

**Ein Zündstrahlverfahren für methanbasierte Kraftstoffe**

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

**Vorgelegt von**

**Simon Hummel  
aus Kirchheim/Teck**

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende  
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber

Tag der mündlichen  
Prüfung: 27.04.2021

Institut für Fahrzeugtechnik  
der Universität Stuttgart

2021



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende. Ihm danke ich für die Betreuung und die Möglichkeit eine experimentelle Arbeit in diesem Rahmen durchzuführen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber danke ich für die Übernahme des Koreferats.

Herrn Dipl.-Ing. Hans-Jürgen Berner danke ich für seine hervorragende inhaltliche Unterstützung, die Freiheit und den unkomplizierten Austausch während meiner Zeit am IFS. Bedanken möchte ich mich bei meinen Institutskollegen für die praktische Mithilfe am Prüfstand, die Ideen und Diskussionen sowie den Humor, der den Alltag besonders bei Rückschlägen oft erheitert hat. Ebenfalls geht ein Dank an alle Studenten, die durch Abschlussarbeiten zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Meinen Hiwis danke ich für die vielfältige Unterstützung beim Aufbau und der Durchführung von Messungen.

Bei Herrn Dr.-Ing. Frank Altenschmidt und der Mercedes-Benz AG bedanke ich mich für die Bereitstellung des Versuchsaggregats. Der FVV gilt mein Dank für die Finanzierung des Projekts "PKW-CNG-Zündstrahlverfahren", in dessen Rahmen die Ergebnisse der hier vorgelegten Dissertation entstanden und ebenfalls im zugehörigen Abschlussbericht dokumentiert sind [77]. Ebenso gilt dem Obmann Herrn Dr.-Ing. Martin Schenk von der BMW AG mein Dank für die Begleitung des Projekts. Ein weiterer Dank geht an die Neste Oyj für die Bereitstellung von Versuchskraftstoff.

Ein herzlicher Dank gilt meiner ganzen Familie. Im Besonderen danke ich meiner Frau Damaris für die unermüdliche Unterstützung und Ermutigung während der Erstellung der Arbeit. Alles mündet letztlich im Dank an meinen Herrn Jesus Christus, dem ich alles zu verdanken habe, auch über dieses Leben hinaus.



# Inhaltsverzeichnis

Vorwort .....	III
Inhaltsverzeichnis .....	V
Abbildungsverzeichnis .....	VII
Tabellenverzeichnis .....	XI
Abkürzungsverzeichnis .....	XIII
Symbolverzeichnis .....	XVII
Abstract .....	XIX
Kurzfassung .....	XXIII
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen .....</b>	<b>3</b>
2.1 Gemischbildung .....	3
2.1.1 Einspritzung flüssiger Kraftstoffe .....	4
2.1.2 Einblasung gasförmiger Kraftstoffe .....	9
2.2 Motorische Verbrennung .....	11
2.2.1 Arten der motorischen Verbrennung .....	13
2.2.2 Zündung und Entflammung .....	19
2.2.3 Anormale Verbrennung .....	22
2.2.4 Emissionen .....	27
<b>3 Stand der Technik .....</b>	<b>31</b>
3.1 Methanbasierte Kraftstoffe .....	31
3.2 Brennverfahrenskonzepte .....	34
<b>4 Versuchsaufbau, Messtechnik und Vorgehen .....</b>	<b>49</b>
4.1 Injektoren und Kraftstoffe .....	50
4.2 Injektorspezifische Untersuchungen .....	59
4.2.1 Optische Sprayanalyse .....	59
4.2.2 Nadelhubmessungen .....	67
4.2.3 Einspritzmengenmessung .....	69

---

4.3	Motoruntersuchungen .....	73
4.3.1	Prüfstands Aufbau, Versuchsaggregat und Messtechnik ....	73
4.3.2	Versuchsrandbedingungen .....	86
<b>5</b>	<b>Ergebnisdiskussion.....</b>	<b>89</b>
5.1	Injektorspezifische Untersuchungen .....	89
5.1.1	Optische Sprayanalyse.....	89
5.1.2	Nadelkinematik und Ansteuerstrategie .....	95
5.1.3	Einspritzmenge .....	100
5.2	Motoruntersuchungen .....	102
5.2.1	Grundsatzuntersuchung.....	102
5.2.2	Einfluss der Piloteinspritzung .....	105
5.2.3	Einfluss von Drehzahl und Last .....	113
5.2.4	Einfluss des globalen Luftverhältnisses .....	116
5.2.5	Einfluss des Einspritzdrucks.....	117
5.2.6	Bewertung verschiedener Zündöle.....	120
5.2.7	Motorklopfen .....	128
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>147</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>151</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>177</b>
A.1	Brennraumform .....	177
A.2	Netzgasanalysen .....	178

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Düsenbauformen, schematisch nach [17].....	5
2.2	Schematische Darstellung des Sprayzerfalls aus [138].....	6
2.3	Gegenüberstellung: Laminare und turbulente Flammenausbreitung, schematisch nach [176] .....	14
2.4	Zeitl. Temperaturverlauf einer zweistufigen Selbstzündung; reaktionskinetische Simulation, qualitativ nach [176] .....	16
2.5	Abhängigkeit der Zündverzugszeit von $p$ , $T$ , $\lambda$ und AGR-Rate (nach [37]) .....	17
2.6	Räumliche Ausprägungsformen der Entflammungszone (bezugnehmend auf [73], [182], [111]) .....	21
2.7	Klopfender und nicht-klopfender Druckverlauf aus Einzelzyklen innerhalb eines Betriebspunkts.....	24
3.1	Power-to-Gas (schematisch nach [16]).....	33
3.2	Brennverfahrenskonzepte von Gasmotoren .....	35
4.1	Funktionsschema: Nach außen öffnender Piezoinjektor im Schnitt, abgeleitet aus [1], [173].....	53
4.2	Schematische Integration der Konzepte in die Motorstruktur .....	55
4.3	Spraykammer mit Peripherie und Messtechnik .....	60
4.4	Bildverarbeitung für makroskopische Sprayanalyse .....	61
4.5	Verlauf der axialen Flüssigphasenpenetration für mehrere Einspritzungen von n-Heptan; $p_R = 200$ bar, $p_K = 1$ bar .....	62
4.6	Tropfendurchmesser über der Zeit. Einspritzung von n-Heptan bei $p_R = 200$ bar, $p_K = 1$ bar .....	64
4.7	Wahl des PDA-Messvolumens relativ zur max. Eindringtiefe.....	66
4.8	Messaufbau zur Nadelhubmessung, Schnitt .....	68
4.9	Messaufbau zur Einspritzmengenmessung, Schnitt.....	71
4.10	Schematischer Aufbau des Motorenprüfstandes .....	74
4.11	Exemplarischer Heizverlauf in differentieller und integraler Form mit charakteristischen Umsatzpunkten .....	83
4.12	Kombiniertes Klopfkriterium, schematisch nach [134], [46] .....	84
4.13	Ablaufplan der Messdatenauswertung .....	85

5.1	Eindringtiefe und SMD über Piezoladung .....	90
5.2	Eindringtiefe und SMD über Raildruck bei $p_K = 3$ bar .....	91
5.3	Eindringtiefe und SMD über Raildruck bei $p_K = 6$ bar .....	93
5.4	Eindringtiefe und SMD über Raildruck bei $p_K = 10$ bar.....	93
5.5	Eindringtiefe und SMD über Ansteuerdauer.....	94
5.6	Nadelhubmessung: Temperaturvariation an Injektorschafte und Injektorspitze.....	96
5.7	Nadelhubmessung: Variation der Ansteuerdauer .....	97
5.8	Nadelhubmessung: Variation des Raildrucks .....	98
5.9	Nadelhubmessung: Reproduzierbarkeit von 25 Einzelhüben .....	99
5.10	3D-Auszug aus 5-dimensionalem Einspritzmengenmodell .....	101
5.11	Erstvermessung bei Saugvolllast; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 \approx 1000 \text{ mbar}$ , MFB50 = 8°KW .....	103
5.12	Indizierkennwerte der SOI-Variation bei konstantgehaltenem Flüssiganteil; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1500 \text{ mbar}$ .....	105
5.13	Emissionswerte der SOI-Variation bei konstantgehaltenem Flüssiganteil; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1500 \text{ mbar}$ .....	107
5.14	Partikelspektren bei SOI-Variation; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ .....	108
5.15	Indizierkennwerte der Variation des energetischen Flüssiganteils $X_{liq}$ ; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1000 \text{ mbar}$ .....	109
5.16	Emissionswerte der Variation des energetischen Flüssiganteils $X_{liq}$ ; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1000 \text{ mbar}$ .....	111
5.17	Vereinfachte Einspritzsimulation aus [149] .....	112
5.18	Drehzahlvariation bei Saugvolllast; $p_2 \approx 1000 \text{ mbar}$ .....	114
5.19	Saugrohrdruckvariation; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ .....	115
5.20	Einfluss des globalen Luftverhältnisses auf den Zündverzug; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 \approx 1000 \text{ mbar}$ .....	117
5.21	Einspritzdruckreduktion; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 \approx 1000 \text{ mbar}$ .....	118
5.22	Algorithmus zur Einspritzoptimierung im Zündölvergleich .....	121
5.23	Zündölbedarf und Wirkungsgrad im Lastschnitt; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , MFB50 = 8°KW .....	122
5.24	Emissionsvergleich in der Hochlast; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ , MFB50 = 8°KW .....	124
5.25	Emissionsvergleich bei mittlerer Last; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 15 \text{ bar}$ , MFB50 = 8°KW .....	125

5.26	Partikelgrößenverteilung; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{\text{mi}} = 20 \text{ bar}$ , $\text{MFB50} = 8^\circ\text{KW}$ .....	126
5.27	Heizverläufe mit verschiedenen Zündölen; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{\text{mi}} = 20 \text{ bar}$ , $\text{MFB50} = 8^\circ\text{KW}$ .....	127
5.28	Klopfhäufigkeit und $\text{MFB50}$ bei SOI-Variation für versch. Pilotanteile; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1800 \text{ mbar}$ .....	129
5.29	Klopfhäufigkeit bei SOI-Variation über $\text{MFB50}$ ; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1800 \text{ mbar}$ .....	130
5.30	Spraytargetings der Magnetinjektorvarianten .....	132
5.31	Heizverläufe verschiedener Konzepte; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_{\text{mi}} = 20 \text{ bar}$ , $\text{MFB50} = 8^\circ\text{KW}$ (außer 1-Loch) .....	133
5.32	Klopfreihen; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ .....	135
5.33	Streuplot mit Hüllkurven: Amplitudenverhältnis der 2. Wärme-freisetzung über $\text{MFB50}$ ; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ .....	136
5.34	Mittlere Heizverläufe (klopfend und nicht-klopfend); $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ und $\approx 5 \%$ Klopfhäufigkeit .....	137
5.35	Differenz der gemittelten klopfenden und nicht-klopfenden Heizverläufe; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ und $\approx 5 \%$ Klopfhäufigkeit .....	138
5.36	Mittelwerte und Standardabweichungen der Umsatzpunkte/-phasen; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ , $\text{MFB50} \approx 9^\circ\text{KW}$ .....	139
5.37	Entflammungsstatistik (Mittelw. und Standardabw.); $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ , $\text{MFB50} \approx 9^\circ\text{KW}$ .....	141
5.38	Entflammungsphase von Betriebspunkten nahe der Klopfgrenze; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ , $\text{MFB50} \approx 9^\circ\text{KW}$ .....	142
5.39	Temperaturverläufe von Betriebspunkten nahe der Klopfgrenze; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ , $\text{MFB50} \approx 9^\circ\text{KW}$ .....	143
5.40	Klopfhäufigkeit bei $p_{\text{mi}}$ -Variation und konstanter 50%-Umsatzlage; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ .....	146



# Tabellenverzeichnis

4.1	Qualitative Bewertung diverser Injektorkonzepte .....	52
4.2	Daten der untersuchten Injektoren (nach jew. Herstellerangaben) .....	55
4.3	Auswahl der Versuchskraftstoffe .....	57
4.4	Technische Daten des Versuchsaggregats .....	73
5.1	Parametermatrix für die optische Sprayanalyse .....	89
5.2	Parametermatrix für die Erstellung des Mengenkennfelds .....	100



# Abkürzungsverzeichnis

3D-CFD	<b>3-Dimensional Computational Fluid Dynamics</b>
AGR	<b>Abgasrückführung</b>
AMA	<b>Abgasmessanlage</b>
ASM	<b>Asynchronmaschine</b>
BASF	<b>Badische Anilin- und Sodafabrik</b>
BDE	<b>Benzindirekteinspritzung</b>
CLD	<b>Chemilumineszenzdetektor</b>
CNG	<b>Compressed Natural Gas</b>
CO	<b>Kohlenmonoxid</b>
CZ	<b>Cetanzahl</b>
DEE	<b>Diethylether</b>
DI	<b>Direct Injection</b>
DM	<b>Drehmoment-Messflansch</b>
DME	<b>Dimethylether</b>
DPF	<b>Dieselpartikelfilter</b>
EOI	<b>End of Injection, Einspritzende (hier: elektronisches Ansteuerende)</b>
FFT	<b>Fast Fourier Transformation</b>
FID	<b>Flammenionisationsdetektor</b>
FKFS	<b>Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart</b>
FSN	<b>Filter Smoke Number, Schwärzungszahl nach Bosch</b>
FVV	<b>Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen</b>
HCCI	<b>Homogeneous Charge Compression Ignition</b>

HF	<b>Hochfrequenz</b>
HPDI	<b>High Pressure Direct Injection</b>
HVO	<b>Hydrogenated Vegetable Oil</b> ; hydriertes Pflanzenöl
IFS	Institut für <b>Fahrzeugtechnik Stuttgart</b>
IKW	<b>Indizierkennwerte</b>
KW	<b>Kurbelwelle</b>
KWK	<b>Kraft-Wärme-Kopplung</b>
LLK	<b>Ladeluftkühler</b>
LNG	<b>Liquefied Natural Gas</b>
LPG	<b>Liquefied Petroleum Gas</b>
MFB	<b>Mass Fraction Burned</b> (verbrannter Massenbruch)
MZ	<b>Methanzahl</b>
NDIR	<b>Nichtdispersiver Infrarotsensor</b>
NFZ	<b>Nutzfahrzeug</b>
NO <sub>x</sub>	<b>Stickstoffoxid</b>
NTC	<b>Negative Temperature Coefficient</b>
NW	<b>Nockenwelle</b>
OPF	<b>Ottopartikelfilter</b>
OT	<b>Oberer Totpunkt</b>
PAK	<b>Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe</b>
PDA	<b>Phasen Doppler Anemometrie</b>
PFI	<b>Port Fuel Injection</b>
PGI	<b>Performance Gas Injection</b>
PKW	<b>Personenkraftwagen</b>
PMD	<b>Paramagnetischer Detektor</b>
PPCI	<b>Partially Premixed Compression Ignition</b>
PTFE	<b>Polytetrafluorethylen</b>
PWM	<b>Puls-Weiten-Modulation</b>

---

RCCI	<b>R</b> eactivity <b>C</b> ontrolled <b>C</b> ompression <b>I</b> gnition
RCM	<b>R</b> apid <b>C</b> ompression <b>M</b> achine
RD	<b>R</b> enewable <b>D</b> iesel
RME	<b>R</b> aps- <b>M</b> ethyl- <b>E</b> ster
SCP	<b>S</b> ignal <b>C</b> onditioning <b>P</b> latform
SCR	<b>S</b> elective <b>C</b> atalytic <b>R</b> eduction
SMD	<b>S</b> auter <b>M</b> ean <b>D</b> iameter
SOI	<b>S</b> tart <b>o</b> f <b>I</b> njection, <b>E</b> inspritzbeginn (hier: elektronischer Ansteuerbeginn)
THC	<b>(T</b> otal) <b>H</b> ydrocarbons - (Gesamt-)Kohlenwasserstoffe
VTG	<b>V</b> ariable <b>T</b> urbinengeometrie
VVT	<b>V</b> ariabler <b>V</b> entiltrieb
ZZP	<b>Z</b> ündzeitpunkt



# Symbolverzeichnis

## Lateinische Buchstaben

---

A	Fläche	mm <sup>2</sup>
d	Durchmesser	µm
C <sub>(-,1,2)</sub>	Empirische Konstanten	-
f <sub>s</sub>	Samplefrequenz	Hz
H <sub>u</sub>	Unterer Heizwert	MJ/kg
ṁ	Massenstrom	kg/s
m	Masse	kg
MFB <sub>xx</sub>	Kurbelwinkel, an dem xx% verbrannten Massenbruchs erreicht sind	°KW
n	Anzahl	-
n	Motordrehzahl	min <sup>-1</sup>
p <sub>me</sub>	Effektiver Mitteldruck	bar
p <sub>mi</sub>	Indizierter Mitteldruck	bar
p	Druck	Pa, bar
Q <sub>Piezo</sub>	Piezoladung	C
Q <sub>h</sub>	Wärmemenge aus Heizverlauf	J
SMD	Sauter Mean Diameter	µm
L <sub>st</sub>	Stöchiometrischer Luftbedarf	kg/kg
s	Flammgeschwindigkeit	m/s
s <sub>n</sub>	Nadelhub	µm
T	Temperatur	K, °C
t	Zeit	s
v <sub>n</sub>	Nadelgeschwindigkeit	m/s
x,y,z	Raumkoordinaten	m

## Griechische Buchstaben

---

α	Sitzkegelwinkel, innen	°
ε	Verdichtungsverhältnis	-
λ	Verbrennungsluftverhältnis	-

---

$\phi$	Kurbelwinkel	$^{\circ}\text{KW}$
$\rho$	Dichte	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\sigma(x)$	Standardabweichung des Werts $x$	Einh. v. $x$
$\tau$	Zündverzugszeit	ms

---

### Indizes

---

2	Zustand im Saugrohr, kurz vor Zylinder
3	Zustand im Abgasrohr, kurz nach Zylinder
B	Brennstoff
ges	gesamt
i	indiziert
i	Laufvariable
inj	Injection, Einspritzung
K	Kammer
KB	Klopfbeginn
krit	kritisch
L	Luft
l	laminar
liq	flüssig (liquid)
m	gemittelt
p	Partikel
R	Rail
Sch	(Injektor-)Schaft
Sp	(Injektor-)Spitze
t	turbulent
Tr	Tropfen
ZV	Zündverzug

# Abstract

The use of methane based fuels for internal combustion engines is a well known technology in these days, especially for the case of natural gas. The fundamentals of engines operated on natural gas have been subject to research in many cases and abundant sources of literature can be found about the related issues. In most cases, the combustion strategy is implemented using a conventional spark ignition concept providing the simplicity and reliability required for an economic series application. However, the concept of conventional open chamber spark ignition is limited when it comes to a more sophisticated operation with higher charge densities, where high ignition voltages are required to ensure a stable spark discharge and hence inflammation. As this leads to problems with electrode wear, alternative ignition sources are getting more interesting for current engine concepts with the trend to downspeeding and continuous high-load operation. Besides that, knocking combustion is limiting engine performance despite the high knock resistance of methane fuels and engine research and development is continuously aiming to overcome those limitations. [16]

One technology that addresses these issues is a compression ignition of the charge. A homogeneous compression ignition of pure methane would require unacceptably high compression ratios thus exceeding the mechanical engine limits. Additionally, HCCI-combustion is difficult to control and very sensitive to the thermodynamic conditions of the charge. [86]

Alternatively, a small pilot injection of a reactive fuel component can provide an ignition zone which initiates a combustion of the methane-air mixture at lower temperature levels and in a more controllable manner. This work focuses on an experimental investigation of such a combustion strategy, implemented in an engine of the passenger car size class. As most of the realized engines with this combustion concept are in the heavy-duty class and above [148], this work gives an estimation how pilot injection ignition can be realized in smaller engine sizes. In difference to most of the known research, the engine used is a single cylinder spark ignition engine with a four-valve pent-roof combustion chamber and a compression ratio of 13:1. It features reinforced mechanical

components to allow peak cylinder pressures of up to 160 bar. Also, an outwardly opening piezo injector from gasoline direct injection systems is used for direct injection of several pilot fuel types and conventional spark ignition is still possible with the test engine used, which is unique for an investigation of such a combustion strategy. Different pilot fuels were chosen for the measurements, which can be divided into a higher and a lower viscosity class.

As a first subject of investigation, the pilot injection process was examined in a cold pressure chamber with optical accesses under variation of rail pressure, actuation timing, piezo charge and chamber back pressure. Mie-scattering imaging reveals that the liquid penetration of the spray is changed slightly between lower- and higher-viscous fuels depending on boundary conditions. Nevertheless, the trends observed remain mostly the same for all examined fuels. This is also the case for phase doppler measurements, which address the spray atomization quality by means of droplet diameters. The Sauter mean diameters (SMD) show the same trends for all fuel types, whereby the SMD is increased by 5...10  $\mu\text{m}$  for the higher-viscous fuels with respect to the lower viscous.

As the actuation of a piezo injector is generally complex regarding the fully variable needle lift, efforts were made to understand the interaction of actuation and needle lift response for variable boundary conditions. The measurements were conducted using a laser vibrometer. The results reveal a dependence on all applied boundary conditions such as railpressure, temperature etc. It can be stated that the reaction of the needle is extremely precise and shows very low cyclic variations from shot to shot even for shortest injection durations.

To gain knowledge about the pilot fuel mass in engine operation, an injected mass map was experimentally generated by gravimetrically measuring the cumulated mass of a high number of injections. To simulate boundary conditions equivalent for engine operation, all of those including the injector temperature were conditioned and the variation matrix included rail pressure, piezo charge, actuation timing and chamber back pressure for two representative fuel types (high- and low-viscous). The collected data were fitted using a MATLAB regression model.

First engine measurements were carried out using atmospheric intake pressure to avoid the risk of unacceptably cylinder peak pressures which could occur in boosted operation at an unexpected reaction of the combustion strategy. It is shown, that a self-ignition can be achieved even with the compression ratio being relatively low compared to a conventional diesel engine. Yet, in un-

boosted load, very high energetic liquid fuel shares  $> 10\%$  have to be applied as otherwise ignition would fail or result in very late combustion phasings. Regarding the first combustion phase, a long ignition delay period of  $\approx 30^\circ\text{CA}$  can be observed. Hence, the combustion shows no diffusive characteristic and is rather of a partially premixed type. Using a high liquid pilot mass implies the development of a peak in the early phase of heat release, which is significant in the comparison to the heat release rate observed for spark ignition. For the later combustion phase a deflagrative characteristic can be observed, which differs only slightly from the heat release of spark ignition. Also, if a high pilot fuel share is used, the locally rich pilot zone produces vast amounts of CO-emissions and soot production can be observed by a rise of the Filter Smoke Number (FSN) for late Start Of Injection (SOI). This is also investigated regarding the particulate size spectra, which form a second large mode of roughly 80 nm. If the SOI is rather early, only very small particles with a spectral peak at 9 nm can be observed in contrast.

When varying the SOI from a very late basis, combustion phasing follows towards an earlier crank angle and reaches its earliest phasing in the region of  $\text{SOI} \approx -30^\circ\text{CA}$ . When further advancing the SOI, combustion phasing moves to a later crank angle again, which can be explained by increased homogenization and hence lean-out of the spatial ignition zone. Regarding the local  $\lambda$ -range, a value of  $0.25 < \lambda < 0.8$  is considered as optimal for a self-ignition of the charge [111]. Hence, the general level of combustion phasing is also directly linked to the pilot fuel share.

Regarding an operation within the engine map it can be stated that an operation below atmospheric intake pressure is barely possible and high load operation enables the use of very low pilot shares in the region of 1...2 % for the best pilot fuels. Similar to the operation of diesel engines, the speed range is limited as the time based ignition delay will lead to a late combustion phasing for high engine speeds.

Although the focus of this work is stoichiometric operation to allow the use of a three way catalyst, lean operation was examined in few measurements. It can be stated that the partial pressure of methane fuel slightly increases the ignition delay in a similar manner as to be expected for exhaust gas recirculation.

The injection pressure of 200 bar, which is low compared to diesel engines, is assumed to be sufficient as the long ignition delay period allows evaporation also for larger droplets.

The comparison of several pilot fuels with different properties reveals that the pilot share needed to achieve optimal combustion phasing is highly dependent on the fuel type. In general, fuels with a high cetane number are prone to be suitable pilot fuels. Nevertheless, the order of the fuel performance and some exceptions within lead to the statement that the cetane number cannot directly predict if a fuel is suitable for pilot injection ignition.

Emission characteristics for higher load operation were almost equal to the spark ignition case, which leads to the assumption that the pilot zone does not induce a vast amount of additional emission components. Even particulate number and size were in the same region, which originates from the pilot combustion being premixed and not rich enough for particulate growth. Hence, most emission components are formed within the deflagrative combustion part. Engine knock measurements show no benefits of the pilot injection strategy with the outwardly opening nozzle with respect to the spark ignition concept. As this was already presumed from the heat release traces, additional prototype (multi-hole) injectors were adapted and investigated resulting in a slight combustion phasing benefit of roughly 1...1.5°CA at the knock limit. Within a load sweep, the indicated mean effective pressure could be increased by 2 bar maintaining a constant combustion phasing at the knock limit.

The investigation can provide insights into the application of pilot injection ignition for methane fuels using cost-effective gasoline engine components and give hints for the design of advanced pilot injection concepts.

# Kurzfassung

Die Nutzung von methanbasierten Kraftstoffen erschließt vielversprechende Möglichkeiten zur CO<sub>2</sub>-Optimierung von Antriebssystemen. Steigende Verdichtungsverhältnisse und höhere Aufladegrade verlangen nach hohen Zündspannungen zur Darstellung eines sicheren Funkenüberschlags, was mit einem hohen Elektrodenverschleiß einhergeht und problematisch für funkengezündete Verfahren sein kann. Daneben limitiert die klopfende Verbrennung nach wie vor den Wirkungsgrad. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der experimentellen Untersuchung eines Zündstrahlverfahrens für Motoren in PKW-Größe. Abweichend von bisherigen Vorhaben soll ein solches Verfahren unter Verwendung kostengünstiger Ottomotor-Komponenten dargestellt werden, was den Einsatz eines nach außen öffnenden Piezoinjektors beinhaltet. Weiterhin sollen verschiedene Kraftstoffe hinsichtlich ihrer Eignung als Zündöl untersucht werden. Da die Reaktion des genannten Injektortyps auf dieselähnliche Kraftstoffe bisher kaum erforscht ist, werden zunächst Voruntersuchungen im Einspritzlabor durchgeführt. In einer optisch zugänglichen Kammer wird das Strahleindringverhalten über Streulichtmessungen und die Zerstäubungsgüte über PDA-Messungen bewertet. Das Nadelhubverhalten wird mittels eines Laservibrometers vermessen. Weiterhin wird das Mengenkennfeld gravimetrisch bestimmt, um eine Berechnung der Einspritzmengen im Motorbetrieb zu ermöglichen. Die motorische Untersuchung und Bewertung des Brennverfahrens erfolgt an einem aufgeladenen Einzylinderaggregat mit erhöhter Verdichtung und Spitzendruckfähigkeit sowie äußerer Gaseinblasung auf Basis eines Daimler M278-Grundmotors. Die Funkenzündung dient als direkte Referenz. Es zeigt sich, dass ein sinnvoller Zündstrahlbetrieb nur im Hochlastbereich vorzufinden ist, ein Betrieb unterhalb der Saugvolllast ist hingegen kaum darstellbar. Die Verbrennung weist generell einen langen Zündverzug auf und beginnt mit einer teilhomogenen Umsetzung der Pilotzone. Daran schließt sich eine Phase des deflagrativen Ausbrands an, der ab MFB50 quasi deckungsgleich zur Funkenzündung abläuft. Die Steuerbarkeit des Verbrennungsschwerpunkts ist über den Zündölanteil und den Einspritzbeginn möglich, wobei die Zusammenhänge des teilhomogenen Verbrennungsregimes bestimmend sind. Es wird ein

systematischer Vergleich der ausgewählten Versuchskraftstoffe unter Bewertung der benötigten Menge, der Emissionen sowie der Partikelgrößenverteilung vorgenommen, wobei Betriebspunkte mit Zündölanteilen von unter 2 % auf dem Emissionsniveau der Funkenzündung darstellbar sind. Da mit dem nach außen öffnenden Injektor aufgrund der eher geringen Strahleindringtiefe kein Klopfvorteil ersichtlich ist, wird das Verfahren zusätzlich unter Einsatz von eigens modifizierten Magnetinjektoren untersucht, was wiederum einen leichten Klopfvorteil zeigt. Die Arbeit soll einen Beitrag zur Auslegung von Zündstrahlverfahren in kleinen Bohrungsklassen darstellen und deren Potenziale und Herausforderungen aufzeigen.

# 1 Einleitung

Wenngleich vielfach eine generelle Abkehr von der Technologie der technischen Verbrennung gefordert wird, so wird bzgl. der Gesamtbilanz vermutlich auf absehbare Zeit keine klimafreundlichere Alternative im großtechnischen Maßstab existieren, um die benötigten Energiemengen bereitzustellen. Die Entwicklung synthetischer Kraftstoffe bietet hingegen neue Möglichkeiten, die bestehenden Vorteile des Verbrennungsmotors weiterhin auch ohne fossile Primärenergie zu nutzen, verbunden mit einer deutlich verbesserten CO<sub>2</sub>-Bilanz. Desweiteren können so bestehende Aggregate weiterbetrieben werden und müssen nicht außer Dienst gestellt werden, was einen nicht zu unterschätzenden Vorteil in der CO<sub>2</sub>-Bilanz mit sich bringt. Methanbasierte Kraftstoffe stellen hierbei eine interessante Möglichkeit dar. Zum einen weist Methan per se einen geringeren Kohlenstoffanteil auf, zum anderen besteht die Möglichkeit, regenerativ erzeugten Strom mittels Power-to-Gas ins Erdgasnetz einzuspeisen, zu verteilen, in großen Mengen zu speichern und zu verbrauchen. [16] In diesem Zusammenhang ist es wichtig, geeignete Brennverfahrenskonzepte sowohl für mobile als auch stationäre Anwendungen bereitzustellen, um eine wirkungsgradoptimale und emissionsarme Nutzung von Methankraftstoffen zu erzielen. Hierbei gerät die einfache Funkenzündung zunehmend an ihre Grenzen, da Motoren zur Erreichung der o. g. Ziele immer anspruchsvoller bzgl. der geforderten Zündenergien werden, was bei Erhöhung der Zündspannungen zu verstärktem Elektrodenverschleiß führt. Daneben limitiert das Auftreten klopfender Verbrennung trotz der grundsätzlich hohen Klopfestigkeit von Methankraftstoffen den Wirkungsgrad.

Alternative Zündsysteme und Brennverfahren, wie beispielsweise aktive oder passive Vorkammerzündkerzen oder auch Dual-Fuel- bzw. Zündstrahlssysteme, werden Stand heute bereits eingesetzt, jedoch fast ausschließlich im Bereich der Stationärmotoren in Größen oberhalb der Heavy-Duty-Klasse [148]. Für Motoren in PKW-Größe sind Zündstrahlverfahren bisher eher vereinzelt untersucht worden, weshalb sich die vorliegende Arbeit mit der Realisierung eines solchen Brennverfahrens an kleineren Motoren beschäftigt. Das Brennverfahren wird anhand eines Einzylinder-Forschungsmotors experimentell un-

tersucht und im Rahmen verschiedener Teilaspekte bewertet. Eine Bewertung muss sich zwingend am Vergleich mit anderen Zündsystemen orientieren, vornehmlich mit der weit verbreiteten konventionellen Funkenzündung.

Die Schwerpunkte der Arbeit liegen zunächst in der Untersuchung und Umsetzung der Piloteinspritzung durch Versuche im Einspritzlabor. Weiter erfolgt die Untersuchung der Verbrennungscharakteristik, der Vergleich möglicher Zündkraftstoffe, die Ermittlung der erreichbaren Wirkungsgrade und Emissionswerte sowie eine Untersuchung des Klopfverhaltens am Einzylindermotor im Zündstrahlbetrieb.

Die gewonnenen Erkenntnisse sollen einen Beitrag zur Auslegung und Verbesserung von Zündstrahlmotoren darstellen sowie deren Einsatzgebiete, Potenziale und Herausforderungen abschätzen.

## 2 Grundlagen

### 2.1 Gemischbildung

Als erstes wichtiges Phänomen soll die Gemischbildung in Verbrennungsmotoren behandelt werden. Diese läuft zeitlich gesehen vor und evtl. auch während des Verbrennungsprozesses ab und legt die Grundlage für den Ablauf der chemischen Reaktionen. Die Grundkomponenten Kraftstoff und Luft liegen zunächst in separierter Form vor und müssen im Rahmen der Gemischbildung gezielt zusammengeführt werden. Dabei können grundsätzlich auch mehrere Kraftstoffe beteiligt sein. In manchen Anwendungen nehmen außerdem noch weitere Komponenten an der Gemischbildung teil, beispielsweise zurückgeführtes Abgas oder die Einbringung von Wasser zur Modifikation der Eigenschaften des Arbeitsmediums. Bei der motorischen Verbrennung ist der Ablauf der Gemischbildung neben Faktoren wie beispielsweise Temperatur, Druck und Gasdynamik der maßgeblichste Faktor für die nachfolgenden Verbrennungsprozesse.

Eine Größe zur Beschreibung der Gemischzusammensetzung ist das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$ . Es berechnet sich aus dem Verhältnis von Luft und Kraftstoff sowie dem stöchiometrischen Luftbedarf [110]:

$$\lambda = \frac{m_L}{m_B \cdot L_{st}} \quad \text{Gl. 2.1}$$

Dabei kann  $\lambda$  nicht nur in obiger globaler Form, sondern auch lokal in zeitlich und räumlich aufgelöster Form angegeben werden. Dies kann diskret innerhalb eines Volumensegments oder kontinuierlich erfolgen:

$$\lambda = f(x, y, z, t) \quad \text{Gl. 2.2}$$

Die Zumessung des Kraftstoffs muss vom Gemischbildungssystem so erfolgen, dass  $\lambda$  zeitlich wie räumlich reproduzierbar ist und, je nach Brennverfahren, in einem bestimmten Bereich liegt.

Werden mehrere Kraftstoffe innerhalb eines Brennverfahrens gleichzeitig ver-

wendet, so berechnet sich das globale Luftverhältnis über die Einzelkomponenten mit ihrem jeweiligen stöchiometrischen Luftbedarf:

$$\lambda = \frac{m_L}{\sum_{i=1}^n m_{B,i} \cdot L_{st,i}} \quad \text{Gl. 2.3}$$

Außerdem kann es von Interesse sein, separierte Luftverhältnisse der Einzelkraftstoffkomponenten  $i$  zu definieren:

$$\lambda_i = \frac{m_L}{m_{B,i} \cdot L_{st,i}} \quad \text{Gl. 2.4}$$

Anknüpfend an das Luftverhältnis kann der Begriff der Gemischhomogenität definiert werden. Für viele Anwendungen wird ein homogenes Gemisch angestrebt, wenngleich eine absolute Homogenität niemals erreicht werden kann (Beispiel: Konventioneller Ottomotor [73]). Zur Erreichung der absoluten Homogenität wären Zeitskalen erforderlich, die die Durchlaufzeit eines Gemischbildungszyklus um Größenordnungen übersteigen. Für manche Kraftstoffe würde sich weiterführend aufgrund der Randbedingungen auch nach langer Zeit kein global-homogener Zustand einstellen. Dem gegenüber stehen Brennverfahren, die bewusst ein inhomogenes Gemisch verlangen (Beispiel: Konventioneller Dieselmotor [165]). Eine quantitative Definition der Gemischhomogenität erfordert die statistische Bewertung des lokalen Luftverhältnisses. Konkret ist dies im Simulationsumfeld, sonderlich in der 3D-CFD möglich. Experimentell wird die Gemischhomogenität dagegen vermehrt indirekt an ihren Auswirkungen quantifiziert, wie beispielsweise an den Emissionen.

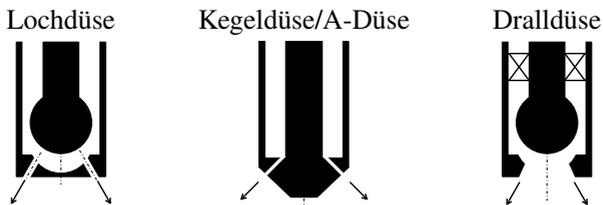
Damit Gemischbildung und Brennverfahren harmonisieren, ist eine optimale Integration des Gemischbildners in die restliche Systemstruktur von entscheidender Bedeutung. Die stetige Verbesserung der Gemischbildungsprozesse in Verbrauchs-, Emissions- und Leistungsaspekten ist eines der elementaren Felder der Motorenentwicklung, was sich an der Vielzahl von Aktivitäten in diesem Bereich, verbunden mit einem hohen Entwicklungsaufwand, widerspiegelt.

### 2.1.1 Einspritzung flüssiger Kraftstoffe

Im Kontext Zündstrahlverfahren wird ein kleiner Teil an hochreaktivem Zündkraftstoff benötigt, der i. Allg. flüssig vorliegt. Dabei muss der Kraftstoff im

Rahmen der Gemischbildung aufbereitet werden. Eine äußere Gemischbildung des Flüssigkraftstoffs (PFI) ist in diesem Kontext nicht zielführend, weshalb nur auf die **innere Gemischbildung (DI)** durch Direkteinspritzung in den Brennraum eingegangen werden soll. Nachdem mechanische Einspritzsysteme bis auf Spezialanwendungen fast gänzlich durch die elektronisch gesteuerte Common-Rail-Einspritzung verdrängt wurden, soll zur Grundlagenbetrachtung letztere Technologie als Stand der Technik zugrunde gelegt werden. Der Aufbau solcher Einspritzsysteme sieht grundsätzlich eine zentrale Einheit zur Druckerzeugung, einen gemeinsamen Druckspeicher sowie einen oder mehrere zylinderindividuelle Injektoren vor, welche im Betrieb ständig druckbeaufschlagt sind und von einem elektronischen Motorsteuergerät angesteuert werden [127], [165].

Basierend darauf existieren unterschiedliche etablierte Düsenformen, durch die der Kraftstoff zunächst als massiver Strahl in den Brennraum eintritt.



**Abbildung 2.1:** Düsenbauformen, schematisch nach [17]

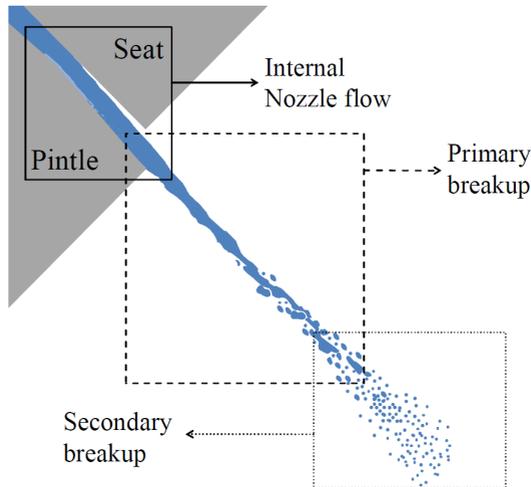
Abb. 2.1 (links) zeigt die Bauform der Lochdüse, welche den Kraftstoff durch eine oder mehrere Bohrungen gezielt je nach Bohrungsrichtung und deren Querschnitt einbringt. Die nach außen öffnende Kegeldüse, auch A-Düse genannt, generiert einen Hohlkegelstrahl, welcher durch die geometrische Form des Sitzes und des Zapfens sowie durch die Hubbewegung des Zapfens bestimmt wird (Abb. 2.1 Mitte). Die Dralldüse (Abb. 2.1 rechts) generiert ebenfalls ein Hohlkegelspray, dieses wird aber nicht primär durch die Form der Austrittsöffnung bestimmt, sondern vorrangig durch eine um die Düsenachse rotierende Düseninnenströmung. Dazu befindet sich in der Vorsektion der Düsenöffnung eine Geometrie zur Drallerzeugung.

Allen Düsenformen gemein ist die Kopplung einer Nadel als Ventilglied an ein

Aktuatorsystem, welches meist aus einer Magnetspule oder einem Piezostack besteht. Dabei kann die Nadel direkt an den Aktuator gekoppelt werden, oder aber servounterstützt durch ein hydraulisches Zwischensystem arbeiten. Die direkte Magnetansteuerung ermöglicht zwar große Ventilhübe, ist jedoch in ihrer Reproduzierbarkeit und Reaktionsgeschwindigkeit begrenzt. Die direkte Piezoansteuerung ermöglicht dagegen sehr hohe Reaktionsgeschwindigkeiten, variable Nadelhübe und eine sehr gute Reproduzierbarkeit, allerdings bei insgesamt kleineren Hüben. [17]

Bei indirekt gekoppelten, servounterstützten Systemen (überwiegend im Bereich der Dieseleinspritzung) sind diese Phänomene in ähnlicher Form vorzufinden, wenngleich Magnet- und Piezosysteme zum heutigen Stand vergleichbare Ergebnisse liefern [165]. Die Abdichtung der Düsenadel erfolgt durch direkten metallischen Kontakt, was höchste Anforderungen an die Fertigungsqualität solcher Bauteile mit sich bringt.

Der Kraftstoffstrahl durchläuft nach Verlassen der Düse einen Zerfallsprozess, welcher nach Abb. 2.2 in Primär- und Sekundärerfall unterteilt werden kann.



**Abbildung 2.2:** Schematische Darstellung des Sprayzerfalls aus [138]

Der Primärerfall beschreibt den Übergang der massiven Flüssigsäule in einzelne getrennte Tropfen. Dabei existieren unterschiedliche Formen des Pri-

märzerfalls (Zertropfen, Zerwellen und Zerstäuben), wobei im Bereich der Kraftstoff-Direkteinspritzung in erster Linie der Mechanismus der Zerstäubung dominiert [30], [119]. Der Übergang dieser Effekte wird hauptsächlich durch die Relativgeschwindigkeit der Flüssigsäule zur umgebenden Gasatmosphäre bestimmt, genauer beschrieben durch die Reynoldszahl ( $Re$ ) und die Ohnesorgezahl ( $Oh$ ) [81], [94]. In der Literatur werden diese Effekte vielfach für den Fall von zylindrischen Kraftstoffstrahlen behandelt (Lochdüse), jedoch verläuft der Zerfall von Flüssigfilmen grundsätzlich in einer verwandten Form mit einigen zusätzlichen bzw. veränderten Effekten wie beispielsweise der Bildung von Wellen oder Strähnen (nach außen öffnende Kegeldüse) [61], [94], [125], [138]. Nachdem sich Tropfen durch den Primärzerfall aus dem Strahl separiert haben, durchlaufen diese den Sekundärzerfall. Die aerodynamischen Kräfte, die seitens der umgebenden Gasatmosphäre auf die Tropfen wirken, begünstigen die Verformung und den Zerfall der Tropfen, während Viskosität und Oberflächenspannung eine stabilisierende Wirkung zeigen. Als wichtige Kennzahl ist hier die Weberzahl ( $We$ ) zu nennen, welche den Sekundärzerfall in verschiedene Regimes aufteilt. Je mehr die Relativgeschwindigkeit der Tropfen zur umgebenden Gasatmosphäre abnimmt, desto mehr kommt auch der Sekundärzerfall zum Erliegen, bis bei kleinen Weberzahlen schließlich kein weiterer Tropfenzerfall mehr stattfindet. [30], [119]

Die daraus resultierende Tropfengröße ist bei realen Sprayanwendungen meist kein konstanter Wert, sondern vielmehr eine Tropfengrößenverteilung. Diese kann je nach Detaillierungsgrad durch charakteristische Kennzahlen oder auch durch komplexere Verteilungsfunktionen oder Histogramme beschrieben werden. Je nach Anwendung existieren hier verschiedene Ansätze, die u. U. keine intuitive Einschätzung der Verhältnisse zulassen. So unterscheiden sich beispielsweise die Funktionen der kumulierten Anzahl und des kumulierten Volumens deutlich über dem Tropfendurchmesser. Will man die Tropfengrößenverteilung in ihrer Form und Art detailliert beschreiben, so existieren verschiedene etablierte Verteilungsfunktionen in der Literatur. [94]

Sollen einfachere Zusammenhänge beschrieben oder Vergleiche angestellt werden, so genügen u. U. charakteristische Kennzahlen für die Beurteilung der Sprayeigenschaften. Da die vorliegende Arbeit ihren Fokus auf die Brennverfahrensentwicklung legt, soll als wichtiger Parameter für die Verdampfung des Kraftstoffsprays der Sauter Mean Diameter (SMD) herangezogen werden.

Dieser wird in der Literatur vielfach auch als  $d_{32}$  bezeichnet:

$$SMD = \frac{\sum_{i=1}^n d_i^3}{\sum_{i=1}^n d_i^2} \quad \text{Gl. 2.5}$$

Gl. 2.5 (umgeformt, basierend auf [94]) setzt eine diskrete, gemessene Tropfengrößenverteilung voraus, welche aus  $n$  Tropfen mit zugehörigem individuellen Durchmesser  $d_i$  besteht. Der SMD setzt die für die Tropfenverdampfung relevanten Größen Volumen und Oberfläche der gesamten Tropfenverteilung ins Verhältnis und gibt dieses Verhältnis durch einen Ersatzdurchmesser wieder. Die Berechnung eines repräsentativen Ersatztropfendurchmessers mit Ähnlichkeit in Oberfläche und Volumen ist drin begründet, dass Verdampfungseffekte mit am stärksten durch diese beiden Größen beeinflusst werden. Eine Auflistung und ein Vergleich verschiedener weiterer Methoden zur Berechnung eines mittleren Tropfendurchmessers ist in [94] gegeben, wobei der SMD für die Beurteilung der Sprayqualität im Hinblick auf die technische Verbrennung klar empfohlen und den anderen Ansätzen vorgezogen wird. Auch wenn der SMD die Sprayeigenschaften nicht ganzheitlich wiedergeben kann, soll dieser für die Beurteilung der Sprayqualität in dieser Arbeit verwendet werden.

Bei der Ermittlung von experimentellen Daten ist weiterhin zu beachten, dass der SMD aufgrund seines kubischen Zählers bereits durch einige vereinzelte Fehlmessungen großer Tropfen deutlich verzerrte Werte liefern kann [30]. Fehlmessungen einiger zu kleiner Tropfen gehen dagegen nur mit kleiner Sensitivität in den SMD ein.

Neben Primär- und Sekundärzerfall stellt die Verdampfung ein weiteres, wichtiges Phänomen innerhalb der Gemischbildung dar. Sobald sich ein Tropfen innerhalb einer Gasatmosphäre mit entsprechenden Zustandsgrößen bewegt, beginnt der Verdampfungsprozess. Der Durchmesser des Tropfens reduziert sich durch einen Massentransfer in die Gasphase, bis der Tropfen schließlich ganz verschwindet. Gleichzeitig muss ein Wärmetransfer an die Flüssigphase stattfinden, da aufgrund der Verdampfungsenthalpie Wärme aus der Flüssigphase entnommen wird.

Eine sich anschließende Zündung und Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches wird in Kap. 2.2 näher behandelt. Die Verdampfung kann vor dem Einsetzen der Verbrennung abgeschlossen sein, oder aber zeitlich wie räumlich bis in die Verbrennung reichen. [94]

Eine vollständige Verdampfung ist für eine gute Durchmischung von Kraft-

stoff und Luft grundlegend, diese muss bis hinein in die molekulare Ebene stattfinden. Beginnt ein Verbrennungsprozess bei noch nicht abgeschlossener Verdampfung, so wird u. U. der molekulare Kontakt und die Vermischung zwischen Sauerstoff- und Kraftstoffmolekülen unterbunden und es kommt zu lokal fetten Luftverhältnissen. Dies ist u. a. ein Grund für die Entstehung von Rußpartikeln im Rahmen der dieselmotorischen Verbrennung, siehe Kap. 2.2.1. Als Hauptliteraturstelle zur Aufbereitung flüssiger Kraftstoffe wird auf [94] verwiesen.

### 2.1.2 Einblasung gasförmiger Kraftstoffe

Gasförmige Kraftstoffe haben bisher eine deutlich geringere Verbreitung als die zuvor genannten Flüssigkraftstoffe. Die Einblasung solcher Kraftstoffe ist eine eigenständige Form der Gemischbildung, welche relevant für die Einbringung des Hauptkraftstoffes im Zündstrahlverfahren ist. Im Gegensatz zur Einspritzung von Flüssigkraftstoffen entfallen der Prozess des flüssigen Strahlaufbruchs und der Phasenübergang von flüssig nach gasförmig. Der Kraftstoff tritt bereits gasförmig aus der Düsenöffnung aus und durchläuft daraufhin den Prozess der Durchmischung mit dem Umgebungsmedium, zumeist Luft.

Aufgrund der abweichenden Stoffeigenschaften muss ein Gasinjektor in einigen grundlegenden Punkten von der Auslegung eines Flüssiginjektors abweichen. Ein Hauptpunkt ist hierbei die Bereitstellung eines größeren Querschnitts, der trotz der geringeren gravimetrischen bzw. energetischen Dichte die Einblasung ausreichender Massen bzw. Energien ermöglicht.

Weiterhin sind die Abdichtung, Schmierung und Sitzdämpfung von Gasinjektoren konstruktiv schwieriger als bei Injektoren für flüssige Kraftstoffe, da Gase keinerlei Kapillarwirkung aufweisen, die Viskosität um Größenordnungen geringer ist und die Dichte je nach Druck ebenfalls deutlich geringer ausfällt. [16]

Die Integration der Gaseinblasung ins Motorkonzept kann auf zwei Arten erfolgen. Bei der **äußeren Gemischbildung (PFI)** von gasförmigen Kraftstoffen (indirekte Einblasung) bringt das Einblaseventil den Kraftstoff stromaufwärts des Einlassventils in die Ansaugstrecke ein, meist als sog. Saugrohreinblasung (PFI). Es existieren Systeme mit zylinderindividuellen Einblaseventilen oder mit zentralen Einblaseventilen [16].

Da der Kraftstoff einen Partialdruck ins Gasgemisch einbringt, kommt es zu einer Verdrängung von Frischluft, was die Füllung des Zylinders im Ansaugtakt herabsetzt. Bei gleichem Ladedruck erreicht ein Gasmotor mit äußerer Gemischbildung daher geringere Mitteldrücke als ein Ottomotor mit äußerer Gemischbildung bei Betrieb mit flüssigem Kraftstoff. Eine leichte Verbesserung dieser Problematik ist mit einer gezielten Einblasung ins offene Einlassventil zu erreichen.

Neben diesem Nachteil bringt das niedrige Gasdruckniveau der äußeren Gemischbildung einen Vorteil hinsichtlich der Reichweite von Erdgasfahrzeugen mit sich. Der Einblasedruck bestimmt maßgeblich den niedrigsten Gas-Restdruck bei leerem Tanksystem. Somit ist ein niedriges Niveau des Einblasedrucks wünschenswert. Als weiteren Vorteil bedingt das niedrige Druckniveau eine deutliche Vereinfachung der Systemkomplexität, welche vergleichbar zu der einer gewöhnlichen Benzin-Saugrohreinjection ist.

Auch wenn die Vermischung von Gas und Luft deutlich einfacher erscheint als für flüssige Kraftstoffe, so ist eine gute Homogenisierung der Ladung nur mit einem entsprechend ausgelegten Injektor-Targeting erreichbar. Wird dieser Aspekt nicht beachtet, so setzen sich die Effekte einer Gasschichtung bzw. Strähnigkeit bis in den Brennraum fort und es existiert kein ausreichend homogenes Gemisch zum Zeitpunkt der Entflammung. Die äußere Gemischbildung stellt aktuell den Stand der Technik für fast alle Gasmotoren in mobilen und stationären Anwendungen dar und ist somit klar auf Serienniveau umsetzbar. Entsprechende Komponenten dafür existieren, wenngleich die Variantenvielfalt aufgrund kleinerer Stückzahlen eingeschränkter ist als im Bereich der Flüssigkraftstoffe. So findet man beispielsweise in größeren Motoren vereinzelt die Anbringung mehrerer PFI-Injektoren, um ausreichende Gasmassenströme darstellen zu können. [16]

Die **innere Gemischbildung (DI)** in Form einer Direkteinblasung von Gas-Kraftstoffen bietet den Vorteil, dass bei gleichem Ladedruck vergleichbare Mitteldrücke wie die einer Benzin-Direkteinspritzung erreichbar sind [16]. Dies verringert die benötigte Verdichterleistung der Aufladegruppe und geht somit positiv in den Gesamtwirkungsgrad bei gleichzeitiger Steigerung der Motorleistung ein. Dem gegenüber steht die Problematik eines höheren Gasdruckbedarfs, da gegen den Brennraumdruck eingeblasen wird, welcher in der Kompression höher ist als der Saugrohrdruck. Ein daraus resultierender höherer Restdruck im Kraftstoffsystem setzt folglich den Nutzungsgrad des Tankvolu-

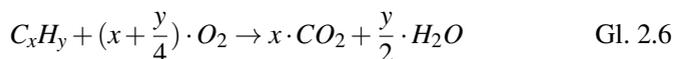
mens herab, was für mobile Anwendungen einen nicht unerheblichen Nachteil darstellt. Eine erneute Verdichtung des Gases würde einen großen Aufwand bedeuten und einen hohen Leistungsbedarf erfordern. Bei der Nutzung von LNG kann diese Problematik prinzipiell durch eine kryogene Druckerhöhung und anschließende Verdampfung umgangen werden [123].

Die Homogenisierung unterscheidet sich in ihrer Natur deutlich von der Strategie bei Flüssigkraftstoffen. So wird bei der Einblasung von Gaskraftstoffen häufig der Wandkontakt bewusst genutzt, um eine gute Homogenisierung herbeizuführen, was für Flüssigkraftstoffe signifikante Nachteile mit sich brächte. Eine gute Homogenisierung ist eher durch enge Strahlwinkel erreichbar, was ebenfalls im Gegensatz zur Einspritzung flüssiger Kraftstoffe steht [16]. Bei einer Direkteinblasung muss die Einblasestrategie weiterhin auf die Ladungsbewegung abgestimmt werden, da der Gasstrahl eine zusätzliche Turbulenzquelle darstellt.

Prinzipiell ermöglicht die Direkteinblasung eine Ladungsschichtung mit global magerem Gemisch, was mit einer äußeren Gemischbildung in dieser Form nicht darstellbar ist [156]. Auch im Hinblick auf die Abgasnachbehandlung bietet die Direkteinblasung Vorteile. So ermöglicht die höhere Verbrennungsstabilität einen verbesserten Aufheizbetrieb des Katalysators bei späten Verbrennungslagen. Die innere Gemischbildung von Erdgas (direkte Einblasung) ist bisher eine Anwendung, welche sich noch nicht in der breiten Serienanwendung findet. Stand heute ist dem Autor keine Serien-Applikation mit direkter Einblasung bekannt (siehe auch [16]). Jedoch wurde dieses Konzept mehrfach im Forschungs- und Entwicklungsstadium untersucht [25], [103], [142], [156]. Als Hauptliteraturstelle zur Gaseinblasung wird auf [16] verwiesen.

## 2.2 Motorische Verbrennung

Unabhängig von der praktischen Realisierung besteht die Verbrennung von Flüssig- und Gaskraftstoffen in der chemischen Oxidation von Kohlenwasserstoffen. Diese ist in einfachster Form als Bruttoreaktion in Gl. 2.6 für den stöchiometrischen Fall und vollständige Umsetzung beschreibbar.



Betrachtet man die dahinterliegenden Phänomene, so wird deutlich, dass dieser vereinfachte Fall die motorische Verbrennung nur sehr unzulänglich beschreibt. Zum einen durchläuft der Reaktionsprozess eine Vielzahl an Einzelschritten mit entsprechenden Zwischenprodukten, zum anderen findet niemals eine vollständige Kraftstoffumsetzung statt. Als Produkte der Reaktion entstehen neben  $CO_2$  und  $H_2O$  auch unerwünschte Nebenprodukte.

Des Weiteren muss das Verständnis der Verbrennung um die Kinetik erweitert werden, die bestimmt, welche Elementarreaktionen in welcher Geschwindigkeit ablaufen. Große Bedeutung haben in jedem Verbrennungsregime die Zustandsgrößen Temperatur und Druck. Der Ablauf technischer Verbrennungsprozesse wird nach [81] stark durch die Bildung und den Verbrauch von Radikalen bestimmt. Dabei sind verschiedene Arten von Radikal-Mechanismen zu nennen:

- **Ketteneinleitungsschritte:** Diese sind initial für die Bildung von Radikalmolekülen aus stabilen Molekülen verantwortlich.
- **Kettenfortpflanzungsschritte:** Im Rahmen dieser Prozesse reagiert ein Radikalmolekül mit einer stabilen Spezies, zeitgleich reproduziert sich aber ein neues Radikal.
- **Kettenverzweigungsschritte:** Nach Verbrauch eines Radikals durch Reaktion mit einer stabilen Spezies werden zwei neue Radikale erzeugt.
- **Kettenabbruchsschritte:** Reaktionen eines Radikals mit einer stabilen Spezies ohne Bildung eines neuen Radikals.

Die relevanten Elementarreaktionen sind für höhere Kohlenwasserstoffe sehr komplex, spielen jedoch bei Verbrennungs- und Zündprozessen eine große Rolle, da die o. g. Prozesse die Radikalkonzentrationen während des zeitlichen Reaktionsablaufs und damit auch die Kinetik verändern.

Grob dargestellt beginnt die Kohlenwasserstoffoxidation mit der Bildung von Kohlenwasserstoffperoxiden, die durch H-Abstraktion in kleinere Alkane zerfallen. Diese wiederum werden durch die Radikale H, O und OH in kleine Alkene und Alkadiene und anschließend in Aldehyde aufgebrochen, wobei dieser Zwischenschritt maßgeblich für die Bildung von Schadstoffen ist. Bis dahin findet anteilmäßig nur eine kleine Wärmefreisetzung statt. Erst in den darauf folgenden Schritten der Oxidation zu CO und danach  $CO_2$  bzw.  $H_2$

und danach  $H_2O$  erfolgt der Großteil der Wärmefreisetzung, also am Ende der Reaktionsketten. [81]

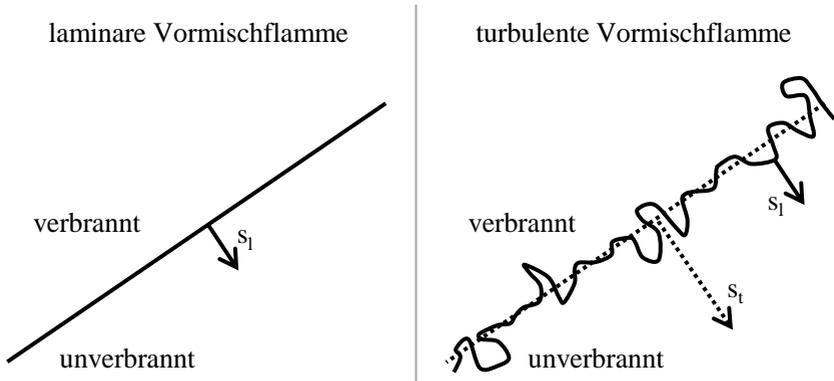
### 2.2.1 Arten der motorischen Verbrennung

Nach [176] können technische Verbrennungsprozesse grundsätzlich durch eine vorgemischte oder eine nicht-vorgemischte Flamme charakterisiert werden. Weitergehend ist die im System vorherrschende Strömungsform (laminar/turbulent) ein entscheidender Faktor. Im motorischen Umfeld herrscht aufgrund der immer vorhandenen Zylinderinnenströmung fast ausnahmslos ein turbulenter Strömungszustand vor. Nach klassischem Verständnis ist der konventionelle Ottomotor ein Beispiel für eine vorgemischte, turbulente Flammenausbreitung, während der konventionelle Dieselmotor eine nicht-vorgemischte, turbulente Verbrennung nutzt. Die Unterscheidung zwischen einer vorgemischten und einer nicht-vorgemischten Flamme kann für den jeweiligen Idealfall durch die Identifikation des bestimmenden Phänomens hinsichtlich der Kinetik getroffen werden. Im Folgenden soll näher auf die einzelnen Verbrennungsformen sowie deren Mischformen eingegangen werden. Die Ausgangskomponenten Kraftstoff und Luft werden hierbei als Reaktanden bezeichnet.

#### Vorgemischte Verbrennung: Deflagration

Innerhalb der vorgemischten Verbrennung ist die sog. Deflagration (von lat. *de-flagrare*: abbrennen) motorisch relevant und beschreibt die Fortpflanzung einer Flammenfront innerhalb einer homogenen Mischung aus Reaktanden. Dabei breitet sich eine Flammenfront mit der Flammengeschwindigkeit  $s$  beginnend von einer räumlich lokalen Zündquelle aus. Als einfachste Form der Deflagration ist die laminare Flamme anzusehen, welche durch die laminare Flammengeschwindigkeit  $s_l$  charakterisiert wird. Die laminare Flammengeschwindigkeit ist eine wichtige Kenngröße, welche abhängig von der Zusammensetzung der Ausgangsmischung sowie deren Zustandsgrößen Druck und Temperatur ist [122]. Würde eine solche Mischung also von einer Flamme durchlaufen und änderten sich die Zustandsgrößen im Unverbrannten dabei nicht, so würde sich die Flammenfront mit einer konstanten laminaren Flammengeschwindigkeit fortpflanzen. [122]

Da im motorischen Umfeld jedoch fast ausschließlich von einem turbulenten Strömungsfeld während des Verbrennungsvorgangs auszugehen ist, muss das Modell der laminaren Deflagration erweitert werden, welches durch das sog. Flameletmodell geschieht, siehe Abb. 2.3.



**Abbildung 2.3:** Gegenüberstellung: Laminare und turbulente Flammenausbreitung, schematisch nach [176]

Dabei bleibt die Größe der laminaren Flammengeschwindigkeit als beschreibende Komponente im mikroskopischen Bereich erhalten, makroskopisch wird sie durch die turbulente Flammengeschwindigkeit  $s_t$  als statistisch-mittlere Größe ersetzt. Die turbulente Flammengeschwindigkeit kommt durch vektorielle Überlagerung der laminaren Flammengeschwindigkeit mit dem Turbulenzfeld zustande, weshalb die turbulente Flammengeschwindigkeit im Vergleich zur laminaren betragsmäßig i. d. R. deutlich höher ausfällt (vgl. Borghi-Diagramm [176]).

Die deflagrative Verbrennung benötigt zur Bereitstellung der Aktivierungsenergie eine räumlich begrenzte Zündquelle, bei der die Flammenausbreitung beginnt und daraufhin das übrige Gemisch durchläuft.

In ihrer Definition darf die Deflagration nicht mit der deutlich schneller ablaufenden Detonation verwechselt werden. Bei der Deflagration erwärmt sich die unverbrannte Zone vor der Flammenfront durch die angrenzende Flammenfront bzw. die angrenzende verbrannte Zone und wird so in einen zündfähigen Zustand gebracht, wodurch der Flammenfortschritt mit laminarer bzw. turbu-

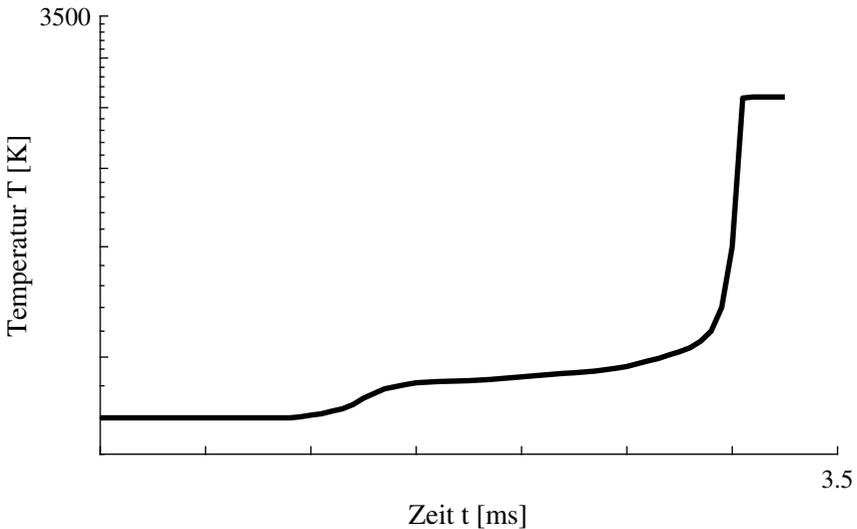
lenter Flammengeschwindigkeit zustande kommt. Bei der sehr viel schnelleren Detonation hingegen ist eine vorausseilende Stoßwelle für die Bereitstellung der Zündbedingungen verantwortlich, weshalb sich eine Detonation mit sehr hohen Geschwindigkeiten ausbreitet (meist  $> 1000$  m/s). [81]

### **Vorgemischte Verbrennung: Homogene Selbstzündung**

Eine vorgemischte Verbrennung muss nicht zwingend durch eine deflagrative Flammenausbreitung charakterisiert sein. Während bei der deflagrativen Verbrennung auch in einem ideal homogenen Gemisch eine sich fortpflanzende Flammenfront beobachtet werden kann, laufen bei der homogenen Selbstzündung alle chemischen Reaktionen global-zeitgleich ab, unabhängig von der räumlichen Dimension. Wird ein homogenes Gemisch aus Brennstoff und Luft für eine gewisse Zeit ausreichend hohen Zustandsgrößen  $p$  und  $T$  ausgesetzt, so kommt es zu einer Selbstzündung [81]. Dabei kann kein räumlicher Flammenfortschritt beobachtet werden. Zeitlich gesehen kann eine solche Volumenreaktion in unterschiedlicher Art und Weise ablaufen. Wird ein ideal homogener Reaktor vorausgesetzt, so hängt der Ablauf der Volumenreaktion von mehreren Faktoren maßgeblich ab. Ein erster Faktor ist die Zusammensetzung des unverbrannten Gemisches. Dieses Gemisch muss vor Ablauf einer Reaktion durch äußere Veränderung der Zustandsgrößen ( $p$  und  $T$ ) global in einen zündfähigen Zustand gebracht werden. Ist ein solcher Zustand erreicht, so beginnt die Radikalketteneinleitung, -fortpflanzung und -verzweigung. Nach Bildung einer entsprechenden Radikalkonzentration ist die Zündverzugszeit (je nach Definition ihrer Grenze) abgelaufen und es beginnt die Radikalkettenexplosion, was durch einen starken Anstieg der Temperatur im Reaktor beobachtet werden kann. Die Reaktanden reagieren schließlich bis zum Erreichen des chemischen Gleichgewichts.

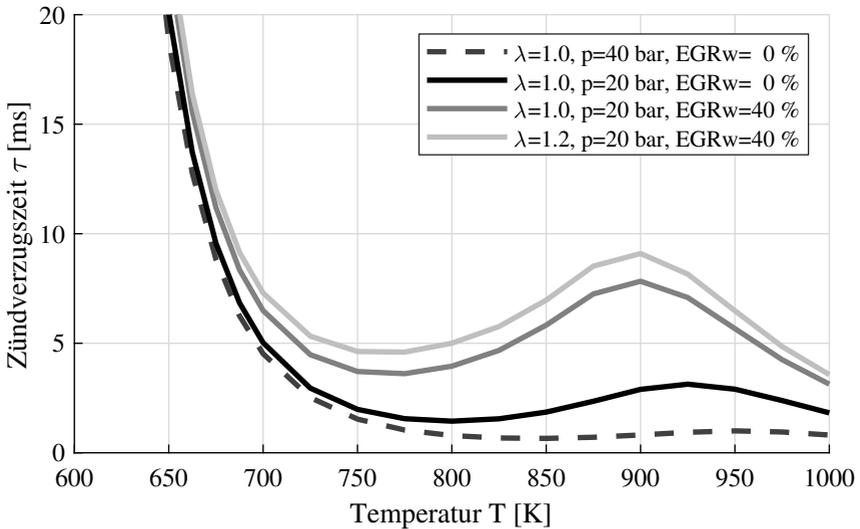
Abweichend von dem Konzept der deflagrativen Verbrennung existiert bei der Volumenreaktion keine räumlich begrenzte Zündquelle. Stattdessen wird die gesamte Masse des Reaktors homogen in einen zündfähigen Zustand gebracht. Dieser Prozess findet zeitgleich in jedem Volumensegment des idealen Reaktors statt. Praktisch ist die Darstellung eines ideal-homogenen Reaktors schwierig, jedoch können die o. g. Phänomene näherungsweise z. B. in einer **Rapid Compression Machine (RCM)** oder in einem Stoßwellenrohr untersucht werden. Eine weiter verbreitete Methode zur Untersuchung dieser Phänomene ist

die vereinfachte reaktionskinetische Simulation homogener Reaktoren unter Berücksichtigung diverser Elementarreaktionen. Der zeitliche Ablauf der homogenen Selbstzündung wird für eine gegebene Mischung somit durch die globalen Zustandsgrößen  $p$  und  $T$  sowie die Kinetik der ablaufenden Reaktionen bestimmt. Abb. 2.4 zeigt den zeitlich simulierten Temperaturverlauf der Volumenreaktion einer stöchiometrischen Mischung von n-Heptan und Luft.



**Abbildung 2.4:** Zeitl. Temperaturverlauf einer zweistufigen Selbstzündung; reaktionskinetische Simulation, qualitativ nach [176]

Die Zündverzugszeit homogener Gemische zeigt eine Abhängigkeit von Temperatur, Druck und Gemischzusammensetzung, siehe Abb. 2.5. Die verwendeten Daten stammen hierbei aus einer reaktionskinetischen Simulation einer Mischung aus n-Heptan, Luft und rückgeführtem Abgas. Das mehrdimensionale Problem ist beispielhaft anhand einer ausgewählten Kurvenschar dargestellt. Für die Zündverzugszeit ist ebenfalls die Darstellung über  $1/T$  üblich [67].



**Abbildung 2.5:** Abhängigkeit der Zündverzugszeit von  $p$ ,  $T$ ,  $\lambda$  und AGR-Rate (nach [37])

Der Einfluss der Temperatur ist dabei qualitativ am größten zu bewerten. Für niedrige Drücke ist der sog. cool-flame- oder NTC-Bereich ausgeprägt. In diesem Bereich verlangsamt sich die Radikalkettenfortpflanzung bzw. -verzweigung trotz ansteigender Temperatur, weshalb die Zündverzugszeit ansteigt. Der beschriebene Effekt ist generell für die Selbstzündung höherer Kohlenwasserstoffe bekannt und kann auch in manchen motorischen Anwendungsfällen praktisch beobachtet werden. Meist führt dies zu einer zweistufigen Wärme-freisetzung, wobei die erste Stufe anteilmäßig eine eher kleine Wärmeenergiemenge freisetzt, die Hauptwärme-freisetzung findet in der zweiten Stufe statt [21]. Weiterhin ist festzustellen, dass die Zündverzugszeit mit steigendem Druck leicht abnimmt und der NTC-Bereich dort eher verschwindet. Bei der Abmagerung des Gemisches oder der Zumischung von rückgeführtem Abgas steigen die Zündverzugszeiten dagegen deutlich an.

Neben der Zündverzugszeit ist auch der zeitlich-kinetische Ablauf der chemischen Reaktionen von Bedeutung, was im motorischen Kontext z. B. für HCCI-Verfahren relevant wird. Würde ein solches Brennverfahren mit stöchio-

metrischer Mischung ohne eine Ladungsverdünnung betrieben, so wäre die Reaktionszeit nach erfolgter Radikalkettenexplosion extrem kurz, was zu starken Druckanstiegen führen würde. Dieser Zusammenhang zeigt sich am steilen Gradienten in Abb. 2.4. Es muss somit für eine langsamer ablaufende Kinetik die Zusammensetzung der Ausgangsmischung verändert werden, was durch eine Ladungsverdünnung in Form von Luft oder rückgeführtem Abgas erfolgen kann. Die daraus resultierenden Reaktionszeiten werden länger, was zur moderateren Druckanstiegen führt [67]. Interessant ist dieser Aspekt wiederum im Hinblick auf die sehr kurzen möglichen Gesamtreaktionszeiten. Aus thermodynamischer Sicht wird daher theoretisch die Implementierung eines nahezu idealen Gleichraumprozesses denkbar, welcher den Idealfall des motorischen Kreisprozesses hinsichtlich des Wirkungsgrades darstellt. Aus den o. g. technischen Gründen wird ein idealer Gleichraumprozess niemals realisiert werden können. Zudem ist die gezielte Steuerung (bzw. Regelung) einer solchen Verbrennungsform in der praktischen Anwendung schwierig [9], [21], [67]. Im Fall von methanbasierten Kraftstoffen kommt erschwerend hinzu, dass  $\text{CH}_4$  das stabilste Kohlenwasserstoffmolekül darstellt [16] und demnach zum Start der Radikalbildungsmechanismen eine größere Aktivierungsenergie als längerkettige Kohlenwasserstoffmoleküle benötigt. Folglich müsste ein homogener Reaktor zur Initiierung dieser Verbrennungsform höhere Temperaturen und Drücke zur Selbstzündung bereitstellen. Motorisch ist dies, neben der Regelbarkeit, der Hauptgrund für die erschwerte Umsetzung von reinen HCCI-Brennverfahren mit methanbasierten Kraftstoffen, siehe [86] und Kap. 3.2.

### **Nicht-vorgemischte Verbrennung**

Die nicht-vorgemischte Verbrennung wird kinetisch in erster Linie durch den Ablauf des Mischungsprozesses der Reaktanden bestimmt. Nach erfolgter Vermischung läuft die chemische Umsetzung derselben in deutlich kürzeren Zeitskalen ab, weshalb auch die Bezeichnung als Mischungskontrollierte Verbrennung gängig ist. Aus eher historischen Gründen spricht man auch von Diffusionsverbrennung, wobei jedoch zu beachten ist, dass nicht allein die Diffusion den Mischprozess von Kraftstoff und Luft ermöglicht. Dies wäre nur bei einer laminaren, nicht-vorgemischten Verbrennung der Fall. Im turbulenten Fall findet ein Stoffaustausch zusätzlich zur Diffusion durch die Turbulenz statt, beide Effekte laufen überlagert ab. [81]

Im motorischen Kontext ist die nicht-vorgemischte Verbrennung in ausgeprägter Form im konventionellen Dieselmotorenverfahren vorzufinden. Dabei wird zeitlich auch nach erfolgter Zündung noch Kraftstoff in die Verbrennungszone eingebracht, welcher sich kontinuierlich mit der Verbrennungsluft mischt. Von entscheidender Bedeutung ist eine günstige Auslegung dieses Mischprozesses incl. Phasenübergang, da er maßgeblich den Umsatzgrad und die Schadstoffentstehung beeinflusst. [73], [165]

### **Teilhomogene Verbrennung**

Als Mischform der zuvor genannten vorgemischten bzw. nicht-vorgemischten Verbrennungsarten ist die teilhomogene Verbrennung eine Kombination, welche motorisch relevant ist [128]. Ideale Homogenität ist in realen Systemen selten auffindbar und die kurzen Zeitskalen des motorischen Arbeitsprozesses begründen eine immer verbleibende Restheterogenität. Bei der teilhomogenen Verbrennung wird die Kinetik also zum einen durch Mischungseffekte von Brennstoff und Luft bestimmt, zum anderen aus der Reaktionskinetik, die im jeweiligen finiten, homogenen Volumensegment vorherrscht.

Eine teilhomogene Verbrennung kann daher prinzipiell sowohl selbst- als auch fremdgezündet ablaufen. Sie wird aufgrund der Konzentrationsgradienten niemals räumlich uniform ablaufen, sondern immer durch die zeitliche und räumliche Dimension bestimmt werden (vgl. homogen vorgemischte, deflagrative Flamme, s. o.). Aufgrund der Konzentrationsgradienten kann es bei entsprechenden Zustandsgrößen  $p$  und  $T$  zur Selbstzündung kommen, welche in einem bestimmten Volumensegment als homogene Selbstzündung angenähert werden kann. Anschließend daran kann dann beispielsweise eine deflagrative Flammenausbreitung, eine mischungskontrollierte Verbrennung oder eine Niedertemperaturoxidation erfolgen. Real läuft die teilhomogene Verbrennung folglich als Mischform dieser Phänomene ab. [21], [128]

#### **2.2.2 Zündung und Entflammung**

Zündung und Entflammung beeinflussen den Ablauf der motorischen Verbrennung maßgeblich und sollen deshalb noch gesondert behandelt werden. Viele der dabei ablaufenden Prozesse bauen letztlich auf die fundamentalen, in

Kap. 2.2.1 genannten Phänomene auf. Allen Zündungsarten gemein ist das Ziel, eine kritische Radikalkonzentration bereitzustellen, anhand derer sich eine Radikalkettenverzweigung bzw. -explosion einstellt.

### **Selbst- und Fremdzündung**

Nach wie vor wird häufig eine Trennung der Brennverfahren nach Selbst- und Fremdzündung vorgenommen. Die Fremdzündung steht dabei i. d. R. für otomotorische Brennverfahren mit konventioneller Kerzenzündung, die Selbstzündung für alle dieselmotorischen Brennverfahren, welche durch ausreichende Kompressionsbedingungen gezündet werden. [73]

Obwohl beide Verfahren letztlich auf die Bildung ausreichender Radikalkonzentration abzielen, verlaufen sie ihrer Natur nach unterschiedlich, weshalb sie auch durch unterschiedliche Kenngrößen charakterisiert werden.

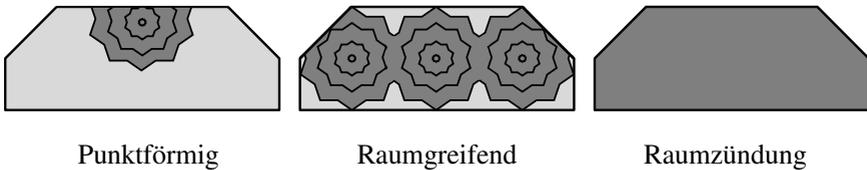
Für die Fremdzündung ist der Begriff der **Zündenergie** von hoher Relevanz. Diese liegt, je nach Zündungsbauart, im Bereich von einigen 10...100 mJ und muss den kritischen Wert für eine zuverlässige Entflammung überschreiten, die sog. Mindestzündenergie. Wird diese unterschritten, so reicht der Wärmeeintrag des Plasmas in der Funkenstrecke nicht aus, um eine selbsterhaltende Flammenfront zu etablieren [15]. Weiterhin muss eine ausreichend hohe Spannung zwischen den Kerzenelektroden aufgebracht werden, um einen sicheren Funkendurchschlag zu ermöglichen. Der Zündspannungsbedarf hängt hauptsächlich von der Dichte der Zylinderladung zum Zündzeitpunkt sowie dem Elektrodenabstand der Kerze ab [127].

Bei der Selbstzündung ist für eine sichere Entflammung der Begriff der Zündenergie kaum relevant, da die üblichen eingespritzten Kraftstoffmengen thermische Energien bereitstellen können, die um Größenordnungen über denen einer Funkenzündung liegen. Relevant ist hierbei vielmehr die **Zündwilligkeit** des eingespritzten Kraftstoffs, da diese bestimmt, inwieweit der Kraftstoff sich bei Kompressionsbedingungen selbst entzünden kann, bzw. wie lange seine Zündverzugszeit ist. Ist die Selbstzündung erst erfolgt, sind die Energien in jedem Fall ausreichend hoch, um eine selbsterhaltende Verbrennung zu bewirken. Frühe Bemühungen zur Bestimmung der Zündwilligkeit resultierten in der Etablierung der Cetanzahl (CZ), welche einen Versuchskraftstoff mit einem binären Referenzkraftstoff vergleicht (n-Hexadekan und  $\alpha$ -Methylnaphthalin) [42], [44]. In einem genormten Versuchsmotor müssen dabei

beide Kraftstoffe dieselben Zündverzugszeiten aufweisen. Aus heutiger Sicht wird die Aussagekraft der Cetanzahl teilweise angezweifelt, da die Brennraumgeometrien direkteinspritzender Dieselmotoren stark vom verwendeten Prüfmotor mit Vorkammerverfahren abweichen. Im genormten Prüfverfahren kann letztlich nur der gesamte Zündverzug ermittelt werden, welcher aus physikalischem und chemischem Zündverzug besteht. Eine isolierte Messung des chemischen Zündverzugs ist in einem motorischen Prüfverfahren schwierig und muss durch grundlagenorientiertere Verfahren, wie z. B. mittels Verbrennungsbombe oder Stoßwellenrohr, erfolgen. [21], [69]

### Räumliche Ausprägung der Entflammungszone

Neben einer Unterscheidung zwischen Selbst- und Fremdzündung kann der Zündprozess auch durch die räumliche Ausprägung innerhalb des Brennraums charakterisiert werden. Abb. 2.6 zeigt eine mögliche Unterteilung.



**Abbildung 2.6:** Räumliche Ausprägungsformen der Entflammungszone (bezugnehmend auf [73], [182], [111])

Als einfachste Form ist die **punktförmige** Entflammungszone zu nennen (z. B. Ottomotor mit Funkenzündung). Im kleinen Volumensegment der Funkenstrecke kommt es lokal zu sehr hohen Temperaturen und von dort aus beginnt in einfachster Form eine kugelförmige, deflagrative Flammenausbreitung. Die kugelförmige Flamme wird real noch durch die Ladungsbewegung überlagert und kann somit verzerrt werden. Entscheidend für die Brenndauer sind die resultierenden Flammenoberflächen und -wege. [73]

Als zweite Form kann ein Zündverfahren **raumgreifender** Natur sein. Ein solcher Zusammenhang kann beispielsweise über die Verteilung mehrerer (nicht zwingend) punktförmiger Einzelzündorte im Brennraum gegeben sein (z. B.

Corona-Zündung [182]). Anhand derer beginnen jeweils mehrere Flammenausbreitungen, was impliziert, dass mehrere Flammenfronten gleichzeitig den Brennraum durchlaufen und interagieren bzw. ineinander verschmelzen. Die raumgreifende Zündung hat das Potenzial, durch die Verkürzung der Flammenwege und die Erhöhung der Flammenoberfläche eine kürzere Brenndauer als die punktförmige Zündung zu bewirken. Trotzdem ist die Brenndauer aber von der turbulenten Flammengeschwindigkeit abhängig.

Den dritten Fall stellt die tatsächliche **Raumzündung** dar, welche annähernd mit der in Kap. 2.2.1 homogenen Selbstzündung gleichzusetzen und damit erklärbar ist. Bei einer Raumzündung findet keine örtlich begrenzte Entflammung mehr statt. Das Volumensegment der Entflammung liegt also in derselben Größenordnung wie das Brennraumvolumen selbst, weshalb auch keine Flammenausbreitung mehr im eigentlichen Sinn stattfindet. So ist es durchaus möglich, dass annähernd der gesamte Brennraum zeitgleich zur Zündung kommt. Bestimmend für die zeitliche Skala ist hier allein die Kinetik der chemischen Reaktionen. Beispiel hierfür ist die sog. HCCI-Verbrennung [111].

### 2.2.3 Anormale Verbrennung

Eine besondere Herausforderung bei der Darstellung vorgemischter Verbrennungsprozesse ist das Auftreten unerwünschter Verbrennungseffekte. Diese sind zum einen akustisch negativ, zum anderen besteht die Gefahr einer mechanischen Schädigung der Motorstruktur.

#### Klopfen

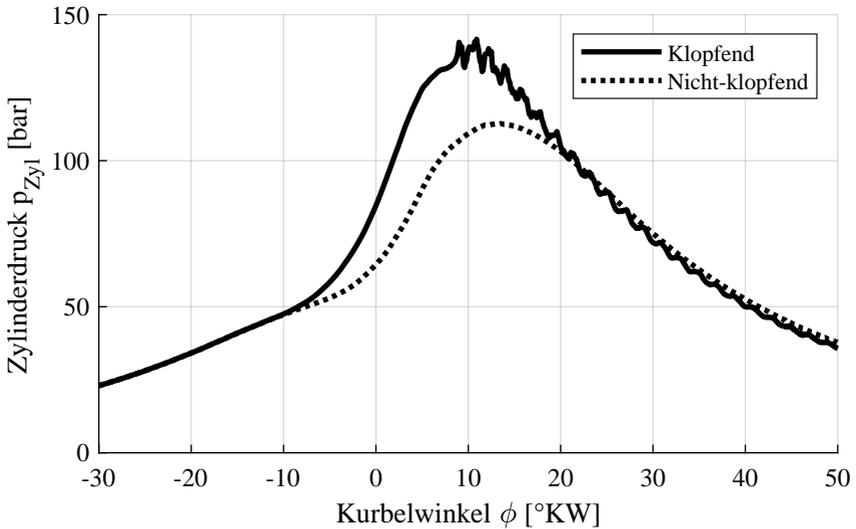
Bereits vor weit über 100 Jahren ist das Auftreten von Motorklopfen in der frühesten Phase des Verbrennungsmotors beobachtet worden [143] und limitiert bis heute den Wirkungsgrad von Ottomotoren [111]. Durch hohen Entwicklungsaufwand sind in diesem Bereich bereits erhebliche Steigerungen erzielt worden, jedoch sind nach wie vor Teilaspekte dieses Phänomens noch nicht vollständig verstanden und werden auch künftig Thema der Entwicklung von Ottomotoren sein.

Motorklopfen tritt nach Beginn der regulären Flammenausbreitung im verbleibenden Frischgemisch auf, welches noch nicht von der deflagrativen Flammen-

front erfasst und verbrannt wurde. Dieses Frischgemisch wird im Zusammenhang auch oft als Endgas bezeichnet. Nach Beginn der regulären Entflammung steigen die Zustandsgrößen  $p$  und  $T$  an. Daraus resultierend beginnt auch bereits vor der Flammenfront eine Radikalbildung, welche u. U. kritische Konzentrationen erreichen kann. Ist eine kritische Radikalkonzentration erreicht, so kommt es zu einer spontanen Selbstzündung im Endgas. Die Natur dieser Selbstzündung ist i. Allg. nicht deflagrativer Art, sondern vielmehr eine schnelle, volumetrische Umsetzung. Es bildet sich eine lokale Druckspitze im Brennraum aus, welche sich mit Schallgeschwindigkeit ausbreitet. Diese wird von den Brennraumwänden reflektiert und führt zu einer Brennraumeigenschwingung, die in den meisten Fällen in Verbindung mit klopfender Verbrennung beobachtet werden kann [189].

Da das Phänomen in der Regel bei hohen Mitteldrücken auftritt, ist das Absolutniveau des Zylinderdrucks sowie der Druckgradienten hoch, worin u. a. das mechanische Schädigungspotential der klopfenden Verbrennung begründet liegt. Beim Auftreffen ausreichend starker Druckwellen auf die Brennraumwandungen werden erosive Schäden v. a. am Kolbenboden und im Feuerstegbereich verursacht [174], was je nach Klopfintensität kapitale Motorschäden nach sich ziehen kann. Bei sehr hohen Klopfhäufigkeiten und -intensitäten kann eine Schädigung auch bereits nach wenigen Zyklen auftreten. [17]

Abb. 2.7 zeigt gemessene Druckverläufe eines klopfenden und eines nicht-klopfenden Arbeitsspiels innerhalb eines Betriebspunkts. Deutlich erkennbar ist die sich ausprägende Druckschwingung, welche ausgehend vom Klopfort und -beginn eine Anregung der Brennraumeigenschwingungen bewirkt. Bei regulärer Verbrennung kann diese aufgrund fehlender Anregung in der Regel nicht beobachtet werden. Die gezielte Erkennung der klopfenden Verbrennung erfordert spezielle Messtechnik und Algorithmen, siehe auch Kap. 4.3.1. Einen breiten Literaturüberblick zu den Phänomenen des Motorklopfens liefert [174].



**Abbildung 2.7:** Klopfender und nicht-klopfender Druckverlauf aus Einzelzyklen innerhalb eines Betriebspunkts

Die Vermeidung von Motorklopfen wird durch mehrere ineinandergreifende Maßnahmen erreicht, welche vielfach die o. g. Ursachen des Klopfens adressieren:

- **Kraftstoff:** Die Zusammensetzung bestimmt durch die chemische Struktur die Klopfestigkeit eines Kraftstoffs. Ein klopfester Kraftstoff besteht vermehrt aus kurzkettigen Kohlenwasserstoffen und soll keine langkettigen Kohlenwasserstoffe enthalten, da diese bereits bei moderaten Zustandsgrößen zur Radikalbildung neigen. Methan stellt deshalb das klopfifesteste Alkan dar [16].

Früher wurde Kraftstoffen vermehrt Anti-Klopf-Additiv wie beispielsweise Tetraethylblei zugemischt, was heute aufgrund der Toxizität nicht mehr zulässig ist. Solche Additive erzwingen einen Radikalkettenabbruch durch Bindung von Radikalen und sollen somit das Erreichen selbstzündungskritischer Radikalkonzentrationen vermeiden [146], [147].

Neben einer langen Zündverzugszeit im Unverbrannten sollte der Kraftstoff eine hohe laminare Flammgeschwindigkeit aufweisen, um ein schnelles

Durchbrennen der regulären deflagrativen Flammenfront zu ermöglichen. Wird das Endgas durch die Flammenfront bereits vor Erreichen kritischer Radikalkonzentrationen aufgebraucht, so kann per se kein Klopfen mehr auftreten.

- **Öleintrag:** Wird Motoröl über den Feuersteg, die Motorentlüftung oder die Aufladung in den Brennraum eingetragen, setzt dies schon bei kleinsten Mengen an Öltröpfchen, -nebel oder -dampf die Klopfestigkeit signifikant herab. Motoröl neigt aufgrund seiner langkettigen Moleküle stark zur Selbstzündung. [174]
- **Flammenweg und -oberfläche:** Kurze Flammenwege und große Flammenoberflächen verringern die Klopfneigung, da das Endgas auch hier vor dem möglichen Klopfbeginn aufgebraucht wird. Dies kann durch unterschiedliche Maßnahmen erreicht werden: Kompakte Brennräume, langhubige Triebwerksauslegung, eine günstige Lage der Entflammung (z. B. Kerzenposition) oder auch multiple Zündorte sind einige Möglichkeiten. Jedoch bewirken kurze Flammenwege zwangsläufig auch schnellere Umsatzraten, was zu härteren Druckgradienten im Zylinder führt. [73]
- **Turbulenz:** Das Turbulenzniveau im Brennraum bestimmt neben der o. g. laminaren Flammengeschwindigkeit den Wert der turbulenten Flammengeschwindigkeit. Brennverfahren mit hoher Turbulenz ermöglichen durch eine kurze Brenndauer und schnellen Durchbrand eine verringerte Klopfneigung, allerdings ebenfalls begleitet durch höhere Druckgradienten. [111]
- **Homogene Brennraumbedingungen:** Die Vermeidung von Inhomogenitäten steigert die Klopfresistenz, was eine möglichst homogene Gemischaufbereitung oder auch die Vermeidung lokal heißer Oberflächen im Brennraum (sog. hot spots) bedeutet. Durch Inhomogenitäten können ggf. räumlich begrenzte Zonen in selbstzündungskritische Zustände kommen, wodurch es zum Klopfen kommt. [174]
- **Ladeluftkühlung:** Eine geringe Frischladungstemperatur verzögert das Erreichen selbstzündungskritischer Zustände im Endgasbereich und verbessert daher das Klopfverhalten. [111]

Seit Jahrzehnten etablierte Kennzahlen zur Angabe der Klopfestigkeit sind die Oktanzahl für Flüssigkraftstoffe sowie die Methanzahl für Gaskraftstoffe.

Beide Kennzahlen werden nach ähnlichen, genormten Verfahren an speziellen Versuchsmotoren bestimmt. Der Versuchskraftstoff muss hierbei die selben Klopf Eigenschaften aufweisen wie ein binärer Vergleichskraftstoff. Für Flüssigkraftstoffe werden hierzu die Komponenten n-Heptan und iso-Oktan gemischt, für Gaskraftstoffe die Komponenten Wasserstoff und Methan. [15], [16], [36]

### **Vorentflammung**

Die Vorentflammung ist neben dem Klopfen eine wichtige zu vermeidende Form der anormalen ottomotorischen Verbrennung. Grundsätzlich wird sie durch eine beobachtbare Umsetzung von Kraftstoff vor der Einleitung der Zündung charakterisiert. Meist erfolgt die Entflammung dabei nicht weich, sondern mit einem steilen Druckgradienten und höchsten absoluten Druckspitzen. Aufgrund der Tatsache, dass u. U. im Hochlastbereich die komplette Kraftstoffmasse beinahe instantan noch vor OT umgesetzt wird, besteht eine erhöhte Gefahr für mechanische Schädigung. Die Ursachen der Vorentflammung sind bis heute nicht vollständig verstanden. Untersuchungen deuten darauf hin, dass eine (teilmomogene) Selbstzündung in der Nähe lokal heißer Oberflächen stattfindet. Je nach Grad der Inhomogenität im Gemisch und der Temperaturverteilung an den Brennraumbooberflächen entspricht die Form eher einer homogenen Selbstzündung oder einer zunächst lokalen Entflammung an heißen Oberflächen, was auch als Glühzündung bezeichnet wird. Außerdem wird zündwilligen Öltröpfchen und heißen Rußpartikeln ein Zusammenhang mit der Vorentflammung zugeschrieben [154]. Weiterhin wird vermutet, dass eine Vorentflammung initial an Öltröpfchen stattfindet, wonach in den folgenden Zyklen Brennraumablagerungen abgelöst werden und deshalb eine Serie von Vorentflammungszyklen auslösen [93]. [111]

Da das gesamte Gemisch vorab bereits innerhalb der Zündverzugszeit signifikante Radikalkonzentrationen erreicht hat, beginnt die Vorentflammung zwar u. U. lokal, weitet sich dann aber durch den schnell ansteigenden Druck schnell zu einer brennraumglobalen Selbstzündung, teilweise ohne deflagrative Verbrennung, aus. Die Vorentflammung tritt stochastisch und nur schwer vorhersehbar in Bereichen hoher Last und niedriger Drehzahl auf. Besonders kritisch im Vergleich zum Klopfen ist der fehlende Kontrollmechanismus, da der Zündfunke als Regelgröße keine Relevanz mehr besitzt. Oft treten Vorentflammun-

gen unerwartet in mehreren, hintereinanderliegenden Zyklen auf. Die Vorentflammung hängt, wie auch das Klopfen, stark von den Kraftstoffeigenschaften ab. Vereinfacht steigt mit steigender Klopfestigkeit des Kraftstoffs auch die Resistenz gegen Vorentflammung [66], [17], [181], [186]

### 2.2.4 Emissionen

Der Begriff der Emissionen ist durch den Gesetzgeber in mehreren Regelwerken definiert. So existiert u. a. die gesetzliche Definition:

"3. Emissionen im Sinne dieses Gesetzes sind die von einer Anlage ausgehenden Luftverunreinigungen, Geräusche, Erschütterungen, Licht, Wärme, Strahlen und ähnlichen Erscheinungen.

4. Luftverunreinigungen im Sinne dieses Gesetzes sind Veränderungen der natürlichen Zusammensetzung der Luft, insbesondere durch Rauch, Ruß, Staub, Gase, Aerosole, Dämpfe oder Geruchsstoffe."

[§3 Abs.3+4, Bundesimmissionsschutzgesetz]

Der Betrieb von Verbrennungsmotoren verursacht zunächst unweigerlich eine solche Änderung der natürlichen Zusammensetzung der Umgebungsluft, welche in ihrem Grundzustand aus ca. 78 % Vol Stickstoff, ca. 21 % Vol Sauerstoff, im verbleibenden Anteil hauptsächlich aus Argon sowie weiteren Spurengasen wie z. B. CO<sub>2</sub> besteht, siehe [172]. Die Reglementierung zulässiger Emissionsgrenzwerte muss anhand einer sinnvollen Abschätzung ihres Gefährdungspotenzials bei Immission und deren Auswirkungen auf die Umwelt erfolgen. Emissionskomponenten können zum einen die Endprodukte der chemischen Reaktionsabfolge oder zum anderen auch Zwischenprodukte sein, deren Kinetik im Reaktionsverlauf zum Stillstand gekommen ist. Diese Produkte verlassen den motorischen Zyklus [111]. Aus der innermotorischen Verbrennung sind folgende Hauptemissionskomponenten relevant:

### Kohlenstoffmonoxid

Kohlenstoffmonoxid (CO) entsteht als unvollständiges Verbrennungsprodukt infolge von Luftmangel. Findet die Verbrennung unterstöchiometrisch ( $\lambda < 1$ ), also unter verringerter O<sub>2</sub>-Konzentration statt, so tritt die Reaktion der CO-Moleküle mit OH-Radikalen in Konkurrenz zur Reaktion von H<sub>2</sub> mit OH.

Oberhalb von  $\lambda = 1$  sinkt die CO-Bildung stark ab und wird bei leicht magerem Gemisch ( $\lambda > 1$ ) minimal. Wird das Gemisch weiter abgemagert ( $\lambda > 1.4$ ), so entsteht wieder vermehrt CO aufgrund zu niedriger Temperaturen und Flammenverlöschung in kühlen, wandnahen Bereichen.

## Stickoxide

Stickoxide, genauer NO und NO<sub>2</sub> zusammengefasst als NO<sub>x</sub>, entstehen in erster Linie durch Reaktion von Stickstoff und Sauerstoff aus der Umgebungsluft. Innermotorisch wird hauptsächlich die Komponente NO gebildet, wofür unterschiedliche Mechanismen existieren. Erster und wichtigster Mechanismus ist die thermische NO-Bildung, erstmals beschrieben durch Zeldovich [188]. Neben den lokalen Konzentrationen von Stickstoff und Sauerstoff ist die Temperatur der wichtigste Einflussfaktor. Die innermotorische thermische NO-Bildung ist ein kinetisch bestimmtes Phänomen, weshalb die Zeitskala ebenfalls eine wichtige Rolle für die resultierenden NO-Konzentrationen spielt.

Zweitwichtigster Bildungsmechanismus ist das sog. prompte NO, welches direkt in der Flamme im Beisein von Radikalen (CH) erfolgt. Der Mechanismus ist komplexer als der des thermischen NO und wurde erstmals von Fenimore beschrieben [56]. Bei der innermotorischen Verbrennung entstehen ca. 90...95 % der gebildeten Stickoxide über den thermischen Weg und nur ca. 5...10 % als Prompt-NO.

Die Bildung von NO aus im Brennstoff gebundenem Stickstoff spielt für die motorische Anwendung praktisch keine Rolle, da in den üblichen bisher verwendeten flüssigen und gasförmigen Kraftstoffen kein Stickstoff gebunden ist.

## Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Kohlenwasserstoffe (HC) stammen im Regelfall aus Zonen, die nicht oder nur unzureichend von der Flamme erfasst werden. Dabei wird zunächst keine Unterscheidung getroffen, welche Zusammensetzung die emittierten Kohlenwasserstoffe (C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>) aufweisen. Besonders in der Kaltstartphase wird aufgrund der geringen Wandtemperaturen und schlechten Kraftstoffverdampfung der Großteil der HC-Emissionen erzeugt. Hauptmechanismus ist die Flammenverlöschung, die an kalten Wänden, in Spalten (z. B. im Feuersteg) oder auch

durch einen zu schnellen Temperaturabfall im Zylinder während der Expansion zustandekommen kann. Aufgrund dessen hat die Brennraumform incl. Feuersteg Einfluss auf die HC-Emissionen vorgemischter Brennverfahren [27]. Auch das Luftverhältnis  $\lambda$  spielt bei der Bildung unverbrannter Kohlenwasserstoffe eine Rolle, da aufgrund von Phänomenen wie Luftmangel oder Flammenverlöschung unverbrannte Anteile entstehen können. [17]

Je nach globalem Luftverhältnis kann die Reduktion der gasförmigen Schadstoffe CO, NO<sub>x</sub> und HC entweder durch einen Dreiwegekatalysator erfolgen ( $\lambda = 1$ ) oder durch eine aufwendigere Abgasnachbehandlung mit Oxidations-, SCR- und/oder Speicherkatalysator ( $\lambda > 1$ ).

### **Partikel**

Partikel bestehen hauptsächlich aus organischen Verbindungen (PAK) und Ruß. Die Entstehung und das Wachstum von Partikeln sind in Grundzügen verstanden, im Detail jedoch sehr komplex. Über die Bildung von Ethin bilden sich Benzolringe, welche sich zu PAK zusammenschließen und durch Anlagerung weiterer Benzolringe wachsen. Die Kondensation derselben bewirkt die Bildung von Rußkernen, welche noch sehr klein sind (Bereich 1...2 nm). Diese schließen sich wiederum zusammen und bilden nach Agglomeration kettenförmige Strukturen, welche letztlich als Partikel bezeichnet werden und Durchmesser zwischen 10 und 150 nm, teilweise auch bis 10  $\mu\text{m}$ , aufweisen. Die letzte Partikel-Rohemission liegt jedoch nur im Bereich  $< 1 \%$  der ursprünglich gebildeten Partikel, da über 99 % während des Expansionstaktes wieder durch Oxidation verschwinden.

Die Entstehung von Partikeln ist stark von der lokalen Verteilung des Luftverhältnisses und der Temperatur abhängig. Für  $\lambda < 0.6$  und den Temperaturbereich  $1500 \text{ K} < T < 1900 \text{ K}$  kann ein starker Anstieg der Partikelemissionen erwartet werden.

Falls erforderlich erfolgt die Reduktion von Partikeln im Rahmen der Abgasnachbehandlung durch einen Diesel- bzw. Ottopartikelfilter (DPF [165], OPF [17]).

## Schwefelverbindungen

Die Bildung von Schwefelverbindungen ( $\text{SO}_2$ ) hängt maßgeblich am Schwefelgehalt des Kraftstoffs. Für Fahrzeugmotoren wird heute in vielen Regionen bereits schwefelarmer Kraftstoff benötigt, weshalb dort die Bildung von Schwefeldioxidemissionen kein Problem mehr darstellt. Die Entschwefelung von Kraftstoff ist neben dem Umweltaspekt durch Bildung schwefliger Säure auch hinsichtlich Korrosionsschutz der Motorbauteile und der Vergiftung der Katalysatorwerkstoffe ein essentielles Thema. Für Dieselmotoren gilt nach europäischer Normung ein maximaler massenbezogener Schwefelgehalt von 10 mg/kg [43]. Trotzdem ist schwefelarmer Kraftstoff bei weitem noch nicht der weltweite Standard. Besonders bei Großdieselmotoren für Schwerölbetrieb in der Schifffahrt treten aufgrund des hohen Schwefelgehalts von bis zu 4.5 % (m/m) sehr hohe Rohemissionen an Schwefeldioxid auf [165]. Bei Erdgas ist üblicherweise ein sehr kleiner Anteil an Schwefel durch die Odorierung enthalten [17].

## Kohlenstoffdioxid

Kohlenstoffdioxid ( $\text{CO}_2$ ) wird nicht als Schadstoffkomponente im engeren Sinn angesehen, da es keine unmittelbare gesundheitliche Gefahr für den Menschen darstellt. Jedoch wird es nach allgemeiner Ansicht für den sog. anthropogenen Treibhauseffekt mitverantwortlich gemacht, weshalb die Mengen an verbrauchten fossilen Brennstoffen international reduziert werden sollen. Die Menge an emittiertem  $\text{CO}_2$  hängt von der verbrannten Brennstoffmasse und vom Kohlenstoffanteil des Brennstoffs ab. Für Kraftstoffe im motorischen Umfeld wird dieser in der Regel durch das H/C-Verhältnis wiedergegeben.

Sofern nicht anders gekennzeichnet sind die Informationen zu den o. g. Emissionskomponenten aus [110] und [111] entnommen.

## 3 Stand der Technik

### 3.1 Methanbasierte Kraftstoffe

Umgangssprachlich wird der Terminus der methanbasierten Kraftstoffe oftmals durch den Überbegriff Erdgas ersetzt. Dies ist in erster Linie darin begründet, dass der überwiegende Teil der genutzten, methanbasierten Kraftstoffe fossiler Herkunft ist und daher auch richtigerweise als Erdgas bezeichnet werden kann. Jedoch muss der Begriff im Zuge der Diskussion um die Energiewende erweitert werden, da methanhaltige Brenngase aus verschiedensten Quellen gewonnen werden können und alternative Quellen an Bedeutung gewinnen. Aufgrund dessen soll der Begriff der methanbasierten Kraftstoffe in dieser Arbeit grundsätzlich verwendet werden, auch wenn in der Literatur häufig von Erdgas (bzw. engl.: Natural Gas) gesprochen wird.

Die wichtigsten Eigenschaften eines Methankraftstoffs für die motorische Anwendung sind der untere Heizwert  $H_u$ , die Klopfestigkeit in Form der Methanzahl (MZ), der stöchiometrische Luftbedarf  $L_{st}$ , die (laminare) Flammengeschwindigkeit  $s_1$  und die Zündgrenzen. Der Heizwert beschreibt den Energiegehalt und damit die benötigte Masse zur Bereitstellung einer bestimmten Wärmeenergiemenge. Ein hoher Heizwert ist folglich für eine gute Speicherdichte und für die Erreichung einer hohen spezifischen Motorleistung aufgrund einer kleineren Verdrängungswirkung von Vorteil. Die Methanzahl beschreibt die Klopfestigkeit eines Methankraftstoffs mit Bezug auf ein Vergleichsgemisch aus Methan und Wasserstoff [36]. Näheres hierzu wurde in Kap. 2.2.3 behandelt.

Die wichtigsten fossilen Quellen methanbasierter Kraftstoffe sind:

- **Konventionelles Erdgas** ist die am meisten geförderte und genutzte Art, woraus die derzeit in Gasnetzen verteilten Gase überwiegend bestehen. Das Gas liegt hierbei unterhalb undurchlässiger Gesteinsschichten eingeschlossen und wird über Bohrungen gefördert. Seine Eigenschaften und die Zusammensetzung variieren stark je nach Herkunft, was eine Aufteilung in Erdgas H bzw. L aufgrund des Heizwerts ergibt. In erster Linie wird dieser

durch den Methangehalt und das Vorhandensein inerer Gase (wie z. B. Stickstoff, Kohlenstoffdioxid) sowie höherer Kohlenwasserstoffe beeinflusst (z. B. Ethan, Propan, Butan, etc.).

- **Assoziiertes Erdgas** tritt als Begleitprodukt bei der Förderung von Erdöl auf und wird im Rahmen der ersten Prozessschritte vom Rohöl abgetrennt. Häufig enthalten assoziierte Gase große Mengen höherer Kohlenwasserstoffe, sodass diese abgetrennt werden müssen, was die Ausgangsstoffe für **Liquefied Petroleum Gas (LPG)** darstellt.
- **Nicht-konventionelles Erdgas** ist die Bezeichnung für Kohleflözgas, Grubengas, Aquifergas, Tight Gas, Schiefergas oder Erdgas aus Gashydraten. Häufig ist hier eine Förderung zum heutigen Zeitpunkt nicht wirtschaftlich. Auch Fracking-Gas zählt zu dieser Kategorie (meist Tight Gas, welches durch Erhöhung der Gesteinspermeabilität gefördert werden kann).

Als nicht-fossile Quellen methanbasierter Kraftstoffe sind zu nennen:

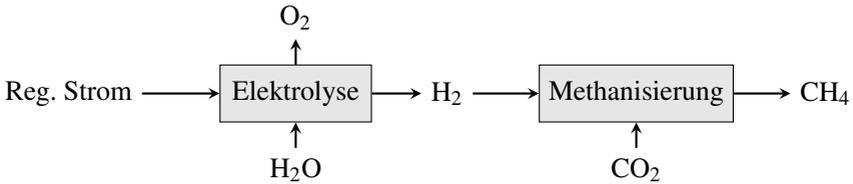
- **Biologisch erzeugtes Gas**, wie z. B. Biogas, Deponiegas und Klärgas. Dieses entsteht durch die anaerobe Vergärung organischer Ausgangsstoffe.
- **Technisch erzeugtes Gas**, wie z. B. Stahlgas, Vergasung von Holz/Kohle oder Gas aus der chem. Industrie. Dieses entsteht teilweise als Begleitprodukt übergeordneter Industrieprozesse.
- **Regenerativ erzeugtes Methan** erschließt die Möglichkeit eines aus erneuerbarem Strom hergestellten Gaskraftstoffs, welcher CO<sub>2</sub>-neutral hergestellt werden kann.

Biogas wird heute bereits vielerorts eingesetzt und einerseits zur stationären Stromerzeugung verwendet, andererseits um Gas direkt ins Netz einzuspeisen. Wichtig hierbei ist die Herkunft der Ausgangsstoffe, weshalb dieser Form der Gaserzeugung häufig ein ethischer Konflikt durch die Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion anhaftet.

Die technisch erzeugten Gase sind hauptsächlich im Rahmen einer sinnvollen Nutzung von Industrie-Nebenprodukten zu sehen, nicht aber für die Bereitstellung eines Kraftstoffs für eine Breitenanwendung.

Überwiegend im Entwicklungs- und Vorserienstadium, teilweise aber auch

schon im kommerziellen Einsatz, befinden sich heute Anlagen, die die regenerative Erzeugung von Methan ermöglichen, siehe Abb. 3.1.



**Abbildung 3.1:** Power-to-Gas (schematisch nach [16])

Das gezeigte Schema beschreibt dabei in stark vereinfachter Form den prinzipiellen Weg einer synthetischen Methanherzeugung. Energetische Ausgangsbasis muss hierbei stets regenerativer Strom sein. Durch die Elektrolyse wird Wasser in Wasserstoff und Sauerstoff aufgespalten. Über die Methanisierung als zweiten Prozessschritt wird der Wasserstoff dann im Methanmolekül gebunden. Einen Überblick über solche Anlagen geben die Quellen [12] und [64]. Je nach Betriebsweise sind Gesamtwirkungsgrade deutlich über 50 % möglich. [187] zeigt ebenfalls den Stand der Technik auf und ordnet die Power-to-Gas-Technologie in die deutsche Energiewirtschaft ein. [184] gibt einen Überblick über Versuchsanlagen, die zum Stand 2018 in Betrieb bzw. in Planung waren bzw. sind. Die Einführung von erneuerbar erzeugtem Methan birgt großes Potenzial für eine Defossilisierung des Antriebssektors unter Berücksichtigung der wirtschaftlichen Randbedingungen. Weiterhin ist die Speicherung von regenerativ erzeugtem Strom ein wichtiger Faktor zur Pufferung der stark fluktuierenden Leistungscharakteristik von Wind- und Solarstrom. Power-to-Gas stellt hierbei die Technologie mit dem größtem Speichervermögen dar, sowohl im Hinblick auf die Energiemengen wie auch auf lange Zeitkonstanten. Aufgrund des großen Puffervolumens im Erdgasnetz könnten hier größte Energiemengen über mehrere Wochen gespeichert werden.

Neben den großtechnischen Speichermöglichkeiten ist auch die Speicherung für mobile Anwendungen von großer Bedeutung. Hier sind zum heutigen Stand zwei etablierte Technologien vorhanden:

- **Compressed Natural Gas (CNG)** ist Methankraftstoff, welcher bis ca. 200 bar verdichtet wird. Der gängige Grenzwert von 200 bar ergibt sich zum

einen aus dem dort günstig verlaufenden Realgasfaktor von Methan, zum anderen aus der steigenden mechanischen Beanspruchung aufgrund des Innendrucks im Tankbehälter. Die Kompressionsarbeit muss hierbei in die Energie-Gesamtbilanz mit eingerechnet werden. Die volumetrische Energie-Speicherdichte beträgt ca. 26 % bezogen auf die von Superbenzin. CNG findet hauptsächlich im PKW-Bereich seine Anwendung.

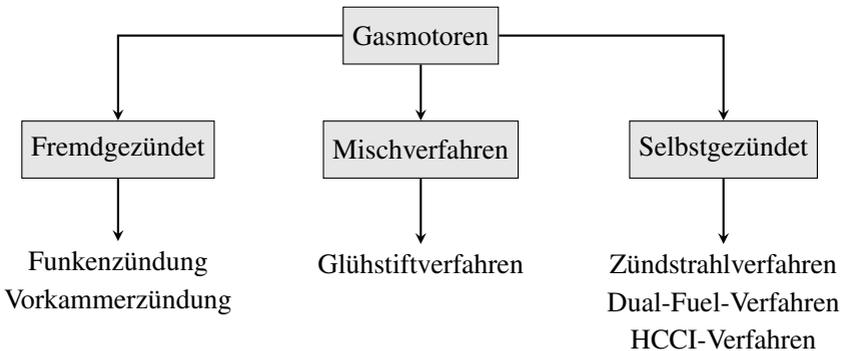
- **Liquefied Natural Gas (LNG)** bezeichnet die Speicherung von verflüssigtem Methankraftstoff. Dieser befindet sich bei einer Temperatur unterhalb  $-125\text{ °C}$  und einem Druck 7-10 bar im flüssigen Aggregatzustand. Die Verflüssigung geht folglich parasitär in die Energie-Gesamtbilanz mit ein. Die volumetrische Energie-Speicherdichte beträgt ca. 70 % bezogen auf die von Superbenzin. LNG ist für den NFZ-Markt attraktiv, da die großen benötigten Kraftstoffmengen in größerer Dichte, wenn auch mit höherem Systemaufwand, gespeichert werden können.

CNG und LNG können aus technischer Sicht auch in mobilen Anwendungen bis hin zum Nutzfahrzeugverkehr eine interessante Alternative zu Dieselmotoren darstellen [90], [32].

Sofern nicht anders gekennzeichnet, sind Informationen des vorangegangenen Kapitels aus [16] entnommen.

### 3.2 Brennverfahrenskonzepte

Im Folgenden soll ein Überblick sowohl über ausgeführte Serienmotoren als auch über Brennverfahren im Forschungsstadium gegeben werden, welche methanbasierte Kraftstoffe als Energiequelle nutzen. Grundlegende Bedeutung liegt dabei in der Art des Zündsystems. Dieses bestimmt maßgeblich den Ablauf der Verbrennung und damit die Strategie des Brennverfahrens. Abb. 3.2 ist deshalb angelehnt an [16] und [25], jedoch in abweichender Kategorisierung. Im Folgenden sollen die einzelnen Verfahren kurz erläutert und anhand von einigen exemplarischen Serienbeispielen oder Forschungsvorhaben aufgezeigt werden. Grundlagenorientierte Betrachtungen zu den relevanten Prozessen wurden in Kap. 2.2 dargelegt.



**Abbildung 3.2:** Brennverfahrenskonzepte von Gasmotoren

### Konventionelle Funkenzündung

Funkenzündete Brennverfahren gehen bis auf die Anfänge der Erfindung des Verbrennungsmotors zurück. Bereits Lenoir verwendete um 1860 in seinem verdichtungslosen Gasmotor eine Zündkerze mit keramischem Isolator und Zünddrähten als Elektroden [127]. Ausgehend davon haben sich in weit über 100 Jahren unzählige Arbeiten in Industrie und Forschung mit der Weiterentwicklung der Funkenzündung beschäftigt [17], [104], [164].

Die Zündkerze bringt die Aktivierungsenergie zur Entflammung des Gemisches in Form eines Lichtbogens ein. Die üblichen Zündenergien liegen im Bereich  $<100$  mJ, für Mager- oder Schichtverbrennung u. U. auch höher [17]. Nach Ablauf der Radikalbildung innerhalb der Zündverzugszeit beginnt die deflagrative Flammenfront den Brennraum zu durchlaufen. Vereinfacht kann die konventionelle Funkenzündung als punktförmige Entflammung betrachtet werden. In der Realität unterliegt die Form der Funkenentladung dabei statistischen Schwankungen. Neben der breiten Anwendung der Funkenzündung im Bereich der benzinbetriebenen Motoren findet diese auch in Gasmotoren vielfach Verwendung. Prinzipiell kann ein benzinbetriebenes Aggregat zunächst ohne große Veränderungen auf Gasbetrieb umgestellt werden. Dafür ist die Integration einer Gemischbildungsanlage und die Implementierung im Steuergerät erforderlich. Nach diesem Prinzip werden so seit Jahrzehnten Motoren im PKW-Bereich für den Betrieb mit Erdgas ertüchtigt. Da die verkauften Stückzahlen häufig geringer als für konventionelle Antriebsstränge sind, die

Tankstelleninfrastruktur für Erdgas noch relativ schwach ausgebaut ist und der Benzinbetrieb in gewissen Betriebsbereichen Vorteile mit sich bringt, werden diese Motoren meist als bivalente Varianten ausgeführt. Hierbei kann der Motor sowohl mit Benzin als auch mit Erdgas betrieben werden. Jedoch könnte ein monovalent auf Erdgas ausgelegter Motor Wirkungsgradsteigerungen in der Größenordnung von 10 % aufweisen [120], [16], [178]

Problematisch hierbei wirkt der bereits 1889 von Paschen [121] ermittelte Zündspannungsbedarf einer Funkenstrecke in einer Umgebung mit höherer Ladungsdichte aus. Demnach ist die zum Funkendurchschlag erforderliche Spannung proportional zum Produkt aus Elektrodenabstand und der Gasdichte zwischen den Elektroden. Mit steigender Zündspannung steigt auch die Abbrandneigung der Elektroden an, was zu einem kürzeren Wechselintervall der Zündkerzen führt [16].

Die kontinuierliche Entwicklung geht im PKW-Bereich zu funkengezündeten Motoren mit steigendem Aufladegrad. In [10] wird beschrieben, wie durch ein entsprechendes Aufladesystem das Leistungsdefizit früherer CNG-Motoren-generationen kompensiert werden kann, wenngleich diese Motoren noch ein geringeres Verdichtungsverhältnis als heutzutage aufwiesen. Die TGI-Motoren von Volkswagen sind ein Beispiel für die aktuelle funkengezündete, bivalente Auslegung von Motoren im PKW-Bereich [40], [41]. Gemeinsam ist den Motoren mit 1.0 l und 1.5 l Hubraum eine Saugrohrreinblasung für den Gaskraftstoff, eine Direkteinspritzung für den flüssigen Kraftstoff, die Funkenzündung sowie die Abgasturboaufladung. Der hubraumstärkere Motor besitzt einen Turbolader mit VTG und arbeitet nach dem Millerverfahren mit einem variablen Ventiltrieb (VVT) bei einer Verdichtung von  $\varepsilon = 12.5$ , um einen wirkungsgradoptimalen Betrieb für beide Kraftstoffe im bivalenten Betrieb zu ermöglichen. Dieser Mehraufwand ist in der kleineren Motorvariante nicht enthalten, was zwangsläufig dazu führt, dass das volle Potenzial der Erdgasverbrennung nicht vollständig ausgeschöpft werden kann. Trotz der variablen Miller-Strategie wird in bivalenten Auslegungen das kloppffreudigere Benzin ein eventuell begrenzender Faktor bleiben.

In [88] fließen derartige Überlegungen in die Auslegung eines monovalenten, optimierten Methanmotors im Rahmen eines EU-geförderten Projektes ein. Dieser verfügt über ein Verdichtungsverhältnis von  $\varepsilon = 13$ . Abweichend von der sonst serienmäßigen Anwendung der Saugrohrreinblasung findet hier ein Direkteinblasesystem Anwendung. Trotz der Auslegung als Dreizylinder-

motor mit 1.0 l Hubraum wird eine maximale Leistung von 120 kW, ein hohes Anfahrmoment von 240 Nm und ein Mitteldruck um 30 bar erreicht. Aufgrund der hohen Verdichtung muss das Triebwerk dabei Spitzendrücke von bis zu 185 bar erlauben. Das Prototypenprojekt zeigt die Potenziale auf, ist bisher jedoch nicht zur Serienanwendung gelangt. Bei solch hohen Ladungsdichten am Zündzeitpunkt ist zu erwarten, dass ein hoher Zündspannungsbedarf vorherrscht, was wiederum einen erhöhten Elektrodenverschleiß bedeuten würde [16], [113].

Auch im NFZ-Bereich gibt es ausgeführte Beispiele für funkengezündete Gasmotoren. [74] beschreibt den mittelschweren Nutzfahrzeugmotor M936G von Mercedes-Benz, der ebenfalls eine konventionelle Funkenzündung nutzt. Dabei werden, abweichend vom PKW-Segment, viele Grundkomponenten vom verwandten mittelschweren Diesellaggregat OM936 übernommen, u. a. auch die Grundkonstruktion des Zylinderkopfs und des Kolbens. Das Brennverfahren arbeitet stöchiometrisch und erlaubt so die Verwendung eines Dreiwegekatalysators. Die Leistungscharakteristik zeigt kaum Einbußen im Vergleich zum äquivalenten Dieselmotor.

Generell sind für Gasmotoren im Nutzfahrzeugbereich mit einer günstigen Technologiekombination Wirkungsgrade auf dem Niveau von Dieselmotoren prognostiziert [58].

In [60] wird die direkte Funkenzündung im Bereich der Stationärmotoren thematisiert. Es wird aufgezeigt, dass ein hoher Wirkungsgrad von 46 % bei hohen indizierten Mitteldrücken um 22 bar im Magerbetrieb möglich ist. Allerdings kommt hierbei die Direktzündung an ihre Grenzen, was die Einführung der Vorkammerzündung für noch höhere Lasten bzw. noch magerere Gemische erforderlich macht.

### **Vorkammerzündung**

Die Vorkammerzündung ist aktuell ein Verfahren, welches viele Motorenhersteller beschäftigt. [144] zeigt die Vorteile dieser Technologie für PKW-Ottomotoren im Benzinbetrieb auf. Die Hauptvorteile einer Vorkammerzündung bestehen in der Darstellung von sehr kurzen Brenndauern und somit einer günstigen Verschiebung der Klopfgrenze, was wiederum ein höheres Verdichtungsverhältnis und damit höhere Wirkungsgrade ermöglicht. Auch die Ent-

flammung von sehr mageren Gemischen wird durch die Vorkammerzündung ermöglicht. Die Vorkammer kann dabei als passive oder aktive Vorkammer ausgebildet sein. Die passive Vorkammer wird in der Kompressionsphase durch die einströmende Zylinderladung befüllt. Diese wird innerhalb der Vorkammer durch einen Funken gezündet und tritt dann in Form von Fackelstrahlen aus, um den restlichen Brennraum raumgreifend zu entflammen [152]. Als höhere Entwicklungsstufe wird die aktive Vorkammer zusätzlich durch ein Ventil mit einer kleinen Kraftstoffmenge vorkonditioniert, was Vorteile z. B. für sehr magere Gemische mit sich bringt [157]. Herkommend von der offenen Funkenzündung ist die passive, ungespülte Vorkammer zunächst ohne großen Aufwand in die Struktur des Zylinderkopfs integrierbar. Teilweise sind passive Vorkammern auch direkt in Form von aufgeschweißten Kappen als Gesamt-Zündkerze einschraubbar und können direkt ins vorhandene Kerzengewinde eingeschraubt werden [5]. Jedoch ist nicht nur die mechanische Integration von Bedeutung, sondern vielmehr auch die Integration in den Brennraum bzgl. Gemischbildung und Ladungsbewegung, um zum Zündzeitpunkt ein gut zündfähiges Gemisch innerhalb der Vorkammer darzustellen. Ein Ansatz hierzu wird beispielsweise in [83] diskutiert, hier wird mittels einer Direkteinspritzung eine Ladungsschichtung in einer speziellen Kolbenmulde erzeugt, welche wiederum die Vorkammer befüllt.

Besonders in der Teillast und bei späten Verbrennungsschwerpunkten zeigt die Vorkammerzündung Herausforderungen [144], was vermutlich begründet, dass die passive Vorkammer bisher nach Kenntnis des Autors kaum in der mobilen Anwendung im PKW- oder NFZ-Bereich zum Einsatz kommt.

Analog zu den aktuell durchgeführten Vorhaben im Bereich der Ottomotoren mit Flüssigkraftstoffen ist die Vorkammerzündung im Bereich mittlerer und großer Gasmotoren schon längere Zeit Stand der Technik. Größere Gasmotoren verwenden sehr häufig Magerbrennverfahren, weshalb die passive Vorkammer dort schon längere Zeit eingesetzt wird [16]. Aufgrund der stationären, meist hochlastigen Betriebsweise, ist ein Vorkammerbrennverfahren dort vermutlich besser zu beherrschen als im stark transienten Betrieb einer mobilen Anwendung.

Die aktive Vorkammer zeigt noch größere Vorteile in vielen Betriebsbereichen im Vergleich zur passiven, jedoch mit erhöhtem technologischen Aufwand. Besonders bei sehr mageren Gemischen oberhalb von  $\lambda = 1.4$  zeigen sich die Vorteile der aktiven Vorkammer durch eine geringe Zyklenschwankung und kurze

Brenndauern. Nicht nur die Verbrennung stark abgemagerter Gemische wird durch die aktive Vorkammer ermöglicht, auch die stöchiometrische Verbrennung mit hohen AGR-Raten kann damit verbessert werden. [145]

Durch die sehr kurze Brenndauer mit einer aktiven Vorkammer können für Gasmotoren Mitteldrücke von über 30 bar erreicht werden [47]. Beispiele wie [18] oder [85] zeigen, dass die aktive Vorkammer eine sichere Entflammung bei schnellem Durchbrand in sehr mageren Gemischen darstellen kann.

Bei einer Wasserstoffzumischung zum Methankraftstoff erscheinen Vorkammerbrennverfahren ebenfalls interessant. Die Magerlaufgrenze wird ausgeweitet und es tritt aufgrund der sehr kurzen Brenndauer trotz des hohen Verdichtungsverhältnisses kein Klopfen auf [151]. Als Problem im Magerbetrieb werden die relativ niedrigen Abgastemperaturen aufgezeigt, welche die Oxidation von Methan erschweren. [177] zeigt die Konstruktion, Integration und Erprobung einer aktiven Vorkammer am Beispiel eines Vierzylinder-PKW-Motors für ein CNG-Brennverfahren. Auch hier ergeben sich besonders im Magerbetrieb signifikante Vorteile im Hinblick auf den Wirkungsgrad.

### **Dual-Fuel-Verfahren**

Ein Dual-Fuel-Verfahren zeichnet sich, wie im Namen bereits erwähnt, zunächst durch die gleichzeitige Verwendung zweier unterschiedlicher Kraftstoffe aus. Oft wird hierbei ein gasförmiger und ein flüssiger Kraftstoff verwendet [115], jedoch können prinzipiell auch zwei Flüssigkraftstoffe eingesetzt werden, wobei i. d. R. ein zündunwilliger, klopfester und ein zündwilliger Kraftstoff kombiniert werden [50], [87]. Das Dual-Fuel-Verfahren stellt eine ökonomisch und ökologisch interessante Alternative zu konventionellen Diesel- oder Ottobrennverfahren dar. So kann bei sehr guten Wirkungsgraden eine deutliche Minderung der CO<sub>2</sub>- und Schadstoffemissionen erzielt werden, wobei häufig bestehende Motorgrundstrukturen umgerüstet werden und teilweise auch weiterhin den reinen Dieselbetrieb ermöglichen. Der reine Dieselbetrieb kann aus Gründen der Kraftstoff-Infrastruktur oder der Redundanz erwünscht sein [167]. Für Dual-Fuel-Verfahren liegt der variable energetische Anteil beider Kraftstoffe in einer ähnlichen Größenordnung, charakterisiert durch die sog. Substitutionsrate. Diese gibt dabei den energetischen Anteil des Primärkraftstoffs an der gesamten eingebrachten Kraftstoffenergie an, was herkommend von der

rein dieselmotorischen Verbrennung den Grad der Ersetzung bzw. Substitution des ursprünglichen Dieselmotorkraftstoffs bedeutet [167]. Übliche Substitutionsraten liegen beim Dual-Fuel-Verfahren bei 5...95 % [16].

Die Anwendung solcher Motorenkonzepte ist bisher eher im Großmotorenbereich in Bohrungsgrößen oberhalb der schweren Nutzfahrzeugklasse vorzufinden. Der Anteil der in Serie befindlichen Motoren sinkt dabei mit sinkender Baugröße; Stand 2016 waren im Nutzfahrzeugbereich keine Dual-Fuel-Motoren in Serie [148] und auch aktuell (Stand 2020) ist dem Autor kein Hersteller mit Serienanwendung eines solchen Verfahrens bekannt. Aufgrund der Herausforderungen eines transienten Betriebs im Kennfeld bietet sich das Verfahren vermehrt für stationär betriebene Motorbaureihen an. Im Niedriglastbereich zeigen sich vermehrt Schwierigkeiten bei der Darstellung von Dual-Fuel-Brennverfahren wie beispielsweise in [16], [156] oder [171] berichtet wird. Auch die Abgasnachbehandlung stellt ein Problem dar [16].

Dual-Fuel-Verfahren können in unterschiedlichen Gemischbildungsvarianten realisiert werden. Dabei sind für beide Kraftstoffe prinzipiell die äußere wie die innere Gemischbildung möglich. Sinnvoll ist jedoch in der Regel eine innere Gemischbildung für den reaktiven Kraftstoff. Für den weniger reaktiven Primärkraftstoff wird oftmals die äußere Gemischbildung realisiert (PFI), in seltenen Fällen auch die innere Gemischbildung (DI) [156].

In [91] und [92] wird ein schwerer NFZ-Motor mit verschiedenen Brennverfahren betrieben. Dazu gehören neben dem reinen Dieselmotorbetrieb ein Dual-Fuel-Verfahren, ein HCCI-Verfahren und ein PPCI-Verfahren unter Verwendung von Erdgas und Diesel. Diese unterschiedlichen Verfahren werden angewandt, um den Betriebsbereich im Kennfeld abzudecken. Die homogene oder teilhomogene Verbrennung bietet überwiegend für niedrige Lasten große Vorteile, während das konventionelle Dual-Fuel-Verfahren im mittleren und oberen Lastbereich angewandt wird. Im Magerbetrieb kommt je nach Substitutionsrate ein Großteil der  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus der Pilotzone, während bei stöchiometrischem Betrieb die Stickoxide aus der deflagrativen Flammenausbreitung dominieren. Der Einsatz einer Abgasrückführung erscheint vielversprechend. Zu nennen ist auch der große Einfluss des Feuerstegvolumens auf die HC-Emissionen. Der stöchiometrische Betrieb erscheint im Hinblick auf die Realisierung einer kostengünstigen, effektiven Abgasnachbehandlung als besonders vorteilhaft, auch wenn dabei der Wirkungsgrad etwas absinkt.

In [55] und [156] wird die Untersuchung eines Dual-Fuel-Verfahrens für einen PKW-Vierzylindermotor untersucht. Ein großes Problem stellen die hohen HC-Emissionen im Magerbetrieb dar, welche aufgrund sehr niedriger Abgastemperaturen in der Abgasnachbehandlung nur schwer beseitigt werden können. Besonders hervorzuheben ist die Umsetzung einer inneren Gemischbildung für den Kraftstoff Erdgas, welche Vorteile im unteren Lastbereich hinsichtlich HC-Emissionen mittels Ladungsschichtung bringt. Außerdem ermöglicht die direkte Einblasestrategie höhere Zylinderfüllungen in der Hochlast. In [48] wird ebenfalls ein Überblick über mehrere Dual-Fuel-Untersuchungen gegeben, u. a. auch ein H<sub>2</sub>-Diesel-Brennverfahren. Dieses zeigt v. a. Vorteile im unteren Lastbereich, während ein CH<sub>4</sub>-Dieselverfahren sich eher für den oberen Lastbereich eignet. Alle drei Veröffentlichungen weisen auf ein hohes CO<sub>2</sub>-Einsparpotenzial für den Dual-Fuel-Betrieb im Vergleich zu konventionellen diesel- oder ottomotorischen Konzepten hin.

[126] zeigt die Potenziale und Herausforderungen für Erdgas/Diesel-Dual-Fuel-Verfahren in Motorengrößen vom PKW bis zum Großmotor auf und geht dabei besonders auf mögliche Gemischbildungskonzepte ein. Eine finale Bewertung kommt zu dem Schluss, dass Dual-Fuel-Verfahren in der PKW-Anwendung schwer zur Serienreife kommen dürften, was in der schwierigen Abgasnachbehandlung für Methan in der Teillast begründet liegt. Dies ist ebenfalls im NFZ-Bereich zu erwarten, wenngleich hier günstigere Randbedingungen gegeben sind. Im Großmotorenbereich wird dagegen eine zunehmende Verbreitung von Dual-Fuel-Verfahren prognostiziert.

[167] beschreibt die experimentelle Untersuchung eines Dual-Fuel-Verfahrens mit konventionellem Aufbau einer Saugrohreinblasung für Erdgas und einer Direkteinspritzung für Diesel. Reiner Dieselbetrieb ist möglich, wobei der Dieselanteil je nach Betriebspunkt bis zu einer minimal erforderlichen Menge abgesenkt werden kann. Auch hier werden die HC-Emissionen und die schwierige Abgasnachbehandlung als zentrale Herausforderungen genannt. Die Nutzung eines teilhomogenen Verbrennungsregimes kann an Teillastbetriebspunkten vorteilhaft sein. Das Auftreten von Motorklopfen wird in dieser Arbeit auch bei hohen Lasten nur für schlechte Gasqualitäten beobachtet.

[8], [50], [51], [161] und zeigen durch Versuche an Ein- und Mehrzylindermotoren in Nutzfahrzeuggröße auf, dass durch eine kombinierte Verbrennung von flüssigem Otto- und Dieseldieselkraftstoff eine drastische NO<sub>x</sub>- und Partikelreduktion möglich wird. Dafür ist jedoch eine ausreichende Vormischung der

Dieseleinspritzung erforderlich. Dieser Grad der Vormischung ist außerdem bestimmend für die Lage des Verbrennungsschwerpunkts. Wird die Dieselerbrennung nicht ausreichend homogenisiert, so entstehen Endgastaschen, die zu starkem Klopfen neigen. Wird der Grad der Diesel-Vormischung gesteigert, so geht das Verbrennungsregime von einem zweistufigen Charakter in eine quasi-homogene Selbstzündung über. Lasten bis zu 19 bar indizierten Mitteldrucks können bei extrem niedrigen Emissionswerten in Verbindung mit Abgasrückführung dargestellt werden. Über eine modellbasierte Verbrennungsregelung ist ein transienter Betrieb im Kennfeld möglich.

[87] und [99] zeigen umfangreiche simulative und experimentelle Untersuchungen zum sog. RCCI-Brennverfahren auf. Dabei werden die  $\text{NO}_x$ - und Partikelwerte ebenfalls auf geringste Werte reduziert, während hohe Wirkungsgrade erreicht werden können. Als Kraftstoffe werden Benzin, Ethanolblends und Diesel verwendet. [155] schlägt darüber hinaus die Verwendung von Benzin mit einem Zündbeschleuniger vor, was diverse Vorteile gegenüber Diesel als Pilotkraftstoff mit sich brächte.

[170] untersucht ein Dual-Fuel-Verfahren für Erdgas und Diesel an einem mittelschnellaufenden Schiffsmotor. Die lokale Verteilung und Vormischung des Pilotkraftstoffs bestimmt maßgeblich die Verbrennungsschwerpunktlage sowie den Ablauf der Gesamtverbrennung, was in einer HCCI-ähnlichen Wärmefreisetzungscharakteristik münden kann. Das optimale Betriebsfenster ist vergleichsweise schmal, was eine spezielle Verbrennungsregelung erfordert.

[171] beschreibt Untersuchungen zu einem Dual-Fuel-Verfahren mit Erdgas und Diesel an einem Einzylindermotor in PKW-Größe. Mitteldrücke bis 26 bar können kloppfrei bei einem Verdichtungsverhältnis von  $\varepsilon = 14$  dargestellt werden. Problematisch erscheinen die hohen  $\text{CH}_4$ -Emissionen im Magerbetrieb, weshalb der stöchiometrische Betrieb vorgeschlagen wird. Die Überhitzung der Injektorspitze bei hohen Mitteldrücken und geringen Durchflüssen stellt ebenfalls eine Herausforderung dar.

[26] zeigt das Potenzial von LNG für den leichten und schweren Nutzfahrzeugsektor auf, wobei u. a. das sog. HPDI-Verfahren thematisiert wird, siehe auch [115]. Dabei handelt es sich um ein spezielles Dual-Fuel-Verfahren, welches eine Erdgas-Direkteinblasung und eine Diesel-Direkteinspritzung mittels eines kombinierten Injektors mit zwei konzentrischen Nadeln darstellt. Diese Konstellation bietet interessante Möglichkeiten hinsichtlich Leistungsdichte, Wirkungsgrad und Emissionen.

[175] beobachtet anhand von Untersuchungen an einem Vollmotor der Nutzfahrzeug-Klasse ähnlich zu den o. g. Arbeiten eine starke Kopplung des Verbrennungsschwerpunkts und der Verbrennungsart an den Einspritzbeginn der Pileinspritzung. Das Verdichtungsverhältnis ist mit  $\varepsilon = 17.2$  relativ hoch gewählt. Für einen sehr frühen Einspritzbeginn geht das Verbrennungsregime in eine Art homogene Selbstzündung mit deutlich niedrigeren Emissionen über.

[160] untersucht die Substitution von Diesel durch LPG mittels Dual-Fuel-Verfahren und stellt dabei verbesserte Wirkungsgrade im Hochlastbereich sowie verringerte Emissionen auch für niedrigere Lasten fest.

[35] untersucht den Einfluss einer Doppeleinspritzung an einem Einzylindermotor in PKW-Größe für ein Dual-Fuel-Verfahren und zeigt dadurch Vorteile im niedrigen Lastbereich, v. a. hinsichtlich Verbrennungsstabilität auf.

[100] untersucht ein Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Verfahren an einem konvertierten, aufgeladenen Nutzfahrzeugmotor. Dabei wird kein stöchiometrischer Betrieb untersucht,  $\lambda$  liegt im Bereich 1.4...3.6. Es wird aufgezeigt, dass ein Optimalwert für die eingespritzte Pilotmenge existiert, welcher mit steigender Last sinkt. Dieser Wert bestimmt zusammen mit  $\lambda$  wesentlich die  $\text{NO}_x$ -Emissionen, wobei Klopfen bei Annäherung ans stöchiometrische Luftverhältnis beobachtet wird.

[153] vergleicht den Einsatz von Diesel mit Polyoxymethylen-Dimethylether als Pilotkraftstoff in einem Erdgas-Dual-Fuel-Verfahren. Der Einspritzbeginn zeigt großen Einfluss auf die Form des Brennverfahrens. Es wird aufgezeigt, dass die Eigenschaften des Alternativkraftstoffs (höhere Zündwilligkeit, Sauerstoffgehalt und Flüchtigkeit) sich positiv auf das Gesamtergebnis auswirken.

[106] und [107] zeigen anhand von Untersuchungen an einem Dual-Fuel-Verfahren auf, dass ein teilhomogener Verbrennungsablauf ähnlich RCCI mit mehreren Vorteilen verbunden sein kann, wenngleich dieser Bereich hauptsächlich in der Teillast fahrbar ist, nicht aber in der Hochlast. Kann eine teilhomogene Umsetzung dargestellt werden, so ergeben sich verbesserte Emissionswerte in Zusammenhang mit hohen Wirkungsgraden. Die Verbrennung läuft dabei härter als bei konventionellen Verfahren ab, was zu kürzeren und höheren Wärme-freisetzungsraten führt und damit auch den Spitzendruck steigen lässt.

[79] und [80] berichten über die Untersuchung von Dual-Fuel-Verfahren sowohl mit Methan als auch mit Wasserstoff als Primärkraftstoff. Als reaktive Flüssigkraftstoffe werden Diesel und RME untersucht. Es zeigt sich, dass der Zündverzug im Dual-Fuel-Betrieb im Vergleich zur rein dieselmotorischen

Verbrennung ansteigt, was vermutlich auf den reduzierten Sauerstoffpartialdruck zurückzuführen ist. Weiterhin besteht ein deutlicher Zusammenhang zwischen den Stickoxidemissionen und den Parametern der Flüssigeinspritzung, wobei besonders die eingespritzte Menge einen signifikanten Einfluss zeigt. Es wird aufgezeigt, dass eine Wasserstoffzumischung den Kompromiss zwischen Stickoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen verbessern kann.

### **Zündstrahlverfahren**

Das sog. Zündstrahlverfahren (engl. micro-pilot oder pilot injection ignition) ist prinzipiell ein Dual-Fuel-Verfahren mit stark minimiertem Anteil an reaktivem Kraftstoff, wobei ein reiner dieselmotorischer Betrieb im Gegensatz zum Dual-Fuel-Verfahren nicht möglich ist [16]. Per Definition kommt somit der Hauptanteil der Brennstoffenergie aus dem zündunwilligen, fast immer gasförmigen Kraftstoff. Der reaktionswillige, meist flüssige Kraftstoff hat nicht die primäre Aufgabe, Wärme für den Arbeitsprozess freizusetzen, sondern wird in erster Linie zur Entflammung eingesetzt, weshalb historisch auch der Name „Zündöl“ gängig ist (von „Gasöl“: Frühere Bezeichnung für Diesel). Die prinzipiell möglichen Gemischbildungsvarianten für beide Kraftstoffe sind äquivalent zu denen der Dual-Fuel-Verfahren.

Zündstrahlverfahren finden hauptsächlich Anwendung in geringer Stückzahl bei Motoren mit Bohrungsdurchmessern im Bereich von 300...450 mm. Mit derartigen Verfahren werden mit die höchsten Wirkungsgrade bei größeren Gasmotoren ausgewiesen, welche um 42...45 % bei günstigem Emissionsverhalten liegen können. Dass eine derartige Anwendung hauptsächlich bei sehr großen Zylinderhubräumen sinnvoll wird, ist nicht zuletzt im Aufwand für das Piloteinspritzsystem begründet. [168]

[130] beschreibt Untersuchungen eines Zündstrahlverfahrens am Einzylindermotor in Nutzfahrzeuggröße unter Anwendung von Ladungsverdünnung, welche sowohl über Abmagerung als auch über größere Mengen an Abgasrückführung erreicht werden kann. Eine Ladungsverdünnung erscheint besonders im Hinblick auf eine Minderung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen sinnvoll, was in dieser Arbeit durch den Einsatz des Zündstrahlverfahrens ohne Wirkungsgradnachteil gezeigt wird. Besonderes Augenmerk liegt auf der Untersuchung verschiedener Zündöle, welche mit Diesel als Referenzkraftstoff verglichen werden. Es

zeigt sich, dass ein organischer Ether (2-EEE) und HVO aufgrund ihrer hohen Zündwilligkeit und dem damit kürzeren Zündverzug den Bedarf an eingespritzter Zündölmenge reduzieren, wodurch auch die  $\text{NO}_x$ -Emissionen reduziert werden. Der Kraftstoff HVO ist äquivalent zu dem in der vorliegenden Arbeit verwendeten Kraftstoff RD. Im Rahmen von [130] wird ein Großteil der Stickoxidemissionen auf die Zündölverbrennung zurückgeführt.

[191] untersucht die Anwendung eines Zündstrahlverfahrens für einen Vollmotor in PKW-Größe in Anwendung zur **Kraft-Wärme-Kopplung** (KWK). Auch hier wird der zusätzliche Systemaufwand für das Zündöl-Einspritzsystem als wichtiger Faktor genannt. Neben grundsätzlichen optischen und motorischen Untersuchungen zur Piloteinspritzung werden simulative Untersuchungen zur Gesamtauslegung eines solchen Motorkonzepts diskutiert. Problematisch erscheint hierbei die verschlechterte Gemischaufbereitung bei Minimalmengeneinspritzung mit einem Mehrlochinjektor. Als potenzieller Vorteil wird eine schnellere Gemischumsetzung, vor allem bei niederkalorischeren Gasen, wie z. B. Biogas, genannt.

In [163] werden thermodynamische und optische Untersuchungen zu einem Zündstrahlverfahren mit Zündölmengen von 2...10 % beschrieben, die an einem Einzylindermotor der mittleren Nutzfahrzeugklasse durchgeführt wurden. Der Grundmotor besitzt einen dieseltypischen Zylinderkopf mit vier senkrechten Ventilen und einem zentralen Vierloch-Injektor. Optische Untersuchungen durch einen Transparentkolben zeigen die Entstehung von vier, fast gleichzeitig auftretenden Zündzonen, an denen die restliche Gemischumsetzung initiiert wird. Die thermodynamischen Untersuchungen zeigen, dass durch Reduzierung der Zündölmenge und Steigerung des Einspritzdruckes die Rußemissionen reduziert werden können.

[63] zeigt eine simulative Studie zur Umsetzung eines HCCI-ähnlichen Zündstrahlverfahrens für die Verbrennung von Erdgas in Motoren der schweren Nutzfahrzeuggröße. Hauptmotivation ist die schwierige Steuer- und Regelbarkeit von HCCI-Brennverfahren und die u. U. hohe Ansaugtemperatur, die zur homogenen Kompressionszündung erforderlich wäre. Durch die Einspritzung einer reaktiven Komponente in die frühe Kompression verliert das Verfahren an Sensitivität gegenüber den Prozessstartbedingungen und wird so besser beherrschbar. Gleichzeitig erweitert sich der darstellbare Betriebsbereich.

[7] beschreibt ein Zündstrahlverfahren, bei dem eine gezielte und kontrollierte Selbstzündung im Endgas erreicht wird; dies führt zu hohen thermischen

Wirkungsgraden. Diese Form der Selbstzündung ist in ihrer Charakteristik allerdings kein Klopfen, was durch eine FFT-Analyse des Zylinderdrucks aufgezeigt wird. [3] zeigt am selben Verfahren, dass der Übergang zwischen normaler deflagrativer Verbrennung und einer kontrollierten Selbstzündung im Endgas durch eine geeignete Einspritzstrategie dargestellt werden kann. Optische Aufnahmen mit Transparentkolben zeigen, dass die Ausdehnung der Entflammungszone durch eine Doppeleinspritzung erhöht werden kann.

[133] zeigt Endoskopuntersuchungen an einem Einzylinderaggregat im Zündstrahlbetrieb. Der verwendete Versuchsmotor weist ein Verdichtungsverhältnis von  $\varepsilon = 13$  auf und basiert vermutlich auf einem Otto-Grundkonzept, da der Injektor anstelle einer Zündkerze zentral platziert wurde. Es zeigt sich, dass das Zündöl nur eine geringe Eindringtiefe in den Brennraum erreicht, was auf die geringe Menge und die Sitzdrosselphase des Diesel-Mehrlochinjektors zurückgeführt wird. An die Verbrennung der Zündstrahlzone schließt sich eine deflagrative Flammenausbreitung an. Der Zündverzögerung der Entflammungszone hängt u. a. vom Sauerstoffpartialdruck ab, welcher durch das Luftverhältnis des Hintergrundgemisches mitbestimmt wird.

In [116] werden Zündstrahluntersuchungen an einem Einzylindermotor mit ca. 4 l Hubraum gezeigt. Dabei werden Zündölmengen im Bereich von 1 % verwendet, um die Zündkerze des bisher offen gezündeten Gasmotors zu ersetzen. Es zeigt sich, dass mit diesem Verfahren eine Abmagerung wie bei einem Vorkammerbrennverfahren unter vergleichbaren Emissions- und Wirkungsgradwerten dargestellt werden kann.

[131] berichtet von Untersuchungen an einem mittelschnelllaufenden Einzylindermotor zur selbstgezündeten Wasserstoffverbrennung mit Hochdruckdirektinblasung. Im Versuchsmotor ist sowohl ein Wasserstoff- als auch ein Dieselinjektor im Brennraum angeordnet. Im selbstgezündeten Wasserstoffbetrieb gelingt eine signifikante Verringerung der zyklischen Schwankungen durch die Einspritzung eines kleinen Dieselanteils in der Größenordnung von 2-5 % mittels des separaten, seitlich angeordneten Dieselinjektors in Zweiloch-Geometrie. Desweiteren können die Stickoxidemissionen durch den Betrieb mit Zündöl im Vergleich zum reinen selbstgezündeten Wasserstoffbetrieb gesenkt werden.

## Sonstige Verfahren

Neben den o. g. Verfahren existieren noch einige weitere Nischenverfahren:

- **HCCI:** Die homogene Selbstzündung von methanbasierten Kraftstoffen erscheint zwar aus theoretischer Sicht vielversprechend, scheitert jedoch an der praktischen Umsetzbarkeit [16], [86]. Dies liegt darin begründet, dass Methan das stabilste Alkanmolekül darstellt und somit sehr hohe Temperaturen zur Selbstzündung erfordert. Die dafür notwendigen Verdichtungsverhältnisse liegen über dem Bereich, der für eine praktische, kennfeldorientierte Motorauslegung mechanisch sinnvoll und machbar ist. Eine HCCI-Verbrennung ist daher nur in Verbindung mit einer weiteren, rekationsfreudigeren Kraftstoffkomponente darstellbar, was z. B. in [159] für die Niedriglast eines Dual-Fuel-Aggregats aufgezeigt wird (siehe auch Quellen in Kap. 3.2).
- **Alternative ottomotorische Zündverfahren:** Zur Darstellung von konventionellen ottomotorischen Brennverfahren für methanbasierte Kraftstoffe eignen sich prinzipiell auch alle alternativen Zündquellen, die aus der Verbrennung von Benzinkraftstoffen bekannt sind; darunter sind u. a. die Coronazündung, die Laserzündung oder Mehrfachfunken-systeme. Vorteile solcher Zündsysteme sind die Darstellung hoher Zündenergien, die Verringerung oder Vermeidung von Elektrodenverschleiß sowie Vorteile hinsichtlich Entflammungssicherheit und -stabilität, Brenndauer und Klopfen. [31], [49], [65], [136], [182]
- **Glühstift-Vorkammerverfahren:** Als besonderes Vorkammerverfahren ist das sog. PGI-Verfahren in den Großgasmotoren von MAN zu nennen. Dabei wird eine kleine Menge Gas in eine Vorkammer eingeblasen, welche sich an einem Glühstift entzündet. Die entzündete Vorkammerladung tritt in den Hauptbrennraum in Form von Fackelstrahlen ein und entzündet das Gemisch dabei, was in einer schnellen Verbrennung ähnlich zum Vorkammerverfahren mit kammerinterner Funkenzündung mündet. [71]
- **Vorkammer-Zündstrahlverfahren:** [22] beschreibt die Anwendung eines sog. Micro-Pilot-Verfahrens für kleinere Bohrungsgrößen, was im konkreten Fall ein Zylindervolumen von 5 Litern beschreibt und damit immer noch dem Großmotorenbereich zuzuschreiben ist. Dabei handelt es sich um

ein kombiniertes Zündverfahren aus Vorkammer- und Zündstrahlverfahren, welches ebenfalls vergleichbar mit dem verbreiteten funkengezündeten Vorkammerverfahren ist. Die Zündenergie innerhalb der Vorkammer wird jedoch durch die Einspritzung einer sehr kleinen Zündölmenge in dieselbe bereitgestellt. Hauptgründe für die Umsetzung eines solchen Verfahrens sind Aspekte wie die Erzielung niedrigster Emissionen, die sichere Zündung bei höchsten Leistungsdichten und die Umgehung des damit verbundenen hohen Elektrodenverschleißes für die Vorkammerkerzen. Auch hier wird das Zündstrahl-Einspritzsystem als signifikanter Kostenfaktor genannt, jedoch könnte dieser aufgrund von Vorteilen im Wirkungsgrad zunehmend auch für kleinere Motorgrößen kompensiert werden.

## 4 Versuchsaufbau, Messtechnik und Vorgehen

Da die Arbeit weitgehend auf experimentell ermittelten Daten beruht, soll zunächst auf die verwendeten Messtechniken und Versuchsanlagen eingegangen werden. Vor Beginn des Motorversuchs wurden umfangreiche Untersuchungen zum Verhalten des Injektors durchgeführt. Die darauffolgenden Versuche am Einzylinderaggregat können so mit einem Basiswissen über die Prozesse der Zündölspritzung unterstützt werden. Der Motorversuch als eigentlicher Untersuchungsschwerpunkt erfolgte an einem aufgeladenen Einzylinderaggregat.

In Kap. 3.2 wurde bereits ein Überblick über ausgeführte Brennverfahrenskonzepte gegeben. Daraus wird deutlich, dass viele vorangegangene Forschungsarbeiten in den Bereich Dual-Fuel mit Diesel-Grundmotoren fallen. In der vorliegenden Arbeit soll das Verfahren bewusst auf preisgünstigeren Ottokomponenten basieren und auf kleine Zündölmengen eingeschränkt werden, was eine klare Abgrenzung zur Dual-Fuel-Strategie darstellt. Folglich kann das Aggregat auch nicht allein mit dem Zündöl betrieben werden; der flüssige, energetische Kraftstoffanteil soll unter 10 % liegen. Dieser sei analog zu [131] definiert:

$$X_{liq} = \frac{E_{liq}}{E_{ges}} = \frac{m_{liq} \cdot H_{u,liq}}{m_{gas} \cdot H_{u,gas} + m_{liq} \cdot H_{u,liq}} \quad \text{Gl. 4.1}$$

In Anbetracht dessen weist das Verfahren keine absolute Monovalenz auf, wohl aber eine Quasi-Monovalenz auf. Zum Vergleich ermöglichen bivalente Motoren im PKW-Bereich den vollwertigen Betrieb mit Erdgas oder Benzin. Hingegen bleibt die Hauptwärmequelle im Zündstrahlverfahren immer der methanbasierte, gasförmige Kraftstoff.

## 4.1 Injektoren und Kraftstoffe

### Auswahl eines Zündöl-Injektors

Für die Einspritzung des Zündöls muss der Injektor besondere Anforderungen erfüllen. Die wichtigsten Punkte sollen im Folgenden kurz benannt werden:

- **Kleinstmengenfähigkeit:** Das System muss in der Lage sein, kleinste Mengen abzusetzen. Eine Abschätzung über den o. g. energetischen flüssigen Kraftstoffanteil ergibt, dass Mengen im Bereich von 1 mg und weniger benötigt werden, wenn es im Brennverfahren gelingt, die Zündölmenge entsprechend stark zu reduzieren.
- **Reproduzierbarkeit und Shot-to-Shot-variation:** Die eingespritzte Zündölmenge wirkt sich stark auf den Verlauf der Verbrennung aus [130]. Folglich darf die abgesetzte Einspritzmenge von Zyklus zu Zyklus nicht zu stark streuen, um daraus folgend das Brennverfahren nicht durch hohe Zyklen-schwankungen zu verschlechtern.
- **Zerstäubungsgüte:** Die Zerstäubungsgüte resp. Tropfengrößenverteilung beeinflusst den Verdampfungsprozess, den Zündverzug und die Verbrennung. Ebenso kann die Zerstäubungsgüte Einfluss auf die Emissionen aufweisen. Für diesen Zusammenhang werden zunächst die üblichen Erfahrungswerte aus dem dieselmotorischen Bereich zugrunde gelegt [165]. Es wird deshalb gefordert, dass der Injektor eine gute Zerstäubungsgüte erreicht, speziell auch für den Fall von sehr kurzen Einspritzzeiten und damit kleinen Mengen. Diese Eigenschaft sollte für alle verwendeten Zündöle ausreichend erfüllt sein.
- **Thermische Stabilität:** Bei der Einspritzung von kleinen Mengen im Hochlastbetrieb ergeben sich u. U. Probleme bzgl. der thermischen Belastung der Injektorspitze. Bei der Direkteinspritzung von Diesel oder Benzin in konventionellen Brennverfahren wird diese Problematik durch die Kühlwirkung hoher Einspritzmengen entschärft. Der Fall von hohen indizierten Mitteldrücken bei minimaler Einspritzmenge existiert in solchen Brennverfahren nicht. Dagegen muss dieser Fall für Zündstrahl- und Dual-Fuel-Verfahren zwingend auftreten, wie er beispielsweise in [39] untersucht wurde. Bei thermischer Überlastung kann es zur Verkokung oder gar zum Versagen der

Ventilgruppe kommen. Diese Problematik kann vorab nicht abschließend untersucht werden und muss im motorischen Betrieb beobachtet werden.

- **Targeting:** Das Strahlbild der Zündöleinspritzung bestimmt neben der Ladungsbewegung maßgeblich den Entflammungsort. Weitergehend wird nicht nur der Entflammungsort, vergleichbar mit der Kerzenposition bei Funkenzündung bestimmt, sondern auch die räumliche Ausdehnung desselben beeinflusst. Um den Vorteil einer volumetrischen Umsetzung mit multiplen Zündorten zu nutzen, muss das Strahltargeting möglichst breit gefächert in den Brennraum vordringen, wobei es nicht zu einer überhöhten Homogenisierung und Ausmagerung der Zündzonen kommen darf.
- **Herstellungskosten:** Da ein Zündstrahlmotor bereits ein vollwertiges Einblasesystem für den Gaskraftstoff benötigt, steigt der Kostendruck für ein zweites vollwertiges Einspritzsystem, was in der in Kap. 3.2 aufgeführten Literatur mehrfach diskutiert wird. Dieses muss mit möglichst geringen Gesamtkosten die Aufgabe der Entflammung zuverlässig bereitstellen können.

Nach diesen Überlegungen werden verschiedene Injektorkonzepte verglichen, um ein geeignetes Injektorkonzept auszuwählen. Die industrielle Anfertigung von Sonderinjektoren ist i. Allg. sehr kostenintensiv und soll deshalb in der Vorauswahl keine Option darstellen. Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über etablierte Einspritzkonzepte der Direkteinspritzung für Benzin und Diesel, bezugnehmend auf obige Aspekte.

Die dabei getroffene Wertung basiert auf einem relativen Vergleich der Konzepte gegeneinander, hat aber keinesfalls Absolutheitsanspruch und stellt die Einschätzung des Autors dar. Zugrunde gelegte Annahmen wurden den Quellen [17], [70] und [165] entnommen. Beginnend von links sind Injektoren aus dem Dieselmotorbereich gelistet, welche zunächst geeignet erscheinen. Aufgrund hoher Einspritzdrücke sind diese aber aufwendiger aufgebaut und damit in ihren Herstellkosten deutlich teurer. Im Dieselmotorbereich werden heute fast ausschließlich Mehrlochdüsen eingesetzt. In der Benzindirekteinspritzung werden ebenfalls vielfach Mehrlochdüsen eingesetzt, jedoch sind diese durch ihre direkte Nadelansteuerung deutlich kostengünstiger aufgebaut. Sie sind deshalb aber auch im Einspritzdruck limitiert, was u. U. zu Problemen hinsichtlich der Zerstäubungsgüte führen kann. Den Common-Rail-Lochdüsen gemein ist die sog. Sitzdrosselphase, die zu vergrößerten Tropfendurchmessern führt [24].

**Tabelle 4.1:** Qualitative Bewertung diverser Injektorkonzepte

	Diesel - Magnet Lochdüse	Diesel - Piezo Lochdüse	Benzin - Magnet Lochdüse	Benzin - Magnet Dralldüse	Benzin - Piezo A - Düse
Kleinstmengenfähigkeit	0	+	0	-	+
Reproduzierbarkeit	0	+	0	0	+
Zerstäubungsgüte	+	+	-	-	+
Therm. Stabilität	0	0	0	0	+
Strahltargeting	+	+	+	0	0
Herstellungskosten	-	-	+	+	0

( +: gut                      0: neutral                      -: schlecht )

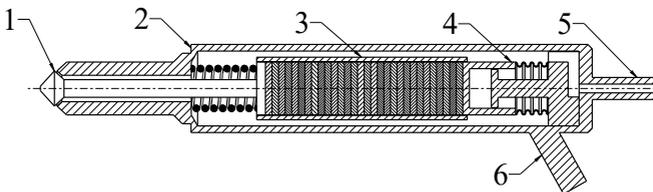
Da die Düsennadel bei Kleinstmengeneinspritzung oftmals im ballistischen Bereich betrieben wird, ist dieses Phänomen hier von Relevanz. Für die Dralldüse aus der Benzindirekteinspritzung ist dieses Phänomen übertragbar, da die Ausbildung einer stabilen Drallströmung ebenfalls für sehr kurze Einspritzzeiten nicht erfolgen kann. Es bildet sich eine Spray-Vorstufe aus, folglich steigen auch hier die Tropfendurchmesser an [62]. Vermutlich ist dieser Effekt im Vergleich zu den Lochdüsen sogar noch stärker ausgeprägt, weshalb die Form der Dralldüse für das hier zu untersuchende Verfahren nicht weiter in Betracht gezogen wird.

Zuletzt ist der nach außen öffnende Injektor mit direktgekoppeltem Piezoaktor genannt. Dieser besitzt eine herausragende Kleinstmengenfähigkeit und Reproduzierbarkeit aufgrund der Charakteristik des Piezoaktor-Moduls [1], [11], [135]. Dieses ermöglicht Reaktionszeiten, die bis zu Faktor 4 unter denen eines Magnetinjektors liegen [17]. Die Zerstäubungsgüte ist generell etwas über dem Niveau einer Lochdüse [70]. Vorteilhaft ist weiterhin, dass die Sitzdrosselphase deutlich weniger bedeutend ausfällt, da der Nadelsitz gleichzeitig das Zerstäubungsglied darstellt. Die düseninternen Drosselverluste sind auch während der Öffnungsphase sehr gering [1], weshalb annähernd der volle Kraftstoffdruck am Zerstäubungsglied anliegt. Der Ringspalt ist bei kurzen Einspritz-

zeiten im Teilhub nur wenige  $\mu\text{m}$  breit. Bei schließender Nadel findet eine Selbstreinigung statt, was einer Verkokung des Zerstäubungsgliedes vorbeugt. Die Herstellkosten sind höher als beim Magnetventil [70], jedoch vermutlich unter denen eines Dieselinjektors. Zwar wäre prinzipiell auch die Kombination einer nach außen öffnenden Ventilgruppe mit einem kostengünstigeren ein- oder mehrstufigen Magnetaktor möglich [89], jedoch ist der Piezoaktor in Reproduzierbarkeit, Präzision und Schaltzeit deutlich überlegen und es existiert nach Kenntnisstand des Autors aktuell kein nach außen öffnender Injektor mit Magnetaktor in Serie. Nachteilig ist, dass das Spraytargeting praktisch nicht frei gewählt werden kann; die auf dem Markt erhältlichen Piezoinjektoren weisen untereinander einen ähnlichen nominellen Kegelwinkel im Bereich von  $90^\circ$  auf.

In den folgenden experimentellen Untersuchungen soll ein solcher nach außen öffnender Piezoinjektor ausgewählt und untersucht werden. Dessen Auswahl erscheint für eine wissenschaftliche Untersuchung aus zwei Gründen interessant: Er besitzt viele Eigenschaften, die für ein Zündstrahlverfahren potentiell vorteilhaft sind. Zudem wurde ein solches Injektorkonzept nach Wissensstand des Autors bisher nur vereinzelt im Kontext eines Dieselmotorenverfahrens untersucht ([19], [20], [112]) und vermutlich noch nicht im Kontext einer Zündstrahlanwendung. In den genannten Werken stellt die Darstellung einer ausreichend großen Penetration eine Herausforderung für ein dieselmotorisches Brennverfahren dar, für welches eine gute Lufterfassung essentiell ist.

Der Aufbau eines solchen Injektors für strahlgeführte Otto-Brennverfahren besitzt herstellerübergreifend eine ähnliche Funktionsstruktur, siehe Abb. 4.1. Der Injektor besitzt ein rohrförmiges Gehäuse (2) zur Bereitstellung der me-



**Abbildung 4.1:** Funktionsschema: Nach außen öffnender Piezoinjektor im Schnitt, abgeleitet aus [1], [173]

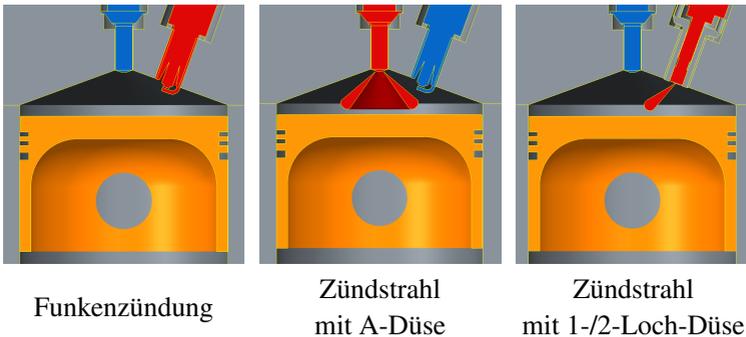
chanischen Stabilität und zur Aufnahme des internen Kraftstoffdrucks, welcher über einen Anschluss (5) bereitgestellt wird. Die Materialien müssen eine ausreichende Korrosionsbeständigkeit gegen die üblichen Otto-Kraftstoffe aufweisen. An der Spitze befindet sich die Ventilgruppe (1), bestehend aus Nadelstanz und Düsenstanz. Die Düsenstanz ist direkt an den, meist auf Druck vorgespannten Piezoaktor (3) gekoppelt. Dieser wird über die elektrische Kontaktierung (6) be- und entladen. Der Aktor (3) besteht zur Erzielung größerer Hübe aus gestapelten Keramikschichten und wird deshalb als Piezostack bezeichnet. Erfährt dieser eine Längenänderung durch Aufbringen bzw. Abziehen einer elektrischen Ladung, so bewegt sich die Düsenstanz analog mit. Zum Ausgleich von Lageänderungen durch thermischen Drift und Fertigungstoleranzen wird ein hydraulischer Koppler (4) eingesetzt. Dieser besitzt ein Übertragungsverhalten, welches Längenänderungen nur über große Zeitkonstanten zulässt (Bereich Sekunden). Während einer Einspritzung sollte der Koppler (4) dagegen eine möglichst starre Bindung zwischen der Nadel der Ventilgruppe (1) und dem Aktor (3) darstellen (Bereich Mikro-/Millisekunden). Da ein Injektor grundsätzlich ohne Bestromung geschlossen sein sollte, muss dieser in seinem mechanischen Aufbau ein selbstschließendes Verhalten aufweisen. Dies kann durch entsprechende düseninterne Flächenverhältnisse erreicht werden, welche bei anliegendem Kraftstoffdruck automatisch eine Schließkraft auf die Nadel bewirken. Allerdings führt dieses Phänomen auch zu kraftstoffdruckabhängigen Effekten in der Nadelkinematik. Bestimmte Baugruppen werden im Injektor durch einen Wellbalg gegen den Kraftstoff hermetisch abgeschlossen. [1], [17], [173]

Die Daten des hauptsächlich verwendeten, nach außen öffnenden Piezoinjektors sind in Tab. 4.2 (linke Spalte, fett gedruckt) aufgeführt. Soweit nicht anders vermerkt beziehen sich sämtliche Messergebnisse auf den nach außen öffnenden Piezoinjektor. Ein zweiter, magnetbetätigter Mehrlochinjektor wurde nur im Rahmen der späteren Klopfmessungen eingesetzt und in kleinem Umfang bzgl. seiner Strahlausrichtung optisch untersucht (rechte Spalte). Die dort verwendeten Injektorvarianten bestehen aus modifizierten 6-Loch-Injektoren, welche durch Zuschweißen einzelner Löcher als 1- und 2-Loch-Varianten untersucht wurden.

Die spätere Integration der einzelnen Konzepte in die Motorstruktur erfolgt nach Abb. 4.2. Das jeweils aktive Element wird in rot dargestellt, während die blauen Elemente passiv die Brennkammerzugänge verschließen.

**Tabelle 4.2:** Daten der untersuchten Injektoren (nach jew. Herstellerangaben)

Injektor	<b>A-Düse</b>	Mod. Mehrlochdüse
Urspr. Einsatzgebiet	<b>BDE</b>	BDE
Aktor	<b>Piezostack</b>	Magnetspule
Nadelanbindung	<b>direkt</b>	direkt
Ventilgruppe	<b>Ringspalt, nach außen öffnend</b>	Lochdüse, nach innen öffnend
Spraybild	<b>Hohlkegel, ca. 85°</b>	Vollkegel, Basis: 6-Loch Mod. Varianten: 1,2-Loch
Max. Systemdruck	<b>200 bar</b>	350 bar
Teilhubfähigkeit	<b>ca. 10...35 µm</b>	-
Mindestmenge	<b>ca. 0.5 mg</b>	ca. 3 mg (lin. Bereich, Basisausführung)



**Abbildung 4.2:** Schematische Integration der Konzepte in die Motorstruktur

**Auswahl der Versuchskraftstoffe**

Als Zündöl wird in vielen Vorhaben gewöhnlicher Dieselmotorkraftstoff verwendet, siehe Kap. 3.2. Vor allem im Dual-Fuel-Bereich liegt die Verwendung von Dieselmotorkraftstoff als Flüssigkomponente nahe, da dieser direkt verfügbar und weltweit etabliert ist. Um den Einfluss der Zündölart mit aufzunehmen wur-

den im Rahmen dieser Arbeit verschiedene Kraftstoffe ausgewählt und untersucht. Diese sind in Tab. 4.3 aufgelistet. Zu jedem Kraftstoff wird angegeben, ob dieser in optischen Kammerversuchen und/oder im motorischen Betrieb untersucht wurde.

Dabei gehen unterschiedliche Kriterien in die Auswahl ein:

- **Zündwilligkeit:** Die Zündwilligkeit eines Kraftstoffs beschreibt dessen Fähigkeit, in einer gasförmigen Umgebung mit den entsprechenden Zustandsgrößen zur Selbstzündung zu kommen. Beurteilungsgröße hierfür ist die Zündverzugszeit. Die Cetanzahl (CZ) stellt eine internationale Definition der Zündwilligkeit dar, wobei die Methoden zur Bestimmung der Cetanzahl in [42] und [44] festgeschrieben sind. Sie ist in ihrer Aussagekraft nicht unumstritten, da die Bestimmung an Prüfmotoren erfolgt, deren Geometrien von denen moderner direkteinspritzender Motoren stark abweichen [21], [69]. Trotzdem kann die Cetanzahl herangezogen werden, um eine erste Abschätzung der Zündwilligkeit eines Kraftstoffs zu geben. Für die Auswahl von Zündölen werden somit Kraftstoffe relevant, die eine generell hohe Cetanzahl aufweisen; es kann jedoch keine Aussage getroffen werden, ab welcher genauen Cetanzahl sich ein Kraftstoff als Zündöl eignet.
- **Viskosität:** Die Zerstäubung von Fluiden ist nach [94] signifikant durch deren Viskosität beeinflusst. Im Allgemeinen erschwert eine hohe Viskosität den Tropfenaufbruch, was zu größeren Werten des Sauterdurchmessers führt. Deshalb ist ein Kraftstoff mit niedriger Viskosität attraktiv für eine gute Zerstäubung.
- **Siedebereich:** Das Siedeverhalten bestimmt den Temperaturbereich, in welchem eine Flüssigkeit verdampft. Die hier angegebenen Werte beziehen sich auf atmosphärischen Umgebungsdruck. Je niedriger der Siedebereich liegt, desto größer ist die nutzbare Temperaturdifferenz zur Verdampfung, v. a. während der Verdichtungsphase. Deshalb ist für ein gutes Verdampfungsverhalten ein niedriger Siedebereich vorteilhaft.
- **Unterer Heizwert  $H_u$ :** Der untere Heizwert bestimmt den Wert der Wärmemenge pro Masseneinheit des Kraftstoffs. Da ein Zündöl nicht primär eingesetzt wird, um den motorischen Arbeitsprozess mit Wärmeenergie zu versorgen, sondern nur um eine ausreichende Zündenergie bereitzustellen, ist der Heizwert hier eher von untergeordneter Bedeutung.

**Tabelle 4.3:** Auswahl der Versuchskraftstoffe

Kraftstoff	(Ersatz-) Summenformel	CZ [-]	Viskosität [mm <sup>2</sup> /s]	Siedebereich [°C]	H <sub>u</sub> [MJ/kg]	Kammerversuch	Motorversuch	Quelle
Benzin	-	-	0.5...0.7	33...177	≈ 43	X		[129][38]
n-Heptan	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	53...56	0.5	99	44.9	X	X	[101][108] [185]
n-Decan	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	65...67	1.1	174	44.6		X	[45][185] [108]
n-Hexad.	C <sub>16</sub> H <sub>34</sub>	100	3.8	281	43.9		X	[52][101] [185][132]
DME	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> O	>55	-	-25	28.2		X	[172][13]
DEE	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O	>125	0.32	35	33.9	X	X	[13][150] [172]
Diesel	-	52	1.6...3	195...297	42.7	X	X	[38][4] [129]
<b>RD</b>	<b>C<sub>13.7</sub>H<sub>28.3</sub></b>	<b>81</b>	<b>2.9</b>	<b>211...307</b>	<b>43.6</b>	<b>X</b>	<b>X</b>	[117][23]

Die Auswahl an Versuchskraftstoffen soll einen möglichst breiten Bereich abdecken, wenngleich diese im Hinblick auf den Aufwand keinen Anspruch auf Vollständigkeit erfüllen kann. Im Folgenden sollen die einzelnen Kraftstoffe kurz diskutiert werden.

Für Benzin wird i. Allg. keine Cetanzahl angegeben, da es sehr zündunwillig ist. Vielmehr wird hier die Oktanzahl angegeben, welche die Klopfestigkeit beschreibt (und damit das Gegenteil der Zündwilligkeit in Form eines langen Zündverzugs). Benzin soll in diesem Rahmen nicht als Zündöl verwendet werden, sondern als Referenzkraftstoff im Rahmen der Injektoruntersuchungen herangezogen werden. Der nach außen öffnende Piezoinjektor wurde in vielen Vorhaben untersucht, jedoch aber fast ausnahmslos im Kontext der Benzin-Direkteinspritzung ([1], [11], [28], [30], [72], [135], [138], [139], [140]; weitere Quellen in [78]). Es ist daher interessant, die Zerstäubungseigenschaften für

Benzin in der Einspritzkammer zu untersuchen, um eine Referenzgröße zum ursprünglichen Einsatzgebiet des Injektors zu erhalten.

n-Heptan ( $C_7H_{16}$ ) dient ebenfalls als Referenzkraftstoff, da es häufig als Ersatzfluid für Benzin verwendet wird. Nach [179] ist es gut geeignet, um die Spraycharakteristika von Benzin abzubilden. Weiterhin ist die Cetanzahl von n-Heptan mit 53...56 bereits im Bereich von konventionellem Dieselmotorkraftstoff, was eine Verwendung als Zündöl denkbar macht. Auch Stellen in der Literatur beschäftigen sich mit der Zündung von Methan-Luft-Gemischen durch die Einspritzung von n-Heptan, wie z. B. [97] oder [137]. Die niedrige Viskosität lässt gute Zerstäubungseigenschaften erwarten.

Die weiteren Alkane n-Decan ( $C_{10}H_{22}$ ) und n-Hexadecan ( $C_{16}H_{34}$ ) haben im Vergleich zu n-Heptan eine größere Kettenlänge. Diese steigert deren Zündwilligkeit, zugleich aber auch deren Viskosität. n-Hexadecan (auch bekannt als Cetan) ist der für die Cetanzahlbestimmung verwendete Vergleichskraftstoff mit einer definierten Cetanzahl von 100 und repräsentiert dabei die maximal einstellbare Zündwilligkeit. Es wird erwartet, dass die Aufreihung der Alkane eine steigende Eignung dieser Kraftstoffe als Zündöle ergibt. Allerdings wird die Zerstäubung erwartungsgemäß schwieriger, da die Viskosität ansteigt. Die gute Zündwilligkeit kann also nur sinnvoll genutzt werden, wenn die Verdampfung und Radikalbildung nicht durch eine zu schlechte Gemischbildung unterdrückt werden. Die Etherkraftstoffe **Dimethylether** (DME) und **Diethylether** (DEE) zeichnen sich durch ihren Sauerstoff-Eigenanteil aus ( $C_2H_6O$ ,  $C_4H_{10}O$ ). Auch hier sind die Kettenlängen unterschiedlich, was sich in deren Zündwilligkeit und Stoffeigenschaften bemerkbar macht. DME ist bei Standardbedingungen gasförmig und entspricht im Handling einem Flüssiggas (wie z. B. Propan/Butan). DEE hingegen ist bei Standardbedingungen flüssig, hat aber trotzdem einen sehr niedrigen Siedepunkt. Seine Cetanzahl wird in der Literatur sehr hoch eingeschätzt [13], wenngleich die quantitative Bedeutung einer solch hohen Cetanzahl nicht genau bekannt ist. Aufgrund der niedrigen Viskosität und des möglichen Auftretens von Flashboiling wird eine vergleichsweise einfache Gemischbildung erwartet (besonders bei DME).

Diesel soll als Referenzkraftstoff zu ausgeführten Vorhaben dienen und ist bzgl. seiner Marktverfügbarkeit im Hinblick auf eine Serienanwendung interessant. Der letztgenannte Kraftstoff **Renewable Diesel** (RD) weist bei sonst dieselähnlichen Eigenschaften eine deutlich höhere Cetanzahl auf. Er ist farb- und geruchlos, besteht aus Paraffinen und ist aromaten- und schwefelfrei [23]. Auf-

grund dieser positiven Eigenschaften wird er für die meisten Versuche als Basis-Zündöl verwendet, sofern dies nicht anders angegeben wird.

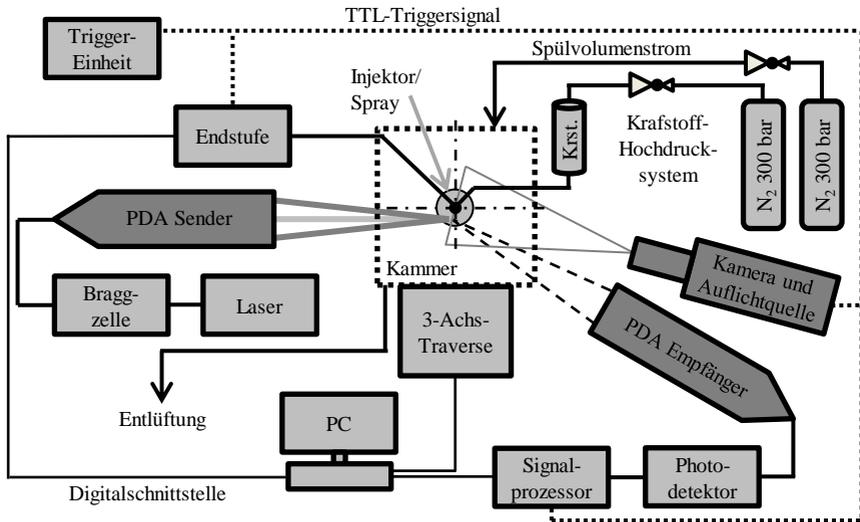
Grundsätzlich besteht zwischen der Cetanzahl und der Selbstzündungstemperatur ein reziproker Zusammenhang. Die höchsten Cetanzahlen kommen dabei bei Etherkraftstoffen vor, gefolgt von einigen Kohlenwasserstoffen, welche sich je nach Zusammensetzung über den gesamten Cetanzahlbereich erstrecken. Oberhalb einer für Diesel üblichen CZ von ca. 50...60 zeigen sich Selbstzündungstemperaturen, die nicht höher als 300°C ausfallen. Eine detaillierte Darstellung dieses Zusammenhangs wird in [69] gegeben. In [130] wird ebenfalls die Auswahl eines geeigneten Zündöls diskutiert, wobei Diesel als Referenzgröße herangezogen wird. Aus einer größeren Auswahl werden HVO und 2-EEE (2-Ethoxyethylether) in der Gesamtbewertung als geeignet eingestuft und untersucht. In den dortigen Motormessungen bestätigen diese Kraftstoffe ihre Eignung als Zündöle.

## 4.2 Injektorspezifische Untersuchungen

### 4.2.1 Optische Sprayanalyse

Die beiden im Nachfolgenden beschriebenen Techniken der optischen Sprayanalyse wurden an einer optisch zugänglichen Kammer durchgeführt. Abb. 4.3 zeigt den Gesamtaufbau incl. Peripheriekomponenten.

Die Kammer besitzt zwei optische Glaszugänge mit einem Durchmesser von 100 mm und zwei zusätzliche Wartungsdeckel, welche über Lochkreise verschraubt sind. Sie kann mit einem Innendruck beaufschlagt werden, wobei die Belastbarkeit im Wasserversuch bei > 25 bar geprüft wurde. Im Rahmen der Versuchsreihen wurde ein Kammerdruck  $p_K = 10$  bar aufgebracht. Eine kontinuierliche, leichte Stickstoffdurchströmung evakuiert den eingespritzten Kraftstoffnebel aus der Kammer. Der Volumenstrom muss dabei entsprechend klein gehalten werden, um kein zu großes Strömungsfeld in der Kammer zu verursachen. Da die Strahleindring- und Aufbruchprozesse in 1...2 Größenordnungen höheren Geschwindigkeitsbereichen ablaufen, konnte kein signifikanter Einfluss der Kammerspülung beobachtet werden. Die mechanische Befestigung erfolgt auf einer schweren Gussplatte mit T-Nuten. Für die opti-



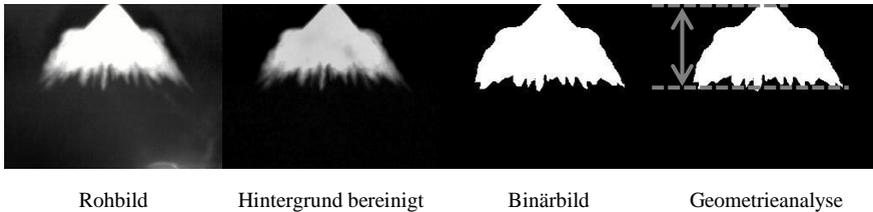
**Abbildung 4.3:** Spraykammer mit Peripherie und Messtechnik

schen Messungen wird keine Temperaturkonditionierung verwendet, weshalb die Systemtemperatur ca. 25°C beträgt. Der Versuchskraftstoff wird in einen Hochdruckbehälter eingefüllt und dort mit Stickstoff bis max. 200 bar statisch beaufschlagt, weshalb der Raildruck vor dem Injektor frei von Druckschwingungen bereitgestellt wird. Die Ansteuerung des Injektors erfolgt durch eine Entwicklungsendstufe mit variablem Stromprofil und Ladungsregelung. Als Trigger kommt ein TTL-System zum Einsatz, welches auch die zugehörigen Messgeräte auf den elektronischen Einspritzbeginn synchronisiert (Zeitbasis: Kameraaufnahme, PDA-Messung).

### Streulichtmessungen

Wie bereits in Kap. 2.1 beschrieben, beeinflusst die räumliche Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum maßgeblich den gesamten Arbeitsprozess. Dabei ist zunächst die makroskopische Spraystruktur der erste wesentliche Einflussfaktor, welcher im folgenden Rahmen untersucht wird, wobei die axiale Sprayeindringtiefe eine gut quantifizierbare Größe darstellt. Die Bestimmung der

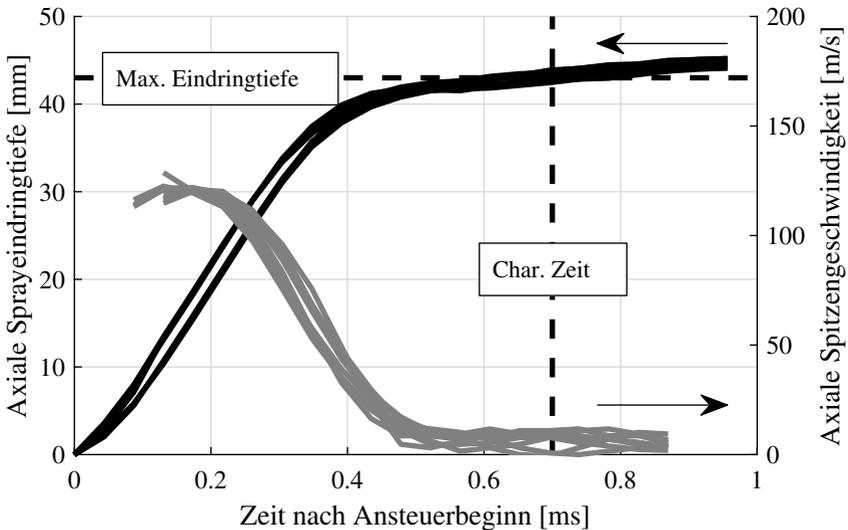
Sprayeindringtiefe wurde unter Verwendung einer Hochgeschwindigkeitskamera durchgeführt (Keyence VW-9000). Da kein Schlieren-Aufbau verwendet wird, kann nur die Ausbreitung der Flüssigphase ohne Aussage über die Dampfphase untersucht werden. Die Lichtquelle zeigt aus Richtung der Kamera auf die Sprayregion (Auflicht), weshalb eine Tropfenwolke in der Beobachtungszone als heller Pixelbereich erscheint. Der Bereich hinter der Beobachtungszone wird mit einer lichtabsorbierenden Oberfläche verkleidet, um Reflexionen zu vermeiden. Die verwendete Monochrom-Kamera bietet eine flexible Einstellung zwischen der Framerate in Hz und der räumlichen Auflösung in Pixeln. Für den Prozess der Einspritzung wurde die Einstellung iterativ auf 23 kHz und 256x192 Pixel festgelegt, da hierbei im Rahmen der Datenauswertung die räumliche und zeitliche Diskretisierungsunschärfe ausgeglichen erscheinen. Die physikalisch ablaufenden Effekte während des Strahlaufbruchs wurden in Kürze bereits in Kap. 2.1.1 behandelt. Die Datenauswertung erfolgt durch automatisierte Bildverarbeitung nach einem Binarisierungsalgorithmus, wie z. B. in [105] zum Anwendungsfall des nach außen öffnenden Piezoinjektors beschrieben, siehe Abb. 4.4.



**Abbildung 4.4:** Bildverarbeitung für makroskopische Sprayanalyse

Dabei wird anhand von Einzelbildern am jeweiligen Zeitpunkt zunächst ein Hintergrundbild abgezogen, um Störeinflüsse zu minimieren. Danach kann das Bild über einen Grauschwellwert binarisiert werden, was eine weitere Verarbeitung vereinfacht. Für die Umrechnung von Pixeln ins Längenmaß mm wurde zu Beginn jeder Messreihe eine bekannte Referenzlänge in der Ebene der Injektorachse aufgenommen (40 mm). Als Hauptergebnisgrößen resultieren die axiale Penetrations- und Geschwindigkeitskurve über Zeit (Sprayspitze) sowie der skalare Wert der maximalen Eindringtiefe, siehe Abb. 4.5.

Deutlich erkennbar sind zwei Phasen im zeitlichen Verlauf: Eine erste, annähernd lineare Zunahme der Eindringtiefe und ein Abknicken in eine asymptotische Phase, bei der die Penetration kaum mehr zunimmt. In dieser zweiten Phase kann nur noch ein minimaler Anstieg beobachtet werden (auch für andere Parameterkombinationen), weswegen die maximale Eindringtiefe im Rahmen der zweiten Phase bei einer charakteristischen Zeit von 0.7 ms bestimmt wird. Im realen motorischen Betrieb würde nach einer signifikanten Abnahme der Strahlgeschwindigkeit der Einfluss der Ladungsbewegung dominieren. Der asymptotisch abklingende Strahlimpuls hat hier kaum mehr Einfluss. Die automatisierte, reproduzierbare Auswertung der Videodateien erfolgt über MATLAB-Routinen.



**Abbildung 4.5:** Verlauf der axialen Flüssigphasenpenetration für mehrere Einspritzungen von n-Heptan;  $p_R = 200$  bar,  $p_K = 1$  bar

### PDA-Messungen

Zur mikroskopischen Untersuchung der Sprayeigenschaften kommt ein PDA-System zum Einsatz (TSI PDPA mit PDM1000, FSA4000 und Coherent Arlon-Laser). Mit dem verwendeten Messsystem können Durchmesser und zweisei-

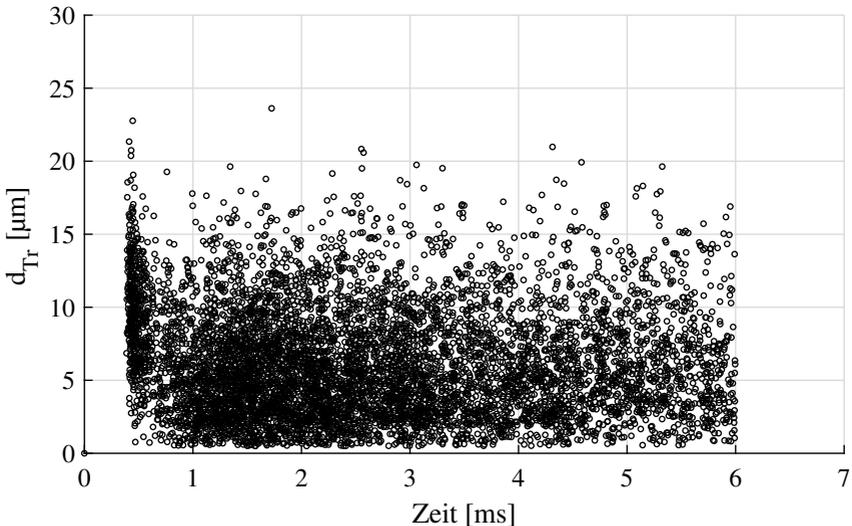
mensionale Geschwindigkeiten einzelner Tropfen in einem kleinen, definierten Messvolumen zeitaufgelöst gemessen werden. Obige Abb. 4.3 zeigt den Aufbau und die Interaktion der Systemkomponenten. Innerhalb des Messvolumens wird ein sich bewegendes Muster aus Interferenzstreifen gebildet. Dieses kommt je Dimension durch einen Laserstrahl zustande, welcher aufgeteilt und in einer Braggzelle frequenzverschoben wird. Der verschobene und der unverschobene Strahl werden beide im sehr kleinen Messvolumen (hier:  $d \approx 75 \mu\text{m}$ ) taillenförmig fokussiert und bilden so den eigentlichen Beobachtungsraum. Durchläuft ein Einzeltropfen diesen Beobachtungsraum und damit das Interferenzstreifenmuster, so beginnt er pulsierend Licht in den Raum zu streuen. Dieses Streulicht wird durch Linsen und einen in Vorzugsrichtung platzierten, optischen Empfänger aufgenommen und über Photodetektoren in ein Spannungssignal gewandelt, welches nachfolgend im Signalprozessor hochfrequent abgetastet und verarbeitet wird. Die Frequenz des Signals hängt direkt mit der Tropfengeschwindigkeit der jeweiligen Dimension zusammen, die Phasenverschiebung mehrerer Detektoren in Raumdimension 1 bestimmt den Tropfendurchmesser.

Dabei darf es zu keiner Doppelbelegung des Messvolumens kommen, da dies prinzipbedingt zu Fehlinterpretationen in der Signalverarbeitung führt. Aufgrund dieser und weiterer praktischer Komplikationen müssen im PDA-System hard- und softwareseitige Einstellungen zur Signalfilterung bzw. -korrektur vorgenommen werden, was einen nicht unerheblichen Komplexitätsgrad mit sich bringt. [166]

Für die räumliche Vermessung der Sprayzone kann das Messvolumen relativ zum Injektorkoordinatensystem verschoben werden. Dies geschieht bei einer festen Position von Sender und Empfänger durch Traversierung der Spraykammer. Auf diese Weise können Sender und Empfänger sehr genau aufeinander ausgerichtet werden, ohne durch eine Traversierung beeinträchtigt zu werden. Weitere Informationen zum verwendeten PDA-System sind in [78] und [169] gegeben. Die Einstellung des Systems hinsichtlich Filterung und Signalverarbeitung erfolgte nach Empfehlungen des Herstellers und der Literatur, gefolgt von eigenen Vergleichsmessungen und Erfahrungswerten. Diese Einstellungen haben signifikanten Einfluss auf den Absolutwert der Ergebnisgrößen, weshalb im Rahmen dieser Arbeit lediglich relative Vergleiche durchgeführt werden sollen. Es kann nicht abgeschätzt werden, inwieweit die letztlich bestimmte Tropfenverteilung tatsächlich der realen Verteilung entspricht. Es wird jedoch

vorausgesetzt, dass ein Relativvergleich zumindest die wesentlichen Unsicherheiten beseitigt und die Einflüsse der Variationsparameter somit herausgearbeitet werden können.

Da der Gesamtkontext der Arbeit auf die Brennverfahrensentwicklung abzielt und keine detaillierte Sprayforschung im Fokus steht, wird keine Auswertung der Geschwindigkeits- und Wirbelphänomene vorgenommen. Zur Beurteilung der Sprayqualität wird der SMD herangezogen. Dieser kann, wie in Kap. 2.1.1 beschrieben, für eine gemessene, diskrete Tropfenverteilung berechnet werden. Abb. 4.6 zeigt einen zeitlich gemessenen Tropfendatensatz an einem konkreten Ort im Spray. Die Aufnahmezeit beträgt hierbei 6 ms, als Zeitbasis wird der elektronische Ansteuerbeginn gesetzt.



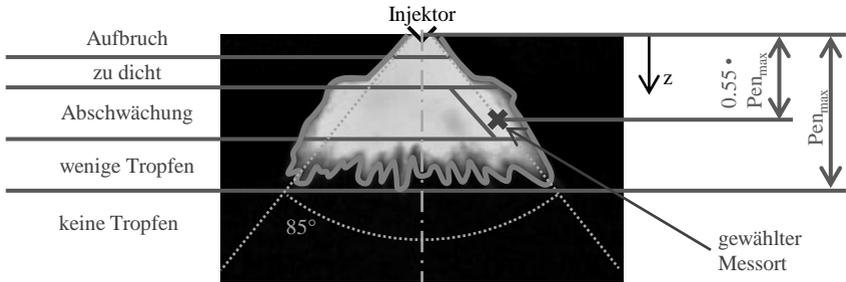
**Abbildung 4.6:** Tropfendurchmesser über der Zeit. Einspritzung von n-Heptan bei  $p_R = 200$  bar,  $p_K = 1$  bar

Deutlich erkennbar ist zunächst eine Phase von ca. 400 µs, die sämtliche Verzugszeiten beinhaltet und in der noch keine Tropfen gemessen werden. Bis dahin muss die Ventilgruppe mechanisch geöffnet werden, woraufhin die Fluidsäule beschleunigt und die ersten Tropfen dann eine gewisse Flugzeit bis zur

Ankunft im Messvolumen durchlaufen. Nach Ankunft der ersten Tropfen beginnt der dichteste Teil des Sprays, weshalb die Datenrate kurz darauf deutlich sinkt und die gemessene Tropfenwolke ausgedünnt erscheint. Für ungünstige Parameterkombinationen (z. B. höhere Ansteuerdauer) kann diese Ausdünnung noch deutlich stärker ausfallen als im gezeigten Plot, weil die Wahrscheinlichkeit einer Doppelbelegung des Messvolumens zunimmt.

Es wird deutlich, dass die Angabe eines charakteristischen Durchmessers immer im Rahmen eines festgelegten Zeitfensters erfolgen muss. Viele Arbeiten verwenden dazu die Clusterung der relevanten Beobachtungszeit in Einzelsegmente (z. B. [24], [30]). In welcher Art und Weise der zeitliche Verlauf des SMD ausgewertet wird, hängt stark vom Anwendungsfall ab. Für die vorliegende Arbeit wird lediglich ein skalarer SMD innerhalb des Zeitintervalls 0...1000  $\mu\text{s}$  berechnet. Dieses eher kleine Fenster soll den eigentlichen Strahlaufbruch berücksichtigen ohne dabei signifikante Einflüsse der Tropfenverdunstung zu beinhalten. Aufgrund der Breite der Parametervariation mit verschiedenen Kraftstoffen muss die Auswertung ausreichend vereinfacht werden, um eine Vergleichbarkeit zu ermöglichen.

Neben der zeitlichen Einordnung kommt auch der räumlichen Platzierung des Messvolumens im Spray eine signifikante Bedeutung zu. Eine annähernd globale Vermessung des Sprays ist aus zeitlichen Gründen schwierig, weshalb die meisten durchgeführten Arbeiten in diesem Bereich Einzelpunkte, Linien, oder Gitterraster untersuchen (z. B. [190], [179]). Dabei wird deutlich, dass ein direkter Einfluss des Messorts auf die Ergebnisse hinsichtlich der Tropfengröße besteht, da das Spray räumlich verschiedene Aufbruchphasen durchläuft, siehe auch Kap. 2.1.1. Weiterhin ist auch im Hinblick auf das Messprinzip eine geeignete Wahl des Messorts wichtig, was anhand von Abb. 4.7 erklärt wird.



**Abbildung 4.7:** Wahl des PDA-Messvolumens relativ zur max. Eindringtiefe

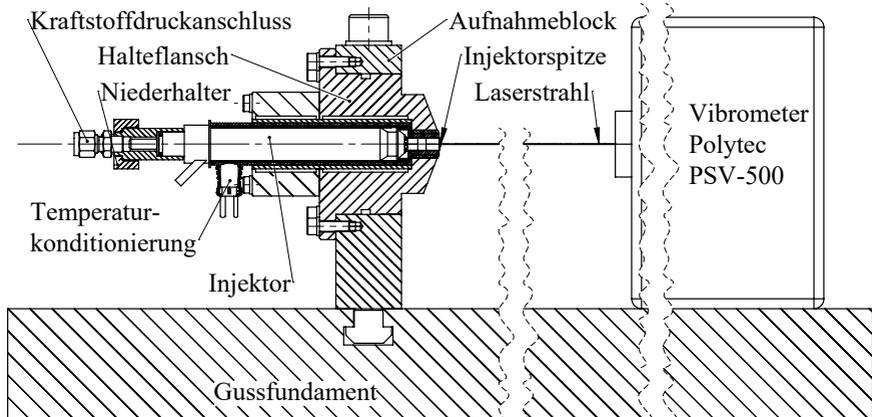
Wird sehr nahe an der Düsen Spitze gemessen, so ist der Strahl noch nicht vollständig aufgebrochen und Ligamente passieren das Messvolumen. Sobald etwas weiter stromab weitgehend sphärische Tropfen vorliegen, bilden diese eine sehr dichte Wolke, was zu einer häufigen Mehrfachbelegung des Messvolumens führt. Inwieweit im dichten Spray gemessen werden kann, hängt neben der Signalverarbeitung ganz maßgeblich vom optischen Setup ab [180]. Nachdem das Spray nicht mehr zu dicht ist, beginnt der Bereich, in dem eine PDA-Messung bei ausreichender Datenrate möglich ist. Dabei sollte der Messpunkt eher auf der Sprayhülle liegen, da die Strahlabschwächung im Inneren eine Messung ebenfalls erschwert. Liegt der Messpunkt zu weit von der Düsen Spitze entfernt, so sinkt die Datenrate erneut aufgrund zu weniger passierender Tropfen durch das Messvolumen. Aufgrund stark variierender Eindringtiefen über die untersuchte Parametervariation wurde der Ort des Messvolumens für jeden Betriebspunkt angepasst. Dafür wird zunächst mittels der oben beschriebenen Streulichtmessungen die Maximalpenetration für den jeweiligen Betriebspunkt bestimmt. Anhand dieses Werts wird das Messvolumen betriebspunktabhängig auf den nominellen Spraykegel ( $85^\circ$ ) bei einer relativen z-Koordinate von  $0.55 \cdot Pen_{max}$  gelegt. Der konstante Relativfaktor 0.55 wurde empirisch ermittelt, um eine Messung ohne Abbruch aufgrund zu weniger Datenpunkte im gewählten Parameterbereich durchführen zu können. Da der Piezoinjektor in seiner Maximalpenetration nach Kap. 5 signifikant auf den Kammergedrückt reagiert, wäre eine Messung mit ortsfestem Messvolumen nicht zielführend. Die Generierung der Messpunktkoordinaten und Auswertung der Messdatenfiles erfolgt über MATLAB-Routinen.

### 4.2.2 Nadelhubmessungen

Der Piezoinjektor besitzt bauartbedingt keinen Hubanschlag für die Düsennadel. Die Auslenkung der Nadel und auch der maximale Nadelhub werden daher direkt vom zeitlichen Verlauf und dem Betrag der aufgebrachtenelektrischen Ladung  $Q_{\text{Piezo}}$  eingestellt, weshalb der Einsatz einer ladungsgeregelten Endstufe sinnvoll erscheint [138]. Trotzdem kann beim Aufbringen eines konstanten Ladungswerts bei veränderten Betriebsparametern (z. B. Injektortemperatur, Raildruck etc.) nicht von einem gleichbleibenden Hub der Düsennadel ausgegangen werden, was in ergänzenden Messungen nachgewiesen wurde. So erfolgt z. B. bei erhöhter Temperatur und kleinen aufgebrachtene Ladungen kein Öffnen der Düsennadel mehr, was in Stichmessungen beobachtet wurde. Auch in der Literatur ist die Auswirkung der Temperatur auf die piezoelektrischen Koeffizienten bekannt [96]. Die genaue Reaktion der Piezokeramik kann nicht vorhergesagt werden, da das verwendete Material nicht bekannt ist und keine weiteren Detailinformationen bzgl. Ansteuerung zur Verfügung stehen. Des Weiteren besitzen auch mechanische Systemveränderungen einen Einfluss auf den resultierenden Öffnungsquerschnitt der Ventilgruppe. Für den Motorbetrieb ist deshalb eine sehr genaue Kenntnis der Injektorreaktion auf eine gegebene Ansteuerung essentiell.

Das Nadelhubverhalten des Piezoinjektors wurde an einem speziellen Messaufbau bei möglichst realitätsnahen Betriebsbedingungen untersucht. Ein Schema des Versuchsaufbaus ist in Abb. 4.8 gegeben. Der Gesamtaufbau erfolgt auf einer schweren Gussplatte mit T-Nuten, was eine mechanische Schwingungsanregung der Einspannung wirksam unterbindet. Der Injektor wird in einer massiven Aufnahme steif gelagert. Die Restschwingung der Aufnahme ist vernachlässigbar, was in gesonderten Messungen überprüft wurde.

Über eine speziell konstruierte und angefertigte Heizhülse wird der Injektor temperiert. Diese Heizhülse ermöglicht eine getrennte, elektronische Temperaturregelung für den Injektorschacht und die Injektorspitze bis ca. 150 °C, wobei die Einbringung der thermischen Energie über Wicklungen aus feinem Kupferlackdraht erfolgt. Die Messung der Temperaturen erfolgt über 0.5mm-Mantelthermoelemente (Typ K). Wicklungen und Thermoelemente sind in eine doppelwandige Hülse aus glasfaserverstärktem Kunststoff eingebettet, wobei ein hitzebeständiges Harz verwendet wurde. Die Baugruppe wird nach außen über PTFE-Hülsen isoliert. [68]



**Abbildung 4.8:** Messaufbau zur Nadelhubmessung, Schnitt

Sofern nicht anders spezifiziert, wurden alle Nadelhubmessungen mit anliegendem Kraftstoffdruck von  $p_R = 200$  bar durchgeführt, um die düseninternen Reaktionskräfte realitätsnah nachzubilden. Das austretende Spray wird über eine Absaugvorrichtung evakuiert. Das Laservibrometer wird in geeignetem Beobachtungsabstand ebenfalls auf der Gussplatte platziert und auf die Nadelspitze fokussiert. Eine Beaufschlagung der Ventilgruppe mit Gegendruck ist im vorliegenden Messaufbau nicht möglich, dieser beträgt für alle Messungen Umgebungsdruck. Das verwendete Vibrometer (Polytec PSV-500) ermöglicht eine Samplefrequenz  $f_s$  von 125 kHz, was für die sehr kurzen Nadelhubereignisse erforderlich ist. Da das Vibrometer ein Geschwindigkeitssignal im Zeitbereich  $v_n(t)$  liefert, muss dieses noch numerisch integriert werden, um den Nadelhub (Weg) über Zeit  $s_n(t)$  zu erhalten:

$$s_n(t) = \int_0^t v_n(t) \cdot dt = \frac{1}{f_s} \cdot \sum_{i=1}^{n_t} v_{n,i} \quad \text{Gl. 4.2}$$

Der elektronische Ansteuerbeginn wird hier analog zu den optischen Untersuchungen über ein TTL-Signal mit dem Vibrometer synchronisiert. Eine hochfrequente Messung des Raildrucks erfolgt durch einen piezoresistiven Drucksensor Kistler 4065A200 in der Hochdruckleitung vor dem Injektor. Dieses

Signal wird ebenfalls mit 125 kHz abgetastet und ermöglicht so eine zeitsynchrone Untersuchung der Druckschwingungen, welche sich vor dem Injektor in der Hochdruckleitung durch den Einspritzvorgang ergeben.

Als Ausgangsgrößen können Phänomene wie die genaue Nadelhubkurve über Zeit, der Maximalhub, die Reproduzierbarkeit oder der Einfluss äußerer Umgebungsbedingungen näher untersucht werden. Die Auswertung der Vibromessungen erfolgt in MATLAB.

### 4.2.3 Einspritzmengenmessung

Die eingespritzte Kraftstoffmasse pro Hub beeinflusst die Charakteristik eines Zündstrahlverfahrens signifikant, wie es die in Kap. 3.2 betrachteten Quellen mehrfach behandeln. Die Ermittlung der verbrauchten Kraftstoffmenge im motorischen Betrieb erfolgt normalerweise durch eine Messung mittels Kraftstoffwaage oder kontinuierlicher Durchflussmessung (z. B. Coriolisverfahren). Jedoch lassen diese Messverfahren für die hier erwarteten Mengen von minimal 0.5 mg/Hub keine ausreichende Genauigkeit erwarten, da Quereinflüsse wie beispielsweise ein Temperaturdrift des Kraftstoffsystems zu Fehlervolumenströmen führen können. So verwendet [191] für einen Vollmotor in PKW-Größe ein eigens erstelltes Wägesystem für Zündstrahluntersuchungen; im Einzylinderbetrieb verschärft sich diese Problematik weiter, da die zu erwartenden Kraftstoffmengen nochmals deutlich kleiner ausfallen.

Desweiteren ist die Verwendung sehr niederviskoser oder chemisch aggressiver Medien in einem konventionellen Common-Rail-Hochdrucksystem nicht möglich, weshalb ein konventioneller Messaufbau nur schwer realisiert werden kann.

Anstatt einer direkten Verbrauchsmessung soll die Bestimmung der eingespritzten Zündölmenge deshalb durch eine detaillierte Vermessung des Injektormengenkenfelds und ein darauf aufbauendes numerisches Modell erfolgen. Um die Einflussfaktoren herauszuarbeiten, wird zunächst der stationäre, reibungsfreie Massenstrom  $\dot{m}$  eines inkompressiblen Fluids der Dichte  $\rho$  durch einen Öffnungsquerschnitt  $A$  aufgrund einer treibenden Druckdifferenz  $\Delta p$  behandelt (nach Bernoulli).

$$\dot{m} = A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p} \quad \text{Gl. 4.3}$$

Hierbei lässt sich die treibende Druckdifferenz  $\Delta p$  durch Rail- und Kammergegendruck beschreiben und die Querschnittsfläche  $A$  ergibt sich für einen nach außen öffnenden Injektor aus der schrägen Ringspaltfläche wie in Abb. 2.2 dargestellt. Auf einem mittleren Düsendurchmesser  $d_m$  mit Innenkegelwinkel  $\alpha$  wird durch den Nadelhub  $s_n$  der entsprechende Querschnitt freigegeben:

$$\dot{m} = d_m \cdot \pi \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot s_n \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_R - p_K)} \quad \text{Gl. 4.4}$$

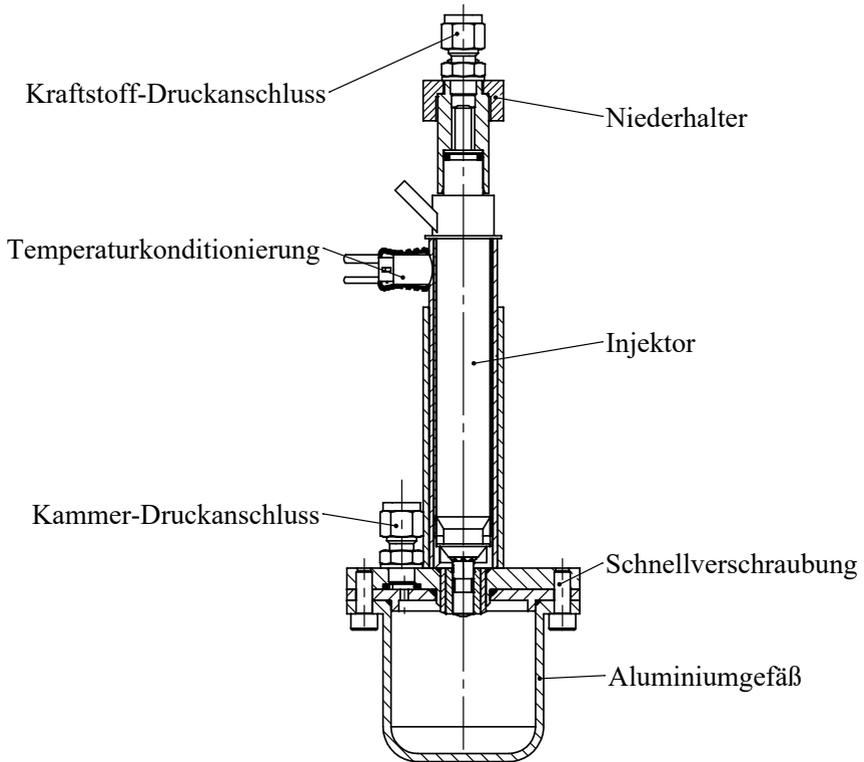
Als Einflussfaktoren für die Einspritzmenge sind deshalb zu nennen:

- Der **Raildruck**  $p_R$ .
- Der **(Kammer-)Gegendruck**  $p_K$ .
- Die **Piezoladung**  $Q_{\text{Piezo}}$ , welche maßgeblich den Nadelhub  $s_n$  bestimmt. Weitere Quereinflüsse, wie z. B. die Injektortemperatur oder die anliegenden Druckverhältnisse beeinflussen den Nadelhub ebenfalls.
- Die elektronische **Ansteuerdauer**  $t_{\text{inj}}$  und in kleinerem Maße auch das zeitliche Ansteuerprofil.
- Die **Kraftstoffsorte**, da die Stoffeigenschaften Dichte und Viskosität die Austrittsgeschwindigkeit an der Düsenöffnung beeinflussen. Die Viskosität wird in der obigen Betrachtung vernachlässigt, weshalb die Strömung als reibungsfrei angenommen wird. Dieser Einfluss ist jedoch real vorhanden und beeinflusst den Massenstrom.
- Die **Injektortemperatur**  $T_{\text{inj}}$  beeinflusst wie oben bereits erwähnt den Nadelhub, aber auch die Fluidmechanik über die Änderung der Stoffeigenschaften. Sie wird deshalb auf einen motornahen Wert von ca. 80°C eingestellt (Kühlwassertemperatur).

Diese Betrachtung verdeutlicht, dass sich die gezielte Ansteuerung eines Piezoinjektors mit variablem Nadelhub etwas komplexer darstellt als die Ansteuerung von Magnetinjektoren mit fixem Hubanschlag.

Für die genannten Parameter wird zur Ermittlung des Einspritzmengenfelds ein relevanter Variationsbereich definiert und vollfaktoriell vermessen. Dabei kommt ein speziell konstruiertes, gravimetrisches Messsystem zum Einsatz, wobei die Injektortemperatur wie in den Nadelhubmessungen mit einer

elektronischen Temperaturkonditionierung [68] eingestellt wird, dargestellt im Schnitt in Abb. 4.9.



**Abbildung 4.9:** Messaufbau zur Einspritzmengenmessung, Schnitt

Das Aluminiumgefäß kann hierbei gemeinsam mit seinem Deckel über eine Bajonett-Schnellverschraubung vom restlichen Aufbau demontiert werden. Da die Messgenauigkeit einer Waage signifikant durch ihren absoluten Messbereich bestimmt wird, muss das Einspritzgefäß gewichtsoptimiert entworfen werden. Dies begründet die Verwendung des Werkstoffs Aluminium bei relativ kleinen Wandstärken. Zur Massenbestimmung kommt eine Laborwaage Kern PLE 420-3N mit einer Reproduzierbarkeit von 2 mg und einer Linearität von  $\pm 4$  mg zum Einsatz [82]. Das untere, abnehmbare Aluminiumgefäß wird zu-

nächst ohne Kraftstoffinhalt gewogen (Tara) und nach Absetzen einer großen Anzahl Einspritzungen noch einmal mit Kraftstoffinhalt (Brutto). Aus beiden Werten wird das Nettogewicht des Kraftstoffs berechnet und durch die Anzahl an Einspritzungen geteilt, woraus sich letztlich die eingespritzte Masse pro Hub ergibt. Die Anzahl der abgesetzten Einspritzungen wird an die jeweilig erwartete Einspritzmenge angepasst, um die Messunsicherheit zu minimieren. Zur Messung sehr kleiner Massen muss also eine sehr große Anzahl an Einzelspritzungen abgesetzt werden. Aufgrund der Mittelung über mehrere Einspritzungen sind mit dem Messverfahren keine Schuss-zu-Schuss-Streuungen messbar. Näheres zum Messverfahren wird in [109] diskutiert; bei den kleinsten vermessenen Schussmengen von ca. 0.4 mg zeigte sich eine Reproduzierbarkeit von  $< 7\%$  (peak-to-peak).

Mit den ermittelten Messdaten wird in MATLAB ein mehrdimensionales Regressionsmodell erzeugt, anhand dessen die eingespritzte Masse nachfolgend für motorische Betriebspunkte berechnet werden kann. So kann zum einen eine Vorausberechnung direkt während des Prüfstandsbetriebs erfolgen und zum anderen die Einspritzmenge bei der Auswertung von Prüfstandsdaten im Post-processing berechnet werden.

## 4.3 Motoruntersuchungen

### 4.3.1 Prüfstands Aufbau, Versuchsaggregat und Messtechnik

Hauptinteresse der Arbeit ist die experimentelle Untersuchung der innermotorischen Vorgänge bei Umsetzung eines Zündstrahlverfahrens. Diese wird an einem Forschungs-Einzylindermotor durchgeführt, dessen wichtigste Daten in Tab. 4.4 aufgelistet sind. Dasselbe Aggregat wurde bereits im Kontext von Klopfuntersuchungen in vorangehenden Arbeiten verwendet [46],[134].

**Tabelle 4.4:** Technische Daten des Versuchsaggregats

Grundmotor	M278DELA, Daimler AG
Zylinderkopf	Otto-DI, 4V, Dachbrennraum
Hub x Bohrung	86 mm x 92.9 mm
Hubvolumen	584 cm <sup>3</sup>
Verdichtungsverhältnis $\epsilon$	13:1
Kerzenposition	zwischen Auslassventilen
Düsenposition	senkrecht, zentral
Zul. Spitzendruck $p_{\max}$	160 bar
Triebwerk	verstärkt (Diesel-Grundkolben, Dieselpleuel)

Das Grundaggregat basiert dabei auf dem M278 der Daimler AG, welcher sowohl als Saugmotor als auch als aufgeladener Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung in Serie ging [141]. Abweichend vom Grundmotor kommt am Versuchsaggregat ein Pleuel eines Dieselaggregats zum Einsatz, welches in Verbindung mit einer Diesel-Grundkolbenkonstruktion mit Ringträger Spitzendrücke bis 160 bar zulässt. Die Form des Kolbenbodens entspricht weitgehend dem des Ottokolbens, jedoch ist die Verdichtung auf  $\epsilon = 13$  durch den Kolbenbodenaufbau angehoben. Der Zylinderkopf besitzt eine lateral positionierte Bohrung für einen M10-Drucksensor.

Abb. 4.10 zeigt schematisch einen Überblick über das Gesamtsystem Prüfstand. Die zentrale Automatisierung, Steuerung und Regelung erfolgt über das Echtzeitsystem Morphee der FEV GmbH. Der Frequenzumrichter zur Regelung der elektrischen Belastungsmaschine wird über eine Ethernet-Schnittstelle angesteuert. Weitere Aufgabe ist die Messdatenerfassung und -darstellung wäh-

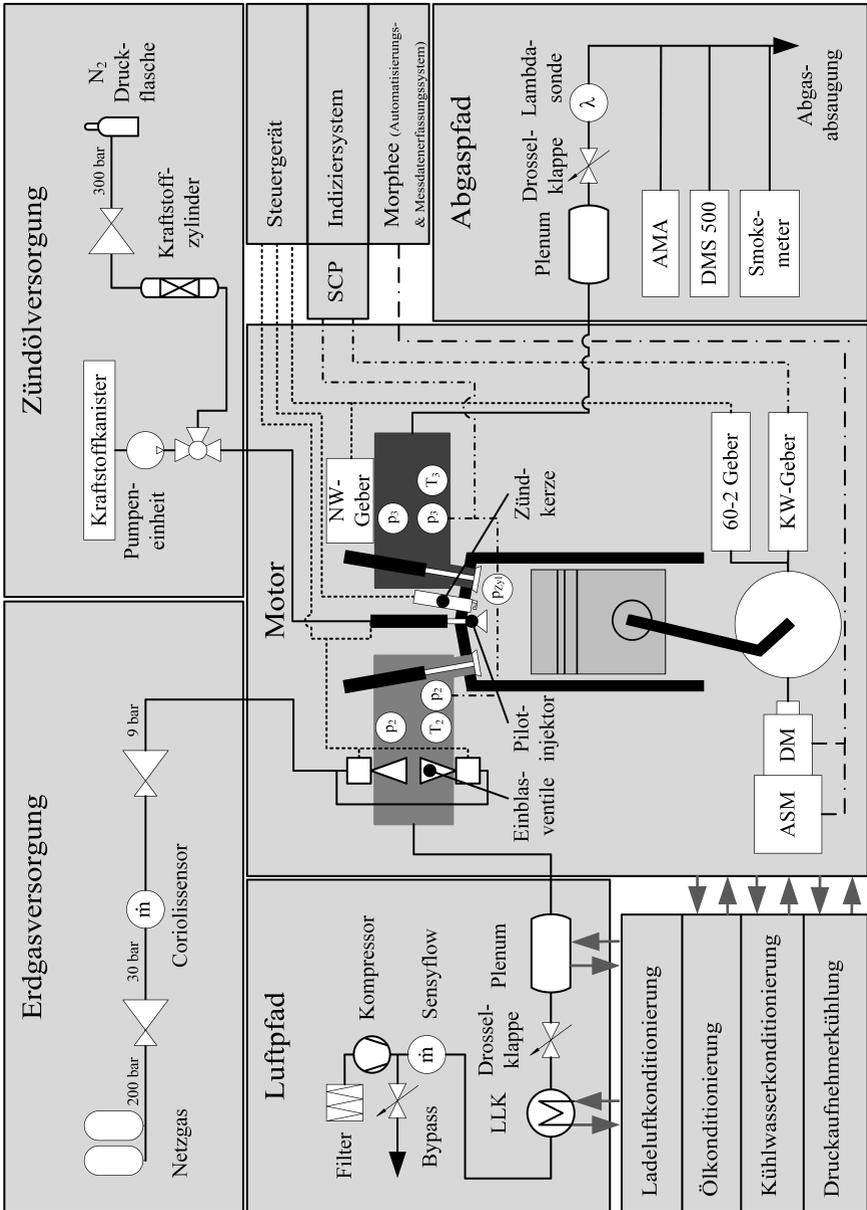


Abbildung 4.10: Schematischer Aufbau des Motorenprüfstandes

rend des Prüflaufes. In einem Hauptfenster können die meisten wichtigen Größen überwacht und über Sicherheitsfunktionen bewertet werden. Drei Alarmstufen (grün, gelb, rot) können flexibel konfiguriert werden, um den Prüfstand so bei der Überschreitung gewisser Grenzen kontrolliert ins Notaus zu schalten. Morphee kommuniziert über (meist digitale) Schnittstellen mit diversen Peripheriegeräten. Messtechnisch können sowohl Rekorder in verschiedenen Messfrequenzen für Transientmessungen als auch stationäre, gemittelte Messroutinen konfiguriert werden. In den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen wird ein Mittelungszeitraum von 30 s verwendet. Dies entspricht bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  einer Anzahl von 500 Arbeitszyklen. Der Versuchsträger ist auf einem mechanisch entkoppelten, luftgelagerten Schwingfundament aufgebaut und über eine Gelenkwelle mit der elektrischen Belastungsmaschine verbunden.

Zur Aufladung kommt ein externer Schraubenkompressor zum Einsatz, welcher im relevanten Volumenstrombereich Aufladedrücke bis 3 bar absolut darstellen kann. Der Kompressor wird dabei mit konstanter Drehzahl betrieben, die Einregelung des gewünschten Ladedrucks erfolgt durch variable Absteuerung eines Bypass-Stromes in die Umgebung. Nach Eintritt der Ladeluft in den Prüfstand passiert diese einen Luftmassenmesser (ABB Sensyflow). Daraufhin erfolgt die Temperaturkonditionierung der Ladeluft durch einen Lamellenwärmetauscher, welcher mit einer geregelten Wasservorlauftemperatur die gewünschte Ladelufttemperatur einstellt. Nach Verlassen des Ladeluftkühlers strömt die Ladeluft durch eine elektronisch gesteuerte Drosselklappe und ein temperiertes Beruhigungsplenum mit perforiertem Austritt und schließlich durch das Saugrohr in den Zylinderkopf. Die Temperierung des Beruhigungsplenums erfolgt mit derselben Wasservorlauftemperatur wie sie auch im Lamellenwärmetauscher anliegt. Über die Drosselklappe kann auch ein unteratmosphärischer Saugrohrdruck eingestellt werden. Außerdem hat sich für einen relativen Druckverlust von  $\approx 100 \text{ mbar}$  über die Drosselklappe eine positive Auswirkung auf die Messgenauigkeit der Luftmassenmessung gezeigt, weswegen ein solcher Druckverlust im Betrieb dauerhaft zur verbesserten Pulsationsdämpfung eingeregelt wird. Der Saugrohrdruck  $p_2$  wird in der vorliegenden Arbeit immer als Absolutdruck angegeben.

Die Bildung des homogenen Hintergrundgemisches erfolgt vor dem Eintritt in das Saugrohr durch zwei quer einblasende PFI-Magnetventile. Eine Variation des Einblasemusters ergab bei Voruntersuchungen keinen signifikanten Ein-

fluss auf den Verbrennungsablauf, weshalb davon ausgegangen wird, dass die Länge der Luftstrecke bis zum Einlasskanal (ca. 60 cm) für eine ausreichende Homogenisierung sorgt.

Das Abgas wird durch einen kurzen Krümmer direkt in ein Beruhigungsplenum mit perforiertem Rohreintritt geleitet, was ebenfalls zur Dämpfung von Pulsationen und stehenden Wellen vorgesehen ist. Die Einstellung des geforderten Abgasgegendrucks erfolgt über eine nach dem Beruhigungsplenum angeordnete Drosselklappe. Das Abgas wird schließlich durch eine offene Abgasabsaugung aus dem Prüfstand geleitet. Zur Vermeidung eines übermäßigen Wärmeeintrags in den Prüfstand ist das Beruhigungsplenum isoliert ausgeführt.

Die Versorgung mit Gaskraftstoff erfolgt über ein außenstehendes Flaschenbündel, welches über einen Erdgaskompressor mit konventionellem Netzgas befüllt wird (max. 200 bar). Nach Eintritt in den Prüfstand unter Hochdruck wird das Gas über zwei Druckminderer auf den Einblasedruck von  $\approx 9$  bar gebracht. Die Massenstrommessung erfolgt auf einem Zwischendruckniveau von  $\approx 30$  bar und wird durch ein Coriolismessgerät dargestellt (Siemens Sitrans). Die variable Zusammensetzung des Netzgases stellt eine Herausforderung für die Vergleichbarkeit von Messergebnissen dar. Aus diesem Grund wird für die jeweilige Gascharge eine Laboranalyse durchgeführt. Messungen, die besondere Anforderungen an die Vergleichbarkeit stellen (z. B. Klopfmessungen) werden alle mit der selben Gascharge durchgeführt. Eine Übersicht der verwendeten Gaszusammensetzungen ist in Anhang A.2 gegeben.

Die Versorgung mit Flüssigkraftstoff erfolgt nicht über das standardisierte, gebäudezentrale Kraftstoffsystem. Dies ist darin begründet, dass für die Untersuchung des Zündstrahlverfahrens mehrere Sonderkraftstoffe benötigt werden, die meist nur in kleinen Mengen zur Verfügung stehen. Eine Spülung des Systems würde bei jedem Kraftstoffwechsel eine große Menge an Kraftstoff verbrauchen, wobei die Medienbeständigkeit der verwendeten Dichtungen ein weiteres Problem darstellt. Aus diesem Grund wird auf eine Kraftstoffmassenmessung verzichtet und die Kraftstoffmasse wird durch ein empirisches Mengenmodell errechnet, siehe Kap. 4.2.3 und 5.1.3.

Die Bereitstellung des benötigten Einspritzdrucks für das Zündöl erfolgt mit zwei unterschiedlichen Systemen:

- Ein konventionelles System mit einer **Hochruck-Kolbenpumpe** aus dem Dieselmotorbereich und einem druckgeregelten PWM-Absteuerventil kann mit einem Kraftstoffkanister betrieben werden. Dieses System ermöglicht einen unkomplizierten Dauerbetrieb mit dieselähnlichen Kraftstoffen, weshalb es für langfristige Messreihen mit demselben Kraftstoff zum Einsatz kommt. Die Automatisierung und Regelung incl. Niederdruckförderung und Kühlung erfolgt mikrocontrollerbasiert, das System kann deshalb ohne weiteren Aufwand ins Prüfstands-Gesamtsystem integriert und zentral mit einem Sollwert gesteuert werden. Die periodische Arbeitsweise der Hochdruckpumpe in Verbindung mit dem Absteuerventil erzeugt im motorischen Betrieb Druckamplituden von max.  $\pm 5$  bar (bestimmt über Indizierung des Raildrucks vor Injektor). Der Dauerbetrieb in verschiedensten Variationsreihen wird mit diesem System und dem Kraftstoff RD durchgeführt.
- Analog zu der in Kap. 4.2.1 gezeigten Bauart wird die Druckerzeugung für sehr niederviskose oder chemisch aggressivere Medien durch einen **Edelstahl-Hochdruckzylinder und eine Stickstoffbeaufschlagung** bis 200 bar aufgebaut. Dieses System eignet sich jedoch nicht für den Dauerbetrieb, da periodisch Kraftstoff nachgefüllt werden muss. Die Vermessung der einzelnen Zündöle wird mit diesem System durchgeführt. Aufgrund der statischen Druckbeaufschlagung sind keine Druckschwingungen aus der Hochdruckerzeugung zu erwarten.

Die Medienversorgung erfolgt über institutseigene Konditioniersysteme. Diese sind zur Wärmeabfuhr mit dem zentralen Hauswasserkreislauf verbunden und können zusätzlich auch Wärme zum Aufheizen der Systeme über elektrische Heizpatronen einbringen. Folgende Konditioniersysteme kommen zum Einsatz:

- **Motor Kühlwasser:** Temperierung und Durchströmen von Zylindergehäuse und Zylinderkopf mit Glykol-Wasser-Gemisch.
- **Motoröl:** Temperierung des Motoröls. Weiterhin ist auch die Einstellung des jeweiligen Druckniveaus der einzelnen Ölstränge für die Versorgung

von Kurbelwellen-, Nockenwellen- und Pleuellagern sowie der Kolbenspritze über Druckregelventile gelöst.

- **Ladeluft:** Wie oben erwähnt, wird der Ladeluftwärmetauscher und das Beruhigungsplenum mit derselben, geregelten Wasservorlaufemperatur versorgt, welche über eine Konditionierung eingestellt wird.
- **Druckaufnehmerkühlung:** Die Druckaufnehmer von Brennraumdruck und Abgasdruck werden über eine gesonderte Einheit gekühlt.

Die Erfassung stationärer Messgrößen (Drücke und Temperaturen) erfolgt über einen Messgalgen mit Einzelsensoren, deren Analogsignale über AD-Wandler und eine Profibus-Schnittstelle vom Prüfstandssystem Morphee erfasst werden. Außerdem ermöglicht das Profibusnetzwerk über gesonderte Bausteine auch die Aus- und Eingabe von analogen und digitalen Steuer- und Messsignalen (z. B. Abgasklappenstellung).

Als Motorsteuergerät kommt ein Fi<sup>2</sup>re der IAV GmbH zum Einsatz. Dieses ermöglicht in der vorliegenden Ausbaustufe die Steuerung von bis zu vier Magnet-Einspritzventilen mit fünf Pulsen pro Zyklus. Eine Zündung mit bis zu drei Mehrfachfunken sowie die Ansteuerung verschiedener elektromechanischer Aktoren (z. B. Drosselklappe) gehört neben einfachen Reglerstrukturen wie z. B. ein  $\lambda$ -Regler ebenfalls zum Funktionsumfang. Als besonderer Vorteil für den stationären Betrieb von Einzylinderaggregaten im Vergleich zu Seriensteuergeräten sind die Parameter komplett frei und direkt einstellbar. Gleichzeitig erfordert die ungeschützte Veränderung der Motorparameter im laufenden Betrieb große Vorsicht, um Schäden am Aggregat zu verhindern. Die Ansteuerung des Piezoinjektors erfolgt über dieselbe Endstufe, wie sie auch für die Injektorvoruntersuchungen verwendet wird, siehe Kap. 4.2.1. Das Motorsteuergerät wird über eine ASAP3-Schnittstelle mit dem Prüfstandssystem Morphee zur bilateralen Parameterübergabe gekoppelt.

Die Messungen der gasförmigen Komponentenkonzentrationen im Abgas erfolgt durch eine Abgasmessanlage HORIBA MEXA-7100DEGR. Diese ist mit einem CLD zur Messung von Stickstoffoxiden ausgestattet, wobei zwei getrennte Analysatoren für NO und NO<sub>2</sub> zum Einsatz kommen. Desweiteren wird die Sauerstoffkonzentration über einen PMD und die CO<sub>2</sub>-Konzentration über das NDIR-Verfahren gemessen. Die Messung der unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen erfolgt über einen doppelten, selektiven FID zur ge-

trennten Messung von  $\text{CH}_4$  und THC-Emissionen. Alle Analysatoren werden über Nullgas und Spangase definierter Zusammensetzung kalibriert. Die Kalibrierung des  $\text{CH}_4$ -Detektors erfolgt mit Methan-Spangas, die Kalibrierung des THC-Detektors hingegen mit Propan-Spangas ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ). Ein Problem dabei stellt die Querempfindlichkeit der FID-Messung auf die Struktur des gemessenen Kohlenwasserstoffmoleküls dar, was in sog. Responsefaktoren beziffert wird. Ideal gesehen misst das FID über den Ionenstrom direkt die Konzentration an C-Atomen; real ist die gemessene C-Konzentration dagegen von der Strukturformel der Moleküle abhängig und weist eine Abweichung zur theoretischen Konzentration von bis zu 19 % bei der Messung von Kohlenwasserstoffen abweichend vom Kalibrieremolekül auf. [75]

Nach Ermittlung des Responsefaktors für die verwendete Anlage beträgt dieser für den propankalibrierten THC-FID  $R = 1.0885$  bei der Messung von  $\text{CH}_4$ , was bedeutet, dass die  $\text{CH}_4$ -Konzentration um 8.85 % überhöht aufgenommen wird. Dieser Aspekt wird in der weiteren Emissionsauswertung vernachlässigt; es wird erwartet, dass  $\text{CH}_4$  die Hauptkomponente darstellt. Die Bewertung von weiteren HC-Emissionen soll lediglich gravierende Einflüsse der Zündölzone erfassen. Aufgrund des Messfehlers sind geringe Abweichungen in der Kohlenstoffbilanz und im berechneten Luftverhältnis zu erwarten. Zur Kontrolle wird bei der Datenauswertung das Luftverhältnis nach der Methode von Brett-schneider berechnet [29].

Da ein Zündstrahlverfahren Aspekte eines dieselmotorischen Brennverfahrens aufweist, wird auch die Untersuchung von Partikelemissionen als weitere Emissionsgröße vorgenommen. Diese werden über die Filtermethode mittels eines Smokemeters AVL 415S gemessen. In diesem Verfahren wird die Schwärzung eines weißen Filterpapierstreifens gegen den Weißwert optisch verglichen und daraus die FSN berechnet. Korrelationen des FSN-Werts mit der emittierten Partikelmasse existieren zwar, jedoch wird der FSN-Wert in der vorliegenden Arbeit lediglich für eine grobe Bewertung der Partikelemissionen herangezogen. [6], [118], [165]

Für eine detailliertere Bewertung der Partikelemissionen kommt ein Combustion DMS500 zum Einsatz. Dadurch wird nicht nur eine Bewertung der Partikelanzahl möglich, auch das Partikelgrößenspektrum kann in Clustern zwischen 5 und 1000 nm ermittelt werden. Im eigentlichen Sinn ist das Messgerät zur transienten Messung im Rahmen von Fahrzyklen ausgelegt, in der vorliegenden Arbeit wird es jedoch für stationäre Betriebspunkte eingesetzt. [34]

Zur Messung des globalen Luftverhältnisses  $\lambda_{\text{Sonde}}$  im Abgas kommt eine Breitbandsonde der Robert Bosch GmbH in Verbindung mit einem Prüfstands-Messverstärker LA3 der ETAS GmbH zum Einsatz. Die Kennlinie der Sonde ist für  $\text{CH}_4$  optimiert und bietet um  $\lambda = 1$  eine gute Übereinstimmung zu  $\lambda_{\text{Brettschneider}}$ , gemessen über die Abgaszusammensetzung. Für den Bereich von  $0.9 < \lambda < 1.6$  beträgt die Abweichung weniger als 0.025; bei  $\lambda = 1$  beträgt die Abweichung weniger als 0.01.

### **Druckindizierung, Heizverlaufsberechnung und Klopfalgorithmus**

Die kurbelwinkelbasierte, schnelle Aufzeichnung physikalischer Größen, besonders der des Zylinderdrucks, stellt die wichtigste Messtechnik im Rahmen dieser Arbeit dar. Zur Erfassung der Indiziergrößen kommt dabei ein Indiziersystem AVL IndiSet 631 in Verbindung mit der Software Indicom zum Einsatz. Das System erlaubt die Aufzeichnung von bis zu 16 Kanälen mit einer Auflösung von  $0.1^\circ\text{KW}$ . Zur Vermeidung unnötiger Datenmengen kann die Auflösung kanalselektiv in einem festgelegten Bereich gefenstert werden; innerhalb dieses Bereichs werden die Daten mit  $0.1^\circ\text{KW}$ -Auflösung abgelegt, außerhalb mit  $1.0^\circ\text{KW}$ . Für den Zylinderdruck wird dieser Bereich an den für Einspritzung, Verbrennung und Klopfen relevanten angepasst ( $-110^\circ\text{KW} \dots 90^\circ\text{KW}$ ), wobei die Vorzeichen-Nomenklatur aus dem AVL-System für die gesamte Arbeit übernommen wird.  $\phi = 0^\circ\text{KW}$  markiert dabei den Zünd-OT. Negative Werte beschreiben folglich die Lage vor Zünd-OT, positive Werte die Lage nach Zünd-OT.

In ersten Stichmessungen wurden pro Betriebspunkt 200 Zyklen aufgezeichnet, was für eine thermodynamische Mittelung ausreicht. Für die Untersuchung des Klopfens wurden jedoch 500 Zyklen aufgezeichnet, um eine bessere statistische Sicherheit zu erreichen.

Die Erfassung des Kurbelwinkels erfolgt auf Basis eines Drehwinkelgebers Leine & Linde 562900040 mit einer institutseigenen Signalaufbereitung, welche eine Auflösung von 720 Pulsen pro Umdrehung bereitstellt. Das vorhandene Kurbelwinkelsignal wird im AVL-System durch Interpolation vervielfacht. Zur Zylinderdruckmessung kommt ein piezoelektrischer Aufnehmer mit Wasserkühlung zum Einsatz (Kistler 6061B [84]). Dieser deckt den Druckbereich  $0 \dots 250$  bar ab und wird über ein  $\text{M}10 \times 1$ -Gewinde direkt in den Brennraum eingeschraubt. Als Ladungsverstärker kommt zunächst ein Kistler 5044Q02 zum

Einsatz, der in späteren Messungen aufgrund des besseren Signal-Rauschverhältnisses durch einen Kistler 5064 im SCP-System ersetzt wurde.

Um eine größtmögliche Genauigkeit für den Zylinderdruck zu erreichen, wird die gesamte Messkette gemeinsam kalibriert (Sensor, Kabel, Ladungsverstärker, AD-Wandler). Aufgrund dieser Methode wird eine Addition der einzelnen Messunsicherheiten ausgeschlossen. Die Kalibrierung erfolgt bei einer Sensortemperatur von  $\approx 50^\circ\text{C}$  (Bereich Sensorkühlwassertemperatur) mittels einer Druckwaage an sieben schnellen Druckhüben über den Druckbereich 0...180 bar. Die Steigung (bar/V) wird nachfolgend mittels linearer Regression ermittelt. Vor der Kalibrierung muss ein zeitlicher Drift im Ladungskreis ausgeschlossen werden. Dies wird u. a. durch die sorgfältige Sauberhaltung der Steckverbindungen und die Verwendung von speziellen Kabel ohne triboelektrische Effekte und hohem Isolationswiderstand erreicht (nach Herstellerempfehlung).

Die Messung des Raildrucksignals erfolgt über einen Kistler 4065A200, später 4065A500. Die Drücke in Saugrohr und Abgaskanal werden über piezoresistive Aufnehmer erfasst (Kistler 4045A und 4075A mit wassergekühltem Umschaltadapter). Zu Diagnosezwecken werden weitere Signale, wie z. B. die Injektorströme, aufgezeichnet.

Zur Auswertung werden charakteristische **Indizierkennwerte** (IKW) berechnet. Der  $p_{mi}$  wird anhand des Ringintegrals über jeden Zyklus berechnet und beschreibt die Kolbenarbeit bezogen auf das Hubvolumen, Gl. 4.5 [15].

$$p_{mi} = \frac{\oint pdV}{V_h} \quad \text{Gl. 4.5}$$

Damit stellt der  $p_{mi}$  eine Lastkennzahl dar, die unabhängig von der Motorengröße und mechanischen Verlusten ist. Oftmals wird für eine Bewertung der Verbrennungsstabilität die Standardabweichung  $\sigma(p_{mi})$  oder die Kovarianz des indizierten Mitteldrucks  $\text{CoV}(p_{mi})$  angegeben. Die Angabe des Lastzustandes wird in der vorliegenden Arbeit immer über den indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$  beziffert und nicht über den effektiven  $p_{me}$ , da die mechanischen Verluste im Triebwerk nicht bekannt sind und nicht die eines Vollmotors abbilden. Für die Bestimmung des  $p_{mi}$  ist das absolute Druckniveau aufgrund des geschlossenen Integrals nicht von Bedeutung. Da piezoelektrisch nur relative Drücke gemessen werden, muss eine nachträgliche Nulllinienfindung zur Ermittlung des Absolutniveaus für weitere Berechnungen durchgeführt werden.

Die schnelle Berechnung des Heizverlaufs ohne Berücksichtigung der Wandwärmeverluste ermöglicht bereits am Prüfstand eine sehr gute Bewertung des Verbrennungsablaufs und wird differentiell aus dem gemessenen Druckverlauf und der Volumenfunktion errechnet, siehe Gl. 4.6 [14].

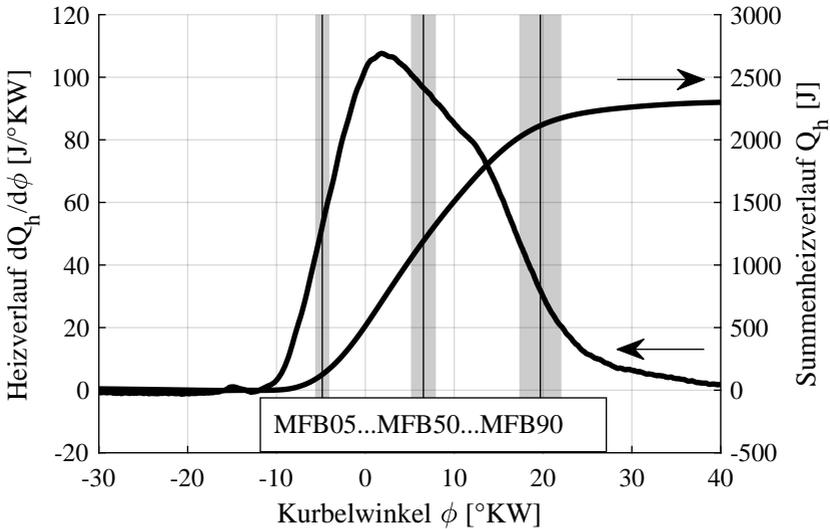
$$\frac{dQ_h}{d\phi} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p \frac{dV}{d\phi} + \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V \frac{dp}{d\phi} \quad \text{Gl. 4.6}$$

Nach Integration ergibt sich der Summenheizverlauf, Gl. 4.7.

$$Q_h = \int_{\phi_{start}}^{\phi_0} \frac{dQ_h}{d\phi} d\phi \quad \text{Gl. 4.7}$$

Da die genannten Gleichungen auf diskret aufgezeichnete Daten angewendet werden müssen, wird der Differentialoperator  $d$  durch die Differenz  $\Delta$  ersetzt. Für die numerische Differential- bzw. Integralrechnung wird folglich die Auflösung des Kurbelwinkels verwendet (hier:  $0.1^\circ\text{KW}$ ). Die verbrennungsbezogenen Indizierkennwerte werden auf Basis des normierten Summenheizverlaufs berechnet. Aufgrund des flachen Gradienten und numerischer Instabilitäten während der Entflammungsphase ist die Definition eines charakteristischen Umsatzpunktes unterhalb 5 % MFB (**M**ass **F**raction **B**urned) zunehmend schwierig, weshalb oftmals der 5%-Umsatzpunkt (MFB05) als Verbrennungsbeginn verwendet wird. Der MFB50 wird teilweise fälschlich als Verbrennungsschwerpunkt bezeichnet, wobei der Verbrennungsschwerpunkt im eigentlichen Sinne über den Flächenschwerpunkt des differentiellen Heizverlaufs definiert wird. In der vorliegenden Arbeit wird der 50%-Umsatzpunkt zur Beurteilung der Verbrennungslage herangezogen. Für fast alle gängigen Motorbauarten kann im wirkungsgradoptimalen Betrieb ein 50%-Umsatzpunkt von  $\approx 8^\circ\text{KW}$  beobachtet werden. Das Verbrennungsende weist wie auch der Verbrennungsbeginn dieselben Definitionsschwierigkeiten aufgrund eines flachen Gradienten auf, weshalb es in der vorliegenden Arbeit über 90 % MFB definiert wird. [110]

Abb. 4.11 zeigt exemplarisch den differentiellen und den integrierten Heizverlauf (Summenheizverlauf), gemittelt über 500 Arbeitsspiele.

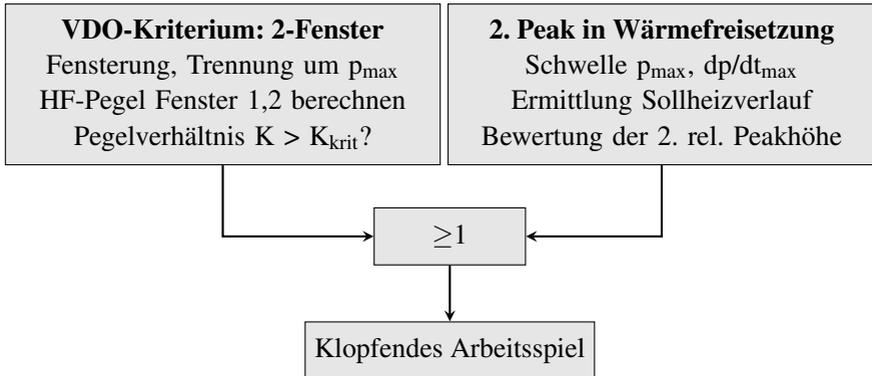


**Abbildung 4.11:** Exemplarischer Heizverlauf in differentieller und integraler Form mit charakteristischen Umsatzpunkten

Für eine weitere Analyse der Verbrennungsstabilität können die Standardabweichungen der einzelnen charakteristischen Umsatzpunkte detailliertere Information liefern als die Standardabweichung des  $p_{mi}$ . Die Standardabweichung des Brennbeginns  $\sigma(\text{MFB05})$ , des 50%-Umsatzpunkts  $\sigma(\text{MFB50})$  oder des Brennendes  $\sigma(\text{MFB90})$  sowie die Streuung der einzelnen Intervalle zwischen diesen Punkten können zur Bewertung der einzelnen Verbrennungsphasen herangezogen werden. Die Standardabweichungen sind dafür in Abb. 4.11 grau dargestellt.

Die Detektion klopfender Verbrennung kann grundsätzlich durch mehrere Methoden erfolgen. Verschiedene Möglichkeiten zur Erkennung des Motorklopfens werden beispielsweise in [33], [59] und [189] diskutiert, wobei sehr viele weitere Arbeiten zu dieser Thematik existieren. In der vorliegenden Arbeit wird eine zylinderdruckbasierte Methode zur Klopfenerkennung verwendet, welche in [134] implementiert und in [46] erweitert bzw. angepasst wurde. Ein Flussdiagramm ist in Abb. 4.12 dargestellt. Aufgrund der Implementierung in AVL CalcGraf (Teil der Software IndiCom) kann die Klopfenerkennung direkt

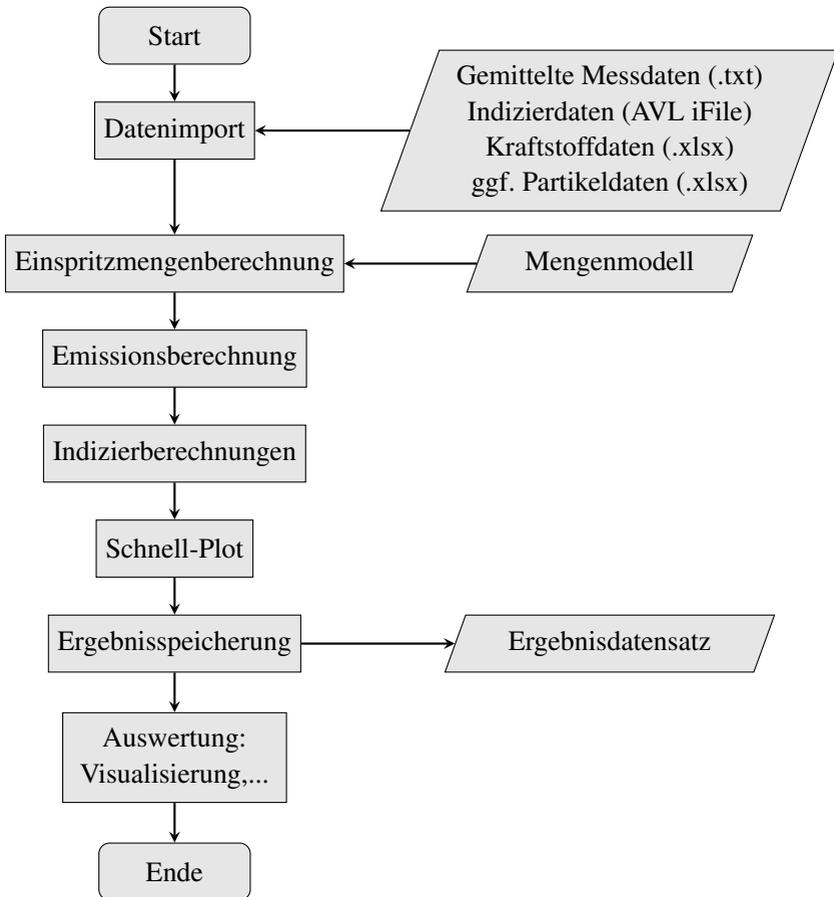
am Prüfstand eingesetzt werden und ermöglicht im Postprocessing eine genaue Analyse des klopfenden Betriebspunkts incl. Einzelarbeitsspielanalyse.



**Abbildung 4.12:** Kombiniertes Klopfkriterium, schematisch nach [134], [46]

### Messdatenverarbeitung und -auswertung

Die Auswertung der Motormessdaten erfolgt in MATLAB. Dafür wird eine eigens erstellte Routine zur Kombination aller relevanten Mess- und Peripheriedaten verwendet. Aufgrund der Verwendung von zwei Kraftstoffen mit unterschiedlichen Eigenschaften müssen viele Größen individuell für jeden Betriebspunkt berechnet werden, was eine automatisierte Auswertung zwingend erforderlich macht. Ein Flussdiagramm ist in Abb. 4.13 gegeben. Nach Programmstart werden zunächst alle relevanten Messdaten importiert. Die stationär-gemittelten Messdaten werden in Form einer .txt-Datei eingelesen; die Indizierdaten werden über ein Plugin für AVL-iFiles geladen. Die Kraftstoffdaten enthalten die nötigen Stoffdaten für die verwendeten Gas- und Flüssigkraftstoffe. Eine Auswertung von Partikeldata erfolgt nur in einigen speziellen Messreihen; sie werden vom Partikelzähler zunächst in einem Sonderformat abgespeichert, welches allerdings in ein .xlsx-File konvertiert werden kann. Nach Einlesen aller Messdaten wird die Berechnung der flüssigen Einspritzmenge über das Mengenmodell des A-Injektors vorgenommen, siehe Kap. 5.1.3. Alle dafür relevanten Parameter werden aus den Messdaten ermittelt.



**Abbildung 4.13:** Ablaufplan der Messdatenauswertung

Als Gegendruck wird der mittlere gemessene Zylinderdruck zwischen SOI und EOI verwendet. Trotz verbleibender Unsicherheiten durch die modellbasierte Ermittlung der eingespritzten Flüssigmasse ist deren Kenntnis wichtig für die Berechnung weiterer Größen, die zur Emissionsberechnung etc. benötigt werden. Da i. d. R. weniger als 10 % Flüssigkraftstoff verwendet wird, wirkt sich eine leichte Unsicherheit des Mengenmodells jedoch nicht gravierend auf die mittleren Kraftstoffdaten aus. Die Emissionsberechnung beinhaltet

tet eine Kohlenstoffbilanz zur Plausibilitätsprüfung und die Ermittlung massenbasierter, spezifischer Emissionsgrößen in g/kWh nach [53] sowie die Ermittlung des Luftverhältnisses aus Abgaskonzentrationen nach Brettschneider [29]. Die Berechnung von Indiziergrößen wird aus den Rohdaten teilweise erneut vorgenommen, da manche Ergebnisgrößen (z. B. Heizverlauf) nicht aus dem AVL-System importiert werden können. Die nachträgliche Berechnung des Heizverlaufs und der zugehörigen IKW ermöglicht zudem eine flexible und transparente Datenverarbeitung ohne Black-Box-Anteile, die ausgehend von den Rohdaten über die Filterung und die letztlichen Berechnungsalgorithmen komplett in MATLAB durchgeführt wird. Zur Plausibilitätsprüfung wird nach Abschluss der Berechnungen eine Reihe von Standard-Diagrammen erstellt, die ein schnelles Überprüfen auf systematische Messfehler ermöglichen (z. B. Ausfall eines Abgasanalysators). Die errechneten Größen werden schließlich in einem Ergebnisdatensatz abgespeichert. Anhand dieser Ergebnisdatensätze kann die letzte Auswertung und Visualisierung der Messdaten und der Vergleich mehrerer Datensätze erfolgen. Ein großer Vorteil in der genannten Struktur ist die gemeinsame Verarbeitung aller anfallenden Messdaten, wodurch auch größere Datenmengen leicht verarbeitet und kombiniert ausgewertet werden können.

### 4.3.2 Versuchsrandbedingungen

Die Randbedingungen der Motorversuche müssen je nach Art und Ziel der Messreihen sinnvoll festgelegt werden, um realistische Zustände für eine spätere Anwendung abzubilden. Für alle thermodynamischen Grundsatzuntersuchungen wird eine Saugrohrtemperatur  $T_2 = 45 \pm 0.5^\circ\text{C}$  angesetzt.

Für sämtliche Klopfuntersuchungen wird eine erhöhte Saugrohrtemperatur von  $T_2 = 65 \pm 0.1^\circ\text{C}$  gefahren, um bereits bei niedrigerem Lastniveau einen klopfenden Betrieb zu erreichen, woraus eine reduzierte Belastung des Aggregats resultiert. Die engere Temperaturtoleranz ist für die Klopfuntersuchungen essentiell, da ansonsten keine gute Vergleichbarkeit der Betriebspunkte gegeben wäre und der Einfluss der Temperaturschwankungen die Ergebnisse verfälschen würde. Trotz Eingrenzung der Temperaturunsicherheit wirken sich noch viele weitere Effekte auf die Klopfhäufigkeit aus, weshalb diese im stationären Versuchsbetrieb eine Toleranz von  $\pm 1...2\%$  Punkten auf dem Ni-

veau der gesetzten Klopfgrenze von 5 % aufweisen kann. Dieser Unsicherheit wird zum einen durch die statistische Betrachtung mehrerer Klopfpunkte und eine Regression durch dieselben begegnet. Zum anderen ist die Steigung der Klopfhäufigkeit über MFB50 im Bereich der Klopfgrenze groß, sodass der Schnittpunkt der Regressionslinie mit der Klopfgrenze trotzdem relativ genau bestimmt werden kann.

Das Spülgefälle  $p_2 - p_3$  wird über die Abgasgegendruckklappe auf null eingeregelt, um den Gegendruck eines Abgasturboladers ohne ein Laderkennfeld zumindest näherungsweise abzubilden.

Für alle Messungen wird die Motorkühlwassertemperatur auf 80°C und die Motoröltemperatur auf 90°C konditioniert. Der Ladedruck  $p_2$  wird je nach gewünschter Last eingestellt, wobei in einigen Messreihen ein Zielwert für den indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$  iterativ angefahren wird.

Eine der grundlegenden Randbedingungen ist die Einstellung des globalen Luftverhältnisses  $\lambda$ . **Sofern nicht anders spezifiziert erfolgen die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit global stöchiometrisch ( $\lambda = 1$ ).** Entgegen den vielen untersuchten Magerbrennverfahren für methanbasierte Kraftstoffe aus Kap. 3.2 wird hier bewusst der stöchiometrische Ansatz gewählt, um eine spätere Abgasnachbehandlung mit Dreiwegekatalysator zu ermöglichen. Die erzielbaren Wirkungsgradgewinne durch Abmagerung sind zwar deutlich vorhanden, jedoch zulasten einer einfachen, kostengünstigen bzw. überhaupt technisch darstellbaren Abgasnachbehandlung ([55], [156]). Hierbei sind zunächst die Methanemissionen problematisch, die erst ab einer Light-Off-Temperatur von ca. 400...450°C mit ausreichend hoher Konvertierungsrate umgesetzt werden können ([57], [76]). Ein direkter Vergleich eines mageren und eines stöchiometrischen Brennverfahrens bestätigt diese Aussagen [98]. Stand heute existiert nach Kenntnis des Autors keine Katalysatorbeschichtung, die eine signifikante Reduktion dieser Grenztemperatur im praktischen Einsatz ermöglicht. Die Erreichung einer solch hohen Temperatur nach Turbine kann ohne stöchiometrischen Betrieb je nach Betriebszustand problematisch werden. Als zweiter Punkt kann die Reduktion der Stickoxide genannt werden, die im Dreiwegekatalysator ebenfalls direkt und ohne zusätzlichen Aufwand möglich ist. Würde ein Magerbrennverfahren eingesetzt, so müsste zur Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen beispielsweise ein SCR-Katalysator eingesetzt werden [16]. Die Einstellung des globalen Luftverhältnisses auf  $\lambda = 1$  erfolgt über einen Regler im Motorsteuergerät, der direkt die Ansteuerdauer der PFI-Gasventile

anpasst. Wird die Zündölmenge manuell verändert, so wird das Luftverhältnis des angesaugten Hintergrundgemisches ( $\lambda > 1$ ) automatisch angepasst, um im Abgas wieder global-stöchiometrische Bedingungen zu erreichen. Zur Erfassung der Istgröße wird das Analogsignal der Lambdasonde verwendet, da es eine ausreichend schnelle Reaktionszeit bereitstellt.

# 5 Ergebnisdiskussion

## 5.1 Injektorspezifische Untersuchungen

Die im Folgenden gezeigten Ergebnissen zu den injektorspezifischen Untersuchungen sind detailliert ebenfalls in [78] veröffentlicht.

### 5.1.1 Optische Sprayanalyse

Die Ergebnisse der Streulicht- und PDA-Messungen werden im Folgenden gemeinsam diskutiert, da dieselben Variationsparameter für beide Messtechniken nach Abschätzung des Betriebsbereichs für die spätere Anwendung im Zündstrahlverfahren verwendet werden, siehe Tab. 5.1.

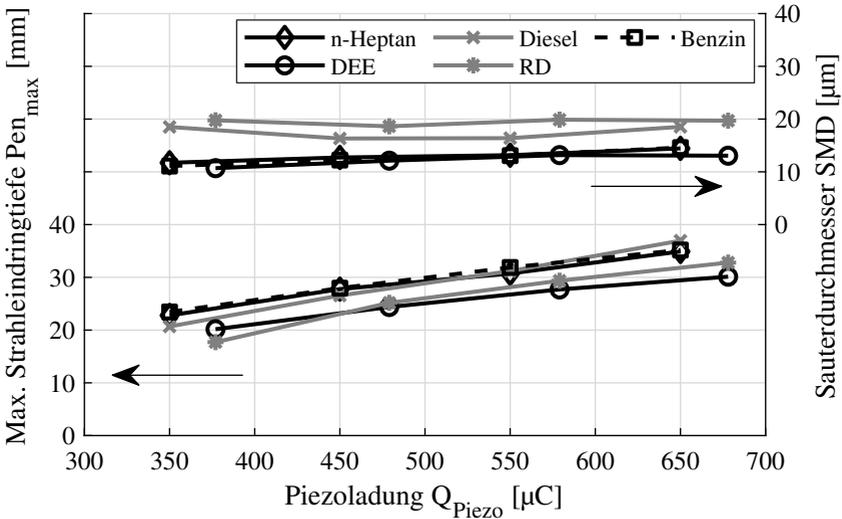
**Tabelle 5.1:** Parametermatrix für die optische Sprayanalyse

Messreihe	$p_R$ [bar]	$p_K$ [bar]	$Q_{Piezo}$ [ $\mu C$ ]	$t_{inj}$ [ $\mu s$ ]	Kraftstoffe
Piezoladung	200	3	<b>350...650</b>	500	Benzin, DEE,
Rail-, Kammerdruck	<b>50...200</b>	<b>3...10</b>	450	500	n-Heptan,
Ansteuerdauer	200	3	450	<b>100...600</b>	Diesel, RD

Der Raildruck wird bis zu einem Wert von 200 bar untersucht. Der Kammerdruck wird nach Abschätzung des vorherrschenden Zustands der Zylinderfüllung für eine Einspritzung in die späte Kompression bei äquivalenter Dichte gewählt. Die Piezoladung wird zwischen einer Mindestladung zum Abheben der Nadel bis zu einem Höchstwert von 650  $\mu C$  variiert. Da die Einspritzung sehr kleiner Mengen im Fokus steht, wird die Ansteuerdauer nur im unteren Bereich variiert. Alle Variationsreihen werden für die Kraftstoffe Benzin, DEE, n-Heptan, Diesel und RD durchgeführt, wobei die Viskosität der beiden letztgenannten höher ist. In den folgenden Abbildungen werden die niederviskosen Kraftstoffe n-Heptan, DEE und Benzin in schwarz, die höherviskosen Diesel

und RD in grau dargestellt. Benzin als Referenzkraftstoff wird zusätzlich als gestrichelte Linie abgehoben.

Als erster Variationsparameter wird die Piezoladung  $Q_{Piezo}$  in Abb. 5.1 gezeigt, welche annähernd proportional zum Nadelhub ist [139]. Betrachtet werden jeweils die Reaktionen der maximalen Eindringtiefe  $Pen_{max}$  und des Sauterdurchmessers SMD.



**Abbildung 5.1:** Eindringtiefe und SMD über Piezoladung

Zum Zeitpunkt der Messungen war jedoch noch kein quantifizierter Zusammenhang zwischen der aufgebrachtten Piezoladung und dem Nadelhub bekannt; dieser wurde aufgrund der Ermangelung an Messtechnik erst nach Abschluss der Sprayvermessung durch die Nadelhubmessungen untersucht, siehe Kap. 4.2.2 und 5.1.2. Ein Öffnen der Nadel konnte in vorbereitenden Versuchen ab ca. 300 µC bei Raumtemperatur festgestellt werden, darunter war keine hydraulische Reaktion des Injektors über Kameramessungen nachweisbar. Die Obergrenze der Piezoladung lag nach damaligem internen Kenntnisstand zwischen 600 und 700 µC; [138] lässt jedoch vermuten, dass eine deutliche Überhöhung des Nadelhubes im zeitlich begrenzten Versuchsbetrieb ohne Beschädigung möglich wäre.

Die Verschiebung der Messpunkte für DEE und RD auf der Abszisse ist mutmaßlich durch eine Veränderung im Piezostack bei ersten Versuchen zur Temperaturkonditionierung des Injektors entstanden. Um die Messreihen dennoch mit demselben Injektor abzuschließen, wurde die Ladung über Mengenmessungen angepasst, sodass für die jeweiligen Punktwolken ein gleichgestellter Nadelhub erreicht wird (sichergestellt über Mengenmessungen).

Es wird ersichtlich, dass mit steigendem Nadelhub auch die Eindringtiefe je nach Kraftstoff um mehr als 50 % ansteigt. Dieser Effekt kann für alle untersuchten Kraftstoffe gleichermaßen beobachtet werden; bei höherviskosen Kraftstoffen ist der Effekt etwas ausgeprägter. Ein möglicher Grund für die zunehmende Eindringtiefe bei höherem Nadelhub ist die größere Querschnittsfläche am Strahlaustritt und der damit gesteigerte Sprayimpuls.

Der SMD zeigt hingegen keinen signifikanten Einfluss des Nadelhubs. Für den Kontext Zündstrahlverfahren und die Einspritzung kleiner Mengen ist dies vorteilhaft, auch bei kleinsten Nadelhüben ist keine Verschlechterung der Tropfenaufbereitung zu erkennen. Der SMD ist für die höherviskosen Kraftstoffe im Mittel um ca. 5...10  $\mu\text{m}$  höher.

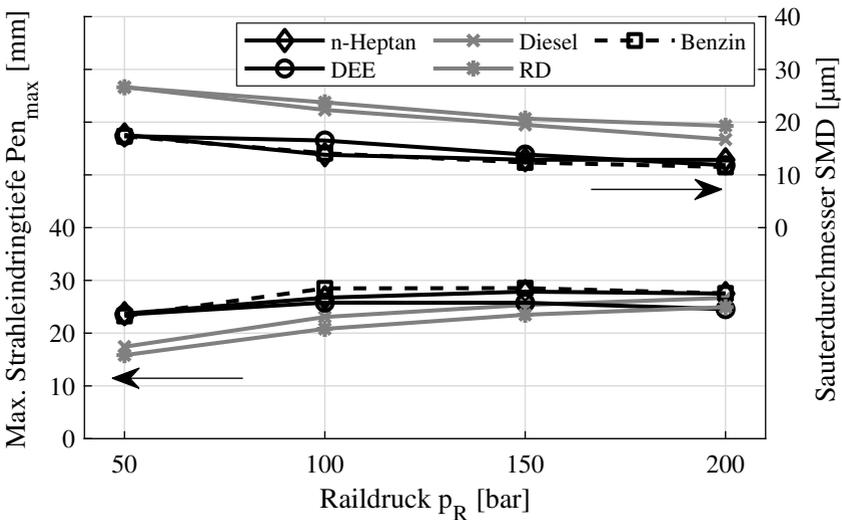


Abbildung 5.2: Eindringtiefe und SMD über Raildruck bei  $p_K = 3$  bar

Die erste Variation des Raildrucks bei 3 bar Kammerdruck ist in Abb. 5.2 dargestellt. Bei steigendem Raildruck zeigt sich eine steigende Eindringtiefe für den Bereich 50...100 bar, was auf den höheren Strahlimpuls aufgrund höherer Austrittsgeschwindigkeiten zurückgeführt werden kann. Bei Drücken um 100...200 bar wird dies jedoch durch einen verbesserten Strahlaufbruch kompensiert, die Penetration steigt nicht weiter an. Für einige Kraftstoffe kann ab einem gewissen Raildruck sogar wieder eine leichte Abnahme der Eindringtiefe beobachtet werden. Dieser Umkehreffekt ist nur bei den niederviskosen Kraftstoffen zu beobachten, bei Diesel und RD ist das Penetrationsverhalten im untersuchten Druckbereich monoton steigend. Eine mögliche Begründung hierfür liegt im veränderten aerodynamischen Verhalten kleinerer Tropfen im Vergleich zu großen Tropfen: Kleinere Tropfen werden aufgrund ihres veränderten Verhältnisses zwischen Massenträgheit und Luftwiderstand schneller abgebremst. Folglich erreicht der Kraftstoffstrahl aufgrund eines feineren Zerfalls eine geringere maximale Eindringtiefe. Neben den Eigenschaften der Tropfen ist die Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse ein wichtiger Faktor; es wird angenommen, dass die niederviskosen Kraftstoffe eine leicht höhere Austrittsgeschwindigkeit aufweisen, was aufgrund der Mengenummessungen plausibel erscheint, siehe Kap. 5.1.3.

Die oben erwartete feinere Zerstäubung bei Druckerhöhung zeigt sich in einer Reduktion des SMD um bis zu 35 %. Für die höherviskosen Kraftstoffe ist der Unterschied etwas ausgeprägter. Grundsätzlich zeigt sich auch hier der um 5...10  $\mu\text{m}$  abweichende SMD zwischen den beiden Kraftstoffklassen. Es wird vermutet, dass sich der SMD für eine weitere Steigerung des Raildrucks an einen Grenzwert annähert, wie dies z. B. für Mehrlochdüsen in der Dieseleinspritzung beobachtet wurde [124]. Für einen nach außen öffnenden Injektor postuliert [112] einen SMD von 8  $\mu\text{m}$  bei einem Einspritzdruck von 800 bar. Wenngleich diese Ergebnisse nicht experimentell validiert wurden, liegt auch hier die Vermutung eines asymptotischen Grenzwertes nahe, wodurch der Vorteil einer Steigerung des Einspritzdrucks bei zunehmendem Druckniveau abnimmt. Abschließend kann dies in der vorliegenden Arbeit jedoch nicht geklärt werden, da der Einspritzdruck auf 200 bar limitiert wurde, um Beschädigungen am Injektor zu vermeiden.

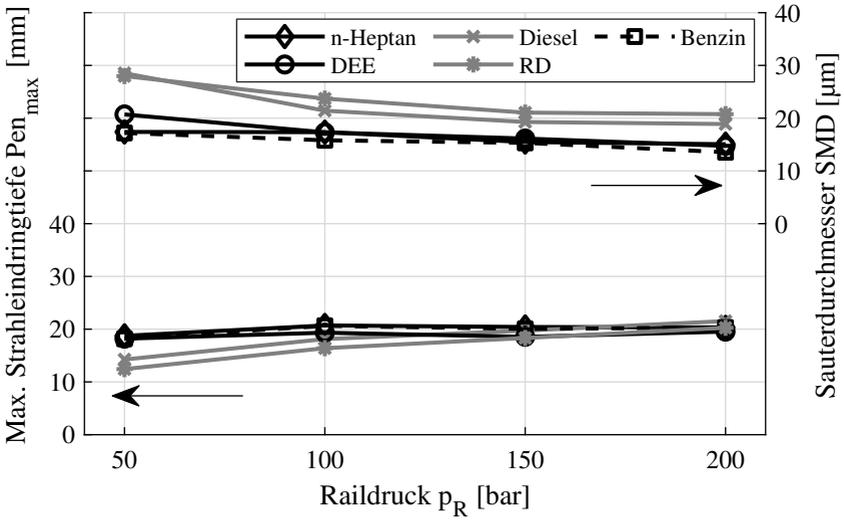


Abbildung 5.3: Eindringtiefe und SMD über Raildruck bei  $p_K = 6$  bar

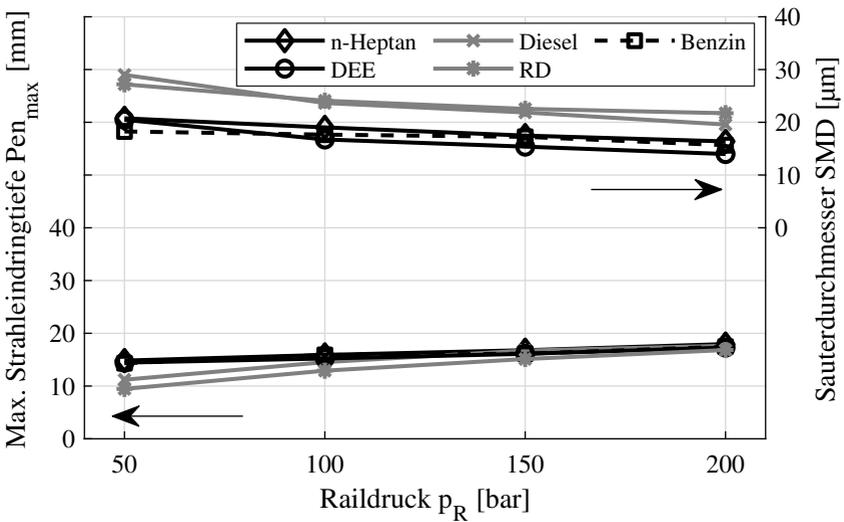


Abbildung 5.4: Eindringtiefe und SMD über Raildruck bei  $p_K = 10$  bar

Schon für einen Gegendruck von  $p_K = 3$  bar ist die Flüssigphasenpenetration grundsätzlich im Vergleich zu atmosphärischem Gegendruck stark reduziert, vgl. Abb. 4.5. Die Untersuchung des Raildrucks erfolgt auch für Kammerdrücke von  $p_K = 6$  und 10 bar, siehe Abb. 5.3 und 5.4. Dabei bewirkt eine Steigerung des Kammerdrucks auf 6 bzw. 10 bar eine weitere Reduktion, wobei der Effekt bei höherem Druckniveau abnimmt. Der Einfluss des Raildrucks ändert sich auch bei höheren Kammergegendrücken nicht signifikant. Insgesamt nimmt die maximale Eindringtiefe für Gegendrucke zwischen 3 und 10 bar um ca. 30 % ab; bei 10 bar Gegendruck übersteigt die Flüssigphasenpenetration einen Wert von 20 mm nicht. Die höheren Gegendrucke werden für Einspritzungen um OT bei hohen Ladedrücken relevant. Der SMD steigt im Rahmen der Kammerdruckerhöhung um ca. 10 % an.

Als letzte Variationsreihe wird die elektronische Ansteuerdauer betrachtet, die Ergebnisse sind in Abb. 5.5 dargestellt.

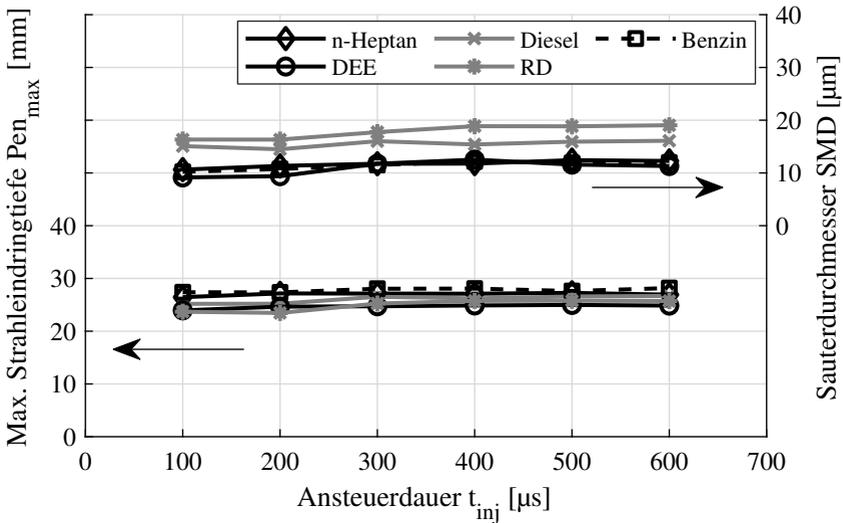


Abbildung 5.5: Eindringtiefe und SMD über Ansteuerdauer

Es zeigt sich, dass die Ansteuerdauer keinen signifikanten Einfluss auf die Eindringtiefe aufweist. Auch die Änderungen in der Zerstäubungsgüte sind

marginal. Erneut zeigt sich der Einfluss des Kraftstoffs; der SMD fällt für die höherviskose Kraftstoffklasse etwas höher aus. Bemerkenswert ist die gleichbleibende Zerstäubungsqualität auch hin zu kleinen Ansteuerdauern. Im Vergleich dazu ließe die Sitzdrosselphase bei Mehrlochinjektoren maßgeblich höhere Tropfendurchmesser für kurze Ansteuerdauern erwarten [24]. Generell ist eine gleichbleibend hohe Sprayqualität für die Implementierung eines Zündstrahlverfahrens wichtig, da die benötigten kleinen Mengen u. U. nur durch eine sehr kurze Ansteuerung erreicht werden können.

### 5.1.2 Nadelkinematik und Ansteuerstrategie

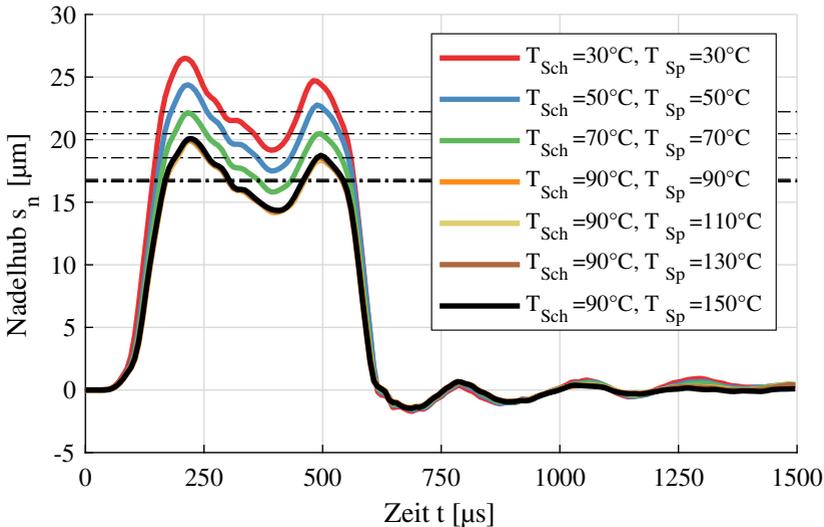
Im Folgenden werden die Ergebnisse der Nadelhubmessungen zum Verständnis der Reaktion auf eine gegebene Ansteuerung bei variablen Randbedingungen untersucht. In den Diagrammen wird der gemittelte Maximalhub strichpunktiert dargestellt. Dieser berechnet sich aus der zeitlichen Mittelung des Hubverlaufs zwischen den beiden äußersten Peaks oder stellt den Spitzenwert dar, falls nicht mindestens zwei Peaks vorhanden sind. Abb. 5.6 zeigt die Variation der Injektortemperatur bei ansonsten gleichen Ansteuerdaten. Da Injektorschchaft und -spitze (Ventilgruppe) getrennt konditioniert werden können, wird zusätzlich der Einfluss der Einzeltemperaturen untersucht, was für eine motorische Anwendung wichtige Erkenntnisse liefert.

Die Temperatur des Injektorschafte wird im Motorbetrieb in erster Linie durch die Temperatur des umgebenden Zylinderkopfes sowie die Kraftstoffvorlauf-temperatur bestimmt, während die Temperatur der Injektorspitze zusätzlich durch die Zustände im Zylinder beeinflusst wird [39]. Aufgrund dieser Tatsache wird die Variation der Temperatur im Bereich 30...90°C für Schaft und Spitze gleichermaßen angewandt. Über 90°C wird dagegen die Schafttemperatur konstant gehalten und nur die Spitze weiter erwärmt (bis 150°C).

Das Ergebnis der Variation zeigt zunächst eine eindeutige Reaktion des Nadelhubs auf die angelegte Temperatur, was auf einen veränderten piezoelektrischen Koeffizienten zurückzuführen ist. Wird der gesamte Injektor von 30°C auf 90°C erwärmt, so ergibt sich aufgrund dieser Erwärmung ein Verlust des gemittelten Maximalhubs um ca. 25 %. Dass dieser Hubverlust auf eine veränderte Reaktion des Piezostacks zurückzuführen ist, wird durch eine weitere Temperaturerhöhung an der Injektorspitze bestätigt; die übrigen Kurven liegen

in Abb. 5.6 annähernd deckungsgleich übereinander. Somit kann festgestellt werden, dass eine variierende Temperatur der Ventilgruppe auch im motorischen Betrieb aufgrund der Wärmeübertragung aus dem Brennraumgas keinen direkten Einfluss auf den Nadelhub ausübt.

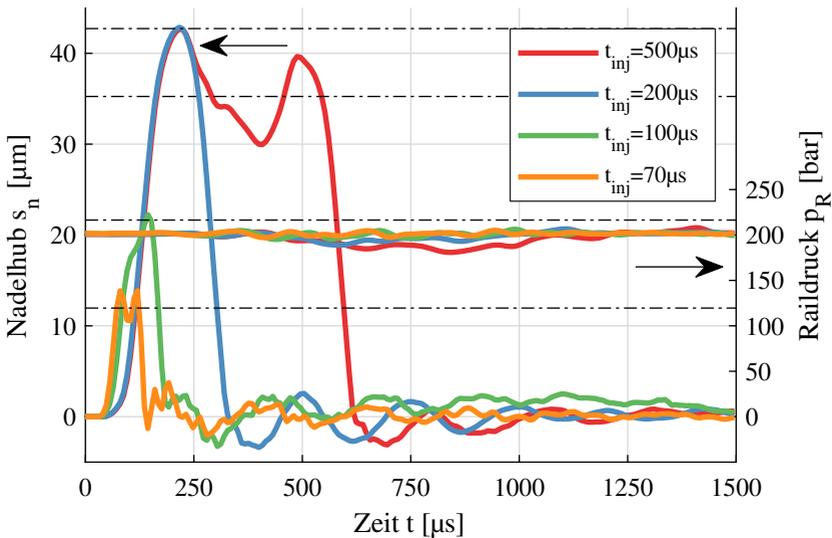
Generell zeigt sich, dass die Nadel im offenen Zustand überschwingt, was auch in [139] an einem ähnlichen Injektor beobachtet wird und evtl. auf ein ballistisches Abheben der Nadel vom Stack zurückzuführen ist.



**Abbildung 5.6:** Nadelhubmessung: Temperaturvariation an Injektorschaft und Injektorspitze

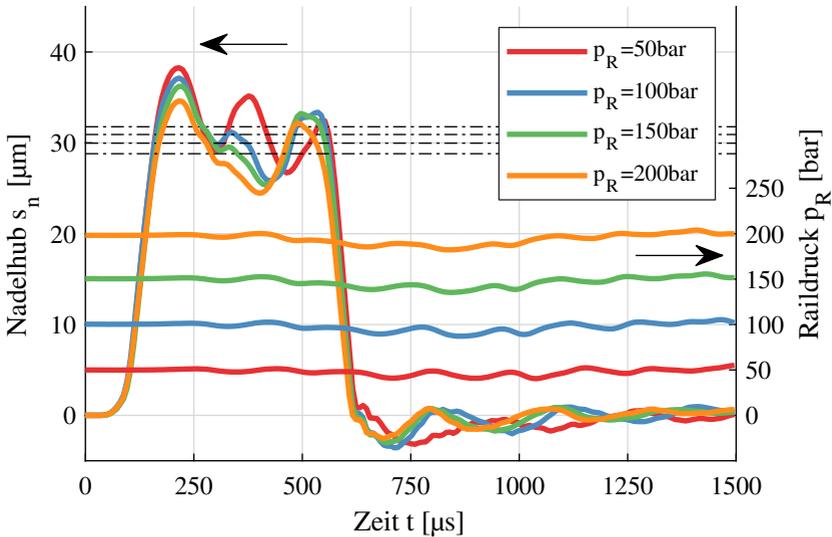
Als weitere Variation wird eine Reduktion der Ansteuerdauer durchgeführt, siehe Abb. 5.7. Hierbei kann das Nadelhubverhalten auch für kleinste Einspritzmengen beurteilt werden. Für sehr kurze Ansteuerdauern wird zudem der Betrag der Piezoladung und damit der mittlere Maximalhub verringert, um eine zu steile Öffnungsrampe zu vermeiden. Auch für sehr kurze Ansteuerdauern kann die Nadel eine präzise Öffnung darstellen. Die Störung im Raildrucksignal ist in ihrem Ausmaß stark von der Ansteuerdauer abhängig. Bei Betrachtung der Kurven für 500 µs und 200 µs wird deutlich, dass der Ver-

lauf der Nadelhubkurven in der steigenden Flanke exakt gleich verläuft und dann erst durch die Differenz in der Ansteuerdauer abweichend verläuft. Beim Aufsetzen der Nadel in den Sitz ergibt sich eine Schwingung, die aber vermutlich nicht auf ein Nadelprellen hindeutet. Würde die Nadel prellen, d.h. erneut abheben, so ergäbe sich vermutlich ein nicht-harmonischer Schwingungsverlauf und es wäre in Kameramessungen eine Nacheinspritzung sichtbar. Die Sichtbarkeit einer Nacheinspritzung und somit Prellen wurde nur für sehr steile Rampen in anfänglichen optischen Messungen beobachtet.



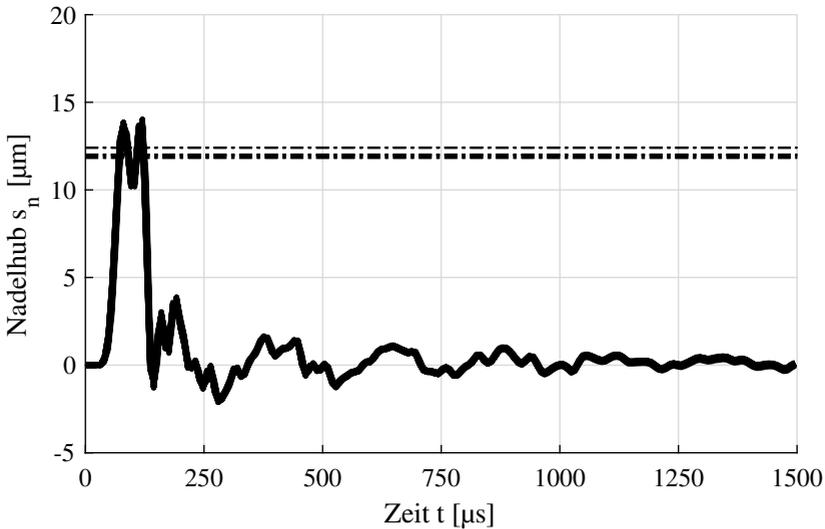
**Abbildung 5.7:** Nadelhubmessung: Variation der Ansteuerdauer

Auch das Niveau des Raildrucks wirkt sich auf die Form der Nadelhubkurven sowie den mittleren Maximalhub aus, siehe Abb. 5.8. Bei Steigerung des Raildrucks von 50 bar auf 200 bar verringert sich der mittlere Maximalhub um ca. 9 %. Dieses Phänomen ist auf die düseninternen Flächenverhältnisse zurückzuführen, welche für einen unangesteuerten Injektor ein selbstinduziertes Schließen der Nadel bei anliegendem Kraftstoffdruck bewirken (Fail-Safe). Steigt der Raildruck, so steigen auch die druckinduzierten Kräfte und bewirken aufgrund mechanischer Bauteildehnungen einen leichten Hubverlust sowie Veränderungen in der ballistischen Phase hinsichtlich der Nadelschwingung.



**Abbildung 5.8:** Nadelhubmessung: Variation des Raildrucks

Da eine Bewertung der Reproduzierbarkeit über Mengenmessungen in diesem Rahmen nicht möglich ist, soll zumindest die Reproduzierbarkeit des Nadelhubs untersucht werden. Wird ein exakt übereinstimmendes Nadelhubverhalten von Schuss zu Schuss beobachtet, so kann mit großer Wahrscheinlichkeit davon ausgegangen werden, dass auch die Einspritzmenge ein sehr schmales Toleranzband aufgrund des sehr genau definierten Düsenöffnungsquerschnitts aufweist. Abb. 5.9 zeigt die Messung von 25 einzelnen Hubereignissen. Exemplarisch wird hier eine sehr kleine Ansteuerdauer von 70  $\mu\text{s}$  im Teilhub als kritischer Fall gezeigt, bei längeren Einspritzungen ist das Verhalten analog. Es zeigt sich, dass die Nadelhubverläufe beinahe in Strichstärke übereinanderliegen. Die Abweichung des mittleren Maximalhubs um ca. 0.5  $\mu\text{m}$  ist vermutlich auf Diskretisierungseffekte zurückzuführen, da für das sehr kurze betrachtete Nadelhubereignis nur ca. 18 Samples abgetastet werden können. Für die höheren Ansteuerdauern verschwindet die Differenz der gemittelten Maximalhübe. Es kann somit angenommen werden, dass die Streubreite der Einspritzmengen nicht die Ursache für spätere Zyklenschwankungen im Brennverfahren sein wird.



**Abbildung 5.9:** Nadelhubmessung: Reproduzierbarkeit von 25 Einzelhuben

Für die Variation des Ansteuerprofils haben ergänzende Messungen ergeben, dass ein weiches, kubisch-interpoliertes Ansteuerprofil im Vergleich zu einem Rechteckprofil eine leicht ausgeprägte Oberschwingung vermeiden kann. Deshalb wird für die Motormessungen das kubisch-interpolierte Profil verwendet.

Für die spätere motorische Anwendung von Einspritzungen im Voll- und Teilhub wird die Ladung für den Vollhub ( $35 \mu\text{m}$ ) auf  $Q_{\text{Piezo}} = 914 \mu\text{C}$  und für den Teilhub ( $17.5 \mu\text{m}$ ) auf  $Q_{\text{Piezo}} = 600 \mu\text{C}$  durch Interpolation einzelner Messungen aus einer zusätzlichen Ladungsvariation festgelegt.

### 5.1.3 Einspritzmenge

In ersten Voruntersuchungen zum Mengenverhalten des Injektors zeigt sich die Ausbildung von zwei Kraftstoffgruppen: Die höherviskosen Kraftstoffe weisen hierbei je nach Betriebspunkt eine bis zu 30 % verringerte Einspritzmenge im Vergleich zu den niederviskosen Kraftstoffen auf, nachzulesen in [78]. Aus diesem Grund wird das Mengenkennfeld stellvertretend mit jeweils einem Kraftstoff aus den beiden Gruppen vermessen. Als niederviskoser Kraftstoff wird n-Heptan vermessen, als höherviskoser Kraftstoff wird **Renewable Diesel** (RD) vermessen. Diese Auswahl reduziert maßgeblich den Aufwand an benötigter Messzeit. Die Temperatur  $t_{inj}$  wird auf konstant 80°C konditioniert, da die Temperatur des Motorkühlwassers am Versuchsaggregat ebenfalls auf diesen Wert eingestellt wird.

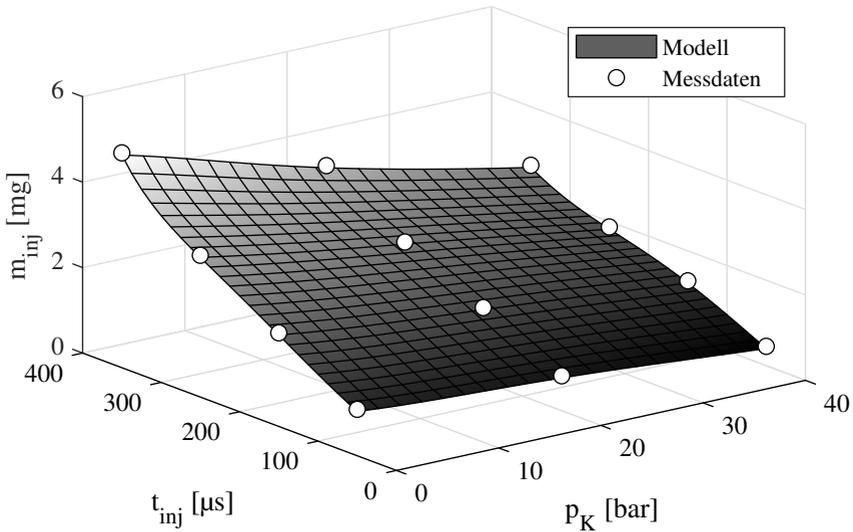
Die Parametervariation wird nach Tab. 5.2 durchgeführt.

**Tabelle 5.2:** Parametermatrix für die Erstellung des Mengenkennfelds

Variationsgröße	Variationsbereich	nStützpunkte
Kraftstoffart	n-Heptan, RD	2
$Q_{Piezo}$	600, 914 $\mu C$	2
$p_R$	150, 200 bar	2
$p_K (\rightarrow p_{Zyl})$	0, 20, 40 bar	3
$t_{inj}$	50, 150, 250, 350 $\mu s$	4
		Gesamt: 96

Abhängig von der erwarteten Einspritzmenge werden die Einzelbetriebspunkte mit  $n = 1000 \dots 10000$  Einzeleinspritzungen vermessen. Nach Erstellung eines mehrdimensionalen, messdatenbasierten Regressionsmodells in MATLAB wird exemplarisch ein dreidimensionaler Auszug gezeigt, siehe Abb. 5.10.

Hierbei wird aus dem mehrdimensionalen Modell ein Auszug über die beiden wichtigsten Interpolationsgrößen Kammergegendruck  $p_K$  und Ansteuerdauer  $t_{inj}$  extrahiert (Kraftstoff: RD,  $p_R = 200$  bar,  $T_{inj} = 80^\circ C$ ,  $Q_{Piezo} = 600 \mu C$ ). Aufgrund der Vorgehensweise werden die übrigen Parameter für den Motorbetrieb i. Allg. fest eingestellt. So ist beispielsweise der Raildruck  $p_R$  für die meisten Messungen auf einen Wert von 200 bar fest eingestellt. Der Gegendruck im Zylinder und auch die Ansteuerdauer variieren hingegen kontinuierlich, weswe-



**Abbildung 5.10:** 3D-Auszug aus 5-dimensionalem Einspritzmengenmodell

gen eine Interpolation für diese Größen unumgänglich wird. Der Einfluss des Gegendrucks auf die eingespritzte Masse ist beim nach außen öffnenden Injektor ausgeprägter als für einen nach innen öffnenden (z.B. Mehrlochinjektor), da zur Veränderung der anliegenden Druckdifferenz zusätzlich eine Veränderung des Düsenquerschnitts über die Beeinflussung des Nadelhubs aufgrund der auf die Nadelspitze wirkenden Druckkraft seitens des Brennraums hinzukommt. Der Einfluss der Ansteuerdauer ist jedoch weitgehend linear. Bzgl. der Modellgüte ergibt eine Überprüfung der Residuen eine sehr genaue Übereinstimmung der gemessenen Stützstellen mit den errechneten Modelldaten. Lediglich ein Ausreißer liegt im Bereich von 1.5 % Abweichung zwischen Messung und Modell an der Stützstelle. Die Modelltrends zwischen den Stützstellen werden qualitativ auf Unstetigkeiten überprüft und zeigen ebenfalls keine unplausiblen Zusammenhänge. Im untersuchten Variationbereich können Einspritzmengen bis unterhalb 0.5 mg dargestellt werden. Für den Prüfstandbetrieb wird das Modell mit einer Eingabemaske verwendet, um nicht nur im Postprocessing, sondern auch während der Messreihen die eingespritzte Masse und ebenfalls den energetischen Flüssiganteil  $X_{liq}$  berechnen zu können.

## 5.2 Motoruntersuchungen

### 5.2.1 Grundsatzuntersuchung

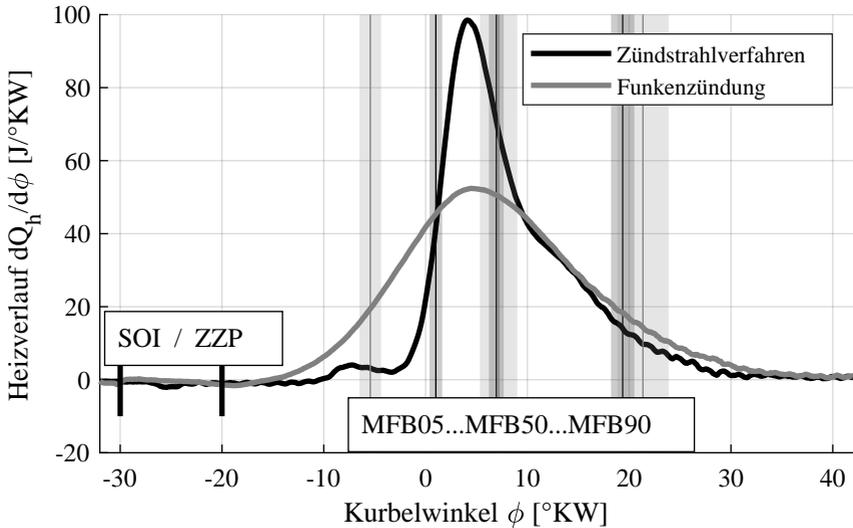
Eine erste Vermessung von Zündstrahlbetriebspunkten erfolgt bei  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  und Saugvollast ( $p_2 \approx 1000 \text{ mbar}$ ) aufgrund einer mäßigen zu erwartenden Aggregatsbelastung bei unvorhergesehener Reaktion des Brennverfahrens. Als erstes Zündöl wird RD verwendet, da es eine vergleichsweise hohe Cetanzahl aufweist und im konventionellen Common-Rail-System mit Hochdruckpumpe verwendet werden kann. Der Einspritzdruck wird, sofern nicht anders angegeben, im Folgenden auf 200 bar eingestellt, um eine bestmögliche Zerstäubungsgüte mit dem A-Injektor darzustellen.

Nach anfänglichen Stabilisierungsproblemen und nicht-darstellbarer Entflammung zeigt sich ein stabiler Betrieb bei einem Einspritzbeginn der Pilot einspritzung von  $\text{SOI} \approx -30^\circ\text{KW}$ . Neben dem Einspritzbeginn erweist sich auch die Ansteuerdauer resp. Einspritzmenge als wichtige Größe. Unterhalb eines Mindestwerts kann keine Selbstzündung erreicht werden. Konkret werden zur Darstellung einer wirkungsgradoptimalen 50%-Umsatzlage (ca.  $8^\circ\text{KW}$ ) im folgenden Betriebspunkt ca. 5.7 mg Flüssigkraftstoff pro Zyklus benötigt, was einem energetischen Anteil von  $X_{\text{liq}} = 18 \%$  entspricht. Dieser Wert überschreitet die für Zündstrahlverfahren üblichen, kleinen Zündölanteile bis max. 10 % erheblich, siehe Kap. 3.2.

Für die Stabilisierung des gefeuerten Betriebes aus dem geschleppten Betrieb heraus fällt für den Zündstrahlbetrieb auf, dass die Wandtemperaturen einen signifikanten Einfluss auf den Verbrennungsablauf zeigen. So beginnt ein Betriebspunkt i. d. R. nach Einschalten der Gaseinblasung und Zündöleinspritzung bei einer relativ späten 50%-Umsatzlage und stabilisiert sich nach mehreren Sekunden auf seiner stationären, teilweise deutlich früheren 50%-Umsatzlage. Im transienten Betrieb müsste dieses Verhalten durch geeignete Funktionsumfänge kompensiert werden.

Abb. 5.11 zeigt den zyklengemittelten Zündstrahl-Heizverlauf im Vergleich zum funkengezündeten Verfahren mit vergleichbarer 50%-Umsatzlage. Für das Zündstrahlverfahren ist zunächst eine relativ lange Zündverzugsphase zwischen Einspritzung und tatsächlicher Entflammung des Gemisches zwischen  $\text{SOI}$  und  $\text{MFB05}$  erkennbar; diese beträgt ca.  $30^\circ\text{KW}$  (entsprechend 3.3 ms). Zum Vergleich liegen die Zündverzugszeiten moderner direkteinspritzender

Dieselmotoren im Bereich 0.3...0.6 ms. Die Einspritzdauer selbst ist hierbei im Verhältnis zur gesamten Zündverzugsphase sehr kurz und beträgt am gezeigten Betriebspunkt max. 3°KW; in später untersuchten Betriebspunkten wird die Einspritzung in noch deutlich kürzeren Intervallen abgeschlossen ( $\approx 0.5^\circ\text{KW}$ ). Da die Verbrennung erst um Zünd-OT beginnt, kann aufgezeigt werden, dass keine klassische, dieselmotorische Diffusionsverbrennung stattfindet.



**Abbildung 5.11:** Erstvermessung bei Saugvollast;  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 \approx 1000 \text{ mbar}$ ,  $\text{MFB50} = 8^\circ\text{KW}$

Hierbei müsste nach erfolgter Selbstzündung weiterhin eingespritzt werden [165]. Nach erfolgter Einspritzung durchläuft das Pilotspray zunächst die Verdampfungsphase und die Radikalbildung, bis es bereits deutlich vor MFB05 zu einer kleinen Wärmefreisetzung mit NTC-Verhalten kommt. Die eigentliche Selbstzündung beginnt an ggf. multiplen Zündorten. Diese Selbstzündung ist charakterisiert durch eine schnelle, teilhomogene Umsetzung der vom Spray erfassten Pilotzone, was den steilen Anstieg im Heizverlauf im Bereich von MFB05 begründet. Der Heizverlauf erreicht kurz darauf seinen Peak noch vor MFB50. Nach MFB50 geht die Verbrennung dann in eine deflagrative Aus-

brandphase über. Dies wird u. a. deutlich durch den direkten Vergleich mit dem funkengezündeten Heizverlauf, welcher einen ähnlichen Ausbrand zeigt. Die Funkenzündung besitzt eine wesentlich kürzere, kaum quantifizierbare Zündverzugsphase und beginnt mit einem deutlich weicheren Anbrand. Der Heizverlauf ist beinahe symmetrisch und der Peak befindet sich auf einem niedrigeren Niveau als der des Zündstrahlbetriebs. Generell ist für das verwendete Versuchsaggregat eine ausgeprägte und lange Ausbrandphase für alle untersuchten Betriebspunkte erkennbar. Diese war bereits in den Vorgängerarbeiten für dasselbe Aggregat beobachtbar und ist mit hoher Wahrscheinlichkeit auf den großvolumigen Feuersteg der Diesel-Grundkolbenkonstruktion zurückzuführen [134], [46]. Das Feuerstegvolumen beträgt ca. 1.9 % des Kompressionsvolumens, weshalb gegen Ende der Verbrennung eine erhebliche Menge an unverbranntem Gemisch im Feuersteg eingelagert ist. Dieses eingelagerte Gemisch verlässt den Feuersteg wieder ab dem Druckumkehrpunkt, welcher im o. g. Betriebspunkt bei ca. 11°KW liegt.

Beim Vergleich der charakteristischen Umsatzpunkte wird deutlich, dass das Zündstrahlverfahren durchweg kleinere Schwankungsbreiten als die Funkenzündung aufweist. Die Standardabweichungen der IKW sind hierzu transparent hinterlegt. Ebenfalls kann klar gezeigt werden, dass die erste Phase des Heizverlaufs MFB05...50 für den Zündstrahlbetrieb deutlich kürzer ausfällt als für die Funkenzündung, während sich die zweite Phase MFB50...90 annähernd deckungsgleich darstellt.

In [2] wird die Verbrennung eines Dual-Fuel-Verfahrens in drei Phasen unterteilt. Dies kann auch auf das hier untersuchte Verfahren angewandt werden, um die ablaufenden Prozesse einzuteilen:

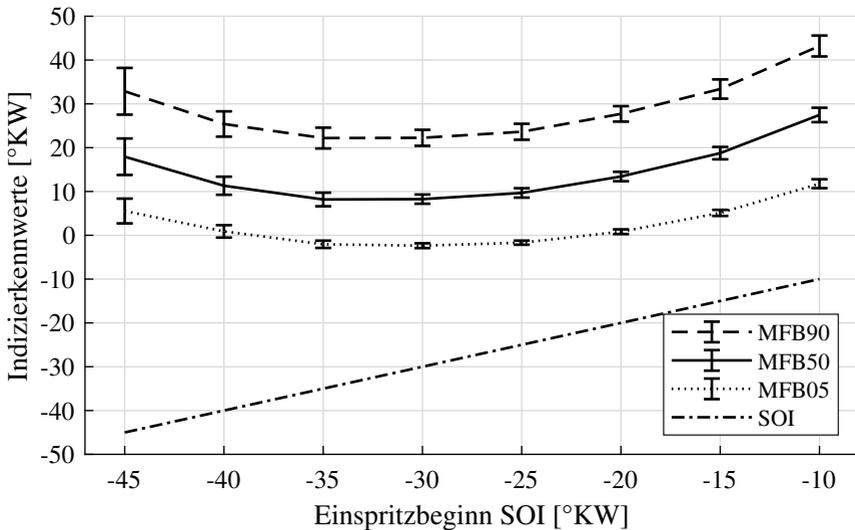
- **Phase 1** wird durch die Verbrennung des eingespritzten Zündöls und des in der Zündölzone befindlichen Hintergrundgemisches bestimmt. Im hier durchgeführten Verfahren handelt es sich um eine Verbrennung mit teilhomogener Charakteristik.
- **Phase 2** ist charakterisiert durch die unmittelbar anschließend entstehende Flammenoberfläche angrenzend an die Zündölzone. Da es sich um eine zerklüftete Flammenstruktur mit u. U. großer Fläche handelt, findet die Verbrennung mit höherer Umsatzrate statt, was zu einem Peak im Heizverlauf führt.

- **Phase 3** charakterisiert den weiteren deflagrativen Ausbrand, der je nach Pilottargeting früher oder später in eine annähernd sphärische Flammenausbreitung übergeht.

Die drei Phasen sind dabei nicht strikt voneinander trennbar und verschwimmen in ihren Ausprägungen je nach Betriebspunkt, was auch in den Messungen im Rahmen dieser Arbeit erkennbar wird. Die Ausprägung dieser Phasen hängt stark von der jeweiligen Applikation ab; Faktoren wie das Strahltargeting und der Zündölanteil sind maßgebliche Einflussgrößen.

### 5.2.2 Einfluss der Piloteinspritzung

Da die Steuerung des Zündstrahlverfahrens maßgeblich durch die Parameter der Piloteinspritzung erfolgt, wird im Folgenden der Einfluss des Einspritzbeginns SOI analysiert.



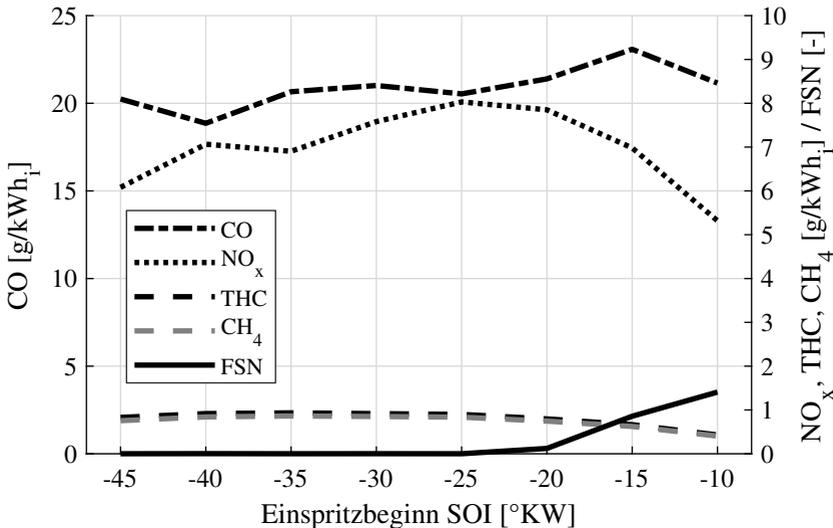
**Abbildung 5.12:** Indizierkennwerte der SOI-Variation bei konstantgehaltenem Flüssiganteil;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1500 \text{ mbar}$ .

Abb. 5.12 zeigt die Auswirkung der Variation des SOI in einem sinnvollen Bereich bei konstantgehaltenem Flüssiganteil auf die Indizierkennwerte und deren Standardabweichungen (Fehlerbalken). Die Konstanzhaltung des Flüssiganteils ist für eine isolierte Betrachtung des SOI-Einflusses wichtig, da ansonsten durch die Änderung des Brennraumgedrucks zusätzlich eine Mengendrift zu Quereinflüssen führen würde. Vor jedem Betriebspunkt wird iterativ die Ansteuerdauer  $t_{inj}$  auf Basis des Mengenmodells angepasst, um einen energetischen Flüssiganteil von  $X_{liq} \approx 4.5\%$  einzustellen, siehe Kap. 5.1.3. Das hier gezeigte Verhalten der charakteristischen Umsatzpunkte konnte in dieser Art für alle untersuchten SOI-Variationen in sehr ähnlicher Form beobachtet werden und gibt wesentliche Aufschlüsse über die ablaufenden Prozesse des Zündstrahlverfahrens. Es existiert ein Wert für den Einspritzbeginn, für den die 50%-Umsatzlage ihren frühesten Wert erreicht. Dieser im Folgenden als optimierter SOI bezeichnete Wert beträgt je nach Kraftstoff und Betriebspunkt zwischen  $-25$  und  $-40^\circ\text{KW}$ . Deutlich wird hier erneut der oben bereits erwähnte lange Zündverzug zwischen Einspritzung und Entflammung von mindestens  $20^\circ\text{KW}$ . Wird ausgehend vom optimierten SOI der Einspritzbeginn nach früh verstellt, so verlagert sich die gesamte Verbrennung nach spät. Dabei ist auffällig, dass die Verlagerung aller charakteristischen Umsatzpunkte immer analog, basierend auf MFB05, verläuft. Es kann keine maßgebliche Veränderung der Brenndauer beobachtet werden. Als bestimmendes Phänomen zeigt sich der Zündverzug, welcher hier zunächst vereinfacht über den Kurbelwinkelbereich zwischen SOI und MFB05 definiert wird. Für einen sehr frühen Einspritzbeginn wird der Zündverzug länger und die Verbrennung wird insgesamt nach spät verlagert. Auffällig ist weiterhin die deutliche Zunahme der Zyklenschwankungen bei sehr frühem Einspritzbeginn, dargestellt durch die Standardabweichungen vom Mittelwert (Fehlerbalken).

Dieselbe Spätverlagerung ergibt sich annähernd symmetrisch für eine Spätstellung des Einspritzbeginns. Jedoch nimmt hierbei der Zündverzug kontinuierlich ab, um schließlich ab  $\text{SOI} \approx -15^\circ\text{KW}$  sein Minimum zu erreichen. Diese Abnahme wird jedoch ab dem optimierten SOI durch den späteren Basiswinkel überkompensiert, weswegen die gesamte Verbrennung trotz des kürzeren Zündverzugs nach spät verlagert wird. Aufgrund der Gefahr einer übermäßigen Kolbenbenetzung wurden keine Einspritzbeginne später als  $-10^\circ\text{KW}$  untersucht. Der Zündverzug wird durch mehrere komplexe Prozesse bestimmt, worauf später noch detaillierter eingegangen wird.

Der grundsätzliche Verlauf der 50%-Umsatzlage über dem Einspritzbeginn kann mehrfach in der Literatur in ähnlicher Form für Zündstrahl- bzw. Dual-Fuel-Verfahren gefunden werden [50], [130], [153], [158], [170], [175]. [129] zeigt ähnliche Kurven bei der SOI-Variation und dem Übergang eines klassischen Dieselmotors in ein HCCI- bzw. PPCI-Verfahren.

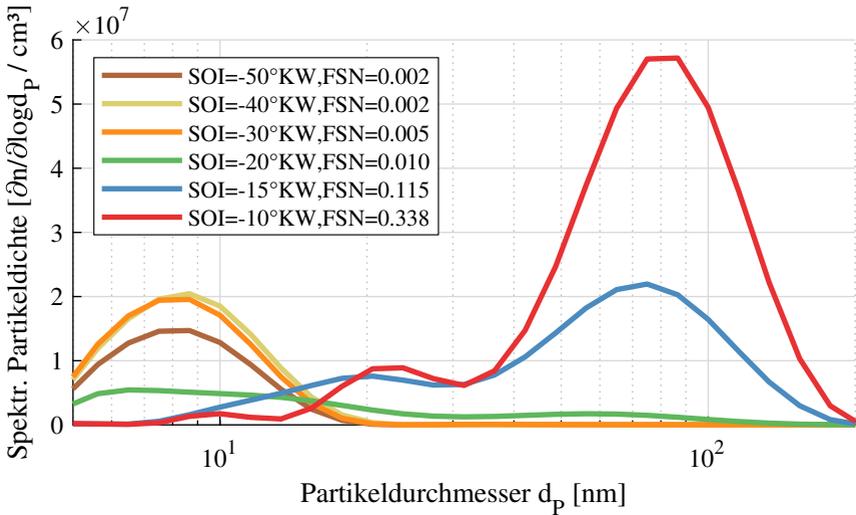
In Abb. 5.13 wird ein erster Überblick über das Emissionsverhalten gegeben. Hierbei werden die spezifischen Emissionen in g/kWh bezogen auf die indizierte Arbeit aus den Abgaskonzentrationen berechnet.



**Abbildung 5.13:** Emissionswerte der SOI-Variation bei konstantgehaltenem Flüssiganteil;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1500 \text{ mbar}$

Über die Variation zeigen sich durchgehend hohe CO-Emissionen von ca. 20 g/kWh<sub>i</sub> ( $\approx 8000 \text{ ppm}$ ), welche auf den immer noch relativ hohen Zündölanteil zurückzuführen sind. Da der Betriebspunkt global stöchiometrisch eingestellt wird und somit ein leicht mageres Hintergrundgemisch angesaugt wird, herrscht in der vom Zündöl erfassten Zone grundsätzlich leichter Luftmangel ( $\lambda < 1$ ). Dieser Grad der Überfettung ist u. a. maßgeblich vom Zündölanteil abhängig. Die NO<sub>x</sub>-Emissionen mit bis zu 8 g/kWh<sub>i</sub> ( $\approx 2600 \text{ ppm}$ ) zeigen ihr

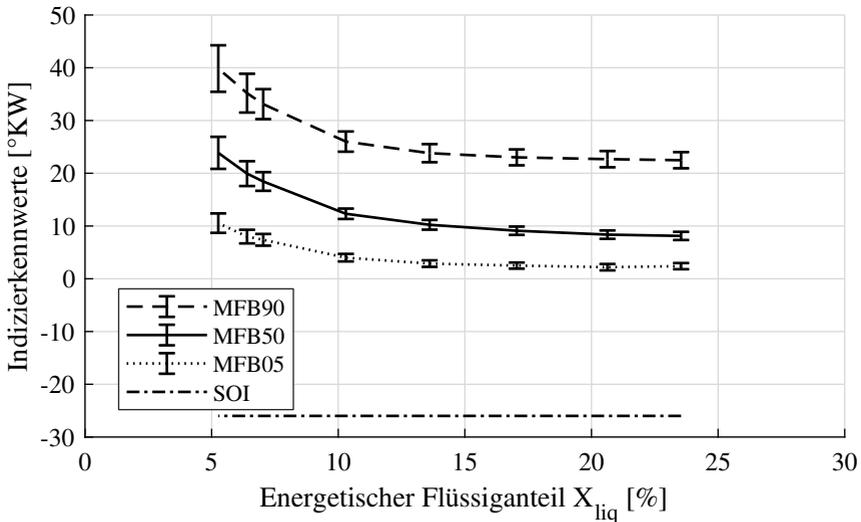
höchstes Niveau in der Nähe der optimalen 50%-Umsatzlage, was somit vermutlich direkt auf die Verbrennungstemperaturen zurückzuführen ist. Die Kohlenwasserstoffemissionen zeigen sich auf einem vergleichsweise niedrigen Niveau unterhalb 1 g/kWh<sub>i</sub> (≈ 660 ppm<sub>C1</sub>), wobei die Aufteilung zwischen CH<sub>4</sub> und THC zeigt, dass nur ein sehr kleiner Teil auf die nicht-methanbasierten, höheren Kohlenwasserstoffe entfällt. Dieser Anteil liegt in derselben Größenordnung wie die Responsefaktoren der Analysatoren, weshalb keine präzisere Aussage gemacht werden kann. Die Schwärzungszahl ist trotz des eher hohen Zündölanteils für frühe und mittlere Einspritzbeginne an der Nachweisgrenze und steigt erst hin zu sehr späten Einspritzbeginn. Dieser Effekt ist auf die Bildung sehr fetter Zonen, möglicherweise durch eine Spray-Wand-Interaktion, zurückzuführen. Dieser Zusammenhang kann durch Betrachtung der Partikelgrößenspektren innerhalb einer SOI-Variation bei konstantem Flüssiganteil X<sub>liq</sub> näher beurteilt werden, siehe Abb. 5.14.



**Abbildung 5.14:** Partikelspektren bei SOI-Variation; n = 2000 min<sup>-1</sup>, p<sub>mi</sub> = 20 bar

Dabei fällt auf, dass für frühe Einspritzbeginne hauptsächlich sehr kleine Partikel im Bereich unter 10 nm gemessen werden. Wird der SOI nach spät verstellt, so stellt sich eine höhere Partikelmode bei ca. 80 nm ein, die zudem eine signifikant höhere Anzahl aufweist und im Wachstum größerer Partikel in fetten Zonen begründet ist.

Die Einspritzmenge des Zündöls stellt den zweiten Hauptvariationsparameter der Piloteinspritzung dar und kann über den energetischen Flüssiganteil  $X_{liq}$  in relativer Form beschrieben werden. Mit steigendem Anteil des Flüssigkraftstoffs muss das Hintergrundgemisch abgemagert werden, damit global  $\lambda = 1$  eingehalten wird. Abb. 5.15 zeigt Indizierkennwerte einer solchen Variation, erzielt über eine Variation der Ansteuerdauer  $t_{inj}$ .



**Abbildung 5.15:** Indizierkennwerte der Variation des energetischen Flüssiganteils  $X_{liq}$ ;  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1000 \text{ mbar}$

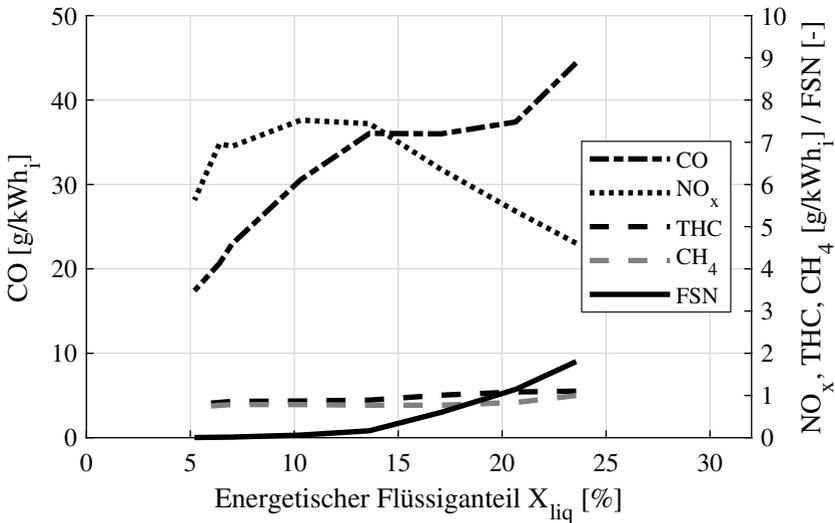
Zwar könnte eine Anpassung der Pilotmenge auch über den Nadelhub des Piezoinjektors dargestellt werden; Vergleichsmessungen zeigen jedoch einen eher kleinen Einfluss des Nadelhubs auf die Verbrennungskennwerte, weshalb dieser je nach Mengenbedarf als Voll- oder Teilhub eingestellt wird. Ne-

ben einer leichten Änderung der Eindringtiefe zeigen die Untersuchungen in Kap. 5.1.1 keine Änderung der Sprayqualität für variablen Nadelhub. Die Variation wird für einen konstanten, optimierten Einspritzbeginn von  $-26^\circ\text{KW}$  durchgeführt.

Die Grenze der Variation hin zu niedrigen  $X_{\text{liq}}$  wird durch eine sehr schlechte Verbrennungsstabilität gegeben. Hierbei treten starke Schwankungen der charakteristischen Umsatzpunkte auf. Wird die Einspritzmenge noch weiter reduziert, so beginnt u. U. der Bereich stark verschleppter und auch aussetzender Verbrennung, was vermieden werden soll. Für den gezeigten Betriebspunkt bei Saugvolllast muss demnach eine Mindestmenge von  $X_{\text{liq}} \approx 5\%$  für stabilen Betrieb gewählt werden. Wird davon ausgehend die Einspritzmenge schrittweise erhöht, so verlagert sich die gesamte Verbrennung nach früh, bis eine weitere Erhöhung keine signifikant frühere 50%-Umsatzlage mehr bewirkt. Es ist ersichtlich, dass der Zündverzug ab ca. 15 % Flüssiganteil nicht mehr abnimmt. Diese Stagnation ist vermutlich darauf zurückzuführen, dass eine weitere lokale Überfettung der Pilotzone keine verbesserten Selbstzündungsbedingungen mehr liefert.

Demgegenüber ist bei weiterer Erhöhung des Zündölanteils noch eine leichte Abnahme der Dauer MFB05...50 zu beobachten. Diese kurze frühe Verbrennungsphase bewirkt einen höheren Zylinderdruckgradienten  $dp/d\phi$ . Es ist wie oben zu bemerken, dass die hier vorliegenden hohen Flüssiganteile bereits über den üblichen für ein Zündstrahlverfahren liegen. Nach Zielsetzung sollte die Menge weniger als 10 % betragen. Die Verkürzung der ersten Verbrennungshälfte kann vermutlich auch auf eine räumlich ausgedehntere Pilotzone zurückgeführt werden. Durch Ladungsbewegung und Diffusion breitet sich diese Zone während des Zündverzuges noch weiter aus und setzt somit aufgrund ihrer hohen Radikalkonzentration nach erfolgter Selbstzündung relativ schnell um, bevor der langsamere deflagrative Teil der Gasverbrennung dominiert.

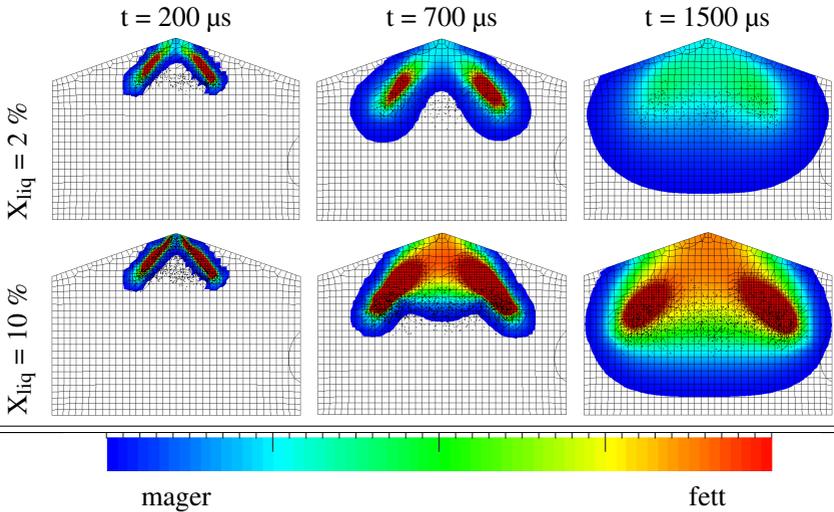
Bereits anhand dieser ersten Variationen wird deutlich, dass es sich als schwierig erweist, bei niedrigen Ladedrücken bzw. Lasten eine wirkungsgradoptimale 50%-Umsatzlage darzustellen; für eine spätere Anwendung müsste dies mit deutlich geringerem Zündölbedarf erreicht werden können. Analog werden in Abb. 5.16 die Emissionsgrößen aufgezeigt. Es wird deutlich, dass die CO-Emissionen direkt von der Zündölmenge abhängen und stetig ansteigen. Die Stickoxidemissionen erreichen ihr Maximum bei  $X_{\text{liq}} \approx 10\%$  und fallen daraufhin wieder ab. Die Bildung des thermischen NO hängt maßgeblich von



**Abbildung 5.16:** Emissionswerte der Variation des energetischen Flüssiganteils  $X_{liq}$ ;  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1000 \text{ mbar}$

der Temperatur und dem Sauerstoffpartialdruck ab; beide Größen fallen vermutlich bei sehr hohem Flüssiganteil wieder ab. Die THC-Emissionen zeigen dagegen nur eine leichte Reaktion auf die Änderung des Zündölanteils, der vermutlich kaum mit der Piloteinspritzung, sondern eher mit der Verschiebung der 50%-Umsatzlage zusammenhängt. Besonders ausgeprägt ist hingegen die Reaktion der Schwärzungszahl auf die Zündölmenge; diese steigt ab einem Wert von 10 % deutlich an.

Die Zusammenhänge, welche sich bei der Änderung des Einspritzbeginns und der Einspritzmenge ergeben, sind auf die Interaktion der lokalen  $\lambda$ -Verteilung mit dem Verlauf der für eine Selbstzündung maßgeblichen Zustandsgrößen  $p$  und  $T$  zurückzuführen. Zur Erklärung der ablaufenden Phänomene zeigt Abb. 5.17 eine vereinfachte Simulation der Einspritzung von n-Heptan in ein Methan-Luft-Hintergrundgemisch bei konstantem Volumen [149]. Dabei wird weder Ladungs- noch Kolbenbewegung berücksichtigt. Die Farbgebung beschreibt den lokalen Massenbruch von n-Heptan und damit qualitativ auch das lokale Luftverhältnis.



**Abbildung 5.17:** Vereinfachte Einspritzsimulation aus [149]

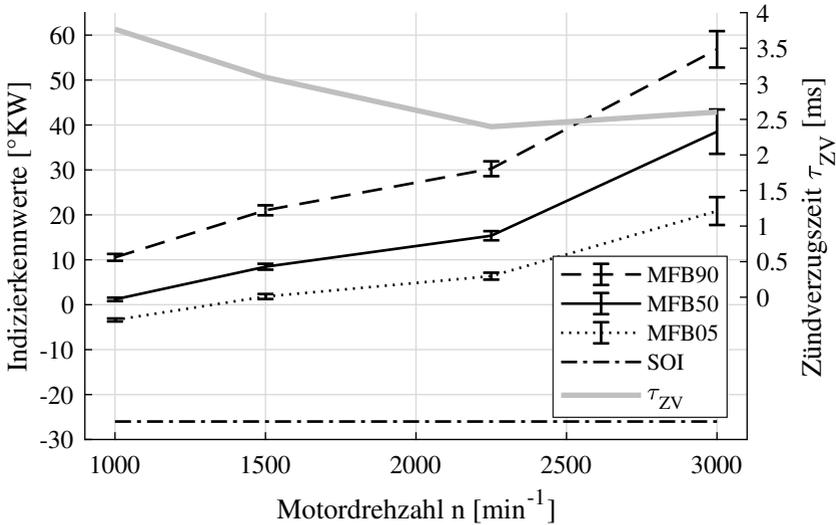
Es wird ersichtlich, dass mit zunehmender Zeitskala nach Einspritzbeginn die lokal fetten Zonen (rot) verschwinden und eine Ausmagerung eintritt (rot  $\rightarrow$  grün  $\rightarrow$  blau). Das lokale Luftverhältnis wird durch Misch- und Diffusionsprozesse zur mageren Seite hin verändert. Optimal für eine dieselmotorische Selbstzündung sind jedoch fette Bedingungen im Bereich von  $0.25 < \lambda < 0.8$ ; nach [111] tritt die Selbstzündung von Dieselstrahlen in diesem Bereich des Luftverhältnisses auf. Es zeigt sich, dass eine Erhöhung des energetischen Flüssiganteils zwar zu einer Zündölzone mit einer längeren Verweildauer im fetten Zustand führt (untere Reihe), jedoch wird diese mit steigender Zeitskala trotzdem ausmagern und homogenisieren. Außerdem kann der Fall eintreten, dass bei zu langer Zündverzugszeit eine zu starke Ausmagerung eintritt. Das Gemisch kann daraufhin nicht mehr zur Selbstzündung kommen, da es trotz anfänglicher Radikalbildung im Luftverhältnis unter die Selbstzündungsschwelle abfällt. Dies erklärt damit die oben gezeigten motorischen Variationen.

Außerdem ist festzustellen, dass die Ladungsbewegung ebenfalls einen weiteren Beitrag zur Ausmagerung erbringt. Für die zeitliche Erhaltung von fetten Zonen wäre ein geringes Niveau an Ladungsbewegung vorteilhaft. Die ursprünglich auf Otto-Brennverfahren abgestimmte Tumble-Auslegung des Ver-

suchszylinderkopfes lässt vermuten, dass die Spraywolke aufgrund von Ladungsbewegung verweht wird. Die Schaffung günstigerer Selbstzündbedingungen wäre deshalb eher über eine Kanalgeometrie mit minimaler Ladungsbewegung zu erwarten, was jedoch nicht im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden konnte. Weitere SOI-Variationen haben ergeben, dass für Einspritzbeginn deutlich früher als  $\approx -50^\circ\text{KW}$  auch bei starker Erhöhung der Zündölmenge kein stabiler selbstgezündeter Betrieb mehr dargestellt werden kann. Dies deutet ebenfalls auf eine negative Auswirkung des Tumbles durch Verwehung und Ausmagerung hin, da dieser erst in der späten Kompression nahe OT vollständig zerfällt. Bis ca.  $-60^\circ\text{KW}$  bleibt das maximale Tumbelniveau erhalten und zerfällt stetig bis OT [111]. In anderen Arbeiten, wie z. B. [50], kann ein selbstgezündeter Betrieb bei solch frühen Einspritzbeginnen sehr wohl stattfinden. Es wird erwähnt, dass bei dortigen Untersuchungen ein Diesel-Zylinderkopf mit drallfreier Kanalgeometrie eingesetzt wurde.

### 5.2.3 Einfluss von Drehzahl und Last

Die in der vorliegenden Arbeit gezeigten Untersuchungen beschränken sich weitgehend auf den unteren bis mittleren Drehzahlbereich ( $1500\dots 2000\text{ min}^{-1}$ ), jedoch soll eine Einordnung für den Betrieb eines solchen Verfahrens im Motorkennfeld gegeben werden. Dazu wird zunächst eine Variation der Drehzahl bei sonst konstanten Randbedingungen behandelt, siehe Abb. 5.18. Es ist ersichtlich, dass das Zündstrahlverfahren prinzipiell dieselben Drehzahlrestriktionen wie ein konventionelles Dieselmotorenverfahren aufgrund des Zündverzugsverhaltens aufweist. Der Zündverzug eines vorgemischten Kraftstoff-Luft-Gemischs ist zunächst ein zeitbasiertes Phänomen, welches sich in komplexerer Form unter weiteren Einflussfaktoren in den motorischen Zyklus integriert, siehe Kap. 2.2.1. Mit steigender Drehzahl steigt somit auch der kurbelwinkelbasierte Zündverzug an, wobei der zeitbasierte Zündverzug annähernd konstant bleibt oder gar abnimmt. Davon ausgehend verlagert sich die gesamte Verbrennung mit steigender Drehzahl zunehmend nach spät und die Einstellung einer optimalen 50%-Umsatzlage wird unmöglich.



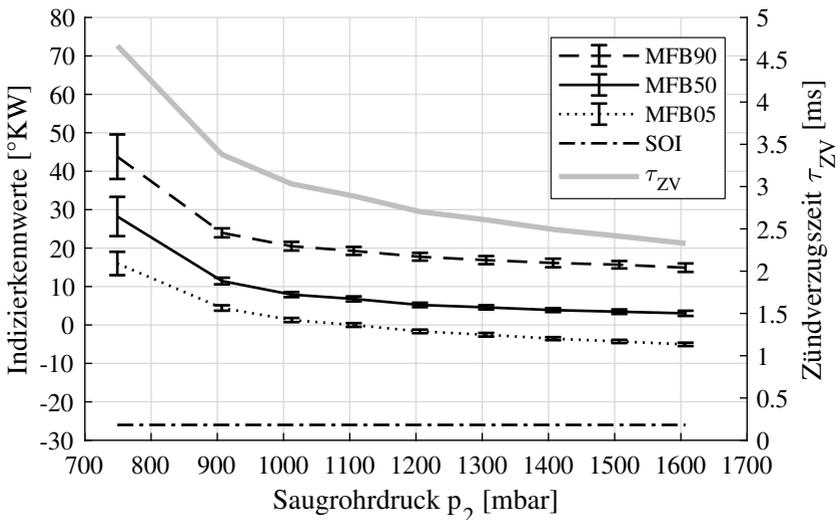
**Abbildung 5.18:** Drehzahlvariation bei Saugvolllast;  $p_2 \approx 1000$  mbar

Erschwerend kommt im Vergleich zum konventionellen Dieselmotorenverfahren das o. g., um Faktor 5...10 höhere Zündverzugsniveau hinzu, welches die Einstellung von optimalen 50%-Umsatzlagen damit in vielen Kennfeldbereichen erschwert bzw. unmöglich macht. Im Hinblick auf maximale Wirkungsgrade und einen Betrieb an der Klopfgrenze sind frühe 50%-Umsatzlagen eine essenzielle Zielgröße. Der Anstieg der Brenndauer in Abb. 5.18 ist vermutlich auf das verminderte Turbulenzniveau bei späten 50%-Umsatzlagen zurückzuführen.

Anfängliche Untersuchungen der Lastabhängigkeit zeigen, dass eine Entflammung für eine optimale 50%-Umsatzlage bei niedrigem Saugrohrdruck kaum mehr erreichbar ist. Abb. 5.19 zeigt eine Variation des absoluten Saugrohrdrucks bei ansonsten konstanten Betriebspunkt Daten.

Die geringste im Zündstrahlverfahren überhaupt darstellbare Last ergibt sich im Rahmen der Messreihe im leicht angedrosselten Betrieb bei einem Saugrohrdruck von  $p_2 = 750$  mbar, was einem indizierten Mitteldruck  $p_{mi} \approx 5.6$  bar entspricht. Dabei ist das Einstellen einer wirkungsgradgünstigen 50%-Umsatzlage jedoch nicht möglich. Bei weiterer Lastabsenkung ergibt sich ein Bereich

sehr später, instabiler Verbrennung. Auch hier zeigt sich der eingeschränkte Kennfeldbereich des Zündstrahlverfahrens, da ein niedriger Teillast- oder Leerlaufbetriebspunkt nicht darstellbar ist. Im Gegensatz zu einem einfachen, funkengezündeten Verfahren existieren in der Teillast zudem keinerlei Vorteile, weil weder Elektrodenverschleiß noch Motorklopfen hier ein Problem darstellen. Demgegenüber stehen stark erhöhte Emissionswerte und der größere Systemaufwand. Bei einer Steigerung des Saugrohrdrucks nimmt der Zündverzög



**Abbildung 5.19:** Saugrohrdruckvariation;  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

zunächst stark ab, wobei sich der Effekt ab ca. 1000 mbar abmildert und die Verbrennung hinsichtlich der Brenndauer und der Schwankungsbreite beinahe unverändert auf den Verbrennungsbeginn folgt. Die vorliegende Messreihe wird mit konstanten Ansteuerdaten für die Zündöleinspritzung gefahren, weshalb die absolute Zündölmasse annähernd konstant bleibt. Jedoch nimmt der energetische Zündölanteil mit steigendem Aufladegrad und damit auch steigender Gaskraftstoffmasse ungleich stärker ab ( $X_{liq} \approx 25 \rightarrow 10 \%$ ). Ein Konstanthalten des Zündölanteils wäre hierbei unter keinen Umständen möglich gewesen, da Spitzendruck und Druckgradient ab 1600 mbar bereits kritische Werte annehmen. Trotzdem kann gezeigt werden, dass der Hochlastbereich das

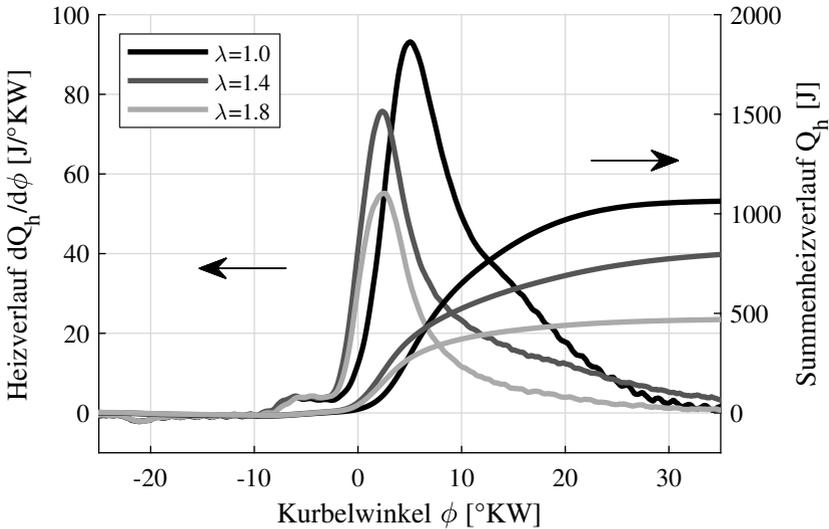
Problem einer nicht erreichbaren optimalen 50%-Umsatzlage im Hinblick auf den Zündverzug entspannt. Analog dazu ist dieser Zusammenhang direkt aus der Cetanzahlbestimmung im BASF-Prüfmotor bekannt. Dabei wird der Saugrohrdruck so weit gesteigert, bis sich die gewünschte Zündverzugszeit einstellt [42]. Im Rahmen der Arbeit wurden einzelne Versuche bei niedriger Last mit einer zusätzlichen Funkenunterstützung gefahren. Es zeigt sich jedoch, dass auch dadurch keine Vorteile gegenüber einem rein funkengezündeten Betrieb erzielt werden können, da dies lediglich eine marginale Verkürzung der Brenndauer bewirkt.

Der weitere Einfluss der Last bei Verbrennung mit optimaler 50%-Umsatzlage wird in Kap. 5.2.6 behandelt.

Bezugnehmend auf obige Variationen in Drehzahl und Last kann für den Betrieb im Motorenkennfeld abgeschätzt werden, dass ein sinnvoller Zündstrahlbetrieb nur bei niedrigen bis mittleren Drehzahlen und mittlerer bis hoher Last sinnvoll bzw. überhaupt darstellbar ist. Eine denkbare Anwendung wäre deshalb z. B. der Einsatz in KWK-Anlagen zur Strom- und Wärmeerzeugung.

#### 5.2.4 Einfluss des globalen Luftverhältnisses

Zwar ist die Anwendung einer Magerstrategie aus früher genannten Gründen der Abgasnachbehandlung und evtl. Aufladung aus Emissionssicht fragwürdig, jedoch soll trotzdem der Einfluss des Luftverhältnisses aufgezeigt werden. Das globale Luftverhältnis wird letztlich durch das Luftverhältnis des Hintergrundgemisches eingestellt und wirkt sich auf die Darstellung der Pilotverbrennung aus. Diese Auswirkung kommt, ähnlich wie beim Vorhandensein einer Abgasrückführung, durch einen veränderten Sauerstoffpartialdruck zustande und verlängert deshalb die Zündverzugszeit im Vergleich zu einer reinen Luftfüllung (vgl. reines Dieselbrennverfahren). Abb. 5.20 zeigt eine Abmagerungsreihe bei konstantem Saugrohrdruck  $p_2$ , weshalb auch der indizierte Mitteldruck abnimmt. Bei konstantem Saugrohrdruck und konstanter Zündölmenge kann der Einfluss des Luftverhältnisses auf den Zündverzug bestmöglich isoliert werden. Eine Abmagerung zwischen  $\lambda = 1.0$  und  $1.4$  bewirkt dabei eine stärkere Verkürzung des Zündverzugs als eine weitere Abmagerung zwischen  $\lambda = 1.4$  und  $1.8$ . Deutlich erkennbar ist der NTC-Bereich in Form einer kleinen Wärmefreisetzung vor dem Einsetzen der eigentlichen Verbrennung. Der Zünd-

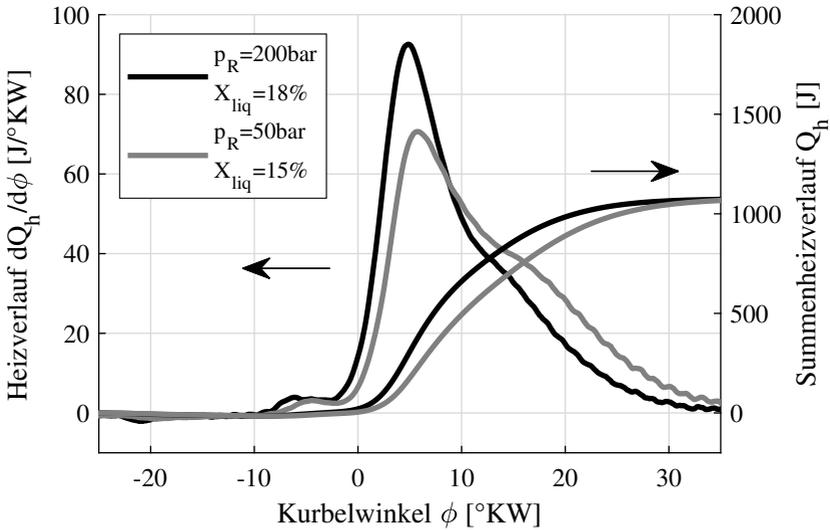


**Abbildung 5.20:** Einfluss des globalen Luftverhältnisses auf den Zündverzug;  
 $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 \approx 1000 \text{ mbar}$

verzug lässt sich am gezeigten Betriebspunkt allerdings nur im Bereich von ca.  $2^\circ\text{KW}$  durch ein mageres Hintergrundgemisch verkürzen, was insgesamt einen eher kleinen Einfluss darstellt. Für das Gesamtbild der Pilotverbrennung lässt sich schließen, dass der Methanpartialdruck hier nur einen geringen Beitrag zum relativ langen Gesamtzündverzug von ca.  $30^\circ\text{KW}$  leistet.

### 5.2.5 Einfluss des Einspritzdrucks

Der Einspritzdruck zeigt nach den optischen Voruntersuchungen aus Kap. 5.1.1 einen deutlichen Einfluss auf die Zerstäubungsgüte, weshalb der Einfluss auf den Zündverzug aufgezeigt werden soll. Ausgehend von einem maximal zulässigen Einspritzdruck von 200 bar wird dieser bis auf 50 bar abgesenkt und der Einfluss auf Emissionen und Verbrennungsablauf untersucht. Dabei wird angestrebt, die Einspritzmenge annähernd konstant zu halten, was im chronologisch früheren Versuchsstadium jedoch nur eingeschränkt möglich war. Abb. 5.21 zeigt Heizverläufe für einen Betriebspunktvergleich mit Einspritzdrücken von



**Abbildung 5.21:** Einspritzdruckreduktion;  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 \approx 1000 \text{ mbar}$

200 und 50 bar. Die o. g. leichte Mengendrift bewirkt unabhängig vom Einspritzdruck bereits eine leichte Spätverschiebung des Verbrennungsbeginns, weshalb dieser Effekt nicht uneingeschränkt auf die verschlechterte Zerstäubung zurückgeführt werden kann. Ebenso bewirkt dieser Mengendrift einen verminderten Maximalwert der Wärmefreisetzung. Eine wichtige Erkenntnis hieraus ist jedoch, dass der Zündverzug selbst bei drastischer Verschlechterung der Gemischaufbereitung nicht signifikant zunimmt. Es kann daher angenommen werden, dass direkt nach der eher frühen Einspritzung noch kein Bereich starker Radikalbildung hinsichtlich  $p$  und  $T$  vorliegt und damit genügend Zeit für eine Verdampfung vor Radikalbildung vorhanden ist. Die Emissionswerte zeigen sich annähernd konstant über die Variationsreihe zwischen 200 und 50 bar Einspritzdruck, lediglich die Schwärzungszahl steigt bei minimalem Einspritzdruck auf ca.  $FSN \approx 1$  an. Im Zusammenhang mit einer fast unveränderten Zündverzugszeit deutet dies darauf hin, dass zwar makroskopisch keine signifikante Veränderung der Sprayzone hinsichtlich des Luftverhältnisses stattfindet ( $\lambda_{\text{lokal}}$ -makroskopisch). Es ist jedoch denkbar, dass im mikroskopischen Maßstab ( $\lambda_{\text{lokal}}$ -mikroskopisch) durch das Vorhandensein großer Tropfen ei-

ne Rußbildung ermöglicht wird, da diese bis in die beginnende Verbrennung flüssig verbleiben und daraufhin erst verdampfen könnten.

### Der Zündverzug - Gesamtbild

Die oben gezeigten Variationen grenzen die Einflüsse und das Zustandekommen des Gesamtzündverzuges ein. Für die motorische Anwendung ist der kurbelwinkelbasierte Zündverzug zwischen Einspritzbeginn (SOI) und Verbrennungsbeginn (MFB05) die maßgebliche Größe zur Einstellung einer günstigen 50%-Umsatzlage. Zusammenfassend zeigt sich, dass

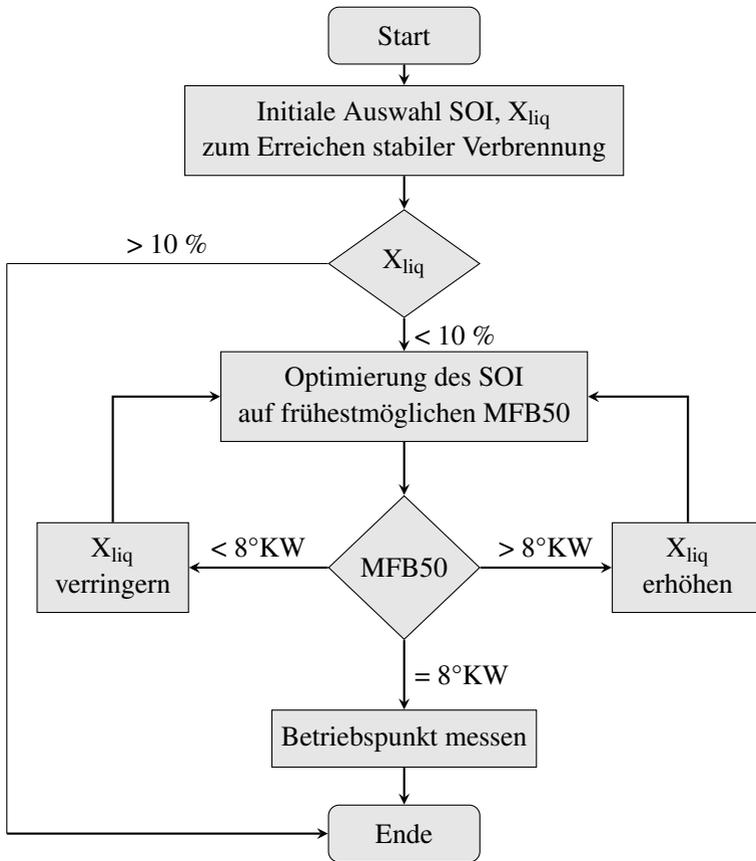
- das **lokale  $\lambda$**  einen großen Einfluss auf den Zündverzug aufweist. Der Effekt der Ausmagerung der Pilotzone kann maßgeblich durch die Einspritzstrategie (Einspritzbeginn, Zündölanteil) verändert werden, ist aber durch äußere Restriktionen, wie z. B. die Ladungsbewegung, begrenzt.
- der Zündverzug mit steigender **Last** abnimmt, was auf die Zustandsgrößen  $p$  und  $T$  im Zylinder zurückgeführt wird.
- die **Drehzahl** eine direkte Verlängerung des kurbelwinkelbasierten Zündverzuges herbeiführt. Veränderungen in Turbulenz etc. sind von untergeordneter Bedeutung für den Zündverzug; der zeitbasierte Zündverzug verharrt in derselben Größenordnung.
- der **Partialdruck der Kraftstoffkomponente Methan** im Hintergrundgemisch keine signifikante Verlängerung des Zündverzugs bewirkt.
- die **Zerstäubungsgüte** bei 200 bar Einspritzdruck bzgl. Zündverzug ausreichend erscheint und eine weitere Einspritzdruckerhöhung vermutlich keinen signifikanten Vorteil beim Einsatz des A-Injektors erbringen würde.
- die vorherrschenden, moderaten Werte der **Zustandsbedingungen  $p$  und  $T$**  um bzw. nach Einspritzbeginn den langen Zündverzug bewirken. Eine wirksame Methode zur Verringerung des Zündverzuges würde somit in der Steigerung des Verdichtungsverhältnisses liegen, was im Rahmen dieser Arbeit jedoch den realisierbaren Rahmen übersteigt. Dabei können jedoch u. U. Probleme hinsichtlich der Brennraumform, des Spitzendrucks und des Motorklopfens entstehen, vgl. Kap. 5.2.7.

### 5.2.6 Bewertung verschiedener Zündöle

Eine zentrale Problemstellung besteht in der Auswahl eines geeigneten Kraftstoffes als Zündöl. Dazu werden die in Kap. 4.1 genannten Kraftstoffe methodisch in einer Vergleichsreihe bewertet. Zunächst müssen Ziele und Randbedingungen definiert werden, um zu einem systematisch-validen Vergleich zu kommen:

- **Reduktion des energetischen Zündölanteils  $X_{\text{liq}}$ :** Dieser Zielaspekt kann durch mehrere Zusammenhänge begründet werden. Zunächst wird das hier untersuchte Verfahren klar als Zündstrahlverfahren definiert, welches eine Gasverbrennung mit einer kleinen flüssigen Einspritzmenge ermöglichen soll. Gesetztes Ziel ist hierbei die Verwendung von weniger als 10 % flüssiger Kraftstoffmasse. Dieses Ziel kann für die o. g. Grundsatzuntersuchungen in den wenigsten Betriebspunkten erreicht werden. Die Hauptenergie soll durch den methanbasierten Kraftstoff bereitgestellt werden, während das Zündöl nur als notwendige, zu minimierende Komponente verwendet wird.  
Weiterhin wird klar, dass mit steigendem Zündölanteil im stöchiometrischen Verfahren grundsätzlich die CO-Emissionen ansteigen, was vermieden werden soll, vgl. Abb. 5.16.
- **Darstellung einer günstigen 50%-Umsatzlage:** Eine günstige 50%-Umsatzlage ist der maßgebliche Faktor für die Umsetzung eines Brennverfahrens mit hohem Wirkungsgrad. Aus den Messreihen und der Literatur [110] wird deutlich, dass dies für MFB50  $\approx 8^\circ\text{KW}$  relativ gut erfüllt ist, weshalb dieser Wert als Zielgröße für den Zündölvergleich angesetzt wird.
- **Algorithmus für Auswahl der Einspritzstrategie:** Es wird angenommen, dass je nach Kraftstoff auch der Einspritzbeginn auf seinen Optimalwert angepasst werden muss, vgl. Abb. 5.12. Im Zusammenhang mit der Wahl der Zündölmenge muss daher ein Algorithmus gefunden werden, der den Betriebspunkt jeweils vergleichbar optimiert.

Basierend auf den o. g. Grundsatzvariationen für den Einspritzbeginn und die Zündölmenge wird der Algorithmus zur Betriebspunktoptimierung festgelegt, siehe Abb. 5.22. Es wird zunächst versucht, den Betriebspunkt mit initialen Parametern zu stabilisieren ( $\text{SOI} \approx 30^\circ\text{KW}$ ,  $X_{\text{liq}} < 10\%$ ). Gelingt die Darstellung

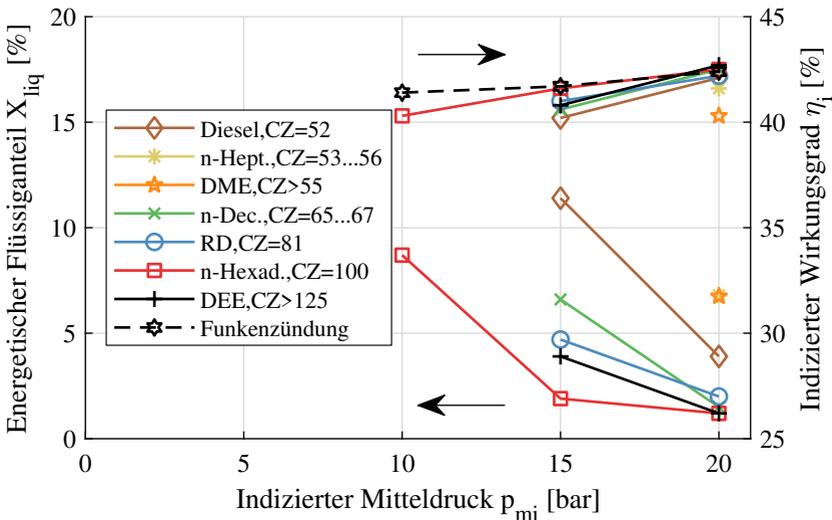


**Abbildung 5.22:** Algorithmus zur Einspritzoptimierung im Zündölvergleich

eines stabilen Betriebspunkts nicht mit weniger als 10 % Zündölanteil, so wird der Messpunkt abgebrochen. Ist eine stabile Verbrennung jedoch erreichbar, so wird der SOI so lange optimiert, bis sich die frühestmögliche 50%-Umsatzlage einstellt. Weicht diese von der optimalen Lage ( $8^{\circ}\text{KW}$ ) ab, so wird sie durch Anpassen der Zündölmenge verschoben und der SOI iterativ optimiert, bis der Betriebspunkt schließlich gemessen werden kann. Somit kann für einen Betriebspunkt eine charakteristisch-erforderliche Zündölmenge für jeden Kraftstofftyp unter vergleichbaren Bedingungen ermittelt werden.

Das beschriebene Vorgehen wird an einem Lastschnitt bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt. Da sich die Stabilisierung eines Zündstrahlbetriebs im angedroselten Betrieb unterhalb der Saugvolllast als schwierig erwiesen hat, wird die Lastvariation im Bereich höherer Mitteldrücke von  $p_{mi} = 10 \dots 20 \text{ bar}$  durchgeführt. Die Einstellung des gewünschten Mitteldrucks am jew. Betriebspunkt erfolgt durch iterative Anpassung des Ladedrucks  $p_2$  im Saugrohr.

Abb. 5.23 zeigt den Vergleich der benötigten Zündölmengen nach Kraftstoffart und die Referenzwirkungsgrade der Funkenzündung. Auch hier bestätigen sich die in Abb. 5.15 und 5.19 behandelten Zusammenhänge. Bei hohen Lasten kann eine günstige 50%-Umsatzlage grundsätzlich durch deutlich geringere Zündölmengen kraftstoffübergreifend dargestellt werden. So ist das Erreichen einer 50%-Umsatzlage von  $8^\circ\text{KW}$  bei  $p_{mi} = 20 \text{ bar}$  mit allen untersuchten Kraftstoffen darstellbar. Bei einer Lastreduktion auf  $p_{mi} = 15 \text{ bar}$  zeigt sich bereits, dass dies mit DME und n-Heptan nicht mehr erreichbar ist.



**Abbildung 5.23:** Zündölbedarf und Wirkungsgrad im Lastschnitt;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ , MFB50 =  $8^\circ\text{KW}$

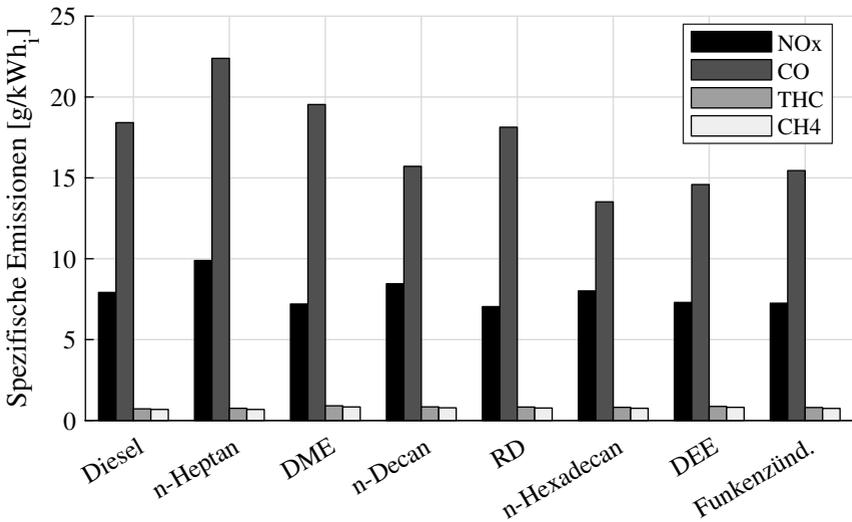
Mit Diesel lässt sich eine optimale 50%-Umsatzlage noch mit einem Flüssiganteil von  $X_{liq} = 11.5 \%$  darstellen, was prinzipiell bereits im ungünstigen Bereich liegt. Der Messpunkt soll aber trotzdem für spätere Auswertungen mit aufgenommen werden. Die Betriebspunkte mit  $p_{mi} = 10$  bar ist nur noch mit n-Hexadecan möglich. Aufgrund der Kurvenverläufe zwischen  $p_{mi} = 15...20$  bar kann die Eignung der Kraftstoffe als Zündöl in eine Reihenfolge gebracht werden. n-Hexadecan wird somit als bestes Zündöl bewertet, gefolgt von DEE, RD, n-Decan und Diesel. Als am wenigsten geeignete Kraftstoffe zeigen sich n-Heptan und DME. Es kann gezeigt werden, dass die Cetanzahl zwar eine grobe Abschätzung dafür erlaubt, ob sich ein Kraftstoff als Zündöl eignet, jedoch gilt dieser Zusammenhang nicht ohne Einschränkungen. Beispielhaft kann dies am Verhalten von DEE gezeigt werden. DEE wird in der Literatur mit sehr hohen Werten der Cetanzahl  $> 125$  angegeben [13] und müsste somit prinzipiell am besten als Zündöl geeignet sein. Die gezeigten Ergebnisse für DEE widersprechen dieser Vermutung jedoch.

Interessant in diesem Zusammenhang ist weiterhin, dass für DME eine sehr gute Gemischaufbereitung vorausgesetzt werden kann. Dieser wird als Flüssiggas im stark überhitzten Zustand eingespritzt und sollte durch den ausgeprägten Flashboiling-Effekt [183] sowie seine relativ niedrige Viskosität eine besonders hohe Zerstäubungsgüte erreichen. Trotzdem zeigt sich ein schlechtes Zündverzugsverhalten, was den eher geringen Einfluss der Zerstäubungsgüte aus Abb. 5.21 bestätigt und auf eine Hauptabhängigkeit des Zündverzuges von  $p$  und  $T$  aufgrund des eher niedrigen Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  hinweist. Der Kraftstoff n-Hexadecan stellt zwar eine herausragende Zündwilligkeit bereit, geht aber unterhalb von  $18^\circ\text{C}$  bei Umgebungsdruck in den festen Aggregatzustand über, was seine praktische Anwendung schwierig macht. In Prüfstandsversuchen konnte das „Einfrieren“ der Kraftstoff-Hochdruckleitung bei kühlen Raumtemperaturen beobachtet werden. Der Kraftstoff RD zeigt in Relation zu den anderen untersuchten Varianten aus Sicht des Autors den besten Kompromiss bzgl. Handling, Zündwilligkeit und Verfügbarkeit.

Die indizierten Wirkungsgrade  $\eta_i$  zeigen grundsätzlich ein steigendes Niveau mit der Last, was rein durch thermodynamische Prozesse erklärt werden kann. Auffällig ist jedoch die Abweichung zwischen Funkenzündung und n-Hexadecan bei der niedrigsten Last  $p_{mi} = 10$  bar und generell für Betriebspunkte mit höherem Zündölanteil. Diese Abweichungen sind nicht durch die Verbrennungslage oder stark erhöhte CO-Emissionen erklärbar, weshalb u. U. erhöhte

Wandwärmeverluste aufgrund des OT-nahen Wärmefreisetzungspeaks als Erklärung denkbar wären. Die zugehörigen Heizverläufe sind in Abb. 5.27 dargestellt. Der deutlich niedrigere Wirkungsgrad von DME bei hoher Last ist ebenfalls nicht plausibel erklärbar und liegt evtl. in einer Unsicherheit im zugrundegelegten Heizwert aus Literaturangaben.

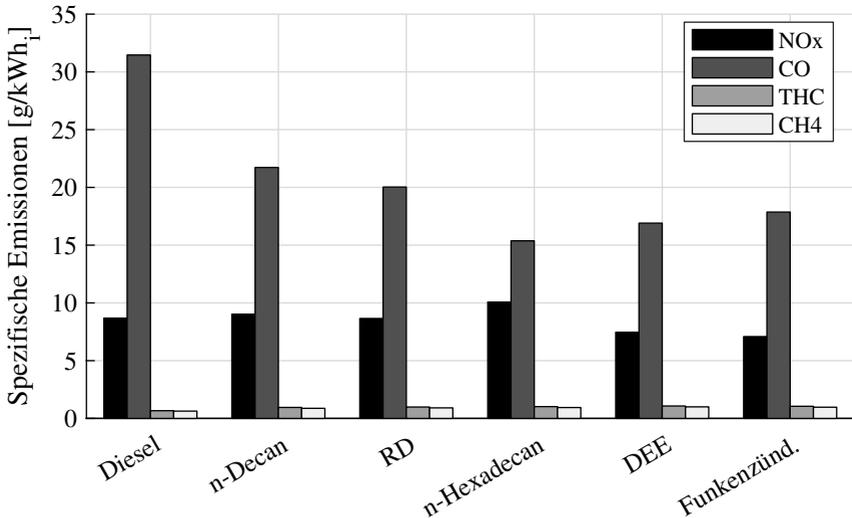
Bzgl. der Emissionen zeigt sich, dass diese in der Hochlast kraftstoffunabhängig ähnliche Werte aufzeigen. Zusätzlich ist als Referenz der äquivalente funkengezündete Betriebspunkt gegeben, siehe Abb. 5.24. Der 50%-Umsatzpunkt ist hierbei auf  $MFB50 = 8 \pm 1^\circ KW$  eingestellt.



**Abbildung 5.24:** Emissionsvergleich in der Hochlast;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ ,  $MFB50 = 8^\circ KW$

Die Referenz zur Funkenzündung verdeutlicht, dass der Hauptanteil der Emissionen durch die deflagrative Flammenausbreitung zustandekommt. Eine gewisse Schwankung der CO-Werte ist aufgrund des Betriebes bei  $\lambda = 1$  zu erwarten und lässt keine präziseren Schlüsse auf die Prozesse der Zündölverbrennung zu. Bereits eine Drift im Luftverhältnis von deutlich weniger als 1 % verändert die CO-Konzentration signifikant. Die im Rahmen der Grundsatzunter-

suchungen bei Saugvolllast gezeigten CO-Emissionen liegen jedoch aufgrund eines Zündölanteils  $X_{liq} > 10\%$  signifikant höher (siehe Abb. 5.16). Dies kann auch durch eine ergänzende Betrachtung des äquivalenten Betriebspunkts bei  $p_{mi} = 15$  bar gezeigt werden, an dem höhere Zündölanteile als in der Hochlast gefahren werden müssen, siehe Abb. 5.25.

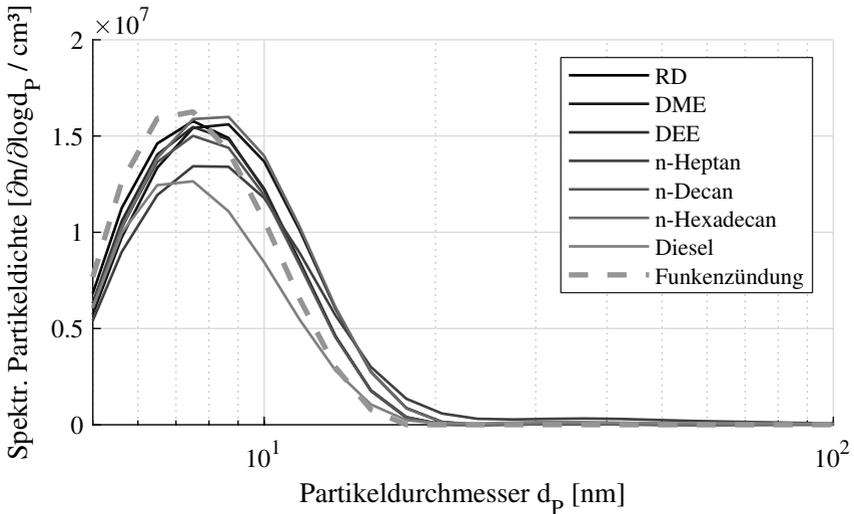


**Abbildung 5.25:** Emissionsvergleich bei mittlerer Last;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 15$  bar,  $MFB50 = 8^\circ\text{KW}$

Besonders Diesel hebt sich hier als Zündöl durch erkennbar höhere CO-Emissionen ab, was auf den benötigten Flüssiganteil von  $X_{liq} \approx 11.5\%$  zurückzuführen ist. Ansonsten zeigen die Emissionsgrößen wie am Hochlastpunkt keine signifikanten Unterschiede; es zeigt sich auch hier die Dominanz der deflagrativen Verbrennung, vgl. Funkenzündung. Ähnliche Roh-Emissionswerte werden auch in [98] für ein stöchiometrisches Brennverfahren berichtet.

Da die FSN für moderate Zündölanteile und optimierte Einspritzbeginne grundsätzlich an der Nachweisgrenze liegt ( $FSN < 0.01$ ), soll noch eine detailliertere Untersuchung der Partikelgröße und -anzahl vorgenommen werden. Abb. 5.26 zeigt den Vergleich der spektralen Partikeldichten über dem Partikeldurchmes-

ser für die verschiedenen Zündöle und wiederum für die Funkenzündung als Referenzgröße, jeweils bei wirkungsgradgünstiger 50%-Umsatzlage. Die Zündölverbrennung trägt am gezeigten Betriebspunkt zu keiner zusätzlichen Bildung von emittierten Partikeln bei. Die Variation der Kurven liegt innerhalb der Messunsicherheit des Geräts, wie die mehrfache Wiederholung desselben Betriebspunkts in unterstützenden Messungen gezeigt hat. Hierbei bleibt der charakteristische Durchmesser des Anzahlpeaks auf  $\pm 1$  nm konstant, die Absolutwerte der Anzahl bzw. spektralen Dichte am Peak können u. U. jedoch im Bereich  $\pm 50$  % schwanken.

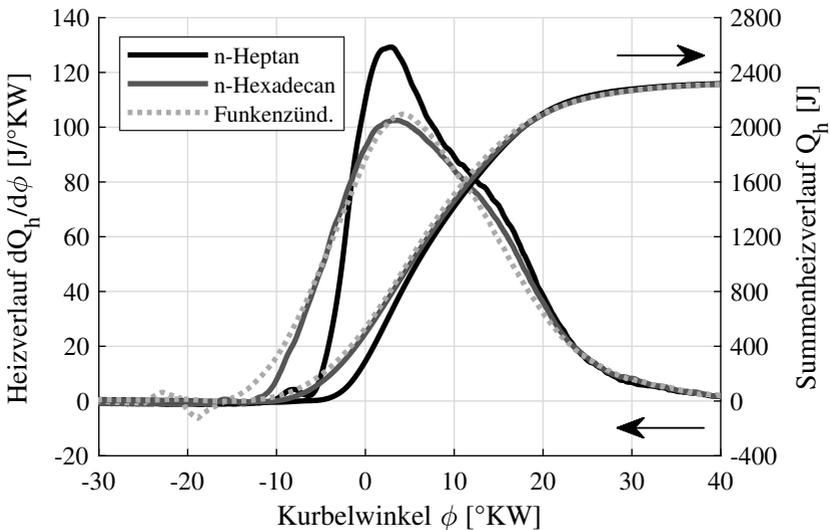


**Abbildung 5.26:** Partikelgrößenverteilung;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{mi}} = 20 \text{ bar}$ ,  $\text{MFB}_{50} = 8^\circ\text{KW}$

Dies lässt schließen, dass sich am gezeigten Betriebspunkt zum einen kein Unterschied zwischen den Zündölen feststellen lässt und es zum anderen bei den verwendeten kleinen Zündölanteilen zu keiner Ausbildung von lokal zu fetten Zonen kommen kann, in denen ein Rußpartikelwachstum stattfinden könnte. Nach [165] sind dazu lokale Luftverhältnisse von  $\lambda_{\text{lokal}} < 0.5$  erforderlich. Der Ursprung der verbleibenden, sehr kleinen Partikel im Größenbereich unter 10

nm kann nicht abschließend geklärt werden. Jedoch lässt das gleichwertige Vorhandensein dieser Partikelkerne im funkengezündeten Verfahren vermuten, dass sie aus einem Minimaleintrag des Schmieröls oder aus der deflagrativen Verbrennung stammen könnten. [162] untersucht ein stöchiometrisches CNG-Brennverfahren und berichtet ebenfalls über sehr kleine Partikel im Bereich von 10 nm, was hierbei auf den Beitrag des Schmieröls zurückgeführt wird. In [95] wird ebenfalls über ähnliche Partikelgrößen berichtet und deren Verbindung zum Schmieröl hergestellt.

Weiterhin ist ein Unterschied in den Heizverläufen bei der Verwendung von verschiedenen Zündölen erkennbar. Dies ist auf das veränderte Zündverzugsverhalten, die leicht veränderte Gemischverteilung sowie hauptsächlich auf den jeweiligen Zündölanteil zurückzuführen, siehe Abb. 5.27.



**Abbildung 5.27:** Heizverläufe mit verschiedenen Zündölen;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{mi}} = 20 \text{ bar}$ ,  $\text{MFB50} = 8^\circ\text{KW}$

Zur besseren Übersichtlichkeit wird exemplarisch n-Heptan als ein eher zündunwilliger Kraftstoff, n-Hexadecan als sehr zündwilliger Kraftstoff und die Funkenzündung als Referenz gezeigt. Besonders für n-Hexadecan fällt im Ver-

gleich zu den gezeigten Heizverläufen bei Saugvollast auf, dass die Überhöhung des Heizverlaufs während der ersten Verbrennungsphase nicht mehr so ausgeprägt ist (vgl. Abb. 5.11), wie es auch in [2] beschrieben wird.

Deutlich erkennbar ist, dass n-Heptan den längsten Zündverzug aufweist, was mit seiner schlechteren Zündwilligkeit zusammenhängt. Ist die Zündung jedoch erfolgt, so zeigt der Heizverlauf einen steilen Gradienten und aufgrund der teilhomogenen, schnellen Reaktion einer vergleichsweise großen Menge Zündöls den steilsten Peak und damit eine höhere Wärmefreisetzungsintensität mit vermutlich ebenfalls höheren Wandwärmeverlusten. Je höher die Zündwilligkeit des Zündöls, desto kleiner wird die benötigte Menge und desto weicher gestaltet sich folglich die Entflammungsphase im Heizverlauf. So ist für n-Hexadecan (oder auch z. B. für RD) kaum mehr ein Unterschied zum Heizverlauf der Funkenzündung erkennbar. Dies lässt schließen, dass bei solch hohen Lasten im untersuchten Verfahren nur eine kleine Pilotsprayzone vorliegt, welche wiederum eher der Natur einer Funkenzündung entspricht anstatt eine volumetrisch geprägte, raumgreifende Entflammung oder gar eine Raumzündung darzustellen. Im Hinblick auf das Ziel eines verbesserten Klopfverhaltens lässt dies zunächst keine Vorteile erwarten. Näheres dazu wird im folgenden Kapitel behandelt. Der Grund der sehr begrenzten räumlichen Ausbreitung der Pilotzone liegt in der Einspritzung gegen den relativ hohen Zylinderdruck, was die maximale Spray-Penetration des nach außen öffnenden Injektors am gezeigten Betriebspunkt nach Abschätzung auf unter 20 mm begrenzt.

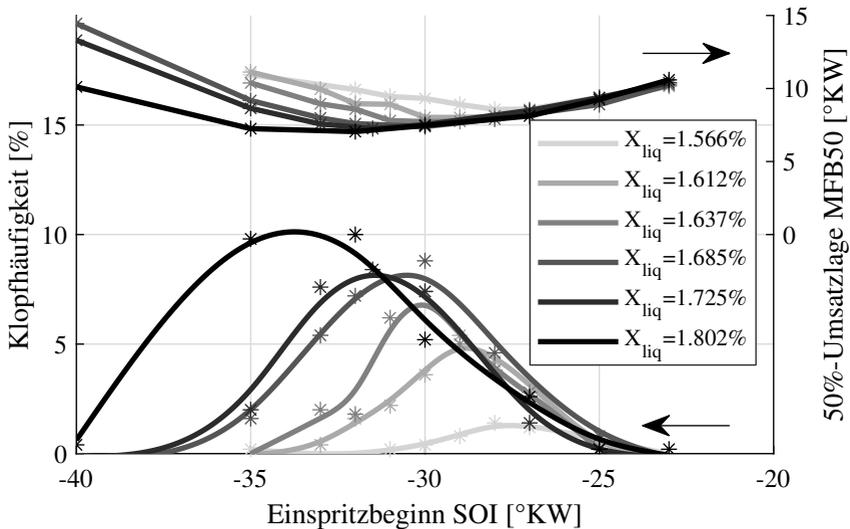
### 5.2.7 Motorklopfen

Als letzter Ergebniskomplex soll das Motorklopfen analysiert werden. Auch hier ist die Referenz zum funkengezündeten Verfahren wichtig, um die vorhandenen Vor- bzw. Nachteile abzuwägen.

In früheren Arbeiten wurde die Klopfestigkeit von Gaskraftstoffen variabler Zusammensetzung sowie von sehr klopfesten Flüssigkraftstoffen am selben Motor- und Prüfstands Aufbau untersucht [134], [46]. Davon ausgehend werden Klopfalgorithmus und -bewertung beinahe unverändert übernommen, wie in Kap. 4.3.1 beschrieben.

Die Variationsreihen in den zitierten Arbeiten beschäftigen sich fast ausschließlich mit der Variation des Zündzeitpunkts, was eine Verschiebung des MFB50

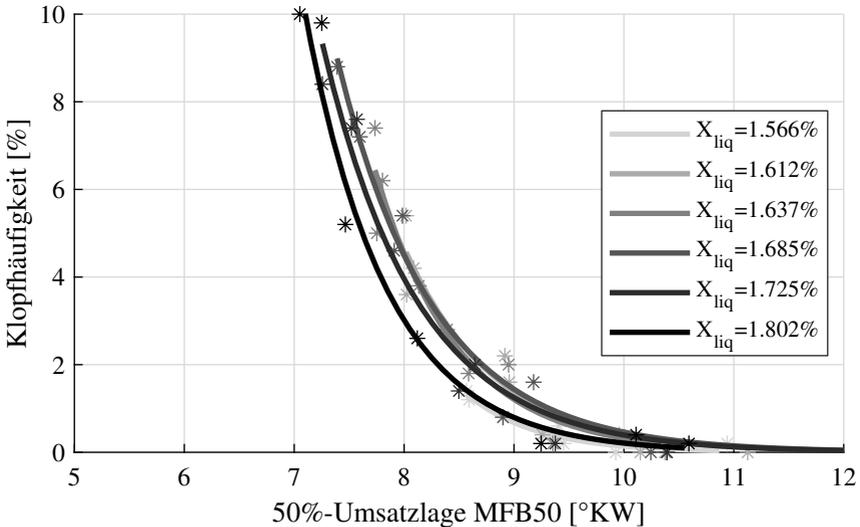
nach sich zieht und somit, ausgehend von einer eher späten Verbrennungslage, eine Verschärfung der thermodynamischen Zustandsgrößen und damit das Auftreten klopfender Verbrennung mit sich bringt. Als Klopfgrenze wird eine Klopfhäufigkeit von 5 % der gemessenen Zyklen gewählt. Der Verlauf der Klopfhäufigkeit über MFB50 ist nach den o. g. Arbeiten exponentieller Natur, weshalb die Auswertung über eine derartige Regression zur Minimierung des Ausreißereinflusses vorgenommen wird. Mittels dieser Exponentialregression kann die Genauigkeit in der Bestimmung der Klopfgrenze statistisch verbessert werden, vgl. z. B. Abb. 5.29. Vor Beginn der eigentlichen Versuchsreihen



**Abbildung 5.28:** Klopfhäufigkeit und MFB50 bei SOI-Variation für versch. Pilotanteile;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1800 \text{ mbar}$

muss geklärt werden, inwieweit eine Beurteilung des Klopfverhaltens für das Zündstrahlverfahren überhaupt in dieser Weise übertragbar ist. Nach den Untersuchungen in Kap. 5.2.2 ist eine Variation des MFB50 zwar grundsätzlich möglich. Jedoch wird dies über eine Anpassung der Piloteinspritzung erreicht, wodurch u. U. unbekannte, für das Motorklopfen relevante Quereinflüsse auftreten könnten. Nach diesen Überlegungen wird deshalb für einen Betriebspunkt in der Nähe der Klopfgrenze eine Variationsreihe für verschiedene Ein-

spritzbeginne SOI und Pilotmengen  $X_{liq}$  betrachtet, siehe Abb. 5.28. Hierbei wird deutlich, dass die Klopfhäufigkeit ihr Maximum immer dort erreicht, wo der 50%-Umsatzpunkt seine früheste Lage erreicht. Es wird deutlich, dass der sehr enge Variationsbereich im Pilotanteil  $X_{liq}$  zwischen den Einzelkurven eine Veränderung der 50%-Umsatzlage um ca.  $2^\circ\text{KW}$  bewirkt, was an der Klopfgrenze eine beachtliche Änderung der Klopfhäufigkeit bewirkt. Es zeigt sich weiterhin, dass mit steigender Pilotmenge ein etwas früherer optimierter SOI zu einer früheren 50%-Umsatzlage führt. Die Hauptaussage der vorgenommenen Variationsreihe wird jedoch offensichtlicher, wenn die Klopfsergebnisse unabhängig von den Einspritzparametern direkt über MFB50 aufgetragen werden, siehe Abb. 5.29.



**Abbildung 5.29:** Klopfhäufigkeit bei SOI-Variation über MFB50;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1800 \text{ mbar}$

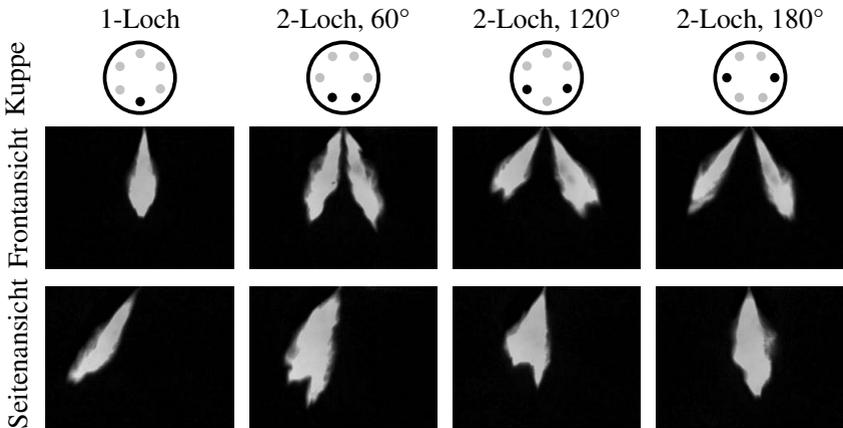
In dieser, für die letztlichen Klopfsergebnisse relevanten Darstellung zeigt sich, dass der Einfluss der Einspritzstrategie für den hier gezeigten Fall des Zündstrahlverfahrens mit dem nach außen öffnenden Injektor vernachlässigbar ist. Alle gemessenen Reihen zeigen unabhängig von ihren Einspritzparametern ei-

ne direkte Sensitivität des Klopfens auf MFB50 und liegen in einem Streuband von  $\pm 0.3^\circ\text{KW}$  beieinander. Dies rechtfertigt für das weitere Vorgehen die Untersuchung der Klopfhäufigkeit in der bekannten Weise mittels einer Variation des MFB50 unter Anpassung der Piloteinspritzparameter SOI und  $X_{\text{liq}}$ .

Eine weitere Erkenntnis der Voruntersuchungen liegt in der engen Toleranz der abgesetzten Piloteinspritzmenge. Es wird deutlich, dass bereits eine Mengendrift von weniger als 10 % nahe der Klopfgrenze zu einer Überschreitung derselben führen kann, was für die Applikation eines Zündstrahlverfahrens zu beachten ist. Aufgrund der sehr kleinen absoluten Mengenwerte ist eine solche Drift grundsätzlich kaum vermeidbar (transiente Temperatureffekte, Injektoralterung usw.). Es müssten deshalb geeignete Klopfregelalgorithmen entworfen werden, die Einfluss auf die Ansteuerdauer des Pilotinjektors nehmen und so über einen Klopfensensor den wirkungsgradoptimalen Betrieb an der Klopfgrenze sicherstellen. Würde ein rein vorgesteuerter Algorithmus eingesetzt, so müssten sämtliche Hochlastbetriebspunkte mit einem relativ großen Abstand zur Klopfgrenze und deshalb mit Wirkungsgradeinbußen appliziert werden.

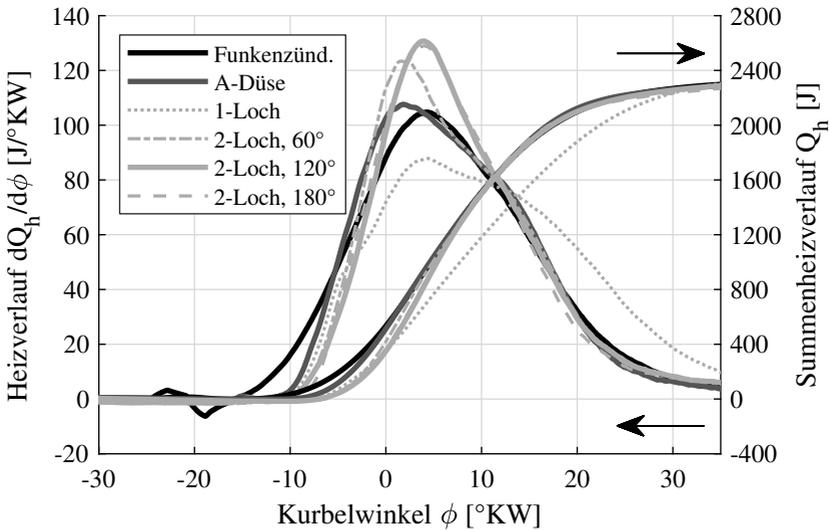
Gemeinhin wird die Verkürzung der Brenndauer als wirkungsvolles Mittel zur Reduktion des Motorklopfens gesehen (z. B. [17], [144]). Aus den vorangegangenen Untersuchungen wird jedoch ersichtlich, dass in der bisherigen Konfiguration mit dem nach außen öffnenden Injektor keine signifikante Brenndauerverkürzung gegenüber der Funkenzündung erreicht werden kann, was daher keine großen Vorteile hinsichtlich des Klopfens erwarten lässt, vgl. Abb. 5.27. Erste stichprobenartige Klopfmessungen bestätigen dies. Da dieser Zusammenhang auf die sehr begrenzte räumliche Ausdehnung der Pilotzone zurückgeführt werden kann, soll für die Klopfuntersuchungen die Verwendung eines weiteren Injektors Aufschlüsse über den Einfluss der Gestaltung der Entflammungszone geben. Soll die Form der Zündölzone verändert werden, so muss das Targeting des Pilotinjektors entsprechend angepasst werden. Dies wird durch die Integration eines magnetbetätigten Injektors dargestellt, welcher in vier verschiedenen Konfigurationen (1- und 2-Loch) untersucht wird. Die zugehörigen Daten sind in Tab. 4.2 aufgeführt. Die Integration in das Einzylinderaggregat erfolgt durch entsprechende Adapterbauteile über das Zündkerzengewinde, wodurch ein leicht geneigter Einbau gegeben ist, siehe Abb. 4.2 und Anhang A.1. Der zentrale Einbau über den ursprünglichen Injektorschacht scheidet aus konstruktiven Gründen aus, ebenso wird eine Kolbenbenetzung befürchtet. Die verwendeten Versuchsinjektoren wer-

den als 1- und 2-Loch-Varianten durch Modifikation eines aktuellen Serieninjektors aus der Benzindirekteinspritzung hergestellt. Dabei werden einzelne Löcher mittels eines speziellen Schweißverfahrens verschlossen. Eine Dichtigkeitsprüfung ergibt keine erkennbare Leckage unter Druckbeaufschlagung. Mittels Streulichtmessungen werden die Spraytargetings untersucht, siehe Abb. 5.30. Dabei ist erkennbar, dass das Spraybild des verwendeten Basisinjektors nicht komplett symmetrisch ausgelegt ist, die entstandene Spray-Asymmetrie wird jedoch akzeptiert. Durch den geneigten Einbau über das Kerzengewinde deuten die Strahlen eher zur Brennraummitte hin, was eine günstige, verteilte Entflammungszone für die 2-Loch-Varianten vermuten lässt.



**Abbildung 5.30:** Spraytargetings der Magnetinjektorvarianten

Zur Erprobung und Beurteilung der einzelnen Konzepte wird zunächst ein Vergleich im nicht-klopfenden Betrieb bei  $T_2 = 45^\circ\text{C}$  unternommen. Ein Vergleich der Heizverläufe aller Injektorkonzepte zeigt den Einfluss des Spraytargetings und stellt diese ins Verhältnis zu den Verläufen der Funkenzündung und der A-Düse, siehe Abb. 5.31. Erste Vermessungen mit der 1-Loch-Variante zeigen, dass damit keine Verbrennungslage von  $\text{MFB}_{50} = 8^\circ\text{KW}$  am gezeigten Betriebspunkt erreichbar ist; die Verbrennung verläuft verschleppt und mit einer insgesamt längeren Brenndauer. Eine Frühverschiebung ist auch trotz deutlicher Erhöhung der Einspritzmenge nicht möglich, weshalb das Konzept nicht



**Abbildung 5.31:** Heizverläufe verschiedener Konzepte;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{mi}} = 20 \text{ bar}$ ,  $\text{MFB50} = 8^\circ\text{KW}$  (außer 1-Loch)

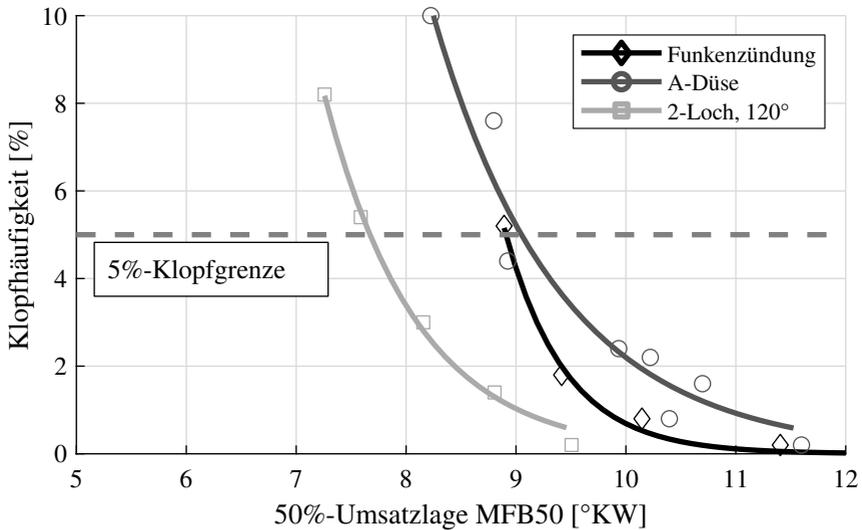
weiter untersucht und diskutiert wird. Für die Prototypeninjektoren wurde kein Mengenkennfeld erstellt, weshalb die eingespritzten Pilotmengen nicht errechnet werden können. Es kann jedoch über eine Beurteilung der CO-Emissionen eine Aussage über die lokalen Luftverhältnisse abgeleitet werden. Diese bewegen sich für alle gezeigten Konzepte im Bereich  $14 \dots 17.5 \text{ g/kWh}_i$  ( $5000 \dots 6000 \text{ ppm}$ ), was vergleichbar zu den Messungen mit A-Düse und Funkenzündung ist. Es wird deshalb von keiner zu starken lokalen Überfettung ausgegangen, wie dies z. B. in früheren Untersuchungen in Abb. 5.16 der Fall ist. Die Schwärzungszahl FSN zeigt für alle vermessenen Konzepte Werte an der Nachweisgrenze. Trotzdem weist die Kuppe der Lochdüsen auch bei hohen indizierten Mitteldrücken eine leichte Rußablagerung auf, was für den Einsatz der A-Düse nicht beobachtet werden kann. Es wird vermutet, dass dies durch eine leichte Kuppenbenetzung hervorgerufen wird. Detailliertere Partikelanzahlmessungen wurden für die Betriebspunkte mit Magnetinjektor nicht mehr durchgeführt. Auch für die 2-Loch-Injektoren kann anhand der (Summen-)Heizverläufe erkannt werden, dass die Verbrennung ab  $\text{MFB50}$  (hier:  $Q_h \approx 1150 \text{ J}$ ) quasi

deckungsgleich in einer deflagrativen Endphase abläuft. Die frühere Verbrennungsphase zwischen dem tatsächlichen Zeitpunkt der Entflammung (noch vor MFB05) und MFB50 lässt jedoch Unterschiede erkennen. Dabei zeigt die Funkenzündung mit Abstand den weichsten und längsten Anbrand, gefolgt vom nach außen öffnenden Piezoinjektor. Daraufhin zeigt der 2-Lochinjektor mit 60° Lochabstand die nächste Stufe und der härteste Anbrand ist den 2-Loch-Injektoren mit 120° und 180° Lochabstand zuzuschreiben. Die beiden letztgenannten zeigen den höchsten Peak im Heizverlauf, wobei ihre Verläufe kaum unterscheidbar sind. Für weitere Untersuchungen im klopfenden Betrieb wird der 2-Loch-Injektor mit 120° Lochabstand herangezogen. Die Brenndauerverkürzung fällt auch hier nur moderat im Vergleich zur Funkenzündung aus; jedoch ist die erste Phase der Verbrennung vor MFB50 sichtbar verkürzt.

Im Folgenden wird der Variantenvergleich im klopfenden Betrieb vorgenommen. Dabei wird die Saugrohrtemperatur  $T_2$  auf 65°C angehoben. Der Vergleich wird bei konstantem Saugrohrdruck  $p_2 = 1900$  mbar vorgenommen, was näherungsweise eine Mitteldruckgleichstellung bedeutet. Vergleicht man die indizierten Mitteldrücke aller drei Messreihen bei gleicher 50%-Umsatzlage genau, so fällt auf, dass die beiden Zündstrahlkonzepte aufgrund der inneren Gemischbildung des Zündöls einen um ca. 1 % höheren Mitteldruck aufweisen als die Funkenzündung. Über die kleine Mitteldruckdifferenz kann deshalb abgeschätzt werden, dass der Zündölanteil für den 2-Loch-Injektor in der gleichen Größenordnung wie für die A-Düse liegen sollte.

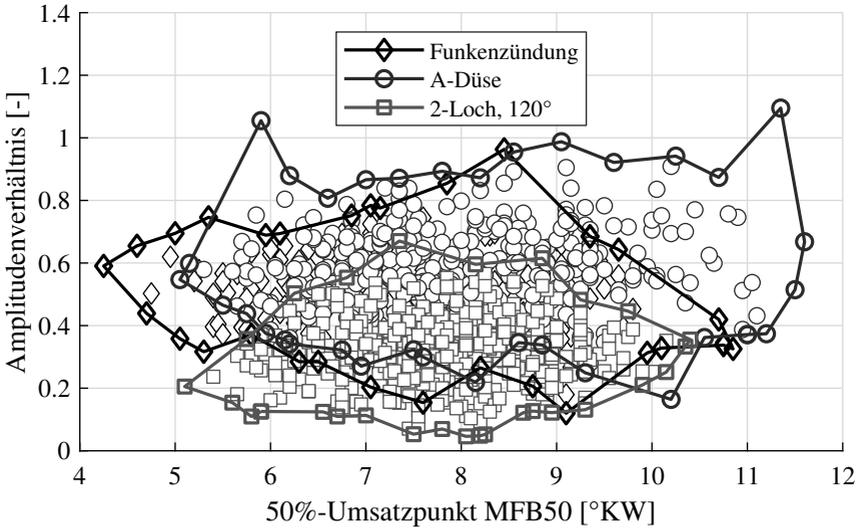
Abb. 5.32 zeigt die Klopfhäufigkeit über der 50%-Umsatzlage. Aus den gezeigten Messreihen geht ein Vorteil hinsichtlich der erreichbaren 50%-Umsatzlage an der 5%-Klopfgrenze von ca. 1...1.5°KW für den 2-Loch-Magnetinjektor hervor. Der nach außen öffnende Piezoinjektor und die Funkenzündung liegen auf einem vergleichbaren, etwas schlechteren Klopfniveau. Der Unterschied ist zwar absolut gesehen nicht sehr groß, jedoch deutlich außerhalb der Messunsicherheit erkennbar und kann durch weitere Messreihen bei  $p_2 = 1800$  und 2000 mbar in gleicher Größenordnung bestätigt werden.

Als Referenzgröße aus der Literatur wird beispielsweise für den Vergleich einer passiven Vorkammerzündung zur offenen, konventionellen Funkenzündung in [144] von einem Schwerpunkttagenvorteil an der Klopfgrenze im Bereich 4...5°KW berichtet.



**Abbildung 5.32:** Klopfreihen;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1900 \text{ mbar}$

Grundsätzlich zeigen sich leichte Unterschiede in der Art des Klopfens und der zweiten Wärmefreisetzung zwischen den Konzepten. Abb. 5.33 zeigt einzelne klopfende Zyklen aus 12 Messreihen unter jeweils gleichen Betriebspunktbedingungen in einem Streudiagramm mit Hüllkurven. Die Daten sind gesammelt aus Klopfreihen bei  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und Ladedrücken im Bereich  $p_2 = 1600 \dots 2000 \text{ mbar}$  dargestellt. Das Amplitudenverhältnis auf der Ordinate gibt hierbei das relative Verhältnis des zweiten Wärmefreisetzungspeaks in Relation zu einem kloppfreien, fiktiv berechneten Sollheizverlauf wieder und kann somit näherungsweise als Ausprägungsmaß der zweiten Wärmefreisetzung betrachtet werden (genaue Definition siehe [134]). Es wird ersichtlich, dass die klopfenden Arbeitsspiele der Funkenzündung sowie der A-Düse eine ähnliche Ausprägung der zweiten Wärmefreisetzung aufweisen, während die 2-Loch-Variante eine kleinere zweite Wärmefreisetzung zeigt. Folglich ist die klopfend umgesetzte Energiemenge hierbei geringer und das Klopfen muss erst zu späteren, weniger kritischen Umsatzlagen auftreten. Aufgrund der noch moderaten Druckbedingungen werden fast alle Arbeitsspiele über den VDO-Algorithmus detektiert und nur sehr wenige über den der zweiten Wärmefrei-



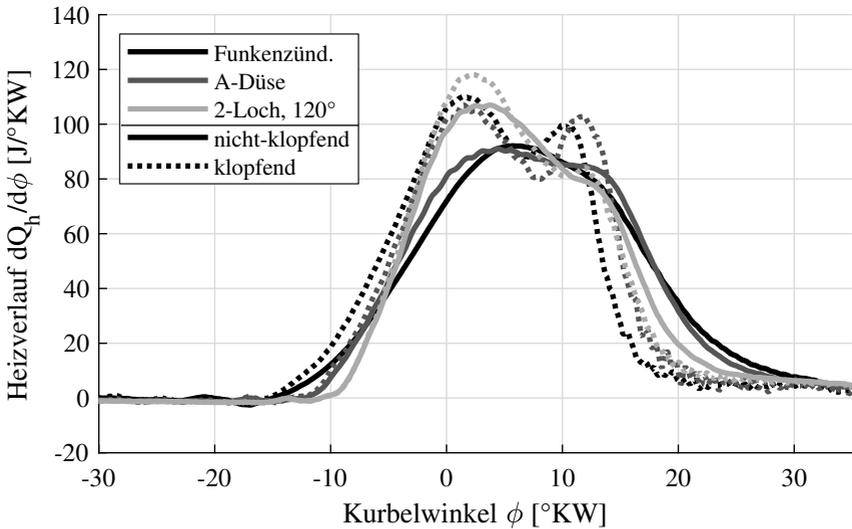
**Abbildung 5.33:** Streuplot mit Hüllkurven: Amplitudenverhältnis der 2. Wärmefreisetzung über MFB50;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

setzung, vgl. Kap. 4.3.1, was in den Mindestbedingungen  $p_{\text{max}} > 125 \text{ bar}$  und  $dp/d\phi > 45 \text{ bar/ms}$  begründet liegt [134].

Die veränderte Art des Klopfens zeigt sich auch in den Heizverläufen, siehe Abb. 5.34. Hierbei werden die drei Betriebspunkte aus Abb. 5.32 ausgewählt, die eine Klopfhäufigkeit von  $\approx 5 \%$  zeigen. Aufgetragen ist dann für jeden Betriebspunkt jeweils der mittlere klopfende bzw. nicht-klopfende Heizverlauf. Um die in Abb. 5.34 beinhalteten Unterschiede besser zu visualisieren, kann die Differenz der mittleren klopfenden und nicht-klopfenden Heizverläufe nach Gl. 5.1 gebildet werden, aufgetragen in Abb. 5.35.

$$\Delta \left( \frac{dQ_h}{d\phi} \right) = \left( \frac{dQ_h}{d\phi} \right)_{\text{klopfend}} - \left( \frac{dQ_h}{d\phi} \right)_{\text{nicht-klopfend}} \tag{Gl. 5.1}$$

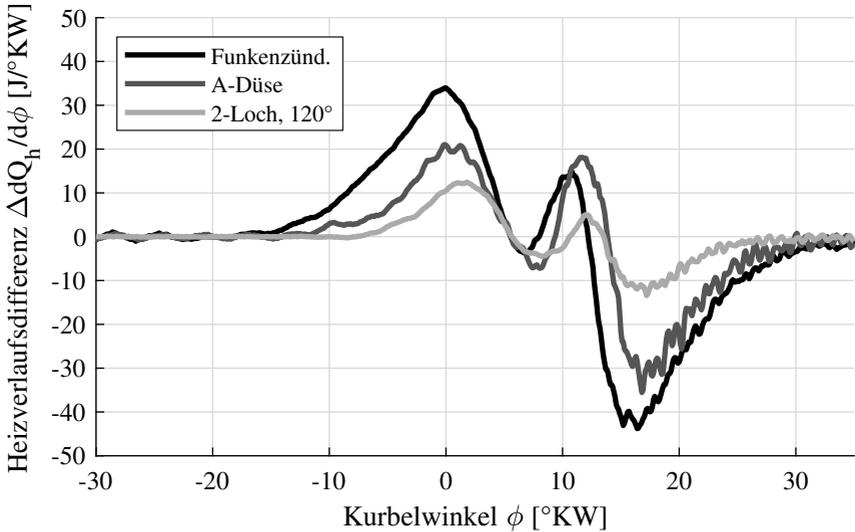
Es wird daraus ersichtlich, dass bei Funkenzündung in der frühen Phase der Verbrennung bereits eine deutliche Differenz vorliegt. Dies deutet darauf hin, dass frühe Ausreißerzyklen ein verstärkter Grund für das Auftreten von Klopfen sein könnten.



**Abbildung 5.34:** Mittlere Heizverläufe (klopfend und nicht-klopfend);  
 $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1900 \text{ mbar}$  und  $\approx 5\%$  Klopfhäufigkeit

Bei der A-Düse sind diese Effekte bereits abgeschwächt und für den 2-Loch-Injektor am kleinsten. Ein ähnliches Verhalten zeigt sich gespiegelt gegen Ende der Verbrennung. Dort lässt die Differenz der Heizverläufe Rückschlüsse auf den Anteil der klopfend umgesetzten Masse zu. Dies bestätigt die Aussage von Abb. 5.33, wonach der 2-Loch-Injektor die geringste Ausprägung der zweiten Wärmefreisetzung aufweist.

Unabhängig von der quantitativen Bewertung des Klopfvorteils für die 2-Loch-Düse sollen die relevanten Effekte so weit wie möglich erörtert werden, um Schlüsse für die Optimierung von Zündstrahlverfahren ziehen zu können. Dabei ist der Ursprung des Klopfvorteils sicher durch mehrere unterschiedliche Phänomene geprägt, welche sich überlagern und nicht klar voneinander trennen sind. Grundsätzlich wird das Klopfen durch den reaktionskinetischen Zustand der verbleibenden, unverbrannten Endgaszone bestimmt und tritt auf, sobald diese ihre Selbstzündungsschwelle überschreitet. Die Zustandsgrößen in der unverbrannten Zone verändern sich zeitlich während des gesamten Arbeitsprozesses, bis die unverbrannte Zone nach Abschluss der deflagrativen



**Abbildung 5.35:** Differenz der gemittelten klopfenden und nicht-klopfenden Heizverläufe;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1900 \text{ mbar}$  und  $\approx 5 \%$  Klopfhäufigkeit

Verbrennung entweder verbraucht ist oder klopfend umgesetzt. Der Ansatz des Zündintegrals nach Livengood-Wu ist zwar für eine detaillierte Klopfmodellierung zu ungenau [54], soll aber hier zur Darlegung der generellen Zusammenhänge verwendet werden [102]:

$$1 = \int_{t=0}^{t=t_{KB}} \frac{1}{\tau} dt \quad \text{Gl. 5.2}$$

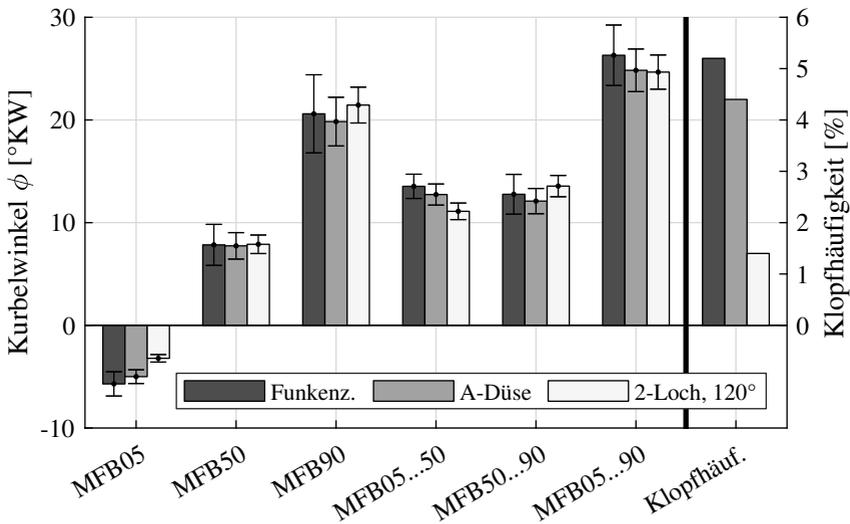
Weiterhin wird die momentane Zündverzugszeit  $\tau$  definiert als:

$$\tau = C \cdot p^{C_1} \cdot e^{C_2/T} \quad \text{Gl. 5.3}$$

Das Zündintegral basiert auf der Annahme, dass die Endgasmischung zu jedem Zeitpunkt  $t$  eine charakteristische Zündverzugszeit  $\tau$  besitzt, welche abhängig von  $p$  und  $T$  sowie von den empirischen Konstanten  $C$ ,  $C_1$  und  $C_2$  ist. Die Konstanten sind u. a. stark vom verwendeten Kraftstoff abhängig. Die Zündverzugszeit ist für Kohlenwasserstoffe in großen Bereichen exponentiell

vom Kehrwert der Temperatur abhängig, vgl. Abb. 2.5. Bei der Bestimmung des Integralwerts über die gesamte zeitliche Integration bis Klopfbeginn müssen die Zündverzugszeiten als Funktion Zeit bzw. deren Abhängigkeit von  $p(t)$  und  $T(t)$  genau bekannt sein, was die praktische Umsetzung dieses Ansatzes erschwert. Trotzdem können die Einflüsse von Temperatur und Druck grundsätzlich aufgezeigt werden. Letztlich zielen Ansätze zur Erklärung des Klopfens auf das Erreichen der Selbstzündbedingung im Endgas ab. Dieses Ereignis kann weiterhin über Mechanismen wie z. B. Gemisch- oder Temperaturinhomogenitäten beeinflusst werden. [54]

Zur Erklärung der Klopfunterschiede werden nun im Folgenden die Betriebspunkte aus den Variationsreihen von Abb. 5.32 ausgewählt, welche dieselbe 50%-Umsatzlage aufweisen ( $MFB50 \approx 9^\circ KW$ ). Abb. 5.36 zeigt dafür die charakteristischen Umsatzpunkte und die Dauer der einzelnen Verbrennungsphasen mit ihren zugehörigen Standardabweichungen sowie die Klopfhäufigkeit am Betriebspunkt. Für den 2-Loch-Injektor fällt die Klopfhäufigkeit niedriger aus als für die Funkenzündung und die A-Düse.



**Abbildung 5.36:** Mittelwerte und Standardabweichungen der Umsatzpunkte/-phasen;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ ,  $MFB50 \approx 9^\circ KW$

Nach Isolierung der Einzelfaktoren aus Gl. 5.2 können mehrere Ansätze prinzipiell zur Erklärung herangezogen werden:

### **Faktor Zeit: Mittelwerte und statistische Schwankung**

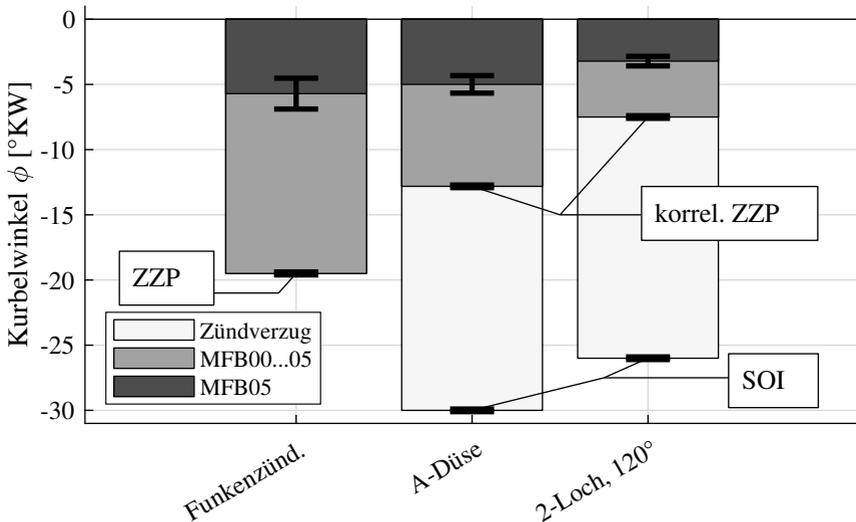
Gelingt es unter sonst gleichen thermodynamischen Bedingungen eine zeitlich schnellere Verbrennung darzustellen, so kann u. U. das gesamte Gemisch deflagrativ vor Einsetzen der Selbstzündbedingung und damit des Klopfens regulär verbrannt werden. Für die untersuchten Konzepte wird ein Vergleich der einzelnen Umsatzphasen vorgenommen, welche hier im Kurbelwinkelbereich zwischen MFB05...90 definiert werden. Leichte Unterschiede in der Brenndauer sind sowohl in der ersten als auch in der zweiten Verbrennungsphase (MFB05...50, MFB50...90) zu finden. Während die frühe Phase für die 2-Loch-Düse kürzer ausfällt verhält sich die zweite Phase im Mittel ohne klaren Trend für die drei Konzepte. Auch die Gesamtbrenndauer MFB05...90 erklärt die Klopfhäufigkeit nicht abschließend, da das Zündstrahlverfahren mit A-Düse zwar die selbe niedrigere Gesamtbrenndauer wie beim 2-Loch-Injektor aufweist, dagegen aber häufiger klopft. Auch die Betrachtung der hier nicht gezeigten Betriebspunkte für  $p_2 = 1800$  und  $2000$  mbar ergibt keinen eindeutigen Zusammenhang der Klopfunterschiede zur Brenndauer. Es müssen folglich noch weitere Einflüsse bestehen.

Neben den Mittelwerten stellt die Betrachtung der statistischen Schwankungsbreiten in Form der Standardabweichungen (Fehlerbalken) einen wichtigen Faktor dar. Bei 5 % Klopfhäufigkeit klopfen absolut nur 25 aus 500 Zyklen. Es genügt also, wenn einige wenige Einzelzyklen in zeitlich früher Richtung ausreißen, um einen Betriebspunkt über die Klopfgrenze zu bringen. Die Eliminierung dieser frühen Ausreißerzyklen kann als wichtiger Beitrag zur Klopfminderung gesehen werden. Die Einzelkonzepte zeigen hierbei Unterschiede bereits ab der Entflammungsphase, wobei der 2-Loch-Injektor die geringsten Schwankungsbreiten aufweist. Für deflagrative Brennverfahren stellt die Entflammungsphase die Basis der weiteren Flammenausbreitung dar und bestimmt in hohem Maße die späteren Verbrennungsprozesse sowie deren Statistik [17], weshalb sie näher betrachtet werden soll.

[114], [136] und [182] stellen fest, dass die Standardabweichung einer Verbrennungsphasendauer annähernd proportional zu ihrem Mittelwert ist. Dies wird auch für verschiedene Zündsysteme z. B. im Rahmen einer Restgasvariation

beobachtet, wobei einige Restriktionen gelten (z. B. ein stabiler, aussetzerfreier Betrieb, was im vorliegenden Fall gegeben ist). [182] stellt weiterhin einen umgekehrt proportionalen Zusammenhang zwischen der räumlichen Größe der Entflammungszone und der Standardabweichung des Verbrennungsbeginns für ein Corona-Zündsystem her.

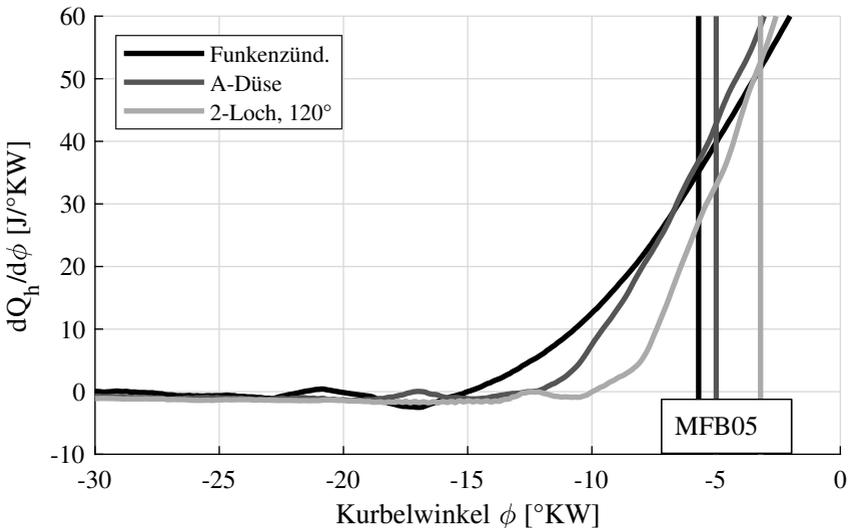
Abb. 5.37 zeigt die erstgenannte Korrelation übertragen auf die frühe Entflammungsphase (MFB00...05). Da charakteristische Umsatzpunkte vor MFB05 aus dem Heizverlauf eine große Unsicherheit aufweisen, kann ein Zündzeitpunkt bzw. Entflammungsbeginn (MFB00) eher näherungsweise über eine solche Korrelation und die Referenz zur Entflammungsphase der Funkenzündung errechnet werden.



**Abbildung 5.37:** Entflammungsstatistik (Mittelw. und Standardabw.);  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ ,  $\text{MFB50} \approx 9^\circ\text{KW}$

Ausgehend von der Zündverzugslänge und der Standardabweichung der Entflammungsphase bis MFB05 für die Funkenzündung werden anhand der o. g. linearen Korrelation korrelierte Zündzeitpunkte bzw. Brennbeginne (MFB00) für die Zündstrahlvarianten berechnet. Für die Funkenzündung wird hierbei angenommen, dass der elektronische Zündzeitpunkt auch dem tatsächlichen Ent-

flammungsbeginn MFB00 entspricht, wovon ausgehend dann über den statistischen Vergleich die Entflammungsphase der Zündstrahlpunkte ermittelt werden kann. Dies gilt allerdings nur für den Mittelwert, die Standardabweichung des Entflammungspunkts (MFB00) bleibt unbekannt. Es zeigt sich, dass die eigentliche Entflammungsphase für die beiden Zündstrahlverfahren deutlich kürzer ausfällt, besonders für den 2-Loch-Injektor. Trotz verbleibender Unsicherheiten bzgl. der Übertragbarkeit von der Korrelation auf das Zündstrahlkonzept bestätigen sich die Werte qualitativ in ihrer Reihung in der näheren Betrachtung der frühen differentiellen Heizverläufe, siehe Abb. 5.38.

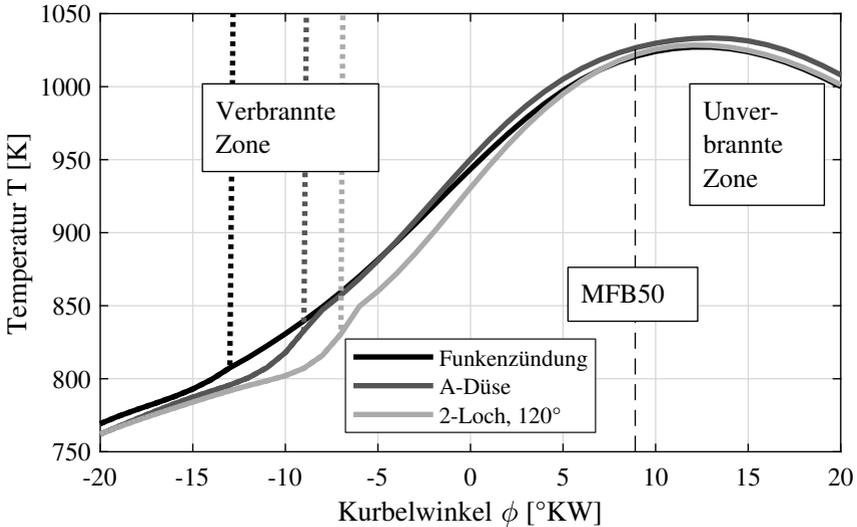


**Abbildung 5.38:** Entflammungsphase von Betriebspunkten nahe der Klopfgrenze;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ ,  $MFB50 \approx 9^\circ KW$

### Faktor Temperatur: Temperaturhistorie im Unverbrannten

Durch eine Druckverlaufsanalyse mit 2-zoniger Berechnung kann die Brennraumladung in eine verbrannte und eine unverbrannte Zone unterteilt werden. Über die thermische Zustandsgleichung und Annahmen hinsichtlich der Kalorik kann daher auch nach Einsetzen der Verbrennung der Temperaturverlauf im

Unverbrannten errechnet werden. Abb. 5.39 zeigt die Temperaturverläufe, errechnet über das Softwaretool TIGER. Ab Verbrennungsbeginn existiert eine verbrannte Zone mit sehr hoher Temperatur (gepunktete Linie), welche bzgl. des Klopfinflusses aber weniger relevant ist. Ungleich wichtiger stellt sich der Temperaturverlauf in der unverbrannten Zone dar, da er ins Zündintegral eingeht, siehe Gl. 5.2 und Gl. 5.3.



**Abbildung 5.39:** Temperaturverläufe von Betriebspunkten nahe der Klopfgrenze;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_2 = 1900 \text{ mbar}$ ,  $\text{MFB50} \approx 9^\circ\text{KW}$

Es wird deutlich, dass beide Zündstrahlkonzepte durch ihren späteren Verbrennungsbeginn zunächst eine etwas niedrigere unverbrannte Temperatur als die Funkenzündung aufweisen. Aufgrund minimaler Unsicherheiten bzgl. Zylinderfüllung ( $< 1 \%$ ) ist das absolute Spitzentemperaturniveau beispielsweise für die Zündstrahlvariante mit A-Düse etwas höher. Deutlich abgetrennt in ihrem Verlauf stellt sich aber die Variante mit 2-Loch-Injektor dar. Hierbei ist die Temperatur in der unverbrannten Zone bis kurz vor MFB50 erkennbar niedriger als für die beiden anderen Konzepte, was eine mögliche Begründung für den Klopfvorteil liefert. Der Faktor Druck geht zwar ebenfalls ins Zündinte-

gral mit ein. Allerdings wird sein Einfluss deutlich geringer eingeschätzt, da er nicht über den Exponentialterm eingeht. Grundsätzlich zeigt sich analog aber auch für den Druck dieselbe Reihung der Kurven wie in Abb. 5.39.

### **Faktor Ort: Räumliche Flammenausbreitung und Klopfort**

Eine weitere Komponente ist die räumliche Flammenausbreitung und die Ausdehnung bzw. Lage der Endgaszone im Brennraum, in der eine potentielle Selbstzündung auftreten kann. Da alle drei verglichenen Konzepte unterschiedliche Entflammungsorte aufweisen, wird die deflagrative Flammenausbreitung sowohl im Ort als auch in der Ausdehnung der Entflammungszone abweichen. Nach begonnener Flammenausbreitung ist für den Klopfort entscheidend, wo die Flamme zeitlich zuletzt durchbrennt.

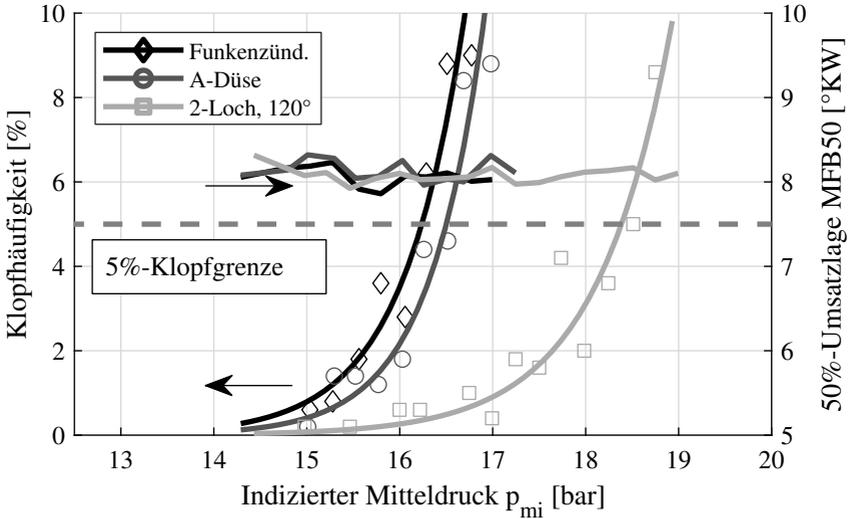
Für die Funkenzündung wird eine punktförmige Entflammung im Bereich der Funkenstrecke angenommen. Für die Zündstrahlvariante mit A-Düse kann die Sprayregion näherungsweise als Entflammungszone gesehen werden. Auch wenn eine räumliche Ausdehnung existiert, so ist ihr Anteil relativ zum Gesamtvolumen des Brennraums  $< 10\%$ , was auch in den Heizverläufen die große Ähnlichkeit zu einer punktförmigen Entflammung plausibel macht (z. B. Abb. 5.27). Während der Entflammungsort für die Kerzenzündung abgesehen von statistischen Schwankungen der Funkenstrecke relativ genau festgelegt ist, so wird dieser beim Zündstrahlverfahren aufgrund des langen Zündverzuges zusätzlich durch die Ladungsbewegung beeinflusst. Inwieweit zwischen SOI und Entflammung ein Transport der Zündölzone stattfindet, kann im Rahmen der Untersuchungen nicht beantwortet werden und wäre über detaillierte 3D-CFD-Simulationen, Endoskopie oder Lichtleitertechnik zu untersuchen. Zuletzt kann für die Zündstrahlvariante mit 2-Loch-Injektor vermutet werden, dass die Verbrennung an zwei räumlich getrennten Entflammungszonen beginnt, was anfänglich in einer größeren Flammenoberfläche resultiert. Die Lage der Entflammungszonen kann aus Abb. 4.2 und Anhang A.1 nach Einbaulage der Zündkerze bzw. der jeweiligen Injektoren bildlich abgeschätzt werden. Inwieweit der potentielle Klopfort dadurch früher oder später deflagrativ erfasst wird, kann jedoch nicht beantwortet werden. Die in [50] erwähnte Vermeidung von Endgasaschen zur Verminderung des Klopfens kann im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen leider nicht erreicht werden. Trotzdem unterstreichen die Klopfunterschiede die Priorität der Abstimmung von

Ladungsbewegung und Injektortargeting. In [165] wird zur Erreichung einer höheren Flammenpenetration für die Pilotzündung die Verwendung von hohen Einspritzdrücken bei geringer Lochanzahl (Mehrlochdüsen) genannt. Wie in Kap. 5.2.2 angedeutet wäre die Verwendung einer Zylinderkopfgeometrie mit möglichst kleiner Ladungsbewegung Voraussetzung für eine volumetrisch geartete Gemischumsetzung anstatt einer deflagrativen Umsetzung.

### **Faktor Chemie: Einfluss des Zündöls**

Langkettige Kohlenwasserstoffe neigen generell deutlich stärker zur Selbstzündung und damit zur klopfenden Verbrennung als kurzkettige, wie auch bereits in Kap. 2.2.3 diskutiert wurde [16]. Das eingebrachte Zündöl besteht tendenziell aus langkettigen, zündwilligen Molekülen, weshalb dessen kontraproduktiver Einfluss auf die klopfende Verbrennung bedacht werden soll. Die Wahrscheinlichkeit, dass nach Ablauf eines Verbrennungszyklus im Restgas noch langkettige Moleküle des Zündöls in ausreichender Menge bis in den nächsten Zyklus vorhanden sind erscheint eher gering; trotzdem kann ein Einfluss nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Weiterhin wäre beispielsweise ein Abdampfen von Zündöl je nach Benetzung der Injektorkuppe denkbar, was wiederum Auswirkung auf die Klopfneigung haben könnte, sofern diese Dampfanteile räumlich in Richtung des Klopforts transportiert würden. Somit besteht beim Einsatz eines Zündstrahlverfahrens potenziell das Risiko einer Herabsetzung der Klopfbarkeit des methanbasierten Grundkraftstoffs, was jedoch im Rahmen dieser Arbeit weder nachgewiesen noch quantifiziert werden kann.

Abschließend soll eine weitere Variation zur Klopfbewertung gezeigt werden. Auch wenn der in Abb. 5.32 gezeigte Vorteil von ca. 1...1.5°KW in der 50%-Umsatzlage nicht als sehr groß eingeschätzt wird, so wird der Klopfvorteil deutlicher bei Variation des indizierten Mitteldrucks. Abb. 5.40 zeigt die Umlage dieses Vorteils anhand einer  $p_{mi}$ -Variation bei konstanter 50%-Umsatzlage.



**Abbildung 5.40:** Klopfhäufigkeit bei  $p_{mi}$ -Variation und konstanter 50%-Umsatzlage;  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Die Steigerung des indizierten Mitteldrucks wird hierbei durch eine Anhebung des Ladedrucks erreicht, wobei nach wie vor global stöchiometrische Bedingungen mittels Lambdaeregelung sichergestellt sind. Während die Funkenzündung und das Zündstrahlverfahren mit A-Düse die 5%-Klopfgrenze bereits bei  $p_{mi} \approx 16.5$  bar erreichen, so erreicht das Zündstrahlverfahren mit 2-Loch-Düse diese erst bei  $p_{mi} \approx 18.5$  bar. Dies entspricht einer Steigerung von ca. 12 %, was ein in gleicher Proportionalität höheres erreichbares Drehmoment bei optimaler 50%-Umsatzlage bedeutet. Aufgrund der Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Last geht weiterhin ein extrapoliertes Wirkungsgradgewinn von ca. 0.3 %-Punkten direkt mit einher.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Zündstrahlverfahren für methanbasierte Kraftstoffe experimentell untersucht und anhand verschiedener Teilaspekte bewertet. Methanbasierte Kraftstoffe bieten Möglichkeiten zur CO<sub>2</sub>-Reduktion sowohl durch den geringeren Kohlenstoffanteil des CH<sub>4</sub>-Moleküls als auch durch die regenerative Methanerzeugung, welche sich aktuell im Versuchsstadium hinsichtlich großtechnischer Anwendung befindet. Aufgrund dieses Potenzials können hocheffiziente Brennverfahren einen weiteren Beitrag zur umweltverträglichen Energiebereitstellung liefern. Methanbasierte Kraftstoffe werden Stand heute bereits in mobilen und stationären Gasmotoren eingesetzt und vielfach mit funkengezündeten Brennverfahren genutzt. Durch zunehmende Höherentwicklung der Brennverfahren wird der Wirkungsgrad gesteigert, was implizit meist höhere Verdichtungsverhältnisse und Aufladegrade mit sich bringt. Die konventionellen Zündsysteme kommen deshalb an ihre Einsatzgrenzen und die Forderung nach alternativen Zündverfahren kommt verstärkt zum Tragen. Diese müssen höhere Zündenergien bei hohen Ladungsdichten sicher bereitstellen, zudem kommt dem Themenkomplex Motorklopfen eine große Bedeutung zu, da der Wirkungsgrad dadurch maßgeblich limitiert wird. Eine Möglichkeit zur Umsetzung der genannten Forderungen ist das sog. Zündstrahlverfahren, bei dem durch eine kleine Menge selbstzündenden Flüssigkraftstoffs eine sichere Entflammung erreicht werden soll.

Die Untersuchungen fanden an einem Einzylinderaggregat mit Direkteinspritzung und dachförmiger 4-Ventil-Brennkammer statt. Es bestand weiterhin die Möglichkeit zur parallelen Funkenzündung. Als Gemischbildner zur Zündöleinspritzung wurde der Einsatz eines nach außen öffnenden Piezoinjektors aus der Benzin-Direkteinspritzung untersucht. Für spätere Klopfmessungen kamen weiterhin 1- und 2-Loch-Magnetinjektoren zum Einsatz.

Zu Beginn wurden grundlegende Untersuchungen zur Zündöleinspritzung für verschiedene Kraftstoffe vorgenommen. Es zeigt sich, dass die Flüssigphasenpenetration je nach Kraftstoff über den Variationsbereich teilweise abweicht, jedoch ohne signifikante Unterschiede zu zeigen. Die Zerstäubungsgüte in Form des SMD ist für höherviskose Kraftstoffe wie z. B. Diesel um 5...10

um höher als für niederviskose Kraftstoffe wie z. B. n-Heptan oder Benzin. Weiterhin wurde das Ansteuerverhalten mittels eines Laservibrometers untersucht und gibt Aufschluss über das Nadelhubverhalten bei gegebener elektronischer Ansteuerung. Es zeigt sich, dass die anliegenden Druckverhältnisse sowie die Injektorschafthtemperatur Auswirkungen auf den Nadelhub aufweisen, die Temperatur der Ventilgruppe zeigt hingegen keinen Einfluss.

Die Mengencharakteristik des Injektors bei variablen Randbedingungen wurden mittels eines gravimetrischen Messverfahrens untersucht. Die gewonnenen Ergebnisse wurden mittels eines Regressionsmodells zur Berechnung der Einspritzmengen im motorischen Betrieb verwendet.

Die durchgeführten Motorversuche zeigen, dass eine Selbstzündung trotz des eher niedrigen Verdichtungsverhältnisses ( $\epsilon = 13$ ) möglich ist. Die Entflammungsphase weist einen relativ langen Zündverzug von ca. 30 °KW zwischen Einspritzung und Verbrennungsbeginn auf, weshalb keine diffusive, sondern eine partiell vorgemischte Zündölverbrennung zu beobachten ist. Nach Abschluss der Zündölverbrennung ist ein charakteristischer deflagrativer Ausbrand gegen Ende der Verbrennung für alle untersuchten Betriebspunkte beobachtbar, wobei der direkte Vergleich zur Funkenzündung annähernd deckungsgleiche Heizverläufe für die Phase ab MFB50 liefert. Dieser Ausbrand ist vermutlich durch das relativ große Feuerstegvolumen des Kolbens mit Ringträger verursacht. Aufgrund der partiellen Vormischung existiert eine Frühbegrenzung hinsichtlich der erreichbaren Verbrennungslage, was besonders durch niedrige Lasten, hohe Drehzahlen, geringe Zündölanteile und Zündöle mit niedriger Zündwilligkeit verschärft wird. Es zeigt sich, dass das Zündstrahlverfahren nur für mittlere bis hohe Lasten ( $p_{mi} > 15$  bar) günstige Ergebnisse aufweist, wobei eine moderate Motordrehzahl eingehalten werden muss ( $n \approx 2000 \text{ min}^{-1}$ ). Daraus lässt sich schließen, dass die Leistungsdichte stark begrenzt sein wird und dass ein transienter Betrieb Herausforderungen birgt, weshalb vorwiegend Stationärmotoren als Einsatzgebiet zu erwarten sind. Für niedrige Lasten und Leerlauf kann kein Zündstrahlbetrieb dargestellt werden. Der Vergleich verschiedener Zündöle zeigt, dass eine hohe Cetanzahl zwar einen Trend für die gute Eignung eines Zündöls wiedergibt, jedoch keine sichere Bewertung zulässt. Hinsichtlich Emissionen zeigen alle untersuchten Zündöle keine signifikanten Unterschiede zur Verbrennung mit Funkenzündung. Ein Anstieg der Partikelemission kann nur für sehr ungünstige Betriebspunkte beobachtet werden, bei günstigen Parametern erfolgt durch ausreichen-

de Vormischung der Zündölzone kein Partikelwachstum und die gemessenen Partikel weisen einen Durchmesser von ca. 10 nm auf.

Hinsichtlich klopfender Verbrennung zeigt sich die Problematik des nach wie vor deflagrativen Ausbrandes, was gegen den Einsatz des nach außen öffnenden Injektors mit seiner geringen Sprayeindringtiefe spricht. Gegenüber der Funkenzündung zeigt sich deshalb kein signifikanter Unterschied in den Heizverläufen bei hoher Last, wobei ebenfalls kein Klopfvorteil erkennbar ist. Demgegenüber zeigen Versuche mit einem 2-Loch-Zündölinjektor leichte Klopfvorteile. Eine Ursachenabschätzung zeigt, dass das Zündstrahlverfahren nur in günstiger Gesamtabstimmung Vorteile hinsichtlich des Klopfens mit sich bringen kann.

Zur Darstellung einer Selbstzündung mit kleinem Zündölanteil muss die Ladungsbewegung zur Verhinderung von Ausmagerung minimiert werden. Mit dem Ziel multiple Zündorte darzustellen, ist eine räumlich breite Platzierung derselben im Brennraum anzustreben, was kurze Flammenwege mit sich brächte und den deflagrativen Verbrennungsanteil minimieren würde. Wird die Ladungsbewegung minimiert, so wird aufgrund geringerer turbulenter Flammengeschwindigkeit ohnehin eine raumgreifende Entflammung zur Darstellung einer kurzen Gesamtbrenndauer essenziell.

Abschließend wird daher für weitere potenzielle Untersuchungen die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses um mindestens einen Punkt ( $\epsilon \approx 14$ ), die Verwendung eines drallfreien Zylinderkopfes mit vier senkrechten Ventilen sowie eines zentralen Injektors mit eher wenigen, flach orientierten Einspritzstrahlen empfohlen (Konfiguration ähnlich wie z. B. in [163]). Erste Untersuchungen könnten mit flachem Kolbenboden durchgeführt werden, eine Mulde ist nach aktueller Abschätzung nicht erforderlich. Aufgrund der langen Vormischzeit zeigen die Untersuchungen mit moderaten Einspritzdrücken beim Einsatz einer Lochdüse ( $p_{\text{Rail}} = 330$  bar) keine gemischbildungsinduzierten Probleme, weshalb u. U. kostengünstige Einspritzsysteme herkommend von der Benzindirekteinspritzung verwendet werden könnten.

Zukünftig wird der Einsatz eines Zündstrahlverfahrens zunehmend an den Potenzialen der Vorkammerzündung zu beurteilen sein.



# Literaturverzeichnis

- [1] ACHLEITNER, Erwin ; BERGER, Stefan ; FRENZEL, Holger ; KLEPATSCH, Manfred ; WARNECKE, Volker: Benzin-Direkteinspritzsystem mit Piezo-Injektor für strahlgeführte Brennverfahren. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 65 (2004), Nr. 5, S. 338–349. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/BF03227182>
- [2] AHMAD, Zeeshan ; KAARIO, Ossi ; QIANG, Cheng ; VUORINEN, Ville ; LARMI, Martti: A parametric investigation of diesel/methane dual-fuel combustion progression/stages in a heavy-duty optical engine. In: *Applied Energy* 251 (2019), Oktober. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.187>
- [3] AKSU, Cagdas ; KAWAHARA, Nobuyuki ; TSUBOI, Kazuya ; KONDO, Morio ; TOMITA, Eiji: Extension of PREMIER combustion operation range using split micro pilot fuel injection in a dual fuel natural gas compression ignition engine: A performance-based and visual investigation. In: *Fuel* 185 (2016), Dezember, S. 243–253. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.07.120>
- [4] ASG ANALYTIK-SERVICE GMBH: Kraftstoffanalyse, Okt. 2019.
- [5] ATTARD, William P. ; BLAXILL, Hugh ; ANDERSON, Eric K. ; LITKE, Paul: Knock Limit Extension with a Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Igniter in a Modern Vehicle Powertrain. In: *SAE International Journal of Engines* 5 (2012), April, Nr. 3, S. 1201–1215. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2012-01-1143>
- [6] AVL LIST GMBH: AVL 415S Rauchwertmessgerät - Gerätehandbuch. (2005)
- [7] AZIMOV, Ulugbek ; TOMITA, Eiji ; KAWAHAR, Nobuyuki: Combustion and Exhaust Emission Characteristics of Diesel Micro-Pilot

- Ignited Dual-Fuel Engine. In: *Diesel Engine - Combustion, Emissions and Condition Monitoring*. InTech, April 2013. – URL <https://dx.doi.org/10.5772/54613>
- [8] BACH, Florian: *Modellbasierte Verbrennungsregelung und Emissionspotential eines homogenen Tieftemperatur-Zweistoffbrennverfahrens an einem Mehrzylinderomotor*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2014. – URL <https://dx.doi.org/10.5445/IR/1000047238>
- [9] BACKHAUS, Richard: Ottomotor mit HCCI-Technik von General Motors. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 6, S. 482–485. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/bf03227459>
- [10] BACKHAUS, Richard: Neue aufgeladene Motoren für den Erdgasbetrieb. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 7-8, S. 536–539. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/BF03225505>
- [11] BAECKER, Harald ; TICHY, Milos: Untersuchung von Einspritzkonzepten zur Optimierung der Verbrennung bei strahlgeführten GDI-Verfahren unter Verwendung optischer Methoden. In: *10. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"*, Graz, Austria (2005)
- [12] BAILERA, Manuel ; LISBONA, Pilar ; ROMEO, Luis M. ; ESPATOLERO, Sergio: Power to Gas projects review: Lab, pilot and demo plants for storing renewable energy and CO<sub>2</sub>. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 69 (2017), S. 292–312. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.130>
- [13] BAILEY, Brent ; EBERHARDT, James ; GOGUEN, Steve ; ERWIN, Jimmell: Diethyl ether (DEE) as a renewable diesel fuel. In: *SAE transactions* (1997), S. 1578–1584. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/972978>
- [14] BARGENDE, Michael: *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeübergänge im Hochdruckteil von Ottomotoren*, Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, 1991

- [15] BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.) ; SCHÄFER, F. (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 8. Auflage. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-10902-8>. – ISBN 978-3-658-10902-8
- [16] BASSHUYSEN, Richard van (Hrsg.): *Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07159-2>
- [17] BASSHUYSEN, Richard van (Hrsg.): *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-12215-7>
- [18] BAUER, Markus ; AUER, Matthias ; STIESCH, Gunnar: Das Brennverfahren des Gasmotors 20V35/44G von MAN. In: *MTZ - Motor-technische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 4, S. 300–307. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-013-0074-x>
- [19] BEATRICE, Carlo ; BELGIORNO, Giacomo ; DI BLASIO, Gabriele ; MANCARUSO, Ezio ; SEQUINO, Luigi ; VAGLIECO, Bianca M.: Analysis of a Prototype High-Pressure “Hollow Cone Spray” Diesel Injector Performance in Optical and Metal Research Engines. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2017. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2017-24-0073>
- [20] BEATRICE, Carlo ; MIGLIACCIO, Marianna ; MONTANARO, Alessandro ; FRAIOLI, Valentina ; NAPOLITANO, Pierpaolo ; ALLOCCA, Luigi: Experimental and Numerical Analysis of a High-Pressure Outwardly Opening Hollow Cone Spray Injector for Automotive Engines. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2017. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2017-01-0840>
- [21] BECK, S.: *Beschreibung des Zündverzuges von dieselähnlichen Kraftstoffen im HCCI-Betrieb*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2012
- [22] BERAN, R. ; BAUFELD, T. ; LUDU, A. ; ALMER, W.: Entwicklung eines Micro-Pilot Gasmotors zur Erreichung höchster Wirkungsgrade auch

- bei kleineren Bohrungsgrößen. In: *4. Dessauer Gasmotoren-Konferenz* (2005)
- [23] BHARDWAJ, Om P ; OMARI, Ahmad ; NUOTTIMÄKI, Jukka ; HERVÉ, Richard: Optimizing Engine Calibration for Renewable Diesel Fuels. In: *MTZ worldwide* 79 (2018), Nr. 3, S. 26–33. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s38313-017-0172-0>
- [24] BLESSING, Matthias: *Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2004. – URL <https://dx.doi.org/10.18419/opus-4026>
- [25] BOHATSCH, Stefan: *Ein Injektorkonzept zur Darstellung eines ottomotorischen Brennverfahrens mit Erdgas-Direkteinblasung*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2011. – URL <https://dx.doi.org/10.18419/opus-4500>
- [26] BORETTI, Alberto: Advances in Diesel-LNG Internal Combustion Engines. In: *Applied Sciences* 10 (2020), Nr. 4, S. 1296. – URL <https://dx.doi.org/10.3390/app10041296>
- [27] BORRMEISTER, Jürgen ; HÜBNER, Walter: Einfluß der Brennraumform auf HC-Emission und den Verbrennungsablauf. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 58 (1997), Nr. 7/8, S. 408–414. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-013-0074-x>
- [28] BREITBACH, Hermann ; WALTNER, Anton ; LANDENFELD, Tilo ; PORTEN, Guido: Magere Schichtver-Brennung Beim Ottomotor. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 5, S. 370–377. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-013-0098-2>
- [29] BRETTSCHEIDER, Johannes: Berechnung des Luftverhältnisses  $\lambda$  von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf  $\lambda$ . In: *Bosch Technische Berichte* 6 (1979)
- [30] BREUNINGER, Tobias: *Untersuchung der Spraycharakteristik von Piezo-Injektoren in Bezug auf das Entflammungsverhalten beim strahlgeführten Brennverfahren*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2012. – URL <https://dx.doi.org/10.25673/3817>

- [31] BRÜGGEMAN, Dieter ; HÜTTL, Christian: Stand der Entwicklung bei der Laserzündung. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 3, S. 228–231. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/bf03225476>
- [32] BÜNGER, Ulrich ; LANDINGER, Hubert ; WEINDORF, Werner ; WURSTER, Reinhold ; ZERHUSEN, Jan ; ZITTEL, Werner: Vergleich von CNG und LNG zum Einsatz in Lkw im Fernverkehr. In: *Ludwig Bolkow Systemtechnik GmbH* 157 (2016)
- [33] BURGDORF, Klaas ; DENBRATT, Ingemar: Comparison of Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 1997. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/972932>
- [34] CAMBUSTION LTD.: DMS500 Fast Particulate Analyzer - Gerätehandbuch. (2020)
- [35] CARLUCCI, A. P. ; FICARELLA, A. ; LAFORGIA, D. ; STRAFELLA, L.: Improvement of dual-fuel biodiesel-producer gas engine performance acting on biodiesel injection parameters and strategy. In: *Fuel* 209 (2017), S. 754–768. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.07.100>
- [36] CARTELLIERI, Wolfgang ; PFEIFER, Ulf: Erweiterung der Energieerzeugung durch Kraftgase. In: *Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV)* (1971), Nr. 120
- [37] CUPO, Francesco: *Interne reaktionskinetische Simulation, 2020*
- [38] CURL, Herbert ; O'DONNELL, Kevin: Chemical and Physical Properties of Refined Petroleum Products. In: *National Oceanic and Atmospheric Administration, Boulder CO USA* (1977)
- [39] CZARNESKI, Fabio E. ; OCH, Stephan H. ; MOURA, Luís M: Characterization of Nozzle Tip Temperature of Diesel Injector in a Dual Fuel Engine. In: *7th European Combustion Meeting, 2015*, S. 1–6

- [40] DEMMELBAUER-EBNER, Wolfgang ; THEOBALD, Jörg ; WORM, Jörg ; BECKER, Stefan: Der neue 1,0-l-TGI-Dreizylindermotor von Volkswagen. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), Nr. 9, S. 16–23. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-017-0084-1>
- [41] DEMMELBAUER-EBNER, Wolfgang ; THEOBALD, Jörg ; WORM, Jörg ; SCHELLER, Pierre: Der neue 1.5-l EA211 TGI evo. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 79 (2018), Nr. 9, S. 16–21. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-018-0065-z>
- [42] DIN E.V. (HRSG.): *DIN 51773: Prüfung flüssiger Kraftstoffe - Bestimmung der Zündwilligkeit (Cetanzahl) von Dieselmotoren mit dem BASF-Prüfmotor*. 2010
- [43] DIN E.V. (HRSG.): *DIN EN 590: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Dieselmotoren – Anforderungen und Prüfverfahren*. 2014
- [44] DIN E.V. (HRSG.): *DIN EN ISO 5165: Mineralölerzeugnisse - Bestimmung der Zündwilligkeit von Dieselmotoren - Cetan-Verfahren mit dem CFR-Motor (ISO 5165:2017)*. 2018
- [45] DYMOND, J. H. ; O/YE, H. A.: Viscosity of Selected Liquid n-Alkanes. In: *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 23 (1994), Nr. 1, S. 41–53. – URL <https://dx.doi.org/10.1063/1.555943>
- [46] EBERBACH, Marcel: *Knocking Combustion of Methane-Based and Highly Knock Resistant Liquid Fuels*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-35178-6>
- [47] EICHELDINGER, Stefan ; WACHTMEISTER, Georg ; NGUYEN, Hoang D. ; DINKELACKER, Friedrich: Entwicklung von Brennverfahren für Gasmotoren mit extremen Mitteldrücken über 30 bar. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 80 (2019), Nr. 6, S. 102–109. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-019-0033-2>
- [48] EICHLSEDER, H. ; GRABNER, P. ; HADL, K. ; HEPP, C. ; LUEF, R.: Dual-Fuel-Konzepte für mobile Anwendungen. In: *34. Internationales Wiener Motorensymposium* (2013), S. 357–370

- [49] EICHLSEDER, Helmut ; KLÜTING, Manfred ; PLOCK, Walter F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer-Verlag KG, 2008. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-211-47104-3>. – ISBN 3211257748
- [50] EICHMEIER, Johannes: *Kombinierte Verbrennung brennraumintern gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten untersucht am Beispiel von Diesel und Benzin*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2012. – URL <https://dx.doi.org/10.5445/IR/1000028751>
- [51] EICHMEIER, Johannes ; BACH, Florian ; SAUER, Christina ; WAGNER, Uwe: Ottomotorische Selbstzündung mit Dieselpiloteinspritzung. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 4, S. 342–348. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-013-0083-9>
- [52] ENGINE COMBUSTION NETWORK: *ECN database fuels*. Onlinequelle. Abgerufen am 11.01.2021. – URL <https://ecn.sandia.gov/diesel-spray-combustion/sandia-cv/fuels/>
- [53] EUROPÄISCHES PARLAMENT - RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: Delegierte Verordnung (EU) 2016/8381 der Kommission vom 19.12.2016; Anhang 7: Methoden für die Datenauswertung und Berechnung. (2016)
- [54] FANDAKOV, Alexander: *A Phenomenological Knock Model for the Development of Future Engine Concepts*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-24875-8>
- [55] FASCHING, Paul ; SPRENGER, Florian ; GRANITZ, Christina: A holistic investigation of natural gas–diesel dual fuel combustion with dual direct injection for passenger car applications. In: *Automotive and Engine Technology* 2 (2017), Nr. 1-4, S. 79–95. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s41104-017-0018-4>
- [56] FENIMORE, C. P.: Studies of fuel-nitrogen in rich-flame gases. In: *17th Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh* (1979), S. 661–670

- [57] FERRI, Davide ; ELSENER, Martin ; KRÖCHER, Oliver: Methane oxidation over a honeycomb Pd-only three-way catalyst under static and periodic operation. In: *Applied Catalysis B: Environmental* 220 (2018), S. 67–77. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.apcatb.2017.07.070>
- [58] FIGER, Günter ; SEITZ, Hans F. ; GRAF, Gernot ; SCHREIER, Heimo: Nutzfahrzeug-Gasmotoren mit Dieseleffizienz. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Nr. 10, S. 24–31. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-014-0573-4>
- [59] FISCHER, Michael ; GÜNTHER, Michael ; RÖPKE, Karsten ; LINDEMANN, Michael ; PLACZEK, Rolf: Klopferkennung im Ottomotor. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 64 (2003), Nr. 3, S. 186–195. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/bf03226689>
- [60] FUCHS, Jochen ; LEITNER, Alexander ; TINSCHMANN, Georg ; TRAPP, Christian: Konzept Für Direkt Gezündete Gross-Gasmotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 5, S. 386–391. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-013-0101-y>
- [61] GAVAISES, M ; TONINI, S ; MARCHI, A ; THEODORAKAKOS, A ; BOURIS, D ; MATTEUCCI, L: Modelling of internal and near-nozzle flow of a pintle-type outwards-opening gasoline piezo-injector. In: *International Journal of Engine Research* 7 (2006), Nr. 5, S. 381–397. – URL <https://dx.doi.org/10.1243/14680874jer00306>
- [62] GEIKE, Gunnar ; KÖNNIG, Michael ; SCHMIDT, Jürgen: Influence of temperature on the spray characteristic at fuel direct injection. In: *The ILASS (Como Lake, Italy)* (2008)
- [63] GONG, Weidong ; BELL, Stuart R. ; MICKLOW, Gerald ; FIVELAND, Scott B. ; WILLI, Martin L.: Using Pilot Diesel Injection in a Natural Gas Fueled HCCI Engine. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2002. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2002-01-2866>
- [64] GÖTZ, Manuel ; LEFEBVRE, Jonathan ; MÖRS, Friedemann ; KOCH, Amy M. ; GRAF, Frank ; BAJOHR, Siegfried ; REIMERT, Rainer ;

- KOLB, Thomas: Renewable Power-to-Gas: A technological and economic review. In: *Renewable energy* 85 (2016), S. 1371–1390. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.07.066>
- [65] GRAF, Josef ; LAUER, Thomas ; GERINGER, Bernhard: Zündsysteme für hochaufgeladene Downsizingmotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 11, S. 898–903. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-013-0265-5>
- [66] GÜNTHER, Marco ; UYGUN, Yasar ; KREMER, Florian ; PISCHINGER, Stefan: Vorentflammung und Glühzündung von Ottokraftstoffen mit Bioanteilen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 12, S. 994–1001. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-013-0295-z>
- [67] HAAS, Simon-Florian: *Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teilhomogener Dieselmotorenverfahren*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2007. – URL <https://dx.doi.org/10.18419/opus-4110>
- [68] HANKELN, P. ; KLEIN, L.: *Konstruktion und Entwicklung einer Temperaturkonditionierungseinrichtung für Einspritzdüsen*, Universität Stuttgart, Studienarbeit, 2019
- [69] HARNISCH, Falk ; BLEI, Ingo ; SANTOS, Tatiane R. dos ; MÖLLER, Maria ; NILGES, Peter ; EILTS, Peter ; SCHRÖDER, Uwe: From the test-tube to the test-engine: assessing the suitability of prospective liquid biofuel compounds. In: *RSC Advances* 3 (2013), Nr. 25, S. 9594. – URL <https://dx.doi.org/10.1039/c3ra40354h>
- [70] HEINSTEIN, Axel ; LANDENFELD, Tilo ; RIEMER, Martin ; SEBASTIAN, Thomas: Direkteinspritzsysteme Für Ottomotoren. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 3, S. 226–231. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-013-0054-1>
- [71] HEINZ, Christoph E.: *Untersuchung eines Vorkammerzündkonzepts für Großgasmotoren in einer Hochdruckzelle mit repetierender Verbrennung*, Technische Universität München (TUM), Dissertation, 2011

- [72] HERRMANN, Lothar: *Untersuchung von Tropfengrößen bei Injektoren für Ottomotoren mit Direkteinspritzung*, Universität Bayreuth, Dissertation, 2003
- [73] HEYWOOD, John B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Inc., 1988. – ISBN 0-07-028637-X
- [74] HOFFMANN, Kai ; BENZ, Michael ; WEIRICH, Marko ; HERRMANN, Hans-Otto: Der neue Erdgasmotor für mittelschwere NFZ von Mercedes-Benz. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Nr. 11, S. 12–19. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-014-0569-0>
- [75] HORIBA LTD.: MEXA-7000 (incl. Analysatoren: FID, CLD, NDIR, PMD) - Bedienungsanleitung. (2001)
- [76] HUANG, Cenyang ; SHAN, Wenpo ; LIAN, Zhihua ; ZHANG, Yan ; HE, Hong: Recent advances in three-way catalysts of natural gas vehicles. In: *Catalysis Science & Technology* 10 (2020), Nr. 19, S. 6407–6419. – URL <https://dx.doi.org/10.1039/d0cy01320j>
- [77] HUMMEL, Simon: Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben Nr. 1281: Pkw-CNG-Zündstrahl - Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV). (2021)
- [78] HUMMEL, Simon ; BERNER, Hans-Juergen ; ALTENSCHMIDT, Frank ; SCHENK, Martin ; BARGENDE, Michael: Investigations on the Spray-Atomization of Various Fuels for an Outwardly Opening Piezo Injector for the Application to a Pilot Injection Passenger Car Gas Engine. In: *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility* 3 (2020), Nr. 1, S. 387–401. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2020-01-2117>
- [79] IMRAN, S. ; EMBERSON, D.R. ; IHRACSKA, B. ; WEN, D.S. ; CROOKES, R.J. ; KORAKIANITIS, T.: Effect of pilot fuel quantity and type on performance and emissions of natural gas and hydrogen based combustion in a compression ignition engine. In: *International Journal of Hydrogen Energy* 39 (2014), Nr. 10, S. 5163–5175. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2013.12.108>

- [80] IMRAN, S. ; KORAKIANITIS, T. ; SHAUKAT, R. ; FAROOQ, M. ; CONDOOR, S. ; JAYARAM, S.: Experimentally tested performance and emissions advantages of using natural-gas and hydrogen fuel mixture with diesel and rapeseed methyl ester as pilot fuels. In: *Applied Energy* 229 (2018), S. 1260–1268. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.08.052>
- [81] JOOS, Franz: *Technische Verbrennung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/3-540-34334-2>. – ISBN 3540343334
- [82] KERN UND SOHN GMBH: Kompakt-Laborwaage KERN PLE-N - Produktinformation. (2018)
- [83] KETTNER, M ; FISCHER, J ; NAUWERCK, A ; TRIBULOWSKI, J ; SPICHER, U ; VELJI, A ; KUHNERT, D ; LATSCH, R: Ein neues Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung. 9. In: *Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“*, Graz (2003)
- [84] KISTLER GRUPPE: ThermoCOMP-Quarz-Drucksensor - Datenblatt. (1995-2013)
- [85] KLAUSNER, Johann ; LANG, Jürgen ; TRAPP, Christian: J624 – der weltweit erste Gasmotor mit zweistufiger Aufladung. In: *MTZ - Motor-technische Zeitschrift* 72 (2011), Nr. 4, S. 284–289. – URL <https://dx.doi.org/10.1365/s35146-011-0069-4>
- [86] KOGLER, G. ; WIMMER, A.: Potential of HCCI for Large Natural Gas Fueled Engines. In: *CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology for Ship Propulsion, Power Generation, Rail Traction*, Wien, Austria, 2007
- [87] KOKJOHN, S L. ; HANSON, R M. ; SPLITTER, D A. ; REITZ, R D.: Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): A pathway to controlled high-efficiency clean combustion. In: *International Journal of Engine Research* 12 (2011), Nr. 3, S. 209–226. – URL <https://dx.doi.org/10.1177/1468087411401548>

- [88] KRAMER, Ulrich ; KRÄMER, Frank ; RUHLAND, Helmut ; WEBER, Carsten: Entwicklung eines optimierten Methanmotors für Pkw. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 80 (2019), Nr. 5, S. 44–47. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-019-0027-0>
- [89] KRAPPEL, Alfred ; CRISTIANI, Marcello ; GRÜNDL, Andreas: Magnetische Multipolventile für Diesel- und Benzindirekteinspritzung. In: *5. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin* (2006)
- [90] KREHL, Detlef: CNG und LNG Chancenreicher Diesel-Ersatz. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Nr. 7, S. 32–37. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-014-0384-7>
- [91] KÖNIGSSON, Fredrik ; STALHAMMAR, Per ; ANGSTROM, Hans-Erik: Characterization and Potential of Dual Fuel Combustion in a Modern Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2011. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2011-01-2223>
- [92] KÖNIGSSON, Fredrik ; STALHAMMAR, Per ; ANGSTROM, Hans-Erik: Combustion Modes in a Diesel-CNG Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2011. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2011-01-1962>
- [93] LAUER, Thomas ; HEISS, Michael ; BOBICIC, Nikola ; PRITZE, Stefan: Modellansatz zur Entstehung von Vorentflammungen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Nr. 1, S. 64–71. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-014-0020-6>
- [94] LEFEBVRE, Arthur H. ; MCDONELL, Vincent G.: *Atomization and sprays*. CRC press, 2017
- [95] LEHTORANTA, Kati ; MURTONEN, Timo ; VESALA, Hannu ; KOPO-NEN, Päivi ; ALANEN, Jenni ; RÖNKKÖ, Topi ; SIMONEN, Pauli ; SAA-RIKOSKI, Sanna ; TIMONEN, Hilka: Controlling emissions of natural gas engines – Final report. In: *VTT project report: VTT-R-02327-17* (2017)
- [96] LI, Fei ; XU, Zhuo ; WEI, Xiaoyong ; YAO, Xi: Determination of temperature dependence of piezoelectric coefficients matrix of lead zirconate

- titanate ceramics by quasi-static and resonance method. In: *Journal of Physics D: Applied Physics* 42 (2009), Nr. 9, S. 095417. – URL <https://dx.doi.org/10.1088/0022-3727/42/9/095417>
- [97] LI, Jingrui ; LIU, Xinlei ; LIU, Haifeng ; YE, Ying ; WANG, Hu ; DONG, Jingjin ; LIU, Bo ; YAO, Mingfa: Kinetic Study of the Ignition Process of Methane/n-Heptane Fuel Blends under High-Pressure Direct-Injection Natural Gas Engine Conditions. In: *Energy & Fuels* 34 (2020), Nr. 11, S. 14796–14813. – URL <https://dx.doi.org/10.1021/acs.energyfuels.0c02667>
- [98] LI, Menghan ; ZHANG, Qiang ; LI, Guoxiang: Emission Characteristics of a Natural Gas Engine Operating in Lean-Burn and Stoichiometric Modes. In: *Journal of Energy Engineering* 142 (2016), Nr. 3, S. 04015039. – URL [https://dx.doi.org/10.1061/\(asce\)ey.1943-7897.0000304](https://dx.doi.org/10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000304)
- [99] LIM, Jae H. ; REITZ, Rolf: Improving high efficiency reactivity controlled compression ignition combustion with diesel and gasoline direct injection. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 227 (2012), Nr. 1, S. 17–30. – URL <https://dx.doi.org/10.1177/0954407012456123>
- [100] LIN, Zhiqiang ; SU, Wanhua: A study on the amount of pilot injection and its effects on rich and lean boundaries of the premixed CNG/air mixture for a CNG/diesel dual-fuel engine. In: *International Journal of Global Energy Issues* 20 (2003), Nr. 3, S. 290. – URL <https://dx.doi.org/10.1504/ijgei.2003.003968>
- [101] LINSTROM, Peter: *NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database 69*. 1997. – URL <https://dx.doi.org/10.18434/T4D303>
- [102] LIVENGOOD, J. C. ; WU, P.C.: Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines. In: *Symposium (Int.) on Combustion* (1955)
- [103] MAJCZAK, Adam ; BARAŃSKI, Grzegorz ; SOCHACZEWSKI, Rafał ; SIADKOWSKA, Ksenia: CNG Injector Research for Dual Fuel Engi-

- ne. In: *Advances in Science and Technology Research Journal* 11 (2017), Nr. 1, S. 212–219. – URL <https://dx.doi.org/10.12913/22998624/68458>
- [104] MALY, Rudolf R.: Die Zukunft der Funkenzündung. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 59 (1998), Nr. 7-8, S. XIX–XXIV
- [105] MARTIN, D. ; PISCHKE, P. ; KNEER, R.: Investigation of the influence of multiple gasoline direct injections on macroscopic spray quantities at different boundary conditions by means of visualization techniques. In: *International Journal of Engine Research* 11 (2010), Nr. 6, S. 439–454. – URL <https://dx.doi.org/10.1243/14680874jer525>
- [106] MAY, Ian ; PEDROZO, Vinícius ; ZHAO, Hua ; CAIRNS, Alasdair: Investigation of the load range of premixed micro pilot combustion in a dual-fuel natural gas/diesel engine – Part 1 of 2, 12 2015
- [107] MAY, Ian ; PEDROZO, Vinícius ; ZHAO, Hua ; CAIRNS, Alasdair: Investigation of the load range of premixed micro pilot combustion in a dual-fuel natural gas/diesel engine – Part 2 of 2, 12 2015
- [108] MCALLISTER, Sara ; CHEN, Jyh-Yuan ; FERNANDEZ-PELLO, A. C.: *Fundamentals of Combustion Processes*. Springer New York, 2011. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-1-4419-7943-8>
- [109] MERK, Thorben: *Experimentelle Untersuchung und Modellbildung des Durchflussverhaltens von DI-Injektoren*, Universität Stuttgart, Bachelorarbeit, 2019
- [110] MERKER, Günter ; SCHWARZ, Christian ; STIESCH, Gunnar ; OTTO, Frank: *Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. Teubner Wiesbaden, 2006. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-8351-9069-6>
- [111] MERKER, Günter P. (Hrsg.) ; TEICHMANN, Rüdiger (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-23557-4>

- [112] MIGLIACCIO, Marianna ; MONTANARO, Alessandro ; BEATRICE, Carlo ; NAPOLITANO, Pierpaolo ; ALLOCCA, Luigi ; FRAIOLI, Valentina: Experimental and numerical analysis of a high-pressure outwardly opening hollow cone spray injector for automotive engines. In: *Fuel* 196 (2017), S. 508–519. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.01.020>
- [113] MITIANIEC, Władysław: Ignition of CNG mixtures in spark ignition engines. In: *Journal of KONES* 19 (2012), S. 297–304. – URL <https://dx.doi.org/10.5604/12314005.1138138>
- [114] MÜLLER, H. ; ALMSTADT, K.: Die Entflammungsphase im Ottomotor - Dauer und Streuung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (1982)
- [115] MURALIDHARAN, M. ; SRIVASTAVA, A. ; SUBRAMANIAN, M.: A Technical Review on Performance and Emissions of Compressed Natural Gas - Diesel Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2019. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2019-28-2390>
- [116] NAKAGAWA, Kenji ; SAKURAI, Teruhiro ; SHOJI, Fujio: Study of Lean Burn Gas Engines using Pilot Fuel for Ignition Source. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 1998. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/982480>
- [117] NESTE OYJ: Kraftstoffanalyse. Nov. 2018.
- [118] NORTHROP, William F. ; BOHAC, Stanislav V. ; CHIN, Jo-Yu ; ASSANIS, Dennis N.: Comparison of Filter Smoke Number and Elemental Carbon Mass From Partially Premixed Low Temperature Combustion in a Direct-Injection Diesel Engine. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 133 (2011), Nr. 10. – URL <https://dx.doi.org/10.1115/1.4002918>
- [119] OFNER, Bernd: *Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen*, Technische Universität München, Dissertation, 2001

- [120] OTTO, Frank ; RÖSSLER, Klaus ; BERTRAM, Christoph ; FÜRHAUPTER, Alois: Potenziale des aufgeladenen monovalenten Erdgasmotors beim PKW. In: *11. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, Austria, 2007*
- [121] PASCHEN, Friedrich: Über die zum Funkenübergang in Luft, Wasserstoff und Kohlensäure bei verschiedenen Drücken erforderliche Potentialdifferenz. In: *Annalen der Physik* 273 (1889), Nr. 5, S. 69–96. – URL <https://dx.doi.org/10.1002/andp.18892730505>
- [122] PETERS, N. (Hrsg.): *Turbulent Combustion*. Cambridge University Press, 2004. – URL <https://dx.doi.org/10.1088/0957-0233/12/11/708>
- [123] POST, Adrian ; MUMFORD, David ; MCDONALD, Robbi ; GARNER, Gage: Managing cryogenic fuels on heavy-duty HPDI vehicles. In: *Internationaler Motorenkongress 2020*. Springer, 2020, S. 97–110. – URL [https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-30500-0\\_6](https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-30500-0_6)
- [124] PRIBICEVIC, Igor: *Dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung bei Einspritzdrücken bis 300 MPa*, Technische Universität München (TUM), Dissertation, 2013
- [125] RECKERS, W ; BEFRUI, B ; CORBINELLI, G: Investigation of high pressure GDi conical spray atomization for spray-guided combustion systems. In: *AVL 8th International Symposium on Combustion Diagnostics*, 2008
- [126] REDTENBACHER, C. ; KIESLING, C. ; WIMMER, A. ; SPRENGER, F. ; FASCHING, P. ; EICHLSEDER, H.: Dual Fuel Brennverfahren – Ein zukunftsweisendes Konzept vom PKW- bis zum Großmotorenbereich? In: *37. Internationales Wiener Motorensymposium* (2016), S. 403–428
- [127] REIF, Konrad (Hrsg.): *Ottomotor-Management*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2102-7>
- [128] RETHER, Dominik: *Modell zur Vorhersage der Brennrate bei homogener und teilhomogener Dieselverbrennung*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2012. – URL <https://dx.doi.org/10.18419/opus-4506>

- [129] RISBERG, Per: *Describing the Auto-Ignition Quality of Fuels in HCCI Engines*, KTH - Royal Institute of Technology Stockholm, Dissertation, 2006
- [130] ROSENTHAL, F. ; KUBACH, H. ; KOCH, T. ; ARNOLD, U.: Minimalmengeneinspritzung reaktiver Kraftstoffe zur Zündung von Gasmotoren mit Magerbrennverfahren oder Hoch-AGR-Konzept. In: *10. Dessauer Gasmotoren-Konferenz* (2017)
- [131] ROTTENGRUBER, Hermann: *Untersuchung der Stickoxidbildung an einem Wasserstoff-Dieselmotor*, Technische Universität München (TUM), Dissertation, 1999
- [132] RUMBLE, John: *CRC handbook of chemistry and physics : a ready-reference book of chemical and physical data*. Boca Raton : CRC Press, 2018. – ISBN 9781138561632
- [133] SAITO, Hitoshi ; SAKURAI, Teruhiro ; SAKONJI, Tatsuo ; HIRASHIMA, Takayoshi ; KANNO, Kouji: Study on Lean Burn Gas Engine Using Pilot Oil as the Ignition Source. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2001. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2001-01-0143>
- [134] SCHARLIPP, Sebastian: *Untersuchung des Klopfverhaltens methanbasierter Kraftstoffe*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-20205-7>
- [135] SCHAUPP, Uwe ; ALTENSCHMIDT, Frank ; BERTSCH, Dietmar ; LAUDENBACH, Nils: Strahlgeführtes Brennverfahren mit Piezo-Benzineinspritzung. In: *5. Tagung Diesel- und Benzin-Direkteinspritzung, Berlin* (2006)
- [136] SCHENK, Martin ; SCHAUER, Franz X. ; SAUER, Christina ; WEBER, Gerhard ; HAHN, Joachim ; SCHWARZ, Christian: Challenges to the Ignition System of Future Gasoline Engines – An Application Oriented Systems Comparison. In: *Ignition Systems for Gasoline Engines*. Springer International Publishing, 2016, S. 3–25. – URL [https://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-45504-4\\_1](https://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-45504-4_1)

- [137] SCHLATTER, Stéphanie ; SCHNEIDER, Bruno ; WRIGHT, Yuri M. ; BOULOUCOS, Konstantinos: N-heptane micro pilot assisted methane combustion in a Rapid Compression Expansion Machine. In: *Fuel* 179 (2016), S. 339–352. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.03.006>
- [138] SCHMID, Andreas: *Experimental characterization of the two phase flow of a modern, piezo activated hollow cone injector*, ETH Zurich, Dissertation, 2012. – URL <https://dx.doi.org/10.3929/ethz-a-009765879>
- [139] SCHMID, Andreas ; SCHNEIDER, B. ; BOULOUCOS, Konstantinos ; WIGLEY, Graham: Experimental Investigations on a Piezo-Activated Hollow Cone Injector - Part I: Measurement of Needle Lift and its Influence on Spray Morphology. In: *Atomization and Sprays* 24 (2014), Nr. 10, S. 841–857. – URL <https://dx.doi.org/10.1615/atomizspr.2014007329>
- [140] SCHMID, Andreas ; SCHNEIDER, B. ; BOULOUCOS, Konstantinos ; WIGLEY, Graham: Experimental Investigations on a Piezo-Activated Hollow Cone Injector - Part II: The Influence of Needle Lift On Droplet Size Distributions And Vortex Formation. In: *Atomization and Sprays* 24 (2014), Nr. 10, S. 859–873. – URL <https://dx.doi.org/10.1615/atomizspr.2014007330>
- [141] SCHÜTZ, Markus ; DOLL, Gerhard ; WALTNER, Anton ; KEMMLER, Roland: Der neue 3,0-l-V6-DI-Ottomotor mit Bi-Turbo von Mercedes-Benz. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Nr. 6, S. 462–471. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-013-0139-x>
- [142] SEBOLDT, Dimitri ; LEJSEK, David ; BARGENDE, Michael: Injection strategies for low HC raw emissions in SI engines with CNG direct injection. In: *Automotive and Engine Technology* 1 (2016), Nr. 1-4, S. 81–91. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s41104-016-0002-4>
- [143] SEIFFERT, Reinhard: *Die Ära Gottlieb Daimlers*. Vieweg+Teubner Verlag, 2009. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-531-91889-1>. – ISBN 3834809624

- [144] SENS, Marc ; BINDER, Emanuel: Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für einen zukünftigen Antriebsstrang-Mix. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 80 (2019), Nr. 2, S. 46–53. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-018-0152-1>
- [145] SENS, Marc ; GÜNTHER, Michael ; MEDICKE, Mario ; WALTHER, Ulrich: Der Weg zum Ottomotor mit 45 % Wirkungsgrad. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 81 (2020), Nr. 4, S. 48–55. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-020-0200-5>
- [146] SEYFERTH, Dietmar: The Rise and Fall of Tetraethyllead. 1. Discovery and Slow Development in European Universities, 1853-1920. In: *Organometallics* 22 (2003), Nr. 12, S. 2346–2357. – URL <https://dx.doi.org/10.1021/om030245v>
- [147] SEYFERTH, Dietmar: The Rise and Fall of Tetraethyllead. 2. In: *Organometallics* 22 (2003), Nr. 25, S. 5154–5178. – URL <https://dx.doi.org/10.1021/om030621b>
- [148] SHELL: *Nutzfahrzeugstudie*. Onlinequelle. Abgerufen am 13.11.2020. – URL [https://www.shell.de/promos/media/shell-goods-vehicle-study/\\_jcr\\_content.stream/1466682556570/006b9c62dcca41b86d0adafc3ee2ad4fa14ef4d3/shell-nutzfahrzeugstudie.pdf](https://www.shell.de/promos/media/shell-goods-vehicle-study/_jcr_content.stream/1466682556570/006b9c62dcca41b86d0adafc3ee2ad4fa14ef4d3/shell-nutzfahrzeugstudie.pdf)
- [149] SIEGLE, William: *3D-CFD-Simulation zum Sprayverhalten eines Zündstrahlverfahrens mithilfe von OpenFOAM®*, Universität Stuttgart, Bachelorarbeit, 2018
- [150] SKRIPOV, P. V. ; SKRIPOV, A. P.: The Phenomenon of Superheat of Liquids: In Memory of Vladimir P. Skripov. In: *International Journal of Thermophysics* 31 (2010), Nr. 4-5, S. 816–830. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s10765-010-0738-4>
- [151] SOLTIC, Patrik ; HILFIKER, Thomas: Efficiency and raw emission benefits from hydrogen addition to methane in a Prechamber-Equipped engine. In: *International Journal of Hydrogen Energy* 45 (2020),

- Nr. 43, S. 23638–23652. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.06.123>
- [152] SOLTIC, Patrik ; HILFIKER, Thomas ; HÄNGGI, Severin: Efficient light-duty engine using turbulent jet ignition of lean methane mixtures. In: *International Journal of Engine Research* (2019), S. 146808741988983. – URL <https://dx.doi.org/10.1177/1468087419889833>
- [153] SONG, Heping ; LIU, Changpeng ; LI, Fubai ; WANG, Zhi ; HE, Xin ; SHUAI, Shijin ; WANG, Jianxin: A comparative study of using diesel and PODEn as pilot fuels for natural gas dual-fuel combustion. In: *Fuel* 188 (2017), S. 418–426. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.10.051>
- [154] SPICHER, Ulrich ; GOHL, Marcus ; MAGAR, Max ; HADLER, Jens: Die Bedeutung des Motoröls bei der Entstehung der Vorentflammung. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77 (2015), Nr. 1, S. 62–67. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-015-0156-z>
- [155] SPLITTER, Derek ; REITZ, Rolf D. ; HANSON, Reed: High Efficiency, Low Emissions RCCI Combustion by Use of a Fuel Additive. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 3 (2010), Nr. 2, S. 742–756. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2010-01-2167>
- [156] SPRENGER, Florian ; FASCHING, Paul ; GRANITZ, Christina ; EICHLSEDER, Helmut: Neues Dual-Fuel-Brennverfahren für Pkw-Motoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 79 (2018), Nr. 6, S. 62–71. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-018-0039-1>
- [157] SPYRA, Nikolaus ; THALHAUSER, Josef ; BÖWING, Robert ; TRAPP, Christian ; TINSCHMANN, Georg: Großgasmotoren für die dezentrale Energieversorgung der Zukunft. In: *Der Verbrennungsmotor-ein Antrieb mit Vergangenheit und Zukunft*. Springer, 2018, S. 693–717. – URL [https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-19291-4\\_34](https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-19291-4_34)
- [158] SRINIVASAN, K. K. ; KRISHNAN, S. R. ; QI, Y. ; MIDKIFF, K. C. ; YANG, H.: Analysis of Diesel Pilot-Ignited Natural Gas Low Temperature Combustion with Hot Exhaust Gas Recirculation. In: *Combusti-*

- on Science and Technology* 179 (2007), Nr. 9, S. 1737–1776. – URL <https://dx.doi.org/10.1080/00102200701259882>
- [159] STANGLMAIER, Rudolf H. ; RYAN, Thomas W. ; SOUDER, Jason S.: HCCI Operation of a Dual-Fuel Natural Gas Engine for Improved Fuel Efficiency and Ultra-Low NO<sub>x</sub> Emissions at Low to Moderate Engine Loads. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2001. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2001-01-1897>
- [160] SUDHIR, C. V. ; DESAI, Vijay ; KUMAR, Suresh Y. ; MOHANAN, P.: Performance and Emission Studies on the Effect of Injection Timing and Diesel Replacement on a 4-S LPG-Diesel Dual-Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2003. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2003-01-3087>
- [161] TEETZ, Christoph ; BERGMANN, Dirk ; SCHNEEMANN, Arne ; EICHMEIER, Johannes: HCCI-Motor von MTU mit geringen Rohemissionen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 73 (2012), Nr. 9, S. 640–645. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-012-0451-x>
- [162] THIRUVENGADAM, Arvind ; BESCH, Marc C. ; YOON, Seungju ; COLLINS, John ; KAPPANNA, Hemanth ; CARDER, Daniel K. ; AYALA, Alberto ; HERNER, Jorn ; GAUTAM, Mridul: Characterization of Particulate Matter Emissions from a Current Technology Natural Gas Engine. In: *Environmental Science & Technology* 48 (2014), Nr. 14, S. 8235–8242. – URL <https://dx.doi.org/10.1021/es5005973>
- [163] TOMITA, Eiji ; FUKATANI, Nobuhiko ; KAWAHARA, Nobuyuki ; MARYAMA, Keiji ; KOMODA, Tetsuo: Combustion in a supercharged biomass gas engine with micro-pilot ignition-Effects of injection pressure and amount of diesel fuel. In: *Journal of KONES* 14 (2007), S. 513–520
- [164] TRACHTE, D ; KAISER, T: Trends in Spark Plug Engineering. In: *1st Ignition Symposium*, 2004
- [165] TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.) ; MOLLENHAUER, Klaus (Hrsg.) ; MAIER, Rudolf (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07697-9>

- [166] TSI INC.: Phase Doppler Particle Analyzer (PDPA)/ Laser Doppler Velocimeter (LDV) - Operations Manual. (2006)
- [167] TÄNZLER, Andre G.: *Experimentelle Untersuchung eines Dual-Fuel-Brennverfahrens für schwere Nutzfahrzeugmotoren*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-18921-1>
- [168] UMIERSKI, M. ; PLEIMLING, H. ; HÜCHTEBROCK, B.: Zyklische Schwankungen des Arbeitsprozesses von Gasmotoren. In: *3. Dessauer Gasmotoren-Konferenz* (2003)
- [169] VACCA, Antonino ; HUMMEL, Simon ; MÜLLER, Karsten ; REICHENBACHER, Marc ; CHIODI, Marco ; BARGENDE, Michael: Virtual Development of Injector Spray Targeting by Coupling 3D-CFD Simulations with Optical Investigations. In: *SAE Technical Paper Series*, SAE International, 2020. – URL <https://dx.doi.org/10.4271/2020-01-1157>
- [170] VALLADOLID, Pablo G. ; TUNESTÅL, Per ; MONSALVE-SERRANO, Javier ; GARCÍA, Antonio ; HYVÖNEN, Jari: Impact of diesel pilot distribution on the ignition process of a dual fuel medium speed marine engine. In: *Energy Conversion and Management* 149 (2017), S. 192–205. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.023>
- [171] VÁVRA, Jiří ; BORTEL, Ivan ; TAKÁTS, Michal ; DIVIŠ, Marcel: Emissions and performance of diesel–natural gas dual-fuel engine operated with stoichiometric mixture. In: *Fuel* 208 (2017), S. 722–733. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.07.057>
- [172] VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN (HRSG.): *VDI-Wärmeatlas*. Springer Berlin Heidelberg, 2013. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>
- [173] WALTNER, A ; LÜCKERT, P ; SCHAUPP, U ; RAU, E ; KEMMLER, R ; WELLER, R: Die Zukunftstechnologie des Ottomotors: Strahlgeführte Direkteinspritzung mit Piezo-Injektor. In: *27. Internationales Wiener Motorensymposium* (2006), S. 27–43

- [174] WANG, Zhi ; LIU, Hui ; REITZ, Rolf D.: Knocking combustion in spark-ignition engines. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 61 (2017), S. 78–112. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.pecs.2017.03.004>
- [175] WANG, Zhongshu ; ZHAO, Zhongxiang ; WANG, Dan ; TAN, Manzhi ; HAN, Yongqiang ; LIU, Zhongchang ; DOU, Huili: Impact of pilot diesel ignition mode on combustion and emissions characteristics of a diesel/natural gas dual fuel heavy-duty engine. In: *Fuel* 167 (2016), mar, S. 248–256. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2015.11.077>
- [176] WARNATZ, Jürgen ; MAAS, Ulrich ; DIBBLE, Robert W.: *Combustion*. Springer Berlin Heidelberg, 2006. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-45363-5>
- [177] WEISSNER, Michael ; BEGER, Frank ; SCHÜTTENHELM, Martin ; TALLU, Gunesh: Lean-burn CNG Engine with Ignition Chamber: From the Idea to a Running Engine. In: *Combustion Engines* (2019), Nr. 1/2019, S. 3–9. – URL <https://dx.doi.org/10.19206/CE-2019-101>. – ISSN 2300-9896
- [178] WESTERHOFF, Martin ; HOLTMEIER, Gerhard: Erdgas Die greifbare Chance. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Nr. 2, S. 8–13. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/s35146-015-0196-4>
- [179] WIGLEY, G ; MOJTABI, M ; WILLIAMS, M ; PITCHER, G: The effect of fuel properties on liquid breakup and atomisation in GDI sprays. In: *ICLASS06-075, Kyoto, Japan* (2006)
- [180] WIGLEY, Graham ; HARGRAVE, Graham K. ; HEATH, John: A High Power, High Resolution LDA/PDA System Applied to Gasoline Direct Injection Sprays. In: *Particle & Particle Systems Characterization* 16 (1999), Nr. 1, S. 11–19. – URL [https://dx.doi.org/10.1002/\(sici\)1521-4117\(199905\)16:1<11::aid-ppsc11>3.0.co;2-i](https://dx.doi.org/10.1002/(sici)1521-4117(199905)16:1<11::aid-ppsc11>3.0.co;2-i)
- [181] WILLAND, Jürgen ; DANIEL, Marc ; MONTEFRANCESCO, Emanuela ; GERINGER, Bernhard ; HOFMANN, Peter ; KIEBERGER, Markus: Grenzen des Downsizing bei Ottomotoren durch Vorentflammungen. In:

- MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 5, S. 422–428. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/bf03225495>
- [182] WOLF, Thorsten: *Alternative ottomotorische Zündsysteme und Entflammung*, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2019. – URL <https://dx.doi.org/10.5445/IR/1000096203>
- [183] WOOD, Andrew ; WIGLEY, Graham ; HELIE, Jerome: Flash Boiling Sprays produced by a 6-hole GDI Injector. In: *17th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics* (2014). – URL <https://dx.doi.org/10.13140/2.1.5105.3445>
- [184] WULF, Christina ; LINSSEN, Jochen ; ZAPP, Petra: Review of Power-to-Gas Projects in Europe. In: *Energy Procedia* 155 (2018), S. 367–378. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2018.11.041>
- [185] YANOWITZ, J. ; RATCLIFF, M. ; MCCORMICK, R. ; TAYLOR, J. ; MURPHY, M.: Compendium of Experimental Cetane Numbers / National Renewable Energy Laboratory, Golden CO USA. Office of Scientific and Technical Information (OSTI), 2014. – Forschungsbericht. – URL <https://dx.doi.org/10.2172/1150177>
- [186] ZACCARDI, Jean-Marc ; LECOMPTE, Matthieu ; DUVAL, Laurent ; PAGOT, Alexandre: Vorentflammung an hoch aufgeladenen Ottomotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 12, S. 938–945. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/bf03225536>
- [187] ZAPP, Martin: *Stromspeicher und Power-to-Gas im deutschen Energiesystem*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – URL <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-15073-0>
- [188] ZELDOVICH, Y. B.: The oxidation of nitrogen in combustion and explosions. In: *Acta Physiochimica* (1946), Nr. 21, S. 577–628
- [189] ZHEN, Xudong ; WANG, Yang ; XU, Shuaiqing ; ZHU, Yongsheng ; TAO, Chengjun ; XU, Tao ; SONG, Mingzhi: The engine knock analysis – An overview. In: *Applied Energy* 92 (2012), S. 628–636. – URL <https://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.11.079>

- [190] ZIGAN, Lars ; SCHMITZ, Ingo ; FLÜGEL, Alexandre ; KNORSCH, Tobias ; WENSING, Michael ; LEIPERTZ, Alfred: Effect of Fuel Properties on Spray Breakup and Evaporation Studied for a Multihole Direct Injection Spark Ignition Injector. In: *Energy & Fuels* 24 (2010), Nr. 8, S. 4341–4350. – URL <https://dx.doi.org/10.1021/ef1003914>
- [191] ZIRNGIBL, Sebastian ; PRAGER, Maximilian ; WACHTMEISTER, Georg: Entwicklung eines Dual-Fuel Zündstrahl-Brennverfahrens für den Einsatz in einem mit Biogas betriebenen Mini-BHKW. In: *10. Dessauer Gasmotoren-Konferenz* (2017)



# Anhang

## A.1 Brennraumform



Die gleiche Brennraumform wurde ebenfalls in [46] und [134] verwendet.

## A.2 Netzgasanalysen

Probenentnahmedatum	16.08.2019	02.09.2019	10.12.2019
CO <sub>2</sub> [Mol-%]	1.295	0.424	0.95
N <sub>2</sub> [Mol-%]	4.137	3.401	3.56
O <sub>2</sub> [Mol-%]	0.061	0.069	0.02
CH <sub>4</sub> [Mol-%]	89.368	93.111	91.04
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> [Mol-%]	4.484	2.877	3.88
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> [Mol-%]	0.446	0.056	0.37
i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> [Mol-%]	0.090	0.038	0.08
n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> [Mol-%]	0.067	0.008	0.05
neo-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> [Mol-%]	0.000	0.001	0.00
i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> [Mol-%]	0.019	0.003	0.02
n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> [Mol-%]	0.012	0.002	0.01
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> und höhere [Mol-%]	0.019	0.010	0.02
H <sub>2</sub> [Mol-%]	-	-	0.00
He <sub>2</sub> [Mol-%]	-	-	0.01
H/C-Verhältnis (atomar) [-]*	3.8301	3.9188	3.8597
O/C-Verhältnis (atomar) [-]*	0.0266	0.0099	0.0191
Heizw. H <sub>u</sub> [kWh/m <sup>3</sup> / MJ/kg]*	9.896/44.852	9.832/46.486	9.926/45.739
St. Luftbedarf L <sub>st</sub> [kg/kg]*	15.3801	15.9519	15.6912
Methanzahl MZ [-]	86	91	87

Die aufgeführten Werte entstammen Gasanalysen, welche aus Proben der verwendeten Flaschenbündel-Chargen von der Terranets BW GmbH, 70565 Stuttgart, ermittelt wurden. Die mit \* gekennzeichneten Größen sind eigens konvertierte oder errechnete Werte aus den Analysedaten. Für die Klopfmessungen wurde ausschließlich Netzgas der letzten Charge (ab 10.12.2019) mit der Methanzahl 87 verwendet. Für die Bestimmung der indizierten Wirkungsgrade wurde der jeweils zugehörige untere Heizwert H<sub>u</sub> verwendet.