

Universität Karlsruhe (TH)
Forschungsuniversität • gegründet 1825

Institut für Kolbenmaschinen
Prof. Dr.-Ing. U. Spicher



Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH)
Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik
Prof. Dr.-Ing. G. Zikoridse

BPI-Verfahren für Benzin-Direkteinspritzung II

Weiterentwicklung des BPI-Verfahrens (Bowl Prechamber Ignition) für die Benzindirekteinspritzung unter Einsatz einer variablen Einspritzstrahlgeometrie

ABSCHLUSSBERICHT

ÜBER EIN TECHNISCHES PROJEKT GEFÖRDERT UNTER DEM
AZ: 22203 VON DER DEUTSCHEN BUNDESSTIFTUNG UMWELT

JULI 2007

Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH):

Dr. Maurice Kettner, Dipl.-Ing. Johannes Eichmeier, Dipl.-Ing. Sebastian Hensel,
Dr. Amin Velji

Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik (FiF) der Hochschule für Technik und Wirtschaft
Dresden (FH):

Dipl.-Ing. Uwe Lienig

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	22203	Referat	24/0	Fördersumme	380.000,00 €
----	--------------	---------	-------------	-------------	---------------------

Antragstitel **Weiterentwicklung des BPI-Verfahrens (Bowl Prechamber Ignition) für die Benzin-Direkteinspritzung unter Einsatz einer variablen Einspritzstrahlgeometrie**

Stichworte Energie, Motor, Verbrennung

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
2 Jahre	01.07.2004	30.04.2007	2

Zwischenberichte

Bewilligungsempfänger	Universität Fridericiana Karlsruhe (TH) Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) Kaiserstraße 12 76131 Karlsruhe	Tel	0721/608-8561
		Fax	0721/608-8519
		Projektleitung	Dr. Amin Velji
		Bearbeiter	Dipl.-Ing. M. Kettner

Kooperationspartner Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik (FiF) der Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH)
Unternehmensberatung Automobiltechnik

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO₂-Emission beim Ottomotor stellt die Einführung der Direkteinspritzung (DE) die Einzelmaßnahme mit dem höchsten Einsparpotenzial dar. Bei der technischen Umsetzung dieses Entwicklungsschrittes stellen die Zündstabilität, die Qualität und Konstanz der Gemischaufbereitung und die Erfüllung der Abgasgesetzgebung Schwierigkeiten dar, die einer breiten Markteinführung bisher entgegenstehen. Beim BPI-Verfahren (Bowl Prechamber Ignition) treten diese Probleme verfahrensbedingt erst gar nicht auf. Hierbei wird ein homogenes mageres Grundgemisch durch eine Saughubeinspritzung erzeugt. Eine zweite Einspritzung im Kompressionshub platziert eine minimale Kraftstoffmenge am Zündort zur Gewährleistung optimaler Zündbedingungen. Nach erfolgter Zündung in einer Vorkammerzündkerze sorgen kräftige Fackelstrahlen für einen schnellen Umsatz des Grundgemisches.

Im abgeschlossenen DBU-Vorhaben (Az.: 17706) wurde das Potenzial des BPI-Verfahrens hinsichtlich der Entflammung und Verbrennung magerer Gemische in Verbindung mit einer drallvariablen Düse zur Erfüllung der Anforderungen an das Gemischbildungssystem für das BPI-Verfahren nachgewiesen. Das Ziel des hier durchgeführten Vorhabens ist die Nutzung der Vorteile der drallvariablen Einspritzdüse zur Erzeugung einer dem BPI-Verfahren angepassten Gemischverteilung. Weiterhin soll nachgewiesen werden, dass sich das BPI-Verfahren neben dem ausführlich untersuchten Teillastbetriebspunkt $p_{mi}=3$ bar, $n=2000$ 1/min auch in weiteren Bereichen des Motorkennfelds darstellen lässt.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Die Arbeiten am IFKM bestehen aus Untersuchungen am BPI-Versuchsmotor, der im Rahmen des Projektes weiterentwickelt wird. Grundlagenuntersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung erfolgen mittels optischer Messtechniken. Ergänzend erfolgen numerische Untersuchungen des Motorprozesses, der Düseninnenströmung und der Kraftstoffstrahlausbreitung. Die Arbeiten am FiF bestehen in der Weiterentwicklung der vom vorherigen Projekt vorhandenen drallvariablen Düse zur Erfüllung der Anforderungen des BPI-Motors im Last-Drehzahl-Kennfeld. Hierzu erfolgt die Anpassung des Einspritzsystems hinsichtlich Bauraumbedarf und Einspritzparameter an das Prüfstandsaggregat und das Verfahren. Durch anschließende motorische Untersuchungen mit dem Gesamtsystem wird das Potenzial des BPI-Verfahrens hinsichtlich Verbrauch und Emissionen aufgezeigt. Hierbei werden Sondermesstechniken wie die kontinuierliche Gasentnahme und die Ionenstrommesstechnik eingesetzt.

Ergebnisse und Diskussion

Das in diesem Projekt weiterentwickelte BPI-Verfahren stellt eine Möglichkeit dar, die Schwierigkeiten strahlgeführter Benzindirekteinspritzungsverfahren zu umgehen, dabei aber deren Wirkungsgradvorteile voll auszunutzen. Der Bohrungsdurchmesser des aus dem Vorgängerprojekt vorhandenen BPI-Motors entspricht nicht dem aktueller Pkw-Motoren. Für die Durchführung dieses Projekts wurde daher ein neuer Versuchsmotor mit kleinerem, für moderne Motoren repräsentativem, Bohrungsdurchmesser konzipiert und umgesetzt. Neben Untersuchungen im bekannten Teillastbetriebspunkt $p_{mi}=3$ bar, $n=2000$ 1/min erfolgte mit diesem Motor eine Ausweitung des BPI-Betriebs auf weitere Betriebspunkte im Motorkennfeld. Zunächst wurden motorische Untersuchungen am BPI-Motor des vorangegangenen Projekts durchgeführt. So konnte herausgearbeitet werden, dass die einfach zu handhabende Ionenstrommesstechnik zur Bestimmung der Gemischanreicherung an der Zündstelle und damit zur Regelung des BPI-Betriebs herangezogen werden kann. Außerdem wurde die Tauglichkeit der Vorkammerzündkerze für den Vollastbetrieb nachgewiesen. Hinsichtlich Klopfneigung und zyklischer Schwankungen zeigte die Vorkammerzündkerze sogar Vorteile gegenüber einer herkömmlichen Hakenkerze. Die Auslegung und Konstruktion des neuen BPI-Motors mit reduziertem Bohrungsdurchmesser erfolgte unter Einsatz der 3D-CFD. Der Motor konnte somit von Anfang an hinsichtlich des BPI-Verfahrens optimiert werden. Nach Inbetriebnahme wurde der neue BPI-Motor mit einem Seriendrallinjektor betrieben und die Ergebnisse mit dem Vorgängermotor verglichen. Die Neukonstruktion zeigte gegenüber ihrem Vorgänger deutlich bessere motorische Kenngrößen. So sank der Verbrauch bei niedrigen zyklischen Schwankungen um bis zu 9%. Mittels verschiedener Einlegeelemente im Saugrohr wurden unterschiedliche Zylinderinnenströmungen generiert und deren Einfluss auf den Motorprozess bestimmt. Ähnlich wie bei herkömmlichen Ottomotoren zeigte sich ein positiver Einfluss intensiver Ladungsbewegung auf die Verbrennung, ohne dass dabei Defizite bei der Gemischanreicherung durch die zweite Einspritzung in Kauf genommen werden mussten. Versuche mit der drallvariablen Düse zeigten schließlich, dass die Gemischbildung durch unterschiedliche Einstellungen an der Düse zum Teil deutlich beeinflusst werden kann. Das Potential der neu entwickelten Düse konnte dabei aufgrund des Prototypenstadiums noch nicht voll ausgeschöpft werden. Bei den abschließenden Versuchen zur Erweiterung des BPI-Kennfeldbereichs, die ausschließlich mit der drallvariablen Düse durchgeführt wurden, konnte gezeigt werden, dass das BPI-Verfahren in Verbindung mit Abgasrückführung eine wirksame und dennoch verbrauchsneutrale Maßnahme zur Reduktion der NO_x -Emissionen in weiten Bereichen des Kennfelds darstellt.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Die Ergebnisse der in diesem Projekt durchgeführten Untersuchungen wurden auf verschiedenen Fachveranstaltungen und durch sonstige Veröffentlichungen vorgestellt. Unter den wichtigsten sind: Kettner, M.: Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2006
Lienig, U.: Einspritzdüsen mit variablem Drall – ein viel versprechendes Konzept zur aktiven Beeinflussung der Strahleigenschaften, 7. Dresdner Motorenkolloquium, 2007
Kettner, M.: A New Flame Jet Concept to Improve the Inflammation of Lean Burn Mixtures in SI Engines, SAE-Paper 2005-01-3688, 2005

Fazit

Mit der Portierung des BPI-Verfahrens auf einen Motor mit kleinerem Bohrungsdurchmesser ist es gelungen, dieses neue Brennverfahren an einem für heutige Motoren repräsentativen Aggregat darzustellen und gleichzeitig die motorischen Eigenschaften deutlich zu verbessern. Durch verschiedene Formen der Ladungsbewegung konnte die Verbrennung positiv beeinflusst werden ohne dabei die Gemischanreicherung durch die zweite Minimaleinspritzung zu beeinträchtigen. Besonders in Verbindung mit Abgasrückführung besitzt das BPI-Verfahren das Potential in weiten Bereichen des Motorkennfelds einen hohen Wirkungsgrad bei niedrigen NO_x -Emissionen darzustellen. So konnten im Betriebspunkt $p_{mi}=10$ bar, $n=2000$ 1/min, AGR=17,5% NO_x -Emissionen von ca. 2g/kWh bei $p_{mi}=3$ bar, $n=3000$ 1/min, AGR=7,5% von ca. 3g/kWh erzielt werden. Mit der Ionenstrom-Messtechnik konnte die Basis für die Regelung des BPI-Betriebs vorgestellt werden, so dass in jedem Betriebspunkt die optimale Gemischanreicherung gewährleistet werden kann. Die weiterentwickelte drallvariable Düse bietet genügend Einstellmöglichkeiten, um das Strahlbild an die Anforderungen der Gemischbildung des BPI-Verfahrens anzupassen. In den Untersuchungen konnte der Einfluss verschiedener Stellparameter auf die Verbrennung herausgearbeitet werden. Trotz des Prototypenstadiums der Einspritzdüse konnte damit deren besondere Eignung für das BPI-Verfahren bewiesen werden. Insgesamt steht mit dem BPI-Verfahren in Verbindung mit der drallvariablen Düse und der Abgasrückführung ein in naher Zukunft umsetzbares Motorkonzept zur Verfügung, das im Vergleich zu heutigen Motoren bei verbessertem Wirkungsgrad deutlich geringere NO_x - und HC-Emissionen verspricht. Zudem ist, verglichen mit strahlgeführten Direkteinspritzungsverfahren, die ähnliche Vorteile wie das BPI-Verfahren aufweisen, der Entwicklungsaufwand deutlich geringer.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	VIII
Nomenklatur	IX
Zusammenfassung	3
1 Einleitung	4
2 Vorgehensweise	18
2.1 IFKM	18
2.1.1 Motorische Untersuchungen am Motor BPI I	18
2.1.2 Fackelstrahlvisualisierung	22
2.1.3 3D-Strömungssimulation	23
2.1.4 Neukonstruktion des Motors BPIII	23
2.1.5 Motorische Untersuchungen am Motor BPI II	24
2.2 FiF	26
2.2.1 Neukonstruktion der drallvariablen Düse	26
2.2.2 Strahlgeometrie und Zerstäubungseigenschaften	27
2.2.3 Durchflussregelbarer Rücklauf	30
2.2.4 Aufbau einer Steuerung für den Motorbetrieb	31
3 Ergebnisse	32
3.1 IFKM	32
3.1.1 Motorische Untersuchungen am Motor BPI I	32
3.1.2 Fackelstrahlvisualisierung	44
3.1.3 3D-Strömungssimulation	46

3.1.4	Motorische Untersuchungen am Motor BPIII	54
3.2	FiF	65
3.2.1	Neukonstruktion der drallvariablen Düse	66
3.2.2	Untersuchung der Strahlgeometrie der drallvariablen Düse	68
3.2.3	Zerstäubungseigenschaften der drallvariablen Düse	82
3.2.4	Durchflussregelbarer Rücklauf	86
3.2.5	Steuerung für den Motorbetrieb	90
4	Fazit	92
	Literaturverzeichnis	97

Abbildungsverzeichnis

1.1	Voraussichtliches Unter- bzw. Überschreiten der Klimaschutzziele 2010 bei unveränderter Fortführung der Politik der EU-Länder [1]	4
1.2	Entwicklung der Kfz Gesamtfahrleistung [33]	5
1.3	Wand- luft- und strahlgeführte Benzindirekteinspritzung	7
1.4	Auswirkung der Abmagerung auf den Ladungswechsel- und Hochdruckprozess	7
1.5	Funktionsweise des BPI-Verfahrens	9
1.6	Übersicht über Zerstäubungsverfahren	11
1.7	Systematik der mechanischen Zerstäubung	12
1.8	Fluidzerfall im Ohnesorg-Reynolds-Diagramm	13
2.1	Einfluss der Ansteuerdauer der Kompressionshubeinspritzung t_{INJ2} auf den Motorlauf bei $\lambda = 1,6$ [12]	19
2.2	Feld- und Äquipotenziallinien zwischen Ionenstromsonde und Brennraumoberfläche [36] und zeitlicher Ionenstromverlauf an der Zündstelle (Ottomotor im Homogenbetrieb) [2]	20
2.3	Verlauf des Ionenstrommaximums über dem Luftverhältnis λ bei einem Otto-Gasmotor im Methanbetrieb [8]	20
2.4	Schematischer Schaltplan der Ionenstrommesstechnik [14] mit spezieller Vorkammerkerze	21
2.5	Benchmark zum Vergleich gängiger Motorgeometrien	24
2.6	Neu entwickelter BPI-Motor mit variablem Einlasssystem	25
2.7	radiale Kraftstoffführung der drallvariablen Düse der ersten Generation	27
2.8	Einbauverhältnisse der drallvariablen Düse der ersten Generation	27
2.9	Übersicht des Druckkammerprüfstands zur Untersuchung der Strahlgeometrie	29

2.10	Messprinzip der Tropfengrößenbestimmung mittels Laserbeugung	30
2.11	Beugungsbilder idealer Tropfen (Partikel) und Intensitätsverteilung auf einem Detektor	30
3.1	Zeitlicher Verlauf des Ionenstromrohsignals in der Vorkammerzündkerze im BPI-Betrieb (K2x4)(links), Möglichkeiten zur Auswertung des Ionenstromsignals (rechts)	33
3.2	Zeitlicher Verlauf des Ionenstromsignals im Homogenbetrieb in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ (links) und im BPI-Betrieb in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer t_{INJ2} (K2x4)	34
3.3	Ionenstrommaxima und zeitlicher Ionenstromgradient im Homogenbetrieb und im BPI-Betrieb in Abhängigkeit von Vorzündwinkel und Ansteuerdauer t_{INJ2}	34
3.4	Ionenstrommaxima über dem Vorzündwinkel	35
3.5	BPI-Betrieb mit Abgasrückführung	36
3.6	Einfluss der AGR-Rate und des Luftverhältnisses auf das Ionenstrommaximum bei $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min	37
3.7	<i>NO</i> -Emission über Ionenstromsignal bei unterschiedlichen Luftverhältnissen im Homogen- und im BPI-Betrieb bei $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min	38
3.8	Kraftstoffverbrauch und Abgastemperatur über dem Luftverhältnis (links) und Klopfverhalten über der Schwerpunktlage (rechts) bei $n = 2000$ 1/min und $p_{mi} = 10$ bar	39
3.9	Temperatur der Vorkammerzündkerzenkappe und Verbrennungsschwerpunktlage bei $p_{mi} = 10$ bar und $n = 2000$ 1/min	40
3.10	Hochpassgefiltertes Drucksignal und hochpassgefilterter Heizverlauf mit Vorkammerzündkerze (links) und Hakenzündkerze (rechts) bei Vollast und $n = 2000$ 1/min	40
3.11	Anzahl klopfender Arbeitsspiele über der Schwerpunktlage bei Vorkammerzündkerze und Hakenzündkerze bei $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 10$ bar und $\lambda = 0,88$	41
3.12	Mittelwerte und zyklische Schwankungen an der Klopfgrenze bei Vollast und $n = 2000$ 1/min bei Vorkammerzündkerze und Hakenzündkerze	42
3.13	Vorkammerzündkerze mit kleiner Mittelelektrodenfläche	43

3.14	Indizierter Mitteldruck über dem Zündzeitpunkt bei Vollast und $n = 5000$ 1/min bei Vorkammerzündkerze und Hakenzündkerze . . .	43
3.15	Mittelwerte und zyklische Schwankungen an der Klopfgrenze bei Vollast und $n = 5000$ 1/min bei Vorkammerzündkerze und Hakenzündkerze	44
3.16	Fackelstrahlausbreitung bei den Vorkammerzündkerzen K2x4 und K4x4 und Flammenausbreitung bei Hakenzündkerze [23] im Homogenbetrieb	45
3.17	Fackelstrahlvolumen als Rotationsellipsoid (links), Summenbrennverlauf und von der Flamme erfasstes Brennraumvolumen bei den Vorkammerzündkerzen K2x4 und K4x4 ($ZOT = 360$ °KW) im Homogenbetrieb bei $\lambda = 1,25$, $p_{mi} = 4$ bar und $n = 2000$ 1/min (rechts)	46
3.18	Berechnete Kraftstoffdampf-, Kraftstofftropfen- und Geschwindigkeitsverteilung im Kompressionshub mit Einspritzbeginn $T_{INJ2} = 59$ °KW v. ZOT und Vorkammerzündkerze K4x4	48
3.19	Berechneter zeitlicher Verlauf des Luftverhältnisses an der Zündstelle bei ideal homogenem Grundgemisch und unterschiedlichem Einspritzbeginn t_{INJ2} sowie Eindringtiefe der Vorkammerzündkerze K4x4 in die Kolbenmulde (links); berechneter zeitlicher Verlauf des Luftverhältnisses an der Zündstelle bei ideal homogenem Grundgemisch und bei Saughubdirekteinspritzung (rechts)	49
3.20	Berechnetes Luftverhältnis an der Zündstelle zum Zeitpunkt 700 °KW über dem Einspritzbeginn t_{INJ2}	49
3.21	Kinetische und turbulente kinetische Energie der Zylinderinnenströmung für verschiedene Motor- und Strömungsvarianten	51
3.22	Einfluss der Quetschflächen auf die sekundären Zylinderinnenströmungen für die beiden Varianten bpi_v1 und bpi_v2 des neuen BPI-Motors	51
3.23	Flüssige Kraftstofftropfen und Konzentration des verdampften Kraftstoffs für $t_{INJ2} = 651$ °KW	52
3.24	Flüssige Kraftstofftropfen und Konzentration des verdampften Kraftstoffs für $t_{INJ2} = 655$ °KW	53
3.25	Flüssige Kraftstofftropfen und Konzentration des verdampften Kraftstoffs für $t_{INJ2} = 661$ °KW	53
3.26	Luftverhältnis an der Zündstelle	54

3.27 Zyklische Schwankungen und spez. Verbrauchswerte für unterschiedliche Ladungsbewegungen und Luftverhältnisse	55
3.28 NO_x - und HC -Emissionen für unterschiedliche Ladungsbewegungen und Luftverhältnisse	56
3.29 Integral des Ionenstromsignals für die unterschiedlichen Varianten der Ladungsbewegung ($\lambda = 1, 6$, $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min)	57
3.30 Einfluss der Ansteuerdauer t_{INJ2} auf die zyklischen Schwankungen ($\lambda = 1, 6$, $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min)	57
3.31 Einfluss der Ansteuerdauer t_{INJ2} auf die HC - und NO_x -Emissionen ($\lambda = 1, 6$, $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min)	58
3.32 Motorische Kennwerte der beiden Motorvarianten ($p_{mi} = 2$ bar und $n = 2000$ 1/min)	59
3.33 normale und abgefräste Kolbenmulde	60
3.34 Motorische Kenngrößen für die verschiedenen Kolbenmulden ($\lambda = 1, 6$, $p_{mi} = 3$ bar, $n = 2000$ 1/min, Drall entgegen dem Uhrzeigersinn)	60
3.35 BPI-Betrieb mit der drallvariablen Einspritzdüse bei $\lambda = 1, 5$, $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min	61
3.36 Vergleich von drallvariabler Düse und Serieninjektor	62
3.37 BPI-Lastpunkte im Motorkennfeld	63
3.38 Motorische Kenngrößen bei $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min	63
3.39 Motorische Kenngrößen bei $p_{mi} = 3$ bar und $n = 3000$ 1/min	64
3.40 Motorische Kenngrößen bei $p_{mi} = 10$ bar und $n = 2000$ 1/min	65
3.41 Übersicht über die Bauteile der drallvariablen Düse der ersten Generation	66
3.42 Übersicht über die Bauteile der drallvariablen Düse der zweiten Generation und Darstellung der Kraftstoffführung in der Düse	67
3.43 Konstruktive Detaillösungen der drallvariablen Düse der zweiten Generation	68
3.44 Prinzip des Aufnahmesamplings und Softwaresystem zur Steuerung	70
3.45 Messvorschrift zur Ermittlung des Strahlkegelwinkels α_{Kgl} und der Eindringtiefe s_{Edt}	71
3.46 Übersicht der Betriebsarten der drallvariablen Düse	72
3.47 Einfluss des Rücklaufstroms auf die Strahlgeometrie	74
3.48 Einspritzstrategie des BPI-Verfahrens und zugehörige Strahlgeometrien	76

3.49 Einfluss des Abstands zwischen Grundgemisch- und Anreicherungs- einspritzung auf die Strahlgeometrie	77
3.50 Strahlgeometrie bei unterschiedlichem Zeitabstand zwischen Grundgemisch- und Anreicherungseinspritzung	78
3.51 Einfluss des Gegendrucks auf die Strahlgeometrie bei Grundgemisch- und Anreicherungseinspritzung	80
3.52 Veränderung der Strahlgeometrie bei Anreicherungseinspritzung durch Gegendruckerhöhung	81
3.53 Messaufbau zur Bestimmung der Tropfengrößenverteilung im Ein- spritzstrahl der drallvariablen Düse	83
3.54 Tropfengrößenverteilung in Abhängigkeit vom Rücklaufvolumen- strom und Messort	85
3.55 Abmessungen und Arbeitsweise des Piezoventils für die Steuerung des Rücklaufvolumenstroms	88
3.56 Durchflusskurve in Abhängigkeit von der Steuerspannung	89
3.57 Schematische Darstellung des Steuerungsablaufs für den Motorbe- trieb der drallvariablen Düse	90
3.58 Gesamtübersicht über das Einspritzsystem für das BPI-Verfahren mit drallvariabler Düse	91

Tabellenverzeichnis

1.1	Wirkung zerstäubungsbeschreibender Größen auf die Zerstäubung	14
2.1	Daten des neuen BPI-Motors (BPI II)	24
3.1	Aufladegrade für die verschiedenen Betriebsparameter	64

Nomenklatur

Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
α_{Kgl}	[°]	Einspritzstrahlkegelwinkel
αp_{max}	[°KW]	Lage des maximalen Zylinderdrucks
	[AU]	Arbitrary Unit
b_i	[g/kWh]	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
COV_{pmi}	[%]	Variationskoeffizient des indizierten Mittel- drucks
$\Delta\alpha_{G,A}$	[°KW]	Winkelabstand zwischen Grundgemisch- und Anreicherungsmenge
$\Delta t_{G,A}$	[ms]	Zeitabstand zwischen Grundgemisch- und Anreicherungsmenge
d_{SMD}	[μm]	mittlerer Tropfendurchmesser (Sauter- Durchmesser)
η_i	[-]	indizierter Wirkungsgrad
η_{INJ2}	[-]	Einspritzwirkungsgrad
HC_i	[g/kWh]	indizierte spezifische Kohlenwasserstoffemis- sion
I_{MAX}	[AU]	Ionenstrommaximum
I_{OFFSET}	[AU]	Offset des Ionenstromsignals
κ	[-]	Isentropenkoeffizient
L_{Prim}	[mH]	Primärinduktivität der Zündspule
L_{Char}	[mm]	charakteristische Zellgröße
λ	[-]	Luftverhältnis

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
λ_{INJ1}	$[-]$	Luftverhältnis erzeugt durch Saughubeinspritzung
λ_{INJ2}	$[-]$	Luftverhältnis erzeugt durch Kompressionshubeinspritzung
λ_{VK}	$[-]$	Luftverhältnis in der Vorkammer
λ_{HBR}	$[-]$	Luftverhältnis im Hauptbrennraum
m_{INJ1}	$[mg/ASP]$	Einspritzmenge pro Arbeitsspiel bei Saughubeinspritzung
m_{INJ2}	$[mg/ASP]$	Einspritzmenge pro Arbeitsspiel bei Kompressionshubeinspritzung
n	$[1/min]$	Motordrehzahl
NO_i	$[g/kWh]$	indizierte spezifische Stickstoffmonoxidemission
p_{Kmr}	$[bar]$	Gegendruck in Kammer
p_{max}	$[bar]$	maximaler Zylinderdruck
p_{me}	$[bar]$	mittlerer effektiver Zylinderdruck
p_{mi}	$[bar]$	indizierter Zylindermitteldruck
Q_{Rl}	$[l/min]$	Rücklaufvolumenstrom
σp_{max}	$[bar]$	Standardabweichung des maximalen Zylinderdrucks
$\sigma \alpha p_{max}$	$[^{\circ}KW]$	Standardabweichung der Lage des maximalen Zylinderdrucks
σp_{mi}	$[bar]$	Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks
$\sigma X_{50\%}$	$[^{\circ}KW]$	Standardabweichung der Verbrennungsschwerpunktlage
s_{Edt}	$[mm]$	Eindringtiefe des Einspritzstrahls
t_A	$[ms]$	Einspritzdauer für Anreicherungs menge
t_G	$[ms]$	Einspritzdauer für Grundgemischmenge
T_{ABG}	$[^{\circ}C]$	Abgastemperatur
T_{INJ1}	$[^{\circ}KW]$	Einspritzbeginn der Saughubeinspritzung
T_{INJ2}	$[^{\circ}KW]$	Einspritzbeginn der Kompressionshubeinspritzung
t_{INJ1}	$[ms]$	Einspritzdauer der Saughubeinspritzung

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
t_{INJ2}	[ms]	Einspritzdauer der Kompressionshubeinspritzung
T_{SAUG}	[°C]	Ansauglufttemperatur
U_{MESS}	[V]	Messspannung für Ionenstrommessung
V_C	[mm ³]	Kompressionsvolumen
V_{VK}	[mm ³]	Vorkammervolumen
$X_{50\%}$	[°KW _{n.ZOT}]	Verbrennungsschwerpunktlage
ZZP	[°KW _{v.ZOT}]	Zündzeitpunkt

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
AGR	Abgasrückführung
ASP	Arbeitsspiel
AU	Arbitrary Unit
BPI	Bowl Prechamber Ignition
EB	Einspritzbeginn
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
DI	Direkteinspritzung
DZ	Filter Smoke Number
FiF	Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik
FSN	Drallzahl
HC	Kohlenwasserstoff
IFKM	Institut für Kolbenmaschinen
KI	Klopfintensität
KIV	Klopfintensitätsverhältnis
Krst	Kraftstoff
LOT	oberer Totpunkt des Ladungswechsels
NO	Stickstoffmonoxid
NO _x	Stickoxid
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NSK	NO _x -Speicherkatalysator
SRE	Saugrohreinspritzung

Abkürzung	Bezeichnung
ULEV	Ultra Low Emission Vehicle
SCR	selektive katalytische Reaktion
TZ	Tumblezahl
VZW	Vorzündwinkel
ZOT	oberer Totpunkt des Hochdruckprozesses
ZZP	Zündzeitpunkt

Zusammenfassung

Aufgrund des gestiegenen Umweltbewusstseins sowohl der Verbraucher als auch des Gesetzgebers besteht zwingender Bedarf, die bestehende und zur Zeit nicht zu ersetzende Technologie des Verbrennungsmotors hin zu geringeren Verbrauchswerten und weniger Emissionen weiter zu entwickeln. Für Ottomotoren gilt allgemein die Direkteinspritzung als die Maßnahme mit dem größten Potential, die hochgesteckten Ziele zu erreichen. Allerdings bestehen hier noch immer große Schwierigkeiten hinsichtlich der Zündung sowie Qualität und Konstanz der Gemischaufbereitung. Der dabei zu betreibende Entwicklungsaufwand und die damit steigenden Kosten rechtfertigen bislang den Einsatz vor Allem der strahlgeführten Benzindirekteinspritzung lediglich in Oberklassefahrzeugen. Das in diesem Projekt weiterentwickelte BPI-Verfahren stellt eine Möglichkeit dar, die Schwierigkeiten strahlgeführter Verfahren zu umgehen, dabei aber deren Wirkungsgradvorteile voll auszunutzen.

Mittels der direkten Kraftstoffeinspritzung im Saughub wird beim BPI-Verfahren ein homogenes mageres Grundgemisch erzeugt. Die zweite Einspritzung einer minimalen Kraftstoffmenge dient zur Gemischanreicherung an der Zündstelle. Dazu wird der Kraftstoff während der Kompression in eine Kolbenmulde eingespritzt und so einer Vorkammerzündkerze zugeführt. Nach der Zündung in der Vorkammer erfolgt über die aus der Kammer austretenden Fackelstrahlen eine weiträumige Entzündung und in Folge dessen auch eine schnelle Umsetzung des mageren Grundgemischs.

Das Projektziel dieses Vorhabens bestand darin die bereits im Vorgängerprojekt (Az: 17706) begonnene Entwicklung der drallvariablen Düse so weit voranzutreiben, dass deren Vorteile für die Gemischbildung beim BPI-Verfahren voll ausgenutzt werden können. Da der Bohrungsdurchmesser von 100 mm des aus dem Vorgängerprojekt vorhandenen BPI-Motors nicht dem aktueller Pkw-Motoren

entspricht, sollte das BPI-Verfahren bei einem Motor mit kleinerem für moderne Motoren repräsentativem Bohrungsdurchmesser umgesetzt werden. Neben Untersuchungen im bekannten Teillastbetriebspunkt $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ 1/min}$ sollte mit diesem Motor eine Ausweitung des BPI-Betriebs auf weitere Betriebspunkte im Motorkennfeld erfolgen.

Zur Erreichung dieser Ziele wurden Arbeiten parallel am IFKM und am FiF durchgeführt. Sowohl die Weiterentwicklung der drallvariablen Düse als auch die motorischen Untersuchungen wurden dabei in enger Abstimmung der beiden Entwicklungspartner durchgeführt.

Zunächst wurden motorische Untersuchungen am BPI-Motor des vorangegangenen Projekts durchgeführt. So konnte herausgearbeitet werden, dass die einfach zu handhabende Ionenstrommesstechnik zur Bestimmung der Gemischanreicherung an der Zündstelle und damit zur Regelung des BPI-Betriebs herangezogen werden kann. Außerdem wurde die Tauglichkeit der Vorkammerzündkerze für den Vollastbetrieb nachgewiesen. Hinsichtlich Klopfneigung und zyklischer Schwankungen zeigte die Vorkammerzündkerze sogar Vorteile gegenüber einer herkömmlichen Hakenkerze.

Die Auslegung und Konstruktion des neuen BPI-Motors mit reduziertem Bohrungsdurchmesser erfolgte unter Einsatz der 3D-CFD. Der Motor konnte somit von Anfang an hinsichtlich des BPI-Verfahrens optimiert werden. Nach Inbetriebnahme wurde der neue BPI-Motor mit einem Seriendrallinjektor betrieben und die Ergebnisse mit dem Vorgängermotor verglichen. Die Neukonstruktion zeigte gegenüber ihrem Vorgänger deutlich bessere motorische Kenngrößen. So sinkt der Verbrauch bei niedrigen zyklischen Schwankungen um bis zu 9%. Mittels verschiedener Einlegeelemente im Saugrohr, wurden unterschiedliche Zylinderinnenströmungen generiert und deren Einfluss auf den Motorprozess bestimmt. Ähnlich wie bei herkömmlichen Ottomotoren zeigte sich ein positiver Einfluss intensiver Ladungsbewegung auf die Verbrennung, ohne dass dabei Defizite bei der Gemischanreicherung durch die zweite Einspritzung in Kauf genommen werden mussten.

Das FiF hat im BPI-Projekt die Weiterentwicklung eines Einspritzsystems auf der Basis einer drallvariablen Düse übernommen. Die nahezu vollständige Überarbeitung der drallvariablen Düse und die Entwicklung der Steuer- und Regelstrategien zur Einspritzsteuerung haben zu einem Einspritzsystem geführt, dass den Anforderungen des Kennfeldbetriebs des BPI-Motors gerecht wird.

Mit der konstruktiven Überarbeitung der drallvariablen Düse gelang es, die Abmessungen so zu verändern, dass der Einbau in einen modernen 4-Ventil-Zylinderkopf gelingt. Die Eigenschaften der drallvariablen Düse hinsichtlich der Beeinflussung der Strahlgeometrie blieben dabei erhalten. Damit steht ein voll einsatzfähiges Einspritzsystem zur Verfügung.

Neben der Einspritzdüse wurden Lösungen für die Steuerung der Rücklaufmenge erarbeitet und umgesetzt. Entscheidende Komponente bei der Rücklaufsteuerung ist das hubgesteuerte Piezoventil. Es bietet eine sehr kurze Schaltzeit und ermöglicht, den Volumenstrom durch Anpassung der Arbeitsspannung einzustellen. Zur Gewährleistung einer hohen Wiederholgenauigkeit wird in einer kurzen Öffnungsphase die Nadel mit der maximalen Arbeitsspannung aus dem Sitz gehoben und anschließend mit der erforderlichen Spannung in der Regelstellung gehalten.

Um den Anforderungen des Kennfeldbetriebs gerecht zu werden, sind alle Funktionen mit Hilfe einer Mikroprozessorsteuerung realisiert. Damit ist es möglich, die je nach Motorbetriebspunkt erforderlichen Parameter einzustellen.

Versuche mit der drallvariablen Düse zeigten schließlich, dass die Gemischbildung durch unterschiedliche Einstellungen an der Düse zum Teil deutlich beeinflusst werden kann. Das Potential der neu entwickelten Düse konnte dabei aufgrund des Prototypenstadiums nicht voll ausgeschöpft werden.

Bei den abschließenden Versuchen zur Erweiterung des BPI-Kennfeldbereichs, die ausschließlich mit der drallvariablen Düse durchgeführt wurden, konnte gezeigt werden, dass das BPI-Verfahren in Verbindung mit Abgasrückführung eine wirksame und dennoch verbrauchsneutrale Maßnahme zur Reduktion der NO_x -Emissionen in weiten Bereichen des Motorkennfelds darstellt. Beispielhaft hierfür konnten im Betriebspunkt $p_{mi} = 10$ bar, $n = 2000$ 1/min mit einer AGR-Rate von $AGR = 17,5\%$ die NO_x -Emissionen auf $2,2 \frac{g}{kWh}$ gesenkt werden. Bei $p_{mi} = 3$ bar, $n = 3000$ 1/min sowie einer Abgasrückführrate von $7,5\%$ ergaben sich $3 \frac{gNO_x}{kWh}$.

1 Einleitung

Mit der Verabschiedung des Kyoto-Protokolls 1997 verpflichtete sich die europäische Union in der Zeitspanne von 2008 bis 2012 den Ausstoß klimafährdender Treibhausgase (hauptsächlich CO_2) um 8 Prozentpunkte bezogen auf das Jahr 1990 zu reduzieren. Eine im Jahre 2002 erstellte Studie der Europäischen Umweltagentur (EEA) zur Ermittlung der erwarteten Abweichung von den Klimaschutzziele in den EU-Ländern, gemessen an den von den Regierungen bereits eingeleiteten Maßnahmen, zeigt, dass die Ziele in Europa um durchschnittlich 7,5% verfehlt werden (vgl. Abbildung 1.1).

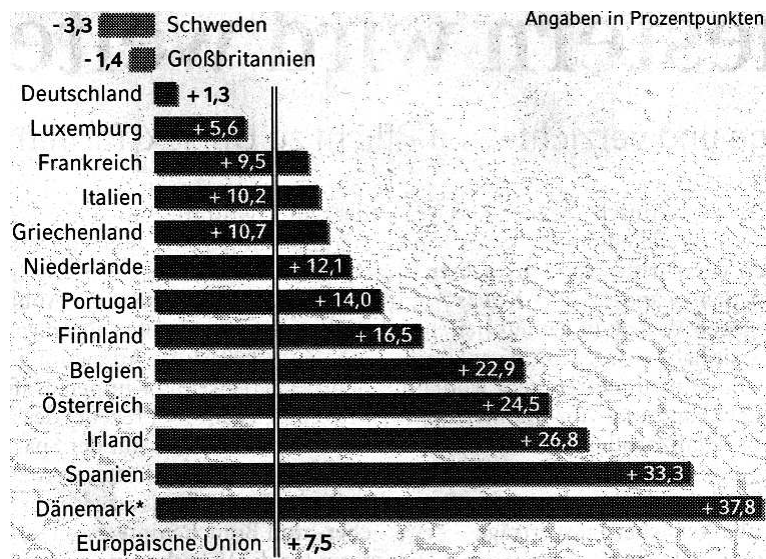


Abbildung 1.1: Voraussichtliches Unter- bzw. Überschreiten der Klimaschutzziele 2010 bei unveränderter Fortführung der Politik der EU-Länder [1]

Vor dem Hintergrund steigender Neuzulassungen und Fahrleistungen (vgl. Abbildung 1.2), kann der Straßenverkehr in diesem Zusammenhang als einer der entscheidenden Faktoren gesehen werden. Zur Reduzierung der durch den Straßenverkehr verursachten CO_2 -Emissionen sind daher weit reichende Verbesserungen der Fahrzeugantriebe hin zu höherer Energieeffizienz von zentraler Bedeutung.

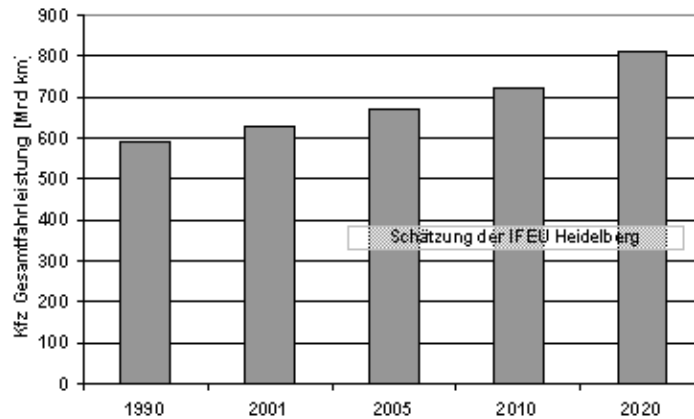


Abbildung 1.2: Entwicklung der Kfz Gesamtfahrleistung [33]

Trotz intensiver Forschungsaktivitäten im Bereich alternativer Antriebskonzepte, wie zum Beispiel der Brennstoffzellentechnik oder Wasserstoff als Energieträger, werden diese mittelfristig nicht durchsetzbar sein. Vor Allem infrastrukturelle Probleme, die noch nicht zufrieden stellend gelöst werden können, stehen hier einer breiten Anwendung entgegen. Erfolg versprechend ist hingegen die Hybridtechnik, mit der schon heute durch Kombination von Elektroantrieb und konventionellem Verbrennungsmotor sehr hohe Gesamtwirkungsgrade erreicht und mit einer CO_2 -Emission von 100 g/km das CO_2 -Ziel der ACEA (European Automobile Manufacturers Association) für 2008 von 140 g/km CO_2 deutlich unterschritten werden kann [9]. Demgegenüber stehen jedoch hohe Herstellungskosten und ein deutlich höheres Fahrzeuggewicht, so dass auch diese Technologie allein die CO_2 -Problematik des Straßenverkehrs nicht lösen wird.

Die Erfüllung zukünftiger Anforderungen hinsichtlich geringer CO_2 -Emissionen wird nach derzeitigem Kenntnisstand durch die Weiterentwicklung der Antriebssysteme auf Basis von Diesel- und Ottomotoren hin zu geringeren Kraftstoffverbrauchswerten erfolgen. Unterstützt wird die Verringerung der CO_2 -Emissionen dabei durch die kontinuierliche Verbesserung von herkömmlichen Kraftstoffen

und deren schrittweise Substitution durch Biokraftstoffe und synthetische Komponenten [22].

Für die Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO_2 -Emissionen beim Ottomotor werden verschiedene Ansätze verfolgt oder auch kombiniert eingesetzt. Im Zentrum stehen dabei meist die Reduzierung der mechanischen Reibung, die Verringerung der Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb sowie die Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrads.

Ladungswechselverluste werden beispielsweise durch vollvariable Ventiltriebe (VVT) oder durch Ladungsverdünnung, die sowohl durch Luft als auch durch Abgas erfolgen kann, verringert. Bei der Abgasrückführung ergeben sich dabei aufgrund der verringerten Verbrennungstemperaturen zusätzlich geringere NO_x -Emissionen. Eine Steigerung des thermischen Wirkungsgrads wird durch Abmagerung oder durch Anhebung des Verdichtungsverhältnisses erzielt. Mit der selektiven Zylinderabschaltung und mit Downsizingkonzepten wird eine Betriebspunktverlagerung hin zu Kennfeldbereichen mit höherem Wirkungsgrad erreicht. Weiterhin kann der Prozesswirkungsgrad durch das so genannte Miller-Verfahren, bei dem das Expansionsverhältnis größer als das Kompressionsverhältnis ist, verbessert werden [6, 11, 29].

Eine weitere Möglichkeit zur Verringerung der Ladungswechselverluste bei gleichzeitiger Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrads stellt die Benzindirekteinspritzung mit Gemischschichtung dar. Grundsätzlich existieren dabei die zwei verschiedenen Betriebsarten, Schichtbetrieb und Betrieb mit Saughubdirekteinspritzung.

Im Leerlauf und unterer Teillast wird die Ladung geschichtet (Schichtbetrieb). Der Kraftstoff wird während des Kompressionshubs in den Brennraum gespritzt. Dabei wird versucht, im Bereich der Zündkerze zum Zündzeitpunkt einen möglichst kleinen Bereich zündfähigen Gemischs bereitzustellen. Nach der Zündung und der einsetzenden Verbrennung entzünden sich durch starke Druck- und Temperaturerhöhung auch die restlichen Gemischzonen im Brennraum mit Luftverhältnissen deutlich größer als eins. Entsprechend der Umsetzung der Ladungsschichtung wird die Benzindirekteinspritzung in wand-, luft- und strahlgeführte Verfahren unterteilt (vgl. Abbildung 1.3).

Durch den global gesehenen großen Luftüberschuss im Schichtbetrieb und der damit verbundenen Entdrosselung sinken die Ladungswechselverluste bei gleich-

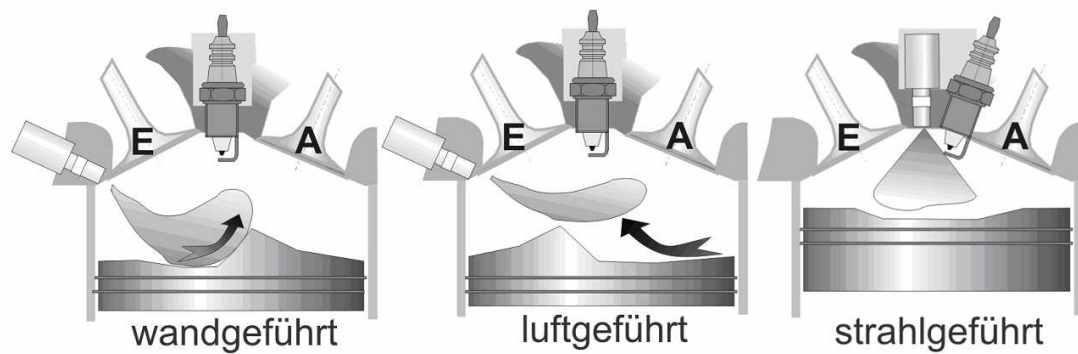


Abbildung 1.3: Wand- luft- und strahlgeführte Benzindirekteinspritzung

zeitig geringeren Wärmeverlusten (v.a. bei strahlgeführten Verfahren) und gestiegem isentropen Koeffizienten. Abbildung 1.4 zeigt den Einfluss der Entdrosselung und des großen Luftüberschusses auf die Ladungswechselverluste sowie den thermodynamischen Wirkungsgrad des Hochdruckprozesses.

Bei höherer Teillast und bei Vollast wird der Kraftstoff während des Saughubs in den Brennraum eingespritzt (Saughubeinspritzung), was dem Prinzip der konventionellen Saugrohreinspritzung sehr nahe kommt. Dabei verteilt sich der Kraftstoff mit der angesaugten Frischluft, wobei hohe Einströmgeschwindigkeiten der Luft die Vermischung begünstigen und so für eine gleichmäßige Gemischverteilung (Homogenisierung) sorgen. Im gesamten Brennraum herrscht im Idealfall ein homogenes Luft/Kraftstoff-Verhältnis mit $\lambda \approx 1$ (Homogenbetrieb). Bei hoher Last führt die Kraftstoffverdampfung im Brennraum zu einer Verringerung der Brennraumtemperatur und damit zu einer geringeren Klopfempfindlichkeit, die

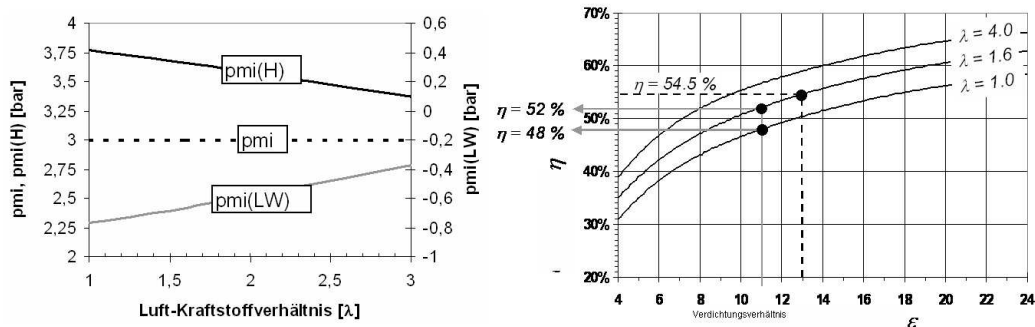


Abbildung 1.4: Auswirkung der Abmagerung auf den Ladungswechsel- und Hochdruckprozess

für eine Verdichtungserhöhung genutzt werden kann. Das mit der Verdampfung des Kraftstoffs im Brennraum einhergehende größere Druckverhältnis zwischen Brennraum und Einlasskanal führt zusätzlich zu einer Füllungserhöhung. Auch bei stöchiometrischer Motorauslegung zeigt die Direkteinspritzung also deutliche Vorteile [27].

Die Benzindirekteinspritzung bietet hinsichtlich der Verbrauchersparnis besonders bei niedriger Teillast großes Potenzial, das aber insgesamt noch nicht voll ausgeschöpft werden kann. So lässt sich der Magerbetrieb aufgrund der erforderlichen Schichtung in Zündkerzennähe zur Gewährleistung einer sicheren Zündung nur im unteren Teillastbereich realisieren. Zudem erfordert der Betrieb bei Luftüberschuss aufwändige Abgasnachbehandlungsstrategien, um die hohen NO_x -Rohemissionen zu reduzieren. Durch die vergleichsweise kurze Gemischbildungsdauer nimmt außerdem die Rußbildung zu. Zusätzlich erfordern der reale, instationäre Fahrbetrieb sowie die Regeneration des NO_x -Speicherkatalysators ständigen Betriebsartenwechsel, der mit Verbrauchserhöhung verbunden ist. Im realen Fahrbetrieb sind die erhofften Kraftstoffverbrauchseinsparungen damit bislang nicht erreichbar [3].

Auch wenn in der Entwicklung vor Allem der strahlgeführten Verfahren in den letzten Jahren große Fortschritte gemacht wurden, bleibt die Gemischaufbereitung, Entflammung und Verbrennung bei den herkömmlichen Benzindirekteinspritzungsverfahren besonders im Schichtbetrieb schwer beherrschbar und damit zentrales Forschungs- und Entwicklungsthema.

Neben der Benzindirekteinspritzung stellen homogen mager betriebene Ottomotoren eine weitere Möglichkeit dar, die Ladungswechselverluste zu reduzieren und gleichzeitig den thermodynamischen Wirkungsgrad zu steigern (vgl. Abbildung 1.4). Gelingt es, die Magerlaufgrenze im Homogenbetrieb zu möglichst hohem Luftverhältnis zu verschieben, so können ein niedriger Kraftstoffverbrauch und niedrige Emissionen von CO_2 , CO und NO_x , bei gleichzeitig akzeptablen HC -Emissionen und zyklischen Verbrennungsschwankungen erreicht werden. Im Rahmen vorangegangener Untersuchungen (vgl. [20], [12], [35]) wurde ein Verfahren untersucht, das die Vorteile des homogenen Magermotors (geringe Stickoxidrohmission) mit den Vorteilen des Ottomotors mit Direkteinspritzung (geringer Kraftstoffverbrauch) kombiniert, dabei aber die technischen Schwierigkeiten herkömmlicher Direkteinspritzungskonzepte wesentlich reduziert. Bei diesem so genannten BPI-Verfahren (Bowl-Prechamber-Ignition) nach Latsch [16]

wird hauptsächlich ein homogen mageres Gemisch, dessen Luftverhältnis über dem von herkömmlichen homogenen Magermotoren liegt, verbrannt. Es ergeben sich damit die oben beschriebenen Vorteile hinsichtlich NO_x -Emissionen und Verbrauch. Durch eine lokal begrenzte Gemischanreicherung an der Zündstelle mit ca. 5% der gesamten Einspritzmenge wird eine zuverlässige Zündung und Entflammung sichergestellt. Die Gemischbildung erfolgt mit einer zweifachen Einspritzung. Durch die Saughubeinspritzung der Haupteinspritzmenge wird ein homogen mageres Grundgemisch erzeugt. Mit einer direkten Kompressionshubeinspritzung mit einem kleinen Kraftstoffstrahlkegelwinkel wird durch Gemischtransport über eine Kolbenmulde die Gemischanreicherung an der Zündstelle in einer Vorkammerzündkerze erreicht. Die Luftverhältnisse von Vorkammer- und Grundgemisch können damit unabhängig voneinander eingestellt werden. Eine schnelle Entflammung des mageren Gemischs im Hauptbrennraum wird durch weitreichende Fackelstrahlen aus der Vorkammerzündkerze erzielt. Abbildung 1.5 verdeutlicht die funktionsweise des BPI-Verfahrens.

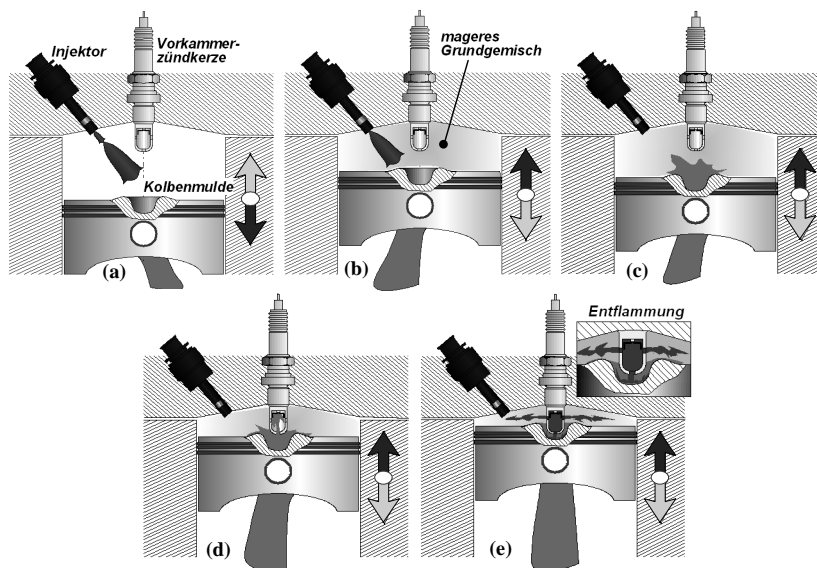


Abbildung 1.5: Funktionsweise des BPI-Verfahrens

Die Direkteinspritzung von Kraftstoff wird, wie bereits beschrieben, als eine Schlüsseltechnologie für die weitere Senkung des Kraftstoffverbrauchs gesehen. Für den Einspritzvorgang steht daher nur eine sehr kurze Zeit zur Verfügung, um die Reaktionspartner Kraftstoff und Luft in einem optimalen Verhältnis zu mischen. Damit wird der enge kausale Zusammenhang zwischen Einspritzung

und Verbrennung verdeutlicht. Somit sind die sich aus dem Zerfall des flüssig eingespritzten Kraftstoffes ergebenden Zerstäubungsparameter wie Tropfengrößenverteilung, Strahlkegelwinkel, Strahleindringtiefe und Kraftstoffmassenverteilung im Strahl von hohem Stellenwert für die unmittelbar vor der eigentlichen Verbrennung lokal ablaufenden Transport-, Durchmischungs-, Verdampfungs- und Reaktionsvorgänge.

In der gerichteten Beeinflussung dieser Zerstäubungsparameter bei der Gemischbildung liegt deshalb ein wesentliches Ziel für die Vervollkommnung der Einspritzsysteme begründet. Aufgrund der Motorspezifik ändern sich die Randbedingungen für die Zerstäubung bei unterschiedlichen Betriebspunkten. Der Wunsch nach einer optimal angepassten Kraftstoffzerstäubung im gesamten Motorkennfeld stellt eine große Herausforderung an die Einspritzsysteme dar.

Vor diesem aktuellen Hintergrund steht die motorische Kraftstoffzerstäubung auch weiterhin im Blickpunkt der Diskussion. Neben Untersuchungen, die zum besseren Verständnis der Physik des Prozesses beitragen, werden Arbeiten zur zusätzlichen Implikation anderer, druckunabhängiger Zerstäubungsmechanismen in den Einspritzvorgang motiviert. Vorteilhafterweise sollten diese ein schnelles Ansprechverhalten besitzen und darüber hinaus keine Auswirkungen auf den Fluiddurchsatz ausüben.

Das Ziel der Zerstäubung liegt in einer Vergrößerung der Fluidoberfläche für einen nachfolgenden Stofftransport oder für eine chemische Reaktion. Aus Sicht der motorischen Gemischbildung können

- die entstehenden Tropfengrößen d_T ,
- der Strahlkegelwinkel Φ ,
- die Massenverteilung im Strahl,
- und das Strahleindringverhalten $S(t)$

als konkrete Erfolgsparameter der intermittierenden Kraftstoffzerstäubung angesehen werden.

Die Zerstäubung von Flüssigkeiten kann mit Hilfe unterschiedlicher Verfahren durchgeführt werden. Leuteritz [18] erarbeitet dazu die in Abbildung 1.6 dargestellte Übersicht.

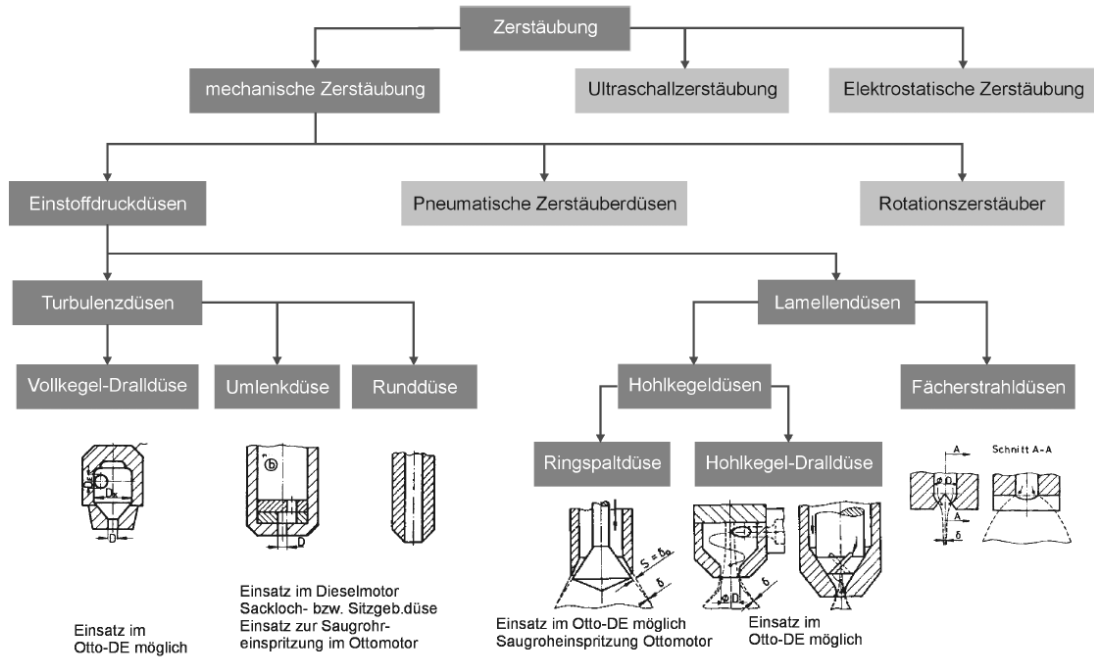


Abbildung 1.6: Übersicht über Zerstäubungsverfahren

Die Einspritzung von Kraftstoff erfolgt gegenwärtig ausschließlich durch mechanische Zerstäubungsvorgänge. Bei der mechanischen Zerstäubung kann der Zerstäubungsablauf in bestimmte Bereiche unterteilt werden, die in Abbildung 1.7 wiedergegeben sind.

Bei der Zerstäubung wird, wie die vorstehenden Ausführungen verdeutlichen, der gezielte Zerfall einer Flüssigkeit bewirkt. Betrachtet man den Flüssigkeitszerfall durch eine Düse, so kann man bei Steigerung des Volumenstroms durch die Düse verschiedene Phasen des Flüssigkeitszerfalls beobachten. In Abhängigkeit von den Eigenschaften der Flüssigkeit, dem Gas, in das eingespritzt wird und den am Tropfenzerfall beteiligten Kräften, lassen sich die Phasen in

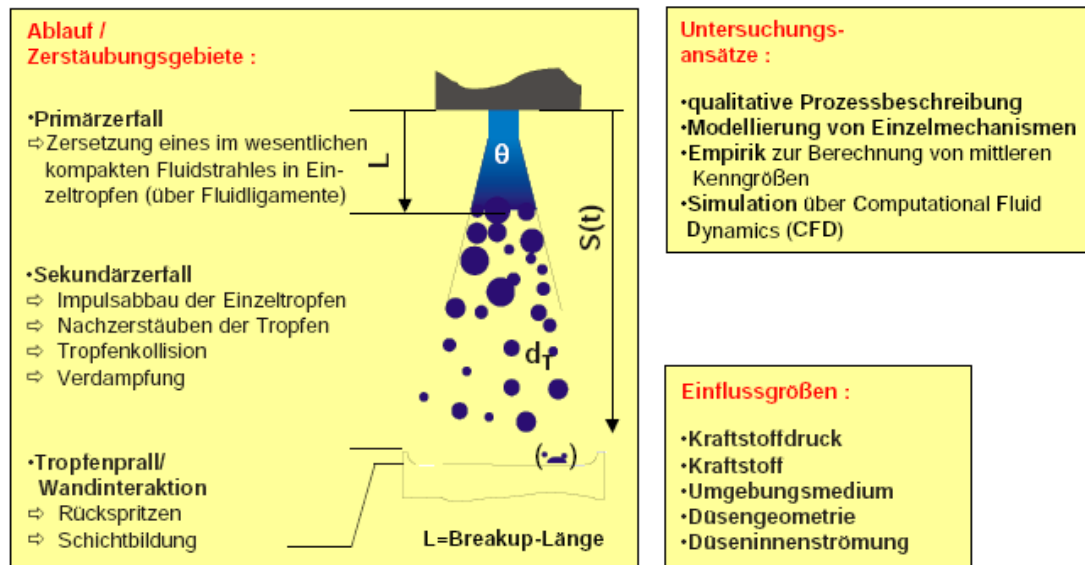


Abbildung 1.7: Systematik der mechanischen Zerstäubung

- Abtropfen
- Zertropfen
- Zerwellen
- Zerstäuben

unterteilen.

Zu den beim Flüssigkeitszerfall wirkenden Kräfte zählen

- die Trägheitskraft der Fluides,
- dessen Oberflächenkraft,
- die Zähigkeitskraft der Flüssigkeit und
- die Trägheitskraft des Gases.

Die Kräfte können zu wichtigen dimensionslosen Kennzahlen zusammengefasst werden. Zu diesen Kennzahlen zählen die Reynoldszahl Re , die Weberzahl We und die Ohnesorgzahl Oh , die unter anderem zur Einordnung und teilweisen Beschreibung der jeweiligen Zerfallsphase dienen. Die Kennzahlen berechnen sich

mit Hilfe der kinematischen Viskosität ν , der Oberflächenspannung σ , der Dichte ρ der Geschwindigkeit w und der charakteristischen Länge d entsprechend den nachfolgenden Bestimmungsgleichungen 1.1 bis 1.3. Dabei gilt, dass der Index 1 das Fluid und der Index 2 das Umgebungsmedium (z.B. Luft) bezeichnet.

$$Re = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Zähigkeitskraft}} = \frac{\Delta w d}{\nu_1} \quad (1.1)$$

$$We_{1/2} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Oberflächenkraft}} = \frac{(\Delta w)^2 d \rho_{1/2}}{\sigma_1} \quad (1.2)$$

$$Oh = \frac{\text{Zähigkeitskraft}}{\text{Oberflächenkraft}} = \frac{\eta_1}{\sqrt{\sigma_1 \rho_1 d}} = \frac{\sqrt{We_1}}{Re} \quad (1.3)$$

Bei der Abschätzung des Zerstäubungsvorganges helfen die mit den beschriebenen Gleichungen ermittelten Kennzahlen. Etwaige Störungen durch Düseninnenströmung oder geometrische Abweichungen von idealen Bedingungen sind dabei unberücksichtigt. Im Ohnesorg-Reynolds-Diagramm lassen sich die Gebiete Zertropfen, Zerwellen und Zerstäuben gemäß Abbildung 1.8 unterscheiden. Abbildung 1.8 zeigt ebenfalls die Verhältnisse für eine typische Einspritzdüse.

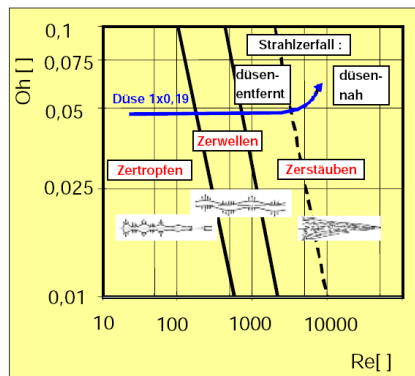


Abbildung 1.8: Fluidzerfall im Ohnesorg-Reynolds-Diagramm

Die Kennzahlen erlauben neben der Abschätzung der Art des Fluidzerfalls auch, die Wirkrichtungen bestimmter Maßnahmen abzuleiten. Dazu ist es erforderlich, die mit den physikalischen Größen verbundene Beschreibung des Zerstäubungsvorganges zuzuordnen.

Die Relativgeschwindigkeit Δw repräsentiert das Druckgefälle zwischen Kraftstoffdruck und umgebender Luft, die über die bekannte Ausflussgleichung beschrieben wird.

Unter den Größen Dichte ρ_1 , Oberflächenspannung σ_1 und kinematische Viskosität ν_1 des Kraftstoffs führt die Erhöhung der Viskosität zu einer Erhöhung der Eindringtiefe und Zunahme des Tropfendurchmessers.

Die Dichte des Umgebungsmediums ρ_2 , z.B. Luft, wirkt auf die Primär- und Sekundärzerstäubung. Beim Verbrennungsmotor ändert sich auf Grund der Verdichtung die Dichte der Luft. Damit dringt der Kraftstoffstrahl während der Direkteinspritzung in ein zunehmend dichteres Medium ein. Durch die intensivere Interaktion zwischen Fluid und Umgebungsmedium kommt es zu einer Abnahme des Tropfendurchmessers.

Neben den Fluideigenschaften beeinflussen die geometrischen Verhältnisse der Düse die Zerstäubung. So kann durch eine gezielte Erhöhung der Turbulenz in der Düse die Zerstäubung befördert werden. Bei Dralldüsen verbessert sich die Zerstäubung dadurch, dass der Kraftstoff neben der axialen eine radiale Strömungskomponente aufweist. Durch den Drall verbessert sich insbesondere der düsennahe Strahlerfall und führt bei vergleichsweise niedrigem Kraftstoffdruck zu guten Zerstäubungsergebnissen.

Die Tabelle 1.1 fasst die Wirkrichtungen der verschiedenen, den Strahlerfall beschreibenden Größen, zusammen. Die linke Spalte enthält die gewünschte Einflussrichtung, z.B. einen abnehmenden Tropfendurchmesser d_T . In den rechts daneben liegenden Spalten sind die Maßnahmen bezeichnet, die zu treffen sind, um den Einfluss zu erzielen.

Aufbauend auf diesen grundlegenden Zusammenhängen lassen sich aus verbrennungsmotorischen Bedingungen Anforderungen an die Zerstäubung und damit an das Einspritzsystem ableiten. Da die Kraftstoffeigenschaften festliegen, spielen die Eigenschaften des Einspritzsystems eine entscheidende Rolle bei der Kraftstoffzerstäubung. Um eine gute Zerstäubung zu gewährleisten, ist eine hohe Austritts-

	Δw	d_T	σ_1	ρ_1	ν_1	ρ_2	ν_2	Turbulenz/Kavitation	$\frac{L_L}{d_L}$
$d_T \searrow$	\nearrow	\searrow	\searrow	\searrow	\searrow	\nearrow	\nearrow	\searrow	
$\Theta \nearrow$	\nearrow	\nearrow	\searrow	\searrow		$\nearrow \searrow$	\nearrow	\nearrow	\searrow

Tabelle 1.1: Wirkung zerstäubungsbeschreibender Größen auf die Zerstäubung

geschwindigkeit bzw. ein hoher Kraftstoffdruck und ein geringer Düsenlochdurchmesser wünschenswert.

Bei der Benzindirekteinspritzung stehen die Eigenschaften des Einspritzsystems wie Strahlkegelwinkel, Einspritzrate und Tropfengrößenverteilung im Mittelpunkt des Interesses [10, 5]. Auf Grund der aktuellen Entwicklungstendenzen im Bereich der Benzindirekteinspritzung werden unterschiedliche Einspritzdüsenkonzepte untersucht und auf ihre Eignung für die Benzindirekteinspritzung bewertet [37]. Ein flexibles Einspritzsystem basiert auf der bekannten Dralldüse [30].

Neben den aus der Literatur bekannten Untersuchungen finden sich in verschiedenen, patentrechtlich geschützten Lösungen Ansätze, wie die Strahlparameter beeinflusst werden können. Darunter befindet sich eine Dralldüse mit einer geometrisch veränderlichen Drallkammer [25]. Bemühungen, Düsen mit veränderlichen geometrischen Abmessungen in Verbrennungsmotoren einzusetzen, waren bisher jedoch wenig erfolgreich. Insbesondere die hohen thermischen und mechanischen Beanspruchungen führen zu erheblichen Schwierigkeiten bei der Realisierung.

Fasst man die motorische Einspritzung als Zerstäubungsvorgang auf, so findet man entsprechende Parallelen zu Sprühvorgängen in der Verfahrenstechnik. Zerstäubungssysteme mit einer Drallkammer erlauben eine kontinuierliche Veränderung der Strahlparameter [13, 28]. Die darin verwendete Drallkammer weist eine Besonderheit in bezug auf die tangential einlaufenden Kanäle auf. Die Kanäle besitzen einen unterschiedlichen Querschnitt und generieren bei einem gegebenem Durchfluss, jede für sich betrachtet, einen unterschiedlichen Drall.

Der in der Kammer verdrallte Flüssigkeitsstrom verlässt das Zerstäubungssystem über ein konzentrisch angeordnetes Austrittsloch. Durch geschickte Wahl der Kanalparameter lässt sich ein Drallsystem aufbauen, bei dem ein bestimmter Grunddrall der Flüssigkeit in der Kammer über die kleinen Kanäle vorgegeben ist. Die Veränderung der Zerstäubungsparameter kann durch das Zuschalten des Flüssigkeitsstromes über die großen Kanäle erreicht werden. Die Auslegung der Kanäle erlaubt dabei, dass die Zerstäubungsgüte auch bei steigendem Durchsatz fast unverändert bleibt [17, 31, 21].

Im vorangegangenen DBU-Vorhaben (Az.: 17706) wurden sowohl das Potenzial des BPI-Verfahrens hinsichtlich der Entflammung und Verbrennung magerer Gemische als auch das der drallvariablen Düse zur Erfüllung der Anforderungen an das Gemischbildungssystem für das BPI-Verfahren nachgewiesen (vgl.[20]).

Das Ziel dieses Vorhabens ist die Nutzung der Vorteile der drallvariablen Einspritzdüse zur Erzeugung einer dem BPI-Verfahren angepassten Gemischverteilung - Zweischnitt-Gemischbildung: homogenes Grundgemisch + angereichertes Zündgemisch - zur Darstellung des BPI-Verfahrens in weiteren Teilen des Motor-kennfelds. Des Weiteren soll das Brennverfahren auf einen Motor mit einem für heutige Pkw-Motoren typischen Bohrungsdurchmesser portiert werden.

Die Arbeiten zur Erreichung des geplanten Projektziels werden mit unterschiedlichen Schwerpunkten parallel am IFKM und am FiF durchgeführt.

Am IFKM konzentrieren sich die Arbeiten dabei auf motorische Analysen zur Optimierung des Brennverfahrens. Kombiniert mit numerischen Berechnungen werden verschiedene weiterführende experimentelle Untersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung beim BPI verfahren durchgeführt.

Am FiF steht die Weiterentwicklung der drallvariablen Düse besonders hinsichtlich der Anforderungen des BPI-Verfahrens im Mittelpunkt. Durch regelmäßige Projekttreffen findet in diesem Zusammenhang ein reger Gedanken und Ideenaustausch zwischen beiden Entwicklungspartnern statt.

Im einzelnen werden folgende Arbeitspakete durchgeführt:

Arbeitspakete IFKM

- Durchführung motorischer Voruntersuchungen an dem aus dem Vorgängerprojekt vorhandenen Motor BPI I (Vollastbetrieb, Abgasrückführung, Ionenstrommessungen)
- Visualisierung der Fackelstrahlen und Analyse der Verbrennung
- Simulation der Gemischbildung und des Motorprozesses
- Neukonstruktion des Motors BPI II mit angepasstem Bohrungsdurchmesser
- Durchführung motorischer Untersuchungen am neuen Motor BPI II

Arbeitspakete FiF

- Neukonstruktion der drallvariablen Düse zum Einbau in den Vierventil-Versuchsmotor des IFKM der Universität Karlsruhe
- Untersuchung der Strahlgeometrie und Zerstäubungseigenschaften der neuen Einspritzdüse

- Realisierung eines durchflussregelbaren Rücklaufs mit sehr schneller Ansprech- und Schließzeit
- Aufbau einer für den Motorbetrieb geeigneten Steuerung zur kennfeldabhängigen Einstellung der drallvariablen Düse

2 Vorgehensweise

2.1 IFKM

2.1.1 Motorische Untersuchungen am Motor BPI I

2.1.1.1 Ionenstrommesstechnik

Wie aus den Untersuchungen des vorangegangenen Projekts hervorgeht, zeigt der Motorlauf beim BPI-Verfahren eine starke Abhängigkeit von der Ansteuerdauer der Kompressionshubeinspritzung und damit vom Luftverhältnis in der Vorkammer. Abbildung 2.1 zeigt hierzu motorische Kenngrößen aufgetragen über der Ansteuerdauer t_{INJ2} der Anreicherungseinspritzung. Die Kenntnis des Luftverhältnisses in der Vorkammer ist damit eine grundlegende Voraussetzung zur Anpassung der Dauer der zweiten Einspritzung und somit auch zur Regelung des BPI-Verfahrens.

Die Ionenstrommesstechnik stellt eine robuste, kostengünstige und universell einsetzbare Diagnosetechnik zur zylinderindividuellen Verbrennungsüberwachung dar [34, 36]. Sie basiert auf dem Zustandekommen eines messbaren Stroms, der sich durch freie Ladungsträger ergibt, die in einem von außen angelegten elektrischen Feld beweglich sind. Die Ladungsträger bilden sich dabei während der Verbrennung durch chemische und thermische Ionisierung sowie durch Elektronenanlagerung.

Chemische Ionisierung: Die Ladungsträger entstehen während den bei der chemischen Umsetzung des Kraftstoffs ablaufenden Kettenreaktionen.

Thermische Ionisierung: Die Ladungsträger entstehen durch Stöße der Teilchen untereinander aufgrund der thermischen Bewegung während der Verbrennung.

Elektronenanlagerung: Durch Anlagerung freier Elektronen bilden sich aus neutralen Atomen oder Molekülen elektrisch geladene Ionen.

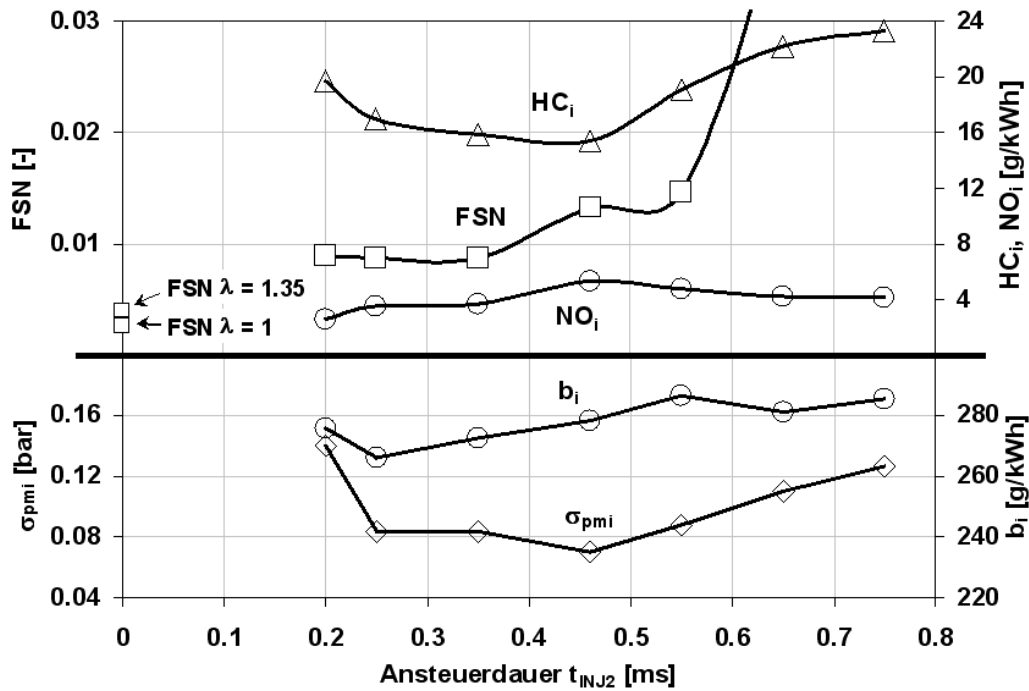


Abbildung 2.1: Einfluss der Ansteuerdauer der Kompressionshubeinspritzung t_{INJ2} auf den Motorlauf bei $\lambda = 1,6$ [12]

Rekombinationsvorgänge sorgen anschließend für die Umwandlung der Ladungsträger zu neutralen Atomen oder Molekülen.

Im Bereich der Ionenstromsonde im Brennraum liegt durch Anlegen einer Messspannung ein elektrisches Feld zwischen der Sondenelektrode und der Brennraumoberfläche vor. Der Verlauf der Feld- und Äquipotenziallinien des elektrischen Felds ist in Abbildung 2.2, links dargestellt.

Abbildung 2.2, rechts zeigt typische Verläufe des Ionenstroms bei unterschiedlichen Luftverhältnissen λ [2]. Die Anzahl der Maxima im Ionenstromverlauf ist in der Literatur unterschiedlich angegeben. Einige Untersuchungsergebnisse zeigen einen Maximalwert [2, 8], während andere Ergebnisse zwei Maximalwerte aufweisen, die sich aus der zeitlich versetzten chemischen und thermischen Ionisierung bei der Verbrennung ergeben [24, 36].

Die zwischen den Zündkerzenelektroden gemessenen Ionenstromverläufe lassen eine deutliche Abhängigkeit des Ionenstroms vom eingestellten Luftverhältnis erkennen [24]. Bei Abmagerung nehmen die Maxima ab, bei Gemischanfettung nehmen sie zunächst leicht zu, um im Bereich um $\lambda = 0,9$ einem maximalen Wert

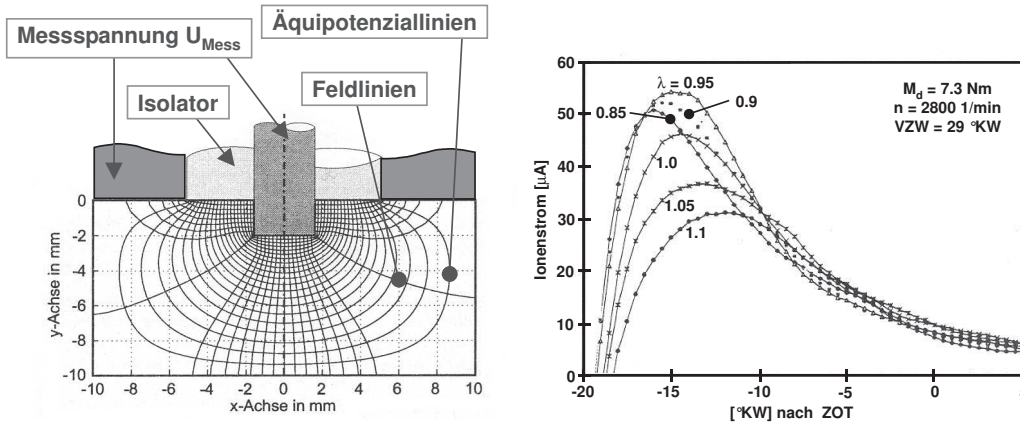


Abbildung 2.2: Feld- und Äquipotenziallinien zwischen Ionenstromsonde und Brennraumoberfläche [36] und zeitlicher Ionenstromverlauf an der Zündstelle (Ottomotor im Homogenbetrieb) [2]

entgegen zustreben. Die Bestimmung des Luftverhältnisses über das maximale Ionenstrommaximum ist auch aus Untersuchungen an einem Gasmotor im Methanbetrieb von Grimme [8] bekannt. Bei Variation des Luftverhältnisses zeigt sich, dass die Maxima der zeitlichen Ionenstromverläufe im Bereich von $\lambda = 0,95$ bis $\lambda = 1,0$ maximal sind (vgl. Abbildung 2.3). Eine starke Abnahme der Ionenstrommaxima wird bei Abmagerung beobachtet. Die deutlich höheren Werte des Ionenstroms bei höherer Last sind mit der steigenden Gemischdichte und damit einer steigenden Ionendichte zu begründen.

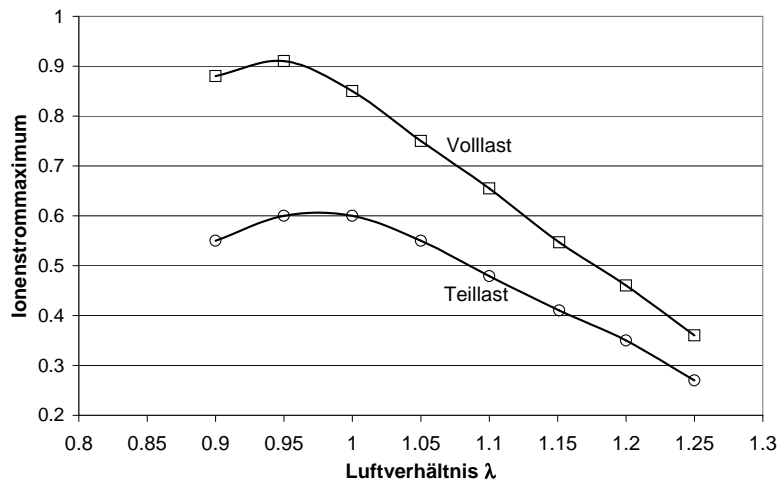


Abbildung 2.3: Verlauf des Ionenstrommaximums über dem Luftverhältnis λ bei einem Otto-Gasmotor im Methanbetrieb [8]

Wie die Ausführungen zeigen, ermöglicht die Ionenstrommessung die Bestimmung des lokalen Luftverhältnisses im Bereich der Messsonde.

Um beim BPI-Motor die Gemischkonzentration in der Vorkammer in Abhängigkeit der Betriebseinstellungen, wie beispielsweise der Einspritzdauer t_{INJ2} für die Anreicherungsinspritzung, zu bestimmen, wird eine Vorkammerzündkerze mit integrierter Ionenstromsonde eingesetzt. Abbildung 2.4 (links) zeigt die modifizierte Vorkammerzündkerze vor dem Aufschweißen der Vorkammerkappe. An die Sonde wird eine Messspannung von $U_{MESS} = 100\text{ V}$ angelegt. Der Ionenstrom wird dabei über den Spannungsabfall an einem Messwiderstand, der in einem Ionenstrommodul integriert ist, gemessen. Der Messwiderstand R beträgt $100\text{ k}\Omega$. Über einen Trennverstärker mit verstellbaren Verstärkungsstufen wird das Spannungssignal auf Werte zwischen 0 und 10 Volt umgewandelt und mit dem Indiziersystem kurbelwinkelbasiert erfasst. Abbildung 2.4 (rechts) zeigt schematisch den Aufbau der Schaltung für die Ionenstrommessung [14].

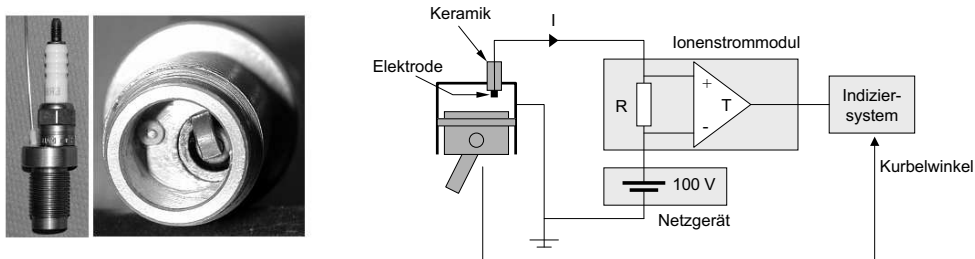


Abbildung 2.4: Schematischer Schaltplan der Ionenstrommesstechnik [14] mit spezieller Vorkammerkerze

Alternativ wurde am Institut auch eine in die Zündspule integrierte Ionenstrommesstechnik der Firmen Stiebel-Eltron und ERA eingesetzt. Mit dieser Messtechnik kann der Ionenstrom ohne zusätzlichen Aufwand direkt an den Zündelektroden gemessen werden, weshalb sich dieses System für den serienmäßigen Einsatz in Pkw anbieten würde.

2.1.1.2 Abgasrückführung

Ladungsverdünnung kann entweder durch Luft (vgl. Kap. 1) oder auch durch Abgasrückführung erfolgen. Mit Abgasrückführung können dabei die Stickoxidemissionen durch Absenkung der Verbrennungstemperatur wirkungsvoll verringert

werden. Weiterhin kann der homogene Magerbetrieb zu größeren Lasten im Motorkennfeld, bei denen das Luftverhältnis durch die Zylinderfüllung begrenzt ist, ohne Erhöhung der NO_x -Emissionen ausgedehnt werden. In unterschiedlichen Versuchsreihen wird daher mittels Abgasanalyse und Zylinderdruckindizierung der Einfluss der Abgasrückführung auf den BPI-Betrieb und die Emissionen des Motors untersucht.

2.1.1.3 Vollastuntersuchungen

Neben den Untersuchungen bei Teillast, die die Weiterführung des Vorgängerprojekts darstellen, werden ergänzende Vollastuntersuchungen durchgeführt. Dabei wird zunächst das Potenzial des Magerbetriebs im Hinblick auf eine Kraftstoffverbrauchsreduktion auch bei hoher Last ermittelt. Anschließend werden die Vorkammerzündkerzen hinsichtlich ihrer Vollasttauglichkeit untersucht sowie deren Einfluss auf die Entflammung und Verbrennung bestimmt. Um auch im Magerbetrieb eine konstante Last des Motors zu realisieren, wird dieser mit einem externen Kompressor ausgerüstet. Der Motor wird mit homogenem Gemisch und Saughubdirekteinspritzung betrieben. Als Messtechnik kommt die globale Abgasanalyse, die Zylinderdruckindizierung als auch eine spezielle Vorkammerzündkerze mit integrierter Temperaturmessung zum Einsatz.

2.1.2 Fackelstrahlvisualisierung

Die Entflammung des Brennraumgemischs durch Fackelstrahlen, wie sie durch die Vorkammerzündkerze erzeugt werden können, ist eine wesentliche Maßnahme zur Verringerung der Brenndauer bei mageren Brennraumgemischen. Um Informationen über die räumliche und zeitliche Ausbreitung der Fackelstrahlen zu erhalten, wurden Untersuchungen zur Entflammung an einem optisch zugänglichen Motor mit einer signalverstärkten Digitalkamera (ICCD) und gleichzeitiger Hochdruckindizierung durchgeführt. Es wurde sowohl eine Vorkammerzündkerze K2x4 mit 6 Bohrungen als auch eine Vorkammerzündkerze K4x4 mit 8 Bohrungen (vgl. hierzu [20]) im Homogenbetrieb mit dem Luftverhältnis $\lambda = 1,25$ bei konstantem Vorzündwinkel von 20° KW und konstanter Einspritzdauer im Betriebspunkt $p_{mi} \approx 4$ bar und $n = 2000$ 1/min untersucht.

2.1.3 3D-Strömungssimulation

Mittels 3D-CFD werden die Transport- und Verdampfungsvorgänge und deren Wechselwirkung mit der Zylinderinnenströmung untersucht. Dazu wird der Strömungsraum in einem Rechengitter abgebildet, das die wesentlichen Bestandteile des Motors beinhaltet und die Bewegung des Kolbens und der Ventile abbilden kann.

Die 3D-Strömungssimulation dient zum einen dazu, ein tieferes Verständnis für die beim BPI-Verfahren ablaufenden Vorgänge zu bekommen. Andererseits ist sie ein unverzichtbares Werkzeug bei der Auslegung des neuen Forschungsaggregats. Zunächst werden daher die bereits im vorangegangenen Projekt (Az: 17706) angestellten Untersuchungen fortgeführt und weiter vertieft. Mit den so geschaffenen Rechenmodellen für die Gemischbildung beim BPI-Verfahren werden schließlich die Untersuchungen zur Auslegung des neuen Motors besonders hinsichtlich der Zylinderinnenströmung durchgeführt.

2.1.4 Neukonstruktion des Motors BPI II

Als Basisaggregat für die Konstruktion des neuen BPI-Motors diente, wie auch schon im Vorgängerprojekt BPI I (Az: 17706), das Einzylinderaggregat F650 der Marke Rotax mit einem Bohrungsdurchmesser von 100 mm. Wie ein Vergleich aktueller Pkw-Motoren zeigt (vgl. Abbildung 2.5), entspricht dieser Durchmesser nicht dem aktuellen Stand der Technik und wurde daher auf den Durchschnittsdurchmesser von 83 mm reduziert. Auf diese Weise kann das Potenzial des BPI-Verfahrens für den Pkw-Bereich aufgezeigt werden. Zylinder, Zylinderkopf und Kolben wurden hierzu inklusive des Kühlkreislaufs vollständig neu am IFKM entwickelt und gefertigt.

Aufbauend auf den Erkenntnissen aus dem Vorgängerprojekt wurde die enge Anordnung von Injektor und Mulde beibehalten, und außerdem der Quetschflächenanteil von 7 % auf 20 % erhöht. Verbunden mit dem kleineren Bohrungsdurchmesser und den damit einhergehenden kürzeren Flammenwegen sollte auf diese Weise der Magerlauf des Motors weiter verbessert werden. Um diesbezüglich optimale Ergebnisse zu erzielen, wurde während des gesamten Entwicklungsprozesses die numerische Strömungssimulation als unterstützendes Entwicklungswerkzeug vor allem zur Vorabbeurteilung der Gemischbildung eingesetzt (s.o.). Es zeigte

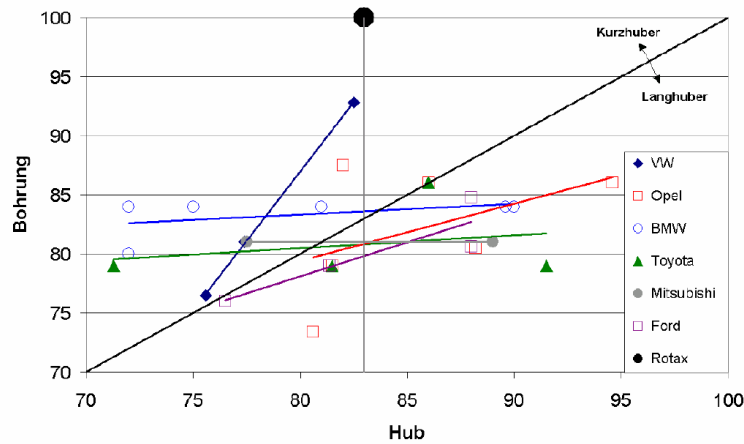


Abbildung 2.5: Benchmark zum Vergleich gängiger Motorgeometrien

sich dabei, dass die Zylinderinnenströmung signifikanten Einfluss auf den Gemischbildungsprozess und die Anreicherung in der Vorkammer hat. Um hier auch motorische Untersuchungen durchführen zu können, wurde das Ansaugsystem so gestaltet, dass über Einlegeelemente verschiedene Einlassströmungen generiert werden können. Der neu entwickelte Motor und das variable Einlasssystem sind in Abbildung 2.6 dargestellt. Tabelle 2.1 gibt einen Überblick der Eckdaten des Motors.

Hub [mm]	Bohrung [mm]	Hubraum [mm^3]	Kompression –	Anzahl der Ventile –
83	83	449	11,7	4

Tabelle 2.1: Daten des neuen BPI-Motors (BPI II)

2.1.5 Motorische Untersuchungen am Motor BPI II

2.1.5.1 Untersuchungen mit einem Bosch Drallinjektor

Nach Inbetriebnahme des neuen BPI-Motors werden zunächst Untersuchungen mit einem Bosch Drallinjektor mit einem Kegelwinkel von $\alpha = 55^\circ$ durchgeführt. Mittels Zylinderdruckindizierung und globaler Abgasanalyse wird der Einfluss verschiedener Formen der Ladungsbewegung auf den Motorprozess und die Emissionen untersucht. Ionenstrommessungen werden herangezogen, um die Anreiche-

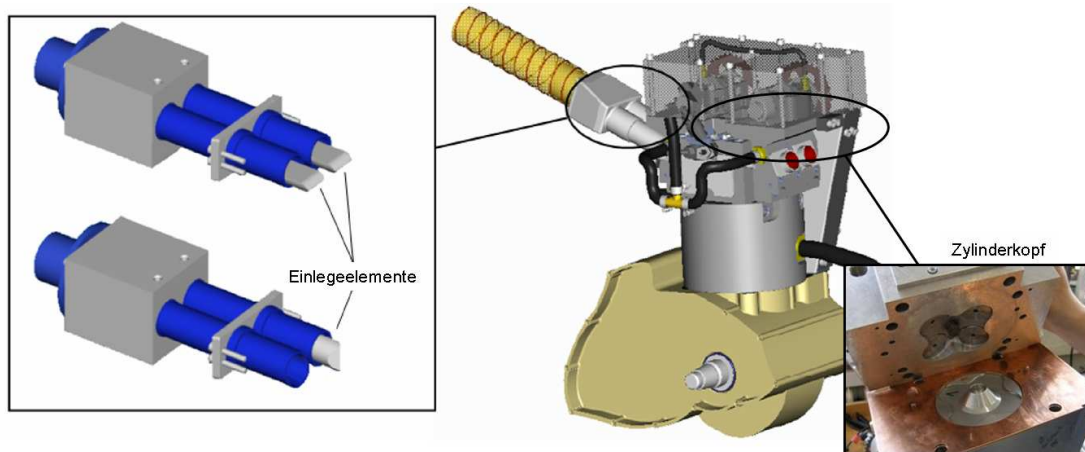


Abbildung 2.6: Neu entwickelter BPI-Motor mit variablem Einlasssystem

rung in der Vorkammer trotz verstärkter Ladungsbewegung zu beurteilen. Am Ende der Untersuchungen steht ein Vergleich der beiden BPI-Motoren.

2.1.5.2 Untersuchungen mit der drallvariablen Düse

Nach abgeschlossener Grundvermessung des neuen Motors kommt die drallvariable Düse des FiF zum Einsatz. Um ein möglichst homogenes Grundgemisch zu erzeugen, werden dabei die Versuche sowohl mit einem zusätzlichen Injektor und Saugrohreinspritzung sowie ausschließlich mit der FiF-Düse und Saughubdirekteinspritzung durchgeführt. Ziel der Untersuchungen ist den Einfluss der verschiedenen Stellparameter der drallvariablen Düse auf den Motorprozess des BPI-Verfahrens darzustellen und das diesbezügliche Potential der Düse aufzuzeigen.

2.1.5.3 Erweiterung des Kennfeldbereichs für den BPI-Betrieb

In den bisherigen Untersuchungen wurde ausschließlich der Teillastbetriebspunkt $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ 1/min}$ betrachtet. Ziel dieses Vorhabens ist die Vorteile des BPI-Verfahrens auch auf Kennfeldpunkte mit höheren Drehzahlen und Lasten auszuweiten und dabei gleichzeitig die NO_x -Emissionen durch Abgasrückführung in allen Betriebspunkten weiter zu reduzieren. Die Ansaugluft wird dazu für die oberen Lastpunkte mit einem elektrisch betriebenen Lader bereitgestellt. Außer-

dem wird eine Anlage zur Abgasrückführung am Prüfstand installiert, so dass verschiedene AGR-Raten eingestellt werden können.

2.2 FiF

2.2.1 Neukonstruktion der drallvariablen Düse

Bei der Formulierung der Projektziele für die Weiterentwicklung des BPI-Verfahrens stand der Aufbau eines modernen Motors mit 4-Ventil-Technik und angepasster Motorinnenströmung im Vordergrund. Diese Forderung hatte zur Folge, dass die ursprüngliche konstruktive Umsetzung der drallvariablen Düse nicht für den Einbau in den 4-Ventil-Zylinderkopf geeignet sein würde.

Die drallvariable Düse besitzt mehrere Kraftstoffzuführungen. Die Kraftstoffzuführungen müssen bis zur Drallkammer gegeneinander dicht abschließen, um zu verhindern, dass Leckageströme zwischen den kraftstoffführenden Kanälen die gewünschte Regelbarkeit beeinträchtigen oder völlig aufheben.

Die bisherige Lösung verwendete zur Umsetzung der Trennung der Kraftstoffwege eine radiale Zuführung in das Düseninnenpaket. Diese Anordnung führte jedoch dazu, dass der Düsenkörper einen relativ großen Durchmesser erhielt (vgl. Abbildung 2.7).

Durch den großen Durchmesser war es am Versuchsmotor erforderlich, ein Auslassventil zu entfernen. Damit stand zwar genügend Platz zur Verfügung, um die Einspritzdüse der ersten Generation im Brennraum unterzubringen, jedoch entspricht diese Lösung nicht dem Stand des Motorenbaus. Eine Übersicht der Einbauverhältnisse gibt Abbildung 2.8.

Die vollständige Überarbeitung der Kraftstoffführung muss daher gewährleisten, dass die Abmessungen der drallvariablen Düse den Einbau in der durch das BPI-Verfahren vorgegebenen Position in einem 4-Ventil-Zylinderkopf ermöglicht. Die Voraussetzung dafür war, dass bei der Konstruktion des Zylinderkopfs für den neuen Motor der Bauraumbedarf der Düse mit den Möglichkeiten im Zylinderkopf abgestimmt wird.

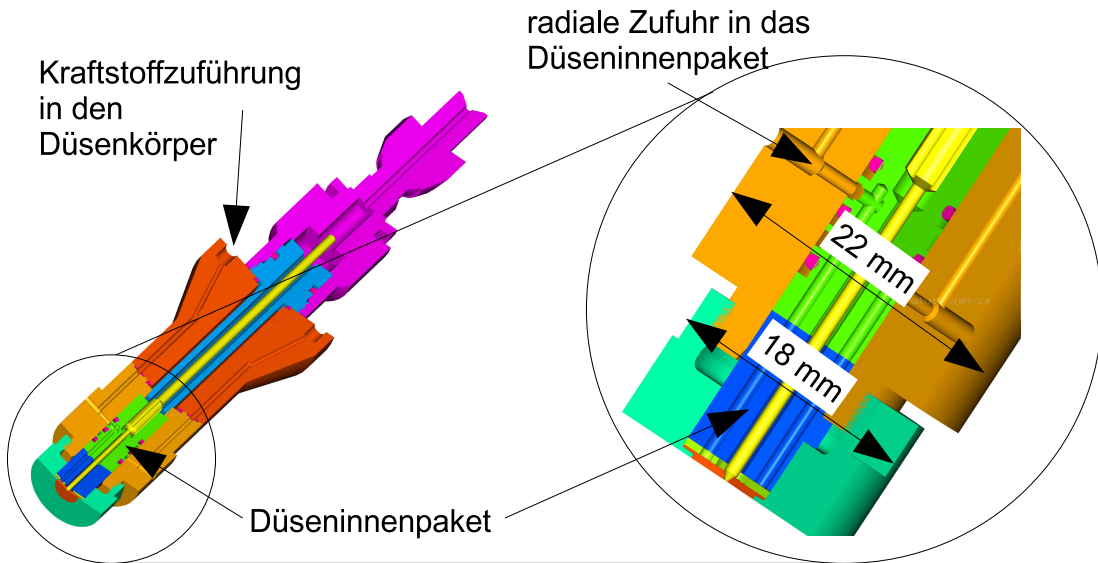


Abbildung 2.7: radiale Kraftstoffführung der drallvariablen Düse der ersten Generation

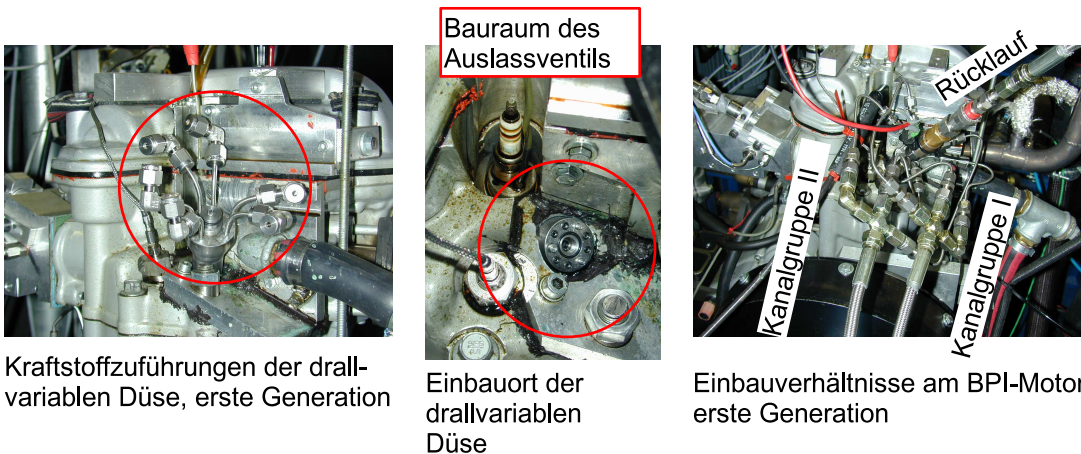


Abbildung 2.8: Einbauverhältnisse der drallvariablen Düse der ersten Generation

2.2.2 Strahlgeometrie und Zerstäubungseigenschaften

Mit der Überarbeitung des BPI-Motors und dem Übergang zur 4-Ventil-Technik im Zylinderkopf verändern sich die Anordnung zwischen Einspritzdüse und Vorkammerzündkerze. Zusätzlich ergibt sich aus der Veränderung der Kraftstoffführung möglicherweise ein Einfluss auf die Strahlgeometrie. Insbesondere die Veränderung der Kraftstoffzuführung zu den einzelnen Kanalgruppen wirkt sich auf die Druckverluste in der Düse aus. Daraus ergeben sich unter Umständen Veränderun-

gen an der Strahlgeometrie. Um eine optimale Anpassung der Strahlgeometrie an die Brennraumgeometrie zu erreichen, müssen die Eigenschaften der veränderten Konstruktion der drallvariablen Düse untersucht werden.

Bei der Untersuchung der Strahlgeometrie und der Zerstäubungseigenschaften liegt der Fokus auf der Bestimmung der Abhängigkeit des Strahlkegelwinkels von der gewählten Betriebsart der drallvariablen Düse und der Zerstäubungsgüte. Für den späteren Einsatz im Motor ist die Bestimmung der Einspritzmenge von der Einspritzdauer und den Betriebsparametern ebenfalls von Bedeutung.

Für die Bestimmung der Strahlgeometrie kommt das bewährte Schattenrissverfahren zur Anwendung. Bei der Bestimmung der Strahlgeometrie wird der Einspritzstrahl auf geeignete Weise beleuchtet. Der flüssige Anteil des im Einspritzstrahl vorhandenen Kraftstoffs absorbiert einen Teil des Lichtes und erzeugt einen Schatten. Mit Hilfe eines geeigneten Aufnahmeverfahrens kann das Schattenbild aufgenommen und ausgewertet werden.

Die Strahlgeometrie hängt neben den durch die Düse vorgegebenen Zerstäubungsvorgängen vom herrschenden Gegendruck und der Temperatur ab. Bei der Direkteinspritzung in den Brennraum des Motors ändern sich Druck und Temperatur während der Einspritzung. Daher ist es notwendig, die Untersuchungen zur Strahlgeometrie auch unter veränderlichen Randbedingungen durchzuführen. Zur Gewährleistung definierter Versuchsbedingungen verfügt das FiF über einen Druckkammerprüfstand. Abbildung 2.9 zeigt eine Übersicht des Prüfstands.

Der Prüfstand besteht aus einer Druckkammer, in der die Versuchsbedingungen eingestellt werden können. Um eine mit der Anzahl der Einspritzungen zunehmende Konzentration von flüssigen Kraftstoffteilen im Gasvolumen der Druckkammer zu verhindern, kann das Innenvolumen der Druckkammer mit einem Spülgas erneuert werden. Zur Einhaltung eines definierten Temperaturniveaus lassen sich am Prüfstand die Spülgastemperatur und die Kammertemperatur einstellen und mit Hilfe von elektrischen Heizpatronen konstant halten. Der in der Druckkammer anliegende Druck wird über die Prüfstandregelung vorgegeben und überwacht.

Die Druckkammer besteht aus einem Würfel mit 6 gleichartigen Zugängen in Flanschausführung, die den Zugang zum Innenbereich der Druckkammer gewährleisten. Über einen Adapterblock wird die Einspritzdüse in der Druckkammer positioniert. Die verbleibenden 5 Zugänge dienen zur Aufnahme optischer Zugänge (Quarzglasscheiben) oder zur Installation von Messtechnik.

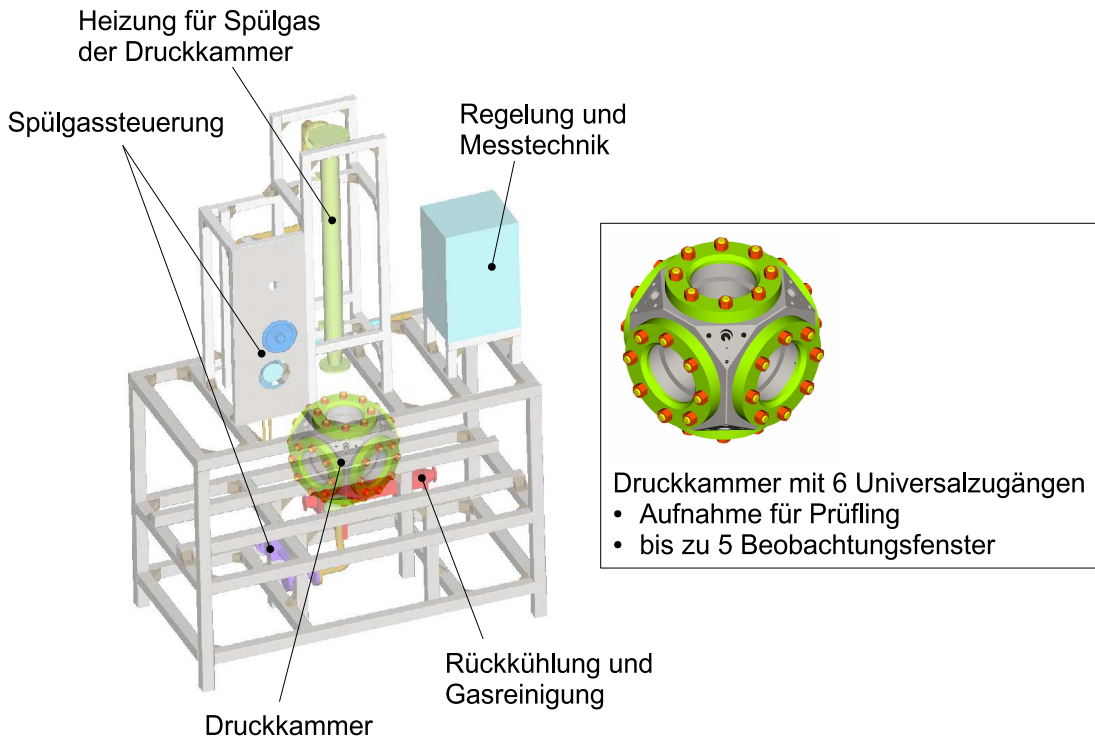


Abbildung 2.9: Übersicht des Druckkammerprüfstands zur Untersuchung der Strahlgeometrie

Die Zerstäubungsgüte wird mit Hilfe der Beugungsspektrometrie untersucht. Die Beugungsspektrometrie eignet sich als integrales Verfahren besonders gut zur Beurteilung von Sprays. Beugungsspektrometer ermitteln das Tropfengrößenspektrum eines Zerstäubungsvorgangs durch die Messung von Beugungsbildern, die die auftretenden Tropfengrößen in ihrer Gesamtheit ermitteln. Die Grundlage für die Messung der Tropfengrößenverteilung in einem Kraftstoffstrahl bildet die Fraunhofersche Beugung. Bei der Bestimmung der Tropfengrößen in einem Kraftstoffeinspritzstrahl wird ein Messverfahren mit einem parallelen Laserstrahl angewendet, der durch den Einspritzstrahl hindurchgeleitet wird [26]. Das Messprinzip ist in Abbildung 2.10 schematisch dargestellt.

Der Beugungswinkel θ , unter dem das auf den Tropfen fallende Licht abgelenkt wird, ist eine Funktion der Lichtwellenlänge, der Brennweite der Fourierlinse und des Tropfendurchmessers. Für jede Tropfengröße bildet sich ein spezifisches Beugungsbild heraus mit einer zugehörigen Intensitätsverteilung auf einem mit mehreren Ringen ausgestatteten Detektor (vgl. Abbildung 2.11). Bei bekannten Messbedingungen (Lichtwellenlänge, Brennweite der Fourierlinse) lässt sich aus

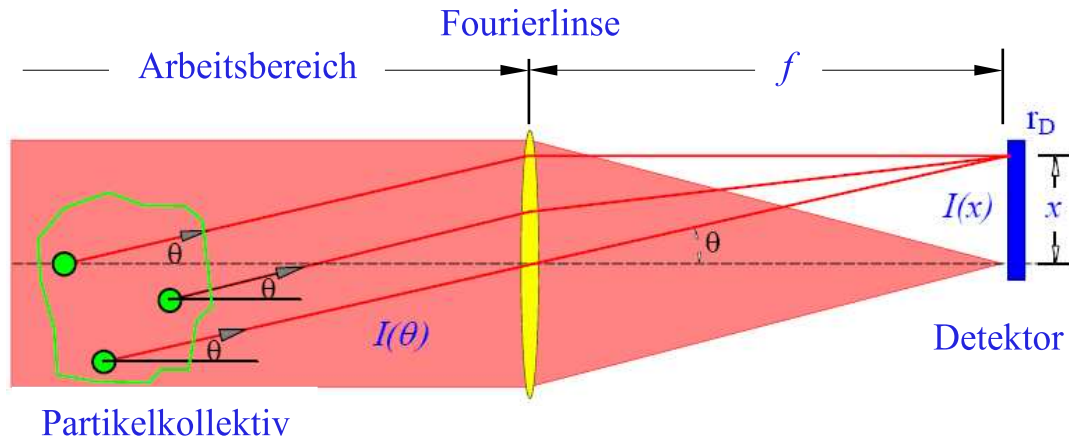


Abbildung 2.10: Messprinzip der Tropfengrößenbestimmung mittels Laserbeugung

der Intensitätsverteilung am Detektor die Tropfengrößenverteilung im Einspritzstrahl ermitteln [38].

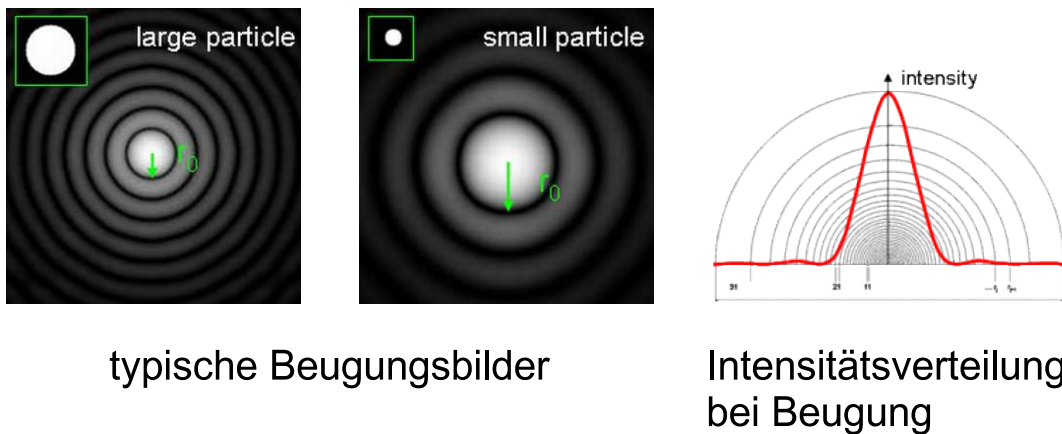


Abbildung 2.11: Beugungsbilder idealer Tropfen (Partikel) und Intensitätsverteilung auf einem Detektor

2.2.3 Durchflussregelbarer Rücklauf

Der Rücklauf beeinflusst wesentlich die Strahleigenschaften [20]. Mit Hilfe des Rücklaufs ist eine Beeinflussung der Einspritzmenge und des Strahlkegelwinkels möglich. Insbesondere die Beeinflussung des Strahlkegelwinkels ist im Hinblick auf den BPI-Betrieb von besonderer Bedeutung.

Um die Optimierung des Rücklaufniveaus während des Motorbetriebs zu realisieren, ist die Verstellung des Rücklaufvolumenstroms während der Versuche erforderlich. Mit Hilfe der Rücklaufanpassung und der Ermittlung der zugehörigen Stellparameter ist es möglich, den Motorbetrieb im Kennfeld zu optimieren und das Potenzial des BPI-Verfahrens herauszuarbeiten.

Das Steuerorgan für den Rücklaufvolumenstrom soll in sich die Funktion des Ein- und Abschaltens (Öffnen und Schließen eines Ventils) als auch der Regelung des Volumenstroms vereinen. An das Steuerorgan für den Rücklaufvolumenstrom werden daher hohe Anforderungen in Bezug auf eine verzögerungsfreie Reaktion auf ein definiertes Steuersignal, aber auch im Hinblick auf eine hohe Wiederholgenauigkeit bei der Einstellung eines gewünschten Volumenstroms gestellt.

Bei der Auswahl oder dem Neuentwurf eines geeigneten Steuerorgans kommt es daher darauf an, ein System auszuwählen, das beide Funktionen in sich vereinen kann. Anschließend sind geeignete Steuerstrategien auszuarbeiten, die die geforderten Steuerfunktionen realisieren.

2.2.4 Aufbau einer Steuerung für den Motorbetrieb

Der Übergang vom Motorversuch in einem Betriebspunkt, der vor allem Gegenstand bei der grundlegenden Entwicklung des BPI-Verfahrens gewesen ist, zur Untersuchung des Betriebsverhaltens im Kennfeld erfordert, dass die Steuer- und Regelmöglichkeiten für die drallvariable Düse an dieses Betriebsregime angepasst werden.

Die Anpassung der Steuerung der drallvariablen Düse an den Betrieb im Motor-kennfeld bezieht sich vor allem darauf, dass die zeitliche und kurbelwinkelbezogene Bedienung der Steuersignale für den eigentlichen Einspritzvorgang und die Ansteuerung des Rücklaufs flexibel gestaltet werden müssen. Im Fall des Rücklaufss ist zu berücksichtigen, dass für die lastpunktgerechte Ansteuerung zusätzliche Informationen von Bedeutung sind, die z.B. die Festlegung des Rücklaufvolumenstroms betreffen.

3 Ergebnisse

3.1 IFKM

3.1.1 Motorische Untersuchungen am Motor BPI I

3.1.1.1 Ionenstrommessung

Die Kenntnis und Einstellbarkeit des Luftverhältnisses in der Vorkammerzündkerze ermöglicht im BPI-Betrieb die Beeinflussung von Wirkungsgrad und Emissionen. Im Folgenden sind die Ergebnisse der Ionenstrommessung zur Bestimmung der Gemischzusammensetzung in der Vorkammerzündkerze dargestellt. Messungen mit einer Gasentnahmesonde wurden bereits im Vorgängerprojekt abgeschlossen (vgl. [20]).

Abbildung 3.1 links zeigt beispielhaft zwei zeitliche Verläufe des in der Vorkammerzündkerze gemessenen Ionenstroms im BPI-Betrieb. Bei einer Ansteuerdauer des Einspritzventils von $t_{INJ2} = 0,7$ ms für die Anreicherungsinspritzung nimmt der Ionenstrom nach der Zündung bis zum Erreichen eines Maximums bei 160 °KW zu. Anschließend fällt das Ionenstromsignal bis auf nahezu null ab. Bei Erhöhung der Ansteuerdauer auf $t_{INJ2} = 0,76$ ms tritt eine Nullpunktverschiebung des Ionenstroms auf. Diese resultiert aus Ablagerungen an der Ionenstromsonde, die einen Nebenschluss darstellen. Dadurch fließt ein Kriechstrom, der sich dem Ionenstrom aus der Verbrennung überlagert [14, 36]. Für die Auswertung wurde der Betrag der Nullpunktverschiebung, sofern diese auftrat, vom Ionenstromsignal subtrahiert.

Abbildung 3.1 rechts zeigt einige Größen des Ionenstromverlaufs, die zur Auswertung des Signals verwendet werden können. Diese sind das Ionenstrommaximum, der maximale Ionenstromgradient sowie das Ionenstromintegral.

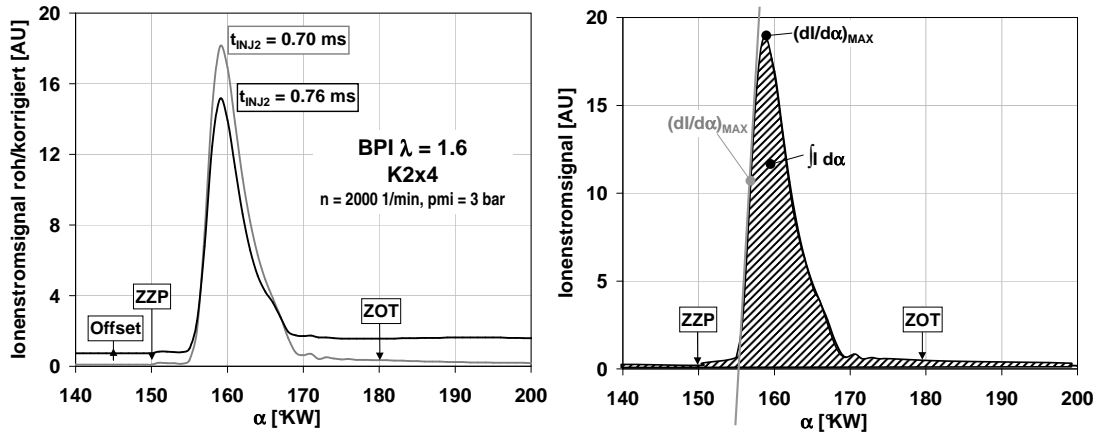


Abbildung 3.1: Zeitlicher Verlauf des Ionenstromrohsignals in der Vorkammerzündkerze im BPI-Betrieb (K2x4)(links), Möglichkeiten zur Auswertung des Ionenstromsignals (rechts)

In Abbildung 3.2 sind die gemessenen Ionenstromverläufe im Homogenbetrieb abhängig von dem mit der Lambdasonde gemessenen Luftverhältnis λ und im BPI-Betrieb abhängig von der Ansteuerdauer t_{INJ2} dargestellt. Im Homogenbetrieb variiert der Ionenstromverlauf mit dem Luftverhältnis. Mit zunehmendem Luftverhältnis bis $\lambda \approx 1$ werden höhere Maximalwerte und steilere Anstiege beobachtet. Bei weiterer Abmagerung nehmen die Maximalwerte deutlich ab. Dieses Verhalten ist auch aus Untersuchungen an einem Gasmotor bekannt [8].

Im BPI-Betrieb verhält sich der Ionenstrom bei Änderung der Einspritzdauer t_{INJ2} ähnlich wie im Homogenbetrieb. Mit zunehmender Ansteuerdauer bis $t_{INJ2} = 0,70$ ms und damit zunehmender Gemischanfettung verschiebt sich der Ionenstromverlauf zu früher auftretenden und höheren Maximalwerten. Bei weiterer Erhöhung zeigen die Verläufe deutlich geringere und zeitlich spätere Maximalwerte.

Durch Variation des Luftverhältnisses im Homogenbetrieb wird mit dem über die Lambdasonde gemessenen Luftverhältnis ein Referenzverlauf des Ionenstroms bestimmt. Abbildung 3.3 zeigt das Ionenstrommaximum und den zeitlichen Ionenstromgradient im Homogenbetrieb über dem Luftverhältnis und im BPI-Betrieb über der Ansteuerdauer t_{INJ2} . Das größte Ionenstrommaximum wird bei $\lambda = 1,0$, der maximale Ionenstromgradient bei $\lambda = 0,95$ erreicht. Im BPI-Betrieb wird das Luftverhältnis in der Vorkammerzündkerze und damit auch der Ionenstrom mit der Ansteuerdauer t_{INJ2} variiert. Das Ionenstrommaximum wird

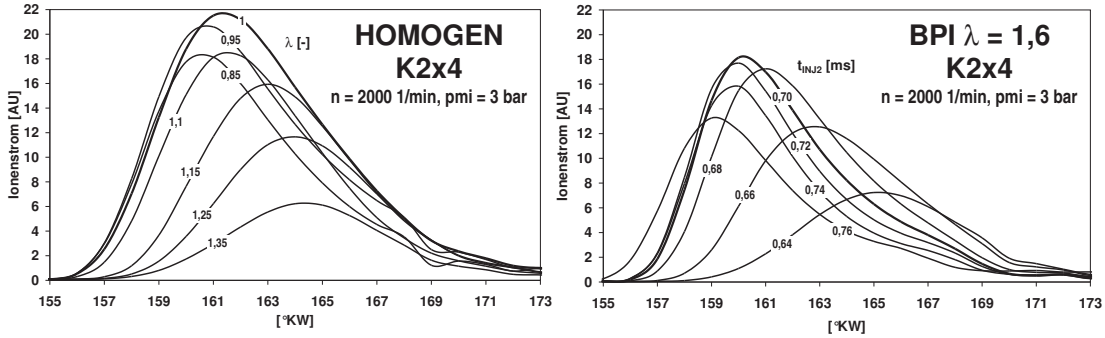


Abbildung 3.2: Zeitlicher Verlauf des Ionenstromsignals im Homogenbetrieb in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ (links) und im BPI-Betrieb in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer t_{INJ2} (K2x4)

bei $t_{INJ2} = 0,7$ ms und der maximale Ionenstromgradient bei $t_{INJ2} = 0,71$ ms erreicht. Im Vergleich mit den Referenzkurven aus dem Homogenbetrieb wird mit der Ansteuerdauer $t_{INJ2} \approx 0,7$ ms ein Luftverhältnis von $\lambda = 1,0$ erreicht, bei $t_{INJ2} \approx 0,71$ ms ein Luftverhältnis von $\lambda = 0,95$.

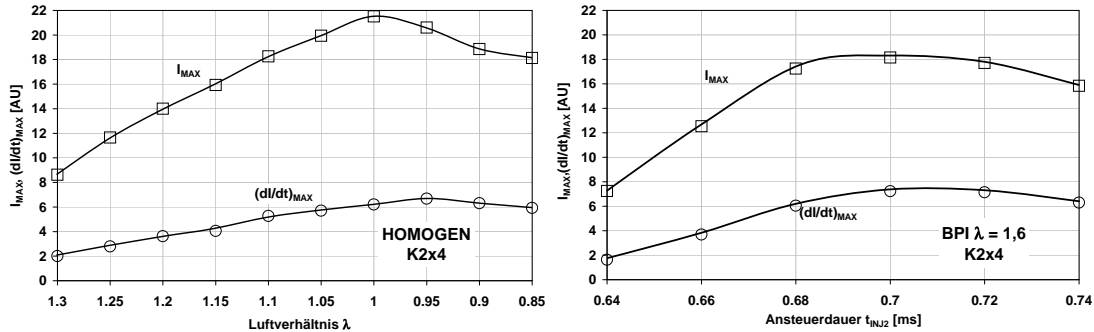


Abbildung 3.3: Ionenstrommaxima und zeitlicher Ionenstromgradient im Homogenbetrieb und im BPI-Betrieb in Abhängigkeit von Vorzündwinkel und Ansteuerdauer t_{INJ2}

Die Ionenstrommessung ist bei Sondenposition in der Vorkammerzündkerze verfahrensbedingt an den Entflammungszeitpunkt und dadurch näherungsweise an den Zündzeitpunkt gekoppelt. Daher kann durch Zündzeitpunktverstellung die Gemischzusammensetzung zu verschiedenen Zeitpunkten charakterisiert werden. In Abbildung 3.4 (links) sind die Ionenstrommaxima über dem Vorzündwinkel für stöchiometrischen Betrieb sowie für den BPI-Betrieb bei $\lambda = 1,6$ und konstanter Ansteuerdauer t_{INJ2} dargestellt. Im stöchiometrischen Fall nehmen die Ionenstrommaxima mit abnehmendem Vorzündwinkel ab, wie durch Untersuchungen

von Grimme [8] bestätigt wird. Im BPI-Betrieb nimmt der Verlauf bei Verringerung des Vorzündwinkels zunächst bis zu einem Maximum beim Vorzündwinkel 30°KW zu. Bei weiterer Spätverstellung der Zündung nehmen die Ionenstrommaxima ähnlich wie beim stöchiometrischen Betrieb ab. Bei früherer Zündung ist das Gemisch in der Vorkammerzündkerze magerer, weil weniger Gemisch aus der Kolbenmulde in die Vorkammerzündkerze eingeströmt ist. Erst bei späteren Zündzeitpunkten ergibt sich ein ausreichend fettes Gemisch.

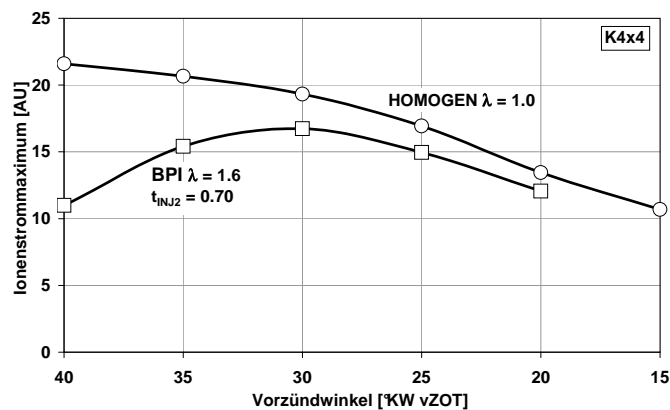


Abbildung 3.4: Ionenstrommaxima über dem Vorzündwinkel

Insgesamt kann damit die Ionenstrommesstechnik, besonders bei Verwendung eines in die Zündspule integrierten Systems (siehe Kap. 2.1.1), als mögliches Regelinstrument zur Umsetzung einer serientauglichen Steuerung für die Gemischbildung des BPI-Verfahrens angesehen werden.

3.1.1.2 Abgasrückführung

Abbildung 3.5 zeigt motorische Kenngrößen im BPI-Betrieb bei $\lambda = 1,4$ und $\lambda = 1,6$. Durch eine Abgasrückführtrate von 7% kann bei $\lambda = 1,4$ eine NO -Emission wie bei $\lambda = 1,6$ ohne Abgasrückführung erreicht werden. Dabei werden bei konstantem Kraftstoffverbrauch und Vorzündwinkel die HC -Emissionen und die zyklischen Verbrennungsschwankungen deutlich verringert. Ohne Abgasrückführung ergeben sich bei $\lambda = 1,4$ um 140% höhere Stickoxidemissionen gegenüber dem Betrieb bei $\lambda = 1,6$. Die Ergebnisse zeigen, wie auch die Untersuchungen von Tschalamoff [32], dass durch die Kombination von Abmagerung und Abgasrückführung einerseits ein hoher Wirkungsgrad und andererseits geringe Stickoxidemissionen durch Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität c_p der Zylinderladung möglich ist.

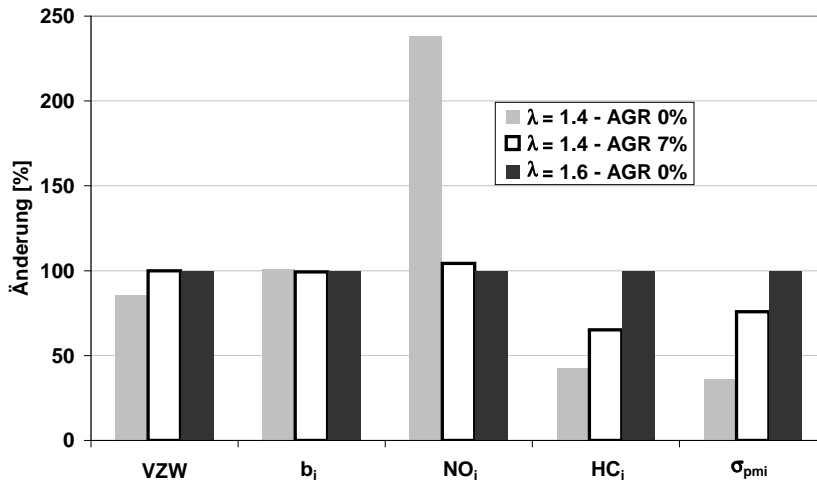


Abbildung 3.5: BPI-Betrieb mit Abgasrückführung

Weiterhin hat die Abgaskonzentration im Brennraum Einfluss auf das gemessene Ionenstromsignal. Aufgrund der hohen Wärmekapazität des Abgases wird die Verbrennungstemperatur gesenkt wodurch der Ionisierungsgrad ähnlich wie bei der Abmagerung abnimmt. Abbildung 3.6 zeigt den Einfluss auf das Ionenstrommaximum im Homogenbetrieb und im BPI-Betrieb über dem Luftverhältnis λ und der Abgasrückführrate. Sowohl mit der Abmagerung als auch mit der Abgasrückführung nehmen die Ionenstrommaxima deutlich ab. Wie wegen der größeren spezifischen Wärmekapazitäten zu erwarten, sinken die Verbrennungstemperaturen bei der Abgasrückführung durch die H_2O - und CO_2 -Anteile schon bei kleineren Verdünnungsraten als durch den O_2 -Anteil bei der Abmagerung ab. Mit der Verbrennungstemperatur sinkt auch der Ionenstrom bei zunehmender Abgasrückführung schneller als bei der Abmagerung. Der Vorzündwinkel beträgt $35^\circ KW$, die Drehzahl $n = 2000$ 1/min und die Last $p_{mi} = 3$ bar. Im BPI-Betrieb wurde die Einspritzdauer t_{INJ2} konstant gehalten.

Neben dem Ionenstromsignal ist auch die NO -Emission von der Verbrennungstemperatur abhängig. Abbildung 3.7 zeigt die NO -Emission über dem Ionenstromsignal bei unterschiedlichen Luftverhältnissen im Homogen- und im BPI-Betrieb. Die einzelnen Verläufe ergeben sich durch Variation der Abgasrückführrate, wobei die Verläufe mit einer Abgasrückführrate von 0% beginnen. Im mageren Homogenbetrieb, bei dem die NO -Bildung aufgrund des Sauerstoffüberschusses hauptsächlich temperaturgesteuert ist, korreliert die NO -Emission mit dem Ionenstromsignal. Bei stöchiometrischem Betrieb werden hingegen bei gleichen Ionenstromwerten deutlich geringere NO -Emissionen gemessen, da die NO -

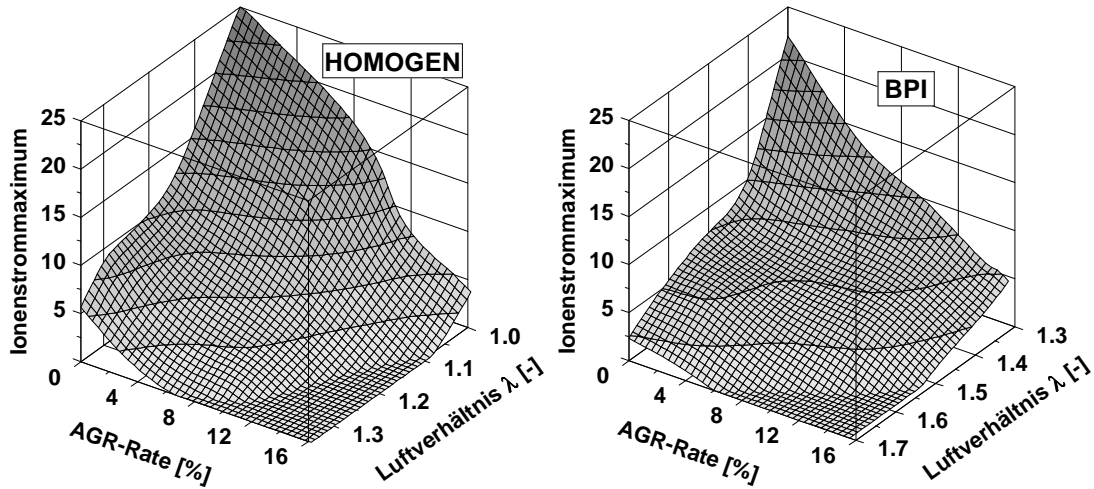


Abbildung 3.6: Einfluss der AGR-Rate und des Luftverhältnisses auf das Ionenstrommaximum bei $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min

Bildung durch Sauerstoffmangel begrenzt wird. Im BPI-Betrieb sind die Vorgänge aufgrund der unterschiedlichen Luftverhältnisbereiche deutlich komplexer. Bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,3$ ergibt sich bei der eingestellten Ansteuerdauer von $t_{INJ2} = 0,68$ ms an der Zündstelle ein Luftverhältnis von $\lambda \approx 1$. Die NO -Emission entspricht hierbei trotz global magerem Luftverhältnis nahezu dem Wert des stöchiometrischen Homogenbetriebs. Bei weiterer globaler Abmagerung und konstanter Ansteuerdauer t_{INJ2} nimmt das lokale Luftverhältnis an der Zündstelle sukzessiv zu. Dadurch sinken die Ionenstrommaxima und die NO -Emissionen mit zunehmender globaler Abmagerung ab. Bei homogenem Magerbetrieb kann daher mittels Ionenstrommessung an der Zündstelle die NO -Emission indirekt bestimmt werden. Damit ist beispielsweise die Gemischanpassung hinsichtlich Luftverhältnis und AGR-Rate zur Erzielung eines NO -Zielwertes möglich.

3.1.1.3 Vollastuntersuchungen

Abbildung 3.8 (links) zeigt den Kraftstoffverbrauch und die Abgastemperatur beim Betrieb mit unterschiedlichen Luftverhältnissen und Hakenzündkerze. Der indizierte Mitteldruck wird mit Aufladung bei allen Betriebsarten auf $p_{mi} = 10$ bar konstant gehalten, das entspricht dem maximalen Mitteldruck des Motors bei $\lambda = 0,88$ im Saugbetrieb. Der indizierte Verbrauch nimmt mit zunehmendem Luftverhältnis ab. Gegenüber dem Betrieb beim Luftverhältnis $\lambda = 0,88$ ergibt sich bei $\lambda = 1$ eine Verbrauchseinsparung von 5% und bei $\lambda = 1,4$ eine Verbrauchersparnis

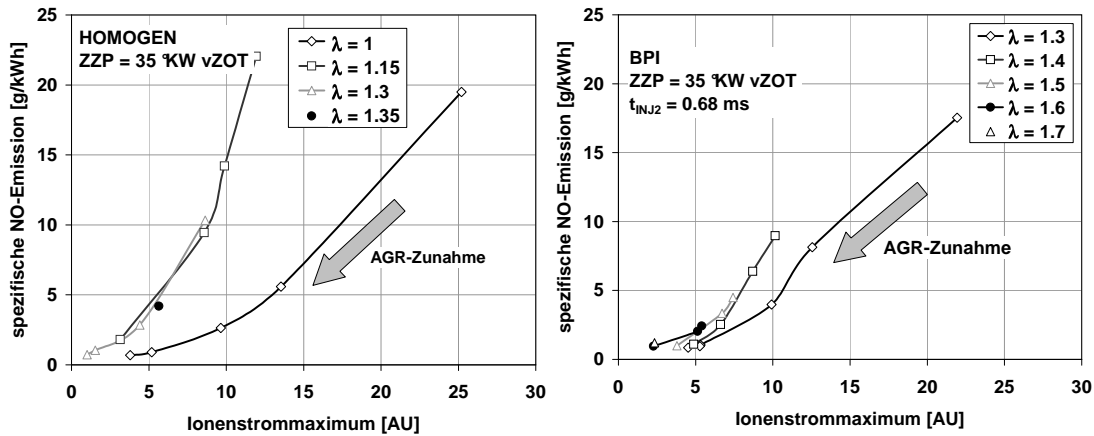


Abbildung 3.7: *NO*-Emission über Ionenstromsignal bei unterschiedlichen Luftverhältnissen im Homogen- und im BPI-Betrieb bei $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min

von ca. 15%. Bei stöchiometrischem Luftverhältnis wird die höchste Abgastemperatur mit $T_{ABG} = 705$ °C erreicht. Bei Variation des Luftverhältnisses nimmt die Abgastemperatur um 91 °C bei $\lambda = 0,88$ beziehungsweise um ca. 127 °C bei $\lambda = 1,4$ ab. Durch Abmagerung und durch Anfettung nimmt die Wärmekapazität des Brennraumgemisches zu, wodurch die Abgastemperatur sinkt. Bei unterstöchiometrischem Luftverhältnis erfolgt dies durch die zusätzliche Kraftstoffmasse, die sich einerseits durch eine hohe spezifische Wärmekapazität auszeichnet und andererseits durch die Verdampfung dem Gemisch Wärme entzieht. Bei überstöchiometrischem Luftverhältnis nimmt die Wärmekapazität durch die zusätzliche Luftmasse zu. Abbildung 3.8 (rechts) zeigt das Klopfverhalten in Form der Anzahl klopfender Arbeitsspiele.

Bei hohen Lasten traten mit der Vorkammerzündkerze unter bestimmten Bedingungen Glühzündungen auf. Dieses Verhalten wurde auch von Czerwinski [4] bei bestimmten Vorkammerkonfigurationen beobachtet.

Durch den Einsatz einer Vorkammerzündkerze mit adaptiertem Thermoelement konnte im Motorbetrieb bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen die Temperatur der Vorkammerzündkerzenkappe gemessen werden. Hierzu wurde, wie in Abbildung 3.9 links dargestellt, ein Thermoelement vom Typ K mit einem Durchmesser von 0,5 mm in einer hierzu vorgesehenen Bohrung eingesetzt und mittels Hartlot fixiert. Abbildung 3.9 rechts zeigt den gemessenen Verlauf der Temperatur der Vorkammerzündkerze und die Verbrennungsschwerpunktlage als gleitende

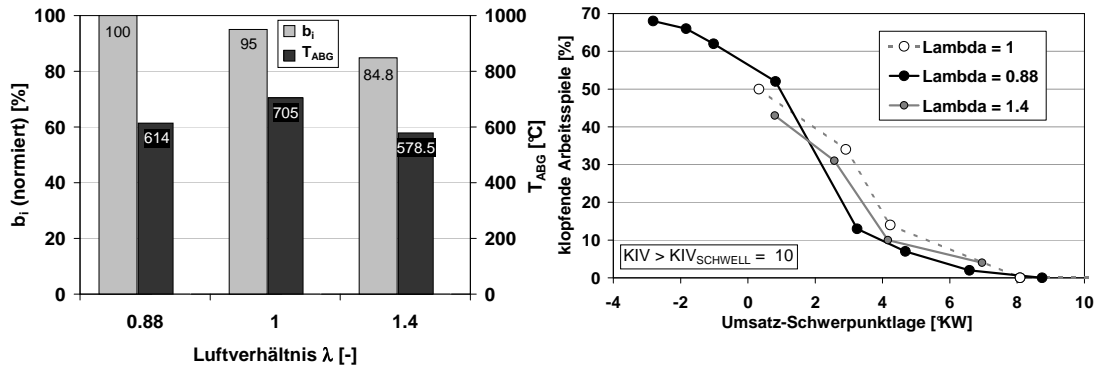


Abbildung 3.8: Kraftstoffverbrauch und Abgastemperatur über dem Luftverhältnis (links) und Klopfverhalten über der Schwerpunktlage (rechts) bei $n = 2000$ 1/min und $p_{mi} = 10$ bar

Mittelwerte über der Zeit nach Einschalten der Zündung und Einspritzung bei konstanter Drehzahl $n = 2000$ 1/min. Variiert wurde hierbei der Vorzündwinkel (11° KW und 17° KW) sowie das Luftverhältnis ($\lambda = 1,0$ und $\lambda = 1,4$). Bei Verstellung des Vorzündwinkels von 11° KW auf 17° KW nimmt die Temperatur um ca. 60 K zu. Bei $\lambda = 1,0$ stellt sich bei beiden Zündwinkeln nach ca. 30 s eine konstante Temperatur und Schwerpunktlage ein. Bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,4$ stellen sich bei beiden Zündwinkeln während der Aufwärmphase zunächst die gleichen Temperaturen wie bei $\lambda = 1,0$ ein. Die Temperaturen nehmen dann jedoch aufgrund der höheren Brennraumtemperatur, die sich vermutlich aus der um ca. 20 K höheren Ansaugtemperatur durch die Aufladung ergibt, weiter zu. Gleichzeitig verschiebt sich die Verbrennung, wie aus der Verbrennungsschwerpunktlage ersichtlich, nach früh. Dadurch nimmt die für die Abkühlung der Vorkammerzündkerze zur Verfügung stehende Zeit ab, wodurch die Temperatur weiter steigt. Ein instabiler Zustand stellt sich ein, bei dem sich innerhalb weniger Sekunden in der Vorkammerzündkerzenkappe Temperaturen von mehr als 800°C einstellen. Da ein Motorbetrieb mit Glühzündung zu Motorversagen führt und in der Regel nicht durch die Klopfregelung detektiert werden kann, ist diese unbedingt durch konstruktive Maßnahmen zu verhindern.

In weiteren Untersuchungen wurde der Einfluss der Vorkammerzündkerze auf das Klopfverhalten des Motors im Vergleich zur Hakenzündkerze bestimmt. Für die Klopfuntersuchungen wurde der Einzylindermotor zunächst ungedrosselt mit $n = 2000$ 1/min und $\lambda = 0,88$ betrieben. Abbildung 3.10 zeigt den hochpassgefilterten Zylinderdruckverlauf und den hochpassgefilterten Heizverlauf von klopfenden

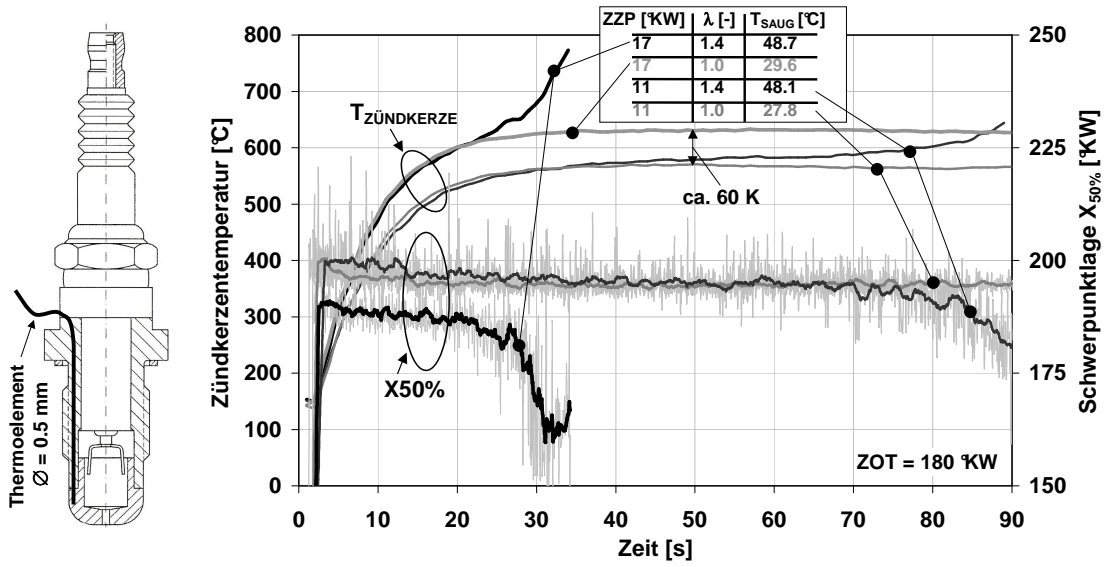


Abbildung 3.9: Temperatur der Vorkammerzündkerzenkappe und Verbrennungsschwerpunktlage bei $p_{mi} = 10$ bar und $n = 2000$ 1/min

Einzelarbeitsspielen sowohl mit der Vorkammerzündkerze als auch mit der Hakenzündkerze.

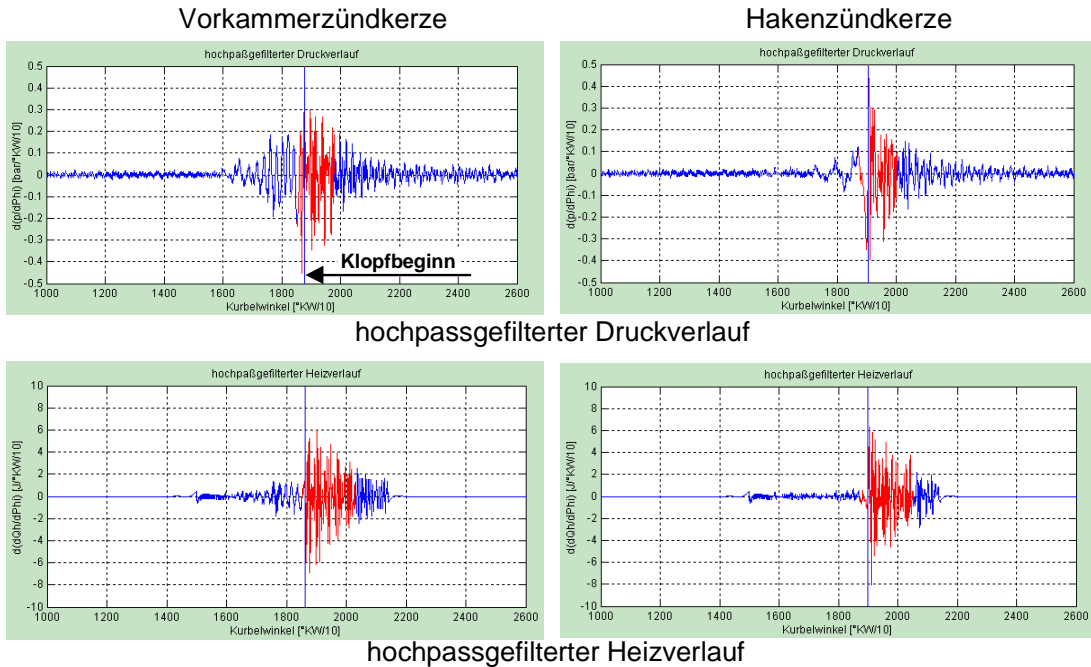


Abbildung 3.10: Hochpassgefiltertes Drucksignal und hochpassgefilterter Heizverlauf mit Vorkammerzündkerze (links) und Hakenzündkerze (rechts) bei Vollast und $n = 2000$ 1/min

Mit der Vorkammerzündkerze sind die Druckamplituden vor Klopfbeginn deutlich größer als bei der Hakenzündkerze. Dieses Verhalten ist auch aus Untersuchungen von Czerwinski [4] bekannt, bei denen mit Vorkammerzündkerzen pulsierende Druckverläufe beobachtet wurden. Die meist zur Klopfdetektion verwendete Druckamplitude ist damit in diesem Fall nicht zur Klopfanalyse geeignet.

Im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen erfolgte die Analyse der Verbrennung daher alternativ über den Heizverlauf. Bei der Berechnung des Heizverlaufs wird der Druckverlauf differenziert, wodurch sich nach Worret [39] die überlagerten hochfrequenten Schwingungsanteile in den hochpassgefilterten Heizverläufen gegenüber der Druckverlaufsbetrachtung deutlich abheben. Dadurch wird die Unterscheidung zwischen den Schwingungsamplituden vor und nach Klopfbeginn bei der Vorkammerzündkerze verbessert. Zu Klopfbeginn ist bei der Vorkammerzündkerze eine deutliche Zunahme der Schwingungsamplituden feststellbar.

Abbildung 3.11 zeigt die Anzahl klopfender Arbeitsspiele über der Schwerpunktlage bei der Vorkammerzündkerze und der Hakenzündkerze bei $n = 2000$ 1/min und $p_{mi} = 10$ bar. Mit der Vorkammerzündkerze ist die Klopfwahrscheinlichkeit im Vergleich zur Hakenzündkerze bei gleicher Verbrennungsschwerpunktlage deutlich geringer.

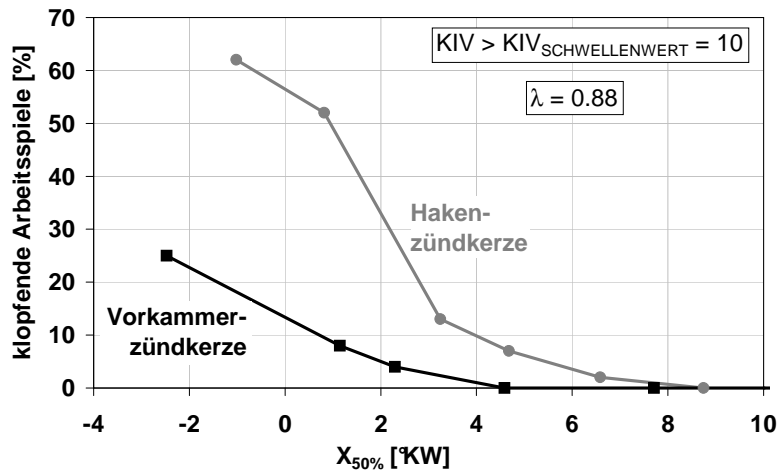


Abbildung 3.11: Anzahl klopfender Arbeitsspiele über der Schwerpunktlage bei Vorkammerzündkerze und Hakenzündkerze bei $n = 2000$ 1/min, $p_{mi} = 10$ bar und $\lambda = 0,88$

Die Zylinderdruckdaten der Vollastversuche wurden hinsichtlich des Verbrennungsverlaufs und der zyklischen Schwankungen ausgewertet. Abbildung 3.12

links zeigt die Mittelwerte des indizierten Mitteldrucks, der Schwerpunktlage $X_{50\%}$ und des Vorzündwinkels VZW bei maximalem indiziertem Mitteldruck. Mit der Vorkammerzündkerze ergibt sich im Vergleich zur Hakenzündkerze trotz des um 5 °KW kleineren Vorzündwinkels eine um 2 °KW frühere Verbrennungsschwerpunktlage. Die Entflammung des Brennraumgemischs ist deutlich schneller. Abbildung 3.12 rechts zeigt die zyklischen Schwankungen an der Klopfgrenze für beide Zündkerzen anhand von σp_{mi} , σp_{max} , $\sigma \alpha p_{max}$ und $\sigma X_{50\%}$. Mit der Vorkammerzündkerze sind die zyklischen Schwankungen um 9 % - 22 % geringer.

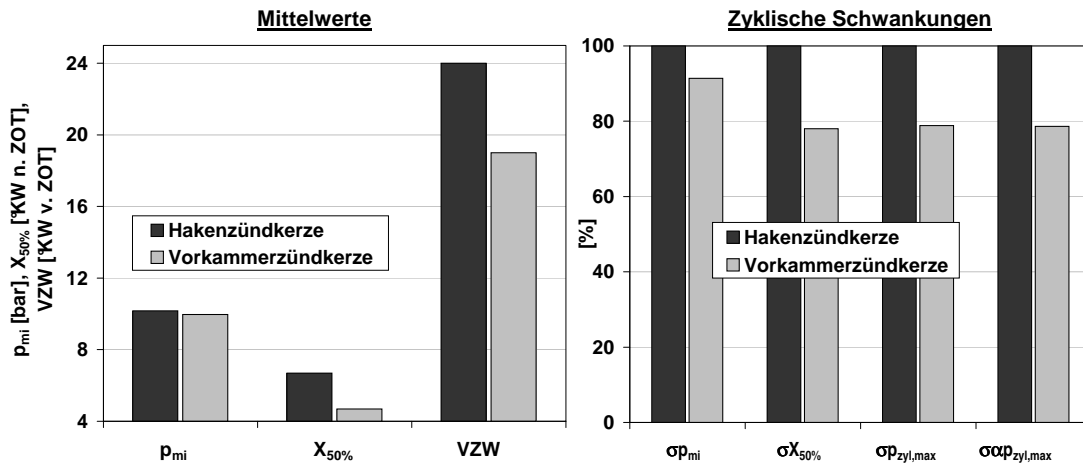


Abbildung 3.12: Mittelwerte und zyklische Schwankungen an der Klopfgrenze bei Volllast und $n = 2000$ 1/min bei Vorkammerzündkerze und Hakenzündkerze

Mit weiteren Untersuchungen wurde der Einfluss der Vorkammerzündkerze auf das Volllastverhalten bei $n = 5000$ 1/min bestimmt. Diese wurden an einem 4-Zylinder-Serienmotor der Firma Opel durchgeführt, da dieser hinsichtlich Leistungsverhalten und thermischen Bedingungen dem aktuellen Stand der Motorentechnik entspricht. Speziell für die Untersuchungen mit diesem Motor wurde eine Vorkammerzündkerze optimiert, um Glühzündungen zu vermeiden. Hierzu wurde die Mittelelektrode um ca. 90 % verkleinert, und so der Wärmeeintrag in die Zündkerze deutlich verringert. Abbildung 3.13 zeigt die verwendete Vorkammerzündkerze mit kleiner Mittelelektrodenfläche. Die Vorkammerzündkerze ist zweigeteilt. Sie besteht aus einem Vorkammereinsatz und einer Hakenzündkerze der Firma Denso vom Typ IU 01-31 mit dem Wärmewert 31 nach der Wärmewertskala der Firma Denso. Um das einströmende Brennraumgemisch zur zentral angeordneten Zündstelle zu führen, wurde diese Zündkerze mit einer zentralen

Bohrung unten und zwei radialen Bohrungen oben versehen. Das Vorkammervolumen beträgt, wie beim Einzylindermotor 1 % des Kompressionsvolumens.

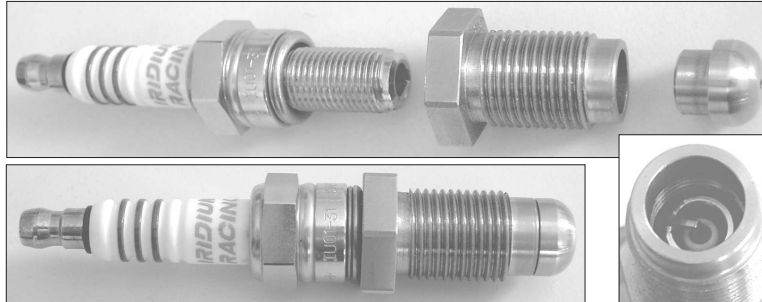


Abbildung 3.13: Vorkammerzündkerze mit kleiner Mittelelektrodenfläche

Abbildung 3.14 zeigt den indizierten Mitteldruck bei Volllast im Saugbetrieb und $n = 5000$ 1/min mit der Vorkammerzündkerze und mit der Hakenzündkerze. Zur Analyse des Klopfverhaltens wurde neben der Klopfgrenze, bei der 1 % der Zyklen eine Klopfamplitude größer 4 bar aufweisen, eine so genannte Schädigungsgrenze definiert, bei der Zyklen mit Druckamplituden größer 20 bar auftreten. Beim Vergleich der indizierten Mitteldrücke an der Klopfgrenze zeigt sich, dass der Wert der Hakenzündkerze mit der Vorkammerzündkerze nicht ganz erreicht wird, wie auch aus der Literatur bekannt [15]. Das Leistungsdefizit von ca. 1,5 % ist auf erhöhte Wandwärmeverluste und Drosselverluste in der Vorkammerzündkerze zurückzuführen.

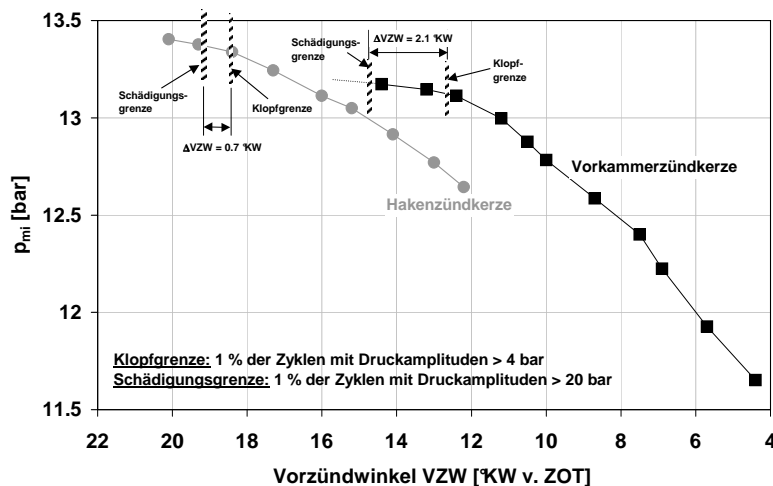


Abbildung 3.14: Indizierter Mitteldruck über dem Zündzeitpunkt bei Volllast und $n = 5000$ 1/min bei Vorkammerzündkerze und Hakenzündkerze

Im weiteren wurde der Motorbetrieb hinsichtlich des Verbrennungsverlaufs und der zyklischen Schwankungen ausgewertet. Abbildung 3.15 links zeigt die Mittelwerte des indizierten Mitteldrucks, der Schwerpunktlage $X_{50\%}$ und des Vorzündwinkels VZW an der Klopfgrenze.

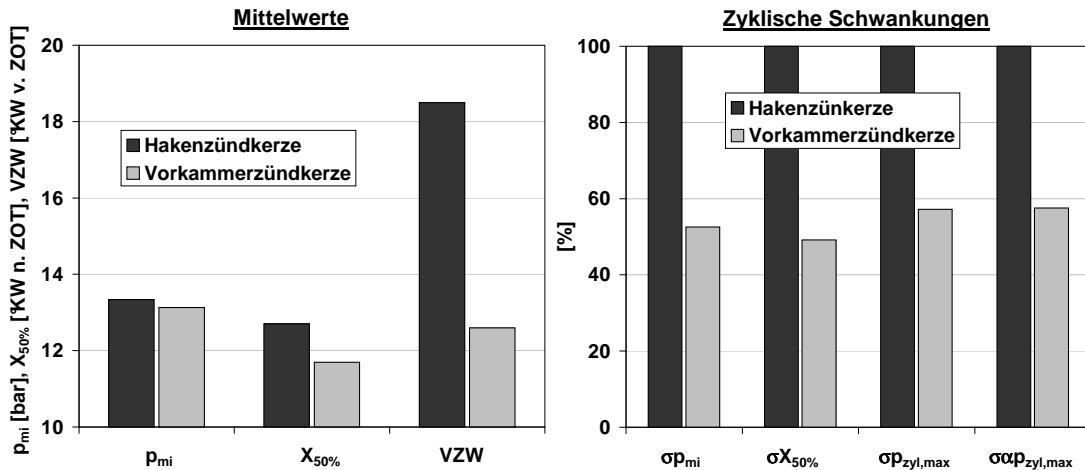


Abbildung 3.15: Mittelwerte und zyklische Schwankungen an der Klopfgrenze bei Vollast und $n = 5000$ 1/min bei Vorkammerzündkerze und Hakenzündkerze

Mit der Vorkammerzündkerze ergibt sich im Vergleich zur Hakenzündkerze trotz des um 6 °KW kleineren Vorzündwinkels eine um 1 °KW frühere Verbrennungsschwerpunktlage. Dies wird durch die schnelle Entflammung in der Vorkammerzündkerze und die weiträumige Entflammung des Brennraumgemischs mit den Fackelstrahlen erreicht. Abbildung 3.15 rechts zeigt die zyklischen Schwankungen an der Klopfgrenze für beide Zündkerzen anhand von σp_{mi} , σp_{max} , $\sigma \alpha p_{max}$ und $\sigma X_{50\%}$. Mit der Vorkammerzündkerze werden die zyklischen Schwankungen nahezu halbiert.

3.1.2 Fackelstrahlvisualisierung

Abbildung 3.16 zeigt die Flammenkonturen zu verschiedenen Zeitpunkten bei den beiden Vorkammerzündkerzen K2x4 und K4x4 (vgl. Kapitel 2.1.2 und [20]) als Mittelwerte aus 50 Einzelbildern. Die Ausbildung der Flammen in separate Fackelstrahlen ist deutlich erkennbar. Durch die Vorkammerzündkerze K2x4 werden sechs Fackelstrahlen, bei K4x4 acht Fackelstrahlen erzeugt. Während bei der Vorkammerzündkerze K4x4 die Fackelstrahlen der unteren Überströmbohrungen

als einzelne Fackelstrahlen erkennbar sind, ist bei der Vorkammerzündkerze K2x4 nur ein gemeinsamer Fackelstrahl zu erkennen. Die Ausbreitung der Fackelstrahlen aus den unteren Überströmbohrungen wird durch den Kolbenboden behindert. Die Fackelstrahlen aus den oberen Bohrungen können sich frei im Brennraum ausbreiten. Bei der Vorkammerzündkerze K4x4 erhöht sich zum gleichen Zeitpunkt durch die beiden zusätzlichen, normal zur Messebene austretenden Fackelstrahlen das von der Flamme eingenommene Volumen. Im Hauptbrennraum stellen die Fackelstrahlen Flammenkerne dar, von denen sich Flammenfronten radial ausbreiten. Durch das Vorhandensein und durch die räumliche Verteilung von mehreren Flammenkernen wird mit der Vorkammerzündkerze der effektive Flammenweg verringert. Im Vergleich hierzu wird bei der Hakenzündkerze nur ein Flammenkern gebildet.

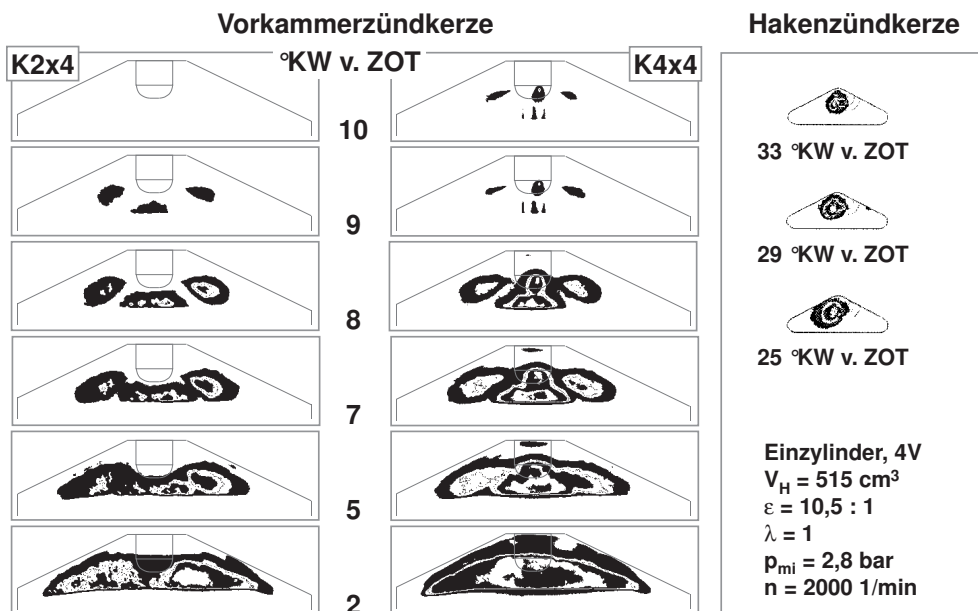


Abbildung 3.16: Fackelstrahlausbreitung bei den Vorkammerzündkerzen K2x4 und K4x4 und Flammenausbreitung bei Hakenzündkerze [23] im Homogenbetrieb

Die Bestimmung des von der Flamme erfassten Volumens bei der Entflammung durch die Fackelstrahlen erfolgt durch geometrische Auswertung der Fackelstrahlbilder. Näherungsweise wird das Fackelstrahlvolumen über das Volumen eines Rotationsellipsoids, wie in Abbildung 3.17 (links) dargestellt, berechnet. Simultan zur optischen Erfassung der Verbrennung werden die Zylinderdruckverläufe

aufgenommen und durch eine thermodynamische Analyse der Kraftstoffmassenumsatz bestimmt. In Abbildung 3.17 (rechts) ist der zeitliche Verlauf des von der Flamme eingenommenen Volumens, bezogen auf das Brennraumvolumen, für die Vorkammerzündkerzen K2x4 und K4x4 aufgetragen. Zusätzlich sind die zeitlichen Verläufe des normierten Kraftstoffmassenumsatzes dargestellt. Mit der Vorkammerzündkerze K4x4 ergibt sich aufgrund der größeren Fackelstrahlanzahl eine frühere Zunahme des Flammenvolumens und ein schnellerer Kraftstoffmassenumsatz. Die Verbrennungsschwerpunktlage wird mit der Vorkammerzündkerze K4x4 5 °KW früher als mit K2x4 erreicht. Durch die geringere Dichte des Verbrannten im Vergleich zum Unverbrannten ist das relative Flammenvolumen größer als der relative Massenumsatz. Nach Gatowski et al. [7] wird das Verhältnis der Dichte des Unverbrannten zum Verbrannten mit 4 angegeben. Ein weiterer Grund für die Unterschiede zwischen Volumenverlauf und Massenverlauf ergibt sich, weil die Flammenfront aufgrund der Unschärfe nicht exakt erfasst werden kann.

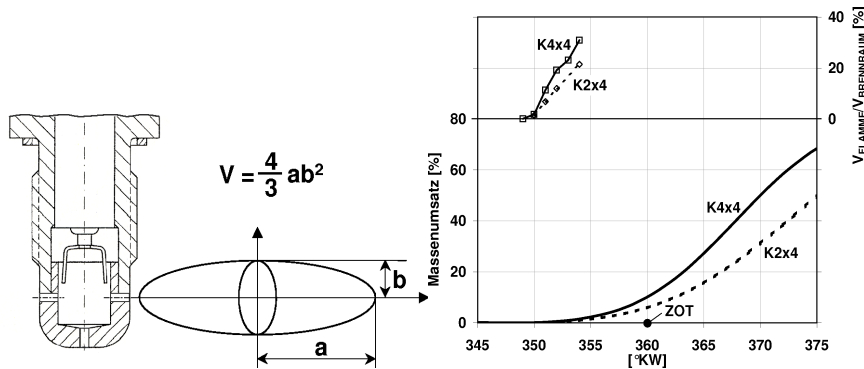


Abbildung 3.17: Fackelstrahlvolumen als Rotationsellipsoid (links), Summenbrennverlauf und von der Flamme erfasstes Brennraumvolumen bei den Vorkammerzündkerzen K2x4 und K4x4 (ZOT = 360 °KW) im Homogenbetrieb bei $\lambda = 1,25$, $p_{mi} = 4$ bar und $n = 2000$ 1/min (rechts)

3.1.3 3D-Strömungssimulation

Die Struktur und Intensität der Zylinderinnenströmung bestimmt die Gemischbildung und die Umsatzgeschwindigkeit während der Verbrennung. Die innermotorischen Vorgänge sind damit von zentraler Bedeutung für die Qualität des Brennverfahrens. Um von Beginn an die Entwicklung des neuen Versuchsaggre-

gats auf eine breite Wissensbasis dieser Vorgänge zu stellen, wurden zunächst Voruntersuchungen am Motor aus dem Vorgängerprojekt durchgeführt. Anschließend konnten erste Konzepte des neuen Motors zielgerichtet erstellt und mittels CFD validiert und verbessert werden.

3.1.3.1 CFD-Voruntersuchungen

Abbildung 3.18 zeigt den mit der CFD-Simulation berechneten Einspritzvorgang zu unterschiedlichen Zeitpunkten während des Kompressionshubs. Dargestellt sind neben der Zylinderinnenströmung die Kraftstofftropfen und der Kraftstoffdampf, die ausschließlich aus der zweiten Einspritzung resultieren. Der Einspritzbeginn betrug $T_{INJ2} = 59$ °KW v. ZOT. Es ist erkennbar, dass der Kraftstoffdampf in der Kolbenmulde schon vor dem Eintauchen der Vorkammerzündkerze ins Kammerinnere eindringt. Der Kraftstoffstrahl erreicht 50 °KW v. ZOT die Kolbenmulde und der Kraftstoff verteilt sich in dieser. Dabei wird eine Benetzung der Kolbenoberfläche außerhalb der Kolbenmulde vermieden. Sobald die Vorkammerzündkerze ab ca. 35 °KW v. ZOT in die Kolbenmulde eintaucht, ist das Gemisch in dieser fixiert. Durch die unteren Überströmbohrungen wird das Gemisch mit großer Geschwindigkeit in die Vorkammerzündkerze transportiert.

Aufgrund der kurzen Zeitdauer, die für die Gemischbildung der zweiten Einspritzung zur Verfügung steht, wird der zeitliche Verlauf des Luftverhältnisses an der Zündstelle berechnet. Es werden dabei zwei verschiedene Varianten der Zylinderinnenströmung generiert und einander gegenübergestellt. Zum einen wird über Kanalabschaltung ein Drall erzeugt, der dann in der zweiten Variante durch zusätzliche Leitschaufeln im Einlasskanal noch verstärkt wird. Der Einspritzbeginn t_{INJ2} wird für die Rechnungen in Schritten von 5 °KW variiert. Abbildung 3.19 zeigt die zeitlichen Verläufe der Luftverhältnisse, die sich aus der ersten Einspritzung sowie mit ergänzender Zusatzeinspritzung ergeben. Im linken Teilbild ist dargestellt, wie das Luftverhältnis ausgehend von einem vorgegebenen ideal homogenen Luftverhältnis des Grundgemischs durch die zweite Einspritzung abnimmt. Die Abnahme erfolgt in zwei Phasen, wobei die erste vor dem Eindringen und die zweite beim Eindringen der Vorkammerzündkerze in die Kolbenmulde stattfindet. Zunächst nimmt die Vorkammerzündkerze Gemisch direkt aus dem Randbereich des Kraftstoffstrahls auf. In der zweiten Phase erfolgt die Aufnahme des Gemischs aus der Kolbenmulde. Bei frühen Einspritzzeitpunkten beginnt die

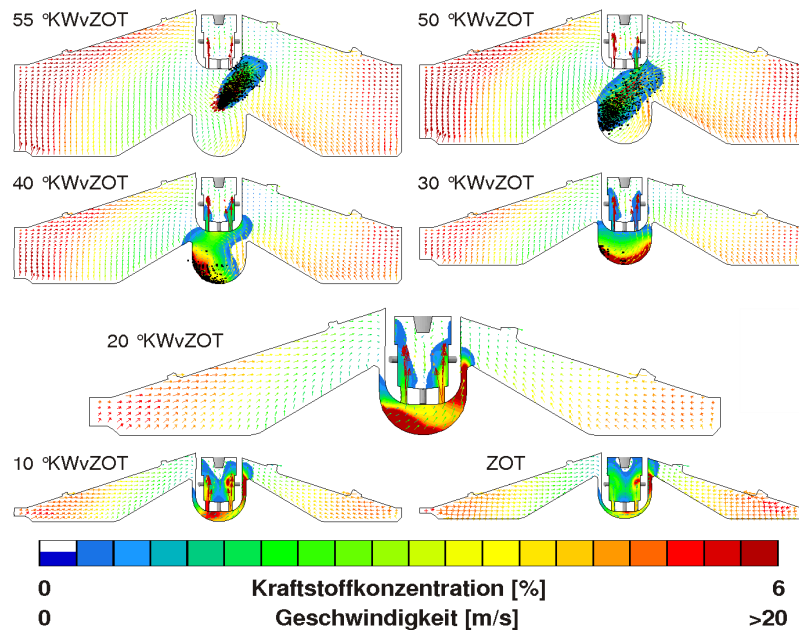


Abbildung 3.18: Berechnete Kraftstoffdampf-, Kraftstofftropfen- und Geschwindigkeitsverteilung im Kompressionshub mit Einspritzbeginn $T_{INJ2} = 59$ °KW v. ZOT und Vorkammerzündkerze K4x4

erste Gemischaufnahme sehr früh, in der zweiten Phase bleibt das Gemisch jedoch vergleichsweise mager. Ab einem Einspritzbeginn von 661 °KW nimmt das Luftverhältnis auch in der zweiten Stufe schnell ab. Der Einspritzzeitpunkt 661 °KW kombiniert eine möglichst lange Gemischbildungsdauer bis zur Zündung mit einer schnellen Gemischanreicherung in beiden Phasen.

Das rechte Teilbild zeigt die zeitlichen Verläufe des Luftverhältnisses unter zusätzlicher Berücksichtigung der Saughubdirekteinspritzung für das Grundgemisch. Im Vergleich zum Verlauf mit ideal homogenem Grundgemisch ergibt sich aufgrund der schlechteren Gemischhomogenisierung bei der Saughubdirekteinspritzung ein größeres Luftverhältnis an der Zündstelle. Dies ist darauf zurückzuführen, dass in der frühen Kompressionsphase aufgrund der verzögerten Kraftstoffverdampfung zunächst sehr mageres Gemisch in die Vorkammerzündkerze einströmt. Mit Leitschaufeln ergibt sich zudem durch die intensive Drallströmung im Brennraum eine sehr magere Gemischverteilung im Brennraumzentrum, wodurch zu Beginn der Kompressionsphase sehr mageres Gemisch in die Vorkammerzündkerze einströmt. Die Drallströmung im Brennraum wirkt sich jedoch positiv auf die Gemischauf-

bereitung der zweiten Einspritzung aus, dadurch ist eine schnelle Gemischanreicherung am Ende des Kompressionshubs zu beobachten.

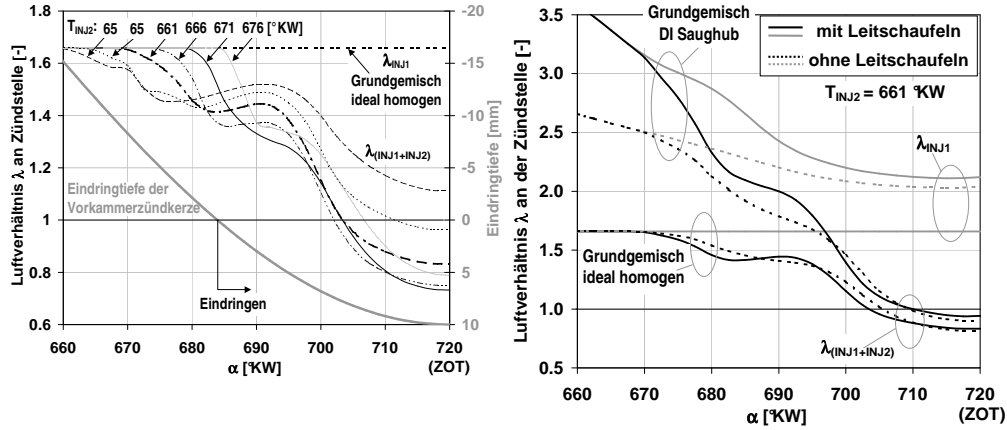


Abbildung 3.19: Berechneter zeitlicher Verlauf des Luftverhältnisses an der Zündstelle bei ideal homogenem Grundgemisch und unterschiedlichem Einspritzbeginn t_{INJ2} sowie Eindringtiefe der Vorkammerzündkerze K4x4 in die Kolbenmulde (links); berechneter zeitlicher Verlauf des Luftverhältnisses an der Zündstelle bei ideal homogenem Grundgemisch und bei Saughubdirekteinspritzung (rechts)

Wie die obigen Ausführungen zeigen ist für die Beurteilung des optimalen Einspritzzeitpunkts, die Saughubeinspritzung unbedingt zu berücksichtigen. Abbildung 3.20 zeigt das berechnete Luftverhältnis an der Zündstelle zum Zeitpunkt 20°KW v. ZOT über dem Einspritzbeginn t_{INJ2} . Die maximale Gemischanreicherung ergibt sich für einen Einspritzbeginn von 54°KW v. ZOT.

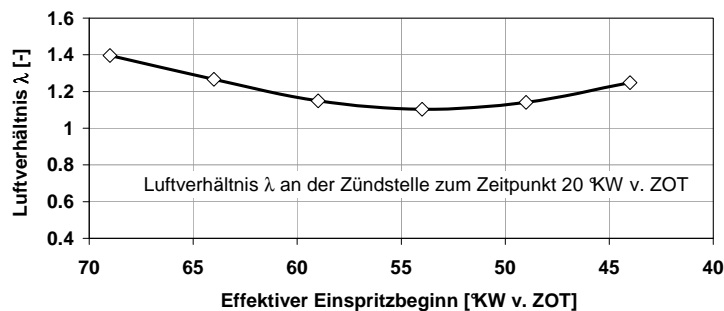


Abbildung 3.20: Berechnetes Luftverhältnis an der Zündstelle zum Zeitpunkt 20°KW über dem Einspritzbeginn t_{INJ2}

3.1.3.2 Gemischbildung am neuen Forschungsaggregat

Die Simulation der Zylinderinnenströmung und der Gemischbildung wird für eine Ausgangsversion des Motors (bpi_v1) und für eine optimierte Variante (bpi_v2) mit veränderter Kolbenmuldengeometrie und erhöhtem Quetschflächenanteil durchgeführt. Verschiedene Zylinderinnenströmungen werden dabei über entsprechend angepasste Einlasskanäle erzeugt. So werden Rechnungen für eine ungerichtete Zylinderinnenströmung, bei der beide Einlasskanäle voll geöffnet sind, durchgeführt. Mittels eines vollständig verschlossenen Einlasskanals wird eine Drallströmung entgegen dem Uhrzeigersinn erzeugt während mit den in Kap 2.1.4 beschriebenen Einlegeelementen, die jeweils den unteren Teil der Einlasskanäle verschließen, eine Tumbleströmung im Zylinder generiert wird. Die Berechnung der Gemischbildung erfolgt mit einer Drallströmung für die optimierte Variante des Motors.

Zur Beurteilung der Strömung im Hauptbrennraum dienen die globalen Kenngrößen der kinetischen und der turbulenten kinetischen Energie. Diese Kennzahlen können als Maß für die Qualität der Gemischaufbereitung herangezogen werden. Abbildung 3.21 zeigt die kinetische und die turbulente kinetische Energie für die verschiedenen Motor- und Strömungsvarianten.

Während der Ansaugphase liegt die kinetische Energie der Tumble-Variante deutlich über dem Energieniveau der ungerichteten Strömung sowie über dem der Drallströmung. Im weiteren Verlauf fallen die einzelnen Energieniveaus der verschiedenen Varianten auf ähnliche Werte ab, um dann mit steigender Kolbengeschwindigkeit wieder anzusteigen. Die Drallvariante zeigt dabei bis über die Zündung hinaus das höchste Energieniveau. Dies lässt darauf schließen, dass sich auch während der Verbrennung eine erhöhte Transportgeschwindigkeit und damit eine erhöhte Flammengeschwindigkeit einstellt. Der ungerichtete Einströmvorgang zeigt durchweg ein sehr niedriges Energieniveau und lässt daher eine sehr schlechte Gemischaufbereitung und Verbrennung erwarten.

Die durch die Quetschflächen induzierten sekundären Zylinderinnenströmungen sind beim BPI-Verfahren von besonderer Bedeutung. Sie unterstützen den Transport des Kraftstoffs in die Mulde und verbessern die Gemischaufbereitung in der Kammer. Abbildung 3.22 zeigt die Quetschströmungen für die beiden Varianten des neuen BPI-Motors bei ungerichtetem Ladungswechselvorgang. Bei der zwei-

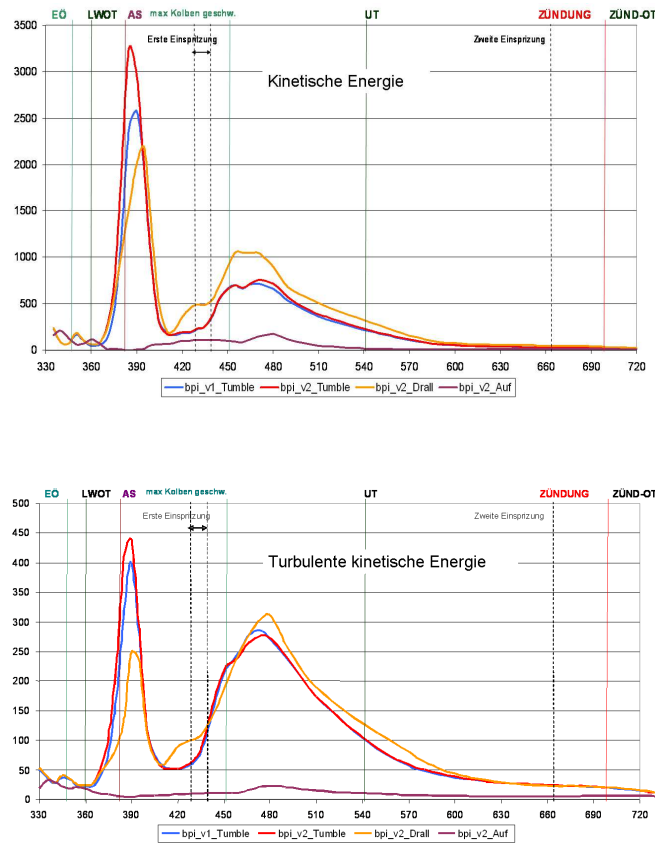


Abbildung 3.21: Kinetische und turbulente kinetische Energie der Zylinderinnenströmung für verschiedene Motor- und Strömungsvarianten

ten Variante mit deutlich höherem Quetschflächenanteil (ca. 20%) zeigt sich ein deutlich höheres Geschwindigkeitsniveau als bei der Ausgangsvariante.

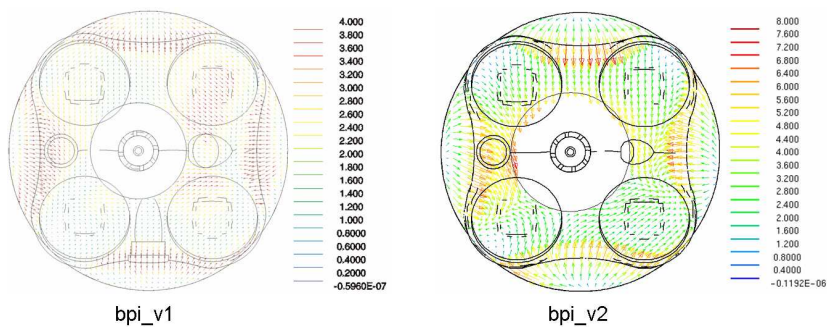


Abbildung 3.22: Einfluss der Quetschflächen auf die sekundären Zylinderinnenströmungen für die beiden Varianten bpi_v1 und bpi_v2 des neuen BPI-Motors

Zur Beurteilung der Gemischanreicherung in der Vorkammer wird bei induzierter Drallströmung im Zylinder der Einspritzzeitpunkt t_{INJ2} von 651°KW auf 655°KW und 661°KW bei einer jeweiligen Einspritzdauer von 16°KW variiert. Die Berechnungen erfolgen dabei mit der Variante `bpi_v2`. Die Abbildungen 3.23 - 3.25 zeigen sowohl die noch flüssigen Kraftstofftropfen als auch die Konzentration des bereits verdampften Kraftstoffs zu verschiedenen Zeitpunkten. Deutlich zu erkennen ist, dass bei den beiden frühen Einspritzzeitpunkten ein großer Anteil an noch flüssigen Kraftstofftropfen über den Muldenrand hinaus tritt und, dass infolge dessen eine Benetzung der Außenseite der Mulde stattfindet. Aufgrund der damit verbundenen Ablagerungen auf der Kolbenmulde kann ein solcher Einspritzvorgang zu erhöhten *HC*-Emissionen führen, und ist daher unbedingt zu vermeiden.

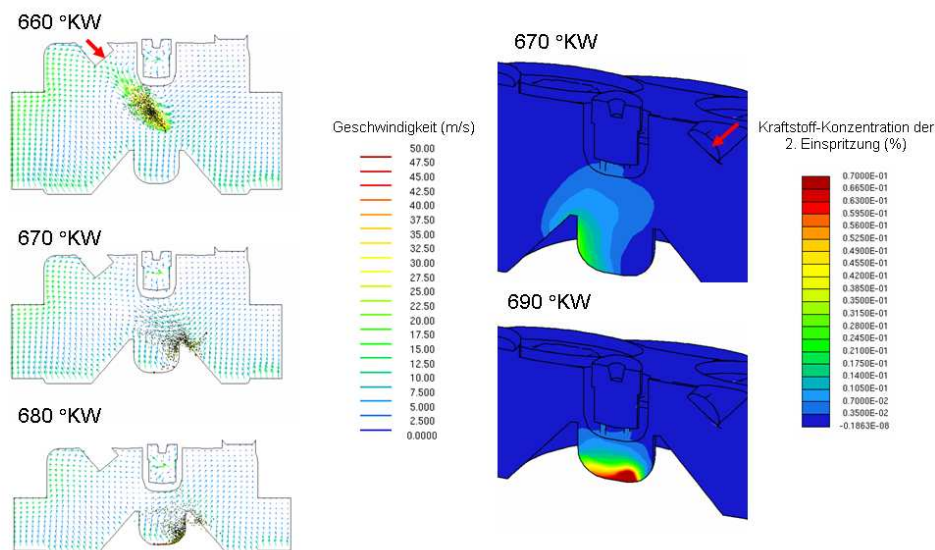


Abbildung 3.23: Flüssige Kraftstofftropfen und Konzentration des verdampften Kraftstoffs für $t_{INJ2} = 651^\circ\text{KW}$

Abbildung 3.26 zeigt das für die jeweiligen Einspritzzeitpunkte berechnete Luftverhältnis an der Zündstelle über dem Kurbelwinkel.

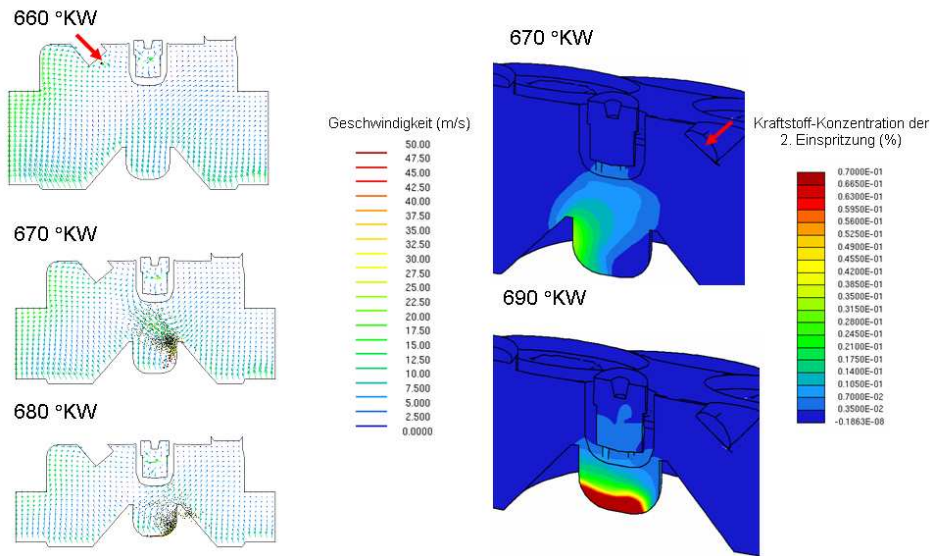


Abbildung 3.24: Flüssige Kraftstofftropfen und Konzentration des verdampften Kraftstoffs für $t_{INJ2} = 655^\circ\text{KW}$

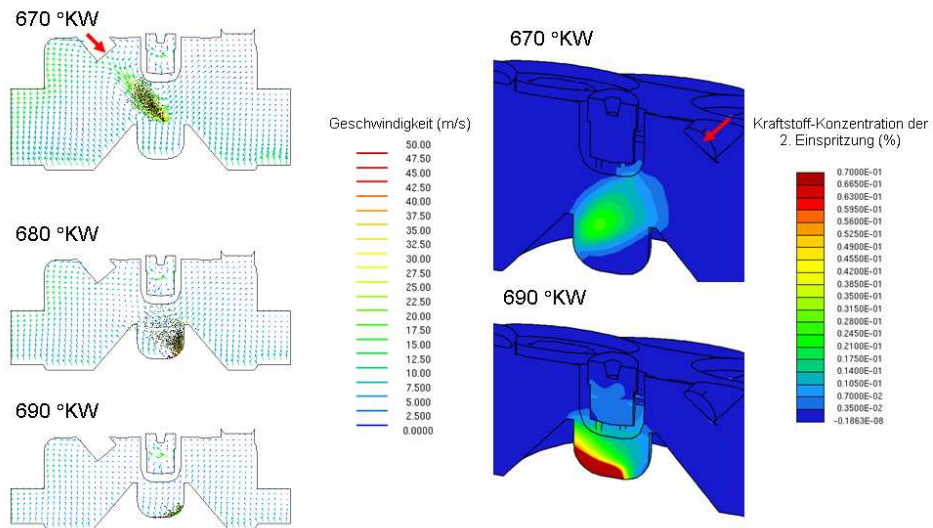


Abbildung 3.25: Flüssige Kraftstofftropfen und Konzentration des verdampften Kraftstoffs für $t_{INJ2} = 661^\circ\text{KW}$

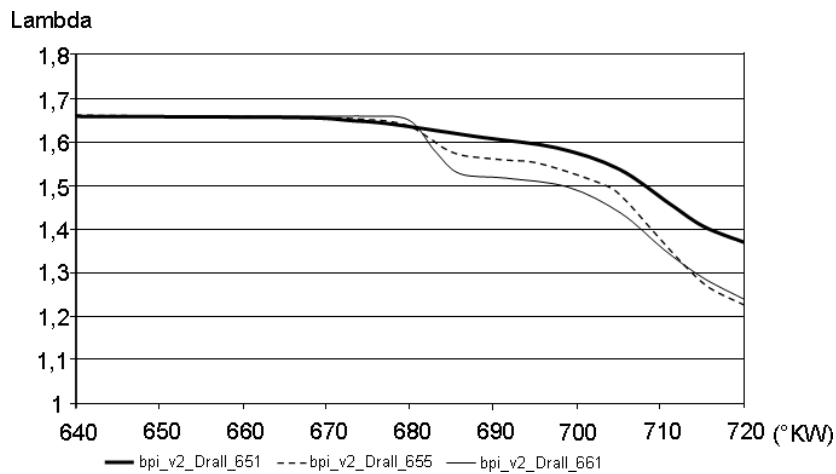


Abbildung 3.26: Luftverhältnis an der Zündstelle

3.1.4 Motorische Untersuchungen am Motor BPII

3.1.4.1 Untersuchungen mit einem Bosch Drallinjektor

Nach der Inbetriebnahme des Motors wird dieser im Homogen- und im BPI-Betrieb zunächst mit einer Dralldüse von Bosch (Kegelwinkel $\alpha = 55^\circ$) betrieben. Alle Untersuchungen finden dabei mit der K4x4 Kammerkerze (vgl. [20]) im Teillastbetriebspunkt $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min statt. Für verschiedene Formen der Ladungsbewegung werden sowohl das Luftverhältnis λ in einem Bereich von $\lambda = 1 - 1,6$ als auch die Dauer der Anreicherungseinspritzung t_{INJ2} variiert.

Im Einzelnen werden folgende Formen der Ladungsbewegung durch die in Kap. 2.1.4 beschriebenen Einlegeelemente erzeugt:

- **Drall im Uhrzeigersinn**
erzeugt durch Verschließen des rechten Einlasskanals (re.EK zu)
- **Drall entgegen dem Uhrzeigersinn**
erzeugt durch Verschließen des linken Einlasskanals (li.EK zu)
- **Kombination aus Tumble im rechten Einlasskanal und Drall entgegen dem Uhrzeigersinn**
erzeugt durch Verschließen des linken Einlasskanals und entsprechendes Einlegeelement im unteren Teil des rechten Einlasskanals (li.EK zu, Tumble i.re.EK)

Abbildung 3.27 zeigt den Einfluss der Ladungsbewegung auf die zyklischen Schwankungen und den spezifischen Kraftstoffverbrauch für unterschiedliche Werte des Luftverhältnisses. Entsprechend zeigt Abbildung 3.28 den Einfluss der Ladungsbewegung auf die NO_x - und HC -Emissionen. Zu beachten ist hierbei, dass für $\lambda = 1$ und $\lambda = 1,3$ der Motor mittels Saughubeinspritzung homogen betrieben wird. Der BPI-Betrieb erfolgt erst ab einem Luftverhältnis von $\lambda = 1,6$.

Der Einfluss der Ladungsbewegung auf die zyklischen Schwankungen ist sehr gering. Auch mit zunehmendem Luftverhältnis steigt σ_{pmi} nur geringfügig und bleibt durchweg unter der Magerlaufgrenze COV_{pmi} von 5%. Deutliche Unterschiede sind hingegen beim spezifischen Verbrauch b_i zu erkennen. Bei einem Drall entgegen dem Uhrzeigersinn (li.EK zu) fällt b_i von $285 \frac{g}{kWh}$ bei $\lambda = 1$ auf $245 \frac{g}{kWh}$ bei $\lambda = 1,6$. Mit einem Drall im Uhrzeigersinn (re.EK zu) oder mit der Kombination aus Drall und Tumble (li.EK zu, Tumble i.re.EK) werden bei $\lambda = 1,6$ Verbrauchswerte von $255 \frac{g}{kWh}$ erreicht.

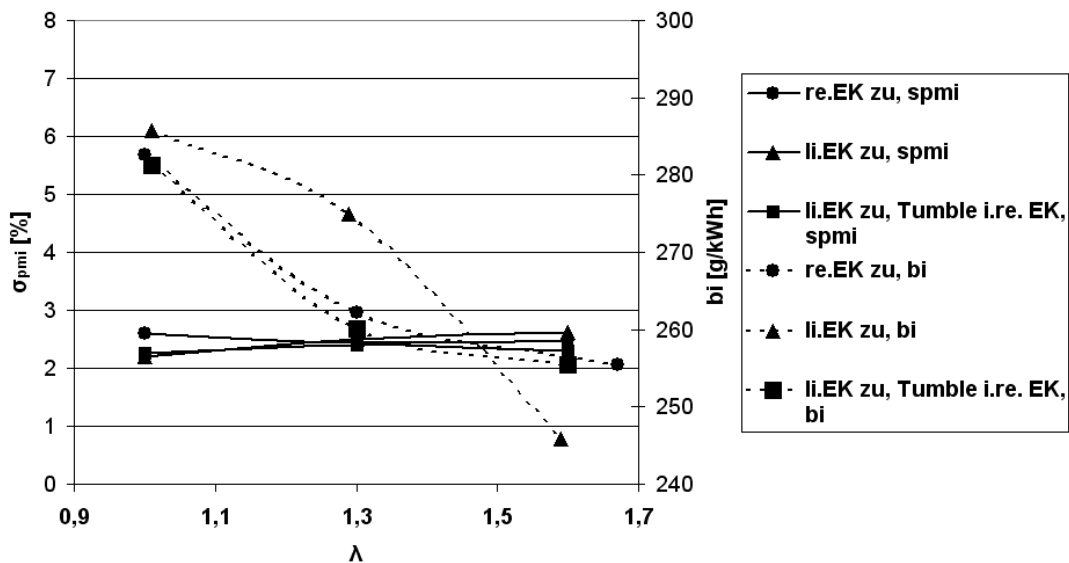


Abbildung 3.27: Zyklische Schwankungen und spez. Verbrauchswerte für unterschiedliche Ladungsbewegungen und Luftverhältnisse

Wie aus Abbildung 3.28 zu erkennen ist, bleiben die NO_x - und die HC -Emissionen bis $\lambda = 1,3$ annähernd konstant und zeigen dann gegenläufiges Verhalten. Die NO_x -Emissionen werden dabei nicht von der Richtung des Dralls beeinflusst. Auch die Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe sind für beide Drallvarianten bis $\lambda = 1,3$ nahezu identisch erst bei größeren Luftverhältnissen

ergeben sich geringfügig bessere Werte für den Drall in entgegengesetztem Uhrzeigersinn (li.EK zu). Die Kombination aus Drall und Tumble zeigt sowohl bei den HC - als auch bei den NO_x -Emissionen Vorteile gegenüber den beiden anderen Varianten. Bei $\lambda = 1,6$ sind die NO_x -Emissionen für alle drei Varianten nahezu gleich.

Die geringeren Werte für die HC -Emissionen sind bei der Kombination aus Drall und Tumble vor Allem auf die erhöhte Turbulenz während der Gemischbildung und Entflammung und der damit verbesserten Verbrennung zurückzuführen.

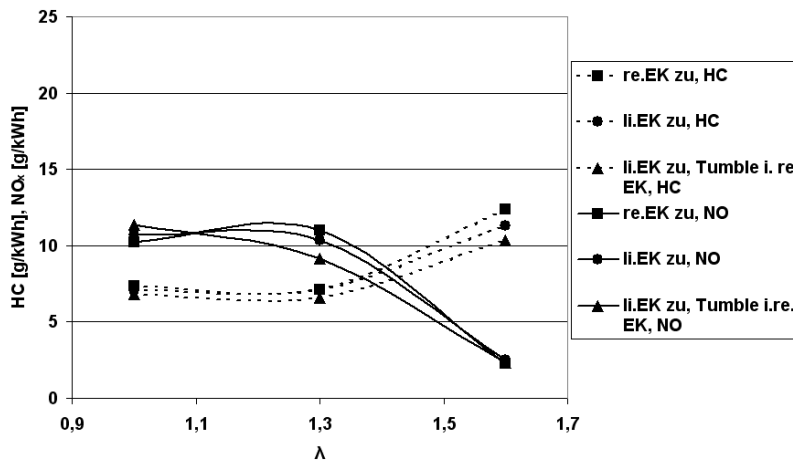


Abbildung 3.28: NO_x - und HC -Emissionen für unterschiedliche Ladungsbewegungen und Luftverhältnisse

Abbildung 3.29 zeigt das Integral des Ionenstromsignals (vgl. Kap 2.1.1.1) für die verschiedenen Varianten der Ladungsbewegung bei $\lambda = 1,6$. Die Unterschiede für die beiden Drallvarianten sind nur sehr gering, wohingegen die Kombination aus Drall und Tumble deutlich niedrigere Werte zeigt was auf eine geringere Gemischanreicherung in der Kammer hindeutet.

Der Einfluss der Ansteuerdauer für die zweite Einspritzung t_{INJ2} auf die Gemischanreicherung in der Vorkammer wurde bereits in Kap 3.1.1.1 aufgezeigt. In Abbildung 3.30 ist dazu der Einfluss der Ansteuerdauer auf die zyklischen Schwankungen $\sigma_{p_{mi}}$ für die unterschiedlichen Ladungsbewegungen dargestellt. Mit zunehmender Ansteuerdauer und damit ansteigender Gemischanreicherung in der Vorkammer sinken die zyklischen Schwankungen unabhängig von der Form der Ladungsbewegung. Insgesamt ist der Bereich in dem die Ansteuerdauer variiert

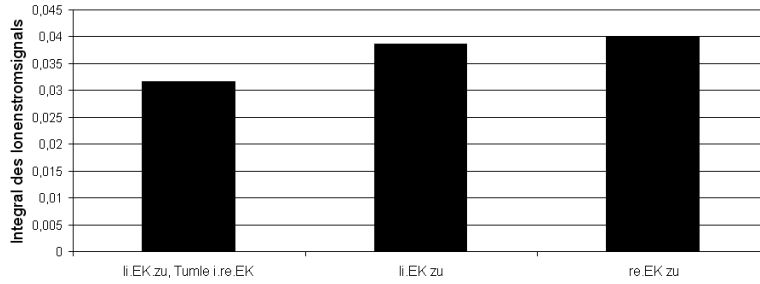


Abbildung 3.29: Integral des Ionenstromsignals für die unterschiedlichen Varianten der Ladungsbewegung ($\lambda = 1,6$, $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min)

werden kann sehr gering. So steigen die zyklischen Schwankungen bei der Reduktion der Ansteuerdauer von $t_{INJ2} = 650\mu s$ auf $t_{INJ2} = 640\mu s$ um bis zu 70%.

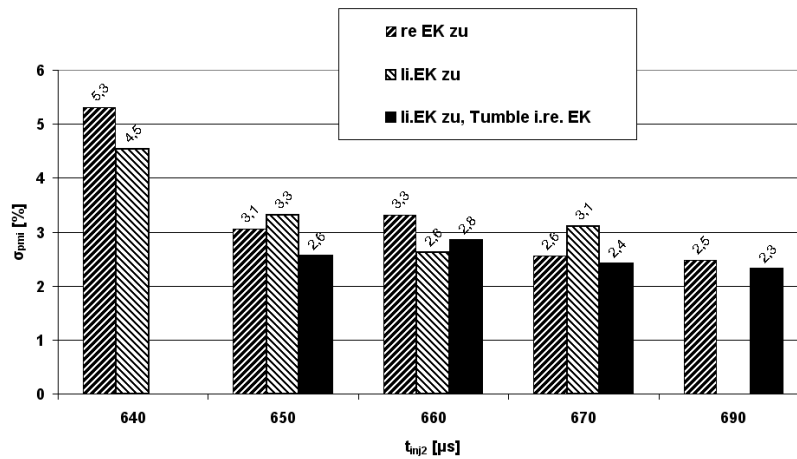


Abbildung 3.30: Einfluss der Ansteuerdauer t_{INJ2} auf die zyklischen Schwankungen ($\lambda = 1,6$, $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min)

Abbildung 3.31 zeigt den Einfluss der Ansteuerdauer t_{inj2} auf die HC - und NO_x -Emissionen. Bei geringeren Ansteuerdauern ergeben sich aufgrund der schlechten Gemischanreicherung in der Kammer und der damit verbundenen schlechteren Verbrennung (vgl. auch Abbildung 3.30) unabhängig von der Ladungsbewegung höhere HC -Emissionen. Die NO_x -Emissionen zeigen für alle Varianten der Ladungsbewegung mit zunehmender Ansteuerdauer einen Anstieg. Die Kombination aus Drall und Tumble mit der intensiven Ladungsbewegung zeigt hier die geringsten Emissionswerte, die maximal $4 \frac{g}{kWh}$ betragen.

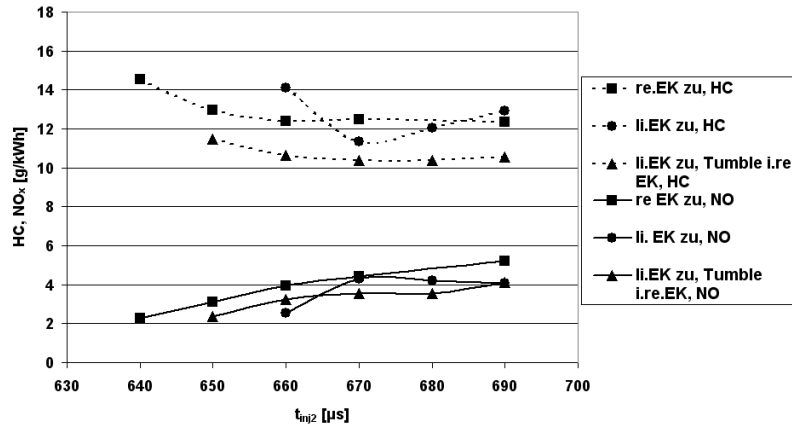


Abbildung 3.31: Einfluss der Ansteuerdauer t_{INJ2} auf die HC - und NO_x -Emissionen ($\lambda = 1,6$, $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min)

Insgesamt geht aus den Untersuchungen ein deutlicher Einfluss der Ladungsbewegung auf den motorischen Prozess hervor. In Kap. 3.1.3.2 wurde bereits gezeigt, dass ein gerichteter Einlassvorgang mit intensiver Ladungsbewegung bis zum Zündzeitpunkt für eine hohe Turbulenz im Brennraum sorgt. Die hier vorgestellten Ergebnisse lassen erkennen, dass auch beim BPI-Verfahren die hohe Turbulenz im Brennraum von Vorteil ist und nicht etwa nachteilige Auswirkungen auf die Anreicherungseinspritzung hat.

Abbildung 3.32 zeigt einige Motorkennwerte des neuen BPI-Motors (BPI II) im Vergleich zum alten Motor (BPI I) des vorigen Projekts. Die verwendete Vorkammerzündkerze (K4x4) und die Einspritzdüse (Seriendrallventil, $\alpha = 55^\circ$) sind bei beiden Motoren identisch. Mit der neuen Brennraumgeometrie kann der Kraftstoffverbrauch sowohl bei stöchiometrischem (- 6,5%) als auch im BPI-Betrieb (- 9 %) gegenüber dem alten Motor deutlich gesenkt werden. Die zyklischen Schwankungen bleiben bei allen dargestellten Betriebspunkten auf einem geringen Niveau. Zusätzlich können die HC -Emissionen bei $\lambda = 1,6$ deutlich gesenkt werden. Die NO_x -Emissionen sind im BPI-Betrieb im Vergleich zum alten Motor etwas höher. Dennoch zeigen die motorischen Ergebnisse, dass die aktuelle Brennraumgeometrie eine deutliche Verbesserung gegenüber dem BPI-Motor des vorigen Projekts darstellt.

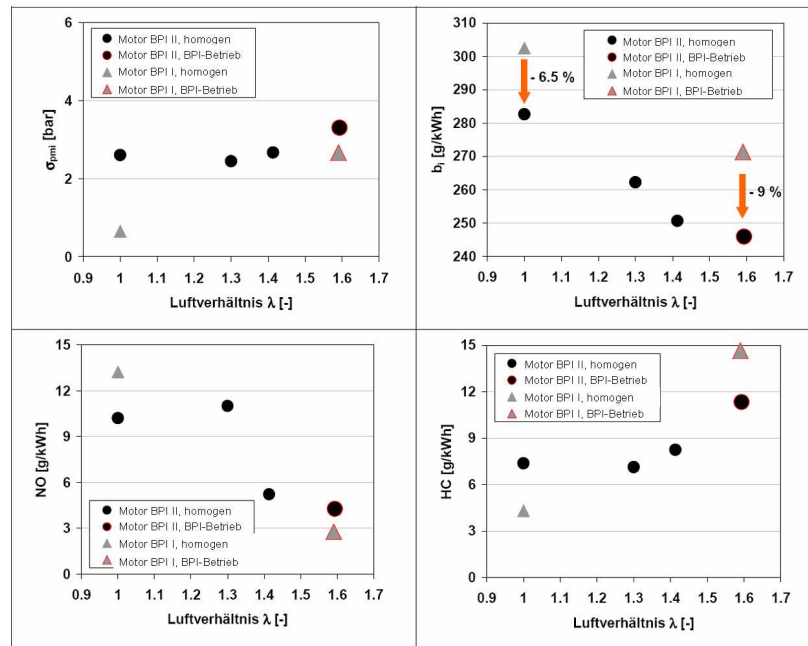


Abbildung 3.32: Motorische Kennwerte der beiden Motorvarianten ($p_{mi} = 2$ bar und $n = 2000$ 1/min)

3.1.4.2 Untersuchungen mit veränderter Kolbenmulde

Während des Motorbetriebs bildeten sich Ablagerungen auf dem oberen Rand der Kolbenmulde. Das Auftreten dieser Ablagerungen auf nur einer Seite, zwischen Mulde und Einspritzventil, lässt darauf schließen, dass der Strahl der zweiten Einspritzung nicht direkt in die Mulde sondern außen auf den Muldenrand trifft. Ein ähnliches Verhalten konnte auch schon bei der Simulation beobachtet werden (vgl. Kap. 3.1.3.2).

Um die äußere Benetzung der Kolbenmulde mit flüssigem Kraftstoff zu vermeiden, wurde diese auf der Seite der Einspritzdüse abgefräst. Ungehindertes Eindringen des Einspritzstrahls in die Mulde konnte so ermöglicht werden. Abbildung 3.33 zeigt die normale und die abgefräste Kolbenmulde.

Die motorischen Kenngrößen (σ_{pmi} , b_i , HC , NO_x) sind vergleichend für beide Muldenvarianten in Abbildung 3.34 dargestellt. Am auffälligsten ist der Anstieg der HC -Emissionen um nahezu 50%. Gleichzeitig erhöht sich der Verbrauch und die Laufruhe verschlechtert sich. Wie schon die Ergebnisse der Simulation zeigten, wird der Kraftstoff durch die Kammerkerze in der Mulde fixiert und kann dann gezielt in die Kammer einströmen. Bei der offenen Mulde scheint dieser Führungs-



Abbildung 3.33: normale und abgefräste Kolbenmulde

effekt nicht länger vorhanden zu sein. Trotz leicht gesunkener NO_x -Emissionen stellt die abgefräste Kolbenmulde also keine Verbesserung dar.

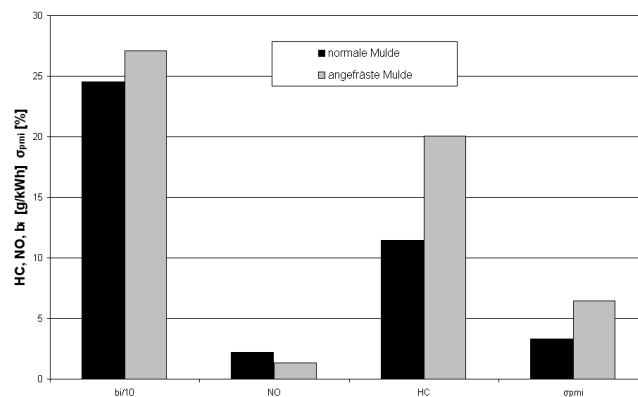


Abbildung 3.34: Motorische Kenngrößen für die verschiedenen Kolbenmulden ($\lambda = 1,6$, $p_{mi} = 3$ bar, $n = 2000$ 1/min, Drall entgegen dem Uhrzeigersinn)

3.1.4.3 Untersuchungen mit der drallvariablen Düse

Abbildung 3.35 zeigt die motorischen Ergebnisse mit unterschiedlichen Einstellungen der drallvariablen Einspritzdüse. Es werden folgende Parameter und Konfigurationen variiert:

- 1 oder 2 Zuläufe
- mit oder ohne Rücklauf
- unterschiedliche Öffnungsdauer des Rücklaufs

- erste Einspritzung ins Saugrohr (PFI) oder direkt (DI)

Für alle Konfigurationen, bei denen das magere Grundgemisch mittels Saugrohreinspritzung erzeugt wird, ergeben sich geringere Werte für die Mitteldruckschwankungen $\sigma_{p_{mi}}$. Bei Saugrohreinspritzung liegen sie deutlich unter der Komfortgrenze $COV_{p_{mi}}$ von 5%, während sie bei direkter Saughubeinspritzung die 5%-Marke nicht unterschreiten. Zurückzuführen ist dies hauptsächlich auf die bessere Gemischaufbereitung im Saugrohr sowie auf die Schwankungen im Strahlbild, der noch im Prototypenstatus befindlichen drallvariablen Düse. Bei gleichen Einstellungen der Düse (Rücklauf geschlossen und beide Zuläufe offen) ergeben sich für die Saughubeinspritzung auch deutlich geringere Werte für die HC - und NO_x -Emissionen.

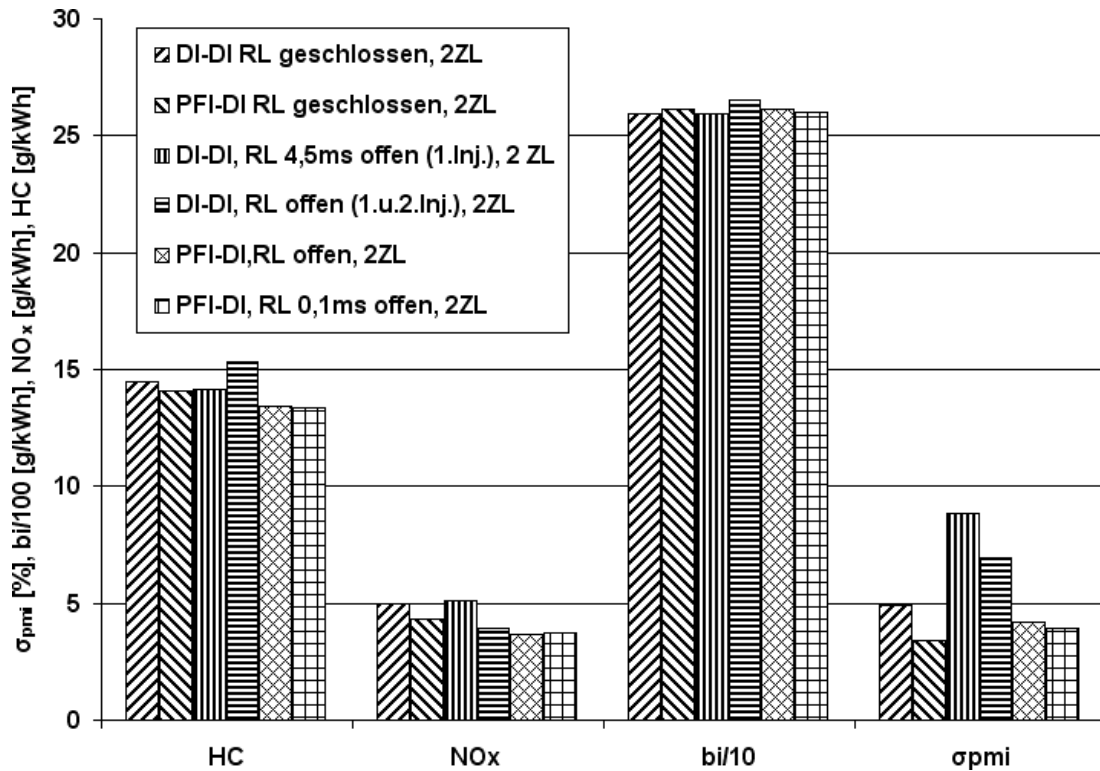


Abbildung 3.35: BPI-Betrieb mit der drallvariablen Einspritzdüse bei $\lambda = 1,5$, $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000$ 1/min

Abbildung 3.36 zeigt den Vergleich der drallvariablen Düse mit dem Serieninjektor. Beide Versuchsreihen wurden bei gleicher Ladungsbewegung, mit einem Rechtsdrall, durchgeführt. Die HC -Emissionen und der Verbrauch sind bei beiden Düsen nahezu gleich. Die NO_x -Emissionen hingegen sind mit dem Serieninjektor

annähernd nur halb so hoch wie mit der drallvariablen Düse. Auch bei den zyklischen Schwankungen zeigt die Seriendüse deutliche Vorteile. Betrachtet man die Werte des Ionenintegrals wird klar, dass mit der drallvariablen Düse eine größere Anreicherung in der Vorkammer stattfindet, und dass dies der Grund für die höheren NO_x -Emissionen ist.

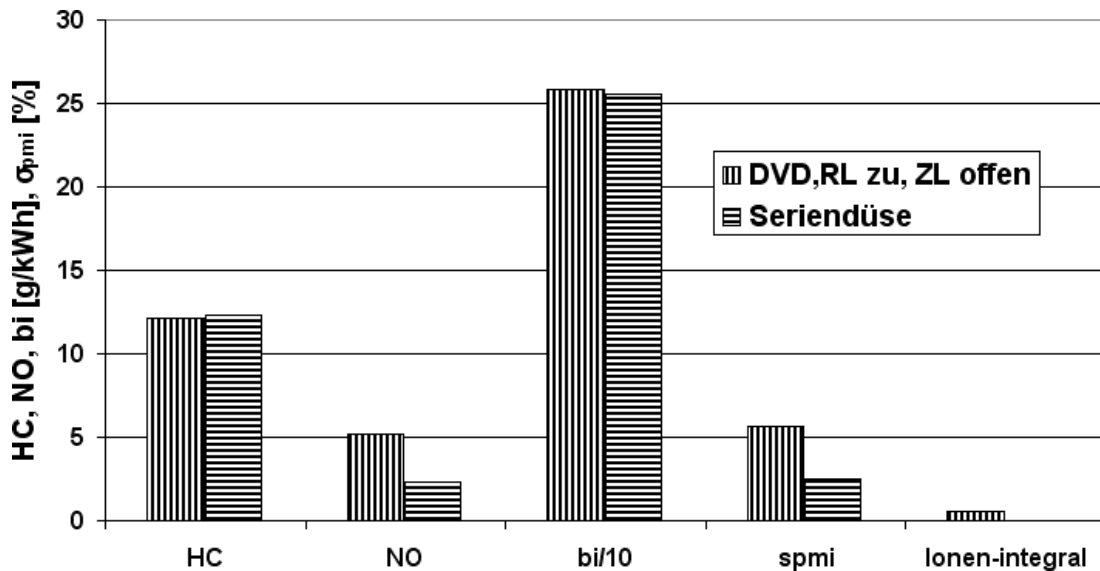


Abbildung 3.36: Vergleich von drallvariabler Düse und Serieninjektor

Die Untersuchungen zeigen, dass der Motorprozess über die Einstellungen an der Düse deutlich beeinflusst werden kann, und dass die drallvariable Düse gut geeignet ist die Gemischanreicherung mit der zweiten Minimaleinspritzung darzustellen. Aufgrund der größeren Kraftstoffmengenschwankungen von Zyklus zu Zyklus, die auf die lange und damit schwere Düsennadel zurückzuführen sind, konnten bei diesen Messungen die Vorteile der drallvariablen Düse für das BPI-Verfahren noch nicht voll ausgeschöpft werden. Beachtet werden muss hierbei allerdings, dass es sich bei der drallvariablen Düse noch um einen Prototyp handelt.

3.1.4.4 Erweiterung des Kennfeldbereichs für den BPI-Betrieb

Alle Untersuchungen zur Erweiterung des Kennfelds werden ausschließlich mit der drallvariablen Düse im BPI-Betrieb durchgeführt. Das homogene Grundgemisch wird dabei durch Saughubdirekteinspritzung gebildet. Über Einlegeelemente im Einlasskanal wird eine Kombination aus Drall und Tumble erzeugt. Um die oberen Lastpunkte darzustellen, wird der Motor mit einem elektrisch angetriebenen

Verdichter aufgeladen. Die mit dem BPI-Verfahren realisierten Lastpunkte sind in Abbildung 3.37 dargestellt.

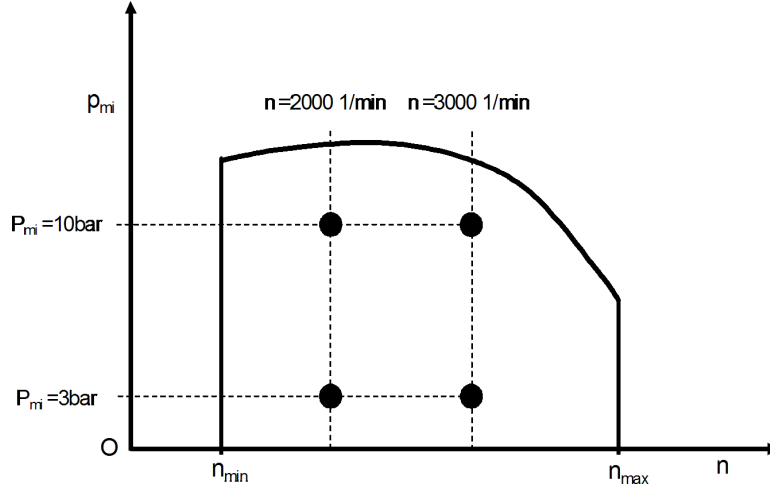


Abbildung 3.37: BPI-Lastpunkte im Motorkennfeld

Abbildung 3.38 zeigt die motorischen Kenngrößen für den bekannten Betriebspunkt $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ 1/min}$ einmal bei $\lambda = 1,6$ und einmal bei $\lambda = 1,4$ und einer Abgasrückführrate von 6%. Mit AGR verschlechtern sich die zyklischen Schwankungen um ca. 30% wohingegen die HC-Emissionen um ca. 5,5% sinken. Die NO_x -Emissionen werden sogar um ca. 44% auf $2,6 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ reduziert.

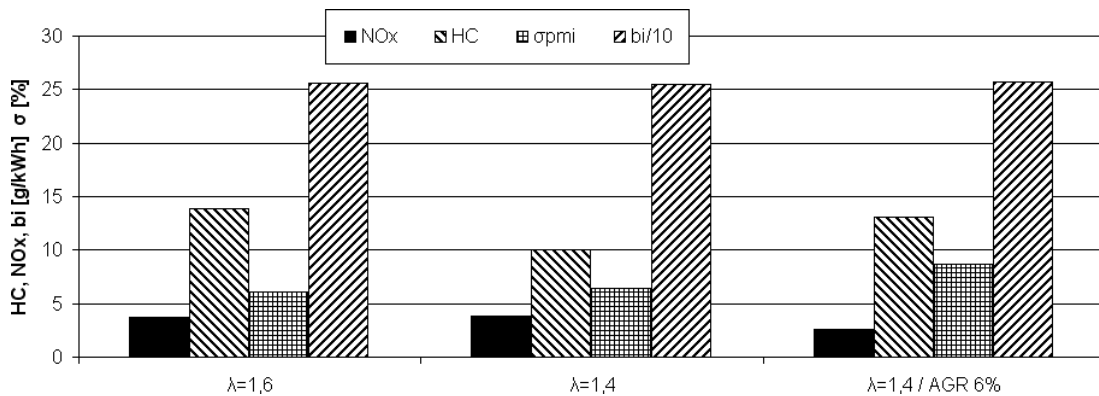


Abbildung 3.38: Motorische Kenngrößen bei $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ und $n = 2000 \text{ 1/min}$

Für den Betriebspunkt $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 3000 \text{ 1/min}$ sind die motorischen Kenngrößen in Abbildung 3.39 für $\lambda = 1,6$, $\lambda = 1,4$ mit $AGR = 4\%$ und für $\lambda = 1,4$ mit $AGR = 7,5\%$ dargestellt. Ähnlich wie beim vorigen Betriebspunkt ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ 1/min}$) ergibt sich mit AGR eine deutliche Reduzierung

der NO_x -Emissionen bei nahezu gleich bleibendem Verbrauch. Für eine Abgasrückführrate von 7,5% ergeben sich lediglich $3 \frac{gNO_x}{kWh}$. Die HC -Emissionen steigen dabei allerdings auf $13,76 \frac{g}{kWh}$.

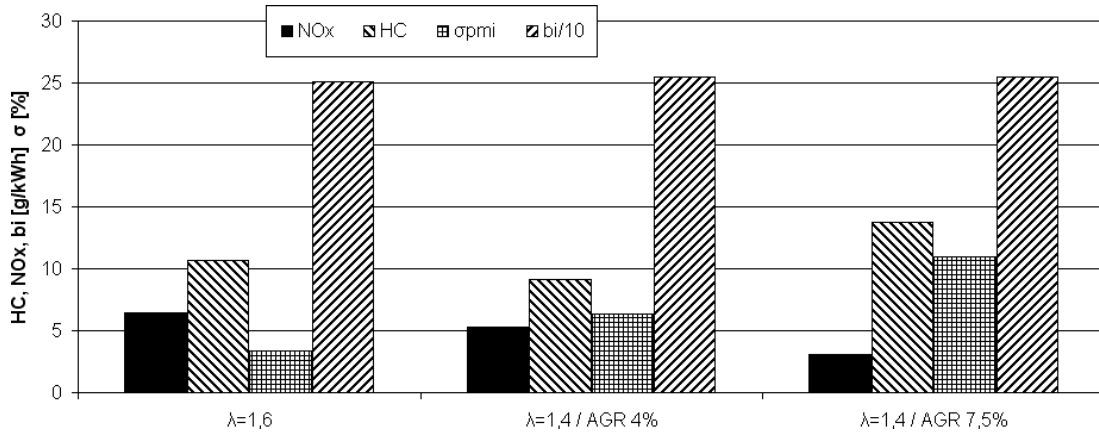


Abbildung 3.39: Motorische Kenngrößen bei $p_{mi} = 3$ bar und $n = 3000$ 1/min

Für $p_{mi} = 10$ bar, $n = 2000$ 1/min sind die motorischen Kenngrößen in Abbildung 3.40 für $\lambda = 1,6$, $\lambda = 1,4$ mit $AGR = 14,5\%$ und für $\lambda = 1,4$ mit $AGR = 17,5\%$ dargestellt. Die zugehörigen Ladedrücke zeigt Tabelle 3.1.

Betriebsparameter	Drehzahl [1/min]	Ladedruck [mbar ü]
$\lambda = 1,6$	2000	210
$\lambda = 1,4$ mit $AGR = 14,5\%$	2000	190
$\lambda = 1,4$ mit $AGR = 17,5\%$	2000	250

Tabelle 3.1: Aufladegrade für die verschiedenen Betriebsparameter

Es zeigt sich ein den vorangegangenen Untersuchungen entsprechendes Verhalten. Bei diesem Betriebspunkt sind allerdings deutlich höhere Abgasrückführaten möglich. So lassen sich die NO_x -Emissionen bei $AGR = 17,5\%$ maximal auf $2,2 \frac{g}{kWh}$ senken, was einer Reduktion um 270% entspricht. Bei nahezu gleichem Verbrauch und gleichen HC -Emissionen bezogen auf $\lambda = 1,6$ lassen sich die NO_x -Emissionen mit einer Abgasrückführrate von 14,5% auf $3,8 \frac{g}{kWh}$ reduzieren. Die zyklischen Schwankungen steigen dabei um ca. 30% auf 7,8%.

Im Lastpunkt $p_{mi} = 10$ bar, $n = 3000$ 1/min konnte das BPI-Verfahren zwar dargestellt, aber aufgrund eines Schadens an der Prüfstandsperipherie nicht vermessen werden. Insgesamt zeigen diese Untersuchungen dennoch, dass mit dem

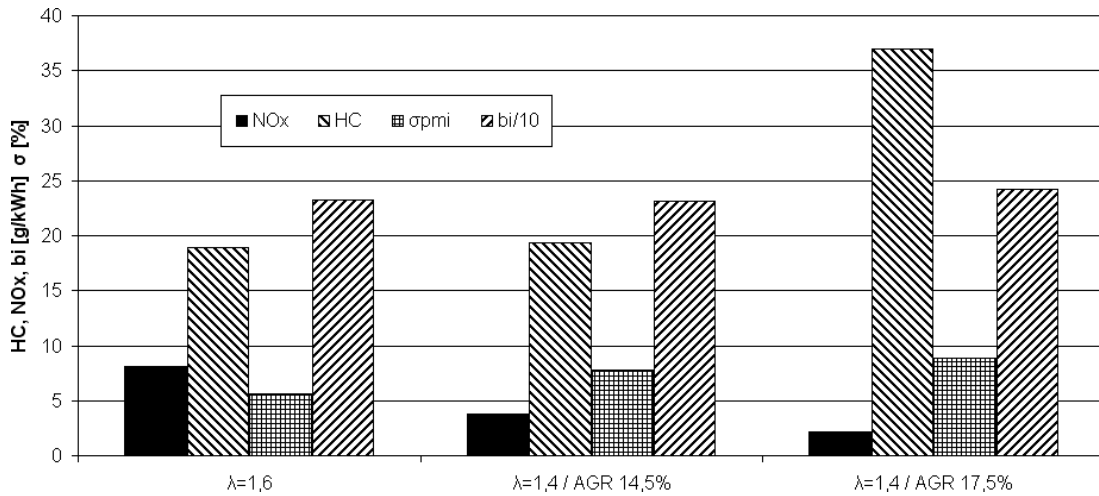


Abbildung 3.40: Motorische Kenngrößen bei $p_{mi} = 10$ bar und $n = 2000$ 1/min

BPI-Verfahren vor Allem in Verbindung mit der Abgasrückführung eine wirksame Methode zur Reduktion der NO_x -Emissionen bei gleichzeitig geringen Verbräuchen in weiten Bereichen des Motorkennfelds zur Verfügung steht.

3.2 FiF

Die Arbeiten am Forschungsinstitut Fahrzeugtechnik konzentrierten sich vor allem auf die konstruktive und fertigungstechnische Umsetzung der Anforderungen des neuen BPI-Motors an die drallvariable Düse. Die erhebliche Verringerung des verfügbaren Bauraums machte eine nahezu vollständige Neukonstruktion der Düse erforderlich.

Nach der Neukonstruktion musste mit Hilfe der bisherigen Untersuchungsmethoden festgestellt werden, ob die im vorangegangenen BPI-Projekt ermittelten Eigenschaften der drallvariablen Düse wieder erreicht werden.

Ein wichtiger Teil der Arbeiten betraf die Anpassung der Steuerung und Regelung an den Kennfeldbetrieb des Motors. Bei der Auslegung war zu berücksichtigen, dass neben der Anpassung an den Motorbetrieb gleichfalls Untersuchungen am Druckkammerprüfstand möglich sein sollten. Während der Realisierung mussten die besonderen Anforderungen der jeweiligen Lösung durch ein geeignetes Steuerprogramm realisiert werden.

3.2.1 Neukonstruktion der drallvariablen Düse

Wie im Abschnitt 2.2.1 beschrieben, weist die für den BPI-Motor der ersten Generation aufgebaute drallvariable Düse Abmessungen auf, die einen Einbau dieser Ausführung in einen Zylinderkopf mit 4-Ventil-Technik nicht ermöglicht. Insbesondere die Abmessungen im vorderen Teil der Düse erfordern einen wesentlich größeren Bauraum als im Zylinderkopf zur Verfügung steht (vgl. Abbildung 3.41).

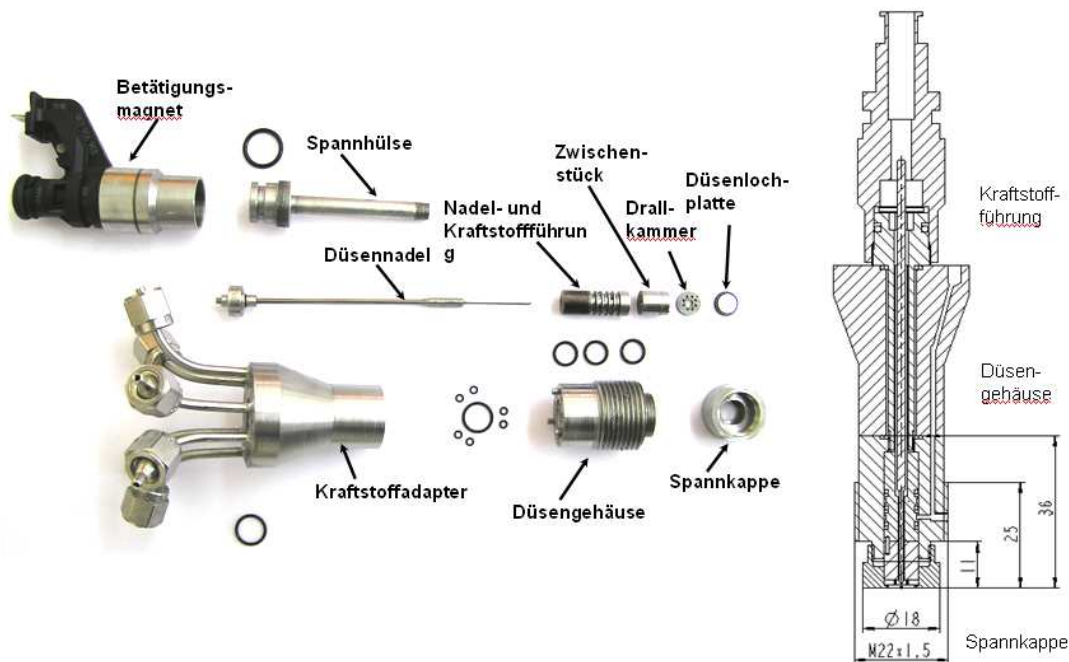


Abbildung 3.41: Übersicht über die Bauteile der drallvariablen Düse der ersten Generation

Die Überarbeitung der Konstruktion musste daher zu einer Lösung führen, die eine abgesetzte Düsen Spitze aufweist, um das geringe Platzangebot im Zwischenraum der Ventile zu nutzen. Durch Überarbeitung der Kraftstoffführung in der Düse und die Anordnung der Verteilung des Kraftstoffs in axialer Richtung konnte die gewünschte Änderung der Außenabmessungen erreicht werden. Abbildung 3.42 enthält eine Übersicht der Bauteile der drallvariablen Düse der zweiten Generation. In der transparenten Darstellung lässt sich die Kraftstoffführung erkennen.

Die Überarbeitung der konstruktiven Ausführung der drallvariablen Düse führte neben der Anpassung an die Bauraumverhältnisse im Zylinderkopf des BPI-

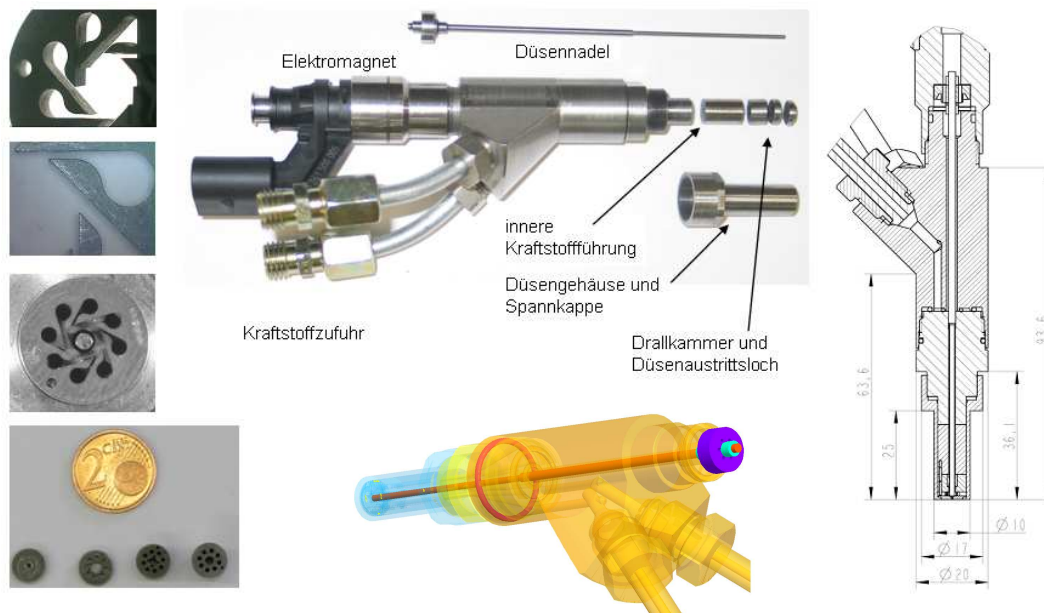


Abbildung 3.42: Übersicht über die Bauteile der drallvariablen Düse der zweiten Generation und Darstellung der Kraftstoffführung in der Düse

Motors zu zusätzlichen Verbesserungen der Düse. Wie aus Abbildung 3.42 hervorgeht, wurde die Kraftstoffführung soweit vereinfacht, dass die Düse nur noch zwei Kraftstoffzuführungen, jede für eine Kanalgruppe, aufweist. Der Rücklauf wird, wie bei der bisherigen Lösung auch, über die elektromagnetische Nadelbetätigung geführt. Damit verringert sich der Montageaufwand erheblich.

Neben der Vereinfachung des Aufbaus konnte durch den Übergang vom Kegel-dichtsitz, der bei Dieseleinspritzdüsen Anwendung findet, zur Edge-Coin-Abdichtung das Dichtverhalten der Düsenadel im Nadelsitz verbessert werden. Zusammen mit der Integration einer doppelten Führung der Düsenadel in den Düsenkörper arbeitet die Düse nunmehr ohne Beanstandungen im Motorbetrieb.

Die mit der Änderung des Dichtsitzes und der Nadelführung verbundene Neukonstruktion der Düsenadel führte dazu, dass die Masse von 6,4g auf 4,4g gesenkt werden konnte. Um die Anforderungen an die Sitzpartner einer Edge-Coin-Dichtung zu erfüllen, wurde darüberhinaus der Düsenadelwerkstoff von Hartmetall K10 zu einem Einsatzstahl verändert. Damit verbessert sich die lokale Anpassung zwischen Düsenadel und Nadelsitz. Die einzelnen Maßnahmen sind in Abbildung 3.43 zusammengefasst.

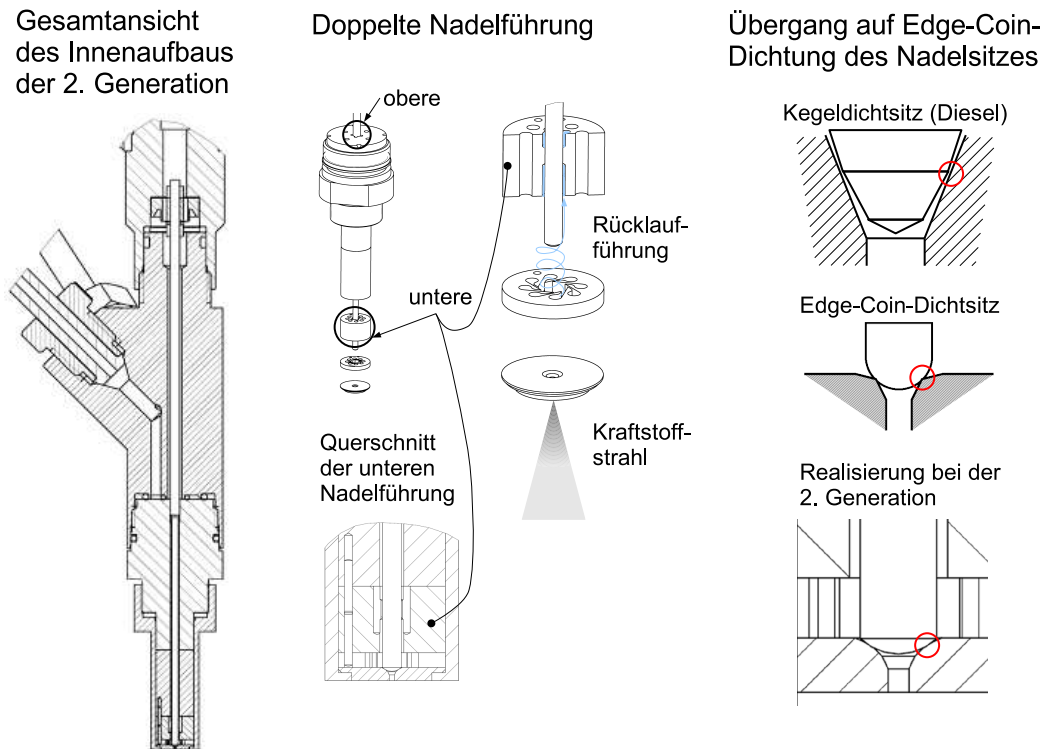


Abbildung 3.43: Konstruktive Detaillösungen der drallvariablen Düse der zweiten Generation

Nach dem Abschluss der konstruktiven Überarbeitung und der Fertigung der benötigten Bauteile konnten die Untersuchungen zum Verhalten der Düse beginnen. Die Fertigung übernahmen die bewährten Partner aus der Mikrofertigung.

3.2.2 Untersuchung der Strahlgeometrie der drallvariablen Düse

Die entscheidende Aufgabe des Einspritzsystems für das BPI-Verfahren besteht darin, zusätzlich zur Dosierung der erforderlichen Kraftstoffmenge je nach aktuellem Einspritzereignis die erforderliche Zerstäubungsgüte und Strahlgeometrie zu erzeugen. Die Herausforderung besteht darin, dass mit einer Düse stark unterschiedliche Strahlgeometrien erzeugt werden müssen. Die drallvariable Düse ermöglicht eine weite Beeinflussung der Strahlgeometrie und bietet dennoch die für die Direkteinspritzung erforderliche Betriebssicherheit [20].

Die Untersuchungen zur Strahlgeometrie finden im Druckkammerprüfstand statt. Für die Aufnahme von Schattenrissen des Einspritzstrahls wird die Druckkammer mit zwei gegenüberliegenden Quarzglasfenstern ausgestattet. Die Beleuchtung des Einspritzstrahles erfolgt von hinten. Der Einspritzvorgang erzeugt einen Kraftstoffstrahl, der sich im Strahlengang zwischen der Beleuchtung und der Kamera befindet. Der Einspritzstrahl erscheint daher als dunkler Schatten vor einem hellen Hintergrund.

Zur Aufnahme des Schattenriss dient eine CCD-Kamera vom Typ JAI M10. Die Kamera ist über eine Framegrabberkarte an einen PC zur Aufzeichnung der CCD-Bilder angeschlossen. Die Kamera arbeitet mit einer maximalen Aufnahmezeit von 60 Bildern je Sekunde. Der Bildabstand beträgt damit $16^{2/3}$ ms. Für die Aufnahme schneller Vorgänge bietet die Kamera eine sehr kurze Verschlusszeit von $1/800000$ s.

Die Einspritzdauer bewegt sich jedoch nur im Bereich bis etwa 10 ms. Daher muss die Kamera von außen gesteuert werden. Für diesen Einsatzfall verfügt die Kamera über einen Triggermodus. Im Triggermodus reagiert die Kamera auf ein externes Signal und nimmt unmittelbar nach dem Triggersignal ein Bild mit der voreingestellten Verschlusszeit auf. Anschließend erwartet die Kamera das nächste Aufnahmesignal. Dieses Signal kann allerdings frühestens nach Ablauf des minimalen Bildabstandes, also frühestens nach $16^{2/3}$ ms, verarbeitet werden.

Um die Kamera für die Untersuchung des Einspritzvorgangs einsetzen zu können, wird davon ausgegangen, dass sich einzelne Einspritzvorgänge höchstens um eine geringe stochastische Schwankungsbreite unterscheiden. Wird unter dieser Annahme der Einspritzvorgang hinreichend oft wiederholt, kann aus jedem Einzelvorgang ein um einen gewissen Zeitbetrag versetztes Bild aufgenommen werden. Diese als Samplingverfahren bekannte Technik eignet sich sehr gut für wiederkehrende, nahezu identisch ablaufende Ereignisse, zu denen die Kraftstoffeinspritzung zweifelsohne gezählt werden kann.

Der Einspritzvorgang für das BPI-Verfahren ist durch zwei unterschiedliche Einspritzvorgänge gekennzeichnet. Bei den vorangegangenen Untersuchungen zum BPI-Verfahren (vgl. [20]) stand vor allem die Entwicklung des Zerstäubungskonzepts mit variablem Drall als Einspritzverfahren für das BPI-Verfahren im Mittelpunkt. Daher beschränkten sich die Untersuchungen auf die Wirkung der freien Parameter auf die Strahlgeometrie.

Die Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes zielen darauf ab, das Optimierungspotenzial des BPI-Verfahrens zu bestimmen. Daher muss das Einspritzsystem als wesentliche Verfahrenskomponente auch über einen vollständigen Einspritzvorgang, d.h. über mindestens zwei Einspritzereignisse mit unterschiedlichen Einspritzparametern, analysiert werden. Um die Untersuchungen zu ermöglichen, war das Samplingverfahren auf die veränderten Anforderungen anzupassen. Insbesondere war zu berücksichtigen, dass sich unterschiedliche Zeitabstände zwischen den beiden Einzelereignissen eines Einspritzvorgangs ergeben können (Variation des Abstandes der Einspritzungen während des Motorbetriebs, unterschiedliche Einspritzdauer). Um die Untersuchungen auf geeignete Weise zu unterstützen, wurde eine auf diese Messaufgabe abgestimmte Software entwickelt. Abbildung 3.44 gibt einen Überblick des Messverfahrens und des Softwareinterfaces zur Durchführung der Messungen.

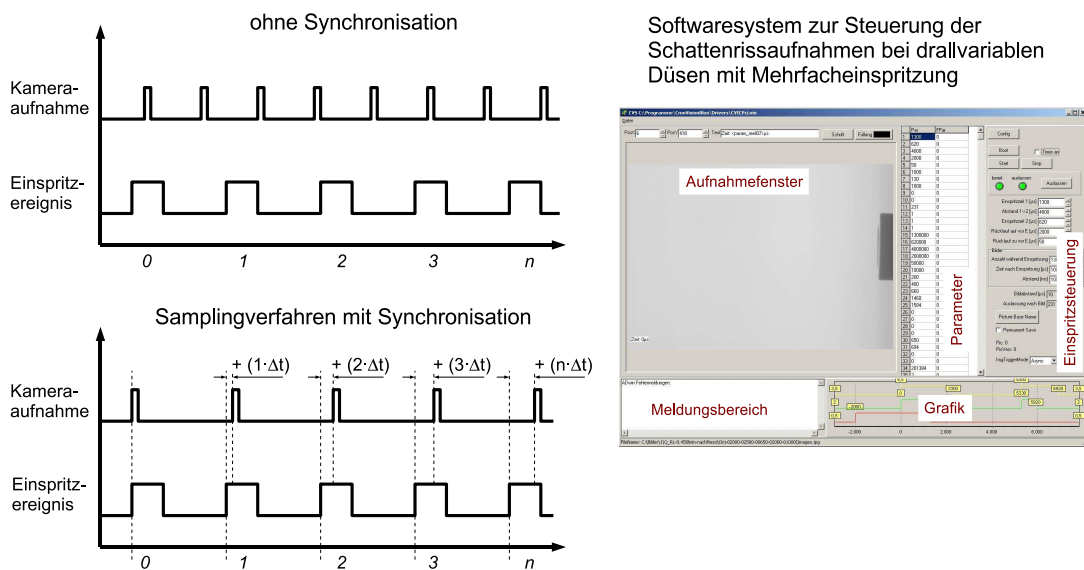


Abbildung 3.44: Prinzip des Aufnahmesamplings und Softwaresystem zur Steuerung

An die Aufnahme der Zerstäubungsbilder schließt sich die Auswertung an. Die Auswertung basiert auf der Vermessung der Zerstäubungsbilder. Dazu wird der Abbildungsmaßstab ermittelt. Aus dem Abbildungsmaßstab lassen sich anschließend die kennzeichnenden Größen Strahlkegelwinkel α_{Kgl} und Eindringtiefe s_{Edt} bestimmen. Die Messvorschrift ist in Abbildung 3.45 dargestellt.

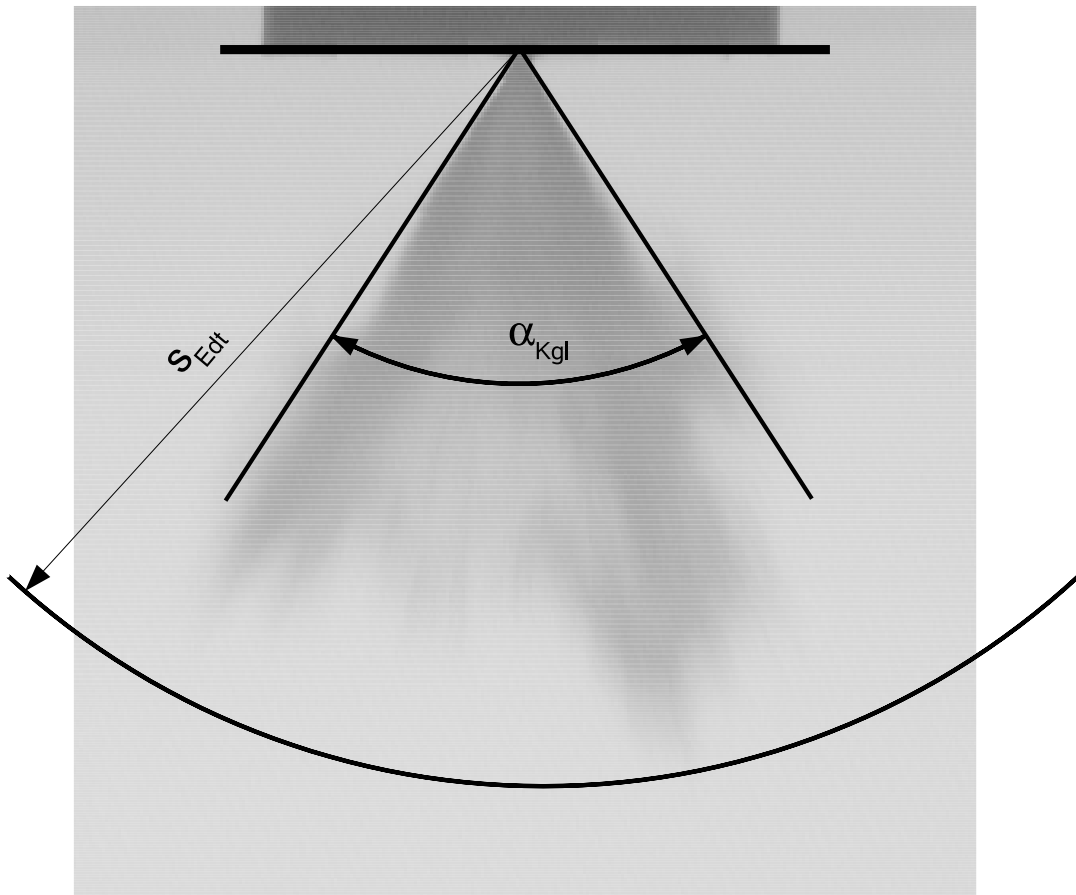


Abbildung 3.45: Messvorschrift zur Ermittlung des Strahlkegelwinkels α_{Kgl} und der Eindringtiefe s_{Edt}

Die hydraulische Schaltung der Düse [19] erlaubt unterschiedliche Betriebsweisen. Die Betriebsweisen unterscheiden sich vor allem darin, dass unterschiedliche Kraftstoffzuführungen zur Versorgung der Düse eingesetzt werden. Ausgehend von der hydraulischen Schaltung können insgesamt 4 Betriebsarten unterschieden werden. Abbildung 3.46 stellt alle Betriebsarten gegenüber und erläutert, mit welchen bekannten Einspritzdüsen die jeweilige Betriebsart vergleichbar ist.

Die Vielfalt der Betriebsarten und Einstellmöglichkeiten lassen erkennen, dass die Untersuchung aller Betriebszustände ein umfangreiches Versuchsprogramm beinhaltet. Im Hinblick auf die erforderliche Beeinflussung der Strahlgeometrie

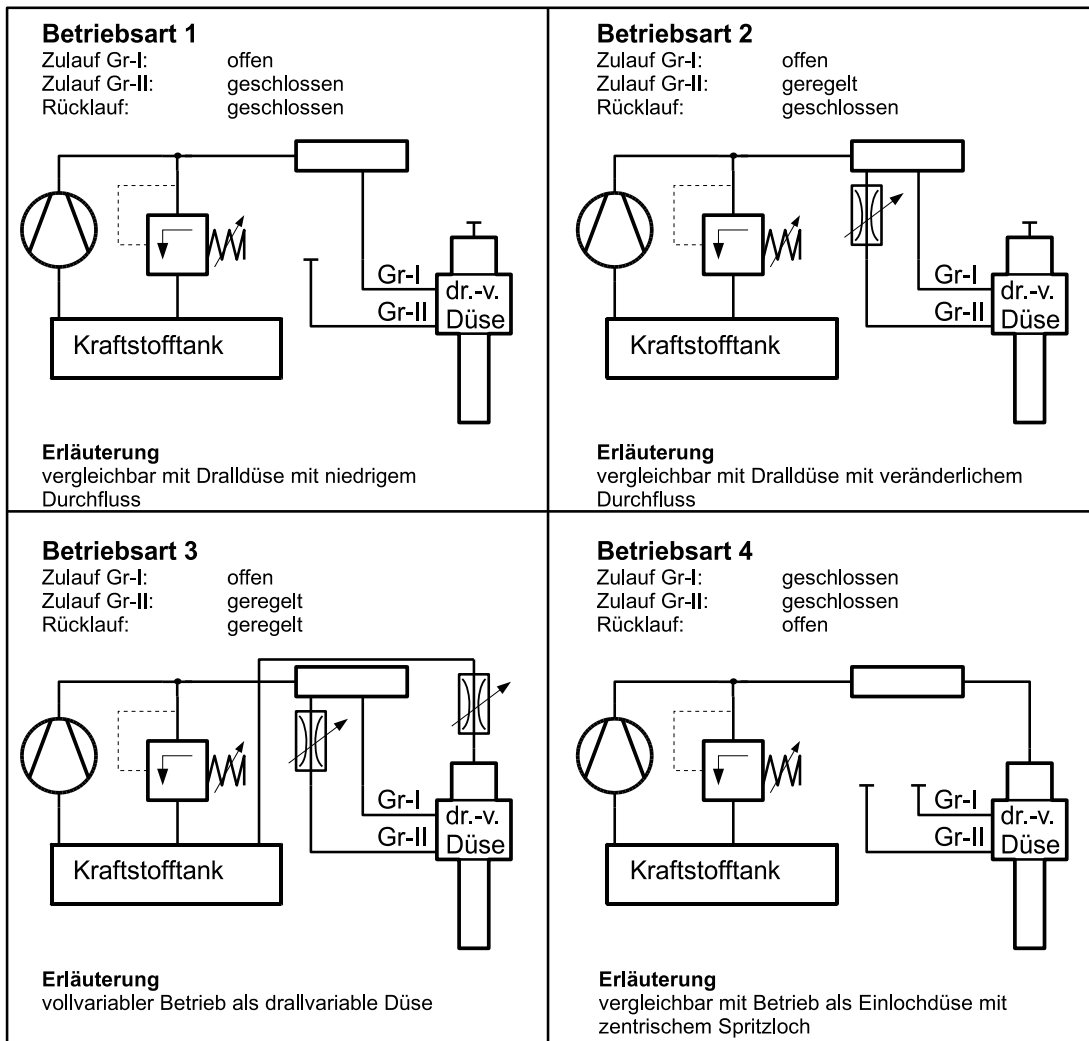


Abbildung 3.46: Übersicht der Betriebsarten der drallvariablen Düse

für das BPI-Verfahren werden die Versuche daher je nach Untersuchungsziel auf bestimmte Betriebsarten beschränkt.

Eine wesentliche Forderung bei der Auslegung der Einspritzdüse mit variablem Drall ergab sich aus der Notwendigkeit, den Strahlkegelwinkel entsprechend des jeweiligen Einspritzereignisses zur Grundgemisch- oder Anreicherungsmischbildung zu formen. Daher konzentrieren sich die ersten Untersuchungen darauf, die Strahlkegelwinkel bei bestimmten Betriebsarten zu untersuchen.

Die Untersuchungen zum Verhalten des Strahlkegelwinkels verwenden die Betriebsart 3 und 4. Bei der Betriebsart 3 wird zunächst kein Durchfluss durch die Kanalgruppe II (Gr-II) zugelassen. Daraus resultieren die Betriebszustände

Über Rücklauf: Die Düse wird in der Betriebsart 4 betrieben. In dieser Betriebsart ergibt sich der kleinste Strahlkegelwinkel. Die Untersuchung dient vor allem dazu, die Grenzen der Beeinflussung des Strahlkegelwinkels zu bestimmen.

Variabler Rücklauf: Die Düse befindet sich in der Betriebsart 3, wobei der Zufluss Gr-II ohne Durchfluss betrieben wird. Der Rücklauf wird beginnend bei $0\text{ l}/\text{min}$ in Stufen bis auf einen Maximalwert gesteigert. Der Maximalwert ist durch die Kraftstoffversorgung begrenzt, die ab einem bestimmten Kraftstoffdurchfluss über den Rücklauf keinen konstanten Versorgungsdruck mehr bereitstellen kann.

Zur Erfassung des Gegendruckeinflusses bei der Einspritzung finden die Untersuchungen bei unterschiedlichen Kammerdrücken statt. Der Kammerdruck leitet sich aus dem Zylinderdruck ab, der zum Zeitpunkt der Einspritzung herrscht. Aus der geometrischen Auslegung des Motors und dem Betriebsbereich wurden als Kammerdrücke der Umgebungsdruck und ein Relativdruck zur Umgebung von 10 bar festgelegt.

Mit den beiden Kammerdrücken wird sowohl die Einspritzung zur Grundgemischbildung, d.h. während des Ladungswechsels mit geringem Druck im Brennraum, als auch die Einspritzung zur Gemischanreicherung in der Kammerkerze erfasst. Die Anreicherungseinspritzung findet gegen Ende der Verdichtung statt, jedoch in genügendem Abstand zum Zündzeitpunkt, wodurch der Druck im Brennraum moderat bleibt.

Die Untersuchungsergebnisse sind in Abbildung 3.47 aufgetragen. Wie daraus hervorgeht, konnte mit der überarbeiteten Düse der zweiten Generation die geforderte Beeinflussung des Strahlkegelwinkel zwischen 20° und 60° erfüllt und sogar übertroffen wird.

Die Auswertung von Abbildung 3.47 lässt jedoch weitere Rückschlüsse zu. Im Vergleich zur ersten Generation der drallvariablen Düse verringert sich der minimale Kegelwinkel etwas. Bei der ersten Generation lag der kleinste Kegelwinkel, der für die genaue Platzierung der Anreicherungsmenge von Bedeutung ist, bei etwa 20° . Demgegenüber bietet die zweite Generation einen kleinsten Kegelwinkel von unter 20° . Im Hinblick auf die definierte Platzierung der Anreicherungsmenge ergibt sich daraus ein gewisser Vorteil.

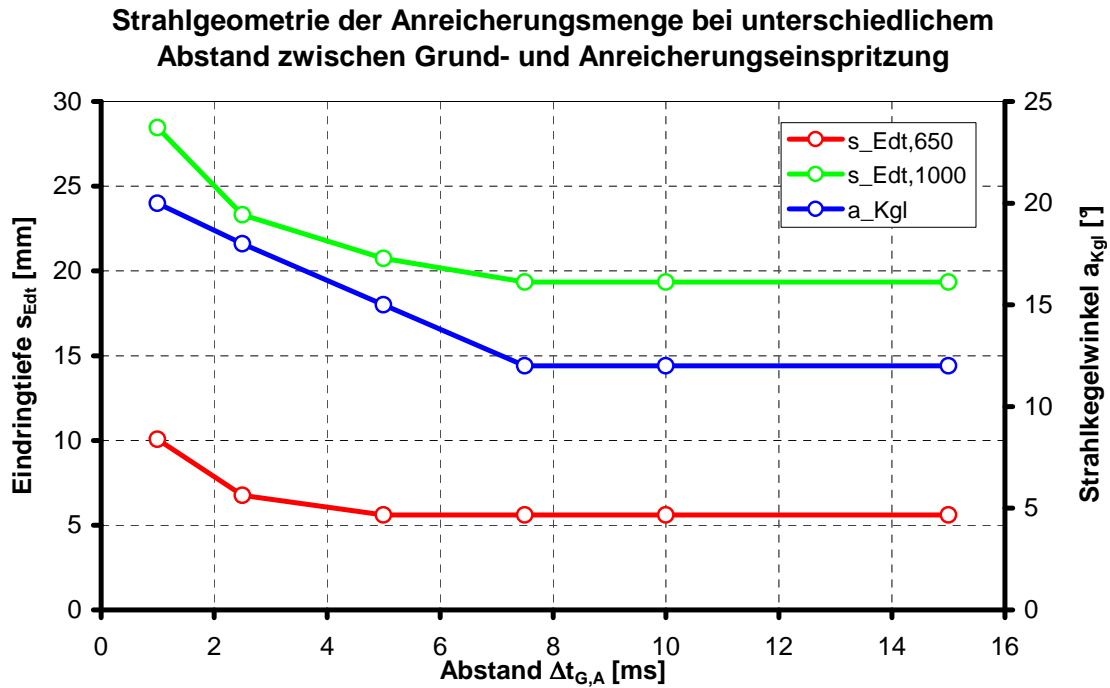


Abbildung 3.47: Einfluss des Rücklaufstroms auf die Strahlgeometrie

Um weitere Möglichkeiten zur Bündelung des Einspritzstrahls zu untersuchen, wird die Länge des Einspritzlochs vergrößert, so dass sich das Lochquerschnittsverhältnis λ_L von Lochlänge s_L zu Lochdurchmesser d_L erhöht. Mit zunehmendem Querschnittsverhältnis verringert sich bekanntermaßen der Strahlkegelwinkel. Obwohl die Verringerung des Strahlkegelwinkels bei der Anreicherungseinspritzung wünschenswert ist, können sich daraus nachteilige Auswirkungen auf die Strahlgeometrie bei der Grundgemischbildung ergeben.

Wie aus Abbildung 3.47 zu erkennen ist, ermöglicht die Verlängerung des Düsenlochs s_L von 1,1 mm ($\lambda_L = 2,9$) auf 2,1 mm ($\lambda_L = 5,5$) eine weitere Verringerung des kleinsten Kegelwinkels. Der Verlauf des Kegelwinkels über dem Rücklaufvolumenstrom belegt gleichzeitig, dass sich trotz des hohen Querschnittsverhältnisses λ_L durch Anpassung des Rücklaufvolumenstroms fast wieder der geforderte Kegelwinkel α_{Kgl} von 60° einstellt.

Die Auswirkungen der Änderung des Kammerdrucks auf die Strahlgeometrie sind aus dem veränderten Zusammenhang zwischen Kegelwinkel α_{Kgl} und Rücklaufvolumenstrom Q_{Rl} zu erkennen. Während sich bei geringer Rücklaufmenge der Kegelwinkel durch die verstärkte Strahlinteraktion vergrößert, nimmt der Ke-

gelwinkel beim durch den Rücklauf ausgebildeten Drallbetrieb ab. Die Verringerung des Kegelwinkels bei Drallbetrieb ist darauf zurückzuführen, dass sich die Tangentialkomponente der Tropfengeschwindigkeit der aus dem Düsenloch austretenden Tropfen stärker verringert als die Axialkomponente. Die Ursache dafür liegt in der etwas höheren Tropfenanzahl in axialer Richtung. Daraus ergibt sich eine stärkere Interaktion der nachfolgenden mit den vorausfliegenden Tropfen in axialer Richtung und führt zur Verringerung des Kegelwinkels. Um dem entgegenzuwirken, bietet sich an, die Düsenauslegung so zu wählen, dass die Korrektur des Kegelwinkels über einen etwas erhöhten Rücklaufvolumenstrom erfolgen kann.

Nach dem die drallvariable Düse erfolgreich im Hinblick auf vergleichbare Eigenschaften bei der Beeinflussung des Strahlkegelwinkels überprüft werden konnte, widmen sich die weiteren Untersuchungen den dynamischen Eigenschaften der Düse. Die Untersuchung des BPI-Konzeptes im Motorkennfeld verlangt, dass die drallvariable Düse bei jedem Einspritzereignis reproduzierbare Zerstäubungsvorgänge erlaubt. Im Mittelpunkt der Untersuchungen steht dabei, ob die geforderte Änderung der Strahlgeometrie innerhalb der bei unterschiedlichen Drehzahlen zur Verfügung stehenden Zeit gelingt.

Um die Anforderung zu verdeutlichen, soll die Gemischbildung aus der Sicht des Einspritzsystems erläutert werden. Abbildung 3.48 enthält eine vereinfachte Darstellung der Einspritzstrategie des BPI-Verfahrens. Neben dem Zylinderdruckverlauf eines Arbeitsspiels des 4-Takt-Verfahrens sind die beiden Einspritzereignisse für die Grundgemisch- und Anreicherungs-menge mit den gewünschten Strahlgeometrien enthalten.

Die unterschiedliche Strahlgeometrie der Grundgemisch- und Anreicherungs-menge entsprechend Abbildung 3.48 werden, wie dargelegt, durch Änderung des Rücklaufvolumenstroms erreicht. Während bei der Grundgemischbildung der erforderliche Rücklaufvolumenstrom eingestellt wird, muss bei der Anreicherungs-menge der Drall in der Drallkammer abgebaut sein. Der Drallabbau wird von den Trägheits- und Reibungskräften des rotierenden Kraftstoffs bestimmt und hängt von der Zeit ab. Der Abstand $\Delta\alpha_{G,A}$ der beiden Einspritzereignisse ist auf Grund des Kurbelgesetzes und der Motorsteuerung vom Kurbelwinkel abhängig. Damit ändert sich mit der Motordrehzahl auch die Zeit, die zwischen beiden Einspritzereignissen vergeht. Die Gleichung 3.1 vermittelt den Zusammenhang.

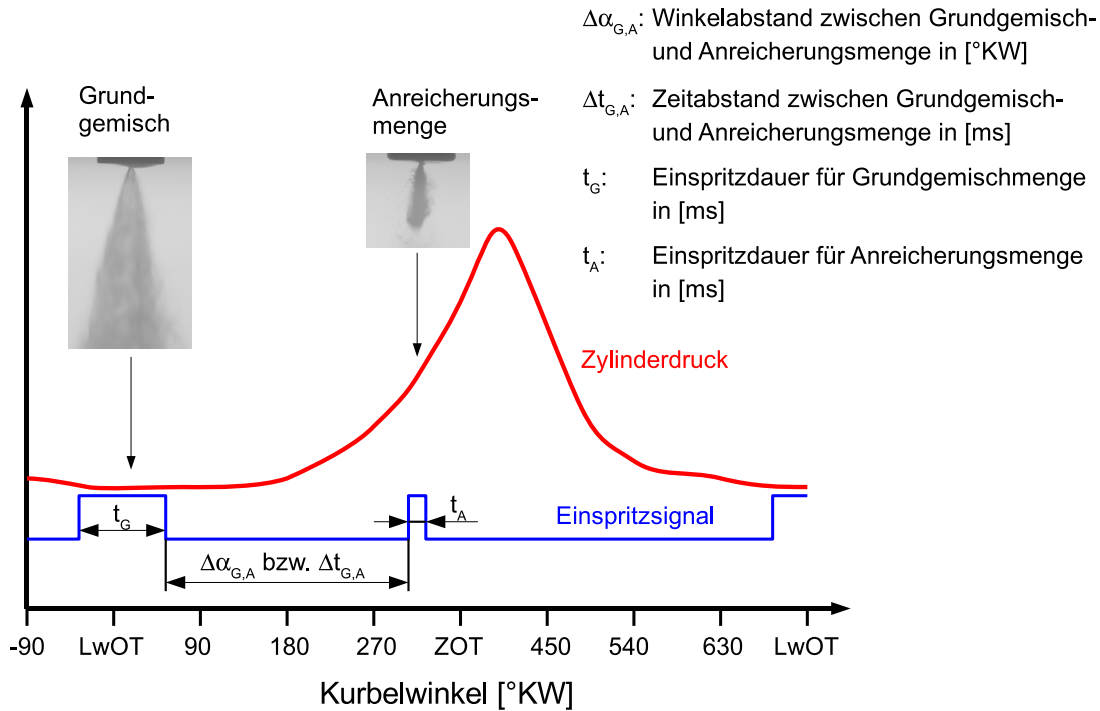


Abbildung 3.48: Einspritzstrategie des BPI-Verfahrens und zugehörige Strahlgeometrien

$$\Delta t_{G,A} = \frac{\Delta\alpha_{G,A}}{2\pi \cdot n_{Mot}} \quad (3.1)$$

mit

n_{Mot} : Motordrehzahl

Für das BPI-Verfahren findet die Einspritzung für die Grundgemischmenge etwa zum Zeitpunkt des Ladungswechsels statt. Die Anreicherungsmenge wird etwa 70° vor dem Zünd-OT eingebracht. Unter diesen Voraussetzungen ergibt sich der Abstand $\Delta\alpha_{G,A}$ zu etwa 200° . Zusammen mit dem üblichen Drehzahlbereich von Ottomotoren zwischen 1000 1/min und 6000 1/min errechnet sich der zeitliche Abstand $\Delta t_{G,A}$ zwischen $33 \text{ ms} \leq \Delta t_{G,A} \leq 5 \text{ ms}$.

Um den Einfluss des Zeitabstandes zwischen der Einspritzung der Grundgemisch- und Anreicherungsmenge auf die Strahlgeometrie zu untersuchen, wurde der Abstand zwischen beiden Einspritzungen im Bereich von 1 ms bis 15 ms variiert. Bei den Versuchen bleiben die Einspritzdauer für die Grundgemischmenge mit 2 ms und die Anreicherungsmenge mit 0,65 ms konstant. Der Gegendruck in der Druck-

kammer liegt auf Umgebungsdruckniveau und das Querschnittsverhältnis λ_L liegt bei 5,5. Die Rücklaufmenge beträgt konstant $0,3 \text{ l/min}$. Der Rücklauf wird 1 ms vor dem Beginn der Grundgemischeinspritzung angesteuert und schließt zusammen mit dem Ende der Grundgemischeinspritzung. Das linke obere Diagramm in Abbildung 3.49 enthält die schematische Darstellung der konstanten Versuchsbedingungen. Die Ergebnisse sind ebenfalls in Abbildung 3.49 dargestellt.

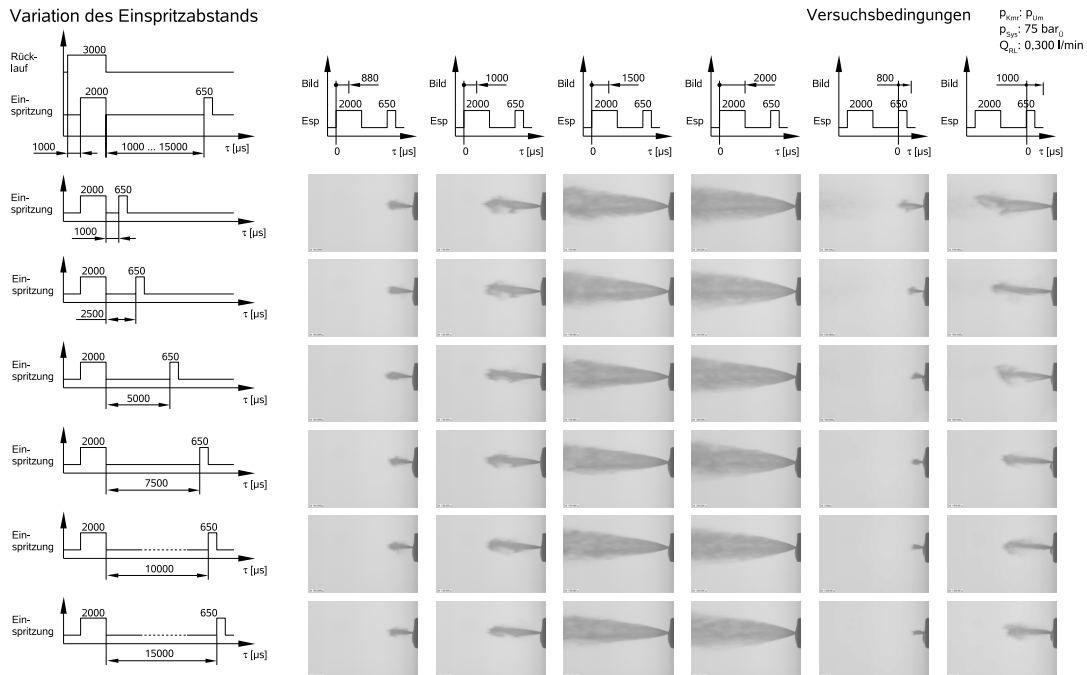


Abbildung 3.49: Einfluss des Abstands zwischen Grundgemisch- und Anreicherungseinspritzung auf die Strahlgeometrie

Die Strahlbilder in Abbildung 3.49 zeigen, dass bei einem geringen Abstand zwischen Grundgemisch- und Anreicherungseinspritzung ein deutlicher Einfluss besteht. Bei einem Abstand von nur 1 ms ist bei der Anreicherungseinspritzung deutlich ein ausgebildeter Strahlkegel zu erkennen. Darüberhinaus dringt der Strahl signifikant tiefer in die Druckkammer ein als bei den übrigen Versuchen.

Dieses Verhalten bleibt, wenn auch in weniger deutlicher Ausprägung, beim Abstand von 2,5 ms und 5 ms erhalten. Erst bei einem Abstand $\Delta t_{G,A}$ von 7,5 ms beeinflusst die Einspritzung der Grundmenge die Strahlgeometrie der Anreicherungsmenge nicht mehr. Die aus dem Schattenrissbildern abgeleiteten Größen für die Eindringtiefe und den Strahlkegelwinkel sind in Abbildung 3.50 zusammengefasst.

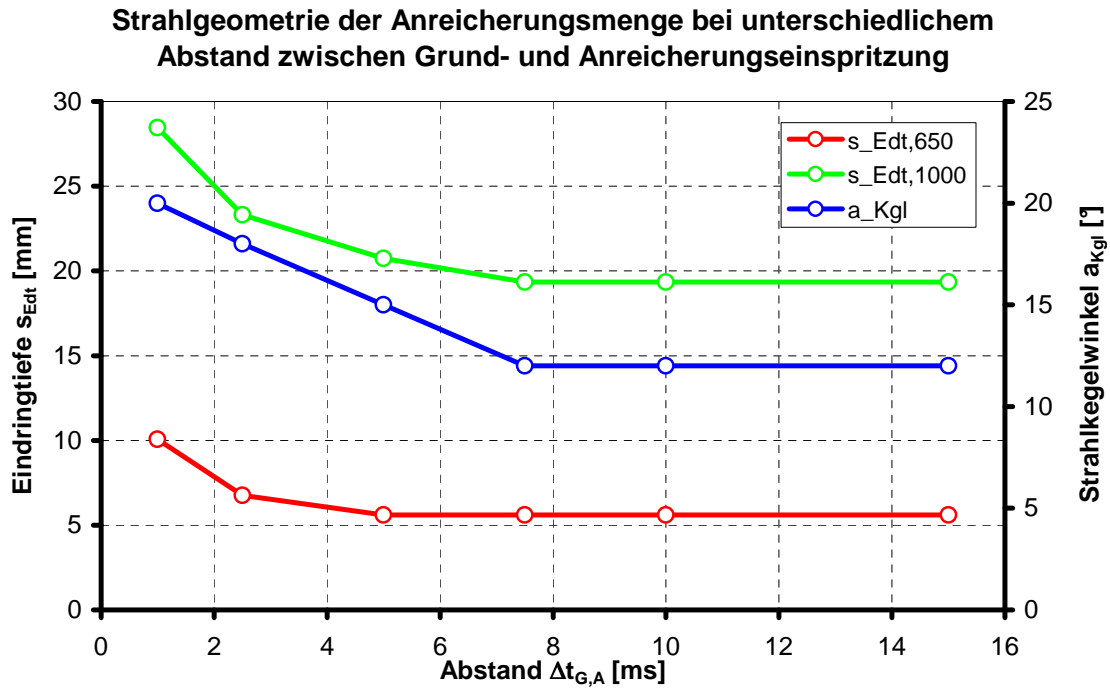


Abbildung 3.50: Strahlgeometrie bei unterschiedlichem Zeitabstand zwischen Grundgemisch- und Anreicherungseinspritzung

Abbildung 3.50 zeigt auf der linken Ordinate die Eindringtiefe, auf der rechten Seite den Strahlkegelwinkel bei der Anreicherungseinspritzung. Wie die Schattenrissbilder der Zerstäubung bereits erkennen lassen, ergibt sich bei einem geringen Zeitabstand eine deutliche Beeinflussung der Strahlgeometrie. Dabei nehmen sowohl die Eindringtiefe als auch der Kegelwinkel zu. Die Ursache für die Beeinflussung liegen zum einem in dem noch nicht abgebauten Kraftstoffdrall in der Drallkammer, zum anderen in der durch das Abschalten des Rücklaufvolumenstroms bedingten dynamischen Drucküberhöhung in der Drallkammer.

Wie das Diagramm erkennen lässt, ist bei einem Abstand von 7,5 ms der Drall vollständig abgebaut und der Strahlkegelwinkel der Anreicherungsmenge unterscheidet sich nicht mehr von den Ergebnissen der vorangegangenen Untersuchungen.

In ähnlicher Weise wie der Strahlkegelwinkel verhält sich die Eindringtiefe. Bei der Eindringtiefe wurden zwei unterschiedliche Zeitpunkte nach dem elektrischen Ansteuersignal für den Öffnungsvorgang der Düsenadel gewählt. Der Zeitpunkt $650 \mu\text{s}$ bestimmt den Moment, zu dem der Einspritzvorgang gerade begonnen hat und lässt einen Schluss auf den Anfangsimpuls des Strahls zu. Nach $1000 \mu\text{s}$ ab

Ansteuerbeginn hat sich der Einspritzstrahl voll ausgebildet. Zu diesem Zeitpunkt kann der Strahlimpuls des ausgebildeten Einspritzstrahls beurteilt werden.

Abbildung 3.50 zeigt, dass bei einem Abstand von 1 ms zwischen Grundgemisch- und Anreicherungsmenge der Drall $650 \mu\text{s}$ erst gering abgebaut ist. Die durch das Schließen des Rücklaufs bewirkte Druckerhöhung führt zugleich zu einer erheblichen Zunahme des Strahlimpulses, wodurch der Kraftstoff relativ weit eindringt. Mit zunehmendem Abstand zwischen beiden Einspritzungen nimmt der Einfluss der Drucküberhöhung ab, da die Drucküberhöhung als dynamischer Vorgang stark von der vergangenen Zeit abhängt. Der Drallabbau dauert hingegen etwas länger, wie die Ergebnisse für den Kegelwinkel zeigen.

Der Unterschied im Kurvenverlauf zwischen $650 \mu\text{s}$ und $1000 \mu\text{s}$ ergibt sich vor allem aus den Drosselungsverhältnissen im Nadelsitz und dem dynamischen Druckverlauf in der Drallkammer. Daher ist beim Einspritzabstand von 5 ms und einer Zeit von $650 \mu\text{s}$ nach Ansteuerbeginn kaum noch ein Unterschied zu erkennen. Zum Zeitpunkt $1000 \mu\text{s}$ zeigt sich eine etwas höhere Eindringtiefe. Die Ursache ist in der mit dem abnehmenden Druck verbundenen schlechteren Zerstäubung und den daher größeren Tropfen zu suchen. Bedingt durch die zu diesem Zeitpunkt vollständig geöffnete Düsennadel fehlen die Drosselverluste. Die größeren Tropfen haben damit einen höheren Anfangsimpuls und können weiter eindringen. Die Untersuchungen lassen unmittelbare Rückschlüsse auf die Betriebsweise der drallvariablen Düse im BPI-Betrieb zu. Der notwendige zeitliche Abstand zwischen den unterschiedlichen Einspritzereignissen muss unter diesen Umständen größer als 7,5 ms sein, da sonst die Strahlgeometrie und die Eindringtiefe der Anreicherungsmenge nicht mehr unabhängig vom vorangegangenen Einspritzereignis ist. Während bei Drehzahlen bis etwa 4500 1/min der Zeitabstand durch die kurbelwinkelbezogenen Einspritzzeitpunkte eingehalten wird, besteht bei höheren Drehzahlen die Möglichkeit, dass sich die Grundgemischeinspritzung auf den Ablauf der Anreicherungseinspritzung auswirkt. Im Hinblick auf die ausstehenden motorischen Untersuchungen wird aber zunächst auf weitergehende Untersuchungen verzichtet.

Neben dem Zeitabstand zwischen den beiden Einspritzereignissen spielt der herrschende Gegendruck während der Einspritzung eine wesentliche Rolle bei der Ausbildung der Strahlgeometrie. Während die bisherigen Untersuchungen [20] die Strahlgeometrie einzeln betrachten, soll die Untersuchung der kombinierten Einspritzung bei unterschiedlichen Gegendrücken das Verhalten der drallvariablen

Düse im Motorbetrieb charakterisieren. Bei den Versuchen bleiben der Zeitabstand zwischen Grundgemisch- und Anreicherungseinspritzung, der Rücklaufvolumenstrom und die zeitliche Ansteuerung des Rücklaufs sowie der Systemdruck konstant. Bei den Versuchen wird der Gegendruck in der Kammer zwischen Umgebungsdruck und 10 bar variiert. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in Abbildung 3.51 zusammengestellt.

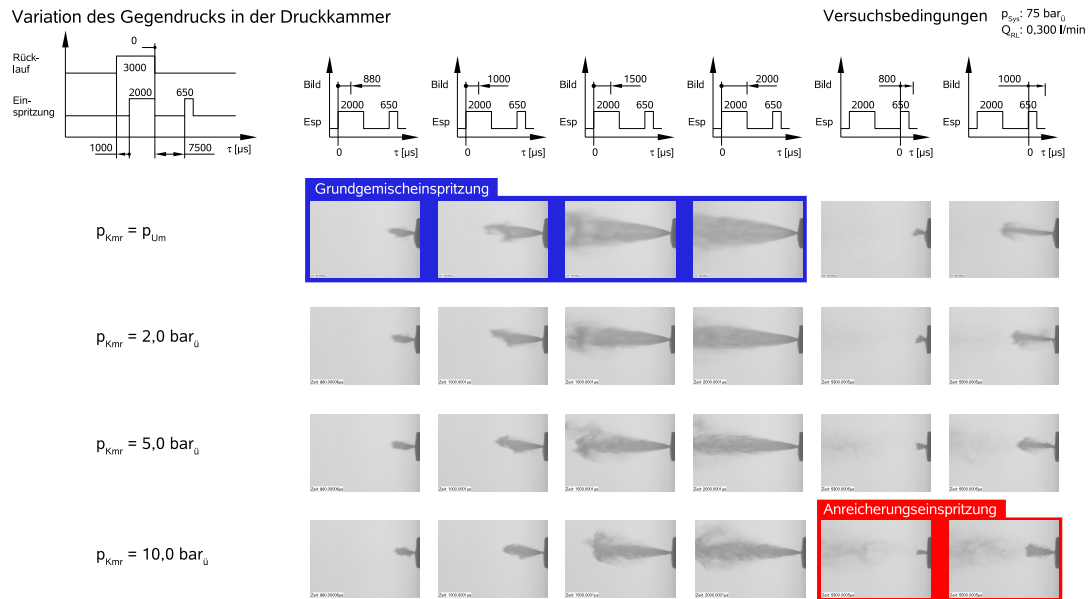


Abbildung 3.51: Einfluss des Gegendrucks auf die Strahlgeometrie bei Grundgemisch- und Anreicherungseinspritzung

Wie aus Abbildung 3.51 hervorgeht, bewirkt der steigende Gegendruck, dass sich der Strahlkegelwinkel der Grundgemischeinspritzung verringert. Bei der Anreicherungseinspritzung ist dagegen festzustellen, dass sich mit steigendem Gegendruck der Strahlkegel vergrößert. Dieses Verhalten konnte auch schon bei der gesonderten Untersuchung der einzelnen Einspritzereignisse ermittelt werden. Im Hinblick auf die motorische Anwendung erlauben die Schattenrissaufnahmen jedoch zusätzliche Erkenntnisse.

Wie die Zerstäubungsbilder zeigen, nimmt mit zunehmendem Gegendruck auch die Interaktion zwischen der Grundgemisch- und Anreicherungseinspritzung zu. Bedingt durch die Verringerung des Strahlkegelwinkels und der Eindringtiefe der Grundgemischeinspritzung verbleibt eine gewisse Kraftstoffmenge in der Nähe der Einspritzdüse. Die nachfolgende Anreicherungseinspritzung tift bei den gewählten Versuchsbedingungen auf Bereiche, in denen sich noch Kraftstofftröpfchen aus der

vorhergehenden Einspritzung befinden. Die daraus resultierende lokale Kraftstoffanreicherung kann unter ungünstigen Strömungsverhältnissen im Brennraum zu erhöhten Schadstoffemissionen führen. Entsprechende Untersuchungen zum Einfluss der Ansaugströmung auf den Motorbetrieb müssen daher dazu dienen, eine optimale Konfiguration zur Gestaltung der Brennraumströmung zu finden.

Die Bewertung der Veränderung der Strahlgeometrie kann ebenfalls anhand der Untersuchungen bei unterschiedlichen Gegendrücken erfolgen. Legt man die zu den jeweiligen Einspritzzeitpunkten gehörenden Brennraumdrücke zu Grunde, so gehört die Strahlgeometrie in der blau umrandeten Zone in Abbildung 3.51 zur Grundgemischeinspritzung. Für diesen Einspritzvorgang gelten die bisherigen Untersuchungsergebnisse uneingeschränkt. Im Gegensatz dazu gehören zur Anreicherungseinspritzung Umgebungsbedingungen, die denen im rot umrandeten Bereich vergleichbar sind. Die Veränderungen der Strahlgeometrie bei der Anreicherungseinspritzung, die mit Hilfe des Kegelwinkels α_{Kgl} und der Eindringtiefe s_{Edt} bewertet werden, sind in Abbildung 3.52 aufgetragen.

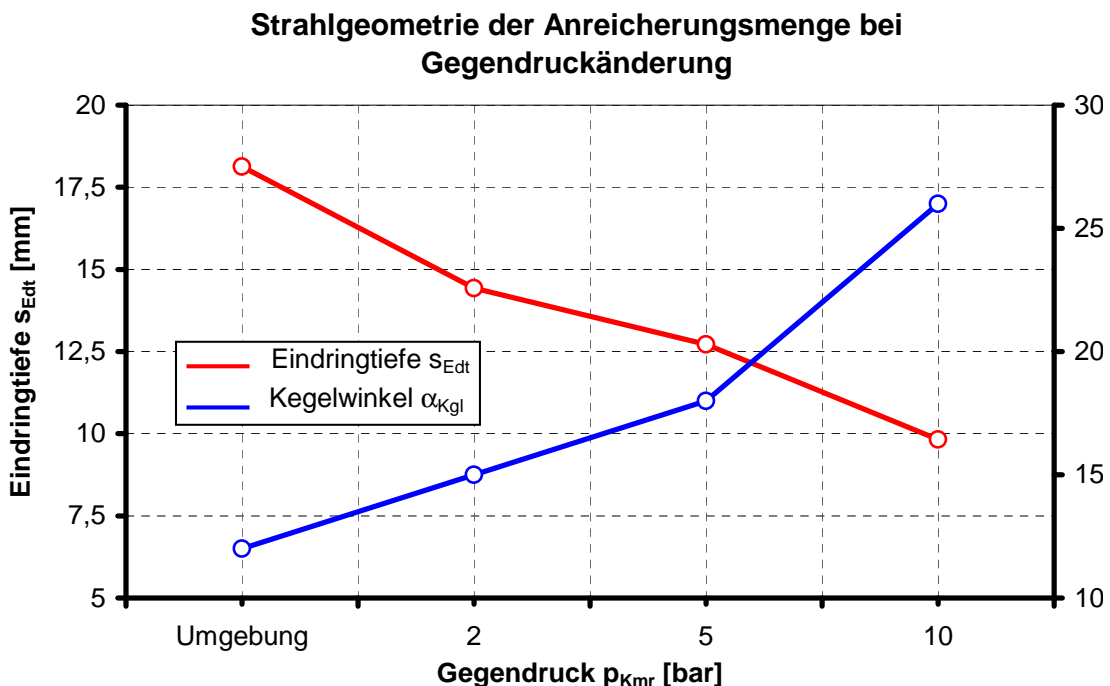


Abbildung 3.52: Veränderung der Strahlgeometrie bei Anreicherungseinspritzung durch Gegendruckerhöhung

Die Eindringtiefe und der Kegelwinkel in Abbildung 3.52 wurde $1000 \mu s$ nach dem Ansteuerbeginn der Anreicherungseinspritzung bestimmt. Die Steigerung

des Gegendrucks von Umgebungsdruck auf 10 bar führt zu einer Halbierung der Eindringtiefe. Gleichzeitig erhöht sich der Kegelwinkel von 12° auf 26° .

Im Hinblick auf die Realisierung der für das BPI-Verfahren erforderlichen Strahlgeometrie hatten die Projektergebnisse in [20] ergeben, dass die Vergrößerung des Kegelwinkels toleriert werden kann. Insbesondere der sich aus den geometrischen Verhältnissen im Motor ergebende Ansteuerbeginn liegt relativ früh. Zu diesem Zeitpunkt liegt ein niedrigerer Brennraumdruck vor und die eingespritzte Anreicherungs menge kann hinreichend genau platziert werden. Ob die Verringerung der Eindringtiefe ebenfalls infolge des früheren Einspritzbeginns die Gemischanreicherung in der Kammerkerze verhindert, musste in den Motorversuchen ermittelt werden. Wie die Ergebnisse der Ionenstrommessung jedoch belegen (vgl. Kap. 3.1.4.3), genügen die durch diese Messungen ermittelten Eigenschaften der drallvariablen Düse den Anforderungen des BPI-Verfahrens.

3.2.3 Zerstäubungseigenschaften der drallvariablen Düse

Die Untersuchung der Zerstäubungseigenschaften stützt sich auf die Bestimmung der Tropfengrößenverteilung im Einspritzstrahl. Für die Bestimmung der Tropfengrößenverteilung stand ein Beugungsspektrometer vom Typ Malvern Spraytec zur Verfügung. Der für die Ermittlung der Beugungsbilder verwendete Laserstrahl hat einen Durchmesser von 10 mm. Dadurch ist gewährleistet, dass ein repräsentativer Bereich des Einspritzstrahls bei der Messung der Tropfengrößenverteilung erfasst wird.

Der Versuchsaufbau zur Bestimmung der Tropfengrößenverteilung ist aus Abbildung 3.53 ersichtlich. Die Einspritzdüse ist in einer in zwei Koordinatenrichtungen verstellbaren Halterung eingespannt. Die Halterung wird zusammen mit dem Gestell auf der optischen Bank des Beugungsspektrometers befestigt. Die verstellbare Halterung mit daran angebrachten Skalen erlaubt die exakte Positionierung der Düse im Laserstrahl des Beugungsspektrometers und damit eine Traversierung über den Einspritzstrahl. Der zerstäubte Kraftstoff wird zusammen mit der Luft über eine geeignete Absauganlage und Reinigung abtransportiert. Das vom Einspritzstrahl erfasste Luftvolumen um die Einspritzdüse wird durch ein Gehäuse (nicht dargestellt) umschlossen, um Beeinträchtigungen der Umgebung zu vermeiden. Die Einspritzung erfolgt in ruhende Luft unter Umgebungsdruck.

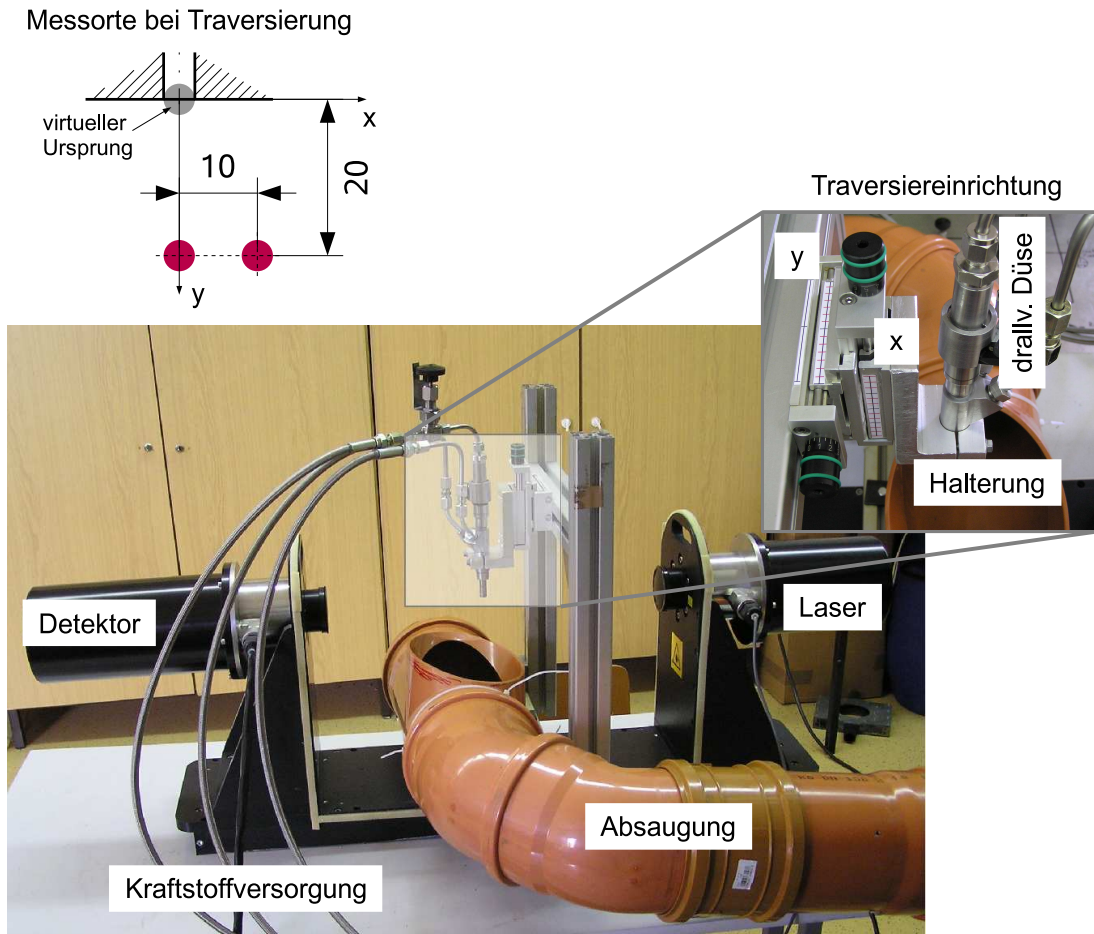


Abbildung 3.53: Messaufbau zur Bestimmung der Tropfengrößenverteilung im Einspritzstrahl der drallvariablen Düse

Wie die bisherigen Untersuchungen zeigen, wird der Strahlaufbau und die Strahlgeometrie vor allem dadurch beeinflusst, dass durch die Rücklaufmenge der Drall in der Drallkammer gesteuert werden kann. Für das BPI-Verfahren sind daher zwei wesentliche Betriebsmodi der drallvariablen Düse von Interesse.

Bei eingeschaltetem Rücklauf, d.h. Grundgemischeinspritzung, wird durch den in der Drallkammer bereits vor der Einspritzung erzeugten Drall eine Strahlgeometrie mit einem großen Kegelwinkel festgelegt. Bei der Anreicherungsinspritzung ist der Rücklauf geschlossen und es stellt sich ein kompakter Strahl ein.

Da die Grundgemischmenge möglichst schnell mit der angesaugten Luft homogenisiert werden soll, sind kleine Tropfendurchmesser vorteilhaft. Bei der Anreicherungsmenge spielt die Tropfengröße keine entscheidende Rolle, da der Kraftstoff

in der Mulde erwärmt und anschließend durch die engen Bohrungen der heißen Kammerkerze gedrückt wird. Auf diesem Weg wird die Verdampfung des Kraftstoff stark begünstigt. Allerdings gilt auch hier, dass die Tropfen nicht zu groß werden dürfen, um die Benetzung der Kolbenoberfläche und die damit verbundene Verkokung zu vermeiden.

Aus den vorstehenden Gründen beschränkt sich die Messung der Tropfengrößenverteilung darauf, zwei Punkte im Einspritzstrahl zu analysieren. Ein Messpunkt liegt 20 mm unterhalb des Düsenaustrittslochs in der Strahlmitte. Ein weiterer Messpunkt ist um 10 mm nach außen gerückt, wobei auf einen spiegelgleichen Messpunkt auf der anderen Seite aus Symmetriegründen (vgl. Strahlbilder in Abbildung 3.50) verzichtet wurde. Die Positionen sind in Abbildung 3.53 verzeichnet.

Bei den Messungen wurde ein konstanter Systemdruck von 75 bar verwendet. Die Untersuchungen fanden bei geschlossener zweiter Kanalgruppe statt. Um den Einfluss des Rücklaufvolumenstroms auf die Tropfengrößenverteilung zu ermitteln, wurde der Volumenstrom von $0\frac{1}{\text{min}}$ auf $0,3\frac{1}{\text{min}}$ und $0,5\frac{1}{\text{min}}$ erhöht. Die Messergebnisse sind in Abbildung 3.54 zusammengefasst.

Die ermittelten Tropfengrößenverteilungen in Abbildung 3.54 zeigen, dass die drallvariable Düse bei eingeschaltetem Rücklauf sehr gute Zerstäubungseigenschaften bietet. Die Verteilungen weisen einen hohen Anteil kleiner Tropfen im Bereich um $5\ \mu\text{m}$ auf. Gleichzeitig endet die Verteilung bei Tropfengrößen um etwa $50\ \mu\text{m}$. Daraus lassen sich gute Voraussetzungen für die Homogenisierung der bei der Grundgemischbildung eingespritzten Kraftstoffmenge ableiten.

Im Betriebsmodus für die Anreicherungs einspritzung ergibt sich eine für einfache Lochdüsen typische Tropfengrößenverteilung. Auf Grund des relativ geringen Einspritzdrucks beginnt die Verteilung bei etwa $100\ \mu\text{m}$. Der größte Anteil der Tropfen weist eine Durchmesser von etwa $200\ \mu\text{m}$ auf. Oberhalb von $200\ \mu\text{m}$ werden jedoch kaum Tropfen detektiert, die Häufigkeit nimmt stark ab und endet bei $300\ \mu\text{m}$. Der in der Häufigkeitsverteilung erkennbare, geringe Anteil kleiner Tropfen kann auf Effekte durch Strahlinteraktion zurückgeführt werden.

Wie die Tropfengrößenverteilung für die Anreicherungs menge zeigt, liegen bei abgeschaltetem Rücklauf deutlich größere Tropfen vor. Sieht man von dem geringen Größenanteil um $5\ \mu\text{m}$ ab, ist die Verteilung jedoch eng begrenzt. Insbesondere fehlen Tropfen mit einem Durchmesser von deutlich über $200\ \mu\text{m}$, die eine signifikante Benetzung der Kolbenoberfläche und damit eine Verkokung befördern

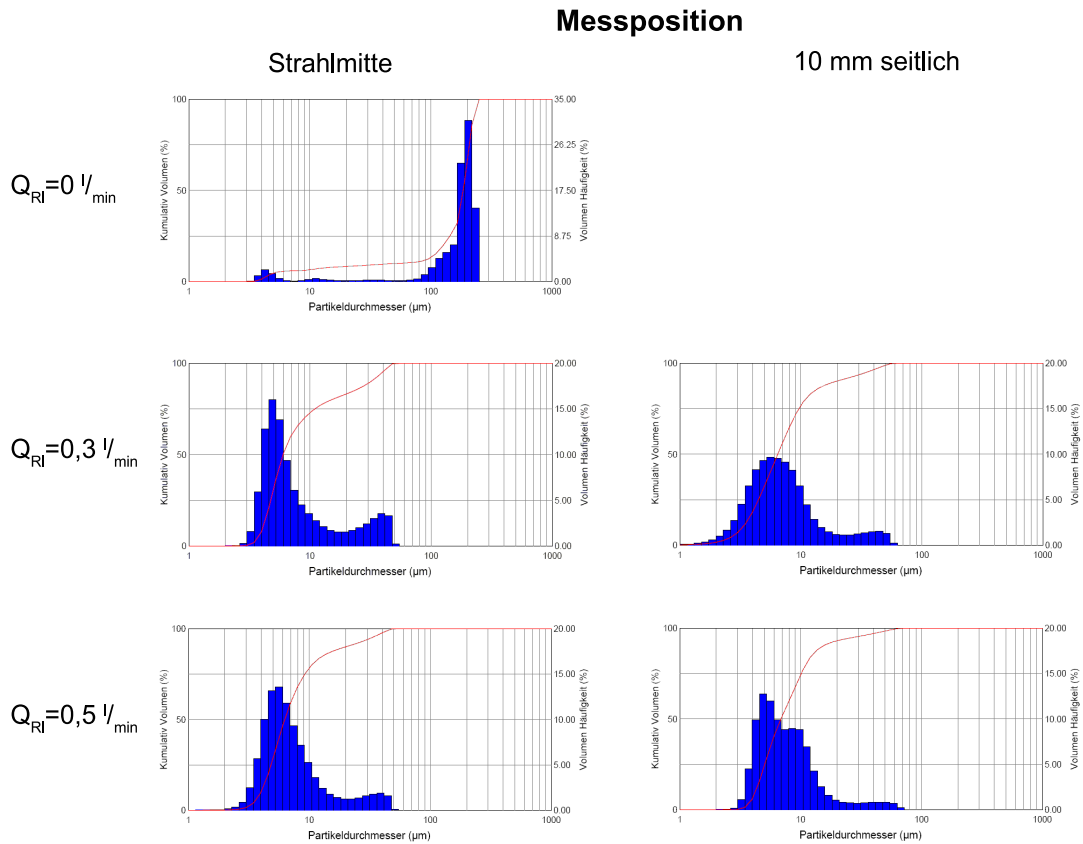


Abbildung 3.54: Tropfengrößenverteilung in Abhängigkeit vom Rücklaufvolumenstrom und Messort

würden. Diese Form der Verteilung bietet daher gute Voraussetzungen, die gewünschte Anreicherung in der Kammerkerze zu erreichen, da

- die Tropfen des Tropfenkollektivs etwa gleiche Flugeigenschaften aufweisen,
- vergleichbare Verdampfungseigenschaften haben und
- die hohe Masse der Tropfen einer starken Ablenkung durch die Zylinderinnenströmung entgegenwirkt.

Bei genauer Auswertung der Tropfengrößenverteilung für die Grundgemischeinspritzung ergeben sich jedoch gewisse Unterschiede zwischen dem den Rücklaufvolumenstrom Q_{RI} von $0,3 \text{ l/min}$ und $0,5 \text{ l/min}$. Die Messposition in Strahlmitte weist gegenüber der seitlichen Position einen etwas höheren Anteil größerer Tropfen mit einem Durchmesser größer $20 \mu\text{m}$ auf. Die Ursache für dieses Ergebnis liegt

wahrscheinlich in der Drosselwirkung des Düsennadelsitzes begründet. Da die Düsennadel durch ein elektromagnetisches System betätigt wird, bewegt sich die Düsennadel gerade in der Öffnungsphase relativ langsam. Damit wird ein Teil des Dralls in der Drallkammer im Sitzspalt abgebaut und führt zu höheren Tropfendurchmessern.

Diese Annahme wird durch den Vergleich der Ergebnisse für die Strahlmitte bei einem Rücklaufvolumenstrom Q_{RI} von $0,3\text{ l/min}$ und $0,5\text{ l/min}$ bestätigt. Durch den deutlich höheren Drall bei $0,5\text{ l/min}$ wird die Drosselung im Sitzspalt teilweise kompensiert und der Anteil größerer Tropfen nimmt ab.

Dieser Zusammenhang gilt für die seitlichen Messpositionen in analoger Weise. Allerdings ist der Anteil großer Tropfen etwas geringer, da diesen Tropfen die erforderliche Radialgeschwindigkeit fehlt, um die seitliche Messposition zu erreichen.

Mit der Messung der Tropfengrößenverteilung bestätigen sich die aus den Strahlbildern abgeleiteten Aussagen zu den Strahleigenschaften. Durch die Wahl des Rücklaufvolumenstroms Q_{RI} lässt sich also nicht nur die Strahlgeometrie in weiten Grenzen beeinflussen, sondern auch die Zerstäubungsgüte. Im Fall des BPI-Verfahrens bewirkt die Veränderung des Rücklaufvolumenstroms, dass sich bei der Anreicherungs menge eine eng begrenzte Tropfengrößenverteilung mit größeren Durchmessern einstellt. Damit wird die beabsichtigte, örtlich begrenzte Platzierung des eingespritzten Kraftstoffs zur Gemischanreicherung in der Kammerkerze unterstützt.

Bei der Grundgemischeinspritzung entsteht eine Tropfengrößenverteilung mit einem hohen Anteil kleiner Tropfendurchmesser. Die kleinen Tropfen begünstigen eine schnelle Verdampfung und damit Homogenisierung mit der angesaugten Frischluft.

3.2.4 Durchflussregelbarer Rücklauf

Die bisherigen Untersuchungen ergaben, dass das Strahlbild und die Kraftstoffzerstäubung bei drallvariablen Düsen entscheidend durch den Rücklauf beeinflusst wird. Diese Eigenschaft drallvariabler Düsen ist geeignet, die Einspritzung auf den jeweiligen Lastpunkt optimal abzustimmen. Beim stationären Betrieb des Motors in einem Lastpunkt kann die Anpassung noch durch manuelle Verstellung

realisiert werden. Der Betrieb des Motors erfordert jedoch, dass die Anpassung durch geeignete Aktuatoren unterstützt wird. Aus diesem Grund war es erforderlich, eine Regelmöglichkeit für den Rücklauf durch Integration eines Aktors zu schaffen.

Da der Rücklauf innerhalb eines Arbeitsspiels zu- und abschaltbar sein muss, um die Strahlbilder für die Grundgemisch- und Anreicherungseinspritzung zu erzeugen, scheiden übliche Drosselventile als Steuerorgan aus. Diese Systeme bieten leider nicht die erforderliche Dynamik. Bei der Suche nach einem geeigneten, hochdynamischen Steuersystem für den Rücklaufvolumenstrom erwies sich ein auf Piezoaktoren aufbauendes, schnellschaltendes Nadelventil der Fa. Pico Dosiersystemtechnik als System, dass die erforderlichen Eigenschaften in sich vereinen konnte.

Der innere Aufbau und die Abmessungen des des Ventils sind in Abbildung 3.55 dargestellt. Auf Grund seiner geringen Abmessungen eignet sich das Piezoventil dazu, unmittelbar an der drallvariablen Düse befestigt zu werden. Damit entsteht ein kompaktes Einspritzventil, dass auch den mit der Gesamtkonstruktion erreichten Prototypstatus unterstreicht.

Piezoventile erreichen auf Grund der physikalischen Eigenschaften des Piezoaktors eine sehr geringe Schaltzeit. Bei dem Typ DS20 beträgt die kleinste Schaltzeit $220\ \mu\text{s}$, wobei zwischen zwei Schaltvorgängen eine Schaltpause von mindestens $350\ \mu\text{s}$ eingehalten werden muss. Damit beträgt die kleinste Zykluszeit $570\ \mu\text{s}$ und erfüllt die Anforderungen an den Rücklauf.

Neben der geringen Schaltzeit kommt eine andere Eigenschaft der Piezoaktoren den Anforderungen der Rücklaufsteuerung entgegen. Der Betätigungsweg der Piezoaktoren hängt direkt von der an den Piezokristallen angelegten Arbeitsspannung ab. Durch eine geeignete Umsetzung einer Steuerspannung aus einer Mikroprozessorsteuerung kann direkt der Durchfluss über den Nadelhub eingestellt werden. Für den Einsatz als Steuersystem für den Rücklaufvolumenstrom muss nur noch der Zusammenhang zwischen Steuerspannung und Volumenstrom ermittelt werden.

In umfangreichen Versuchsreihen erfolgten Tests des Piezoventils hinsichtlich der Dauerhaltbarkeit und der Wiederholgenauigkeit für einen gegebenen Volumenstrom. Die Ermittlung des Volumenstroms in Abhängigkeit von der Steuerspannung beschränkte sich auf den für die drallvariable Düse erforderlichen Bereich

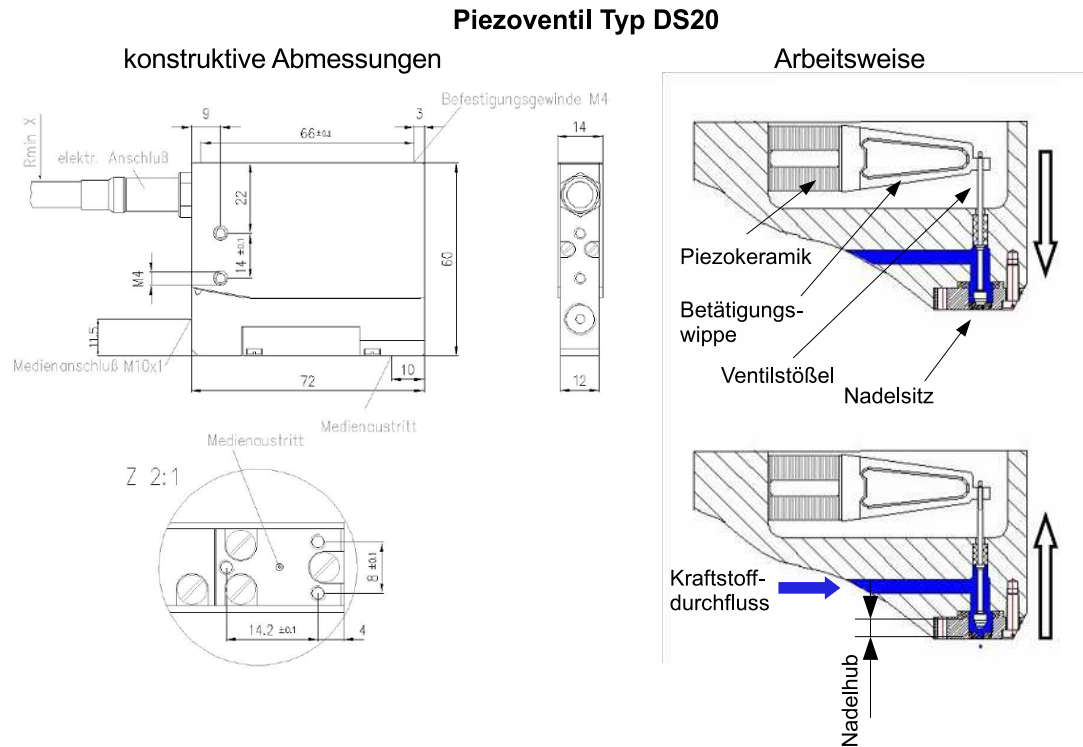


Abbildung 3.55: Abmessungen und Arbeitsweise des Piezoventils für die Steuerung des Rücklaufvolumenstroms

bis $0,5 \text{ l/min}$. Die Messungen ergaben, dass in diesem Bereich ein linearer Zusammenhang zwischen der Steuerspannung und dem Volumenstrom besteht. In Abbildung 3.56 ist dieser Zusammenhang wiedergegeben.

Die Durchflusskurve wurde unter statischen Bedingungen ermittelt. In einem abschließenden Test war zu untersuchen, ob sich die unter statischen Bedingungen erreichten Durchflusswerte auch unter dynamischen Bedingungen einstellen. Die Überprüfung erfolgt mit Hilfe eines schnellen Durchflussmesssystems auf der Basis eines Zahnradvolumenzählers. Die besondere Ausführung des Systems der Fa. VSE Volumentechnik erlaubt die fast verzögerungsfreie Erfassung von Volumenströmen. Für die Messungen kam ein System mit einem sehr kleinen Zahnvolumen von $4 \mu\text{l}$ zum Einsatz.

Bei den Untersuchungen stellte sich heraus, dass sich im dynamischen Fall der über die eingestellte Steuerspannung geforderte Volumenstrom erst nach einem relativ großen Zeitraum einstellte. So vergingen beim Volumenstrom von $0,1 \text{ l/min}$ zwischen dem Anlegen der Steuerspannung bis zum Erreichen des geforderten

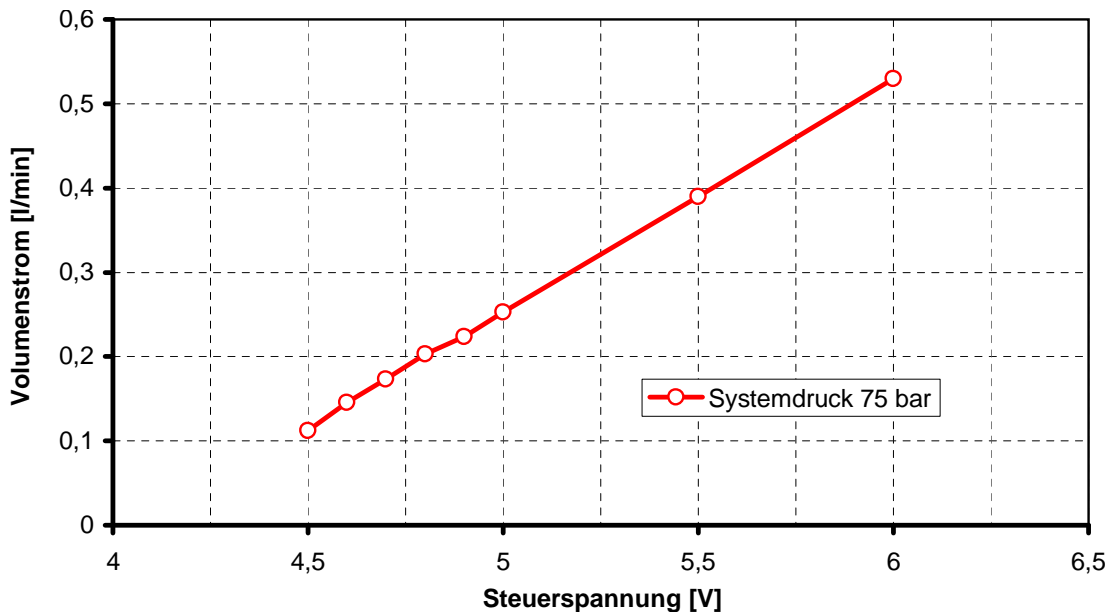


Abbildung 3.56: Durchflusskurve in Abhängigkeit von der Steuerspannung

Volumenstroms 235 ms. Die Ursache für die große Verzögerung liegt in der hohen Kraft, die beim Öffnen des Nadelventils benötigt wird. Über dem Nadelventil liegt der gesamte Systemdruck an. Im Öffnungsmoment ist die erforderliche Kraft sehr hoch. Bedingt durch die bei einer geringen erforderlichen Öffnung niedrige Arbeitsspannung der Piezoaktoren ergeben sich auch geringe Betätigungskräfte. Dadurch verlangsamt sich der Öffnungsvorgang erheblich.

Um die gewünschte Funktion der schnellen Öffnung des Piezoventils bei gleichzeitiger Einhaltung eines geforderten Volumenstroms zu erreichen, wurde die Betätigungsstrategie geändert. Durch Aufbringen der maximalen Arbeitsspannung über nur 2 ms zu Beginn des Öffnungsvorgangs wird die Nadel aus dem Nadelsitz gehoben. Damit verringert sich die anschließend erforderliche Betätigungskraft erheblich, so dass nach der Öffnungsphase auf die für den einzustellenden Volumenstrom zugehörige Steuerspannung umgeschaltet werden kann. Der Ablauf der Ansteuerung ist in Abbildung 3.57 wiedergegeben.

Mit dieser Betätigungsstrategie konnten schließlich die gewünschten Funktionen der schnellen Abschaltung des Rücklaufs und der Steuerung des Volumenstroms im Piezoventil vereint werden. Für den Einsatz des Einspritzsystems mussten alle Anforderungen in ein geeignetes Programm für eine Mikroprozessorsteuerung umgesetzt werden.

3.2.5 Steuerung für den Motorbetrieb

Um den Betrieb des Einspritzsystems im Motorkennfeld zu ermöglichen und in den gewählten Lastpunkten die Betriebsparameter einzustellen, ist die Erstellung einer geeigneten Mikroprozessorsteuerung notwendig. Grundlage für die Erstellung der Steuerungssoftware ist die universelle Mikroprozessorsteuerung ADwin-GOLD einschließlich der dazu gehörenden Programmierumgebung.

Die Anforderungen an die Mikroprozessorsteuerung ergeben sich aus dem Motorbetrieb. Die Steuerung des Einspritzsystems hat die Aufgabe, die in Abbildung 3.48 angegebenen Strahlgeometrien durch die Wahl der dazugehörigen Betriebsarten der drallvariablen Düse einzustellen. Aus den bisherigen Ausführungen zur Steuerung des Rücklaufs und des Rücklaufvolumenstroms ergibt sich das in Abbildung 3.57 dargestellte Steuerdiagramm. Dabei übernimmt die Einspritzsteuerung die erforderlichen Umrechnungen von Zeit und Kurbelwinkel selbstständig.

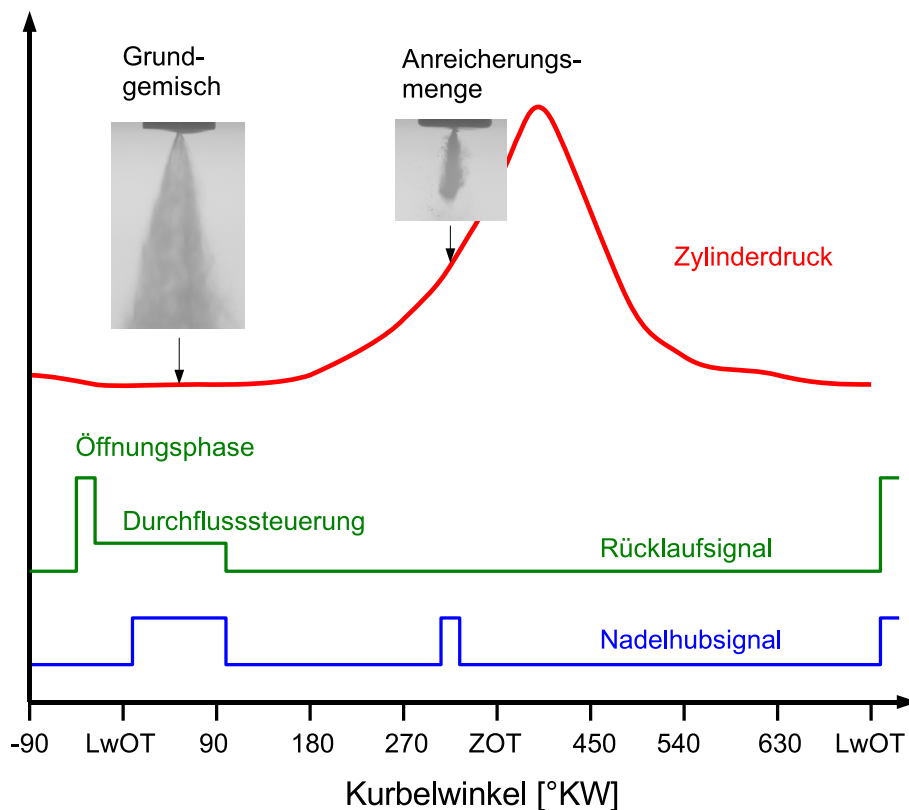


Abbildung 3.57: Schematische Darstellung des Steuerungsablaufs für den Motorbetrieb der drallvariablen Düse

Mit der Umsetzung der Anforderungen des BPI-Betriebs an die Einspritzsteuerung in einer Mikroprozessorsteuerung liegen alle erforderlichen Einspritzkomponenten vor. Sie erlauben, das drallvariable Einspritzsystem im Kennfeld des Motors anzupassen und zu optimieren.

Die im Rahmen des am FiF bearbeiteten Komplexes Einspritzung für das BPI-Verfahren entwickelten Komponenten und Lösungen sind in Abbildung 3.58 dargestellt. Das System ist auf die BPI-Einspritzung abgestimmt, erlaubt aber durch den modularen Aufbau und die Verwendung einer frei programmierbaren Mikroprozessorsteuerung und des regelbaren Rücklaufs auch darüber hinausgehende Anwendungen.

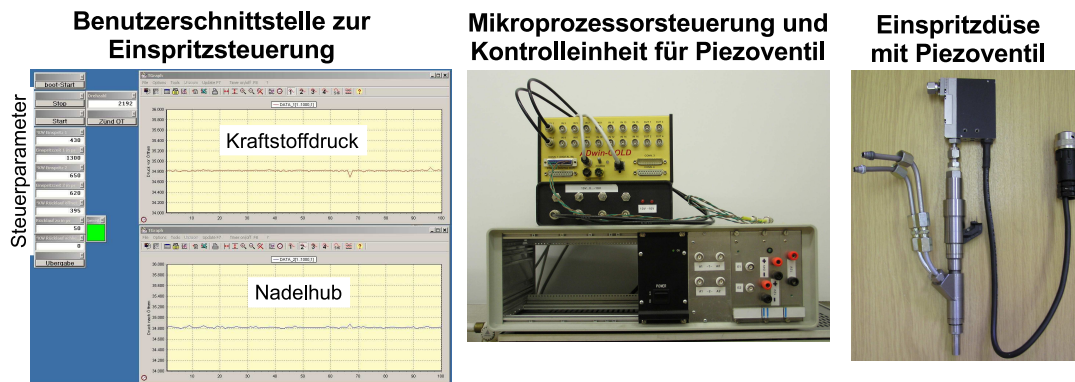


Abbildung 3.58: Gesamtübersicht über das Einspritzsystem für das BPI-Verfahren mit drallvariabler Düse

4 Fazit

Mit der Portierung des BPI-Verfahrens auf einen Motor mit kleinerem Bohrungsdurchmesser ist es gelungen dieses neue Brennverfahren an einem für heutige Motoren repräsentativen Aggregat darzustellen und gleichzeitig die motorischen Eigenschaften deutlich zu verbessern. Durch verschiedene Formen der Ladungsbewegung konnte die Verbrennung positiv beeinflusst werden ohne dabei die Gemischanreicherung durch die zweite Minimaleinspritzung zu beeinträchtigen.

Besonders in Verbindung mit Abgasrückführung besitzt das BPI-Verfahren das Potential in weiten Bereichen des Motorkennfelds einen hohen Wirkungsgrad bei niedrigen NO_x -Emissionen darzustellen. So konnten im Betriebspunkt $p_{mi} = 10$ bar, $n = 2000$ 1/min NO_x -Emissionen von ca. 2 g/kWh erzielt werden.

Mit der Ionenstrommesstechnik konnte die Basis für die Regelung des BPI-Betriebs vorgestellt werden. Der Zusammenhang zwischen Anstieg und Integral des Ionenstromsignals mit dem Luftverhältnis kann dazu genutzt werden, die Kraftstoffkonzentration an der Zündstelle zu bestimmen. Die Einspritzparameter für eine optimale Gemischanreicherung können so genau eingestellt werden. Die mögliche Integration der Ionenstrommesstechnik in die Zündspule stellt dabei die Voraussetzung für die unproblematische Adaption dieser Technik an herkömmliche Pkw-Motoren dar.

Die weiterentwickelte drallvariable Düse bietet die notwendigen Einstellmöglichkeiten, um das Strahlbild an die Anforderungen der Gemischbildung des BPI-Verfahrens anzupassen. In den Untersuchungen konnte der Einfluss verschiedener Stellparameter auf die Verbrennung herausgearbeitet werden. Trotz des Prototypenstadiums der Einspritzdüse konnte damit deren besondere Eignung für das BPI-Verfahren gezeigt werden.

Insgesamt steht mit dem BPI-Verfahren in Verbindung mit der drallvariablen Düse und der Abgasrückführung ein umsetzbares Motorkonzept zur Verfügung,

das im Vergleich zu heutigen Motoren bei verbessertem Wirkungsgrad deutlich geringere NO_x - und HC -Emissionen verspricht.

Literaturverzeichnis

- [1] Frankfurter Rundschau, 3. Dezember 2003.
- [2] **Balles E., VanDyne E., Wahl A., Ratton K. und Lai M.C.:** *In-Cylinder Air/Fuel Ratio Approximation Using Spark Gap Ionization Sensing*, SAE Technical Paper 980166, 1998.
- [3] **Beer G.:** *Vergleichstest - VW Golf 1,6 gegen VW Golf 1,6 FSI*, Mot, Band 12:62–65, 2002.
- [4] **Czerwinski J.:** *Über die Zündung und Verbrennung im 4-Takt-Ottomotor mit unterteiltem Brennraum*, Dissertation, TU Wien, 1985.
- [5] **Dahl H.D.:** *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Flüssigkeitszerstäubung mit Hohlkegeldüse*, Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 3 Nr. 302, 1992.
- [6] **Fraidl G., Kapus P., Piock W. und Wirth M.:** *Fahrzeugklassenspezifische Ottomotorkonzepte*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, Band 60(10):692–698, 1999.
- [7] **Gatowski J. und Heywood J.:** *Effects of Valve-Shrouding and Squish on Combustion in a Spark-Ignition Engine*, SAE Technical Paper 852093, 1985.
- [8] **Grimme M.:** *Regelung eines Gasmotors mittels Ionenstromsonde*, Band 234 von *Reihe 6*, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1989.
- [9] **Indra F.:** *25 Jahre Wiener Motorensymposium: Technical Highlights only?*, in *25. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2004.

- [10] **Kawahara N., Tomita E., Kasahara D., Nakayama T. und Sumida M.:** *Fuel breakup near nozzle exit of high-pressure swirl injector for gasoline direct injection engine*, SAE 2004-01-0542, 2004.
- [11] **Kemmler R., Krämer M., Abthoff J., Kühn M. und Lehmann H.:** *Chancen und Risiken der Hochaufladung am Ottomotor*, 6. Aachener Motorenkolloquium, 1997.
- [12] **Kettner M.:** *Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2006.
- [13] **Kohlmann J., Schmidt M., Slowik G. und Bürgmeister M.:** *Eine Zerstäubungstechnologie zur Minimierung des Einflusses des Düsenverschleißes auf die Tropfengröße*, ILASS-Europe, 2000.
- [14] **Kubach H.:** *Ionenstrom als Sensorsignal der dieselmotorischen Verbrennung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2004.
- [15] **Latsch R.:** *The Swirl-Chamber Spark Plug: A Means of Faster, More Uniform Energy Conversion in the Spark-Ignition Engine*, SAE Technical Paper 840455, 1984.
- [16] **Latsch R.:** *Verfahren und Vorrichtung zur Entflammung sehr magerer Kraftstoff-Luft-Gemische in Ottomotoren*, Deutsches Patentamt, DE19714796A1, 1998.
- [17] **Lefebvre A.H.:** *Atomization and Sprays*, Taylor and Francis, Dissertation, 1989.
- [18] **Leuteritz U.:** *Das Potential der elektrostatisch unterstützten Kraftstoffzerstäubung zur Verbesserung der Einspritzung im Verbrennungsmotor*, Dissertation, Universität Hannover, 2000.
- [19] **Lienig U. und Bach E.:** *Einspritzdüsen mit variablem Drall - ein neues Konzept zur aktiven Beeinflussung der Strahlgeometrie*, in *Direkteinspritzung im Ottomotor VI*, Expert-Verlag, 2005.
- [20] **Lienig U. und Kettner M.:** *Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Entwicklung des BPI-Verfahrens für die Benzin-Direkteinspritzung*

unter Einsatz der elektrostatisch unterstützten Einspritzung, DBU - Deutsche Bundesstiftung Umwelt, Abschlussbericht, AZ 17706, 2004.

- [21] **Muschelknauts E.:** *Die Berechnung von Zyklonabscheidern*, Chemie - Ingenieur - Technik, 1972.
- [22] **N.N.:** *Shell Pkw-Szenarien bis 2030 - Flexibilität bestimmt Motorisierung*, Shell Deutschland Oil, External Affairs Central Europe, 2004.
- [23] **Pischinger S., Geiger J., Neff W., Böwing R., Thiemann J. und Koß H.:** *Einfluss von Zündung und Zylinderinnenströmung auf die ottomotorische Verbrennung bei hoher Ladungsverdünnung*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, Band 5:388–399, 2002.
- [24] **Reinmann R., Saitzkoff A. und Mauss F.:** *Local Air-Fuel Ratio Measurements Using the Spark Plug as an Ionization Sensor*, SAE Technical Paper 970856, 1997.
- [25] **Rieger F., Ludwig T., Schlembach H., Haag G., Brenner U., Huebel M., Stein J. und Sieber U.:** *Brennstoffeinspritzventil*, Patentschrift DE10060435A1, 2002.
- [26] **Röthele S. und Witt W.:** *Laser Diffraction: Millennium Link for Particle Size Analysis*, Powder Handling & Process, Band 11, 1999.
- [27] **Schnittger W., Königstein A., Pritze S., Pöpperl M. und Samstag P.R.M.:** *2.2 Direct Ecotec - Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung von Opel*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, Band 12:1010–1019, 2003.
- [28] **Slowik G. und Kohlmann J.:** *Drallerzeuger für Düsen und Verfahren zum Verändern der Dralldbewegung*, Patent DE0019811736A1, 1998.
- [29] **Soltic P. und Guzzella L.:** *Verbrauchsvergleich verschiedener Verbrennungsmotorkonzepte für Leichtfahrzeuge*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, Band 62, 2001.
- [30] **Tremmel O., Maaß J., Pape J., Rölle T., Behnk K. und Merker G.P.:** *Ein neues variables Einspritzsystem zur Optimierung von Ottomotoren mit Direkteinspritzung*, in *Direkteinspritzung im Ottomotor VI*, Expert-Verlag, 2005.

- [31] **von Treuenfels W.:** *Regelbare Drallzerstäuberdüsen mit Rücklauf*, Dissertation, Universität Berlin-Charlottenburg, 1953.
- [32] **Tschalamoff T.:** *Abgasrückführung im mittelschnell laufenden Gasmotor*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, Band 11:932–938, 2004.
- [33] **Umweltbundesamt:** www.unmweltbundesamt.de.
- [34] **VanDyne E., Burckmyer C., Wahl A. und Funaioli A.:** *Misfire Detection from Ionization Feedback Utilizing the SmartFire Plasma Ignition Technology*, SAE Technical Paper 2000-01-1377, 2000.
- [35] **Weng V., Gindele J., Töpfer G., Spicher U., Latsch R. und Kuhnert D.:** *Investigation of the Bowl-Prechamber-Ignition (BPI) Concept in a Direct Injection Gasoline Engine at Part Load*, SAE Technical Paper 1999-01-3658, 1999.
- [36] **Wilstermann H.:** *Wechselspannungszündung mit integrierter Ionenstrommessung als Sensor für die Verbrennungs- und Motorregelung*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1999.
- [37] **Wirth M., Zimmermann D., Friedfeldt R., Caine J., Schamel A., Storch A., Ries-Müller K., Gansert K.P., Pilgram G. und Ortmann R.:** *Die nächste Generation der Benzin-Direkteinspritzung - gesteigertes Verbrauchspotenzial bei optimierten Systemkosten*, in *12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2003.
- [38] **Witt W. und Röthele S.:** *Laser Diffraction - unlimited?*, in *PARTEC Congress*, 1995.
- [39] **Worret R.:** *Zylinderdruckbasierte Detektion und Simulation der Klopfgrenze mit einem verbesserten thermodynamischen Ansatz*, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2002.