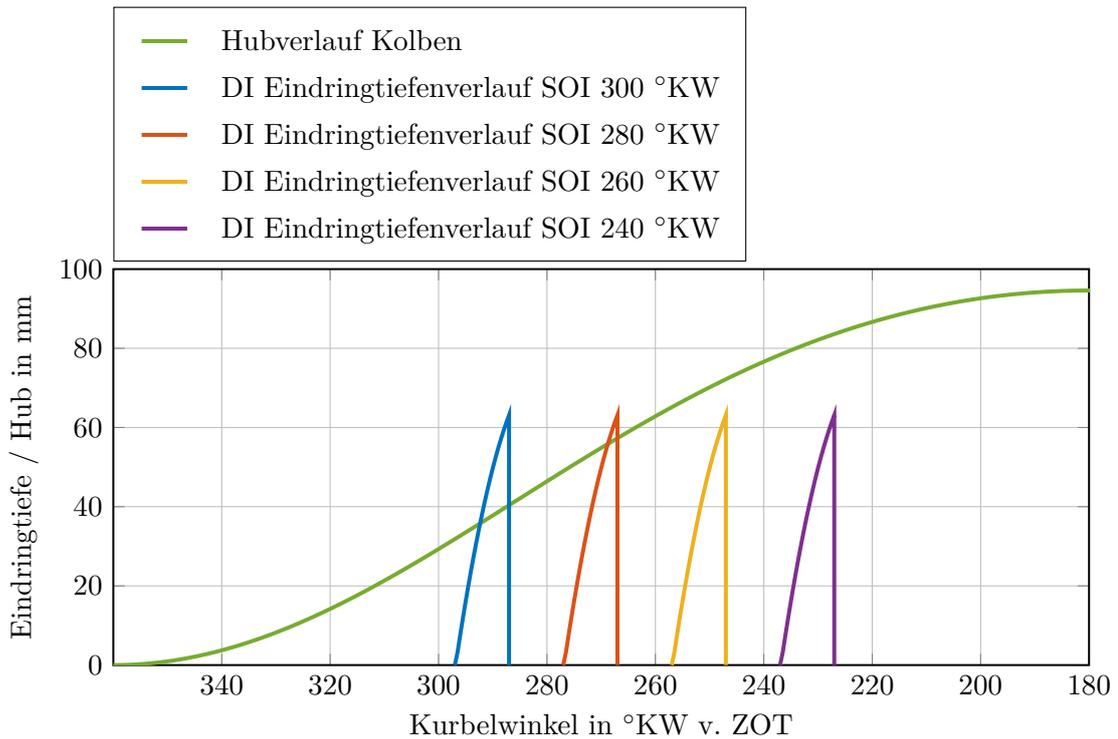


Abbildung 7.16: Darstellung des Eindringtiefenverlaufes der Einspritzstrahlen gegenüber den Kolben- / Hubverlaufes bei einer SOI Variation mit $1500 \frac{U}{min}$.

240 °KW hier die robustere Wahl darstellt. Ein Nachteil im Sinne einer nicht ausreichenden Zeit zur Verdampfung des eingebrachten Kraftstoffes trotz des späten Einspritzendes von 185 °KW konnte weder in den Partikelanzahl- und Partikelmassenemissionen noch in den HC-Emissionen festgestellt werden. Erst bei höheren Motordrehzahlen, bei denen deutlich weniger Zeit für das Arbeitsspiel zu Verfügung steht, wird dies eine entscheidende Rolle spielen.

Als Beispiel eines weiteren Betriebspunktes, sind in Abbildung 7.17 die kumulierten Ergebnisse des Partikelanzahl- und des Partikelmassenstroms für eine Lastrampe bei $3500 \frac{U}{min}$ und einem Fahrpedalwert von 80 % dargestellt. Ohne an dieser Stelle genauer auf dem Verlauf der Partikelemissionen einzugehen, zeichnet sich gegenüber der kleineren Motordrehzahl ein vergleichsweise nur geringer Einfluss des Einspritzbeginn winkels für einen SOI von ≤ 300 °KW ab. Durch die höhere Kolbengeschwindigkeit ist es dagegen möglich, einen früheren Einspritzbeginn zu wählen, da es auch bei einem SOI von 300 °KW noch zu keiner direkten Kolbenbenetzung (Ladungsbewegung ausgenommen) durch die Einspritzstrahlen kommt. Analog zu der vorherigen SOI-Variation in Abbildung 7.15, fällt das Potential einer Partikelreduktion durch eine SOI Verschiebung in Richtung spät vergleichsweise gering aus, sobald eine direkte Kolbenbenetzung vermieden werden kann. Dagegen ist bei

dieser Motordrehzahl mit einem SOI von 240 °KW und 220 °KW wieder eine Zunahme der Partikelemissionen festzustellen. Die Messdaten verzeichnen bei einem SOI von 240 °KW ein Einspritzende (EOI) von 140 °KW bzw. um weitere 20 °KW verschoben für ein SOI von 220 °KW, welches somit deutlich nach dem unteren Totpunkt liegt.

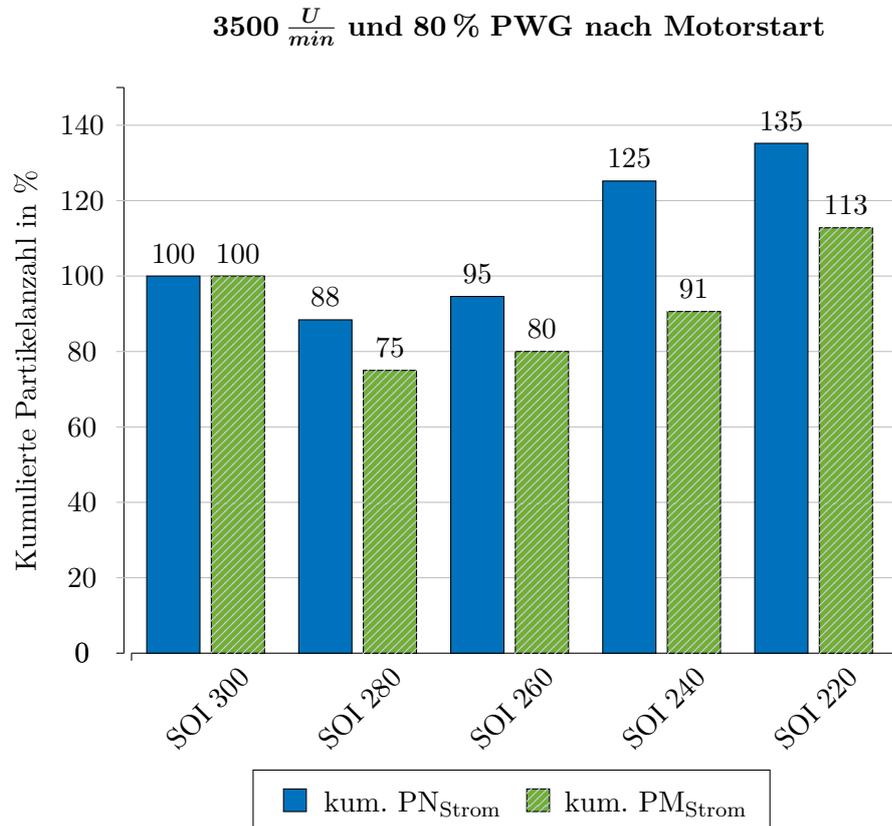


Abbildung 7.17: Kumulierte Partikelanzahl- und Partikelmassenemissionen bei 3500 $\frac{U}{min}$ und 80 % PWG unter kalten Motorrandbedingungen.

7.3.2 Mehrfacheinspritzung

Ausgehend von der vorherigen Abbildung 7.17 wurde der Betriebspunkt 3500 $\frac{U}{min}$ und 80 % hinsichtlich einer Mehrfacheinspritzung untersucht, um durch kürzere Einzeleinspritzimpulse das Kolbenbenetzungsverhalten zu reduzieren. Die Basis der Untersuchungen stellt dabei das SOI von 260 °KW dar. Hierbei wurde aus den Ergebnissen der Einfacheinspritzung neben dem SOI von 280 °KW die geringsten Partikelemissionen erreicht, wobei eine Kolbenbenetzung vor allem im Zusammenhang mit der Ladungsbewegung nicht ausgeschlossen werden kann. Unter Einhaltung der minimalen Pausenzeiten des Hoch-

druckinjektors zwischen zwei Einspritzungen, wurde die Einspritzung in drei gleichmäßige Einspritzimpulse aufgeteilt. Neben einem SOI_1 von 260°KW lässt der kürzere erste Einspritzimpuls auch frühere Einspritzwinkel zu, sodass der Einspritzbeginn zusätzlich noch um bis zu 60°KW nach Früh verschoben wurde (s. Abbildung 7.18: MDI+ 60° , rote Kurve). Zu sehen ist, wie zum einen mit der Mehrfacheinspritzung gegenüber der schwarzen Kurve, welche die Einfacheinspritzung repräsentiert, bei gleichem SOI_1 (grüne Kurve) die Partikelemissionen ca. um 40% reduziert werden können. Mittels des ersten kurzen Einspritzimpulses, kann die Kolbenbenetzung nochmals weiter reduziert werden, auch wenn nach der vorgestellten theoretischen Betrachtung bereits keine Benetzung mehr stattfindet

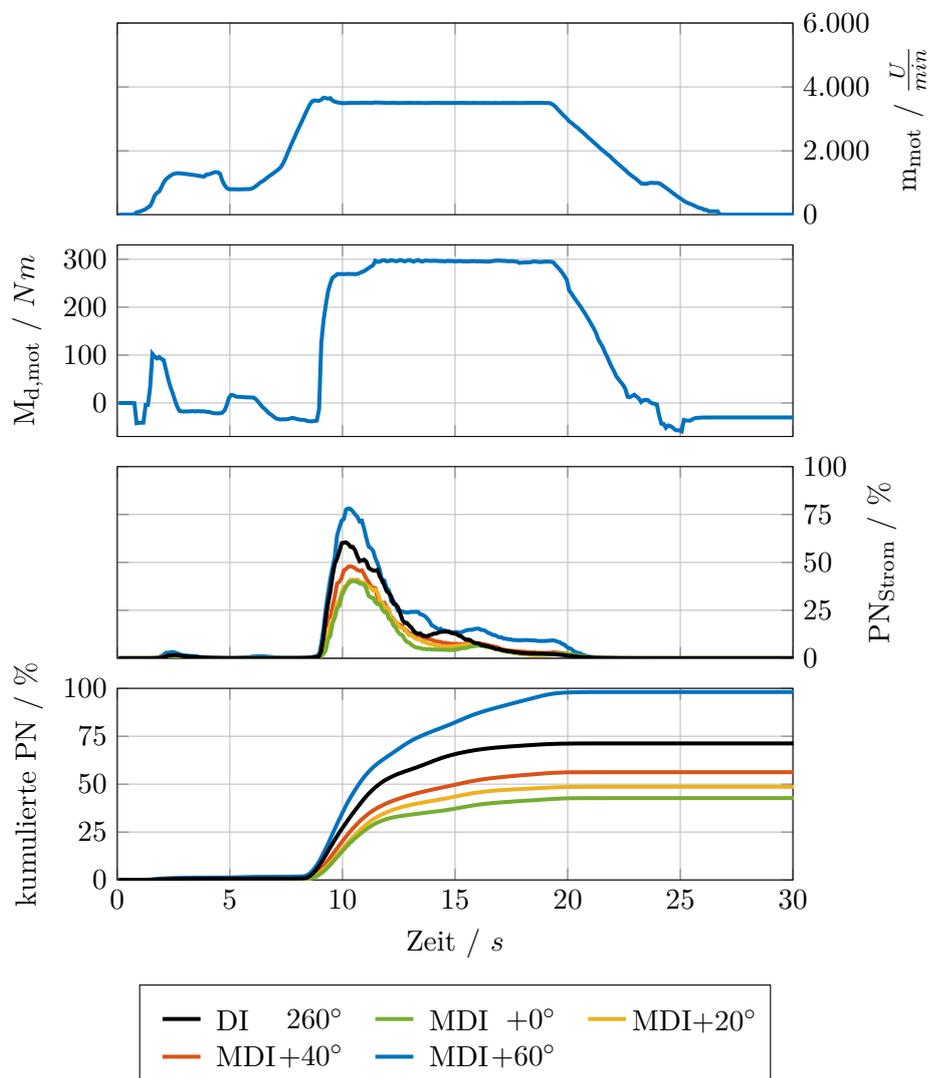


Abbildung 7.18: Ergebnis bei einer Variation der Mehrfacheinspritzung bei einer Lastrampe von $3500 \frac{U}{\text{min}}$ und 80% PWG unter kalten Motorrandbedingungen.

den dürfte. Es lässt sich daraus schließen, dass trotz des sehr späten Einspritzendes von $EOI_3 = 70^\circ\text{KW}$ bei der Mehrfacheinspritzung, die Kolbenbenetzung gegenüber der schlechteren Gemischbildung dominiert.

Mit einer Verschiebung des kompletten Einspritzfensters in Richtung früh, welches durch die Kurven $MDI + 20^\circ$ bis $MDI + 60^\circ$ dargestellt wird, ist folglich mit einer Zunahme der Partikelemissionen zu rechnen. Allerdings liegt das Partikelniveau bei einem SOI_1 von 280°KW und 300°KW ($MDI + 20^\circ$ und $MDI + 40^\circ$) unterhalb dem der Einfacheinspritzung. Erst ab einem SOI_1 von 320°KW nehmen die Emissionen trotz eines um den Faktor drei reduzierten ersten Einspritzimpuls wieder zu.

8 Zusammenfassung mit Ausblick

Durch die aktuelle Diskussion zu strengeren Abgasgrenzwerten und der zunehmenden Elektrifizierung des Automobilssektors, ist es nötig den Kraftstoffverbrauch und die damit einhergehenden CO₂-Emissionen, aber auch die Abgasemissionen weiter zu reduzieren, um auch in der Zukunft zulassungsfähige Fahrzeuge dem Kunden anbieten zu können. Eine Verschärfung der Abgasgesetzgebung fand mit der Einführung der RDE Gesetzgebung statt. So müssen die heutigen Fahrzeuge so gut wie unter jeglichen Umwelteinflüssen und Fahrmanövern die Grenzwerte einhalten. Dabei kam es zudem auch zu einer Ausweitung des zertifizierungsrelevanten Kennfeldbereiches, so dass auch Betriebspunkte bei hohen Motordrehzahlen und hohen Motorlasten abgerufen werden können. Wie in Kapitel 3 gezeigt wurde, entstehen in diesem Kennfeldbereich - im warmen stationären Motorbetrieb - die höchsten Partikelrohmissionen. Der Einsatz eines Rußpartikelfilters ist somit auch in der ottomotorischen Anwendung zunehmend gebräuchlich. Um unter allen denkbaren Umständen eine robuste Einhaltung der Grenzwerte bei schwankenden Kraftstoffqualitäten sicherzustellen, befasst sich diese Arbeit mit der Reduzierung der innermotorischen Partikelrohmissionen für den stationären, aber auch den transienten Motorbetrieb. Eine in Kapitel 5 vorgestellte Partikelquellenanalyse für eine repräsentative RDE Fahrt hat gezeigt, dass neben dem Motorstart und -warmlauf auch eine hohe Dynamikanforderung die Entstehung von Partikelemissionen stark beeinflusst. Bei Letzterer werden vor allem hohe Motormomente in Kombination mit hohen Motordrehzahlen abgerufen. Solche Beschleunigungen haben gezeigt, dass nach einem Partikelüberschwinger, welcher durch das ansteigende Drehmoment hervorgerufen wird, auch ein konstant hohes Partikelniveau vorhanden bleibt. Dieses konstant hohe Niveau ist dabei auf die Injektordiffusionsflamme zurückzuführen, wie endoskopische Highspeedaufnahmen bestätigt haben.

Kapitel 6 befasste sich deshalb intensiv mit der Analyse der Injektordiffusionsflamme im stationären Motorbetrieb und wie diese auch durch eine Änderung in der Einspritzstrategie beeinflusst werden kann. Neben Untersuchungen am Vollmotorenprüfstand mit High-speed Endoskopie und Partikelmesstechnik, wurden für die Analyse der Injektorkuppenbenetzung Untersuchungen in einer Einspritzkammer und am optischen 1-Zylinder-Aggregat durchgeführt. Im Falle der Direkteinspritzung sammelt sich während der Einspritzung um

die Düsenaustrittsbohrungen Kraftstoff an. Während dieser „Kraftstoffring“ im Zeitraum der Einspritzung durch eine ihm entgegen gerichtete Entrainment-Strömung annähernd konstant bleibt, breitet sich dieser nach dem Einspritzende über die Kuppe aus. Der auf der Injektorkuppe befindliche Kraftstoff dampft dabei bis zum Erreichen der Flammenfront nicht mehr vollständig ab und verbrennt im Anschluss in einer gelb leuchtenden Diffusionsflamme welche für die Rußemissionen maßgeblich verantwortlich ist. Die optischen Untersuchungen in der konditionierbaren Einspritzkammer haben dabei gezeigt, dass sich durch eine Erhöhung des Kraftstoffdruckes weniger Wandfilm auf der Injektorkuppe bildet. Mit der Impulserhöhung des Kraftstoffstrahles wird eine stärkere Entrainment-Strömung bewirkt und somit der Auftrag von Kraftstoff auf die Injektorkuppe reduziert. Als weitere Maßnahme zur Reduzierung des Kraftstoffwandfilmes auf der Injektorkuppe hat es sich bewährt, die Temperatur der Injektorkuppe zu erhöhen. Dies gelang dadurch, dass die Geometrie des Brennraumes um den Injektor angepasst bzw. Material im Zylinderkopf entfernt wurde. Hierdurch reduziert sich der Wärmestrom, welcher von dem Injektor in Richtung des Zylinderkopfes bzw. des Kühlmittels fließt. Mit dem eingebrachten Freischnitt konnte die Temperatur der Injektorkuppe im Bereich von 15 °C bis 35 °C erhöht werden. Die Temperaturerhöhung bewirkt ein schnelleres Abdampfen des Kraftstoffes von der Injektorkuppe und einen nachweislich positiven Einfluss auf die Partikelrohmissionen, welcher mit zwei voneinander unabhängigen Messsystemen zur Erfassung der Partikelemissionen bestätigt wurde.

Nach der Optimierung der Direkteinspritzung, wurde das vorhandene Einspritzsystem zu einer Direkt-Kraftstoff-Wasser-Emulsion-Einspritzung bzw. die zu einer Direkt-Saugrohr-Einspritzung erweitert. Bei Ersterer wird das Wasser vor der Hochdruckpumpe dem Kraftstoff zugeführt und in der Hochdruckpumpe zu einer Emulsion vermischt. Die Kraftstoff-Wasser-Emulsion führt nach der Einspritzung gegenüber einer herkömmlichen Direkteinspritzung zu einer sehr effizienten Reduzierung der Verdichtungsendtemperatur. Dies wird über die um Faktor sechs höhere Verdampfungsenthalpie des Wassers erreicht. In der weiteren Wirkkette kann durch eine Verschiebung des Zündwinkels die Abgastemperatur zusätzlich reduziert und damit der Bauteilschutz in Form eines überstöchiometrischen Kraftstoffgemisches vermieden werden. Die Vermeidung des überschüssigen Kraftstoffes macht sich dabei auch bei der Injektorkuppenbenetzung bemerkbar. Hierbei lässt sich der größte Vorteil durch die Reduzierung / Vermeidung der Kraftstoffanfettung festhalten. Eine weitere Erhöhung der Wasserrate bei stöchiometrischem Luftverhältnis zeigt ebenfalls eine Reduzierung der Partikelemissionen, auch wenn diese vergleichsweise gering ausfällt. Zum einen ist dies auf eine Wirkungsgradoptimierung, aber womöglich auch auf Effekte der Kraftstoff-Wasser-Emulsion auf der Injektorkuppe zurückzuführen.

Neben der Wassereinspritzung hat sich aber auch der Einsatz einer Saugrohreinspritzung im aufgeladenen Motorbetrieb als zielführend erwiesen. Dieser Ansatz führt bei dem vorhandenen Motorkonzept prinzipiell zu einer stärkeren Klopfneigung der Verbrennung und damit zu einer Verschiebung der Schwerpunktlage bzw. zu einer Kraftstoffanfettung, um dem Bauteilschutz gerecht zu werden. Nichtsdestotrotz wurde aufgezeigt, dass trotz der überschüssigen Kraftstoffmasse mit einem steigenden Kraftstoffanteil, die Partikelemissionen reduziert werden können. Auch hier konnten die Auswirkungen auf die Injektordiffusionsflamme durch die Aufnahmen mit der Highspeed Kamera nachgewiesen werden. So kommt es mit steigendem Massenanteil der Saugrohreinspritzung zu drei überlagernden Effekten:

- Durch eine Verschiebung der eingespritzten Kraftstoffmasse in Richtung Niederdruckpfad, wird durch das Hochdruckeinspritzventil weniger Kraftstoff durchgesetzt und somit weniger Wandfilm auf der Injektorkuppe erzeugt.
- Bei einem konstanten Einspritzbeginn der Direkteinspritzung steht dem aus dem vorherigen Punkt reduzierten Wandfilm eine größere Zeitspanne zur Verdampfung zur Verfügung, bevor die Flammenfront die Injektorkuppe erreicht.
- Damit einhergehend kommt es durch den reduzierten DI-Kraftstoffmassendurchsatz zu einer Erhöhung der Injektorkuppentemperatur des Hochdruckeinspritzventils, welche das Abdampfen des Kraftstoffes begünstigt. Das Abdampfen des Kraftstoffes profitiert zudem dadurch, dass grundsätzlich der Wandfilm auf der Injektorkuppe bei dem Einsatz der Saugrohreinspritzung kleiner ausfällt.

Das maximale Partikelreduktionspotential wurde durch eine Kombination der DI-Kraftstoff-Wasser-Emulsion und der Benzin-Saugrohreinspritzung erreicht. Mit diesem Einspritzkonzept können die jeweiligen Vorteile der Einzelsysteme kombiniert werden. So können höhere Einspritzraten über die Saugrohreinspritzung bei einem zeitgleich stöchiometrischen Luftverhältnis realisiert werden. Die Kombination beider Systeme erfordert eine leicht höheren Wasserbedarf, welcher sich aufgrund der hohen Verdampfungsenthalpie des Wassers jedoch in Grenzen hält. Gegenüber der optimierten Direkteinspritzung können mit dieser Einspritzstrategie die Partikelemissionen nahe des Nennleistungspunktes um 90 % reduziert werden.

Da ein Großteil der Partikelemissionen im transienten Motorbetrieb entsteht, ist es essentiell diesen, neben stationären Motorbetrieb, ebenso zu bewerten. Zu Beginn des Kapitels 7 wurden hierzu die Herausforderungen aufgezeigt, welche dabei zu beachten sind. Als eine der größten Herausforderungen an den Versuch stellt dabei die Konditio-

nierung des Motors dar. So unterscheiden sich dabei die dominierenden Partikelquellen signifikant in Abhängigkeit der aktuell vorherrschenden Kühlmitteltemperatur, weswegen die weiteren Kapitel in warme und kalte Betriebszustände untergliedert worden sind.

Im warmen Motorbetrieb kann mittels der Einspritzapplikation deutlich Einfluss auf die Entstehung der Partikelemissionen genommen werden. Während im stationären Motorbetrieb vor allem die Injektordiffusionsflamme dominiert, zeigen sich im Transienten vermehrt Diffusionsflammen ausgehend von dem Kolben, welcher die Ursache einer Spray-Kolben-Interaktion ist. Durch eine Verschiebung des Einspritzbeginns in Richtung spät, aber auch mit einer Doppeleinspritzung kann das Partikelniveau deutlich reduziert werden. Das beste Ergebnis wurde mit einer anteiligen Saugrohreinspritzung erreicht, da hierbei die Gemischbildung bzw. Verdampfung aus dem Brennraum in den warmen Einlasskanal verlagert wird. Hinzu kommt, dass durch die Saugrohreinspritzung die Einspritzzeiten des Hochdruckeinspritzventils reduziert und damit Penetration des Kolben verringert werden kann. In einer dynamischen Vollastabfahrt mit dem direkten Vergleich der Direkt- und der anteiligen Saugrohreinspritzung konnten mittels Partikel- und optischer Messtechnik die Ergebnisse aus den drehzahlkonstanten Lastrampen bestätigt werden.

Die Ergebnisse unter kalten Versuchsrandbedingungen haben nochmals die Sensibilität der Partikelrohmissionen durch eine Spray-Kolben-Interaktion aufgezeigt. Als entscheidend stellt sich dabei die Versuchsmethodik heraus, mit welcher die Versuche unmittelbar nach dem Kaltstart durchgeführt wurden. Ein auf eine geringe Kühlmitteltemperatur konditionierter Motor repräsentiert dabei nicht vollständig die realen Versuchsrandbedingungen. Mit den Versuchsergebnissen konnte gezeigt werden, dass die mit einer Mehrfacheinspritzung verbundenen kürzeren Einspritzimpulse das Kolbenbenetzungsverhalten deutlich reduzieren können und eine Einspritzwinkelverschiebung des ersten Einspritzimpulses (oder des ganzen Einspritzpaketes) in Richtung des Ladungswechsel-OT zulassen.

Auf Basis dieser Erkenntnisse wird der Einsatz einer Saugrohreinspritzung zur Reduzierung der Partikelemissionen im stationären wie auch transienten Motorbetrieb empfohlen. Aufgrund des Nachteils eines verstärkten Wandfilms bei noch kalten Kühlmitteltemperaturen, ist der Einsatz - nach den vorliegenden Ergebnissen - erst ab einer Motortemperatur von 70 °C als sinnvoll zu erachten. Dagegen führt die Kombination der Direkt- und Saugrohreinspritzung im warmen Motorbetrieben zu deutlich reduzierten Partikelemissionen und stellt daneben eine robuste Gegenmaßnahme in Bezug auf die Injektorverkokung und PN-Drift des Hochdruckeinspritzventils dar.

Für Motorkonzepte mit einer Anforderung an besonders hohe Liter-Leistungen kann mit

der Kraftstoff-Wasser-Emulsionseinspritzung neben der Vermeidung von überstöchiometrischen Gemischen auch die Partikelemissionen in etwa halbiert werden. Für den Aufbau eines weiteren umfassenden Verständnisses in der Gemischbildung, sind jedoch weitere optische Untersuchungen zum Sprayaufbruch der Emulsion erforderlich. Die Kombination der Wassereinspritzung mit der Kraftstoff-Saugrohreinspritzung stellt ein vielversprechendes Brennverfahrenskonzept zur weiteren Reduzierung der Partikelemissionen dar.

Literaturverzeichnis

- [1] ACHLEITNER, E. ; JOVOVIC, D. ; KULL, E. ; RÖSEL, G. ; ZHANG, H.: Herausforderungen an die Benzindirekteinspritzsysteme zur Einhaltung der EU6c Abgasgrenzwerte. Version: 2015. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07650-4>. In: TSCHÖKE, H. (Hrsg.): *9. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2014*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015 (Proceedings). – DOI 10.1007/978-3-658-07650-4. – ISBN 978-3-658-07649-8, S. 249–286
- [2] AHLSTRÖM, A. F. ; ODENBRAND, C. U. I.: Combustion characteristics of soot deposits from diesel engines. In: *Carbon* 27 (1989), Nr. 3, S. 475–483. [http://dx.doi.org/10.1016/0008-6223\(89\)90080-8](http://dx.doi.org/10.1016/0008-6223(89)90080-8). – DOI 10.1016/0008-6223(89)90080-8. – ISSN 00086223
- [3] AIKAWA, K. ; SAKURAI, T. ; JETTER, J.: Development of a Predictive Model for Gasoline Vehicle Particulate Matter Emissions. In: *SAE Int. J. Fuels Lubr.* (2010)
- [4] ALONSO, M. ; KAY, P.J. ; BOWEN, P.J. et al. Exp F.: A laser induced fluorescence technique for quantifying transient liquid fuel films utilising total internal reflection. <http://dx.doi.org/10.1007/s00348-009-0720-8>. 48. Exp Fluids (Experiments in Fluids), 2010. – DOI 10.1007/s00348-009-0720-8.
- [5] ALTENHOFEN, N.: Experimentelle Potentialanalyse ausgewählter Einspritzstrategien zur emissionsoptimierten Auslegung eines turbomotorischen Otto-DI-Brennverfahrens. Masterthesis (unveröffentlicht), RWTH Aachen, 2019
- [6] ANDERSSON, J. ; COLLIER, A. ; WEDEKIND, B.: Particle and Sulphur Species as Key Issues in Gasoline Direct Injection Diesel Exhaust. In: *JSAE Technical Paper* (1999)
- [7] APPEL, J.: *Numerische Simulation der Rußbildung bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen - Teilchengrößenverteilung und deren statistische Momente*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2000
- [8] ARNAL, C. ; ALZUETA, M. U. ; MILLERA, A. ; BILBAO, R.: Influence of water vapor addition on soot oxidation at high temperature. In: *2nd International Meeting on Cleaner Combustion (CM0901-Detailed Chemical Models for Cleaner Combustion)* 43 (2012), Nr. 1, S. 55–63. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2012.03.036>. – DOI 10.1016/j.energy.2012.03.036. – ISSN 0360-5442
- [9] AVL LIST GMBH: *Gerätehandbuch AVL Micro Soot Sensor, V1.2*, 2009

-
- [10] BARGENDE, M. ; SPICHER, U. ; KÖHLER, U. ; SCHWARZ, F.: Entwicklung eines allgemeingültigen Restgasmodells für Verbrennungsmotoren. In: *Forschungsvereinigung für Verbrennungsmotoren (FVV), FVV-Forschungsvorhaben-Nr. 740* (2002)
- [11] BAUMGARTEN, C. ; STEGEMANN, J. ; MERKER, G. P.: A new model for cavitation induced primary break-up of diesel sprays. In: *Zaragoza 9* (2002), S. 11
- [12] BEFRUI, B. ; BERNDORFER, A. ; BREUER, S. ; HOFFMANN, G. ; F. PLOCK, W.: Effect of Fuel Pressure on GDi Multi-Hole Injector Particulate Emissions and Tip Coking Robustness. 12. Tagung Motorische Verbrennung - Haus der Technik, Ludwigsburg, 2015, S. 455–466
- [13] BEINHÖLZL, S.: Analyse der Partikelquellen im abgasturboaufgeladenen Ottomotor mit einem neuen Einspritzkonzept. Masterthesis (unveröffentlicht), Universität Stuttgart, 2018
- [14] BOCKHORN, H.: A Short Introduction to the Problem - Structure of the Following Parts. Version: 1994. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-85167-4_1. In: BOCKHORN, H. (Hrsg.): *Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 1994. – DOI 10.1007/978-3-642-85167-4_1. – ISBN 978-3-642-85167-4, 3–7
- [15] BORGEEST, Kai: *Messtechnik und Prüfstände für Verbrennungsmotoren: Messungen am Motor, Abgasanalytik, Prüfstände und Medienversorgung*. 2016. – ISBN 3-658-10117-2
- [16] BRACK, W.: 3D-CFD Analyse der mittleren wandnahen Geschwindigkeiten an der Injektorkuppe für verschiedene Einspritzdrücke. (2018). – BMW Group, Interne Kommunikation als persönliche Mitteilung
- [17] BRACK, W. ; ALTENHOFEN, N.: MPI-Timing und Kraftstoffflugzeit im Saugrohr. (2019). – BMW Group, Interne Kommunikation als persönliche Mitteilung
- [18] BRAISHER, M. ; STONE, R. ; PRICE, P.: Particle Number Emissions from a Range of European Vehicles. In: *SAE Technical Paper* (2010). <http://dx.doi.org/10.4271/2010-01-0786>. – DOI 10.4271/2010-01-0786
- [19] BRECCQ, G. ; BELLETTRE, J. ; TAZEROUT, M.: A new indicator for knock detection in gas SI engines. In: *International Journal of Thermal Sciences* 42 (2003), Nr. 5, S. 523–532. [http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729\(02\)00052-2](http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729(02)00052-2). – DOI 10.1016/S1290-0729(02)00052-2. – ISSN 12900729
- [20] BURI, S.: *Untersuchungen des Potentials von Einspritzdrücken bis 1000 bar in einem Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2011
- [21] BURI, S. ; BUSCH, S. ; KUBACH, H. ; SPICHER, U.: High Injection Pressures at the Upper Load Limit of Stratified Operation in a DISI Engine. In: *SAE Tech 2009-01-2657* (2009). <http://dx.doi.org/10.4271/2009-01-2657..> – DOI 10.4271/2009-01-2657.
-

-
- [22] BURI, S. ; SPICHER, U.: Optimierung von Verbrennungsmaschinen - Gemischbildung in Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: *Institut für Kolbenmaschinen (IfKM) - Universität Karlsruhe (TH)* (Zugriff am: 13.04.2018). http://www.sfb606.kit.edu/index.pl/Haupt_Menu_Forschungsprogramm_M08/projekte/c3/Ergebnisse/SFB_C3_Ergebnisse.html
- [23] BUSCH, S. ; ZELLBECK, H.: Partikelemission des Ottomotors mit Direkteinspritzung unter RDE-Bedingungen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 80 (Januar 2019). <http://dx.doi.org/10.1007/s35146-018-0132-5>. – DOI 10.1007/s35146-018-0132-5
- [24] CAMBUSTION LTD.: *Gerätehandbuch DMS500, V3.5*, 2011
- [25] CESARONI, G. ; FORASTIERE, F. ; STAFOGGIA, M. ; ANDERSEN, Z. J. ; BANDALONI, C. ; BEELEN, R.: Long term exposure to ambient air pollution and incidence of acute coronary events : prospective cohort study and meta-analysis in 11 European cohorts from the ESCAPE Project. In: *BMJ* 348 (2014)
- [26] CHEN, A. G. ; MALONEY, D. J. ; DAY, W. H.: Humid Air NO_x Reduction Effect on Liquid Fuel Combustion. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 126 (2004), Nr. 1, S. 69. <http://dx.doi.org/10.1115/1.1615255>. – DOI 10.1115/1.1615255. – ISSN 07424795
- [27] CUDEIRO TORRUELLA, M.: *Partikelemissionsuntersuchungen an einem Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung und aufgeladenem Magerbetrieb*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-17187-2>. – ISBN 978-3-658-17186-5
- [28] DAGEFÖRDE, H.: *Untersuchung innermotorischer Einflussgrößen auf die Partikelemission eines Ottomotors mit Direkteinspritzung*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2015
- [29] DEMMELBAUER-EBNER, W. ; PERSIGHEHL, K. ; GÖRKE, M. ; WERSTAT, E.: Der neue 1,5-l-Vierzylinder-TSI-Motor von Volkswagen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (Februar 2017), Nr. 2, S. 16-23. <http://dx.doi.org/10.1007/s35146-016-0179-0>. – DOI 10.1007/s35146-016-0179-0. – ISSN 0024-8525
- [30] DIESEL SPRAY ATOMIZATION MODEL CONSIDERING NOZZLE FLOW CHARACTERISTICS, Development of a.: Lee, E. and Huh, K. Y. and Koo, J. In: *Proceedings of ICLASS-97, Seoul* (1997)
- [31] DLUGOGORSKI, B. Z. ; HICHENS, R. K. ; KENNEDY, E. M. ; BOZZELLI, J. W.: Propagation of Laminar Flames in Wet Premixed Natural Gas-Air Mixtures. In: *Process Safety and Environmental Protection* 76 (1998), Nr. 2, S. 81-89. <http://dx.doi.org/10.1205/095758298529371>. – DOI 10.1205/095758298529371. – ISSN 09575820

-
- [32] DRYER, F. L.: Water addition to practical combustion systems—Concepts and applications. In: *Symposium (International) on Combustion* 16 (1977), Nr. 1, S. 279–295. [http://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784\(77\)80332-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784(77)80332-9). – DOI 10.1016/S0082-0784(77)80332-9. – ISSN 00820784
- [33] DURST, B. ; LANDERL, C. ; POGGEL, J. ; SCHWARZ, C. ; KLECZKA, W. ; HUSSMANN, B.: BMW Wassereinspritzung: Erste Erfahrungen und künftige Potenziale. In: *38. Internationales Wiener Motoren Symposium, 2017* Bd. Band 2, S. 63–79
- [34] DURST, B. ; UNTERWEGER, G. ; RUBBERT, S. ; WITT, A. ; BÖHM, M.: Thermodynamische Wirkung der Wassereinspritzung beim Ottomotor - ein Konzeptvergleich. In: *15th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine", 2015*, S. 443–453
- [35] EASTWOOD, P.: Particulate Emissions from Vehicles. In: *SAE International* (2008). – ISBN of 978-0-7680-2060-1
- [36] ECKERT, P. ; RAKOWSKI, S.: Schadstoffbildung und -reduktion. Version: 2014. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-03195-4_7. In: MERKER, G. P. (Hrsg.) ; TEICHMANN, R. (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. – DOI 10.1007/978-3-658-03195-4_7. – ISBN 978-3-658-03195-4, 471–523
- [37] EICHESEDER, H. ; KLÜTING, M. ; PIOCK, W. F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer-Verlag Wien, 2008. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-211-47104-3>
- [38] EIGENSCHENK, R. ; GIERL, R. ; KUTZA, S.: Optische Messverfahren. (2017). – BMW Group, Interne Kommunikation als persönliche Mitteilung
- [39] EITEL, F. ; SCHÄFER, J. ; KÖNIGSTEIN, A. ; HEEGER, C.: Kraftstoffdruckerhöhung bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung auf bis zu 50 MPa. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 79 (Juli / August 2018). <http://dx.doi.org/10.1007/s35146-018-0043-5>. – DOI 10.1007/s35146-018-0043-5
- [40] ERICSSON, P. ; SAMSON, A.: Characterization of Particulate Emissions Propagating in the Exhaust Line for Spark Ignited Engines. In: *SAE Technical Paper* (2009). <http://dx.doi.org/10.4271/2009-01-2654>. – DOI 10.4271/2009-01-2654
- [41] EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen*. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?qid=1549978740723&uri=CELEX:32009R0443>. Version: April 2012
- [42] EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Verordnung (EU) Nr. 459/2012 der Kommission vom 29. Mai 2012 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen*
-

- Parlaments und des Rates und der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6)*. <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?qid=1414407702646&uri=CELEX:32012R0459>. Version: Mai 2012
- [43] EUROPÄISCHE UNION: *Regelung Nr. 83 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UNECE) - Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Emission von Schadstoffen aus dem Motor entsprechend den Kraftstoffanforderungen des Motors*. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:42019X0253&from=EN>. Version: Februar 2019
- [44] EUROPÄISCHES PARLAMENT: *Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge*. <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX:32007R0715>. Version: Juni 2007
- [45] EUROPÄISCHES PARLAMENT: *Nr. 5091/2019, Proposal for a Regulation of the European Parliament and of the Council setting emission performance standards for new passenger cars and for new light commercial vehicles as part of the Union's integrated approach to reduce CO2 emissions from light-duty vehicles and amending Regulation (EC) No 715/2007 (recast)*. https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1549968583681&uri=CONSIL:ST_5091_2019_EXT_1. Version: Januar 2019
- [46] FISCHER, P. ; DURST, B. ; EIGENSCHENK, R. ; KUTZA, S. ; MIKLAUTSCHITSCH, M. ; UNTERWEGER, G. ; ROTTENGRUBER, H.: Kombiniertes Einsatz optischer Messtechniken am BMW TwinPower Turbo Motor in der Analyse der Partikelemission bedingt durch Injektorkuppenbenetzung. 13. Tagung Motorische Verbrennung - Haus der Technik, Ludwigsburg, 2017, S. 465–477
- [47] FISCHER, P. ; DURST, B. ; HARTL, F. ; KUTZA, S. ; MIKLAUTSCHITSCH, M. ; UNTERWEGER, G. ; ROTTENGRUBER, H.: Laseroptische Untersuchungen der Injektorkuppenbenetzung für Otto-DI-Injektoren bei unterschiedlichen thermodynamischen Randbedingungen. 13. Internationales AVL Powertrain Diagnostik Symposium, Baden-Baden, 2018
- [48] FRANK, M. ; GESK, M. ; SAMENFINK, W. ; GERHARD, J. ; HACKL, B. ; URBANEK, M. ; HOFMANN, P. ; GERINGER, B.: Neue Wege in der Injektorauswahl und Startabstimmung von Ottomotoren mit Saugrohreinjection. In: *27. Internationales Wiener Motorensymposium* (2006)
- [49] FRENKLACH, M.: Reaction mechanism of soot formation in flames. In: *Physical Chemistry Chemical Physics* 4 (2002), Nr. 11, S. 2028–2037. <http://dx.doi.org/10.1039/b110045a>. – DOI 10.1039/b110045a. – ISSN 14639076

-
- [50] FRENKLACH, M. ; WANG, H.: Detailed Mechanism and Modeling of Soot Particle Formation. Version: 1994. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-85167-4_10. In: BOCKHORN, H. (Hrsg.): *Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 1994. – DOI 10.1007/978-3-642-85167-4_10. – ISBN 978-3-642-85167-4, 165–192
- [51] GALMICHE, B. ; HALTER, F. ; FOUCHER, F. ; DAGAUT, P.: Effects of Dilution on Laminar Burning Velocity of Premixed Methane/Air Flames. In: *Energy & Fuels* 25 (2011), Nr. 3, S. 948–954. <http://dx.doi.org/10.1021/ef101482d>. – DOI 10.1021/ef101482d. – ISSN 0887-0624
- [52] GINDELE, J.: *Untersuchung zur Ladungsbewegung und Gemischbildung im Ottomotor mit Direkteinspritzung*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2001
- [53] GÖCKELER, Katharina: *Influence of Steam Dilution and Hydrogen Enrichment on Laminar Premixed Methane Flames*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2015
- [54] GÖKE, S.: *Ultra wet combustion*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2012
- [55] GOTTSCHALK, W.: *Einfluss kleiner Ventilhuber auf die Gemischbildung in Ottomotoren*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2001
- [56] HEINRICH, C. ; DÖRKSEN, H. ; TÖLKES, E. ; ESCH, A.: Direkte Benzin-Wasser-Einspritzung: CO₂-Potentiale und technische Anforderungen. In: *10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung* (2016)
- [57] HELMETSBERGER, P.: *Experimentelle Gemischbildungsuntersuchungen an einem Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb, Direkteinspritzung und Aufladung*, Technische Universität Graz, Dissertation, 2010
- [58] HELPERT, F.: Analyse der Partikelquellen im direkteinspritzenden abgasturboaufgeladenen Ottomotor unter Einsatz einer Saugrohr- und Wassereinspritzung. Masterthesis (unveröffentlicht), Technische Universität München, 2017
- [59] HEMMINGER, S. M.: *Optimierung der Gemischbildung und Verbrennung von Hochleistungsottomotoren und Verbrennung zur Einhaltung zukünftiger Emissionsgrenzwerte*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2014
- [60] HERMANN, A.: *Modellbildung für die 3D-Simulation der Gemischbildung und Verbrennung in Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2008
- [61] HERMANN, I. ; GLAHN, C. ; KLUIN, M. ; PAROLL, M.: Thermodynamisches Potential der Wassereinspritzung für den Ottomotor. In: *16th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine"*. 2017
- [62] HOFER, M.: *Optimierung der Einlasskanalgeometrie eines Ottomotors mit Hilfe transienter CFD Simulationen*, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2016

-
- [63] HORIBA LTD.: *Gerätehandbuch Horiba MEXA-2100SPCS*, 2009
- [64] IORIO, S. D. ; LAZZARO, M. ; SEMENTA, P. ; VAGLIECO, B. M. ; CATAPANO, F. ; FEDERICO, N.: Particle Size Distributions from a DI High Performance SI Engine Fuelled with Gasoline-Ethanol Blended Fuels. In: *SAE Technical Paper* (2011). <http://dx.doi.org/10.4271/2011-24-0211>. – DOI 10.4271/2011-24-0211
- [65] JÖRGL, H.: Partikelzählung nach PMP, eine kritische Betrachtung. Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2008
- [66] KADOTA, T. ; YAMASAKI, H.: Recent advances in the combustion of water fuel emulsion. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 28 (2002), Nr. 5, S. 385–404. [http://dx.doi.org/10.1016/S0360-1285\(02\)00005-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0360-1285(02)00005-9). – DOI 10.1016/S0360-1285(02)00005-9. – ISSN 03601285
- [67] KAPUS, P. ; CERTIC, M. ; NEUBAUER, M. ; PREVEDEL, K. ; SCHICKER, T.: New Gasoline Combustion Systems for Highest Efficiency and Lowest Emission. In: *17th Conference: The Working Process of the Internal Combustion Engine, Graz* (2019)
- [68] KAYES, D. ; S., Hochgreb: Mechanisms of Particulate Matter Formation in Spark-Ignition Engines. 1. Effect of Engine Operating Conditions. In: *Environmental Science and Technology; Journal Volume: 33; Journal Issue: 22* (1999). <http://dx.doi.org/10.1021/es981100w>. – DOI 10.1021/es981100w
- [69] KITTELSON, D. ; PATWARDHAN, U. ; ZARLING, D. ; GLADIS, D. ; WATTS, W.: Issues associated with measuring nothing or almost nothing: Real-time Measurements of Metallic Ash Emissions from Engines. In: *Cambridge Particle Meeting* (2013)
- [70] KNAUER, M.: *Struktur-Reaktivitäts-Korrelation von Dieselruß und Charakterisierung von PAHs und Carbonylen im Abgas von Biokraftstoffen*, Technische Universität München, Dissertation, 2009
- [71] KNIRSCH, S. ; KERKAU, T. ; NEUSSER, H.-J.: Die neuen V8-Ottomotoren für den Porsche Cayenne. In: *24. Internationales Wiener Motorensymposium* (2003)
- [72] KRAUSGRILL, C.: *Messung und Bewertung der Zylinderinnenströmung am Ottomotor*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 1999
- [73] KUFFERATH, A. ; SAMENFINK, W. ; GERHARDT, J.: Die neue Emissionsstrategie der Benzin-Direkteinspritzung. In: *MTZ - Motortechnische* 64 (November 2003). <http://dx.doi.org/10.1007/BF03227138>. – DOI 10.1007/BF03227138
- [74] LANDERL, C. ; RÜLICHE, M. ; SPANRING, D. ; SCHMUCK-SOLDAN, S.: Die Ottomotoren des Next-Generation-Baukastens von BMW. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 79 (März 2018). <http://dx.doi.org/10.1007/s35146-017-0188-7>. – DOI 10.1007/s35146-017-0188-7

-
- [75] LEACH, F. ; STONE, R. ; FENNELL, D. ; HAYDEN, D. ; RICHARDSON, D. ; WICKS, N.: Predicting the particulate matter emissions from spray-guided gasoline direct-injection spark ignition engines. In: *Proc. Inst. Mech. Eng. D J. Automob. Eng.* (2016). <http://dx.doi.org/10.1177/0954407016657453>. – DOI 10.1177/0954407016657453
- [76] LEACH, F. ; STONE, R. ; RICHARDSON, D.: The Influence of Fuel Properties on Particulate Number Emissions from a Direct Injection Spark Ignition Engine. In: *SAE Technical Paper* (2013). <http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-1558>. – DOI 10.4271/2013-01-1558
- [77] LENZ, H. P.: *Gemischbildung bei Ottomotoren*. Springer-Verlag Wien, 1990. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-7091-3764-2>
- [78] LERCH, J.: *Analyse der Partikelbildung in direkteinspritzenden hubraumverkleinerten Ottomotoren*, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation, 2013
- [79] LIEBL, J. ; KLÜTING, M. ; POGGEL, J. ; MISSY, S.: Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit Valvetronic, Teil 2: Thermodynamik und funktionale Eigenschaften. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 62 (Juli 2001). <http://dx.doi.org/10.1007/BF03227352>. – DOI 10.1007/BF03227352
- [80] LINSE, D.: Wassereinspritzung - Thermodynamische Analyse. (2017). – BMW Group, Interne Kommunikation als persönliche Mitteilung
- [81] MARICQ, M. ; PODSIADLIK, D. ; BREHOB, D. ; HAGHGOOIE, M.: Particulate Emissions from a Direct-Injection Spark-Ignition (DISI) Engine. In: *SAE Technical Paper* (1999). <http://dx.doi.org/10.4271/1999-01-1530>. – DOI 10.4271/1999-01-1530
- [82] MAUS, W. ; BRÜCK, R. ; KONIECZNY, R. ; SCHEEDER, A.: Der E-Kat als Thermomanagementlösung in Modernen Fahrzeuganwendungen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 71 (Mai 2010), Nr. 5, S. 340–346. <http://dx.doi.org/10.1007/BF03225572>. – DOI 10.1007/BF03225572. – ISSN 0024-8525
- [83] MAZAS, A. N. ; FIORINA, B. ; LACOSTE, D. A. ; SCHULLER, T.: Effects of water vapor addition on the laminar burning velocity of oxygen-enriched methane flames. In: *Combustion and Flame* 158 (2011), Nr. 12, S. 2428–2440. <http://dx.doi.org/10.1016/j.combustflame.2011.05.014>. – DOI 10.1016/j.combustflame.2011.05.014. – ISSN 00102180
- [84] McENALLY, C. S. ; PFEFFERLE, L. D. ; ATAKAN, B. ; KOHSE-HÖINGHAUS, K.: Studies of aromatic hydrocarbon formation mechanisms in flames: Progress towards closing the fuel gap. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 32 (2006), Nr. 3, S. 247–294. <http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2005.11.003>. – DOI 10.1016/j.pecs.2005.11.003. – ISSN 03601285
-

-
- [85] MCGEE, J. ; CURTIS, E. ; RUSS, S. ; LAVOIE, G.: The Effects of Port Fuel Injection Timing and Targeting on Fuel Preparation Relative to a Pre-Vaporized System. In: *SAE Technical Paper* (2000). <http://dx.doi.org/10.4271/2000-01-2834>. – DOI 10.4271/2000-01-2834
- [86] MELIUS, C. F. ; COLVIN, M. E. ; MARINOV, N. M. ; PIT, W. J. ; SENKAN, S. M.: Reaction mechanisms in aromatic hydrocarbon formation involving the C₅H₅ cyclopentadienyl moiety. In: *Symposium (International) on Combustion* 26 (1996), Nr. 1, S. 685–692. [http://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784\(96\)80276-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784(96)80276-1). – DOI 10.1016/S0082-0784(96)80276-1. – ISSN 00820784
- [87] MERKER, G. P. ; SCHWARZ, C. ; STIESCH, G. ; OTTO, F.: *Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. 3., überarb. u. aktualisierte Aufl. Wiesbaden : Teubner, 2006. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8351-9069-6>. – ISBN 3-8351-0080-7
- [88] MERKER, G. P. ; TEICHMANN, R.: Funktionsweise von Verbrennungsmotoren. Version: 2014. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-03195-4_3. In: MERKER, G. P. (Hrsg.) ; TEICHMANN, R. (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014 (ATZ/MTZ-Fachbuch). – DOI 10.1007/978-3-658-03195-4_3. – ISBN 978-3-658-03194-7, S. 89–330
- [89] MIKLAUTSCHITSCH, M.: *Niedrigstmissionskonzept auf Basis eines abgasturboaufgeladenen Ottomotors mit Direkteinspritzung, vollvariablem Ventiltrieb und Sekundärluftleinblasung*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2011
- [90] MIKLAUTSCHITSCH, M. ; DURST, B. ; HENRICI, S. ; UNTERWEGER, G. ; WITT, A.: Partikelquellenanalyse und Ableitung von PN-Reduktionsmaßnahmen. In: *12. Tagung Motorische Verbrennung - Haus der Technik, 2015*
- [91] MINGRUI, W. ; THANH SA, N. ; TURKSON, R. F. ; JINPING, L. ; GUANLUN, G.: Water injection for higher engine performance and lower emissions. In: *Journal of the Energy Institute* 90 (2017), Nr. 2, S. 285–299. <http://dx.doi.org/10.1016/j.joei.2015.12.003>. – DOI 10.1016/j.joei.2015.12.003. – ISSN 17439671
- [92] MÜLLER, H. ; DENGLER, S. ; NUTZ, J. ; FÜSSEL, M.: Der neue 2,5-l-TFSI-Fünfzylindermotor von Audi für den TT RS. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (April 2017). <http://dx.doi.org/10.1007/s35146-017-0010-6>. – DOI 10.1007/s35146-017-0010-6
- [93] MORIYA, H.: Fuel Property Influence on Exhaust Emissions - Simplified PM Index. In: *SAE-China Congress & Exhibition, Shanghai* (2016)
- [94] MOSKALEVA, L. V. ; MEBEL, A. M. ; LIN, M. C.: The CH₃+C₅H₅ reaction: A potential source of benene at high temperatures. In: *Symposium (International) on Combustion* 26 (1996), Nr. 1, S. 521–526. [http://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784\(96\)80255-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784(96)80255-4). – DOI 10.1016/S0082-0784(96)80255-4. – ISSN 00820784
-

-
- [95] NEESER, P.: *Untersuchungen zu den Einflussmöglichkeiten auf ein ottomotorisches Hochrestgasbrennverfahren*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2011
- [96] OHNESORGE, W. V.: Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen. In: *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* 16 (1936), Nr. 6, S. 355–358. <http://dx.doi.org/10.1002/zamm.19360160611>. – DOI 10.1002/zamm.19360160611. – ISSN 00442267
- [97] PAUER, T.: *Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung : Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2001
- [98] PAUER, T. ; FROHNMAIER, M. ; WALTHER, J. ; SCHENK, P. ; HETTINGER, A. ; KAMPMANN, S.: Optimierung von Ottomotoren durch Wassereinspritzung. In: *37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016* Bd. Band 2, S. 18–33
- [99] PAUER, T. ; YILMAZ, H. ; ZUMBRÄGEL, J. ; SCHÜNEMANN, E.: Neue Generation Benzin-Direkteinspritzsysteme von Bosch. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (Juli 2017), Nr. 7-8, S. 16–23. <http://dx.doi.org/10.1007/s35146-017-0052-9>. – DOI 10.1007/s35146-017-0052-9. – ISSN 0024-8525
- [100] PENTTINEN, P. ; TIMONEN, K. L. ; TIITTANEN, P. ; MIRME, A. ; RUUSKANEN, J. ; PEKKANEN, J.: Ultrafine particles in urban air and respiratory health among adult asthmatics. In: *The european respiratory journal* 17 (2001)
- [101] PILCH, M. ; ERDMAN, C. A.: Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop. In: *International Journal of Multiphase Flow* 13 (1987), Nr. 6, S. 741–757. [http://dx.doi.org/10.1016/0301-9322\(87\)90063-2](http://dx.doi.org/10.1016/0301-9322(87)90063-2). – DOI 10.1016/0301-9322(87)90063-2. – ISSN 03019322
- [102] PIOCK, W. F. ; HOFFMANN, J. G. G. Spakowski S. G. Spakowski ; DOBER, G. ; GOMOT, B. ; HÜLSER, H.: Das neue GDi-System von Delphi Technologies – verbesserte Emissionen und Effizienz mit höherem Druck. In: *40. Internationales Wiener Motorensymposium* (2019)
- [103] PISCHINGER, S.: *Vorlesungsumdruck - Grundlagen der Verbrennungsmotoren - Band 2*. RWTH Aachen, 2011
- [104] PREUSS, F.: *Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf Hochdruck-Motorprozess und Abgasnachbehandlung bei Direkteinspritz-Ottomotoren*, Technische Universität Graz, Dissertation, 2003
- [105] PRICE, P. ; STONE, R. ; COLLIER, T. ; DAVIES, M.: Particulate Matter and Hydrocarbon Emissions Measurements: Comparing First and Second Generation DISI with PFI in Single Cylinder Optical Engines. In: *SAE Technical Paper* (2006). <http://dx.doi.org/10.4271/2006-01-1263>. – DOI 10.4271/2006-01-1263
-

-
- [106] PRICE, P. ; STONE, R. ; OUDE NIJEWEME, D. ; CHEN, X.: Cold Start Particulate Emissions from a Second Generation DI Gasoline Engine. In: *SAE Technical Paper* (2007). <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-1931>. – DOI 10.4271/2007-01-1931
- [107] RAAB, F.: *Untersuchungen zur Reduzierung von Kohlenwasserstoff-Emissionen im Kaltstart von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2007
- [108] RAIDT, B. ; BILLINGER, T.: Fahrzeugnahe, dynamische Versuche am Motorprüfstand. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (2017). <http://dx.doi.org/10.1007/s41490-017-0007-6>. – DOI 10.1007/s41490-017-0007-6
- [109] RECK, T.: *Experimentelle Untersuchung der Einflussgrößen zur Minimierung der Partikelrohmission bei Benzindirekteinspritzung*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2013
- [110] REITZ, R. D.: *Atomization and Other Breakup Regimes of a Liquid Jet*, Princeton University, Dissertation, 1978
- [111] ROBERT BOSCH GMBH – POWERTRAIN SOLUTIONS: Schnittbilddarstellung des HDEV5, 2019.
- [112] ROTHE, D.: *Physikalische und chemische Charakterisierung der Rußpartikelemission von Nutzfahrzeugdieselmotoren und Methoden zur Emissionsminderung*, Technische Universität München, Dissertation, 2006
- [113] ROTTENGRUBER, H. ; WAGNER, T. ; BEYRAU, F. ; DRAGOMIROV, P. ; SCHAUB, M.: Sprayvermessung einer Benzin-Wasser-Emulsion. Version: 2017. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-15327-4>. In: TSCHÖKE, H. (Hrsg.) ; MAROHN, R. (Hrsg.): *10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017 (Proceedings). – DOI 10.1007/978-3-658-15327-4. – ISBN 978-3-658-15326-7, S. 381–402
- [114] RUSCHEL, V.: *Größenverteilung und Zusammensetzung von Dieselrußpartikeln beim Einsatz von Biodiesel im Vergleich zu unterschiedlichen Dieselmotorkraftstoffen*, Technischen Universität Carolo-Wilhelmina, Braunschweig, Dissertation, 2010
- [115] SCHÄFER, F. ; KOCH, A. ; TSCHÖKE, H. ; BLOCHING, W. ; WENZLAWSKI, K. ; ZAPP, T. ; DILCHERT, H. ; JÄGER, B. ; KÜHNEL, F. ; SCHRÖDER, R. ; SCHRÖTER, K.: Gemischbildungsverfahren und -systeme. Version: 2015. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-04678-1_12. In: BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.) ; SCHÄFER, F. (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. – DOI 10.1007/978-3-658-04678-1_12. – ISBN 978-3-658-04678-1, S. 560–616
- [116] SCHAUER, F. X.: *Untersuchung moderner ottomotrischer Brennverfahren zur Reduktion der Partikelemissionen*, Technische Universität München, Dissertation, 2014

-
- [117] SCHNEIDER, B. M.: *Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck*, ETH Zürich, Dissertation, 2003
- [118] SCHUECK, C. ; KOCH, T. ; SAMENFINK, W. ; SCHUENEMANN, E. ; TAFEL, S. ; TOWAE, O.: Optical Investigations of Soot Formation Mechanisms and Possible Countermeasures on a Turbocharged Port Fuel Injection SI Engine. In: *SAE Int. J. Engines* (2016). <http://dx.doi.org/10.4271/2016-01-2163>. – DOI 10.4271/2016-01-2163
- [119] SCHULZ, C. ; SICK, V.: Tracer-LIF diagnostics: quantitative measurement of fuel concentration, temperature and fuel/air ratio in practical combustion systems. <http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2004.08.002>. 31. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2005. – DOI 10.1016/j.pecs.2004.08.002, S. 75–121
- [120] SCHULZ, F. ; SAMENFINK, W. ; SCHMIDT, J. ; BEYRAU, F.: Systematic LIF fuel wall film investigation. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.01.017>. 172. *Fuel*, 2016. – DOI 10.1016/j.fuel.2016.01.017, S. 284–292
- [121] SCHULZ, F. ; SCHMIDT, J. ; BEYRAU, F.: Development of a sensitive experimental set-up for LIF fuel wall film measurements in a pressure vessel. <http://dx.doi.org/10.1007/s00348-015-1971-1>. 56. *Exp Fluids (Experiments in Fluids)*, 2015. – DOI 10.1007/s00348-015-1971-1
- [122] SERRAS-PEREIRA, J. ; ROMUNDE, Z. van ; ALEIFERIS, P. G. ; RICHARDSON, D. ; WALLACE, S. ; CRACKNELL, R. F.: Cavitation, primary break-up and flash boiling of gasoline, iso-octane and n-pentane with a real-size optical direct-injection nozzle. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2010.03.030>. 89. *Fuel*, 2010. – DOI 10.1016/j.fuel.2010.03.030
- [123] SPICHER, U.: Einspritzsysteme und Systemübersicht. Version:2017. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-12215-7_4. In: BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.): *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung: Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – DOI 10.1007/978-3-658-12215-7_4. – ISBN 978-3-658-12215-7, 137–174
- [124] SPICHER, U. ; STOFFELS, H.: Gemischbildungs- und Verbrennungsverfahren. Version:2017. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-12215-7_3. In: BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.): *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung: Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – DOI 10.1007/978-3-658-12215-7_3. – ISBN 978-3-658-12215-7, 31–135
- [125] STADLER, A. ; BRUNNER, R. ; HÄRTL, M. ; WACHTMEISTER, G. ; SAUERLAND, H.: Experimental Investigations on High Pressure Gasoline Injection up to 800 bar for Different Combustion Modes. In: *27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology* (2018)
-

-
- [126] STANMORE, B. R. ; BRILHAC, J. F. ; GILOT, P.: The oxidation of soot: A review of experiments, mechanisms and models. In: *Carbon* 39 (2001), Nr. 15, S. 2247–2268. [http://dx.doi.org/10.1016/S0008-6223\(01\)00109-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0008-6223(01)00109-9). – DOI 10.1016/S0008-6223(01)00109-9. – ISSN 00086223
- [127] STURGESS, J. ; HILL, B. ; SAMUEL, S.: Experimental investigation into particulate size and number distribution from a spark ignition engine: In-cylinder combustion and transient events. In: *Proc. IMechE* (2008). <http://dx.doi.org/10.1243/09544070JAUTO653>. – DOI 10.1243/09544070JAUTO653
- [128] TREE, D. R. ; SVENSSON, K. I.: Soot processes in compression ignition engines. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 33 (2007), Nr. 3, S. 272–309. <http://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2006.03.002>. – DOI 10.1016/j.pecs.2006.03.002. – ISSN 03601285
- [129] TRIBULOWSKI, J.: *Untersuchungen der Gemischbildung und Verbrennung an einem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung im Kaltstart und Warmlauf*, Univeristät Karlsruhe, Dissertation, 2003
- [130] TROMMER, A.: Bestimmung von methodischen und instrumentellen Einflüssen auf die Messergebnisse bei PMP-konformen Partikelanzahlmessungen. Diplomarbeit, Technische Universität Dresden, 2013
- [131] TSCHÖKE, H. ; HIEBER, D. ; SENS, M. ; BALS, R. ; WASCHECK, R. ; RIESS, M. ; MEINIG, U.: Verbrennungsverfahren. Version: 2015. http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-04678-1_15. In: BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.) ; SCHÄFER, F. (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. – DOI 10.1007/978-3-658-04678-1_15. – ISBN 978-3-658-04678-1, S. 657–709
- [132] VAN BASSHUYSEN, R.: *Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*. 3., überarb. Aufl. 2013. Springer Vieweg, 2013 (SpringerLink : Bücher). – ISBN 978-3-658-01407-0
- [133] VANDEMAN, J. ; HEINICKE, O.: Effect of water alcohol injection and maximum economy spark advance on knock limited performance and fuel economy of a large air-cooled cylinder, NACA (National Advisory Committee for Aeronautics). (1945)
- [134] VIDMAR, A. ; GÖTSCHL, P. ; FRAIDL, G. ; DOBES, T. ; KAPUS, P. ; JANSEN, H.: Real Driving Emissions - Eine Herausforderung für GDI Motoren? In: *8. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen, Ludwigsburg* (2014)
- [135] VOGT, R. ; SCHEER, V. ; KIRCHNER, U. ; BERGMANN, M.: Properties of exhaust particles from modern powertrain technologies. In: *28. Int. Wiener Motorensymposium* (2007)
- [136] VOSHAAR, T. H. ; HEYDER, J. ; KÖHLER, D. ; KRUG, N. ; NOWAK, D. ; SCHEUCH, G. ; SCHULZ, H. ; WITT, C: Partikuläre Luftverunreinigung und ihre Folgen für die

- menschliche Gesundheit - Stellungnahme der deutschen Gesellschaft für Pneumologie (DGP) zur aktuellen Feinstaub-Diskussion. In: *Pneumologie* 7 (2005)
- [137] WACHTMEISTER, G.: *Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren*. Wintersemester 2013/14. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München, 2013
- [138] WACHTMEISTER, G. ; HÄRTL, M.: *Vorlesungsunterlagen Kraftstoffe für Verbrennungsmotoren*. Sommersemester 2015. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München, 2015
- [139] WACHTMEISTER, G. ; WEBER, S.: *Skriptum zur Vorlesung Motorthermodynamik und Brennverfahren*. Sommersemester 2014. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München, 2014
- [140] WARNATZ, J. ; MAAS, U. ; DIBBLE, R. W.: *Verbrennung: physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2001. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-56451-2>. – ISBN 978-3-642-62658-6
- [141] WENZEL, P.: *Modellierung der Ruß- und NO_x-Emissionen des Dieselmotors*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2006
- [142] WIBERG, N. ; HOLLEMAN, A. ; WIBERG, N.: *Lehrbuch der Anorganischen Chemie*. De Gruyter, Berlin, Boston, 2008 <https://www.degruyter.com/view/product/19732>
- [143] WITTMAN, J.-H. ; MENGER, L.: Novel Index for Evaluation of Particle Formation Tendencies of Fuels with Different Chemical Compositions. In: *SAE Technical Paper* (2017). <http://dx.doi.org/10.4271/2017-01-9380>. – DOI 10.4271/2017-01-9380
- [144] XIA, C. ; CHEN, W. ; FANG, J. ; HUANG, Z.: An Experimental Study of the Effects of Coolant Temperature on Particle Emissions from a Dual Injection Gasoline Engine. In: *SAE Technical Paper* (2019). <http://dx.doi.org/10.4271/2019-01-0051>. – DOI 10.4271/2019-01-0051
- [145] ZBORALSKI, A. ; GÜNTHER, M. ; LIEBSCH, S. ; KRATSCHE, M.: Endoskopische laserinduzierte Fluoreszenz zur Untersuchung der Gemischbildung an Vollmotoren. 11. Tagung Motorische Verbrennung - Haus der Technik, Ludwigsburg, 2013, S. 265–278
- [146] ZHANG, C. ; ATREYA, A. ; LEE, K.: Sooting structure of methane counterflow diffusion flames with preheated reactants and dilution by products of combustion. In: *Symposium (International) on Combustion* 24 (1992), Nr. 1, S. 1049–1057. [http://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784\(06\)80124-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784(06)80124-4). – DOI 10.1016/S0082-0784(06)80124-4. – ISSN 00820784
- [147] ZHANG, H. ; ACHLEITNER, E. ; BEER, J. ; KRAPPAN, F. ; KLÜGL, W. ; MAIWALD, O. ; RÖSEL, G. ; EHRHARD, J.: Die Zukunft der Benzin-Motoren. In: *36. Internationales Wiener Motorensymposium* (2015)

- [148] ZHAO, D. ; YAMASHITA, H. ; KITAGAWA, K. ; ARAI, N. ; FURUHATA, T.: Behavior and effect on NO_x formation of OH radical in methane-air diffusion flame with steam addition. In: *Combustion and Flame* 130 (2002), Nr. 4, S. 352–360. [http://dx.doi.org/10.1016/S0010-2180\(02\)00385-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0010-2180(02)00385-1). – DOI 10.1016/S0010-2180(02)00385-1. – ISSN 00102180
- [149] ZIEGLER, M.: Interview mit Dr. Thorsten Boger (Corning GmbH): Wir sehen die Entwicklung im Geschäftsbereich sehr positiv. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 80 (Juni 2019). <http://dx.doi.org/10.1007/s35146-019-0052-z>. – DOI 10.1007/s35146-019-0052-z

Nomenklatur

Abkürzungen und Indizes

<i>Abkürzung</i>	<i>Bezeichnung</i>
AI5%	5% Umsatzpunkt
AI50%	50% Umsatzpunkt
AI90%	90% Umsatzpunkt
AI5-90%	Brenndauer von 5-90% Umsatzpunkt
C	Kohlenstoff
CF	<u>C</u> onformity <u>F</u> actor
CFD	<u>C</u> omputational <u>F</u> luid <u>D</u> ynamics
C_xH_y	Kohlenwasserstoffmolekül
DI	<u>D</u> irect <u>I</u> njection
DWI	<u>D</u> irect <u>W</u> ater <u>I</u> njection in dieser Arbeit eine Kraftstoff-Wasser-Emulsion Einspritzung
EVT	<u>E</u> nde <u>V</u> entil <u>T</u> reffer
H ₂	Wasserstoff
HACA	<u>H</u> ydrogen <u>A</u> bstraction <u>C</u> ₂ <u>H</u> ₂ <u>A</u> ddition
HDEV	<u>H</u> och <u>d</u> ruck <u>E</u> inspritz <u>v</u> entil
H ₂ O	Wasserdampf
IRO	<u>I</u> ntensified <u>R</u> elay <u>O</u> ptics
KW	Grad <u>K</u> urbel <u>w</u> inkel
LDM	<u>L</u> ong <u>D</u> istance <u>M</u> icroscope
LIF	<u>L</u> aser <u>I</u> nduced <u>F</u> luorescence
LW-OT	<u>L</u> adungs <u>w</u> echsel- <u>O</u> T
MAPO	<u>M</u> aximum <u>A</u> mplitude of <u>P</u> ressure <u>O</u> scillations
MDI	<u>M</u> ultiple <u>D</u> irect <u>I</u> njection
MPI	<u>M</u> ulti <u>P</u> oint <u>I</u> njection
MPST	<u>M</u> otor <u>P</u> rüf <u>s</u> tand
MSA	<u>M</u> otor <u>S</u> tart <u>S</u> topp <u>A</u> utomatik

<i>Abkürzung</i>	<i>Bezeichnung</i>
nES	Anzahl Einspritzungen
NEFZ	<u>N</u> eu <u>e</u> r <u>E</u> uropäischer <u>F</u> ahr <u>z</u> yklus
OH	Hydroxyl-Radikal
OT	<u>O</u> berer <u>T</u> otpunkt
PAK	<u>P</u> olyzyklische <u>A</u> romatische <u>K</u> ohlenwasserstoffe
PEMS	<u>P</u> ortable <u>E</u> missions <u>M</u> easurement <u>S</u> ystem
PIV	<u>P</u> article <u>I</u> mage <u>V</u> elocimetry
PN	Partikelanzahl
PTU	<u>P</u> rogrammable <u>T</u> iming <u>U</u> nit
PWG	<u>P</u> edalwertgeber
RDE	<u>R</u> eal <u>D</u> riving <u>E</u> mission
SMD	<u>S</u> auter <u>M</u> ean <u>D</u> iameter
SOF	<u>S</u> oluble <u>O</u> rganic <u>F</u> raction
SS	<u>S</u> augsynchrone Saugrohreinspritzung
SVT	<u>S</u> tart <u>V</u> entil <u>T</u> reffer
UT	<u>U</u> nterer <u>T</u> otpunkt
UV	<u>U</u> ltraviolettstrahlung
VG	<u>V</u> orgelagerte Saugrohreinspritzung
VSA	Auslassspreizung Nockenwelle
VSE	Einlassspreizung Nockenwelle
WLTP	<u>W</u> orldwide Harmonized <u>L</u> ight Vehicle <u>T</u> est <u>P</u> rocedures
ZOT	<u>Z</u> ünd- <u>O</u> T

Physikalische Größen

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bezeichnung</i>
ε	–	Verdichtungsverhältnis
η_i	–	Indizierter Wirkungsgrad
η_{F1}	kg/m s	Dynamische Viskosität der Flüssigkeit
κ	–	Isentropenexponent
κ_v	–	Isentropenexponent des Abgases
λ	–	Verbrennungsluftverhältnis
λ_{P1}	–	Pleuelstangenverhältnis
ρ_{Abgas}	kg/m ³	Dichte des Abgases
ρ_{F1}	m ² /s	Dichte der Flüssigkeit
σ_{F1}	mN/m	Oberflächenspannung der Flüssigkeit
Ω_{MPI}	%	MPI-Rate
Ω_{Wa}	%	Wasserrate
$\Omega_{\text{Wa,HDEV}}$	%	Wasserrate im HDEV
$c_{v,G}$	kJ/kg K	Wärmekapazität des Gemisches
CO	Vol. – %	Kohlenmonoxid
CO ₂	Vol. – %	Kohlenstoffdioxid
d_{IK}	mm	Distanz Injektor zu Kolben im OT
d_{D}	μm	Düsenlochdurchmesser
D_{p}	nm	Partikeldurchmesser
d_{Tr}	μm	Tropfendurchmesser
EOI	°KW	<u>End of Injection</u> allgemein
EOI _n	°KW	<u>End of Injection</u> Mehrfacheinspritzung
EOI _{DI}	°KW	<u>End of Injection</u> Direkteinspritzung
EOI _{DWI}	°KW	<u>End of Injection</u> Wassereinspritzung
EOI _{MPI}	°KW	<u>End of Injection</u> Saugrohreinspritzung
F_{Rel}	–	Relative Summenhäufigkeit
HC	ppm	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
$H_{\text{U,Kst}}$	kJ/kg	Unterer Heizwert des Kraftstoffes
k_{ρ}	–	Korrekturfaktor für Luftfeuchtigkeit
L_{st}	–	Stöchiometrischer Luftbedarf

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bezeichnung</i>
$M_{d,mot}$	Nm	<u>M</u> otord <u>r</u> ehmoment
m_G	kg	Gemischmasse
m_L	kg	Angesaugte Luftmasse
\dot{m}_L	kg/s	Luftmassenstrom
m_{Lst}	kg	Luftmasse, die zu einer stöchiometrischen Verbrennung notwendig wäre
m_{Kst}	kg	Eingespritzte Gesamt-Kraftstoffmasse
\dot{m}_{Kst}	kg/h	Kraftstoffmassenstrom
$m_{Kst,ND}$	kg	Eingespritzte Kraftstoffmasse Niederdruckpfad
m_{Wa}	kg	Eingespritzte Wassermasse
n_{mot}	U/min	Motor-Drehzahl
NO_x	ppm	Stickoxide
O_2	Vol. – %	Sauerstoff
Oh	–	Ohnesorge-Zahl
P_i	kW	Indizierte Motorleistung
p_{Kammer}	bar	Kammerdruck in der Einspritzkammer
PM	mg/m ³	Partikelmasse
p_{me}	bar	Effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	Indizierter Mitteldruck
P_{mot}	kW	Effektive Motorleistung
PN_C	1/cm ³	Partikelanzahlkonzentration
PN_{Strom}	10 ⁹ P/s	Partikelanzahlstrom
p_{Osz}	bar	Druckoszillationen
p_{Rail}	bar	Kraftstoffraildruck
Q_{zu}	J	Durch Verbrennung zugeführte Wärme
r	mm	Radius Kolbenhub
Re	–	Reynolds-Zahl
SOI	°KW	<u>S</u> tart <u>o</u> f <u>I</u> njection allgemein
SOI_n	°KW	<u>S</u> tart <u>o</u> f <u>I</u> njection Mehrfacheinspritzung
SOI_{DI}	°KW	<u>S</u> tart <u>o</u> f <u>I</u> njection Direkteinspritzung
SOI_{DWI}	°KW	<u>S</u> tart <u>o</u> f <u>I</u> njection Wassereinspritzung
SOI_{MPI}	°KW	<u>S</u> tart <u>o</u> f <u>I</u> njection Saugrohreinspritzung
t	s	Zeit

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bezeichnung</i>
t_{inj}	ms	Einspritzdauer
T	°C	Temperatur (allgemein)
T_{IMNK}	°C	<u>T</u> emperatur <u>i</u> m <u>m</u> otornahen <u>K</u> atalysator
T_{mot}	°C	Kühlmittel <u>t</u> emperatur <u>M</u> otor
T_{VTUB}	°C	<u>T</u> emperatur <u>v</u> or <u>T</u> urbine
u_{rel}	m/s	Relativgeschwindigkeit zwischen Flüssig- und Gasphase
\dot{V}_{Abgas}	m ³ /s	Abgasvolumenstrom
V_c	cm ³	Krompessionsvolumen
v_{Fzg}	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit
V_H	cm ³	Hubvolumen
We_{Fl}	–	Weber-Zahl der Flüssigkeitsphase
We_G	–	Weber-Zahl der Gasphase
ZZP	°KW	<u>Z</u> ünd <u>z</u> eit <u>p</u> unkt vor Zünd-OT

Ehrenerklärung

Ich versichere hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die Hilfe eines kommerziellen Promotionsberaters habe ich nicht in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen. Verwendete fremde und eigene Quellen sind als solche kenntlich gemacht.

Ich habe insbesondere nicht wissentlich:

- Ergebnisse erfunden oder widersprüchliche Ergebnisse verschwiegen,
- statistische Verfahren absichtlich missbraucht, um Daten in ungerechtfertigter Weise zu interpretieren,
- fremde Ergebnisse oder Veröffentlichungen plagiiert,
- fremde Forschungsergebnisse verzerrt wiedergegeben

Mir ist bekannt, dass Verstöße gegen das Urheberrecht Unterlassungs- und Schadensersatzansprüche des Urhebers sowie eine strafrechtliche Ahndung durch die Strafverfolgungsbehörden begründen kann.

Ich erkläre mich damit einverstanden, dass die Dissertation ggf. mit Mitteln der elektronischen Datenverarbeitung auf Plagiate überprüft werden kann.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

München, 06. Oktober 2020