

Christian Skalla

Gemischbildung und Verbrennung von Wasserstoff/Methan-Gemischen in Pkw-Anwendungen

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades Doktor der Technischen Wissenschaften

Technische Universität Graz
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

1. Begutachter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
2. Begutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing.habil. Günter Merker



2011

Vorwort

Die Umweltverträglichkeit steht immer mehr im Mittelpunkt der Fahrzeugentwicklung. Ganz aktuell zeigt die Elektromobilität – mit Batterie oder Brennstoffzelle – eine in dieser Hinsicht sehr vielversprechende Entwicklung auf. Allerdings ist derzeit nicht absehbar, ob bzw. wann derartige Fahrzeuge mit konventionellen, von Verbrennungskraftmaschinen angetriebenen Autos hinsichtlich der gebotenen Möglichkeiten konkurrieren können. Bis es soweit ist, dass sie in großem Maßstab für unsere Mobilität sorgen, sind wir jedenfalls noch einige Zeit auf konventionelle Antriebssysteme angewiesen. Die Verantwortung gegenüber unserer Umwelt und zukünftigen Generationen fordert von uns dennoch, das Möglichste zu tun, ressourcenschonend zu haushalten und die Belastung der Natur mit Schadstoffen gering zu halten. Es muss daher unser Ziel sein, zumindest als Übergangslösung alternative Kraftstoffe für bestehende Antriebssysteme zu finden. Wasserstoff in einer Verbrennungskraftmaschine bietet die Möglichkeit, äußerst schadstoffarm und effizient für den Antrieb von Fahrzeugen zu sorgen. Neben technischen Herausforderungen ist hier aber vor allem die Umsetzung der regenerativen Herstellung unklar. Die gemeinsame Nutzung von Wasserstoff mit dem potentiell „umweltfreundlichsten“ fossilen Energieträger Erdgas zeigt einen erfolgversprechenden Ansatz auf, die Energiewirtschaft auf Wasserstoff vorzubereiten und dabei die Schadstoffbelastung gegenüber dem derzeitigen Niveau deutlich zu senken. Ich möchte jedoch die Aufmerksamkeit des Lesers an dieser Stelle nicht allzu sehr in Anspruch nehmen – die Eigenschaften dieser Gase, die meines Erachtens dazu führen können, in Zukunft zumindest in Teilen die Energieversorgung für mobile Anwendungen zu stellen, werden in dieser Arbeit ausführlich behandelt.

Erfolgversprechende Forschungs- und Entwicklungsarbeit ist beim Stand der Technik ohne die Hilfe von hochentwickelten Werkzeugen und dementsprechenden finanziellen Aufwänden nicht mehr denkbar. Die Untersuchungen zur vorliegenden Arbeit konnten teilweise innerhalb des durch das 7. Rahmenprogramm der Europäischen Union geförderten Forschungsprojekts „InGas“ durchgeführt werden, teilweise waren sie aber auch – nicht unterstützte – Forschungsarbeit des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik. Ganz besonders dafür, und auch für die zur Verfügung gestellten Möglichkeiten im Allgemeinen sowie die Begutachtung der Arbeit, möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder als Vorstand des Institutes bedanken, der trotz ökonomischer Zwänge doch stets Raum für seine Mitarbeiter findet, ihren Forscherdrang auszuleben.

Vielen Dank auch an Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing.habil. Günter Merker für die Übernahme der Zweitbegutachtung.

Danken möchte ich auch meinen Kollegen vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik für die Zusammenarbeit und den Meinungsaustausch, vor allem den Kollegen aus dem Großraumbüro für die dabei stets fröhliche und motivierende Stimmung. Hervorzuheben ist die unterhaltsame und erfolgreiche Zusammenarbeit mit Rainer Haslacher, dem ich auch dafür danken möchte.

Meine Familie bietet mir Rückhalt und Unterstützung in allen Lebenslagen. Danke dafür. Widmen möchte ich die Arbeit meinem Vater, der mir neben den Möglichkeiten und technischen Grundlagen vor allem auch die Begeisterung dafür mit auf den Weg gab.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Christian Skalla

Graz, am 15.2.2011

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden Mischgase aus Wasserstoff und Methan hinsichtlich ihres Verhaltens bei der motorischen Gemischbildung und Verbrennung untersucht, die sich dabei als bestens geeignet für eine motorische Anwendung erwiesen und eine hohe Umweltverträglichkeit versprechen.

Noch vor experimentellen Arbeiten wurden reaktionskinetische Berechnungen zur Erfassung verbrennungsrelevanter Parameter wie Zündverzug und Flammengeschwindigkeit durchgeführt. Dazu wurden Reaktionsmechanismen im Hinblick auf ihre Eignung bewertet und mittels des Programmpakets CHEMKIN angewandt.

Zur Untersuchung der Gemischbildung wurden theoretische Betrachtungen zur Diffusion in Luft angestellt. Es zeigt sich, dass der diffusive Stofftransport für Wasserstoff deutlich schneller abläuft als für Methan, in Relation zu den konvektiven Strömungsgeschwindigkeiten die Geschwindigkeit jedoch nahezu vernachlässigbar ist. Moderne optische Messtechniken erlauben die Visualisierung der innermotorischen Prozesse. Diese Möglichkeiten wurden genutzt, um den Gemischbildungsprozess im Saugrohr eines optischen Forschungsmotors mit PKW-typischer Geometrie sowie die daraus resultierende Kraftstoffverteilung im Brennraum zu untersuchen. Dazu wurden optische Zugänge im Saugrohr des Transparentmotors geschaffen und die Kraftstoffverteilung mittels der Tracer-LIF quantifizierbar visualisiert. Die Gemischbildung im Saugrohr und somit die Kraftstoffverteilung im Brennraum wird maßgeblich durch das Timing der Einblasung und deren Dauer bestimmt. Um bei einer Variation der Kraftstoffzusammensetzung vergleichbare Motorbetriebsbedingungen zu schaffen, müssen diese Parameter angepasst werden. Da selbst bei äußerer Gemischbildung eine deutliche Ladungsschichtung im Brennraum erkennbar ist, können diese Unterschiede für merkliche Veränderungen der Gemischverteilung im Brennraum sorgen. In Parametervariationen konnten zudem Erkenntnisse gewonnen werden, die – auch unabhängig von der Kraftstoffzusammensetzung – hilfreich für das Verständnis und die Beherrschung innermotorischer Vorgänge sein können. Mittels statistischer Methoden konnte die Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum charakterisiert werden.

An einem thermodynamischen Forschungsmotor wurden Experimente zur Verbrennung im Motorbetrieb durchgeführt. Dabei wurden Kenngrößen und gasspezifische Eigenschaften wie die Magergrenze, Verbrennungsanomalien und die Neigung zu Rückzündungen bei der Gemischbildung im Saugrohr untersucht und ermittelt. Besondere Aufmerksamkeit wurde dem Betrieb bei hohen Luftverhältnissen und den dabei entstehenden Schadstoffen gewid-

met. Die untersuchten Mischgase zeigten bei ausreichendem Wasserstoffanteil die Möglichkeit zum praktisch stickoxidfreien Magerbetrieb bei dennoch hoher Effizienz.

Auch der Verbrennungsvorgang wurde mit optischen Methoden sichtbar gemacht und analysiert. Die Visualisierung des Motorprozesses erfolgte ebenfalls durch die Tracer-LIF-Methode und zusätzlich mit der OH-Chemolumineszenz-Methode. LIF kann die verbrannte Zone in einem Lichtschnitt innerhalb des Untersuchungsvolumens sichtbar machen. Mit der OH-Chemolumineszenz-Methode kann im Gegensatz zur planaren LIF-Methode ein integrales Bild der Strahlung der Flamme aufgenommen werden. Für die Arbeiten standen neben dem Vergleich der Kraftstoffe auch die Analyse von Parametervariationen und deren Einfluss auf den Motorprozess im Vordergrund, um auf dieser Basis dessen Steuerung optimieren zu können. Zu dem Zweck wurden Auswertestrategien erarbeitet, um die optischen Ergebnisse anhand von Kenngrößen charakterisieren zu können. Mit der optischen Bildverarbeitung war es beispielsweise möglich, die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme zu ermitteln. Auch die Charakteristik der Flammenausbreitung konnte klassifiziert werden. Auf den Verbrennungsprozess hat die Zugabe von Wasserstoff zu Methan einen signifikanten Einfluss. Der Verbrennungsstart folgt der Funkenentzündung mit kürzerem Verzug, die Flammenausbreitung wird beschleunigt und auch die Stabilität der Verbrennung erhöht sich.

Abstract

In the present work fuel gases composed of hydrogen and methane were researched regarding mixture formation and combustion inside an IC-Engine. These gases promise a high environmental compatibility and were showing further advantageous properties for engine application during the tests.

Before experimental work reaction-kinetic theoretical studies were done. To determine parameters relevant for the combustion, such as ignition delay time and flame speed, computations were accomplished. Therefore reaction mechanism were evaluated regarding their suitability and used by means of the simulation tool CHEMKIN.

For the investigation of the mixing process diffusion in air was theoretically examined. The diffusive material transfer is clearly faster for hydrogen than for methane, but in relation to the convective flow rates almost negligible. Modern optical measurement techniques enable the visualization of the processes inside the engine. This was used to observe the mixing process of air and fuel inside the intake manifold and the combustion chamber of an optical research engine with geometry typical for a passenger car. The focus was on the resulting fuel distribution before the start of combustion. Optical accesses to the intake manifold of the transparent engine were created in order to visualize the fuel distribution by means of the tracer LIF methodology. Results show, this distribution is considerably affected by the timing and duration of the injection. In order to operate the engine at comparable conditions, these parameters have to be adapted for each fuel composition. Since even with external mixture formation clear fuel stratification is recognizable inside the combustion chamber, these fuel specific differences can affect noticeable changes of the mixture distribution. Parameter variations point out findings helpful for understanding and control of the gas engine operation – even independently of the fuel composition. By means of statistic methods the fuel distribution in the combustion chamber could be characterized.

On a thermodynamic research engine experiments on the combustion process were accomplished. Gas-specific characteristics were determined, as they are lean operation limit, combustion anomalies and the risk for backfires during the gas exchange. Special attention was dedicated to the operation at higher air excess ratio and the thereby occurring pollutants. Especially at higher hydrogen content the gases provide the possibility for an efficient lean operation emitting almost non nitrogen oxides.

The combustion process also was visualized and analyzed using optical measurement methods Tracer LIF and, additionally, OH-Chemolumineszenz. LIF can make visible the reaction zone inside an illumination slice within the investigation volume. Contrary to the planar LIF method, using OH-Chemolumineszenz an integral picture of the flame radiation can be achieved. Apart from the comparison of the fuels, the analysis of parameter variations and their influence on the engine process was also in focus - in order to be able to optimize the engine control on basis of the results. For this purpose evaluation strategies were compiled to be able to characterize the optical results on the basis of characteristic values. Optical image processing makes it possible to determine the propagation speed of the flame. Also the characteristic of the flames propagation could be classified. Hydrogen addition to Methane has a significant influence on the combustion process. Combustion starts with shorter ignition delay, the propagation of flame is accelerated and also the stability of the flame increases.

Inhalt

1	Gasfahrzeuge in Österreich	1
1.1	Wasserstoff	3
1.1.1	Vorkommen	3
1.1.2	Speicherung und Verteilung	4
1.1.3	Wasserstoff in Verbrennungskraftmaschinen	5
1.2	Mischgase	7
1.3	Inhalte und Ziele der Arbeit	9
2	Kenngrößen gasförmiger Kraftstoffe	11
2.1	Diffusionsgeschwindigkeit in Luft	13
3	Experimentelle Untersuchung der Gemischbildung	17
3.1	Transparentmotor	18
3.1.1	Saugrohr mit optischen Zugängen	20
3.1.2	Injektor	23
3.2	Laserinduzierte Fluoreszenz LIF	23
3.2.1	Signal, Referenzaufnahme und Quantifizierung	24
3.2.2	Auswertemethodik	26
3.2.3	Messstellen und Messaufbau	27
3.3	Messergebnisse Gemischbildung	29
3.3.1	Vergleich der Brenngase	30
3.3.2	Quantifizierung der Ladungsschichtung	34
3.4	Parametervariationen	38
3.4.1	Zeitpunkt und Richtung der Einblasung	38
3.4.2	Kraftstoffdruck und Drehzahl	42
3.4.3	Injektorposition	43
3.5	Diskussion	44
4	Simulation Verbrennungsprozess	47
4.1	Selbstzündungsprozess	47
4.1.1	Reaktionskinetik	48
4.1.2	Reaktionsmechanismen	49
4.1.3	Ergebnisse	52

4.2	Laminare Flammengeschwindigkeit.....	53
4.2.1	Ergebnisse.....	55
4.3	Chemisches Gleichgewicht im Rauchgas.....	56
4.4	Diskussion.....	57
5	Thermodynamische Verbrennungsuntersuchungen	59
5.1	Versuchsaufbau am Motorprüfstand.....	60
5.2	Ergebnisse.....	61
5.2.1	Überstöchiometrische Betriebsgrenzen.....	62
5.2.2	Verbrennungsanomalien.....	63
5.2.3	Emissionen und Wirkungsgrad.....	64
5.2.4	Gaszusammensetzung des Rauchgases.....	67
5.2.5	Druck- und Heizverlauf.....	71
5.2.6	Variation Zündkerze.....	74
5.3	Thermodynamische Analyse.....	75
6	Optische Verbrennungsuntersuchungen	81
6.1	Methodik.....	81
6.1.1	Tracer LIF.....	82
6.1.2	OH-Chemolumineszenz.....	83
6.1.3	Bildverarbeitung.....	83
6.1.4	Auswertung der Flammengeschwindigkeit.....	84
6.1.5	Ladungsbewegung.....	86
6.2	Messergebnisse Verbrennungsuntersuchungen.....	87
6.2.1	Detaillierte Analyse eines Betriebspunktes.....	87
6.2.2	Vergleich der Brenngase.....	92
6.2.3	Charakterisierung der Flamme nach Borghi.....	98
6.2.4	Betrachtung von Einzelzyklen.....	102
6.2.5	Gegenüberstellung mit OH-Chemolumineszenz.....	103
6.3	Diskussion.....	103
7	Résumé	105
8	Referenzen	109

Formelzeichen und Abkürzungen

A_{Saugrohr}	Freier Strömungsquerschnitt im Saugrohr in mm^2	f	Brennweite in mm
AGB	<i>Abk.</i> Äussere Gemischbildung	FID	<i>Abk.</i> Flammenionisationsdetektor
AV	<i>Abk.</i> Auslassventil	FWHM	<i>Abk.</i> Full Width at Half Maximum, Halbwertsbreite
b	Präexponentieller Faktor	h	Planksches Wirkungsquantum $h = 6.626 \cdot 10^{-34} \text{ Js}$
B_f	Frequenzfaktor in $\text{m}^3/\text{mol} \cdot \text{K} \cdot \text{s}$	H_G	Gemischheizwert in J/m^3
c	Stoffmengenkonzentration in mol/m^3	H_o	Oberer Heizwert in MJ/kg
c_0	Stoffmengenkonzentration zum Zeitpunkt $t = 0$ in mol/m^3	H_u	Unterer Heizwert in MJ/kg
c_i	Stoffmengenkonzentration des Stoffs i in mol/m^3	I	Signalintensität in „counts“
CC	Brennraum	ICCD	<i>Abk.</i> Intensified Charge-Coupled Device, Kamera mit bildverstärktem CCD-Sensor
CFD	<i>Abk.</i> Computational Fluid Dynamics, Numerische Strömungssimulation	ISO	<i>Abk.</i> International Organisation for Standardisation
CNG	<i>Abk.</i> Compressed Natural Gas, Erdgas verdichtet	J	Teilchenstromdichte in $\text{mol}/\text{m}^2\text{s}$
COV	Variationskoeffizient des Mitteldrucks in bar	k	Turbulente kinetische Energie in m^2/s^2
D	Diffusionskoeffizient in m^2/s	k_f	chemische Reaktionsgeschwindigkeit der Hinreaktion in $\text{mol}/\text{m}^3\text{s}$
Da	Damköhler-Zahl	k_r	chemische Reaktionsgeschwindigkeit der Rückreaktion in $\text{mol}/\text{m}^3\text{s}$
DI	<i>Abk.</i> Direkteinspritzung/-einblasung	Ka	Karlovitz-Zahl
$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf in $\text{J}/\text{m}^3 \cdot \text{KW}$	k_B	Boltzmann Konstante $k_B = 1.38054 \cdot 10^{-23} \text{ J/K}$
$\int dQ_B/d\varphi$	Summenbrennverlauf in J/m^3	l_f	Dicke der laminaren Flamme in m
$dQ_H/d\varphi$	Heizverlauf in $\text{J}/\text{m}^3 \cdot \text{KW}$	l_k	Kolmogorov-Längenmaß in m
E_a	Aktivierungsenergie in J/mol	l_t	Integrales turbulentes Längenmaß in m
E_{kin}	Kinetische Energie in J	l_δ	Dicke der inneren Reaktionzone nach Peters in mm
EB	<i>Abk.</i> Einblasebeginn	LIF	<i>Abk.</i> Laserinduzierte Fluoreszenz
EÖ	<i>Abk.</i> Einlassventil öffnet	LPG	<i>Abk.</i> Liquefied Petroleum Gas, Autogas (v.a. Propan und Butan) druckverflüssigt
EOI	<i>Abk.</i> End of Injektion, Ende der Einblasung		
ES	<i>Abk.</i> Einlassventil schliesst		
EV	<i>Abk.</i> Einlassventil		

LWOT	<i>Abk.</i> Oberer Totpunkt im Ladungswechsellakt	TMA	<i>Abk.</i> Trimethylamin C ₃ H ₉ N
m	Masse in kg	U	Umsetzrate
MFB _{x%}	x %-Umsatzpunkt	u	Abstand in mm
M_i	Molare Masse in kg/mol	u'	Turbulente Schwankungsgeschwindigkeit in m/s
MIE	Minimale Zündenergie in mJ	UT	<i>Abk.</i> Unterer Totpunkt
n	Drehzahl in min ⁻¹	UV	<i>Abk.</i> Ultraviolettes Frequenzspektrum ($\lambda < 380$ nm)
n	Stichprobenumfang	v	Geschwindigkeit in m/s
n.OT	<i>Abk.</i> nach dem oberen Totpunkt	V	Volumen in m ³
N_A	Avogadro-Konstante $N_A = 22 \cdot 10^{-23} \text{ mol}^{-1}$	V_h	Hubvolumen in m ³
OT	<i>Abk.</i> Oberer Totpunkt	v.OT	<i>Abk.</i> vor dem oberen Totpunkt
p	Druck in bar	$v_{0,25}$	Mittlere Ausbreitungsgeschwindigkeit der $c/c_0 = 25$ %-Front in cm/s
p_i	Indizierter Mitteldruck in bar	VarK	Variationskoeffizient
p_k	Kraftstoffvordruck in bar	W_o	Oberer Wobbe-Index in MJ/m ³
p_L	Saugrohrdruck in bar	W_u	Unterer Wobbe-Index in MJ/m ³
R	Radius in mm	x	Länge/Abstand in m
R	Spezifische Gaskonstante in J/kgK	x_i	Merkmalsausprägungen am i -ten Element der Stichprobe
R_f	Radius der von der Flammenfront erfassten Zone in mm	\bar{x}	Arithmetisches Mittel
R_m	Universelle Gaskonstante in J/molK	ZOT	<i>Abk.</i> Oberer Totpunkt im Arbeitstakt
R^2	Bestimmtheitsmaß	\varnothing_a	Durchmesser aussen in mm
Re_t	Turbulente Reynoldszahl	\varnothing_i	Durchmesser innen in mm
SCR	<i>Abk.</i> Selektive katalytische Reduktion	δ	Anteil der inneren Reaktionszone nach Peters
SCV	Quadrierter Variationskoeffizient	ΔE	Energiedifferenz zw. Elektronenniveaus in J
SCV _{LS}	Quadrierter Variationskoeffizient, Anteil durch Ladungsschichtung	$\Delta_R H$	Reaktionsenthalpie J/mol
SCV _{Mess}	Quadrierter Variationskoeffizient der Messerwerte	$\Delta\eta_{LW}$	Verlust durch realen Ladungswechsel in %
SCV _{Ref}	Quadrierter Variationskoeffizient der Messerwerte bei homogener Referenzaufnahme	$\Delta\eta_M$	Mechanische Verluste in %
s_F	Geschwindigkeit der Flamme relativ zum Brennraum in m/s	$\Delta\eta_{RL}$	Verlust durch reale Ladung in %
s_G	Expansionsgeschwindigkeit des verbrannten Gases in m/s	$\Delta\eta_{RV}$	Verlust durch realen Verbrennungsablauf in %
\bar{s}_k	Mittlere konvektive Geschwindigkeit in m/s	$\Delta\eta_{UV}$	Verlust durch unvollkommene Verbrennung in %
s_L	Laminare Flammgeschwindigkeit in m/s	$\Delta\eta_{WW}$	Verlust durch Wandwärmeübergang in %
$s_{m,X}, s_{m,Y}, s_{m,Z}$	Teilchengeschwindigkeit in x -/ y -/ z -Richtung	$\Delta\lambda$	Streuweite des lokalen Luftverhältnisses
\bar{s}_m	Mittlere thermische Teilchengeschwindigkeit in m/s	ε	Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie in m ² /s ³
s_T	Turbulente Flammgeschwindigkeit in m/s	ε	Verdichtungsverhältnis
T	Temperatur in K	η_e	Effektiver Wirkungsgrad in %
t	Zeit in s	$\eta_{i,HD}$	Indizierter Wirkungsgrad der Hochdruckschleife in %
t_c	Chemische Zeitskala in s	η_{RL}	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung in %
t_k	Kolmogorov-Zeitskala in s		

η_{RV}	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit ... und realem Verbrennungsablauf in %	ν	Frequenz in s^{-1}
η_{RV}	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit ... und realem Verbrennungsablauf in %	ν	Kinematische Viskosität in m^2/s
η_{UV}	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit ... und unvollkommener Verbrennung in %	ξ_u	Umsetzungsgrad
η_V	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors in %	ρ	Dichte in kg/m^3
κ	Isentropenexponent	ρ_u	Dichte der unverbrannten Zone
λ	Luftverhältnis	ρ_v	Dichte der verbrannten Zone
λ	Mittlere freie Weglänge in m	σ	Standardabweichung
λ	Wellenlänge in nm	σ	Stoßquerschnitt in nm^2
λ_a	Luftaufwand	σ_{LS}	Varianzanteil durch Ladungsschichtung
λ_L	Nominelle Wellenlänge des Excimer-Lasers in nm	σ_{Mess}	Varianz der Messerwerte
μ	Mittelwert	σ_{Ref}	Varianz der Messerwerte bei homogener Referenzaufnahme
		τ	Zündverzugszeit in ms
		Φ	Kehrwert des Luftverhältnisses
		1f	Einflutiger Saugrohrbereich
		2f	Zweiflutiger Saugrohrbereich

Gasfahrzeuge in Österreich

Europaweit nimmt der Anteil an gasbetriebenen Personenfahrzeugen beständig zu. In einigen Nachbarländern Österreichs sind Gasfahrzeuge bereits seit Jahrzehnten eine beliebte Alternative. So geht man beispielsweise in Italien aktuell von einem Anteil an Flüssiggasfahrzeugen (LPG) von 5 % aus, was einem Fahrzeugbestand von etwa 1.3 Mio. entspricht [58]. Aber auch der Bestand an Erdgasfahrzeugen (CNG) ist dort mit mehr als 650.000 Stück hoch. Das deutsche Kraftfahrtbundesamt notiert ebenfalls einen steigenden Anteil von Gasfahrzeugen, wobei neben serienmäßig angebotenen Fahrzeugen die Umrüstung bestehender Benzin-Fahrzeuge auf den LPG-Betrieb beliebt ist. Im Vergleich zu diesen Ländern ist der Anteil an Flüssiggasfahrzeugen in Österreich und auch in der Schweiz verschwindend gering, Tankstellen finden sich vorwiegend in Grenznähe um den Transitverkehr aus den LPG-freundlichen Nachbarländern bedienen zu können. Hierzulande wird eher auf Erdgas gesetzt, was sich auch anhand eines mittlerweile flächendeckenden Tankstellennetzes zeigt (Abbildung 1-1). 1105 monovalent betriebene Erdgas-Personenkraftwagen waren 2009 in Österreich angemeldet, 742 konnten bivalent, also wahlweise auch mit Ottokraftstoff, betrieben werden. Insgesamt 497 Erdgas-PKW wurden im selben Jahr neu zugelassen, was zwar eine starke Steigerung des Bestandes aufzeigt, allerdings einem Anteil von nur 0.2 % der gesamten Neuanmeldungen entspricht.

Tabelle 1: Gasfahrzeuge in europäischen Ländern

	Erdgas		Flüssiggas	
	Fahrzeuge	Tankstellen	Fahrzeuge	Tankstellen
Österreich	1.847 ⁶⁾	168 ¹⁾	57 ⁶⁾	16 ³⁾
Deutschland	68.515 ⁵⁾	865 ¹⁾	369.430 ⁵⁾	5981 ²⁾
Italien	>650.000 ¹⁾	620 ¹⁾	≈1.300.000 ⁴⁾	2300 ⁴⁾
Schweiz	3300	110 ¹⁾	-	33 ²⁾

¹⁾ www.gibgas.de Stand 8/10

²⁾ www.gastankstellen.de Stand 8/10

³⁾ Österreichischer Verband für Flüssiggas www.flüssiggas.net

⁴⁾ www.autoage.it Stand 8/10

⁵⁾ Kraftfahrtbundesamt (dt.) www.kba.de Stand 8/10

⁶⁾ Statistik Austria, persönl. Auskunft Fr. Reisel 4.8. 10 (davon monovalent: Erdgas 1105, LPG 1)



Abbildung 1-1: Erdgastankstellen in Österreich [55]

Mit der steigenden Nachfrage ist auch ein steigendes Angebot am Markt der Erdgasfahrzeuge zu verzeichnen. Aktuell werden in Österreich 15 Typen an Personenkraftfahrzeugen von 4 verschiedenen Herstellern sowie 10 leichte Nutzfahrzeuge angeboten [55]. Diesem überschaubaren Angebot steht allerdings eine Auswahl von mehr als 80 umgerüsteten Fahrzeugen und Kleinserien gegenüber. Die hohe Anzahl an nachträglich umgerüsteten Fahrzeugen zeigt die problemlose technische Realisierbarkeit, wenngleich diese umgerüsteten Fahrzeuge beispielsweise in der Reichweite mit serienmäßigen Fahrzeugen nicht mithalten können. Gegenüber konventionellen Autos muss allerdings auch bei diesen serienmäßigen Gasautos in der Regel eine Einschränkung der Reichweite in Kauf genommen werden.

„Erdgas kommt in eigenen Quellen (trockenes Erdgas) oder in Domen über Erdöl (nasses Erdgas) vor. Es besteht zum überwiegenden Teil aus Methan (CH_4). Je nach Herkunftsland liegt der Methananteil zwischen 80 % und über 98 %. Weitere Bestandteile sind höhere Kohlenwasserstoffe wie Ethan (C_2H_6), Propan (C_3H_8), Butan (C_4H_{10}) usw., gelegentlich aber auch Stickstoff und Schwefelwasserstoff (H_2S). Es wird davon ausgegangen, dass weit größere Reserven vorhanden sind, als dies bei Erdöl der Fall ist.“ Zitat [13]. Die Versorgungssicherheit ist demnach für mehrere Jahrzehnte gewährleistet. Verteilt wird Erdgas in der Regel in einem Pipelinesystem, das vorrangig für die Strom- und Wärmeproduktion errichtet wurde. In Österreich steht nahezu flächendeckend Erdgas aus einem Leitungsnetz zur Verfügung, was wiederum den Aufbau des derzeit schon umfangreichen Tankstellennetzes begünstigt. 1997 wurde die erste moderne CNG-Tankstelle Österreichs in Graz eröffnet, seitdem ist die Anzahl auf aktuell 168 Füllstationen gestiegen [59].

Für den Anwender wird im Regelfall vor allem der finanzielle Anreiz aufgrund niedrigerer Kraftstoffpreise ausschlaggebend sein, sich für ein derartiges Fahrzeug zu entscheiden. Der Kostenvorteil entsteht insbesondere durch die geringere Besteuerung dieser „alternativen“ Kraftstoffe. Somit lassen sich laut dem Fachverband Gas Wärme die Kilometer-spezifischen Kraftstoffkosten mit Erdgas mehr als halbieren [55]. Unterstützt durch regionale Förderungen und Steuererleichterungen können sich die höheren Anschaffungskosten gerade für Fuhrparks und Vielfahrer rasch amortisieren.

Abseits ökonomischer Interessen von Anwendern machen auch ökologische Aspekte die Anwendung als Energieträger interessant. Der hohe Methananteil sorgt aufgrund des günstigen Verhältnisses von Wasserstoff zu Kohlenstoff des CH_4 -Moleküls für die geringsten der bei Anwendung von fossilen Energieträgern zwangsweise entstehenden CO_2 -Emissionen. Die Molekülstruktur begünstigt die effiziente Umsetzung in einer Verbrennung und minimiert so die Emissionen an Produkten der unvollständigen Verbrennung. Erdgas nimmt somit die Stellung des potentiell umweltfreundlichsten fossilen Energieträgers ein.

Hochgesteckte Umweltziele stellen jedoch noch höhere Anforderungen an moderne Antriebssysteme. Speziell die Immissionsbelastung in Ballungsräumen führt zum Bedarf an Fahrzeugen, die – zumindest lokal – vollständig schadstofffrei betrieben werden können. Schadstofffreier Individualverkehr ist nach aktuellem Stand der Technik nur in Form von batterieelektrischen Fahrzeugen oder Wasserstofffahrzeugen mit Brennstoffzelle oder Verbrennungsmotor denkbar. Deren Entwicklung ist allerdings – im Gegensatz zu Erdgas – noch nicht auf dem Stand, um konventionelle Fahrzeuge in relevantem Umfang ersetzen zu können. Erdgas wird dabei aber häufig das Potential einer Brückenfunktion hin zu einer Wasserstoff-Energiewirtschaft zugesprochen, sowohl in Hinblick auf die Infrastruktur zur Verteilung des Gases als auch in Hinblick auf die sich damit etablierenden Fahrzeugsysteme. So kann beispielsweise durch Beimischen von Wasserstoff zu Erdgas die gut ausgebaute Infrastruktur der Erdgasverteilung mitgenutzt werden (siehe Kapitel 1.1). Die anschließende Anwendung kann gemeinsam mit dem Erdgas in Form eines Mischgases erfolgen oder der Wasserstoff bei der Entnahme aus dem Verteilungssystem lokal wieder separiert werden.

Ein Mischgas aus Wasserstoff und Erdgas lässt aufgrund der teils besonders vorteilhaften Eigenschaften der Einzelkomponenten eine gute Eignung als Energieträger für Fahrzeuge erwarten, die mit einem Verbrennungsmotor betrieben werden. Während der Wasserstoffanteil unter anderem für eine hohe Umweltverträglichkeit sorgen kann, mindert das weniger reaktive Erdgas die Schwierigkeiten in der Handhabung des Gemisches bei der Speicherung und auch der motorischen Umsetzung.

Im Zuge der vorliegenden Arbeit sollen diese Potentiale derartiger Mischgase sowohl in theoretischen Betrachtungen als auch in Experimenten näher untersucht werden. Die Schwerpunkte werden dabei auf die für die motorische Umsetzung relevanten Eigenschaften bei der Gemischbildung und der Verbrennung gelegt (vgl. Kapitel 1.3).

1.1 Wasserstoff

1.1.1 Vorkommen

Natürliche, irdische Vorkommen elementaren Wasserstoffes sind bedingt durch dessen hohe Reaktivität auf Vulkangase und Gase aus geothermalen Quellen beschränkt [15].

Neben dem durch Wärmeenergie vulkanischen Ursprungs erhitzten Wasser treten an sogenannten „heißen Quellen“ auch Dämpfe und heiße Gase aus der Erdoberfläche oder aus künstlich gesetzten Bohrlöchern aus. Während die geothermale Energie des Wassers und Dampfes beispielsweise in Island in Form von Erdwärme bereits großtechnisch zur Stromerzeugung und für Fernwärmeanwendungen dient [23][46], bleibt die im Gas enthaltene Energie trotz der erwähnten günstigen Eigenschaften für einen motorischen Einsatz aktuell noch weitestgehend ungenutzt [47].

Weitaus häufiger tritt Wasserstoff in gebundener Form auf, am häufigsten in Verbindung mit Sauerstoff zu Wasser. Zur Separierung des Wasserstoffs aus diesen Verbindungen ist der Einsatz von Primärenergie notwendig. Eine schadstofffreie Herstellung ist beispielsweise durch die Elektrolyse von Wasser möglich, wenn der dazu benötigte elektrische Strom aus regenerativen Energiequellen gewonnen wird. Wirtschaftliche Gründe führen allerdings dazu, dass momentan mehr als 95 % des Wasserstoffs durch Dampfreformierung aus Erdgas oder partielle Oxidation aus Schweröl hergestellt werden [15]. Diese kohlenstoffhaltigen fossilen Ausgangsprodukte führen zwangsläufig zur Entstehung von Kohlendioxid und verhindern so eine schadstofffreie und regenerative Energiewirtschaft.

1.1.2 Speicherung und Verteilung

Die geringe Dichte von Wasserstoff bei Normalbedingungen führt dazu, dass der volumetrische Heizwert trotz seiner hohen gravimetrischen Energiedichte gering ist. Um das benötigte Volumen bei der Speicherung zu minimieren, wird Wasserstoff daher in seiner gasförmigen Phase auf bis zu 900 bar verdichtet, durch Kühlen auf unter 33 K verflüssigt oder in chemisch oder physikalisch gebundener Form gespeichert. Der Transport erfolgt im Allgemeinen in Druckbehältern oder tiefkalt in offenen Tanksystemen auf LKWs oder Zügen. Pipelines ermöglichen eine Verteilung ohne Verursachung von Verkehr und Schadstoffen; beispielsweise in Deutschland bestehen zwei Pipelinesysteme mit je mehr als 100 km Leitungslänge. Eine weitere Möglichkeit zur Verteilung besteht darin, durch Beimischen des Wasserstoffs zu Erdgas die bestehende gut ausgebaute Infrastruktur der Erdgasverteilung zu nutzen [17]. Die Nutzung des Wasserstoffs kann gemeinsam mit Erdgas in Form eines Mischgases erfolgen, oder der Wasserstoff kann nach der Entnahme aus dem Verteilungssystem lokal wieder separiert werden (Abbildung 1-2).

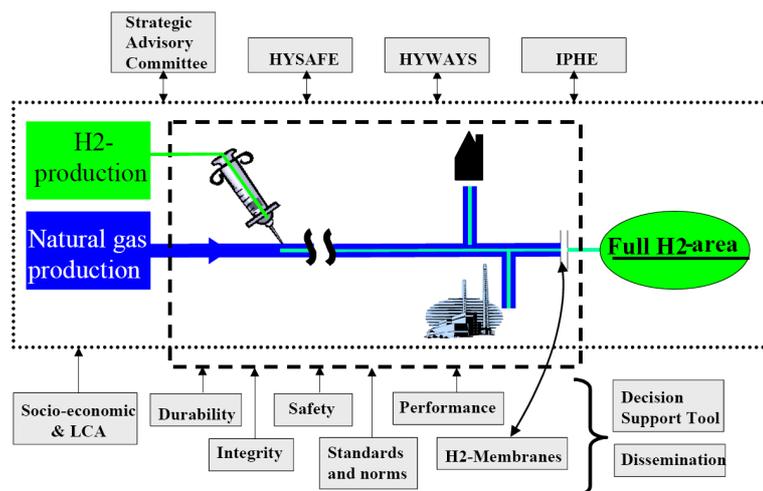


Abbildung 1-2: H_2 -Verteilung im Erdgasnetz, Themenstellungen und damit beschäftigte Teilprojekteinnerhalb dem EU-Projekt „NaturalHy“ [17]

1.1.3 Wasserstoff in Verbrennungskraftmaschinen

Schon frühe technische Entwicklungen, die zum heutigen Automobil führten, nutzten Wasserstoff als Energieträger. Bereits vor 200 Jahren, 1807, präsentierte François Isaac de Rivaz in Paris das erste Wasserstoff-Fahrzeug, mit dem er im Jahr 1813 einige wenige Meter zurücklegen konnte. Neben Rivaz beschäftigten sich unter anderem auch Étienne Lenoir und die Firma Norsk Hydro mit dem Wasserstoffantrieb. Lenoir's Hippomobile wurde von einem horizontal eingebauten Zylinder mit Wasserstoff betrieben, welcher durch Elektrolyse hergestellt wurde. 1933 baute Norsk Hydro ein Fahrzeug mit einem Onboard Ammoniakreformer zur Wasserstofferzeugung. Bereits in den 20er und 30er Jahren des 20. Jahrhunderts erkannte der Deutsche Ingenieur Rudolf Erren die Nachteile der Einbringung von Wasserstoff in das Saugsystem eines Verbrennungsmotors und entwickelte ein System zur direkten Einblasung in den Brennraum. Zahlreiche Fahrzeuge sollen in Europa und den USA von Erren auf dieses System umgerüstet worden sein. Für alle diese Anwendungen dürften insbesondere die günstigen Verbrennungseigenschaften wie die weiten Zündgrenzen, der geringe Zündenergiebedarf und die Möglichkeit zur raschen Verbrennung im Vordergrund gestanden sein [20].

Aktuelle Anwendungen von Wasserstoff im Straßenverkehr beschränken sich auf Kleinserien und Demonstrationsfahrzeuge, dies gilt sowohl für Fahrzeuge mit Verbrennungskraftmaschinen als auch für Fahrzeuge mit Brennstoffzellen. Wie im Folgenden beschrieben, existieren verschiedenste Konzepte einer Wasserstoff-Verbrennungskraftmaschine, welche auch Einzug in zahlreiche Fahrzeugkonzepte finden. Neben den günstigen Verbrennungseigenschaften von Wasserstoff macht heute vor allem die Möglichkeit der regenerativen Erzeugung und schadstofffreien Umsetzung von Wasserstoff dessen Anwendung interessant. Somit zeigt dieser das Potential zu einer umwelt- und ressourcenschonenden Energiewirtschaft. Einer weitreichenden Anwendung stehen aller-

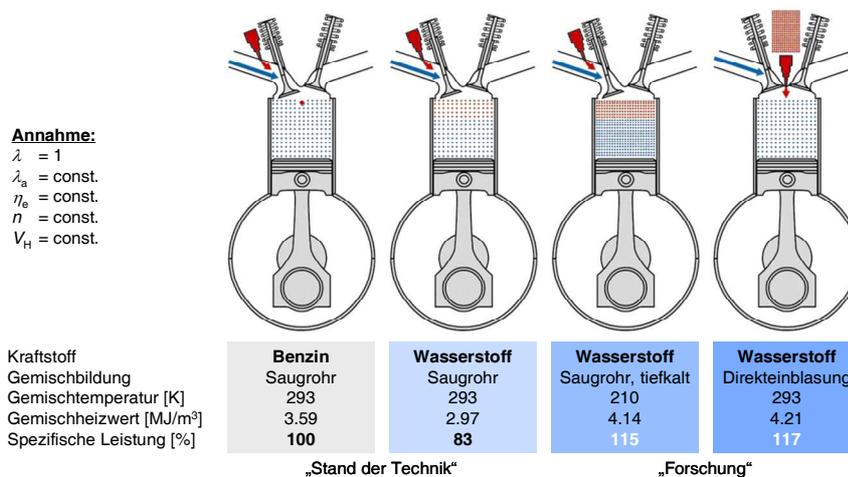


Abbildung 1-3: Spezifisches Leistungspotential der H₂-Brennverfahren [19]

dings noch das Fehlen großtechnischer Anlagen zur regenerativen Herstellung, mangelnde Infrastruktur und zwangsläufig komplexe technische Lösungen zur Verteilung und Speicherung dieses Energieträgers gegenüber. Wird der Wasserstoff in Verbrennungskraftmaschinen umgesetzt, ist die Brennverfahrensentwicklung gefordert, dies ohne relevante Entstehung von Stickoxiden zu ermöglichen.

Wird der Wasserstoff wie bei konventionellen Kraftstoffen nach wie vor üblich in das Saugrohr eingebracht, ergibt sich durch die geringe Dichte des Kraftstoffs ein sogenannter Verdrängungseffekt gegenüber der Ansaugluft. Bei gleichem Liefergrad reduziert sich die Menge an Sauerstoff in der Frischladung, was in weiterer Folge eine Reduktion des Mitteldruckpotentials auf nur 83 % eines konventionellen Otto-Kraftstoffes nach sich zieht. Dies drückt sich im niedrigen Gemischheizwert des luftansaugenden Motors aus (Abbildung 1-3). Durch die weiten Zündgrenzen und die niedrige Zündenergie von Wasserstoff besteht bei Einbringung in das Saugrohr die Gefahr des vermehrten Auftretens von Verbrennungsanomalien in Form von Rückzündungen in das Saugrohr. Um dies zu vermeiden, kann ein Abmagern des Gemisches zur Reduktion der Zündwilligkeit zwingend werden, was wiederum das Mitteldruckpotential weiter senkt und die Verwendung eines 3-Wege-Katalysators verhindert [14].

Durch Aufladung mittels eines Abgasturboladers oder Kompressors kann die Frischladungsmasse und somit das Mitteldruckpotential angehoben werden. Allerdings können die durch die Verdichtung erhöhten Ladungstemperaturen Verbrennungsanomalien begünstigen. Bei der Anwendung eines Abgasturboladers kann der zu deren Vermeidung notwendige Magerbetrieb die möglichen Aufladegrade aufgrund der sich ergebende geringe Abgasenthalpie begrenzen.

Die Anwendung fortschrittlicher Brennverfahren erweist sich für Wasserstoff als besonders vorteilhaft. Die tiefkalte gasförmige Einbringung („kryogen“) in das Saugrohr erhöht die Gemischdichte und somit das Grenzpotential für den erreichbaren Mitteldruck auf 115 % eines Benzin-Saugmotors. Außerdem senken die verringerten Ladungstemperaturen die Zündwilligkeit des Gemisches und somit die Gefahr des Auftretens von

Verbrennungsanomalien. Verringerte Verbrennungstemperaturen können außerdem zu geringeren Stickoxidemissionen führen. Die tiefkalte Kraftstoffversorgung stellt jedoch hohe Anforderungen an das Kraftstoffsystem und die Injektoren.

Eine direkte Einblasung des Kraftstoffes in den Brennraum umgeht den oben beschriebenen Verdrängungseffekt und führt so zu einem noch weiter erhöhten Mitteldruckpotential. Die dabei mögliche Ladungsschichtung kann zur Reduktion der mit zündfähigem Kraftstoff-Luftgemisch in Berührung gebrachten Brennraumwand und somit zur Verringerung des Wandwärmeübergangs genutzt, sowie mittels Mehrfacheinblasung der Brennverlauf günstig beeinflusst werden. Zudem können Rückzündungen durch das Fehlen eines zündfähigen Gemisches im Saugrohr vermieden werden. Insbesondere eine wirkungsgradgünstige, späte Direkteinblasung nahe dem oberen Totpunkt erfordert allerdings hohe Einblasedrücke. Der dafür notwendige Restdruck, der zur Ermöglichung der Hochdruckeinblasung im Tank verbleiben muss, reduziert die nutzbare Tankkapazität und somit die Reichweite eines Fahrzeuges. Die fehlende Schmierwirkung von Wasserstoff und die hohe Diffusivität stellen gerade bei hohen Drücken besondere Anforderungen an die Injektoren und das Kraftstoffsystem.

1.2 Mischgase

Ein wesentlicher Aspekt der Mischung von Wasserstoff mit Erdgas bzw. mit dessen Hauptbestandteil Methan CH_4 besteht in der Möglichkeit, dieses Gases über die bestehende Infrastruktur der Erdgasnetze zu verteilen (Abbildung 1-2). So ist Wasserstoff nach der Richtlinie G 31 des ÖVGW bis zu einem Volumenanteil von 4 % als Gasbegleitstoff in reinem Erdgas zulässig. Nach DVGW G 260 II können Gase der „Familie 2“, für die die Typüberprüfungen der technischen Einrichtungen der Erdgasverteilungsanlagen durchgeführt wird, einen Wasserstoffanteil von bis zu 10–12 % aufweisen. Für derartige Gase kann somit die bestehende Infrastruktur zur Verteilung genutzt werden ohne dass Änderungen an den Gasverbrauchseinrichtungen notwendig werden. Im EU-Projekt „NaturalHy“ werden die Auswirkungen der Beimischung auf die Erdgas-Infrastruktur untersucht [17] sowie technische und wirtschaftliche Potentiale ermittelt [57]. Auch bei diesem Projekt steht die praktische Umsetzung und Etablierung einer ökonomischen und ökologischen Wasserstoffwirtschaft im Vordergrund.

Für eine motorische Verbrennung lässt ein Mischgas aus den beiden etablierten Kraftstoffen Wasserstoff und Erdgas (bzw. dessen Hauptkomponente Methan) günstige Eigenschaften erwarten. Der durch die Wasserstoffbeimengung verringerte Kohlenstoffanteil sorgt gegenüber dem Betrieb mit Erdgas für eine Reduktion der Emission an Kohlendioxid. Weiters sind mit steigendem H_2 -Anteil erweiterte Zündgrenzen und damit die Möglichkeit zum Magerbetrieb bei stark überstöchiometrischem Luftverhältnis zu erwarten. Das führt zu einer Reduktion der Rohemissionen an Stickoxiden, da durch die dabei

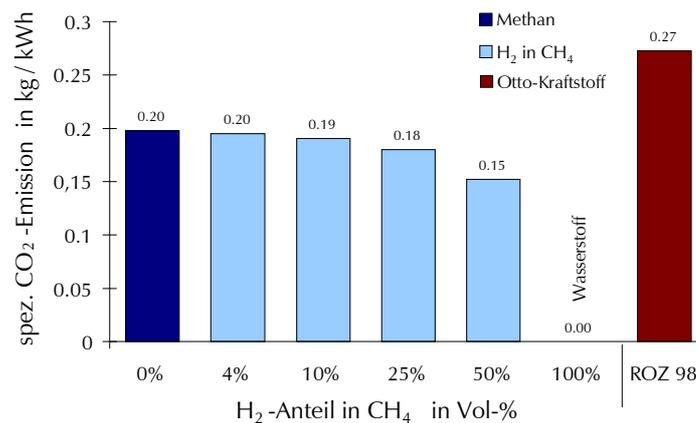


Abbildung 1-4: Spezifische CO₂-Emissionen

auftretenden geringen Temperaturen im Brennraum die Oxidation des Luftstickstoffes zu Stickoxid nur schwach bis gar nicht auftritt. Die hohe Klopfestigkeit von Methan wiederum erhöht das Potential zur wirkungsgradgünstigen Verbrennung bei hohen Verdichtungsverhältnissen.

Als ein weiterer wesentlicher Aspekt steht der durch die Wasserstoffbeimengung verringerte Kohlenstoffanteil im Vordergrund, der gegenüber dem Betrieb mit Erdgas für eine Reduktion der Emission an Kohlendioxid sorgt (Abbildung 3). Während bei der Verbrennung von Methan gegenüber Benzin energiebezogen etwa 27 % weniger CO₂ freigesetzt wird, liegt das Reduktionspotential für ein Gemisch mit 50 Vol-% Wasserstoff in Methan bei mehr als 44 %.

Erwähnt seien an dieser Stelle auch Gasgemische bestehend aus Wasserstoff und Kohlendioxid. Der wie beispielsweise in Island an „heißen Quellen“ austretende Wasserdampf kann neben Kohlendioxid auch bedeutende Anteile an Wasserstoff und Schwefelwasserstoff enthalten [46]. Der Volumenanteil des Wasserstoffs im trockenen Gas beträgt dabei bis über 40 % [22], sodass nach einer Entschwefelung, bei der nach dem aktuellen Stand der Technik der gesamte Anteil an Schwefelwasserstoff separiert wird, das Gas einen Volumenanteil an Wasserstoff von über 60 % aufweisen kann. Da das Rohgas am Bohrloch bestehender Erdwärmeanlagen praktisch kostenlos austritt, kann von der Möglichkeit zu einem wirtschaftlichen Betrieb beispielsweise einer Generatoranlage ausgegangen werden. Gase vergleichbarer Zusammensetzung können auch bei der Dampfreformierung (mit Ausnutzung der Wassergas-Shift-Reaktion) von Erdgas oder – bei der Produktion von „Biowasserstoff“ – thermochemisch aufbereiteter Biomasse entstehen. Beim Einsatz im Thermodynamischen Forschungsmotor zeigten diese Gase günstige Eigenschaften für einen motorischen Einsatz. Weite Zündgrenzen lassen auch bei äußerer Gemischbildung eine Qualitätsregelung über einen ausgedehnten Bereich des Kennfeldes möglich erscheinen. Die Rohemissionen an Stickoxiden bleiben dabei aufgrund des Inertgasanteils gering. Der Nachteil des geringen Gemischheizwertes lässt sich durch eine Aufladung, die durch die geringe Neigung zu Verbrennungsanomalien begünstigt wird, zum Teil kompensieren [47].

1.3 Inhalte und Ziele der Arbeit

Für die in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen der Mischgase aus Wasserstoff und Methan wurden vier verschiedene Mischungsverhältnisse gewählt. Wie erwähnt erlaubt die Richtlinie G31 des ÖVGW für Gase der Normbezeichnung „Erdgas“ einen Wasserstoffgehalt bis zu einem Volumenanteil von 4 %. Ein Gas mit einem Wasserstoffanteil von 10 Vol-% entspricht nach der Richtlinie G 260 des DVGW einem Gas der Familie 2 und kann somit ohne technische Änderungen an den Verteileinrichtungen über das Erdgasnetz verteilt werden. Die Auswahl der in der vorliegenden Studie untersuchten Mischgase erfolgte unter Berücksichtigung der oben angeführten Grundlagen bzw. Richtlinien (Tabelle 2). So wurde eine Wasserstoffkonzentration von 4 Vol-% und 10 Vol-% in Methan gewählt, womit eine Verteilung im Erdgasnetz ohne technische Änderungen erfolgen kann. Dieses Gas soll den Einfluss bereits geringer Wasserstoffkonzentrationen auf das Zünd- und Brennverhalten aufzeigen. Die Gase mit einem Anteil von 25 Vol-% und 50 Vol-% Wasserstoff sollen die Auswirkungen höherer Konzentrationen aufzeigen: insbesondere durch die erweiterten Zündgrenzen wird erwartet, einen praktisch stickoxidfreien Motorbetrieb bei stark überstöchiometrischem Luftverhältnis realisieren zu können.

Die Untersuchungen wurden durchgeführt, um die Eignung dieser Mischgase für eine motorische Umsetzung in einer Verbrennungskraftmaschine mit äußerer Gemischbildung zu klären und Hinweise für Betriebsstrategien zu deren effizienten motorischen Nutzung zu finden. Die am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz zur Verfügung stehenden Forschungseinrichtungen ermöglichen dazu eine umfassende Betrachtung der innermotorischen Vorgänge.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde zur Potentialabschätzung eine Berechnung von thermodynamischen Stoffwerten durchgeführt und die Rauchgaszusammensetzung bei vollständiger Verbrennung ermittelt. Die numerische Simulation der Reaktionskinetik diente zur Ermittlung der laminaren Flammgeschwindigkeit und für eine vergleichende Betrachtung der zu erwartenden Zündverzögerungen. Zusätzlich wurde diese für die Bestimmung der Rauchgaszusammensetzung unter Berücksichtigung der Reaktionskinetik herangezogen. In Prüfstandsuntersuchungen an einem thermodynamischen Forschungsmotor konnte das Verhalten der Gase beim Einsatz als Kraftstoff wie auch Wirkungsgradpotentiale und Emissionen ermittelt werden. Diese Ergebnisse ermöglichten auch eine erste Überprüfung der Übertragbarkeit der chemischen Simulationsergebnisse auf den realen Motorbetrieb. Das Gemischbildungsverhalten während des motorischen Betriebs wurde in Messungen im optisch zugänglichen Saugrohr und Brennraum eines Transparentmotors untersucht. Diese klären den Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung auf das Mischungsverhalten und liefern Hinweise für eine optimierte Steuerungsstrategie des Motors. Durch die Möglichkeit zum gefeuerten Betrieb des Transparentmotors konnte auch eine Visualisierung der Flammenfront erfolgen. Daraus ließen sich Kenngrößen wie die turbulente Flammgeschwindigkeit ableiten, aber auch das Verhalten bei der Entzündung und während der Verbrennung beurteilen. Die Untersuchungen am Transparentmotor wie auch eine begleitende CFD-Simulation der Gemischbildung wurden im

Tabelle 2: H_2 -Anteile der untersuchten Mischgase

volumetrisch	gravimetrisch	energetisch
4 %	0.52 %	1.24 %
10 %	1.28 %	3.24 %
25 %	4.02 %	9.14 %
50 % ¹⁾	11.17 %	23.18 %

¹⁾ nur optische Untersuchungen

Zuge des im 7. Rahmenprogramm der Europäischen Kommission geförderten Forschungsprojekts „InGas“ durchgeführt.

Die von Hermann Obermair im Rahmen seiner Diplomarbeit ausgeführten Simulationsrechnungen des Gemischbildungsprozesses mit ein- und dreidimensionalen Simulationswerkzeugen konnten unterstützend das Verständnis des Mischungsvorgangs vertiefen, zusätzlich war es damit möglich, die Simulationswerkzeuge sowie das entwickelte Modell anhand der gewonnenen Messergebnisse zu überprüfen [38].

Bei der Applikation der optischen Messmethoden konnte auf in umfangreichen Vorarbeiten gewonnene Erfahrungen zurückgegriffen werden. Dennoch mussten die eingesetzten Meßmethoden für die spezifische Anwendung adaptiert und zum Teil neuentwickelt werden. Seine Vorgangsweise bei der Methodikentwicklung beschreibt Haslacher in seiner Dissertation [25]. Die von ihm ebenfalls durchgeführten Experimente an der Einblaskammer zur Visualisierung des Einblasestrahls der verschiedenen gasförmigen Kraftstoffe ergänzen die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit [27].

Parallel zu diesen projektbezogenen Aktivitäten wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik eine Fahrzeugapplikation für die Anwendung von Erdgas, Wasserstoff wie auch Mischgasen daraus durchgeführt [16]. Der dazu am Motorprüfstand aufgebaute Vollmotor konnte in den Versuchen Ergebnisse liefern, die die in der vorliegenden Arbeit zeigten bestätigen und ergänzen.

Ziel der vorliegenden Arbeit war, die untersuchten Gase für den Einsatz in einer Verbrennungskraftmaschine möglichst umfassend charakterisieren zu können. Soweit möglich wurden Kennzahlen der Stoffwerte ermittelt, zusammengetragen und in Tabellenform zusammengefasst (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**). Es ist jedoch nicht möglich, alle gewonnenen Ergebnisse in dieser Form wiederzugeben. Daher wurde in der vorliegenden Arbeit versucht, allgemein anwendbare Erkenntnisse herauszuarbeiten und zu beschreiben.

2

Kenngößen gasförmiger Kraftstoffe

Die Anforderungen, die an einen Energieträger für die mobile Anwendung gestellt werden, sind vielfältig. Es sollen ansprechende Fahrleistungen bei ausreichender Reichweite geboten werden, das Fahrzeuggewicht und der notwendige Bauraum für den Speicher gering gehalten werden. Außerdem soll die Herstellung, Verteilung, Speicherung und Umsetzung umweltfreundlich und effizient sein.

Um einen Kraftstoff vorteilhaft im Hinblick auf diese Punkte einsetzen zu können, müssen den Entwicklern von Motoren, Fahrzeugen und Speicher- und Verteileinrichtungen dessen Eigenschaften bekannt sein. In diesem Sinne hat beispielsweise das Internationale Institut für Normung (ISO) die Anforderungen an die Beschaffenheit von Erdgas als Motorenkraftstoff in der ISO 15403-1 festgelegt. Diese Norm bestimmt die Zusammensetzung des Gases und somit auch die erlaubten Anteile von Gasbegleitstoffen, korrosiven Komponenten oder festen Bestandteilen (Staub). Für die motorische Anwendung relevant leitet sie daraus den Wobbe-Index ab und das legt das Klopfverhalten fest. Dieses kann anhand der Methan- bzw. Oktanzahl charakterisiert werden.

$$W_o = \frac{H_o \cdot \rho_{\text{Gas}}}{\sqrt{\rho_{\text{Gas}} / \rho_{\text{Luft}}}}$$

Gleichung 2-1: Wobbe-Index

Der Wobbe-Index (Gleichung 2-1) ist definiert als das Verhältnis des volumetrischen Heizwertes des Brenngases zu dessen relativer Dichte. Entsprechend des eingesetzten Wertes für den Heizwert wird auch hier zwischen einem oberen (W_o) und einem unteren Wobbe-Index (W_u) unterschieden. Er charakterisiert den Energiedurchsatz einer Gasströmung durch einen Querschnitt und ist somit für Sicherheitsaspekte wie auch die Auslegung von Düsen und Injektoren für Brenner und Motoren relevant [39]. Neben den in dieser Norm festgelegten Kenngößen können aber auch weitere die Eigenschaften eines Kraftstoffs bei motorischer Anwendung charakterisieren:

Die Energiemenge, die durch den Ladungswechsel eingebracht werden kann, wird üblicher Weise anhand des **Gemischheizwertes** H_G beschrieben. Daraus lässt sich direkt ein

Wert für das Mitteldruckpotential ableiten (vgl. Abbildung 1-3). Keines der in Österreich erhältlichen Erdgasfahrzeuge ist mit einer Direkteinblasung ausgestattet, daher ist für sämtliche der Gemischheizwert für gemischansaugende Motoren ausschlaggebend. Das Selbe gilt für die in dieser Arbeit beschriebenen Experimente, die ebenfalls an Aufbauten mit äußerer Gemischbildung durchgeführt wurden.

Die zur Fremdzündung notwendige, **minimale Zündenergie** MIE muss durch das Zündsystem bereitgestellt werden. Insbesondere die überstöchiometrische Verbrennung von Erdgas stellt bei höheren Motordrehzahlen hohe Anforderungen, die beispielsweise zur Entwicklung spezieller Zündkerzen (z. B. [56]) und Zündsysteme geführt haben. Eine geringe Zündenergie kann das Risiko an Verbrennungsanomalien erhöhen. Der Zündprozess selbst ist in mehrere Schritte einteilbar (wie beispielsweise in [50] gezeigt), in dieser Arbeit sollen als „Zündprozess“ die im Zeitraum vom elektrischen Zündimpuls bis zur Ausbildung eines deutlich erkennbaren Flammenkerns bzw. bis etwa zum 5%-Massenumsatzpunkt ablaufenden Vorgänge betrachtet werden.

Auch weite **Zündgrenzen** erhöhen das Risiko, dass Verbrennungsanomalien auftreten. So ist beispielsweise während des Gemischbildungsprozesses im Saugrohr in großem Umfang zündfähiges Gemisch vorhanden, das sich in Form von Rückzündungen entflammen kann. Andererseits ermöglichen weite Zündgrenzen einen effizienten überstöchiometrischen Motorbetrieb.

Für ein dieselmotorisches Brennverfahren mit Selbstzündung ist die **Selbstzündungstemperatur** eine relevante Kenngröße die bestimmt, ob das Gemisch sicher entflammt werden kann [48]. Für fremdgezündete Motoren kann sie auch einen Hinweis auf die Empfindlichkeit gegenüber Verbrennungsanomalien, insbesondere Rück- und Frühzündungen, liefern.

Der Ablauf des Verbrennungsprozesses wird durch eine Vielzahl an beeinflussenden Parametern bestimmt. Um Kraftstoffe dennoch hinsichtlich der Geschwindigkeit ihrer Umsetzung vergleichen zu können, wird im Allgemeinen die **laminare Flammengeschwindigkeit** s_L herangezogen.

Die Löschung der Flamme beim Durchlaufen enger Spalte oder in Wandnähe beschreibt die Kenngröße **Quenching Distance**.

Die während der Verbrennung auftretenden Temperaturen beeinflussen den Ablauf der Verbrennung und den Wärmestrom durch die Wandungen wesentlich und wirken sich auch auf die auftretenden Emissionen aus. Zur Abschätzung des Temperaturniveaus wird üblicherweise die **adiabate Verbrennungstemperatur** vergleichend herangezogen.

Die **Kraftstoffzusammensetzung** bestimmt die Produkte einer vollständigen Verbrennung des Kraftstoffs. Der Kohlenstoffgehalt beispielsweise ist verantwortlich für die Entstehung des Treibhausgases CO_2 . Ist die bei der Reaktion freiwerdende Energie bekannt, lassen sich die **spezifischen CO_2 -Emissionen** angeben. Die motorische Verbrennung läuft allerdings in der Regel nicht vollständig ab bzw. chemisches Gleichgewicht

kann nicht erreicht werden. In Folge dessen weicht die Abgaszusammensetzung in der Praxis teils deutlich von den theoretisch zu erwartenden Werten ab (vgl. Kapitel 5.2.4).

Für die Gemischbildung im Saugrohr ebenfalls von Bedeutung können Diffusionseffekte des Kraftstoffs in Luft sein. Die Neigung zur Diffusion von Kraftstoffen wird im Allgemeinen anhand des **Diffusionskoeffizienten** in Luft angegeben. Der Einfluss von Diffusionsprozessen auf die motorische Gemischbildung soll im Folgenden abgeschätzt werden:

2.1 Diffusionsgeschwindigkeit in Luft

Neben dem konvektiven Stofftransport durch Ladungsbewegung und Turbulenz tragen nach dem Einbringen des Kraftstoffes in das mit Frischluft gefüllte Saugrohr auch Diffusionseffekte zur Gemischbildung bei. Den Fickschen Gesetzen zufolge ist der durch Konzentrationsunterschiede getriebene diffusive Stofftransport bestimmt durch den lokalen Gradienten der Stoffkonzentration und einem Proportionalitätsfaktor D („Diffusionskoeffizient“). Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung leitete Fick daraus die durch den Diffusionsprozess verursachte Konzentrationsänderung ab [36].

$$J = -D \frac{\partial c}{\partial x}$$

Gleichung 2-2: 1. Ficksches Gesetz

$$\frac{\partial c}{\partial t} = D \frac{\partial^2 c}{\partial x^2}$$

Gleichung 2-3: 2. Ficksches Gesetz

Der Diffusionskoeffizient D errechnet sich der kinetischen Gastheorie zufolge aus dem Produkt der mittleren freien Weglänge λ eines Gasmoleküls und dessen mittleren Geschwindigkeit. Eine Proportionalitätskonstante berücksichtigt die Definition der mittleren Geschwindigkeit, in der Literatur wird diese Konstante im Allgemeinen mit $1/3$ angegeben [1].

$$D = \bar{s}_m \cdot \frac{\lambda}{3}$$

Gleichung 2-4

Das Äquipartitionstheorem (Gleichverteilungssatz) [36] liefert für die kinetische Energie eines Gasmoleküls in den drei transversalen Freiheitsgraden den Ausdruck

$$E_{\text{kin}} = \frac{m}{2} (s_{m,x}^2 + s_{m,y}^2 + s_{m,z}^2) = \frac{3}{2} k_B T.$$

Gleichung 2-5: Aquipartitionstheorem

Mittels der daraus bestimmten transversalen kinetischen Energie einer Gasmischung

$$\frac{1}{2} \sum m_i \cdot N_A \cdot \bar{v}_i^2 = \frac{3}{2} R \cdot T$$

Gleichung 2-6

errechnet sich die mittlere Geschwindigkeit:

$$\bar{v}_i = \left(\frac{3 \cdot R \cdot T}{M_i} \right)^{1/2}$$

Gleichung 2-7

Für die mittlere freie Weglänge λ gibt Atkins [1] entsprechend der kinetischen Gastheorie den Zusammenhang

$$\lambda = \frac{k_B \cdot T}{\sqrt{2} \cdot \sigma \cdot p}$$

Gleichung 2-8

an, aus dem nach [29] für ein Gasgemisch folgt:

$$\lambda_{1,2} = \frac{4}{\sqrt{2} \cdot N_A \cdot (c_1 + c_2) \cdot (\sqrt{\sigma_1} + \sqrt{\sigma_2})^2}$$

Gleichung 2-9

So errechnet sich der Diffusionskoeffizient:

$$D_{12} = \frac{4 \sqrt{(R_m \cdot T)^3 \cdot \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \right)}}{\sqrt{6} \cdot N_A \cdot p_{\text{ges}} \cdot (\sqrt{\sigma_1} + \sqrt{\sigma_2})^2}$$

Gleichung 2-10

Kenngrößen gasförmiger Kraftstoffe

Bei Standardbedingungen beträgt der Wert für Wasserstoff in Luft $5.51 \cdot 10^5 \text{ m}^2/\text{s}$, für Methan in Luft $1,83 \cdot 10^5 \text{ m}^2/\text{s}$ (mit Stoßquerschnitten σ nach [1]).

Um die Diffusionsgleichung lösen zu können wird im Folgenden von endlosen Zonen reinen Kraftstoffs und Luft ausgegangen, die in der Ebene $x = 0$ zum Zeitpunkt $t = 0$ an einander treffen. Die auftretenden Konzentrationsunterschiede im Saugrohr sind durch die Einblasung von unverdünntem Kraftstoff in die Ansaugluft geprägt, sodass für die rechnerische Abschätzung der Diffusionsgeschwindigkeit vereinfachend von diesen anfangs scharf abgegrenzten Zonen aus reiner Luft bzw. reinem Kraftstoff ausgegangen werden kann. Für diese Annahmen ist nach Schaaf et al. [45] eine analytische Lösung möglich:

$$c_{(u,t)} = \frac{c_0}{2} \left[1 - \operatorname{erf} \left(\frac{u}{\sqrt{4Dt}} \right) \right]$$

Gleichung 2-11

Die Gaußsche Fehlerfunktion $\operatorname{erf}(y)$ ist allgemein durch Gleichung 2-12 definiert.

$$\operatorname{erf}(y) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^y \exp(-v^2) dv$$

Gleichung 2-12: Gaußsche Fehlerfunktion

Diese Lösung ermöglicht die grafische Darstellung der Diffusionskurven für verschiedene Kraftstoffe und Messzeiten. So ist in Abbildung 2-1 der Konzentrationsverlauf zum Zeitpunkt $t = 0$ – eine Sprungfunktion – sowie für verschiedene Messzeiten für Wasserstoff und Methan bei Standardbedingungen dargestellt. Anhand dieses Ergebnisses lässt sich die mittlere Ausbreitungsgeschwindigkeit der 25 %-Front von $x = 0$ nach $x = 1 \text{ mm}$ ermitteln. Für Wasserstoff beträgt diese $v_{0,25} = 5.0 \text{ cm/s}$, für Methan ca. 1.7 cm/s und liegt somit etwa zwei Größenordnungen unterhalb der mittleren konvektiven Transportgeschwindigkeit im Saugrohr¹.

Es ist demnach davon auszugehen, dass bei beiden Kraftstoffen Diffusionsprozesse bei der motorischen Gemischbildung im Saugrohr nur eine untergeordnete Rolle spielen. Daher wird auch das Mischungsverhältnis bei Anwendung in Form eines Mischgases daraus voraussichtlich keinen maßgeblichen Einfluss auf die Gemischbildung zeigen.

¹ $\bar{s}_K = \frac{n \cdot V_h \cdot \lambda_a}{2 \cdot A_{\text{Saugrohr}}}$; für den Transparentmotor ergibt sich bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und $\lambda_a = 1$:

$$\bar{s}_K = 4.33 \text{ m/s}$$

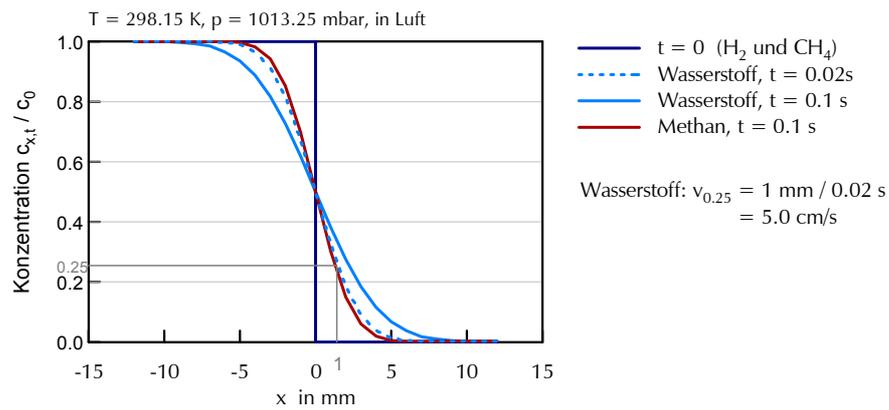


Abbildung 2-1: Diffusion: Verlauf der Kraftstoffkonzentration zu den Zeitpunkten $t = 0$, $t = 0.02$ und $t = 0.1$

Die in Tabelle 3 gelisteten Werte zeigen den Einfluss von Druck und Temperatur auf die Diffusionsgeschwindigkeit.

Tabelle 3: Diffusionsgeschwindigkeit

Kraftstoff	Druck mbar	Temperatur K	$v_{0.25}$ cm/s
Wasserstoff	1013.25	298.15	5.01
	1013.25	373.15	7.01
	2013.25	298.15	2.52
Methan	1013.25	298.15	1.66
	1013.25	373.15	2.32
	2013.25	298.15	0.84

3

Experimentelle Untersuchung der Gemischbildung

Für die Untersuchungen zur motorischen Gemischbildung stand vor allem das Verständnis des Mischungsprozesses sowie der motorischen Effekte, die durch Ungleichverteilung des Kraftstoffs (Ladungsschichtung) im Saugrohr auftreten können, im Vordergrund. In der Vergangenheit wurde die Kraftstoffverteilung im Brennraum bei äußerer Gemischbildung als weitestgehend homogen angenommen – zumindest spätestens etwa dann, wenn der Zündzeitpunkt erreicht wird. In früheren Arbeiten wurde diese Konfiguration sogar als homogenes Referenzgemisch für die Quantifizierung optischer Messungen (vgl. 3.2.1) bei Direkteinblasung herangezogen [31]. In der vorliegenden Arbeit sollte betrachtet werden, unter welchen Umständen sich derartige Schichtungen tatsächlich ausbilden, wie diese ausgeprägt sind und wie sie sich durch Mischungsprozesse verändern. Motorisch relevant sind insbesondere die Kraftstoffverteilung zu Beginn des Verbrennungsprozesses und deren Einfluss darauf. Von besonderem Interesse waren in diesem Zusammenhang auch Verbrennungsanomalien, vor allem Rückzündungen, deren Ursachen und Vermeidung. Durch die Anwendung unterschiedlicher Kraftstoffzusammensetzungen wurde versucht, deren Effekt auf den Gemischbildungsprozess zu erfassen. Beim Betrieb des Prüflings wurden relevante Betriebsparameter nach Möglichkeit unabhängig von einander variiert. Damit sollten Hinweise für eine optimierte Steuerungsstrategie gefunden werden.

Die Experimente wurden an einem Transparentmotor durchgeführt, der über optische Zugänge zum Brennraum verfügt. Zusätzlich wurde dieser mit umfangreichen optischen Zugängen ins Saugrohr ausgerüstet. Diese Bauweise erlaubt es, vielfältige Beobachtungstechniken mit relativ geringem Adaptierungsaufwand einzusetzen [34]. Um die Kraftstoffverteilung visualisieren und analysieren zu können, kommen im vorliegenden Fall lasermetrische Verfahren zum Einsatz.

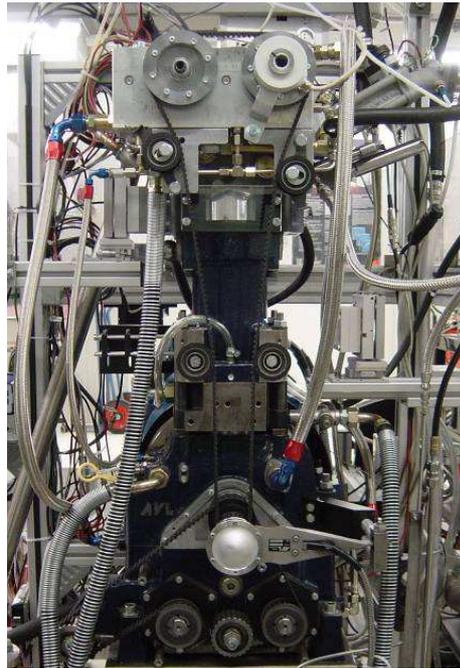


Abbildung 3-1: Transparentmotor

3.1 Transparentmotor

Der Transparentmotor am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik basiert auf einem Einzylinder-Forschungsmotor des Typs 5403 der Firma AVL, der ein modulares Konzept des Motoraufbaus bietet und so die Ausstattung mit optischen Zugängen ermöglicht (Abbildung 3-1). Die optischen Elemente bestehen im Wesentlichen aus folgenden Hauptkomponenten:

Ein hohler Langkolben mit einem Glasfenster, das fast den gesamten Kolbenboden umfasst, erlaubt mit Hilfe eines ortsfesten Spiegels im Inneren des geschlitzten Kolbens den Einblick entlang der Zylinder-Längsachse in den Brennraum. Die Abdichtung zum Brennraum übernehmen Kolbendichtringe aus einem Bronze-Teflon Sintermaterial. Dank dieser kann zur Vermeidung von Verschmutzung der optischen Bauteile auf eine Ölschmierung verzichtet werden.

Die oberen 44 mm des Zylinderrohrs werden durch einen Glaszylinder geformt. Die Kontur des Glasrings folgt zusätzlich der Kontur des Dachbrennraums und ermöglicht so einen umfangreichen optischen Zugang zum Brennraum.

Der Zylinderkopf ist eine Einzelanfertigung der BMW Forschung und Technik GmbH und entspricht weitgehend dem Zylinderkopf des thermodynamischen Forschungsmotors (Kapitel 5.1) mit einzelnen Anpassungen für die Applikation des Glasrings. Die Geometrie mit Dachbrennraum, 4 Ventilen und zentraler Kerzenposition entspricht der einer

Tabelle 4: Technische Daten Transparentmotor (Grundmotor) [31]

Bohrung x Hub	mm	86 x 86
Hubraum	cm ³	499.6
Verdichtungsverhältnis	-	9.1
Pleuellänge	mm	143
max. Zylinderdruck	bar	150
max. Drehzahl	min ⁻¹	6000
Zündkerze		Bosch ZLR 2 MTE
Zündenergie	mJ	≈60
Massenausgleich		1. Ordnung
Anzahl Ventile		4
Injektorpositionen		DI seitlich DI zentral AGB
Steuerzeiten		
Einlass Öffnen/Schließen		370 °KW/ 122 °KW v.OT
Auslass Öffnen/Schließen		132 °KW/ 388 °KW n.OT

modernen PKW-Otto-Konfiguration [31]. Die wichtigsten technischen Daten des Motors in der dargestellten optischen Variante sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Die optischen Komponenten Glasring und Kolbenboden sind aus synthetischem Quarzglas gefertigt, dessen amorphes Gefüge eine hohe Temperaturwechselbeständigkeit sowie eine optische Transmissivität im UV-Bereich ermöglicht. Die angewandte Lasermesstechnik erfordert dies sowohl für die Anregung als auch für die Signaldetektion. Eine Wandstärke der Glaskomponenten von 18 mm erlaubt Spitzendrücke im Brennraum bis 60 bar und somit einen gefeuerten Betrieb.

Einschränkungen gegenüber konventionellen Ausführungen ergeben sich durch den begrenzten Spitzendruck und die reduzierte Drehzahlgrenze von 2000 min⁻¹ aufgrund der erhöhten Kolbenmasse. Die optischen Komponenten sind nicht gekühlt; so ergibt sich abhängig von der Last eine Einschränkung der zulässigen Betriebsdauer um eine thermische Überlastung zu vermeiden. Dies kann gerade bei erhöhten Lasten verhindern, innerhalb der zulässigen Betriebsdauer einen vollständig stationären Betriebspunkt erreichen und anschließend eine Messung über eine übliche Messdauer durchführen zu können. So

Tabelle 5: Technische Daten optische Komponenten [31]

min. Höhe Glaszylinder	mm	44
Wandstärke Glaszylinder	mm	18
Durchmesser Kolbenfenster	mm	74.7
Wandstärke Kolbenfenster	mm	19
max. Zylinderdruck	bar	60
max. Drehzahl	min ⁻¹	2000
max. Abgastemperatur ¹⁾	°C	400

¹⁾ als Indikator für Bauteiltemperatur

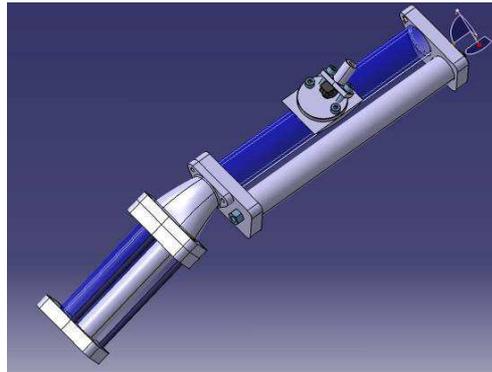


Abbildung 3-2: Übersicht optische Saugrohrkomponenten: Injektor im einflutigen Segment, verbunden durch ein Y-Stück mit dem zweiflutigen Segment

muss in diesen Fällen eine verkürzte Einschwingdauer sowie eine geringere Zyklenzahl für die Messung in Kauf genommen werden. Die veränderten Randbedingungen führen weiters zu Unterschieden in der Oberflächentemperatur und dem Wärmeübergang der Zylinderwand und somit auch zu Unterschieden in der Ladungstemperatur gegenüber konventionellen Aggregaten. Dies ist insbesondere bei der Analyse von temperaturabhängigen Prozessen wie der Entzündung des Kraftstoffgemisches und der Flammenausbreitung zu berücksichtigen. Es wird jedoch im Allgemeinen davon ausgegangen, dass der Einfluss auf die Gemischbildung gerade bei Verwendung von gasförmigen Kraftstoffen als gering zu bewerten ist [31].

3.1.1 Saugrohr mit optischen Zugängen

Um den Gemischbildungsvorgang im Saugrohr visualisieren zu können, wurde der Transparentmotor mit einem Saugrohr versehen, das ebenfalls einen umfangreichen optischen Zugang bietet. Damit die Übertragbarkeit der Ergebnisse gewährleistet werden kann, wurde für die beiden Messkampagnen zur optischen Untersuchung der Gemischbildung und zur Verbrennung (siehe Kapitel 4) ein nach Möglichkeit gleicher Versuchsaufbau konfiguriert. Zur Bestimmung der notwendigen Umfänge des optischen Zugangs im Zuge der Auslegung wurde ein dreidimensionales Modell der Sauganlage mit vorläufigen Abmessungen erstellt. Die Einblasung erfolgt in diesem Modell unter 45° in Strömungsrichtung. Saugrohr- und Zylinderdruck wurden mit Hilfe von Messdaten vom Motorprüfstand (bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$) als Randbedingungen ermittelt. Der Start der Einblasung wurde bei 300°KW nach dem Zünd-OT gewählt, zum Erreichen eines Luftverhältnisses von $\lambda=1.5$ mit Wasserstoff wurde eine Einblasedauer von 50°KW errechnet. Besten Dank an René Heindl für die Erstellung und Vernetzung des Modells sowie die Durchführung der Simulationsrechnung.

Das Ergebnis der Rechnung bei 390°KW – etwa beim Ende der Einblasung – zeigt, dass der eingebrachte Kraftstoffstrahl etwas über 180 mm weit in das Saugrohr vordringt, bis seine kinetische Energie weitgehend aufgebraucht ist (Abbildung 3-3). Dieses Maß wurde für die Ausdehnung des optischen Zugangs im einflutigen Bereich des Saugrohrs

Experimentelle Untersuchung der Gemischbildung

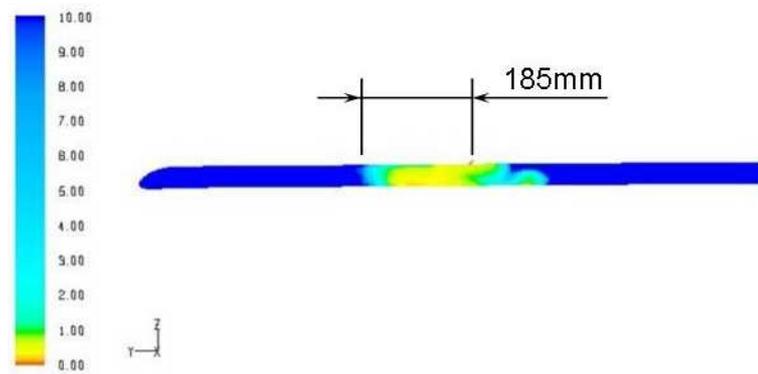


Abbildung 3-3: Vorab-Simulation der Gemischbildung für die Saugrohr-Auslegung, Einblasebeginn 300 °KW, Aufnahme bei 390 °KW

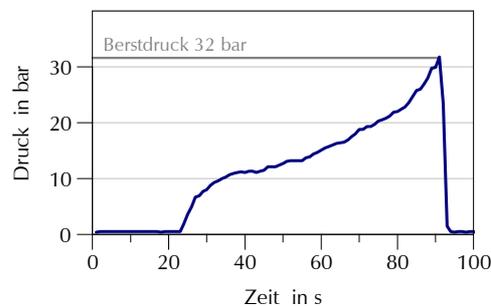


Abbildung 3-4: Druckverlauf Berstversuch Quarzglasrohr ($\phi_a=33.4\text{mm}$, $\phi_i=30\text{mm}$)

stromabwärts des Injektors gewählt und – für eine vertikale oder der Strömungsrichtung entgegen gesetzte Einblaserichtung – auch für die Ausdehnung stromaufwärts.

Die Abmessungen des zweiflutigen Saugrohrabschnittes wurden vom bestehenden, nicht-transparenten Pendant, das zusätzlich eine Drallklappe beinhaltet, übernommen, um eine modulare Austauschbarkeit bei unveränderter Gasdynamik zu ermöglichen.

Für die Werkstoffwahl gilt genauso wie für die optischen Komponenten des Brennraums die Anforderung der Transmissivität im UV-Bereich, da sich sowohl die Wellenlängen der Laseranregung als auch das zu detektierende Signal in diesem Frequenzspektrum befinden (Kapitel 3.2). Um optische Verzerrungen insbesondere im Randbereich gering zu halten ist die Wandstärke zu minimieren. Ein durchgeführter Berstversuch an einem Musterstück der gewählten Materialqualität und Bearbeitungsform zeigte, dass bei einem Rohrdurchmesser von 30 mm eine Wandstärke von 1.7 mm ausreicht, um eine statische Druckbelastung von über 30 bar aufnehmen zu können (Abbildung 3-4). Die notwendige Öffnung für den Injektor lässt eine deutlich verringerte Druckbelastbarkeit erwarten. Um die Schwächung gering zu halten, wurde die Ausnehmung vollständig ohne Kerben ausgeführt und deren Oberfläche nachträglich durch eine Flammenpolitur vergütet. Somit ist die Betriebssicherheit auch beim Auftreten von Rückzündungen ins Saugrohr, bei deren Auftreten ein Spitzendruck von 5 bar in Versuchen nicht überschritten wurde, gewährleis-

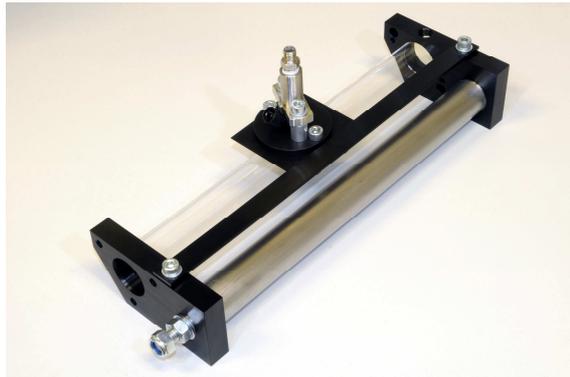


Abbildung 3-5: Optisch zugängliche Saugrohrkomponenten – 1-flutiger (oben) und 2-flutiger Bereich (unten)

tet. Gittereinsätze im Saugsystem verhindern zusätzlich, dass eventuelle Bruchstücke durch den Motor angesaugt werden können.

Um den Betrieb auch ohne die empfindlichen Glaskomponenten zu ermöglichen wurde für den einflutigen Bereich ein Saugrohrsegment aus Aluminium mit denselben Dimensionen gefertigt. So stimmen die für die Gasdynamik relevanten Geometrien in sämtlichen Konfigurationen überein. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, das zweiflutige Saugrohrelement zu entfernen und das Y-Stück direkt am Zylinderkopf zu montieren, womit der Injektor nun wesentlich näher am Einlassventil sitzt. Somit lässt sich der Einfluss der Entfernung des Injektors zum Brennraum auf den Gemischbildungsprozess beurteilen.

Die Injektoraufnahme ist ausgelegt für den Typ NGI 2 der Robert Bosch GmbH und kompatible Typen. Die modulare Bauweise erlaubt eine rasche Variation der Einblasrichtung. Es wurden Einsätze für eine vertikale Einblasung, das heißt normal zur Strömungsrichtung, gefertigt, sowie ein Einsatz für eine Einblasung unter einem Winkel von 45° in oder gegen die Strömungsrichtung.

3.1.2 Injektor

Für sämtliche Messungen kam der Injektor Typ NGI 2 der Robert Bosch AG zum Einsatz, der vom Hersteller für die Großserienanwendung in Erdgasfahrzeugen vorgesehen ist. Dieser weist ein Flachsitz-Ventil auf, das von einer Magnetspule betätigt wird. Ähnliche Wobbe-Indizes der untersuchten Gase (siehe **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) erlauben es, mit nur geringer Anpassung der Einblasedauer die selben eingebrachte Kraftstoffenergie zu erreichen, sodass der Injektor mit unveränderten Strömungsquerschnitten auch für Wasserstoff und die Mischgase eingesetzt werden kann. Da Wasserstoff eine wesentlich niedrigere Schmierfähigkeit als Erdgas aufweist und außerdem zur Versprödung von metallischen Werkstoffen durch Diffusion in deren Gitterstruktur neigt, ist mit einer verringerten Lebensdauer zu rechnen. Eichlseder et al. führten Versuche zur Dauererprobung im Wasserstoffbetrieb durch, in denen eine Betriebsdauer von etwa 250 Stunden unter motorischen Bedingungen erreicht wurde [16]. So konnte besonders für den Mischgasbetrieb eine ausreichende Betriebssicherheit erwartet werden, was mittlerweile - nach Durchführung sämtlicher Messungen ohne Störungen seitens des Injektors - auch bestätigt werden kann.

3.2 Laserinduzierte Fluoreszenz LIF

Laseroptische Messverfahren am Transparentmotor sind am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz bereits seit vielen Jahren ein bewährtes Entwicklungswerkzeug für die Brennverfahrensentwicklung. In zahlreichen Arbeiten wurden optische Messverfahren erprobt, weiterentwickelt und in der Motorenforschung eingesetzt. So konnte insbesondere dank der Vorarbeit von Kirchweber und Haslacher und durch die Zusammenarbeit mit Rainer Haslacher im Rahmen seiner Dissertation [25] die Lasermesstechnik für die vorliegenden Untersuchungen als weitgehend bewährtes Entwicklungswerkzeug eingesetzt werden. Zur Visualisierung der Kraftstoffverteilung im Zuge von Gemischbildungsuntersuchungen hat sich vor allem die Tracer-LIF-Methode bewährt, die auch im vorliegenden Fall eingesetzt wurde.

Die Methode der laserinduzierten Fluoreszenz beruht auf dem Prinzip der Energieübergänge von Elektronen eines Moleküls, wenn diese durch Licht auf ein höheres Energieniveau gebracht werden. Da diese Energieübergänge diskrete Werte aufweisen, muss entsprechend dem Zusammenhang $\Delta E = h \cdot \nu$ für eine spezifische Anregung monochromatisches Licht entsprechender Wellenlänge eingesetzt werden. Die Anzahl der möglichen Energieübergänge und deren Energiedifferenz sind von der Struktur des Moleküls abhängig. Der angeregte Zustand ist jedoch instabil, sodass das Elektron bereits nach sehr kurzer Zeit auf das Grundniveau zurückfällt. Dieser Energieabbau kann unter Abgabe von Photonen erfolgen – der sogenannten Fluoreszenzstrahlung, die gegenüber der Anregungsfrequenz in den langwelligen Bereich verschoben ist. Daher kann dieses Licht mittels Filter von der Anregung spektral getrennt und als Fluoreszenzsignal detektiert werden [31].

Um diesen diskreten Energieübergang anhand des Fluoreszenzsignals detektieren zu können, ist eine schmalbandige Filterung notwendig. Diese ist in der Regel nicht durch konventionelle Bandpassfilter möglich sondern muss beispielsweise mittels Serienschaltungen von schmalbandig reflektierenden Spiegeln realisiert werden. Auch auf die aufwändige, schmalbandige Abstimmung eines Lasers zur Erzeugung monochromatischen Lichts bestimmter Wellenlänge kann verzichtet werden, wenn das anzuregende Molekül eine Vielzahl spektral dicht nebeneinander liegender erlaubter Energieübergänge aufweist, wie es bei den üblicherweise verwendeten Tracersubstanzen der Fall ist. Deren breites Absorptionsspektrum erlaubt die effektive Anregung mit der typischen Bandbreite konventioneller Lasersysteme, was die Applikation des Messsystems wesentlich vereinfacht. Ist die Grundsubstanz homogen mit Tracermolekülen durchsetzt, kann bei dieser Tracer-LIF Methode wie bei einer direkten Anregung des gesuchten Stoffes vorgegangen werden.

Als Tracer kommt im vorliegenden Fall Trimethylamin C_3H_9N („TMA“) zur Anwendung, das die umfangreichen Anforderungen an einen Tracer für diesen Einsatzfall bestmöglich erfüllt [25]. Dessen Fluoreszenzspektrum liegt bei breitbandiger Anregung mit einem KrF-Excimerlaser ($\lambda_L = 248 \text{ nm}$) zwischen etwa 275 – 320 nm [26]. Eine Mischung aus 350 ppm Tracer im Kraftstoff, die als fertiges Gemisch in Druckflaschen mit 150 bar bezogen wird, erlaubt eine ausreichende Signalausbeute noch ohne der Gefahr des Auskondensierens des Tracers unter motorischen Bedingungen oder während der Speicherung. Dies wird durch einen Partialdruck sichergestellt, der im relevanten Druck- und Temperaturbereich unterhalb des Dampfdrucks liegt.

Die Anregung der Tracermoleküle erfolgt mittels des Excimerlasers Lambda Physik COMPex 150 T mit KrF-Füllung bei einer nominellen Wellenlänge 248 nm. Der verwendete Tracer erlaubt aufgrund des weiten Absorbitionsbereichs einen reinen Amplifier-Betrieb, sodass der Aufwand zur schmalbandigen Abstimmung der Oszillatorröhre entfallen kann. Über ein Linsensystem wird der Laserstrahl zu einem „Lichtschnitt“ geformt, der eine Ebene des betrachteten Volumens ausleuchtet. Normal zu dieser Ebene wird eine hochempfindliche ICCD-Kamera ausgerichtet, die das durch einen Bandpassfilter von Streulicht und Störsignalen separierte Fluoreszenzsignal erfasst.

3.2.1 Signal, Referenzaufnahme und Quantifizierung

Die Intensität des LIF-Signals zeigt bei Anwendung von TMA eine praktisch ideal lineare Abhängigkeit vom Kraftstoff/Luft-Verhältnis Φ und ist damit umgekehrt proportional zum Luftverhältnis λ (Abbildung 3-6). Der Nullpunkt dieser Geraden geht außerdem durch den Ursprung des Diagramms, was es erlaubt, diese Gerade anhand einer einzigen Stützstelle eindeutig zu definieren. Um einer bestimmten Signalintensität ein Luftverhältnis zuzuordnen zu können („Quantifizieren“), ist daher nur eine einzelne Messung bei bekanntem Luftverhältnis zur Kalibrierung des Signals notwendig. Damit anhand der Abgasanalyse eine Aussage über das lokale Luftverhältnis im Untersuchungsvolumen getroffen werden kann muss die Ladung vollständig homogenisiert sein. Nur so kann das Luftverhältnis bei dieser „homogenen Referenzaufnahme“ exakt bestimmt werden.

Experimentelle Untersuchung der Gemischbildung

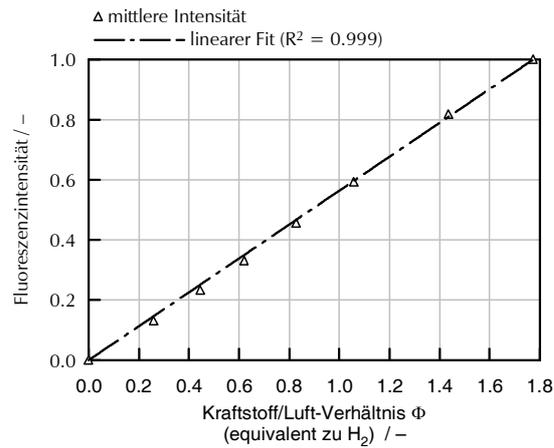


Abbildung 3-6: Fluoreszenzintensität TMA über Kraftstoff/Luft-Verhältnis [26]

Zur Sicherstellung einer homogenen Füllung auch im Saugrohr wurde ein weiteres Einblaseventil stromaufwärts des Untersuchungsvolumens in das Ansaugsystem des Motors integriert, dem ein Gemischhomogenisator (Abbildung 3-7) nachgeschaltet wurde. Die Ausführung und Anordnung der Prallplatten in diesem Homogenisator wurde in Anwendung der 3D-CFD Simulation festgelegt – durchgeführt durch Herrn Obermair im Zuge einer Projektarbeit. Die Simulation bestätigt auch schließlich die hochgradig homogenisierte Tracerverteilung in den Beobachtungsvolumina [37].



Abbildung 3-7: Gemischhomogenisator

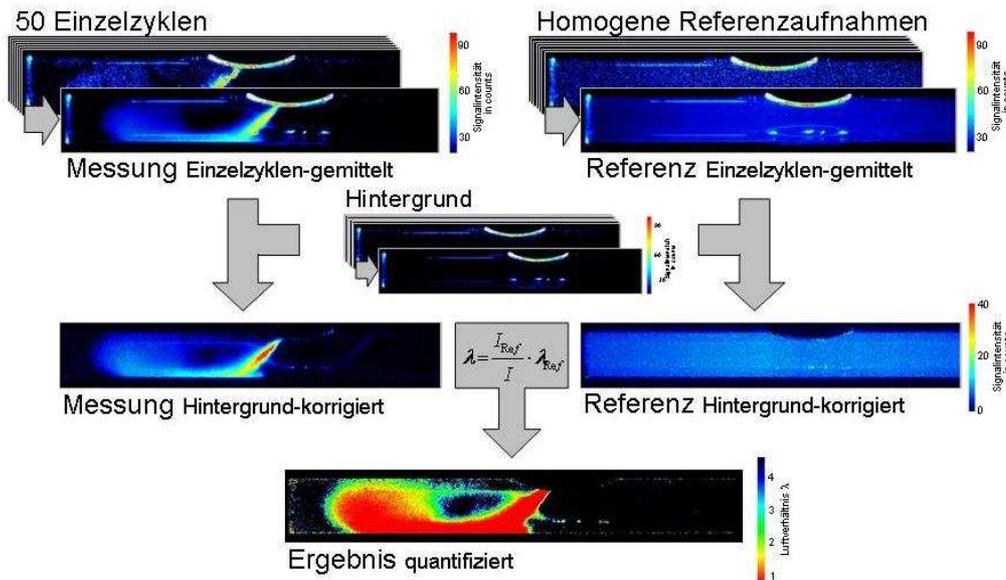


Abbildung 3-8: Methodik der Bilderfassung und -verarbeitung

3.2.2 Auswertemethodik

In jedem Messpunkt wird zum jeweiligen Kurbelwinkel eine Serie von 50 Einzelbildern aufgenommen. Direkt im Anschluss daran wird eine Bildserie bei Zylinderfüllung mit homogenem Referenzgemisch erstellt. Dazu erfolgt die Kraftstoffeinbringung mittels des zusätzlichen, dem Homogenisator im Ansaugtrakt vorgelagerten Einblaseventils. Abschließend wird eine weitere Bildserie ohne Kraftstoffeinbringung aufgenommen, die Streu- und Hintergrundlicht detektiert.

Im Anschluss an die Messung wird mittels der Bildverarbeitungssoftware durch Mittelung jedes einzelnen Bildpunktes über die 50 Einzelzyklen ein Mittelwertbild von allen drei Bildserien erstellt. Durch pixelselektive Differenzbildung zwischen Mess- und Hintergrundbild bzw. zwischen Referenz- und Hintergrundbild lassen sich die Störeinflüsse durch Streu- und Umgebungslicht eliminieren. Anschließend kann basierend auf dem im vorigen Kapitel beschriebenen, linearen Zusammenhang zwischen Signalintensität und Luftverhältnis die Hintergrund-korrigierte Messung anhand des Hintergrund-korrigierten Referenzbildes kalibriert werden. Das Ergebnis zeigt dann quantifiziert die Gemischverteilung im Messvolumen.

Zur Anwendung kommt eine hochempfindliche, intensivierte CCD-Kamera vom Typ LaVision Imager 3s mit einem Bildverstärker LaVision IRO. Die maximale Auflösung liegt bei 1280 (horizontal) mal 1024 Pixel (vertikal), zur Erhöhung der Empfindlichkeit können durch „Binning“ mehrere Bildpunkte auf Kosten der Auflösung zu einem einzelnen zusammengefasst werden. Es wird eine Wiederholrate von bis zu 8 Hz für die Aufnahme erreicht, sodass die Aufnahme des motorischen Prozesses mit ausreichender zeitlicher Auflösung in einem einzelnen Motorzyklus nicht möglich ist. Die Erfassung der

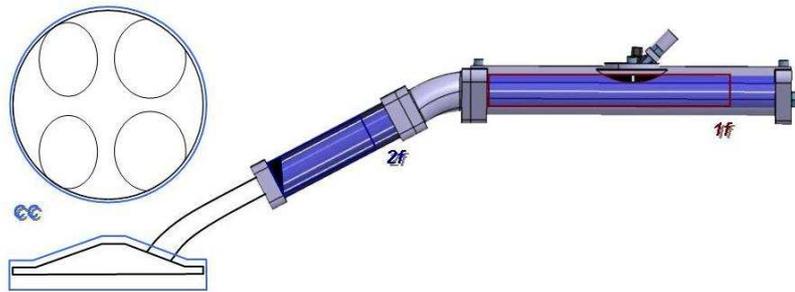


Abbildung 3-9: Messstellenübersicht

einzelnen Zeitschritte der Bildfolgen erfolgt daher jeweils in separaten Motorzyklen. Nach der Verarbeitung der (in der Regel 50) Einzelaufnahmen jedes Zeitschrittes nach dem oben beschriebenen Schema werden die Ergebnisbilder zur Bildfolge aneinander gereiht.

Die Triggerung der Kamera erfolgt mittels der Triggereinheit PTU 8 von LaVision, der der exakte Aufnahmezeitpunkt wiederum über das Motorsteuergerät (AVL ETU 427) vorgegeben wird. Für weitere Details siehe [31].

3.2.3 Messstellen und Messaufbau

Die in Abbildung 3-9 im Überblick gezeigten optischen Zugänge zum Saugsystem und Brennraum des Transparentmotors machen einen umfangreichen Einblick in den Gemischbildungsprozess möglich. Für die einzelnen Messstellen ist die Strahlführung und Kameraposition spezifisch zu adaptieren:

Saugrohr einflutig „1f“

Dieser sehr große optische Zugang, der auch die Injektorspitze beinhaltet, erlaubt die Erfassung des Kraftstoffstrahls bereits beim Eintreten in das Saugrohr. Auch die in diesem Bereich vorrangig durch die Dissipation des Eindringimpulses getriebenen Gemischbildung kann weiträumig sichtbar gemacht werden.

Der Laserstrahl tritt mit einem rechteckigen Querschnitt mit 10 mm (horizontal) mal 25 mm (vertikal) aus dem Excimerlaser aus und wird mittels Umlenkspiegeln bis auf die Höhe des Injektors geführt. Die Auffächerung des Strahls in Saugrohr-Längsrichtung erfolgt mit einer Zylinderlinse – im vorliegenden Fall zusammengesetzt aus zwei Einzelprismen $R=90$ mm und $R=61.5$ mm, die Bündelung zum Lichtschnitt in Querrichtung dazu mittels einer Zylinderlinse $f=1000$ mm. Die intensivierete CCD-Kamera steht rechtwinklig auf diese Ebene.

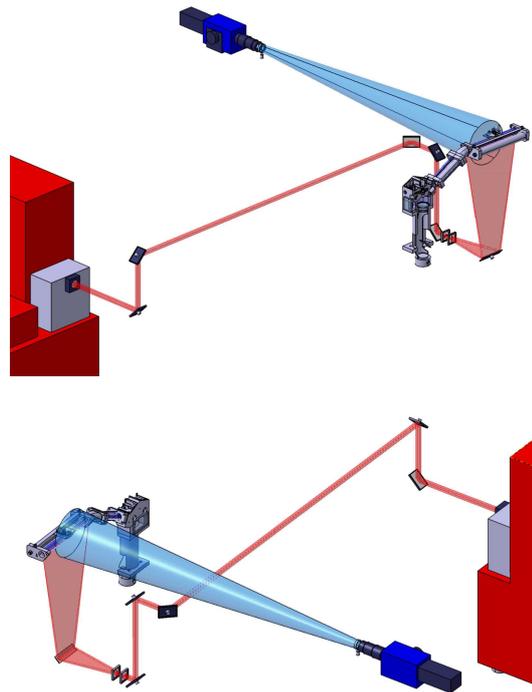


Abbildung 3-10: Strahlführung 1f

Saugrohr zweiflutig „2f“

Der Messaufbau samt Strahlführung entspricht weitestgehend der unter „1f“ beschriebenen Konfiguration. Der letzte Umlenkspiegel wird etwas geneigt, um den Laserstrahl normal auf die Längsachse dieses Saugrohrsegments eintreten zu lassen. Die Linse zur Bündelung des Strahls muss entsprechend dem verkürzten Strahlengang hinter den vierten Umlenkspiegel gesetzt werden.

Brennraum „CC“

Im Brennraum wurden zwei verschiedene Positionen für die Lage des Lichtschnittes gewählt. Um eine räumliche Aussage über die Gemischverteilung treffen zu können, wurde alternativ sowohl die vertikale Symmetrieebene des Brennraums als auch eine orthogonal dazu liegende, horizontale Ebene im Quetschspalt ausgeleuchtet.

Die Ausleuchtung für den vertikalen Lichtschnitt erfolgt sowohl durch einen seitlich durch den Glasring eingekoppelten Strahl, also auch von unten durch den Kolbenboden über den ortsfesten Spiegel im Inneren des Zylinderrohres (Abbildung 3-11). So ist eine gut homogene Ausleuchtung des gesamten Volumens inklusive der Quetschpalte möglich. Die Kamera steht senkrecht auf diese Ebene.

Für den horizontalen Lichtschnitt wird der geformte Laserstrahl ausschließlich seitlich durch den Glasring eingekoppelt (Abbildung 3-12). Die Aufnahme erfolgt von unten

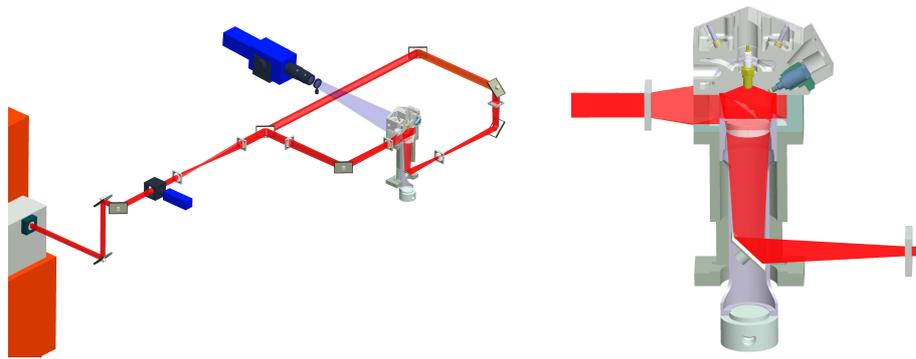


Abbildung 3-11: Strahlführung vertikaler Lichtschnitt

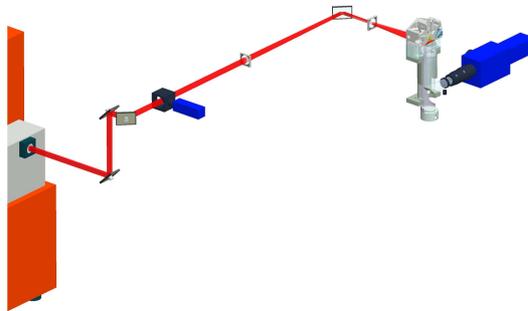


Abbildung 3-12: Strahlführung horizontaler Lichtschnitt

durch den Kolbenboden über den ortsfesten Spiegel im Zylinderrohr. Für Details zu diesen beiden Konfigurationen sei auf [25] und [31] verwiesen.

3.3 Messergebnisse Gemischbildung

Die Schwerpunkte bei der Festlegung des Messprogramms wurden einerseits auf den Vergleich der Kraftstoffe und andererseits auf grundlegende Informationen für die Steuerungsstrategie gelegt, die aus einer Parametervariation resultieren sollten. Dazu wurde in ersten Vorversuchen der Einfluss des Einblasezeitpunktes betrachtet. Dabei zeigte sich, dass zwischen zwei grundsätzlichen Strategien unterschieden werden muss: Bei einer Einblasung während des Ansaugtaktes („saugsynchron“, bei offenen Einlassventilen) hat die Feineinstellung des Einblasezeitpunkts einen relativ hohen Einfluss auf die Gemischverteilung, bei einer Einblasung bei geschlossenem Einlassventil in eine praktisch ruhende Ladung im Saugrohr („vorgelagerte Einblasung“) ist dieser Einfluss hingegen gering (siehe auch [38]). Allerdings ist aufgrund des beschränkten Zeitfensters für eine saugsynchrone Einblasung insbesondere bei hohem Wasserstoffanteil, hohen Drehzahlen und

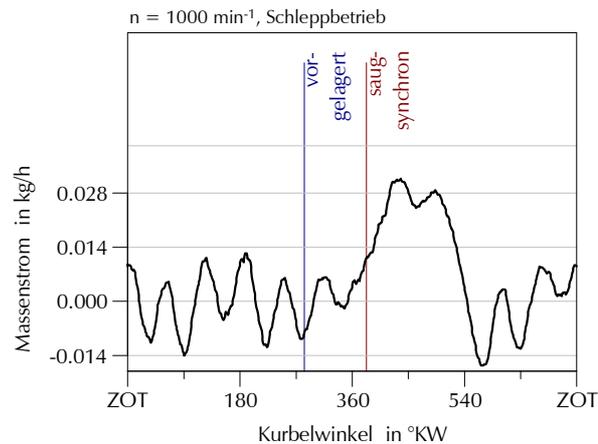


Abbildung 3-13: Massenstrom im Saugrohr an Injektorposition [38]

Lasten und den daraus resultierenden langen Einblasedauern der mögliche Einblasebeginn in engen Bereichen vorgegeben. Im Zuge der Parametervariationen sollte keine Optimierung auf einzelne Betriebspunkte durchgeführt werden, vielmehr wurde Wert auf grundsätzliche Vergleiche gelegt. Daher wurden für die folgenden Versuche zwei mögliche Zeitpunkte für die Einblasung so vorgegeben, dass die Kraftstoffmasse entweder vollständig in das Saugrohr eingebracht wird noch während die Einlassventile geschlossen sind (Einblasebeginn EB 280 °KW), oder dass die Einblasung im Wesentlichen während der höchsten Strömungsgeschwindigkeiten im Ladungswechsel erfolgt (EB 380 °KW). Abbildung 3-13 zeigt diese gewählten Einblasezeitpunkte und den Verlauf des Massenstroms der Frischladung im Saugrohr, der mit einer eindimensionalen Ladungswechselsimulation für einen Schlepppunkt ermittelt wurde.

3.3.1 Vergleich der Brenngase

Die Kraftstoffe wurden in einem Betriebspunkt verglichen, bei dem das Brenngas in eine ruhende Ladung eingebracht wird (EB 280 °KW), so ist die Mischung durch Ladungsbewegung während der Einbringung vernachlässigbar und die Einflüsse durch die Kraftstoffzusammensetzung werden am ehesten deutlich. Für den Vergleich wurde ein konstantes Luftverhältnis von $\lambda = 1.3$ gewählt, aufgrund des unterschiedlichen Luftbedarfs ist die Einblasedauer jeweils entsprechend anzupassen.

Während des Zünd-OT's (ZOT) befindet sich im beobachteten Saugrohrvolumen „1f“ fast ausschließlich Frischluft, lediglich im linken, motorseitigen Bildrand ist vor allem bei Wasserstoff der Rand des im vorherigen Zyklus mit Kraftstoff versehenen Volumens zu erkennen (Abbildung 3-14). Vorallem durch die Gasdynamik dehnt sich diese Zone noch während des Arbeitstaktes in das beobachtete Volumen hinein weiter aus (Aufnahme bei 180° bzw. 290 °KW). Die Einblasung des Kraftstoffs in die fast ruhende Luft im Saugrohr bewirkt durch die Umlenkung an der gegenüberliegenden Saugrohrwand eine näherungsweise symmetrische Ausbreitung in beide Richtungen im Saugrohr (310°). Das erfasste Volumen wird durch die Dissipation des Kraftstoffstrahls dabei bereits gut

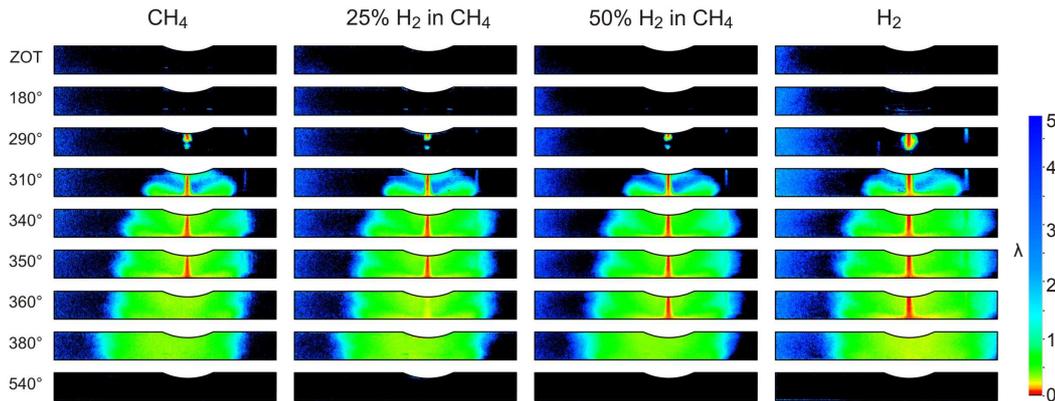


Abbildung 3-14: Gemischbildung im Saugrohrabschnitt 1f, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1.3$, Einblasebeginn $EB = 280 \text{ }^\circ KW$ („vorgelagert“), Kraftstoffdruck $p_k = 6 \text{ bar}$, Mitteldrücke p_i 5.4/5.4/5.3/4.2 bar (v.l.n.r.)

homogenisiert mit Kraftstoff durchsetzt. Zwischen diesem Volumen und dem im vorhergehenden Zyklus mit Kraftstoff versehenen Frischladungsvolumen verbleibt eine fast kraftstofffreie Zone. Unter anderem bedingt durch die geringere Einblasedauer ist die Ausbreitung dieser Zone mit Methan am größten, während bei Wasserstoff nur ein kleiner kraftstoffarmer Bereich entsteht. Die Lage der Zonen im Saugrohr verschiebt sich etwas in Abhängigkeit von der Kraftstoffzusammensetzung, was sowohl durch die längere Einblasedauer als auch durch den Einfluss der Kraftstoffeigenschaften auf die Gasdynamik² hervorgerufen werden kann (380°). Während des Ladungswechsels (vergleiche Abbildung 3-13) wird das gesamte Gemisch aus dem Beobachtungsvolumen in Motorrichtung weitertransportiert, sodass während dessen Ende dort reine Frischluft vorherrscht (540°).

Das Ergebnis zeigt, dass sich trotz des hohen Dichteunterschieds von Wasserstoff und Methan der Gemischbildungsprozess in allen Fällen nicht relevant von einander unterscheidet. Die geringen Abweichungen in der Ausdehnung und Lage der kraftstoffarmen Ladung können vorrangig auf die notwendige Differenz in der Einblasedauer zurückgeführt werden.

Deutlicher werden diese Unterschiede im Messbereich „2f“. Die Ansaugluft ist hier bereits weitgehend mit Kraftstoff versehen und nur durch kurze, kraftstoffarme Zonen zwischen den einzelnen Kraftstoffpulsen unterbrochen. Deren Größe nimmt mit zunehmendem Wasserstoffanteil ab, während sich deren Lage in motorabgewandter Richtung verschiebt. Soll eine vergleichbare Kraftstoffverteilung im Saugrohr erzielt werden, ist bei großen Konzentrationsunterschieden an Wasserstoff im Kraftstoff die Montageposition des Injektors bzw. das Timing der Einblasung entsprechend anzupassen.

² Schallgeschwindigkeit bei Normbedingungen (273.15 K, 1013.25 mbar): H_2 1260.7 m/s, CH_4 430.7 m/s, Gemisch $\lambda = 1.3$: H_2 377.9m/s, CH_4 336.6m/s (Quelle NIST/Refprop)

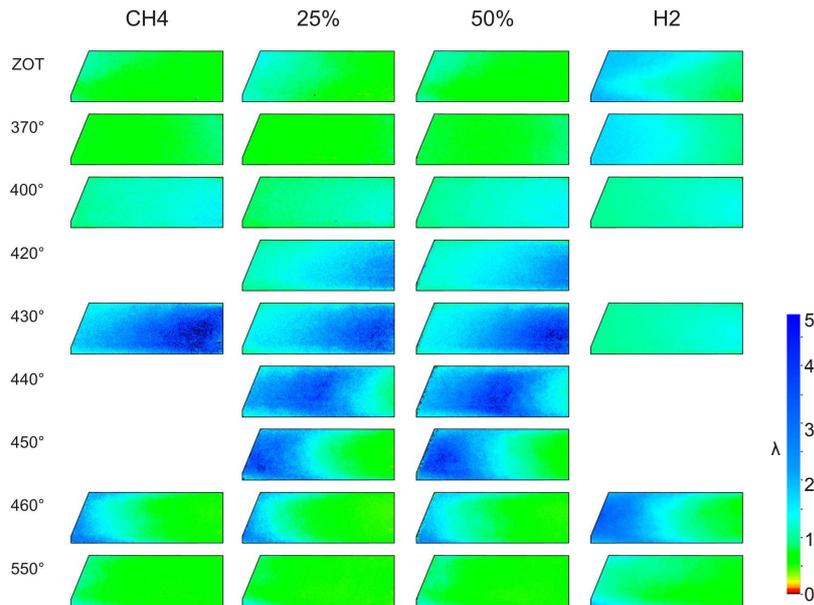


Abbildung 3-15: Gemischbildung im Saugrohrabschnitt 2f, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1.3$, Einblasebeginn $EB = 280 \text{ °KW}$ („vorgelagert“), $p_k = 6 \text{ bar}$

Im **Brennraum** (Abbildung 3-16) wird deutlich, dass diese Schichtung der Ladung im Saugrohr während des gesamten Ladungswechsels erhalten bleibt. In dieser Konfiguration beginnt der Ladungswechsel mit dem Ansaugen einer sehr geringen Kraftstoffmenge (380 °KW), danach strömt praktisch reine Frischluft ein (400° , 430°). Erst um 470° kommt kraftstoffreiches Gemisch in den Brennraum, und gegen Ende des Ladungswechsels nochmals mageres (530°). Während der Tumble-Bewegung im Verdichtungsstakt erfolgt zwar eine gewisse Mischung der beiden Zonen, dennoch bleibt auch um den Zündzeitpunkt eine Schichtung der Kraftstoffverteilung erkennbar. Es ist hier unterhalb der Einlassventile ein deutlich niedrigeres Luftverhältnis festzustellen (700°).

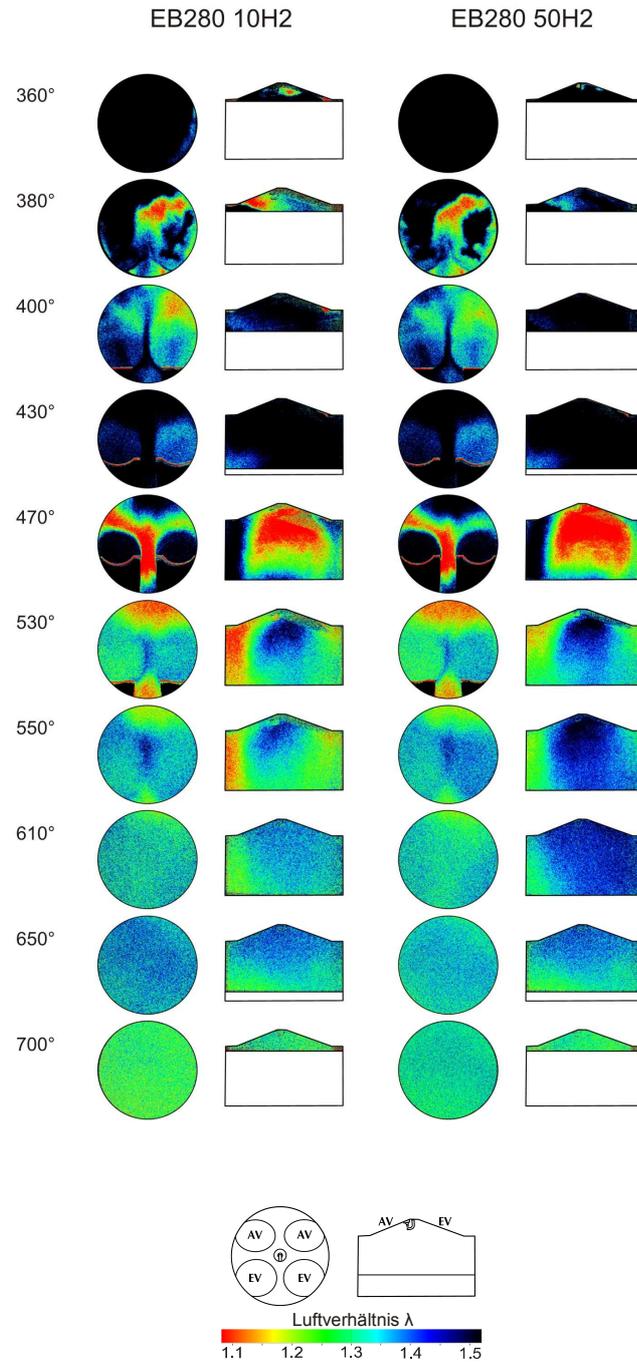


Abbildung 3-16: Gemischbildung im Brennraum („CC“), $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1.3$, Einblasebeginn $EB = 280 \text{ °KW}$ („vorgelagert“), $p_k = 6 \text{ bar}$

Das Ergebnis zeigt, dass sich trotz des hohen Dichteunterschieds von Wasserstoff und Methan der Gemischbildungsprozess in sämtlichen Fällen relativ gering von einander unterscheidet. Die Abweichungen in der Ausdehnung und Lage der kraftstoffarmen Ladung können vorrangig auf die unterschiedliche Einblasedauer zurückgeführt werden.

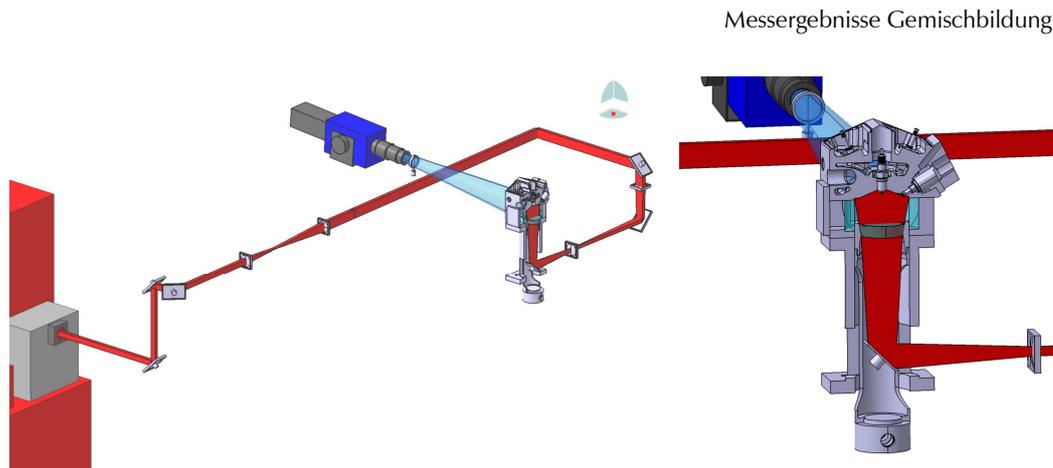


Abbildung 3-17: Ausleuchtung Brennraum zur Quantifizierung der Ladungsschichtung

3.3.2 Quantifizierung der Ladungsschichtung

Um die Inhomogenitäten in der Kraftstoffverteilung, die bis zum Zündzeitpunkt (etwa 700 °KW) in den Bildern erkennbar sind, quantifizieren zu können, kommt das folgende Schema zur Anwendung:

In den relevanten Betriebspunkten wurden in Messreihen Aufnahmen der Gemischverteilung in einem vertikalen Lichtschnitt im Brennraum durchgeführt, bei der besondere Aufmerksamkeit auf eine möglichst homogene Ausleuchtung gelegt wurde. So wurde auf die seitliche Einkoppelung des Laserstrahls durch den Glasring verzichtet, da beispielsweise die Schattenkante der Kolbenoberseite zu einem starken Intensitätssprung führt. Die für die bildhafte Darstellung durchgeführte Verrechnung mit einem homogenen Referenzbild macht eine Kompensation dieses Intensitätssprunges möglich, die Aufnahmen sind für eine statistische Auswertung der Inhomogenitäten der Kraftstoffverteilung anhand der unverrechneten Einzelbilder jedoch ungeeignet. Deshalb erfolgt in dieser Messkampagne die Ausleuchtung des Brennraums ausschließlich mittels eines Laserstrahls, der von unten durch den Kolbenboden eingekoppelt wird (Abbildung 3-17 links). So muss allerdings auf eine Ausleuchtung des Volumens im Bereich der Quetschspalte verzichtet werden (Abbildung 3-17 rechts).

In dieser Konfiguration wurden Bildreihen von je 50 Einzelbildern im konventionellen Betrieb bei Saugrohrenblasung mittels des Injektors Bosch NGI 2 aufgenommen (linke Aufnahme in Abbildung 3-18 und Abbildung 3-19). Zusätzlich erfolgten Referenzaufnahmen bei homogenisierter Brennraumfüllung (rechts in Abbildung 3-18 und Abbildung 3-19). Um eine homogene Füllung zu erzielen, wurde für die Referenzaufnahmen bis zur Kurbelwinkelposition von 600 °KW synthetische Luft vor der Homogenisierereinheit im Saugrohr eingeblasen, die mit TMA als Tracer (5000 ppm) versetzt war. Ab 600 °KW wurde auch für die Referenzaufnahmen getracierter Kraftstoff homogenisiert einge-

Experimentelle Untersuchung der Gemischbildung

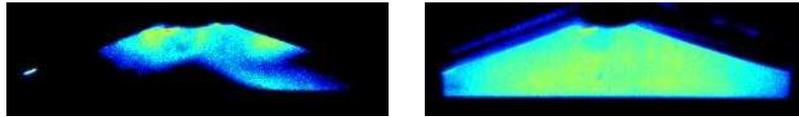


Abbildung 3-18: Gemischverteilung (links) & Referenzaufnahme mit Lufteinblasung (rechts), 360 °KW

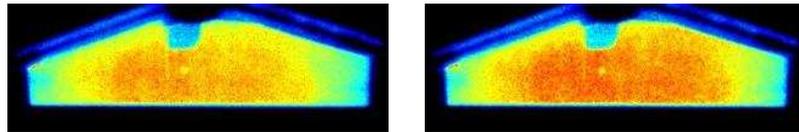


Abbildung 3-19: Gemischverteilung (links) & Referenzaufnahme mit Kraftstoffeinblasung (rechts), 700 °KW

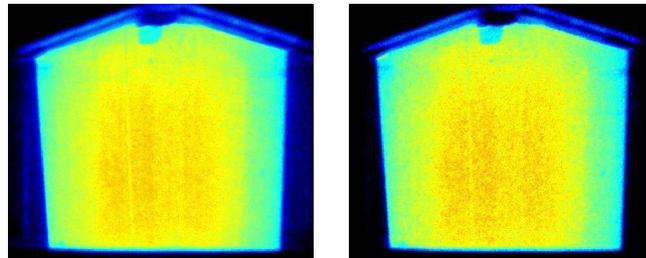


Abbildung 3-20: Homogenisierte Referenzaufnahme: Lufteinblasung (links) und Kraftstoffeinblasung (rechts), 600 °KW

bracht, da so weitestgehend identische Temperaturen im Brennraum vorherrschen und der in diesem Bereich relevante thermische Einfluss auf die Signalintensität berücksichtigt werden kann. Die Homogenität der Brennraumfüllung wird ab dieser Kurbelwinkelposition trotz des Vorhandenseins von Restgas als ausreichend für die Referenzaufnahmen angenommen, was durch die Übereinstimmung der Referenzaufnahmen mit Luft- und Kraftstoffeinblasung bei 600 °KW bestätigt wird (Abbildung 3-20).

Wertet man die derart aufgenommenen Messungen hinsichtlich der Signalintensitäten aus und erstellt durch Auftragen der Pixelanzahl einer bestimmten Intensität über diese Intensität sogenannte Intensitätshistogramme der Einzelbilder, so zeigen diese einen charakteristischen Verlauf. Die Verteilung der Signalintensität und damit auch die des Luftverhältnisses nähert sich insbesondere im Verdichtungshub einer Gauß'schen Normalverteilung an (Abbildung 3-21). Wie im Folgenden dargestellt erlaubt es diese Tatsache, mit Hilfe der für diese Verteilung definierten Standardabweichung σ die Kraftstoffverteilung durch eine Kenngröße zu bewerten.

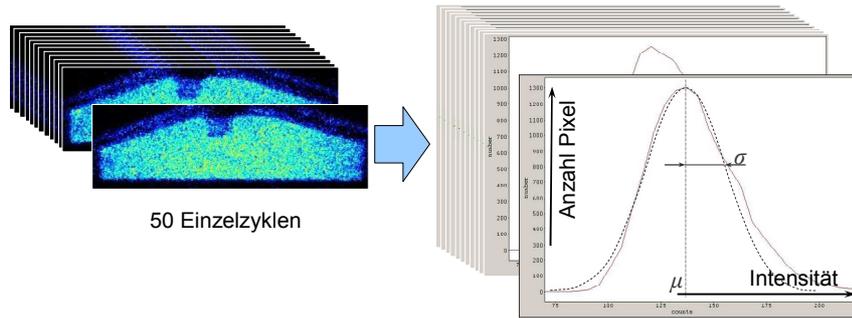


Abbildung 3-21: Histogramm der Signalintensität, zyklengemittelt

Mit Hilfe der Software DaVis kann der Variationskoeffizient $VarK$ der Intensitätsverläufe für eine Gauß'sche Normalverteilung ermittelt und so ein Maß für die Streuung der Intensitätswerte um den Mittelwert μ gefunden werden. Durch eine Mittelung über die Einzelzyklen wird ein „Homogenitätskoeffizient“ ermittelt, der in anderen Arbeiten zum Teil bereits für eine vergleichende Analyse der Gemischhomogenität herangezogen wird.

$$VarK = \frac{\sigma}{\mu}$$

Gleichung 3-1: Variationskoeffizient
(entspricht normierter Standardabweichung)

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

Gleichung 3-2: Standardabweichung
 \bar{x} ...empirischer Mittelwert (arithm. Mittel)

Abbildung 3-22 zeigt den Verlauf des Variationskoeffizienten der Signalintensität für zwei Betriebspunkte mit 10 % und 50 % H_2 in CH_4 sowie den Verlauf der zugehörigen homogenisierten Referenzaufnahmen. Es fällt auf, dass die Niveaus der Streuwerte bei homogenisierten Einblasung deutlich von einander abweichen, obwohl eigentlich ein identischer Verlauf zu erwarten wäre. Dabei zeigt sich kein signifikanter Unterschied zwischen den Messungen bis 600 °KW, für die die Referenzaufnahmen mit getracierter Luft durchgeführt wurden, und den Messungen nach 600 °KW mit Kraftstoffeinblasung. So kann ein relevanter Einfluss der Restgaskonzentration im Brennraum ausgeschlossen werden. Daraus lässt sich folgern, dass stochastische Einflüsse aus der Bilderfassung, wie beispielsweise ein Bildrauschen des Kamerasystems, oder aus der Signalgenerierung, wie beispielsweise Schwankungen in der Laserleistung, wesentlichen Einfluss auf die ermittelte Streuung der Intensität haben. Im Folgenden soll versucht werden eine Möglichkeit aufzuzeigen, anhand der homogenisierten Referenzaufnahmen die system-

Experimentelle Untersuchung der Gemischbildung

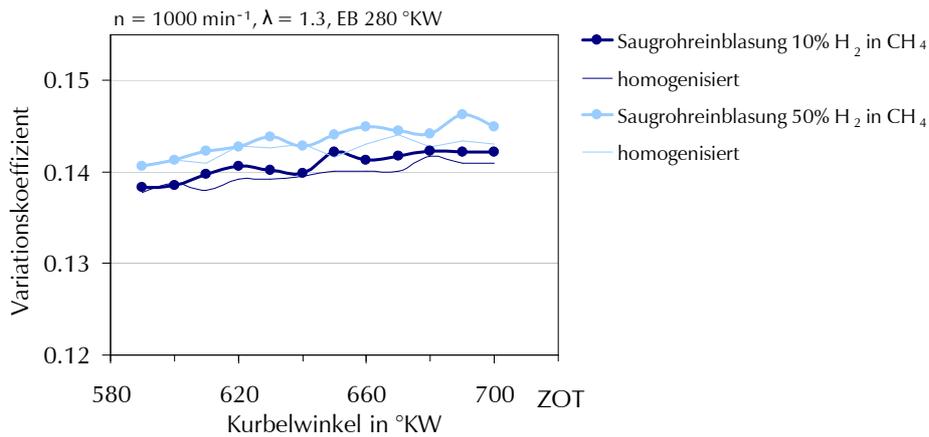


Abbildung 3-22: Variationskoeffizient der Signalintensität, bei vorgelagerter und saug-synchroner Einblasung

bedingte Streuung rechnerisch zu eliminieren und dem Streubereich λ -Werte zuzuordnen. Wie auch in Abbildung 3-22 erkennbar wird, liegt die Differenz der Variationskoeffizienten zwischen Mess- und der Referenzaufnahmen im Mittel unter 5%; die Ergebnisse der folgenden Berechnungen sind unter Berücksichtigung dieser Tatsache zu bewerten.

Entsprechend den Rechenregeln für die Standardabweichung σ und Varianz σ^2 setzt sich die Varianz der Signalintensität der Messergebnisse aus der Varianz, die aus der Ladungsschichtung resultiert, sowie der dem Meßsystem immanenten Varianz, die durch die Messung bei homogenem Referenzgemisch ermittelt wird, zusammen (Gleichung 3-3). Analog gilt für die betrachteten Variationskoeffizienten $VarK$ bzw. den quadrierten Variationskoeffizient SCV (Squared Coefficient of Variation) der Zusammenhang nach Gleichung 3-4.

$$\sigma_{\text{Mess}}^2 = \sigma_{\text{LS}}^2 + \sigma_{\text{Ref}}^2$$

Gleichung 3-3

$$SCV_{\text{Mess}} = SCV_{\text{LS}} + SCV_{\text{Ref}}$$

Gleichung 3-4: quadrierter Variationkoeffizient SCV

Dieser Ansatz erlaubt es, die dem Messsystem immanenten Streuungen und die tatsächlich durch die Ladungsschichtung verursachten Inhomogenitäten mit Hilfe der Messungen bei motorischer Gemischbildung und bei homogenem Referenzgemisch voneinander zu trennen. Die Breite des 6σ -Streubands (99,74%) in λ -Punkten kann daraus wie folgt ermittelt werden:

$$\Delta\lambda = 6\mu \cdot \sqrt{SCV_{\text{Mess}} - SCV_{\text{Ref}}}$$

Gleichung 3-5

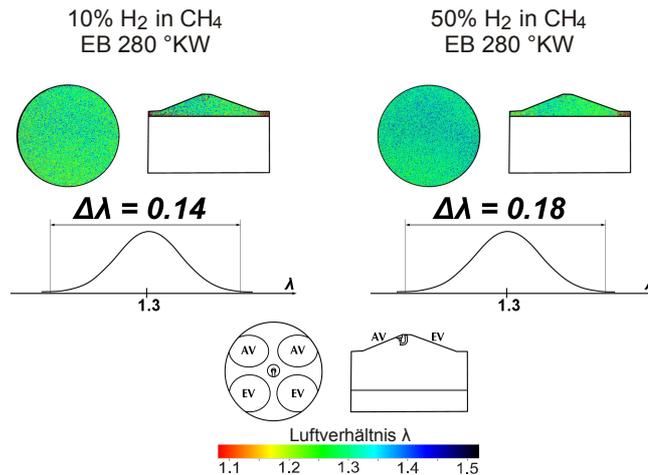


Abbildung 3-23: Gemischzusammensetzung und λ -Streuband bei 700 °KW

Dem ungünstigen Signal- zu Rauschverhältnis Rechnung tragend wurde auf eine Auswertung des Verlaufs der λ -Streubandes verzichtet und ein Mittelwert über die zündzeitpunkt-nahen Kurbelwinkelpositionen 680 °KW, 690 °KW und 700 °KW gebildet. Die so errechneten Streubänder weisen Werte auf, wie sie auch bei Betrachtung der quantifizierten Gemischverteilung (vgl. Abbildung 3-16) zu erwarten sind.

Beim Vergleich der beiden Kraftstoffe ergeben sich nur geringe Unterschiede, sowohl in der Gemischverteilung als auch in der Streuweite der λ -Werte. Die Differenz wird auf die um etwa 10 % längere Einblasedauer zurückzuführen sein, die durch den erhöhten Wasserstoffanteil für das 50 %-Gas zum Erreichen des gleichen Luftverhältnisses notwendig ist. Wird der gleiche Mitteldruck angestrebt, so ergeben sich entsprechend Kapitel 2 weiter vergrößerte Unterschiede in der Einblasedauer, die zu noch stärkeren Differenzen in der Gemischverteilung führen bzw. bei der Wahl des Einblasezeitpunktes berücksichtigt werden müssen.

3.4 Parametervariationen

3.4.1 Zeitpunkt und Richtung der Einblasung

Abbildung 3-24 zeigt die Einblasung in den Untersuchungsbereich „1f“ für eine vorge-lagerte und für eine saugsynchrone Einblasung. In beiden Fällen wurde auch die Einblaserichtung variiert und der Injektor neben der vertikalen Position auch unter einer Nei-gung von 45° in das Saugrohr eingesetzt.

Während nach der vorgelagerten Einblasung der Kraftstoff unterhalb des Injektors hoch konzentriert bis zum Beginn des Ladungswechsels verbleibt, bewirkt eine saugsynchrone Einblasung eine Verteilung in einen größeren Bereich der angesaugten Luftsäule. Die

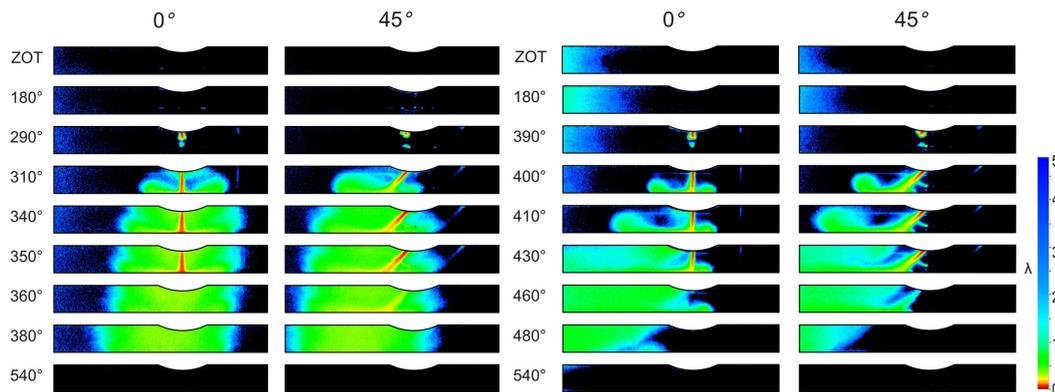


Abbildung 3-24: Vergleich EB 280 °KW („vorgelagert“, links) und EB 380 °KW („saugsynchron“, rechts), Einblaserichtung 0° bzw 45°, Saugrohrabschnitt $1f$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1.3$, 10 % H_2 in CH_4 , $p_k = 6 \text{ bar}$

Ausbreitung entgegen der Strömungsrichtung fällt dabei nicht geringer aus, wie an der Tatsache erkennbar wird, dass das Gemisch in der Bildreihe EB 380 °KW durch Rückströmen das Beobachtungsvolumen erneut erreicht (ZOT und 180 °KW). Wird die Einblaserichtung um 45° in Strömungsrichtung geneigt, breitet sich auch bei vorgelagerter Einblasung der Strahl nach der Umlenkung an der gegenüberliegenden Saugrohrwandung vorrangig in Hauptströmungsrichtung aus. Das mit Kraftstoff versehene Volumen ist dadurch etwas größer und in Motorrichtung verschoben. Auch bei saugsynchroner Einbringung zeigt sich durch den Eindringimpuls des Kraftstoffstrahls eine beschleunigte Ausbreitung in Strömungsrichtung; dies wird vor allem kurz nach dem Start der Einblasung sichtbar.

Im Beobachtungsvolumen „2f“ wird deutlich, dass die Lage des eingeschlossenen mageren Bereichs wesentlich vom Einblasezeitpunkt abhängig ist (Abbildung 3-25). Auch die Ausdehnung dieses Bereichs wird durch die Einblasestrategie beeinflusst, allerdings in relativ geringem Maß. Die Neigung des Injektors um 45° in Strömungsrichtung bewirkt eine Verschiebung der Schichtung in Strömungsrichtung, zusätzlich ist beim Einblasebeginn von 380 °KW die Ausdehnung des mageren Bereichs nochmals vergrößert.

Beim Eintritt in den **Brennraum** ergibt sich in der gewählten Konfiguration für die gewählten Einblasezeitpunkte eine nahezu invertierte Gemischverteilung. Bei EB 280 °KW tritt nach Öffnen der Einlassventile praktisch reine Frischluft in den Brennraum ein (Bilder 360°-430°), während bei EB 380° mit dem Beginn des Ladungswechsels kraftstoffreiches Gemisch einströmt.

Bei den Experimenten zeigte sich eine deutlich geringere Neigung zu Rückzündungen beim Einblasebeginn von 280 °KW. Das lässt darauf schließen, dass das Eintreten von reaktionsträgem, magerem Gemisch am Beginn des Ladungswechsels eine Vorentflammung vermeidet und die Temperaturen im Brennraum senkt, sodass für die nachfolgende kraftstoffreiche Ladung die Zündbedingungen nicht mehr erreicht werden.

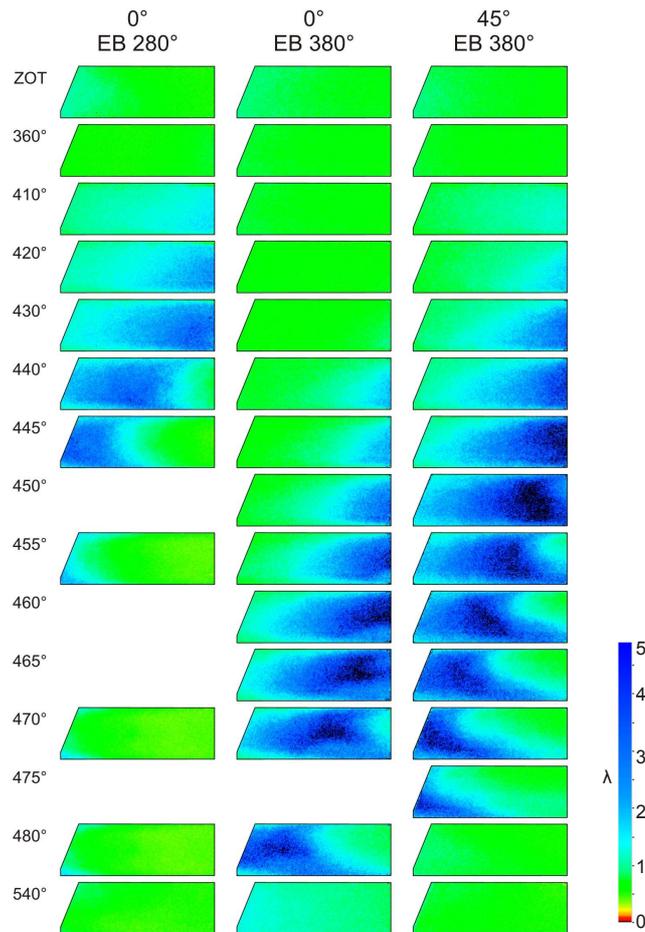


Abbildung 3-25: EB 280 °KW, Richtung 0° (links), EB 380 °KW, Richtung 0° (Mitte) und 45° (rechts), Saugrohrabschnitt 2f, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1.3$, 10 % H_2 in CH_4 , $p_k = 6 \text{ bar}$

Bei der Kurbelwinkelposition 470° strömt bei EB 280 °KW bereits kraftstoffreiches Gemisch ein, bei EB 380 °KW fast reine Frischluft. So ergibt sich, dass zu den folgenden Aufnahmezeitpunkten die kraftstoffreichen Zonen in der linken Bildreihe in der rechten kraftstoffarm sind und umgekehrt. Diese Invertierung bleibt bis zum Zündzeitpunkt bestehen, während bei EB 280 °KW eine Kraftstoffkonzentration unterhalb der Einlassventile stattfindet, ergibt sich bei EB 380 °KW eine Konzentration unterhalb der tendenziell heißen Auslassventile – ungünstig im Hinblick auf Verbrennungsanomalien. Weiters fällt die Weite des λ -Streubandes bei 700 °KW mit $\Delta\lambda = 0.23$ größer aus.

Experimentelle Untersuchung der Gemischbildung

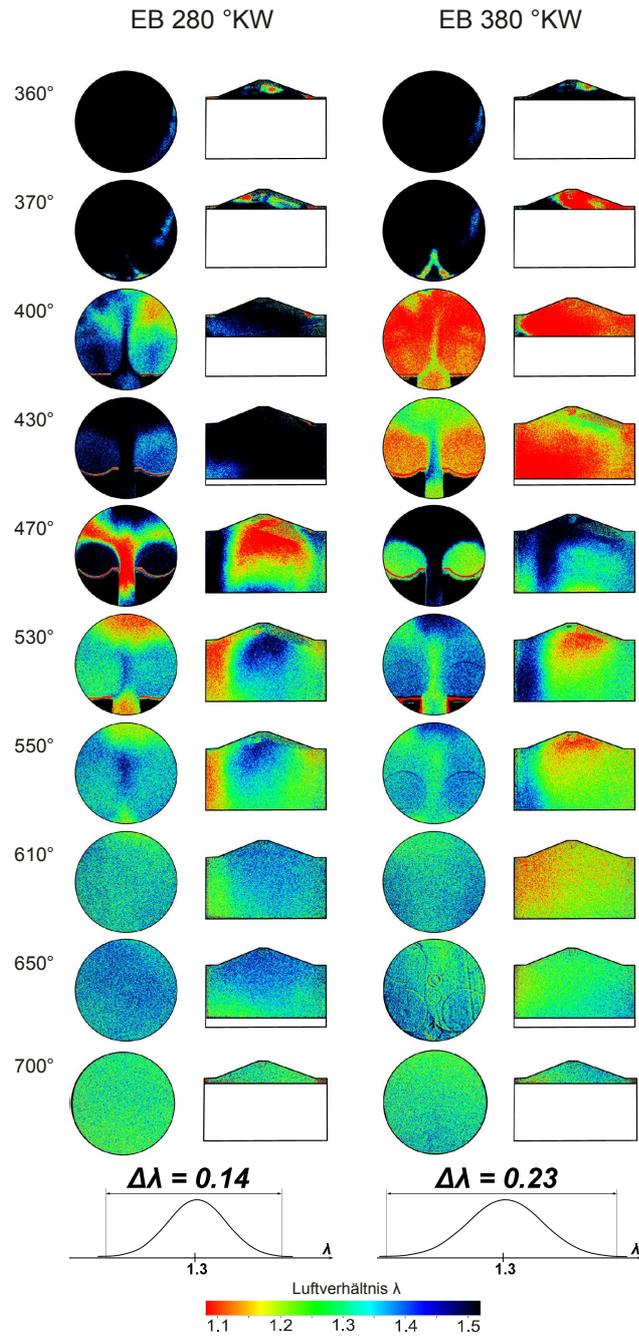


Abbildung 3-26: EB 280 °KW (links), EB 380 °KW (rechts), Brennraum CC, Einblaserichtung 0° , $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1.3$, 25% H_2 in CH_4 , $p_k = 6 \text{ bar}$

3.4.2 Kraftstoffdruck und Drehzahl

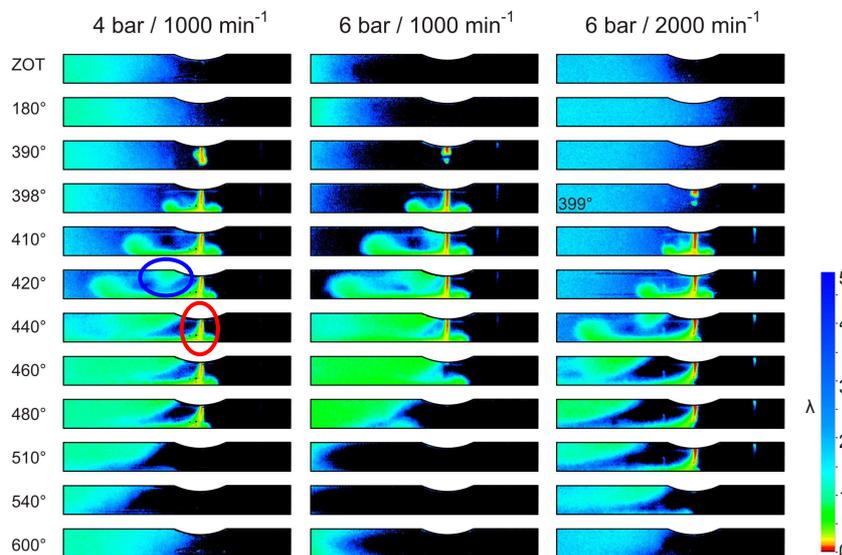


Abbildung 3-27: Kraftstoffdruck-/Drehzahlvariation, Saugrohrabschnitt I_f,
EB 380 °KW, Einblaserichtung 0°, $\lambda = 1.3$, 25 % H₂ in CH₄

Wie auch die Ergebnisse der Versuche in der Einblasekammer zeigten, bewirkt die Reduktion des Einblasedrucks auf 4 bar eine Verminderung der Strahldichte und somit eine raschere Verzögerung der Eindringgeschwindigkeit [27]. Bei saugsynchroner Einblasung bedeutet das einen verstärkten Einfluss des motorischen Strömungsfelds auf den Mischungsprozess. Es zeigt sich bereits beim Eindringen des Strahls ins Untersuchungs-volumen, dass dieser durch die Anströmung etwas stärker umgelenkt wird (Abbildung 3-27 links, siehe rote Markierung). In der dargestellten Bildebene ist zu erkennen, dass der Kraftstoffstrahl beim anschließenden Auftreffen auf die gegenüberliegende Saugrohrwand aufgrund der Anströmung vorrangig in Motorrichtung abgelenkt wird. Ebenso wird der Strahl in Normalrichtung auf die gezeigte Bildebene entlang der Saugrohrwände abgelenkt. Durch die Strömung entlang der Wandung tritt dieser Teilstrahl bei 420 °KW wieder in die Bildebene ein (blaue Markierung). Die geringere Ausbreitungsgeschwindigkeit beim Kraftstoffdruck von 4 bar führt dazu, dass dieses Eintreten in die Bildebene weiter stromabwärts erfolgt als bei der Referenzmessung bei 6 bar (mittlere Bildreihe). Die notwendige längere Einblasedauer führt dazu, dass das Gemisch am Ende der Einblasung nicht vollständig aus dem Beobachtungsvolumen gesogen wird und das Ende der „Gemischwolke“ bis zum nächsten Einblasebeginn bis zum Injektor zurückgeschoben wird. Dadurch wird bei saugsynchroner Einblasung verhindert, dass die zuvor beschriebenen, nahezu kraftstofffreien Zonen entstehen können.

Ähnliche Verhältnisse wie bei reduziertem Kraftstoffdruck ergeben sich bei erhöhter Drehzahl (Abbildung 3-27 rechts). Auch hier wird der Kraftstoffstrahl stärker umgelenkt – in diesem Fall aufgrund höherer Strömungsgeschwindigkeiten der Ladung – und das zuvor beschriebene Wiedereintreten des abgelenkten Teilstrahls in die Bildebene erfolgt

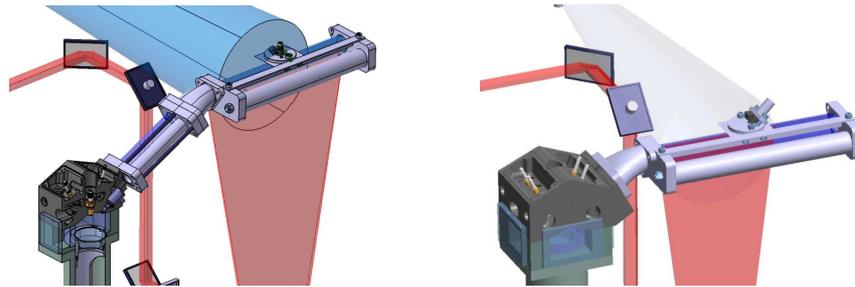


Abbildung 3-28: Saugrohrkonfigurationen: Injektorposition 1 (links, mit zweiflutigem Saugrohrsegment), Injektorposition 2 (rechts, montiert ohne dieses Segment)

ebenfalls weiter stromabwärts als im Referenzfall bei 1000 min^{-1} . Die relativ zur Kurbelwinkelposition längere Einblasedauer bewirkt wiederum eine Überschneidung der „Gemischwolken“.

In Stichversuchen bei vorgelagerter Einblasung zeigte sich ein nur geringer Einfluss von Drehzahl und Kraftstoffdruck. Wenn hier die Einblasung zwischen zwei Ladungswechselphasen auch bei niedrigem Einblasedruck bzw. höherer Drehzahl abgeschlossen werden kann, so ist die Realisierung einer Ladungsschichtung im Saugrohr möglich – beispielsweise um das Risiko an Verbrennungsanomalien zu reduzieren.

3.4.3 Injektorposition

Wie im Abschnitt 0 beschrieben wurde die Geometrie des optischen Saugrohrs derart ausgelegt, dass der Mischungsweg möglichst vollständig erfasst werden kann. Die daraus resultierende Injektorposition 1 führt zu einer Länge der Mischungsstrecke von 399 mm vom Injektor bis zum Einlassventil. Der modulare Aufbau erlaubt es, das zweiflutige Saugrohrsegment zu entfernen und das Y-Stück direkt am Anschlussflansch des Zylinderkopfs zu montieren. In dieser Konfiguration 2 beträgt die Länge der Mischungsstrecke 298 mm.

Die Verschiebung des Injektors zieht auch eine veränderte Lage des kraftstoffreichen Ladungsteils nach sich, im vorliegenden Fall in motorseitiger Richtung (Abbildung 3-29). So erreicht dieser den Brennraum früher als in der Ausgangskonfiguration. Diese voreilende Lage bleibt auch während der Tumblebewegung im Brennraum bestehen, dabei scheint die motornähere Injektorposition zu einer geringfügig schärferen Abgrenzung zwischen mageren und kraftstoffreichen Zonen zu führen. Zum Zündzeitpunkt kann eine noch stärker ausgeprägte Konzentration kraftstoffreichen Gemischs unterhalb der Einlassventile beobachtet werden.

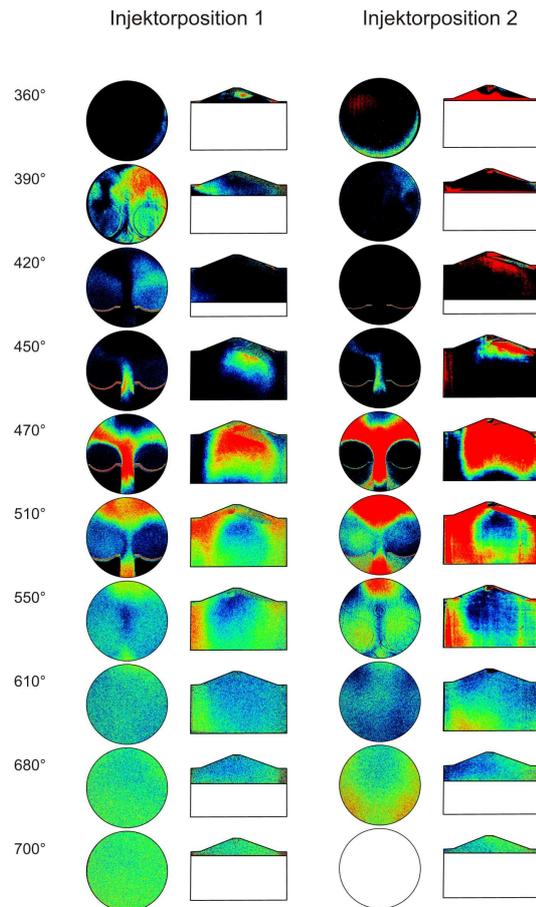


Abbildung 3-29: Variation der Injektorposition $EB = 280 \text{ }^\circ KW$; Einblaserichtung 0° ,
 $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1.3$, 25 % H_2 in CH_4

3.5 Diskussion

Die Messungen machen deutlich, dass auch bei äußerer Gemischbildung eine deutliche Ladungsschichtung auftreten kann – auch bei langen Mischungswegen im Ansaugtrakt wie bei der untersuchten Konfiguration. Die Weite des λ -Streubandes ist mit $\Delta\lambda = 0.14 \div 0.23$ jedenfalls in einem motorisch relevanten Bereich.

In der gegebenen Konfiguration konnte im gewählten Betriebspunkt³ eine Ladungsschichtung im Saurohr – und in weiterer Folge auch im Brennraum – sowohl für eine saugsynchrone als auch für eine vorgelagerte Einblasung beobachtet werden. War es möglich die Kraftstoffverteilung derart zu beeinflussen, dass im Ladungswechsel mageres Gemisch nach dem Öffnen der Einlassventile zuerst den Brennraum erreicht, wurde

³ Betriebspunkt $\lambda = 1.3$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, Kraftstoffvordruck 6 bar

eine geringere Neigung zu Rückzündungen festgestellt. Das ist insbesondere bei hohen Wasserstoffanteilen im Kraftstoff vorteilhaft, da hier Verbrennungsanomalien verstärkt auftreten können.

Eine Vielzahl von Parametern beeinflusst die Verteilung des Kraftstoffs im Saugsystem und Brennraum des Motors. Einfluss kann einerseits über die konstruktiven Parameter wie die Auslegung der Saugrohrgeometrie und die Lage und Orientierung des Injektors genommen werden, andererseits über die im Steuergerät hinterlegten applikativen Parameter Einblasedauer und -zeitpunkt sowie über den Kraftstoffvordruck. Die Komplexität des Gemischbildungsprozesses macht eine getrennte Betrachtung der einzelnen Parameter praktisch unmöglich. Dennoch soll im Folgenden versucht werden, eine kurze Charakterisierung der Einflüsse vorzunehmen:

Die **Lage des Injektors im Saugrohr** ist maßgeblich für die Kraftstoffverteilung im Saugrohr am Ende des Einblasevorgangs und in weiterer Folge für den gesamten Mischungsprozess. Dabei ist insbesondere relevant, ob kraftstoffarmes oder kraftstoffreiches Gemisch vor dem Einlassventil für den nächsten Ladungswechsel bereit steht. Dabei scheint der Einfluss relativ gering zu sein, ob die Frischladung für einen oder mehrere Ladungswechsel im Saugrohr zwischengespeichert ist. Geringe Turbulenzen während der statischen Phasen des Ladungswechsels und die in Relation geringen Diffusionsgeschwindigkeiten führen dort offenbar zu einem nur langsamen Mischungsprozess. Durch eine Anpassung der **Richtung der Einblasung** kann die Kraftstoffverteilung etwas beeinflusst werden, insbesondere bei vorgelagertem Einblasezeitpunkt ist es so möglich die Lage der Kraftstoffwolke anzupassen. Die entfernte Lage des Injektor führt auch bei einer saugsynchronen Einblasung dazu, dass die eingeblasene Kraftstoffmenge für ein oder mehrere Zyklen im Saugrohr zwischengespeichert wird. Neben der Lage sind in diesem Fall aber auch der Einblasezeitpunkt und die Einblasedauer maßgeblich für die erzeugte Kraftstoffverteilung

Wie erwähnt wurde beim **Einblasezeitpunkt** grundsätzlich zwischen einer vorgelagerten und einer saugsynchronen Strategie unterschieden. Wird der Einblasebeginn innerhalb des vorgelagerten Bereichs gewählt ist aufgrund der praktisch ruhenden Saugrohrladung die Empfindlichkeit auf dessen Feineinstellung gering. Im Gegensatz dazu ist die Kraftstoffverteilung bei Einblasung während des Ansaugtaktes stark vom exakten Einblasezeitpunkt abhängig. Wie anhand der Variation der Injektorposition gezeigt werden konnte, muss die Feinjustierung spezifisch für jede Konfiguration durchgeführt werden. Aber auch für jeden Betriebspunkt ist abhängig von der Motordrehzahl, der benötigten Einblasedauer und der veränderten Gasdynamik jeweilig eine Optimierung durchzuführen.

Die **Einblasedauer** ist bestimmt durch die Kraftstoffeigenschaften, die benötigte Kraftstoffmenge, den Kraftstoffvordruck und die Injektorgeometrie. Je kürzer die Einblasedauer gewählt werden kann, desto leichter kann eine definierte Ladungsschichtung erzielt werden. Überlappen sich andererseits die mit Kraftstoff durchsetzten Saugrohrvolumina aufeinander folgender Zyklen aufgrund einer Einblasung, die einen weiten Kurbelwinkelbereich umfasst, ist es kaum möglich, eine nutzbringende Ladungsschichtung zu erzeugen. Um dies zu vermeiden, muss gerade bei hohen Motordrehzahlen, niedrigem

Luftverhältnis und auch hohem Wasserstoffanteil ein ausreichend hoher Kraftstoffvordruck bereitgestellt werden.

Die Höhe der **Wasserstoffkonzentration** im Kraftstoff zeigte kaum relevante Einflüsse auf den Mischungsprozess. Es muss allerdings darauf geachtet werden, dass die Einblasedauer angehoben werden muss, was zur Erzielung einer definierten Ladungsschichtung berücksichtigt werden muss.

4

Simulation Verbrennungsprozess

In reaktionskinetischen Betrachtungen des Verbrennungsprozesses sollten Kenngrößen der Verbrennung (vgl. Kapitel 1.3) ermittelt und somit ein Eindruck des Kraftstoffverhaltens bei einem motorischen Einsatz noch vor der Durchführung von experimentellen Untersuchungen gewonnen werden. Die Erkenntnisse daraus ermöglichten eine erste Abschätzung des Einflusses der unterschiedlichen Kraftstoffzusammensetzungen auf die Verbrennung, sodass darauf basierend Arbeitspunkte für experimentelle Untersuchungen bestimmt werden konnten ohne den sicheren Motorbetrieb zu gefährden.

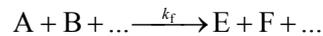
Eingesetzt wurde das Programmpaket CHEMKIN der Sandia National Laboratories, dessen Programmmodule unter anderem die Modellierung einer homogenen Selbstzündung oder einer laminaren Flammenfront erlauben. Diese Module wurden genutzt, um die Zündverzugszeit τ einer homogenen Selbstzündung zu ermitteln und in Folge das Zündverhalten im Vergleich mit bekannten Kraftstoffen bewerten zu können. Die laminare Flammengeschwindigkeit s_L wurde bestimmt, um anhand dieser Kenngröße einen Hinweis für die spezifische Charakteristik der Flammenausbreitung zu erhalten.

4.1 Selbstzündungsprozess

Während der für eine chemische Explosion typischen Zündverzugszeit τ laufen Kettenverzweigungsreaktionen unter Bildung von Radikalen ab, die Temperatur des Systems ändert sich jedoch während dieser Vorgänge nicht merklich. Der Start der Kettenreaktion erfolgt durch die Bildung aktiver Radikale, wobei diese aufgrund der stabilen Ausgangsprodukte relativ langsam abläuft. Dadurch bedingt kann eine Selbstzündung erst bei hohen Temperaturen erfolgen. Werden Radikale auf andere Weise zugeführt, etwa durch einen Zündfunken, wird die Reaktion wesentlich beschleunigt. Die Explosion und somit die Temperaturerhöhung kann erst nach dieser Zündverzugszeit beobachtet werden [42]. Für den motorischen Betrieb hat der Wert des Zündverzugs Relevanz für die Beherrschbarkeit der Verbrennung. So erlauben kurze, reproduzierbare Werte eine exakte Definition des Brennbeginns und sind somit maßgeblich für die Steuerung des Brennverlaufs.

4.1.1 Reaktionskinetik

Die Gleichgewichtsthermodynamik erlaubt eine Aussage über den Endzustand einer chemischen Reaktion, unabhängig von der Zeit die das System benötigt, um in diesen Gleichgewichtszustand zu kommen. Die Reaktionskinetik betrachtet im Gegensatz dazu nicht nur die Globalreaktion sondern beschreibt anhand der Elementarreaktionen auch die tatsächlich ablaufenden Vorgänge, die dabei entstehenden Zwischenprodukte sowie die dafür benötigte Zeit. Damit ist eine Aussage möglich, ob das chemische Gleichgewicht unter den gegebenen Bedingungen erreicht werden kann beziehungsweise welcher Zustand sich innerhalb der zur Verfügung stehenden Zeit ausbildet. Außerdem können bei niedrigen Temperaturen hemmende Bedingungen den Übergang ins chemische Gleichgewicht unabhängig von der zur Verfügung stehenden Zeit verhindern („einfrieren“).



Gleichung 4-1

$$k_f = k_f(T, p)$$

Gleichung 4-2

$$\frac{d[A]}{dt} = -k_f [A]^a [B]^b$$

Gleichung 4-3

$$\frac{d[A]}{dt} = -k_r [E]^e [F]^f$$

Gleichung 4-4

Die Geschwindigkeit einer ablaufenden Elementarreaktion (Gleichung 4-1) wird durch die chemische Reaktionsgeschwindigkeit k_f beschrieben. Sie ist ein Maß für die je Zeiteinheit umgesetzten Molzahlen der beteiligten Reaktanden, während deren Verhältnisse durch die Gesetzmäßigkeiten der Stöchiometrie festgelegt werden. Die zeitliche Änderung der Konzentration des Stoffes A (Gleichung 4-3) ist eine Funktion der Reaktionsgeschwindigkeit aber auch der Konzentrationen der Edukte A, B,... sowie der Reaktionsordnungen a, b, \dots bezüglich dieser Edukte [42]. Analog gilt für die Rückreaktion der Zusammenhang nach Gleichung 4-4 für die Konzentrationsänderung des Stoffes A als Funktion der Reaktionsgeschwindigkeit k_r .

$$k_f(T) = B_f \cdot T^b \cdot e^{\frac{-E_a}{R_m \cdot T}}$$

Gleichung 4-5: Arrhenius-Ansatz

Die chemische Reaktionsgeschwindigkeit weist eine charakteristische, nicht-lineare Abhängigkeit von der Temperatur auf, wie sie beispielsweise durch den Ansatz nach Arrhenius beschrieben wird (Gleichung 4-5). Der **Frequenzfaktor** B_f (*auch: Präexponentieller Faktor*), der je nach Reaktionsordnung unterschiedlich interpretiert werden kann [52], weist eine geringe Temperaturabhängigkeit auf, die durch den Faktor b berücksichtigt wird. Die **Aktivierungsenergie** E_a kann als Energieschwelle interpretiert werden, die überschritten werden muss, damit eine Reaktion stattfinden kann.

4.1.2 Reaktionsmechanismen

Eine Elementarreaktion ist eine Reaktion, die auf molekularer Ebene genauso abläuft, wie es die Reaktionsgleichung beschreibt. Bei einer motorischen Verbrennung, die sich zwar global durch eine Bruttoreaktion beschreiben lässt, treten mikroskopisch betrachtet allerdings zahlreiche Zwischenprodukte und Elementarreaktionen auf. Mit den im vorigen Kapitel behandelten Ansätzen ist es möglich, eine Elementarreaktion zu beschreiben und zu berechnen. Ein Reaktionsmechanismus hingegen behandelt die Summe jener Elementarreaktionen, die zusammengefasst den gesamten chemischen Prozess beschreiben. Je nach Anspruch an die Rechengenauigkeit respektive an die Berechnungszeit werden in einen Reaktionsmechanismus mehr oder weniger Elementarreaktionen, die den Ablauf und die Geschwindigkeit des chemischen Prozesses bestimmen, integriert sowie die zugehörigen Arrhenius-Koeffizienten B_f , b und E_a definiert. Um die Zustandsgrößen während einer Simulationsrechnung bestimmen zu können, sind weiters Daten für die thermodynamischen Kenngrößen sämtlicher behandelte Stoffe anzugeben. Werden Probleme behandelt, die einen diffusiven Stofftransport beinhalten, sind auch dafür entsprechende stoffspezifische Datenfiles bereitzustellen.

Zum Aufstellen und Lösen des komplexen Gleichungssystems kam im vorliegenden Fall das Softwarepaket CHEMKIN zur Anwendung, das zur Bearbeitung komplexer chemischer Gleichgewichts- und Kinetik-Probleme entwickelt wurde. Die verwendeten Versionen CHEMKIN 4.0 und CHEMKIN 4.1 bieten durch eine Windows-Bedienoberfläche gegenüber den früheren eine wesentlich gesteigerte Benutzerfreundlichkeit. CHEMKIN erstellt unter Berücksichtigung aller auftretenden chemische Elemente und Verbindungen (im Folgenden „Stoffe“) sowie der Elementarreaktionen, die im Reaktionsmechanismus definiert wurden, ein Gleichungssystem zur umfassenden Beschreibung eines spezifischen chemischen Problems. Dessen Lösung ermöglicht die Darstellung der Zustandsgrößen des Systems sowie der Konzentration der Edukte, Zwischenprodukte und Produkte als Funktion der Zeit während des Ablaufs des chemischen Prozesses.

Tabelle 6: Betrachtete Reaktionsmechanismen

	Entwickelt durch	Einsatz	Anzahl Reaktionen/Stoffe
GRI-Mech 3.0	Frenklach, M.; University of California, Berkeley Bowman, T.; Stanford University Smith, G.; SRI International Gardiner, B.; University of Texas at Austin	Entwickelt und verifiziert für die Entzündung und Verbrennung von Erdgas. Optimiert für die Verwendung mit Chemkin und Bedingungen von 1000 bis 2500 K, 10 Torr bis 10 atm und ein Luftverhältnis von 0.2 bis 10 bei vorgemischten Systemen.	325/53
Leeds Methane Oxidation Mechanism Vers. 1.5	Pilling, M.J.; Turanyi, T.; Hughes, K.J.; Clague, A.R.; The University of Leeds School of Chemistry	Oxidation von Methan, basierend auf Daten gültig von 1200K bis 2000K	ca. 175/37
Konnov Vers. 0.5	Konnov, A.; Vrije Universiteit Brüssel	Verbrennung von Methan oder Erdgas und C ₂ -C ₃ Kohlenwasserstoffen, N-H-O-Chemie, NO _x -Entstehung	ca. 1200/130
Ò Conaire	Ò Conaire, M.; Simmie, J.M.; National University of Ireland Curran, H.J.; Galway-Mayo Institute of Technology Pitz, W.J.; Westbrook, C.K.; Lawrence Livermore National Laboratory	Verbrennung von H ₂ /O ₂ Gemischen, Zündverzugszeiten, Flammgeschwindigkeit und Stoffkonzentrationen; Temperaturbereich von 298 bis 2700 K, Druck von 0.05 bis 87 atm, Luftverhältnis von 0.17 bis 5	19/11

Betrachtet wurden Reaktionsmechanismen zur Simulation der Verbrennung von Erdgas beziehungsweise Methan (GRI-Mech 3.0, „Leeds“ und „Konnov“) und, als Referenz, der Mechanismus von Ó Conaire, der die Verbrennung von Wasserstoff beschreibt (Tabelle 6). Da die Dissoziation von Methan während der Oxidation ohnehin die Einführung von Gleichungen zur Beschreibung der Reaktionen mit Wasserstoff notwendig macht, bieten die für Erdgas und Methan entwickelten Mechanismen allesamt die Möglichkeit, auch Wasserstoff als Ausgangsprodukt und somit auch die gewählten Mischgase anzugeben [36]. Als Kriterien für die Auswahl eines Reaktionsmechanismus waren neben einem Vergleich der Ergebnisse auch die Stabilität und Dauer der Rechnung wichtig. Die Anzahl der definierten Einzelreaktionen und Stoffe ist aufgrund unterschiedlicher Schreibweisen von Hin- und Rückreaktionen meist nicht direkt vergleichbar, gibt aber dennoch einen Anhalt über die Komplexität eines Reaktionsmechanismus und somit auch über den zu erwartenden Rechenaufwand.

Die Berechnung der Konzentration des Wasserstoffperoxid-Radikals H₂O₂ während des Selbstzündungsprozesses, das charakteristisch bei der Vorentflammung entsteht (siehe unten), zeigt zwar deutliche Differenzen zwischen den Ergebnissen der drei untersuchten Erdgas-Mechanismen, die Verhältnisse beim Vergleich der verschiedenen Brenngase sind jedoch näherungsweise identisch (Abbildung 4-1). Dies ist insofern von Bedeutung, als die gewonnenen Kenngrößen vor allem für vergleichende Betrachtungen herangezogen

Simulation Verbrennungsprozess

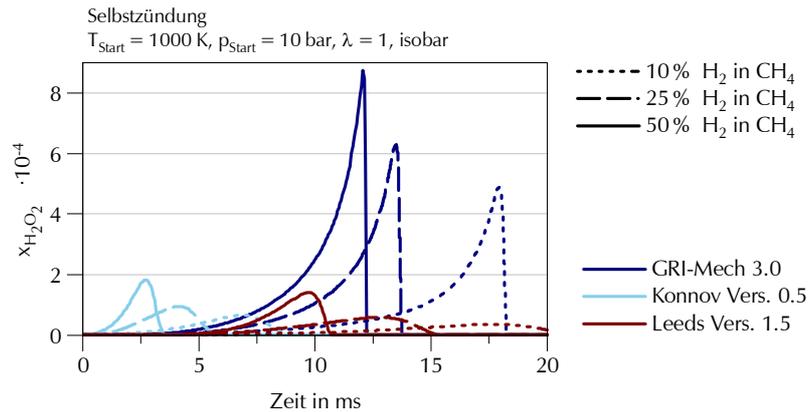


Abbildung 4-1: Vergleich von Reaktionsmechanismen anhand der H_2O_2 -Konzentration während des Zündprozesses

werden sollen. Bei den in weiterer Folge durchgeführten Rechnungen kommt vorrangig der GRI-Mech 3.0 zur Anwendung, der ein gutes Konvergenzverhalten bei gegenüber dem in der Berechnung schnellsten Mechanismus (Leeds) nur unwesentlich längeren Rechenzeiten zeigt.

Die Zündverzugszeit τ wurde in der Simulation einer Selbstzündung eines homogenen Gemisches in einem geschlossenen Reaktor mit definierten Bedingungen ermittelt. Interessant sind dabei die Verläufe der Konzentrationen der Stoffe, insbesondere jener Radikale, die in den Vorreaktionen während des Zündverzugs gebildet und in der Hauptverbrennung wieder abgebaut werden. So korreliert deren Maximum – im Beispiel wieder die Konzentration des Wasserstoffperoxid-Radikals H_2O_2 – mit dem Bereich des maximalen Temperaturanstiegs (Abbildung 4-2). Hier ist auch die Hauptphase des Abbaus an Edukten CH_4 und H_2 bzw. der Produktion an Produkte CO_2 und H_2O erkennbar. Im Weiteren wurde daher das Erreichen des H_2O_2 -Konzentrationsmaximums als Brennbeginn betrachtet und die Zeitdauer zwischen Rechenbeginn und diesem Zeitpunkt als zugehörige Zündverzugszeit τ .

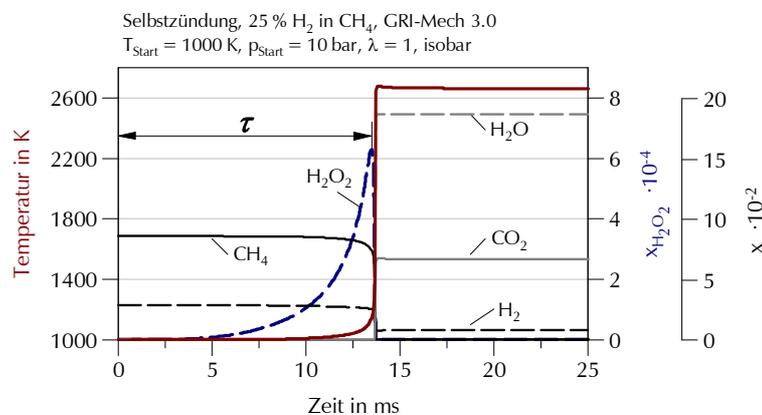


Abbildung 4-2: Zündprozess unter Selbstzündungsbedingungen - Bestimmung der Zündverzugszeit τ

4.1.3 Ergebnisse

Tabelle 7: Zündverzugszeit Selbstzündung

	Luftverhältnis		
	$\lambda=1$	$\lambda=1.5$	$\lambda=2$
Methan	82.9 ms	73.9 ms	70.1 ms
4 % H ₂ in CH ₄	28.0 ms	31.2 ms	34.5 ms
10 % H ₂ in CH ₄	17.6 ms	20.8 ms	24.0 ms
25 % H ₂ in CH ₄	13.3 ms	16.4 ms	19.2 ms
50 % H ₂ in CH ₄	12.1 ms	14.9 ms	17.3 ms
Wasserstoff	8.7 ms	10.7 ms	12.1 ms

CHEMKIN-Simulation, GRI-Mech 3.0

homogener Reaktor adiabat, Startbedingungen $T = 1000\text{ K}$, $p = 10\text{ bar}$

Für homogene Kraftstoff-Luftgemische mit Luftverhältnissen von $\lambda = 1$ bis $\lambda = 2$ wurde unter der Annahme eines adiabaten Systems mit Startbedingungen von 1000 K und 10 bar im homogenen Reaktor die Zündverzugszeit τ errechnet. Zur Anwendung kam aufgrund der zuvor beschriebenen Betrachtungen der Reaktionsmechanismus GRI-Mech 3.0.

Die Simulationsergebnisse zeigen einen starken Einfluss der Wasserstoffkonzentration auf das Zündverhalten eines Gemisches (Abbildung 4-3). Bereits die Zugabe von 4 Vol-% Wasserstoff reduziert die Zündverzugszeit um nahezu zwei Drittel, eine weitere Zugabe bewirkt eine stetige Verkürzung der Zündverzugszeit und damit eine Annäherung an die günstigen Werte von reinem H₂. Auffällig sind weiters die gegenläufigen Tendenzen des Einflusses des Luftverhältnisses auf die Entzündung von Methan sowie der Mischgase und auf die Entzündung von Wasserstoff. Betrachtet man die Ergebnisse bei 0 Vol-% Wasserstoff – also für reines Methan – zeigt sich eine Reduktion der Zündverzugszeit mit zunehmendem Luftverhältnis. In sämtlichen anderen Berechnungspunkten bei höheren Wasserstoffkonzentrationen – also für Wasserstoff sowie die Mischgase in allen betrachteten Zusammensetzungen – steigt hingegen die Zündverzugszeit mit

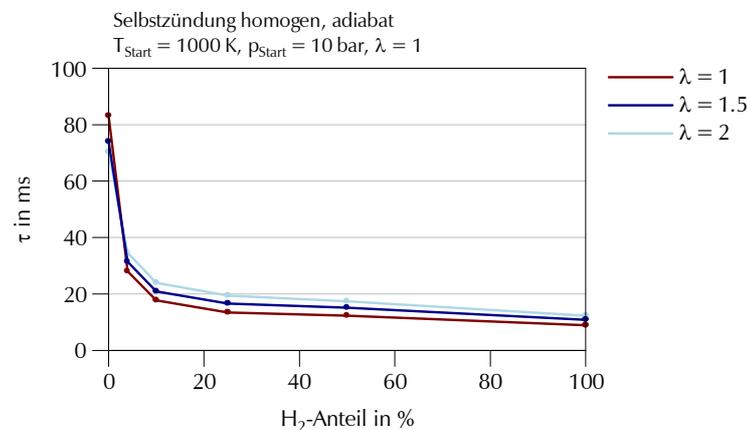


Abbildung 4-3: Zündverzugszeit als Funktion des Wasserstoffanteils

zunehmendem Luftverhältnis an. Auch die Literatur dokumentiert, dass im untersuchten Bereich die Zündverzugszeit von Wasserstoff mit höherem Luftverhältnis sinkt [49], während sie für Methan steigt [32].

4.2 Laminare Flammengeschwindigkeit

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammen nimmt maßgeblichen Einfluss auf die Brennraten einer motorischen Verbrennung und bestimmt so wesentliche Parameter wie den Druckanstieg, den Wandwärmeübergang und somit letztlich den Wirkungsgrad. Die laminare Flammengeschwindigkeit s_l kann an einem an beiden Enden offenen Rohr beobachtet werden, in dem ein in Ruhe befindliches, homogenes Luft-Kraftstoff-Gemisch innerhalb der Zündgrenzen vorherrscht. Entzündet man dieses Gemisch an einem Rohrende, läuft eine geschlossene Flammenfront durch das Rohr. Die Fortschrittsgeschwindigkeit wird dabei als laminare Flammengeschwindigkeit bezeichnet. Deren Wert hängt von Transportprozessen wie der Wärmeleitung und der Diffusion von Radikalen ab [13]. Besteht ein turbulentes Strömungsfeld, wird die Flammenfront räumlich verzerrt und bei zunehmender Turbulenz schließlich aufgerissen (vergleiche Kapitel 0). Für die turbulente Flammengeschwindigkeit s_t ist so neben den Transportprozessen insbesondere die Turbulenzintensität und Ausprägung des Strömungsfeldes von Bedeutung. Die sogenannten Flamelet-Modelle nehmen an, dass sich die turbulente Flammenfront wie ein Ensemble laminarer Flammenfronten ausbreitet. Damit ergibt sich die folgende Abhängigkeit der turbulenten Flammengeschwindigkeit s_t von der laminaren Flammengeschwindigkeit s_l und der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit u' im unverbrannten Gas.

$$s_t = s_l + u' = s_l \cdot (1 + u' / s_l)$$

Gleichung 4-6: turbulente Flammengeschwindigkeit [42]

Diese zeitlich und örtlich aufgelöst gültige Beschreibung der Augenblickswerte kann durch zeitliche Mittelung beispielsweise mittels der Reynoldsschen Gleichungen (Reynolds Averaged Navier Stokes RANS) zur Darstellung der Ausbreitung der Flammenfront in dem für die Brennverfahrensentwicklung relevanten Maßstab herangezogen werden [42].

Definiert ist die laminare Flammengeschwindigkeit als Relativgeschwindigkeit zwischen dem unverbrannten Kraftstoff-Luftgemisch und der Flammenfront. CHEMKIN simuliert eine sich frei ausbreitende Flamme, für die der Ursprung des Bezugssystems innerhalb der Flammenfront festgelegt wird (standardmäßig beim Punkt $T = 400$ K des Temperaturprofils). Als Flammengeschwindigkeit ist jene Anströmgeschwindigkeit durch das Frischgas gegenüber der Flamme definiert, die eine ortsfeste Flamme relativ zum Bezugssystem erlaubt [44]. Dies lässt sich modellhaft als eine reibungsfreie, laminare Strömung in einem wärmedichten Detonationsrohr interpretieren, deren Geschwindigkeit beim Einströmen soweit angepasst wird, dass die Flammenfront gegenüber dem Rohr

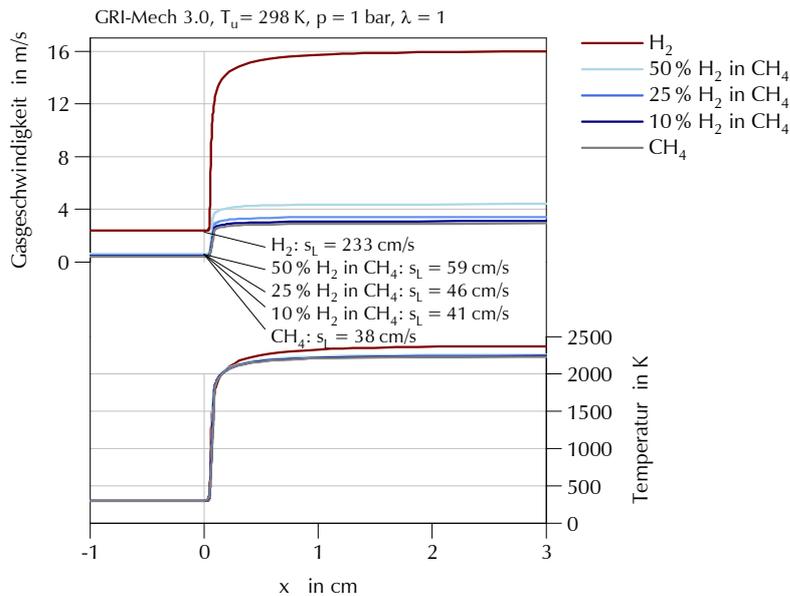


Abbildung 4-4: Geschwindigkeits- und Temperaturprofil in der Flammenfront

ortsfest ist. Die Strömungsgeschwindigkeit im Rohr kann so der laminaren Flammengeschwindigkeit gleichgesetzt werden.

Abbildung 4-4 zeigt die errechneten Profile der Temperatur und der Geschwindigkeit für die betrachteten Gase bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1$. Im Bereich der Anströmung ($x \leq 1$) hat das Frischgas Umgebungstemperatur, innerhalb der Flammenfront steigt die Temperatur aufgrund der Wärmefreisetzung durch die Reaktion zunächst rasch an um sich schließlich der adiabaten Endtemperatur der Verbrennung anzunähern. Der Betrag der Gasgeschwindigkeit im Punkt $x = 0$ stellt die Anströmgeschwindigkeit der Flamme durch das Frischgas und somit aufgrund der oben angeführten Betrachtungen den gesuchten Wert für die laminare Flammengeschwindigkeit einer stöchiometrischer Verbrennung der angegebenen Gase dar.

Zur Verifizierung des Simulationsmodells wurde eine Analyse der Sensitivität des Ergebnisses gegenüber Veränderungen des Berechnungsnetzes durchgeführt. CHEMKIN adaptiert die Anzahl der Gitterpunkte selbstständig, basierend auf den auftretenden Gradienten zwischen diesen Gitterpunkten. Durch Vorgabe der erlaubten Gradienten, der Anzahl der Gitterpunkte bei der Initialisierung sowie der Limitierung der je Optimierungsschritt zulässigen, maximal zusätzlichen Gitterpunktzahl kann jedoch Einfluss auf die Gitterpunktzahl der Lösung genommen werden. Für Wasserstoff in einem stöchiometrischen Gemisch wurde je eine Rechnung mit 52 und 93 Gitterpunkten in der Lösung durchgeführt (Abbildung 4-5). Trotz der deutlichen Reduktion der Anzahl an Gitterpunkten weichen die Ergebnisse nur um weniger als 1,5 % von einander ab. Zusätzlich zeigt die Abbildung einen Vergleich mit dem Ergebnis einer Rechnung unter Verwendung des Mechanismus von $\dot{\text{O}}$ Conaire. Dieser führt zu einem geringfügig abweichenden Ergebnis des Temperaturprofils und, in Folge daraus, auch des Geschwindigkeitsprofils, aber dennoch zu einem nahezu identischen Wert für die Flammengeschwindigkeit.

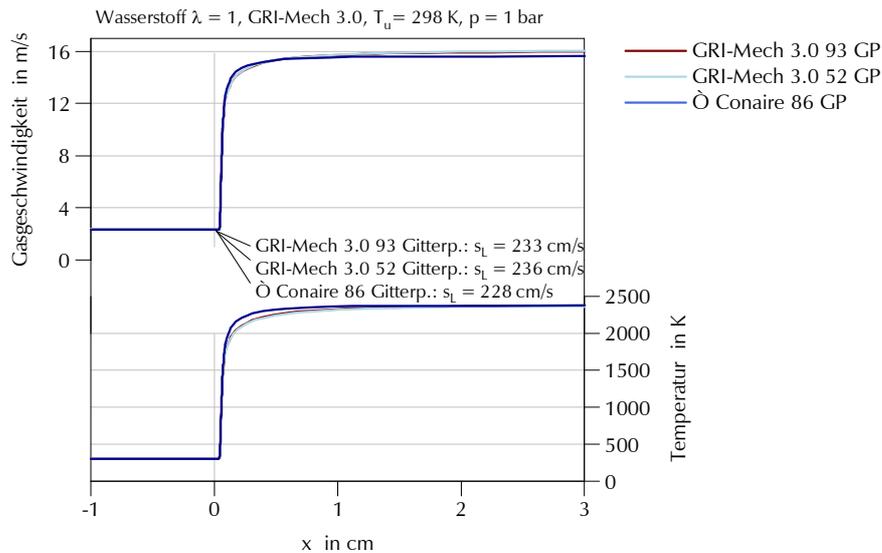


Abbildung 4-5: Geschwindigkeits- und Temperaturprofil in der Flammenfront, GRI-Mech 3.0, Variation Gitterpunktanzahl & Vergleich mit Ö Conaire

4.2.1 Ergebnisse

Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Abhängigkeit vom Wasserstoffgehalt des Brenngases, wobei die Beschleunigung der Flammenausbreitung bei geringen H_2 -Konzentrationen unabhängig vom Luftverhältnis deutlich unterproportional ausfällt; mit 10 % H_2 im Kraftstoff ist die Ausbreitung der laminare Flamme um etwa 6 % schneller (Abbildung 4-6). Ein starker Gradient zeigt sich erst im Bereich zwischen 50 % und 100 %-Wasserstoffanteil – im Diagramm durch ein Polynom dritter Ordnung interpoliert.

Der Einfluss des Luftverhältnisses auf die laminare Flammgeschwindigkeit s_L ist praktisch unabhängig von der Wasserstoffkonzentration. Die Charakteristik der Abhängigkeit ist von Wasserstoff und Methan beinahe identisch, bei beiden Gasen sinkt die Flammgeschwindigkeit eines Gemisches mit $\lambda = 1,5$ auf ca. 44 % des Werts eines stöchiometrischen Gemischs, bei $\lambda = 2$ auf ca. 13 %. Dieselben Werte zeigen auch die betrachteten Mischgase, sodass demnach ein Vergleich der Gase bei jedem Luftverhältnis gleiche Ergebnisse liefern wird.

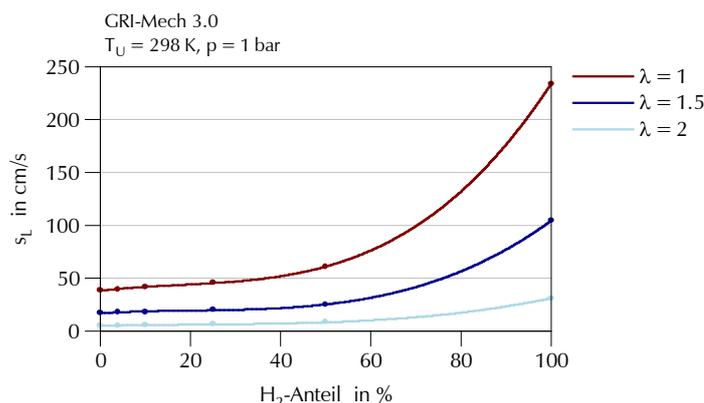


Abbildung 4-6: Laminare Flammgeschwindigkeit als Funktion des Wasserstoffanteils

Tabelle 8: Laminare Flammgeschwindigkeit

	Luftverhältnis		
	$\lambda=1$	$\lambda=1.5$	$\lambda=2$
Methan	38,3 cm/s ¹⁾	16.8 cm/s	4.7 cm/s
4 % H ₂ in CH ₄	39.1 cm/s	17.2 cm/s	4.8 cm/s
10 % H ₂ in CH ₄	40.8 cm/s	17.8 cm/s	5.3 cm/s
25 % H ₂ in CH ₄	45.6 cm/s	19.8 cm/s ³⁾	6.1 cm/s
50 % H ₂ in CH ₄	60.4 cm/s	24.7 cm/s	7.9 cm/s
Wasserstoff	233.2 cm/s ²⁾	103.8 cm/s	30.7 cm/s

CHEMKIN-Simulation, GRI-Mech 3.0, $T_U = 298 \text{ K}$, $p = 1 \text{ bar}$ ¹⁾ 40 cm/s [14]²⁾ 230 cm/s [14]³⁾ $\approx 17.5 \text{ cm/s}$ bei $T_U = 900 \text{ K}$, $p = 20 \text{ bar}$

4.3 Chemisches Gleichgewicht im Rauchgas

Zur Unterstützung des Verständnisses von experimentellen Ergebnissen wurde in der Analyse auch das Programmmodul zur Berechnung des chemischen Gleichgewichts verwendet (Kapitel 5.2.4). Ebenso wie für reaktionskinetische Probleme benötigt CHEMKIN zur Erstellung des beschreibenden Gleichungssystems die Eingabe eines Reaktionsmechanismus sowie eines Stoffwerte-Datenfiles. Die im Reaktionsmechanismus definierten Elementarreaktionen werden genutzt, um die Atombilanzen der beteiligten Stoffe aufstellen zu können. Die Gleichungen zur Bestimmung der Gleichgewichtskonstanten resultieren aus der Forderung der Gleichgewichtsbedingungen, dass die freie Enthalpie ihr Minimum erreicht. Zur Berechnung werden die Stoffwerte aus dem anzugebenden Datenfile herangezogen. Dissoziationseffekte werden dabei – sofern durch den Mechanismus abgebildet – berücksichtigt.

4.4 Diskussion

Auch wenn die Ergebnisse für eine modellierte Selbstzündung nicht direkt auf den otto-motorischen Prozess übertragbar sind, wurde von den auf die beschriebene Weise bestimmten Werten dennoch erwartet, einen Hinweis für das Zündungsverhalten im motorischen Betrieb liefern zu können – was sich in weiterer Folge anhand der Messergebnisse auch bestätigte (vergleiche Kapitel 5.2.5). Die laminare Flammengeschwindigkeit bestimmt die Flammenausbreitung jedenfalls maßgeblich, die motorische Verbrennung wird jedoch auch von weiteren Parametern wesentlich beeinflusst. Neben den sich ergebenden Zustandsgrößen der Zylinderladung während der Flammenausbreitung hat unter anderem auch die Intensität der Turbulenz des Strömungsfeldes starken Einfluss auf die Ausbreitung der Flamme und damit in Folge auch auf den Verlauf der Verbrennung. Für eine vergleichende Betrachtung unter gleichen Randbedingungen von Kraftstoffen, deren relevante Kenngrößen etwa dieselbe Größenordnung einnehmen, ist die laminare Flammengeschwindigkeit dennoch geeignet.

Bei den untersuchten Gasen war in der Simulation selbst bei geringen Wasserstoffanteilen eine deutliche Beschleunigung des Zündprozesses erkennbar. Die laminare Flammengeschwindigkeit hingegen nimmt bei geringen H_2 -Konzentrationen im Brenngas nur unterproportional zu. Wenn nun – ausgehend von den bekannten Eigenschaften von Methan im motorischen Einsatz – eine Aussage über die Mischgase getroffen werden soll, so ist anhand der Simulationsergebnisse vor allem ein Einfluss auf das Zündverhalten zu erwarten. Änderungen der Verbrennungsgeschwindigkeit und in Folge der Brenndauer werden demnach weniger stark ausgeprägt sein. Hinsichtlich der Wahl der Betriebsparameter in den experimentellen Untersuchungen zeigen beide Effekte die Notwendigkeit auf, den Zündzeitpunkt im Hinblick auf die Lage des Verbrennungsschwerpunkts und den maximalen Spitzendruck gegenüber dem Methanbetrieb in Richtung spät zu verschieben, um die zulässigen Betriebsgrenzen des Motors nicht zu überschreiten bzw. eine wirkungsgradgünstige Umsetzung zu ermöglichen.

5

Thermodynamische Verbrennungsuntersuchungen

Das Verhalten der Gase beim Einsatz als Kraftstoff für eine Verbrennungskraftmaschine, wie beispielsweise der Einfluss der Zusammensetzung auf den Ablauf der Verbrennung, die Neigung zu Verbrennungsanomalien und die motorischen Zündgrenzen wurden in Prüfstandsuntersuchungen an einem thermodynamischen Forschungsmotor betrachtet. Auch die im Betrieb auftretenden Emissionen sowie die sich bietenden Wirkungsgradpotentiale wurden untersucht. Letztere zeigen sich insbesondere anhand einer thermodynamischen Analyse ausgewählter Betriebspunkte.

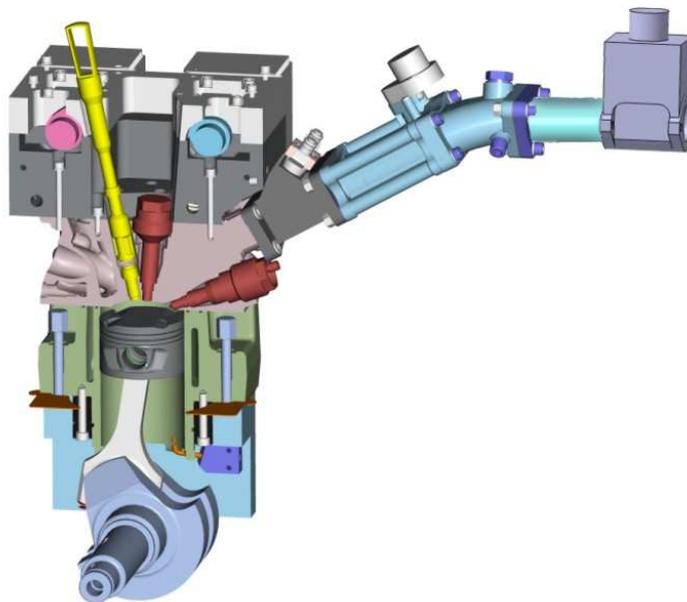


Abbildung 5-1: Thermodynamischer Forschungsmotors mit Saugsystem und äußerem Gemischbildungsventil

5.1 Versuchsaufbau am Motorprüfstand

Tabelle 9: Technische Daten Forschungsmotor

Bohrung x Hub	mm	84 x 90
Hubraum	cm ³	499
Verdichtungsverhältnis	-	12
max. Zylinderdruck	bar	150
max. Drehzahl	min ⁻¹	6000
Zündkerze		Bosch ZLR 2 MTE
Zündenergie	mJ	≈60
Massenausgleich		1. Ordnung
Anzahl Ventile		4
Injektorpositionen		DI seitlich DI zentral AGB
Steuerzeiten		
Einlass Öffnen/Schließen		368 °KW/ 114 °KW v.OT
Auslass Öffnen/Schließen		132 °KW/ 378 °KW n.OT

Die Messungen wurden am thermodynamischen Einzylinder-Forschungsmotor des Instituts durchgeführt. Wie auch der Prüfstand des optischen Forschungsmotors ist dieser mit sämtlichen für den Wasserstoffbetrieb des Motors notwendigen Sicherheitseinrichtungen ausgestattet [15]. Im Folgenden sollen die für die durchgeführten Messungen gewählten spezifischen Parameter und die zusätzlichen Einrichtungen beschrieben werden.

Der Kurbeltrieb des Forschungsmotors vom Typ 5403 der AVL List GmbH weist einen Hub von 90 mm auf, der Zylinderblock der BMW Group Forschung und Technik eine Bohrung von 84 mm. In Kombination mit einem 4-Ventil-Zylinderkopf mit Dachbrennraum, ebenfalls von der BMW Group Forschung und Technik, ergibt sich eine PKW-typische Geometrie mit knapp 0.5 dm³ Hubvolumen. Zum Einsatz kam ein flacher Kolben mit Ventiltaschen zur Sicherstellung der Ventiltaschengängigkeit (Abbildung 5-2).



Abbildung 5-2: Kolben mit Ventiltaschen

Die Gemischbildung erfolgt mittels eines Niederdruck-Einblaseventils der HVT GmbH, angeordnet im Saugrohr des Versuchsträgers (äußere Gemischbildung „AGB“, siehe Abbildung 5-1). Der Kraftstoffvordruck bei der Einblasung beträgt 4.5 bar. Die Frischladung hat von der Stelle der Kraftstoffeinblasung bis zu den Einlassventilen eine Wegstrecke von ca. 370 mm zurückzulegen, womit die Konfiguration näherungsweise derjenigen der Injektorposition 1 des optischen Forschungsmotors entspricht. Für die Steuerung wurde ein Beginn der Einblasung bei 320 °KW festgelegt, was einer vorgelagerten Einblasung entspricht. Zwar wurden diese Arbeiten zeitlich vor den optischen Untersuchungen zur Gemischbildung durchgeführt, sodass die daraus gewonnenen Erkenntnisse noch nicht für die Auslegung der Betriebsparameter bei den Messungen herangezogen werden konnten. Dennoch kann nachträglich festgestellt werden, dass mit dieser Konfiguration eine hohe Homogenität der Kraftstoffverteilung zum Zündzeitpunkt im Brennraum erzielt wird, was durch die Minimierung des Einflusses der Gemischbildung den Vergleich der Kraftstoffe erleichtert.

Der Aufbau des Prüfstands ist als Kompaktprüfstand konfiguriert, das heißt, der Versuchsträger, die Leistungsbremse mit Leistungselektronik, der Drehmomentmessflansch wie auch die Konditionieranlagen für die Betriebsmedien Öl und Kühlwasser sind gemeinsam auf einem Grundgerüst montiert. Für eine nähere Beschreibung des Aufbaus und der Leistungsdaten des Prüfstands sei auf die Dissertation von Wallner verwiesen [51].

Der Betrieb mit kohlenstoffhaltigen Kraftstoffen machte eine Aufrüstung der vorhandenen Prüfstandsmesstechnik, die für den Betrieb mit Wasserstoff ausgelegt war, notwendig. So kam zusätzlich zu den bestehenden Meßsystemen ein Flammenionisationsdetektor (FID) für die Anteile an Kohlenwasserstoff im Abgas sowie ein Analysesystem für Sauerstoff, Kohlenmonoxid und Kohlendioxid zur Anwendung.

5.2 Ergebnisse

Bei den durchgeführten Messungen mit den Mischgasen aus Wasserstoff und Methan wurde der Schwerpunkt auf eine mögliche Anwendung als Kraftstoff für Kraftfahrzeuge gelegt. Last- und Drehzahlpunkte für den Prüfstandsbetrieb wurden vor allem unter diesem Aspekt gewählt, insbesondere der „PKW-typische“ Lastpunkt von $p_i = 6$ bar bei 2000 min^{-1} wurde für Vergleiche der Gase mit unterschiedlichen Mischungsverhältnissen herangezogen. Einige Betriebspunkte wurden zu Referenzzwecken auch mit reinem Wasserstoff und reinem Methan als Brenngas unter denselben Bedingungen vermessen.

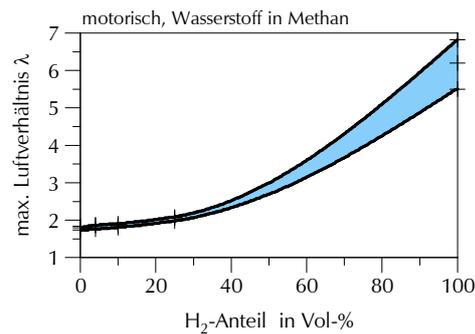


Abbildung 5-3: überstöchiometrische Betriebsgrenzen (vgl. Tabelle 10)

5.2.1 Überstöchiometrische Betriebsgrenzen

Die überstöchiometrischen Betriebsgrenzen eines Brenngases zeigen das Potential für einen qualitätsgeregelten bzw. mageren Motorbetrieb auf. Für die durchgeführten Messungen wurde als Kriterium zur Bestimmung des höchstmöglichen Luftverhältnisses ein Variationskoeffizient des Mitteldrucks COV von 30 % gewählt. Dabei ist der Forschungsmotor aussetzerfrei betreibbar. Im Wasserstoffbetrieb beispielsweise tritt dabei eine Konzentration von etwa 20.000 ppm unverbrannten Kraftstoffs im Abgas auf. Bei einer weiteren Anhebung des Luftverhältnisses treten bereits Zündaussetzer in Form von Einzelzyklen mit einem Mitteldruck nahe Null auf. Dieses Kriterium für die überstöchiometrische Betriebsgrenze bedeutet zwar einen COV-Wert oberhalb der üblichen Grenzen, kann so aber näherungsweise die tatsächlichen motorischen Zündgrenzen aufzeigen.

Methan weist theoretische Zündgrenzen von unterstöchiometrisch $\lambda = 0.5$ und überstöchiometrisch $\lambda = 2.3$ auf [21]. Bei den durchgeführten Versuchen konnte im ungedrosselten Saugbetrieb bei 2000 min^{-1} die Kraftstoffmasse bis zu einem Luftverhältnis von $\lambda = 1.75$ reduziert werden (Abbildung 5-3). Dabei stellt sich ein indizierter Mitteldruck von 5.1 bar ein.

Tabelle 10: überstöchiometrische Betriebsgrenzen

Messpunkt	Brenngas				
	CH ₄	4 % H ₂	10 % H ₂	25 % H ₂	H ₂
Standard ¹⁾ , ZZP optimal	1.73	1.75	1.81	2.0	5.90
Standard, ZZP 30 °KW v.OT	1.73	1.75	1.80	1.97	5.50
n = 3000 min ⁻¹ , ZZP optimal	1.79	1.85	1.90	2.08	6.80
n = 3000 min ⁻¹ , ZZP 30 °KW v.OT	1.75	1.80	1.90	2.02	5.80
pL = 700 mbar, ZZP optimal	1.83	1.85	1.86	2.05	6.20
pL = 700 mbar, ZZP 30 °KW v.OT	1.75	1.78	1.85	2.02	5.80
Drallklappe geschlossen		1.85	1.90	2.02	

¹⁾ n = 2000 min⁻¹, Einblasebeginn 320 °KW, Drosselklappe geöffnet, Drallklappe geöffnet, keine Aufladung

Die weiten theoretischen Zündgrenzen von Wasserstoff von $\lambda=0.13$ bis $\lambda=10.5$ [21] führen auch für den motorischen Betrieb zu einem weiten möglichen Betriebsbereich. So ist im beschriebenen Betriebspunkt ein sicherer Motorbetrieb bis etwa $\lambda=5,9$ bei einem Mitteldruck von 1.5 bar möglich. Bei den H_2 - CH_4 -Mischgasen wird die Erweiterung der Zündgrenzen mit zunehmendem Wasserstoffanteil deutlich. Bereits die Zugabe von 4 Vol-% Wasserstoff bewirkt eine – wenn auch geringe – Erhöhung der Zündgrenze, ein Anteil von 10 Vol-% Wasserstoff hebt die Zündgrenze um etwa 5 % an, 25 Vol-% Wasserstoffanteil um etwa 15 %. Der Zündzeitpunkt wurde hinsichtlich eines maximalen Luftverhältnisses gewählt. Durch Anpassung der Betriebsparameter wie der Erhöhung der Ladungsbewegung durch Schließen der Drallklappe oder des Saugrohrdruckes ($p_L=700$ mbar relativ) ist eine weitere Anhebung der Magergrenze möglich, in Abbildung 5-3 in Form eines Streubandes dargestellt. Tabelle 10 gibt die Einflüsse einiger Betriebsparameter getrennt wieder. Der unterstöchiometrische Grenzbereich wurde in den Versuchen aufgrund der untergeordneten Relevanz für vorgemischte Brennverfahren nicht ermittelt.

5.2.2 Verbrennungsanomalien

Bei dem gewählten Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon=12$ konnte mit den Mischgasen aus 4%, 10% und 25% Wasserstoff in Methan keine klopfende Verbrennung provoziert werden. Unabhängig von der Drehzahl kann der Zündzeitpunkt beliebig weit vor den oberen Totpunkt gelegt werden, ohne dass Verbrennungsanomalien auftreten. Auch eine Verschiebung des Zündzeitpunktes auf einen beliebigen Zeitpunkt nach dem oberen Totpunkt ist ohne Aussetzer der Verbrennung möglich.

Der Betrieb mit reinem Methan zeigt ähnliche Charakteristika - mit dem beschriebenen Verdichtungsverhältnis $\varepsilon=12$ können keine Verbrennungsanomalien beobachtet werden.

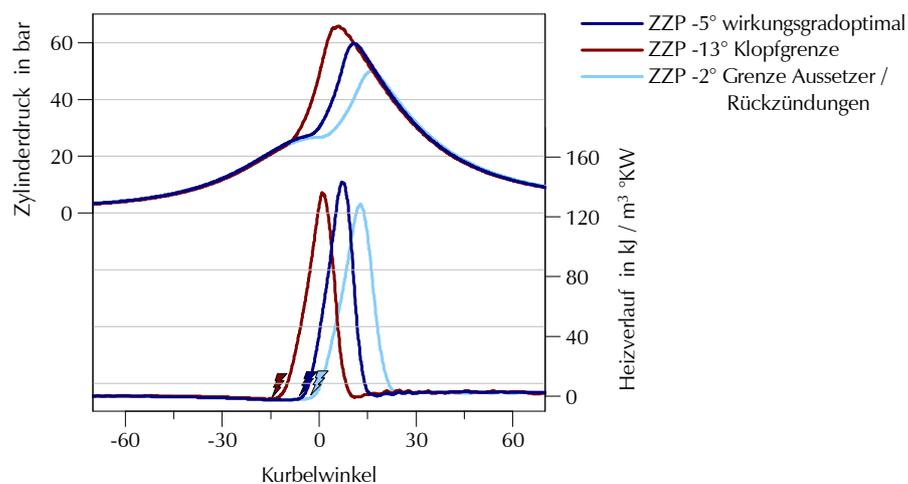


Abbildung 5-4: Betriebsgrenzen Zündzeitpunkt Wasserstoff, $\lambda = 1.5$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

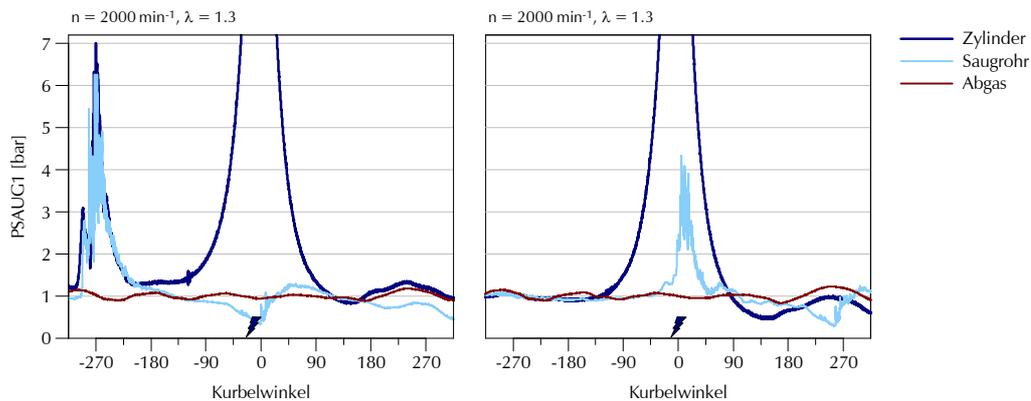


Abbildung 5-5: Rückzündung in das Saugrohr während geöffneter (links) und geschlossener Einlassventile (rechts), Wasserstoff

Ein stark abweichendes Verhalten hingegen zeigt Wasserstoff. Der Betrieb ist durch einen engen Einstellbereich des Zündzeitpunktes charakterisiert, innerhalb dessen keine Verbrennungsanomalien auftreten (Abbildung 5-4). Eine weitere Frühstellung des Zündzeitpunktes zieht eine klopfende Verbrennung nach sich. Eine spätere Lage kann ein Rückzünden der Frischladung in das Saugrohr zur Folge haben, im Allgemeinen während die Einlassventile geöffnet sind (Abbildung 5-5 links). Dafür kann die erhöhte Temperatur des Restgases bei späten Zündzeitpunkten eine mögliche Ursache darstellen, die zum Entzünden der Frischladung führt. Es konnten aber auch bei geschlossenen Einlassventilen Rückzündungen beobachtet werden, wie in Abbildung 5-5 rechts gezeigt im Bereich des Zündzeitpunkts, was sich möglicherweise durch Fehlerströme des Zündsystems erklären lässt. Das Zünden des Gemisches im Saugrohr zieht für einige Zyklen Aussetzer der Verbrennung im Brennraum nach sich, bis wieder zündfähiges Gemisch den Weg vom Injektor zum Brennraum zurückgelegt hat. Rückzündungen in das Saugrohr treten unter anderem auch unmittelbar nach Klopferscheinungen auf, das Gemisch im Ansaugtrakt zündet dabei einige °KW nach dem Öffnen des Einlassventils (8 °KW vor WOT). Eine mögliche Erklärung hierfür wäre, dass zündfähige Frischladung die von der vorhergehenden klopfenden Verbrennung erhitzte Zone der Brennraumoberfläche erreicht.

5.2.3 Emissionen und Wirkungsgrad

Die gemeinsame Betrachtung des Emissionsverhaltens und des Wirkungsgrades erlaubt die Ermittlung günstiger Betriebsbereiche. Daher sollen diese beiden Parameter im Folgenden anhand einer Variation des Luftverhältnisses untersucht werden. Für die Messungen wurden eine Drehzahl von 2000 min^{-1} und ein indizierter Mitteldruck von 6 bar, bestimmt durch die Steuerung des Saugrohrdrucks mittels Drosselung, festgelegt. Der Zündzeitpunkt wurde so gewählt, dass sich ein Wirkungsgrad-Optimum ergibt. Um den Mitteldruck von 6 bar auch bei hohen Luftverhältnissen zu ermöglichen, musste der Saugrohrdruck durch eine äußere Aufladung angehoben werden. Bei der Analyse der Messergebnisse kann durch Betrachtung des indizierten Wirkungsgrades der Hochdruck-

schleife als Vergleichswert der sich ergebende Einfluss auf die Ladungswechselschleife vernachlässigt werden.

Der Betrieb von Methan ist bei stark überstöchiometrischem Luftverhältnis oberhalb von $\lambda = 1.5$ durch stark zunehmende Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen gekennzeichnet, die auch zu einer Abnahme des Wirkungsgrades führen (Abbildung 5-6). Die Konzentration an Stickoxiden NO_x im Abgas bleibt dabei auf einem relativ niedrigen Niveau unterhalb von ca. 500 ppm. Bei Luftverhältnissen zwischen $\lambda = 1.2$ und $\lambda = 1.4$ wird das Maximum des indizierten Hochdruck-Wirkungsgrads erreicht und beträgt beim Forschungsmotor über 40 %. Dieser Betriebsbereich ist durch hohe NO_x -Emissionen gekennzeichnet, die bei ca. $\lambda = 1.1$ ein Maximum von etwa 4600 ppm erreichen. Der Anteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe ist hier mit unter 1500 ppm gering. Sinkt das Luftverhältnis unter $\lambda = 1.1$ ab, steigen die HC-Emissionen an und der Wirkungsgrad und die Stickoxidemissionen sinken. Auffällig ist einerseits das Maximum der Emissionen an Kohlenmonoxid bei $\lambda = 1$, während deren Anteil bei geringerem Luftverhältnis wieder abnimmt, und andererseits der starke Anstieg an Emissionen von Wasserstoff im stöchiometrischen und Luftmangelbereich von bis zu 23000 ppm gemessen bei $\lambda = 0.9$. Für eine nähere Betrachtung dieser Effekte sei auf Kapitel 5.2.4 verwiesen.

Das Mischgas aus 4 Vol-% Wasserstoff und Methan zeigt im Betrieb ein sehr ähnliches Verhalten wie reines Methan (Abbildung 5-7). Charakteristisch ist jedoch ein geringer ausgeprägter Wirkungsgradeinbruch und weniger unverbrannte Kohlenwasserstoffe bei hohen Luftverhältnissen um $\lambda = 1.7$. Das Maximum des Wirkungsgrads erreicht in etwa den gleichen Wert, bleibt jedoch über einen größeren λ -Bereich von ca. $\lambda = 1.1$ bis $\lambda = 1.5$ oberhalb von 40 %.

Bei einem Wasserstoffanteil von 10 Vol-% kann bei $\lambda = 1.7$ nur mehr ein geringer Wirkungsgradverlust gegenüber dem diesbezüglich optimalen Luftverhältnis festgestellt werden. Ebenso zeigt sich hier kein überproportionaler Anstieg der HC-Emissionen (Abbildung 5-8). Der Wirkungsgrad erreicht in einem weiter vergrößerten Bereich von etwa $\lambda = 1.2$ bis $\lambda = 1.6$ Werte über 40 %.

Mit 25 Vol-% H_2 -Anteil bleibt die Effizienz von $\lambda = 1.2$ und bis über $\lambda = 1.7$ oberhalb von 40 % (Abbildung 5-9). Der Bereich erhöhter HC-Emissionen und sinkender Wirkungsgrade ist zu noch höheren Luftverhältnissen hin verschoben und öffnet somit einen weiten Bereich für einen möglichen Motorbetrieb bei geringen Emissionen an unverbrannten Kraftstoffkomponenten und NO_x sowie bei hohem Wirkungsgrad.

Beim Emissionsverhalten der Stickoxide zeichnet sich der folgende Trend ab: Die Wasserstoffkonzentration der untersuchten Brenngase beeinflusst den NO_x -Gehalt im Abgas nicht signifikant, es erweitert sich jedoch der mögliche Betriebsbereich deutlich in Richtung höherer Luftverhältnisse. So sind beim gewählten Betriebspunkt bei einem Luftverhältnis oberhalb von $\lambda = 1.6$, welcher bereits mit 10 Vol-% Wasserstoffanteil ohne signifikante Wirkungsgradeinbußen realisiert werden kann, schon relativ niedrige NO_x -Werte von weniger als 1000 ppm möglich. Oberhalb von etwa $\lambda = 1.85$ können noch wesentlich niedrigere Stickoxidemissionen realisiert werden, wie die Messung mit dem Gas mit 25 Vol-% Wasserstoffanteil zeigt (Abbildung 5-9). Allerdings sind mit diesem Gas in

dem Betriebspunkt bereits Einbußen hinsichtlich des Wirkungsgrades und Emissionsverhaltens an unverbrannten Kraftstoffanteilen hinzunehmen. Dem Trend der Ergebnisse folgend lässt sich jedoch annehmen, dass durch eine weitere Erhöhung des H_2 -Anteils diese Nachteile vermieden werden könnten, sodass sich in diesem Fall der gewählte Lastpunkt auch bei hohem Wirkungsgrad praktisch NO_x -frei darstellen lässt.

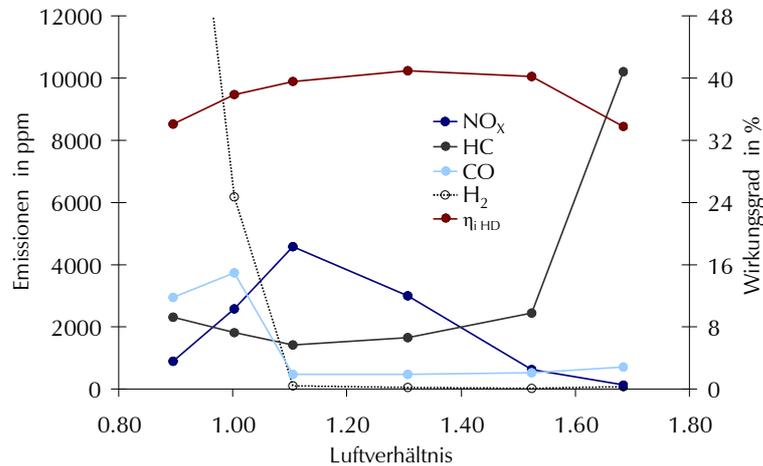


Abbildung 5-6: Betrieb mit CH_4 : Emissionen & Hochdruck-Wirkungsgrad, $p_i = 6 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

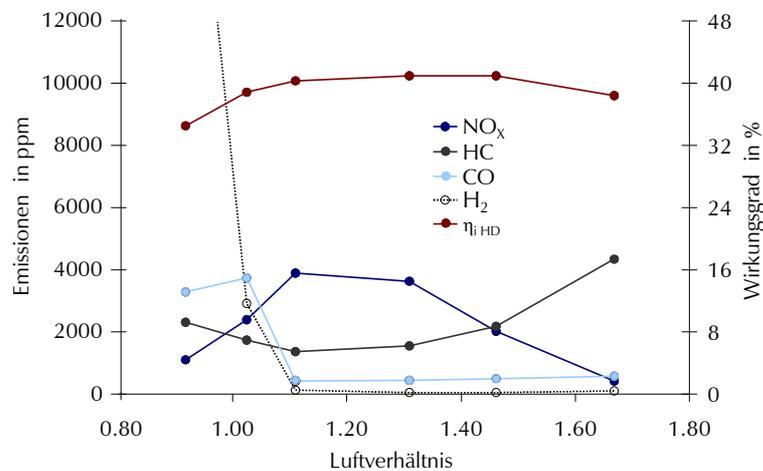


Abbildung 5-7: Betrieb mit 4 % H_2 in CH_4 : Emissionen & Hochdruck-Wirkungsgrad, $p_i = 6 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

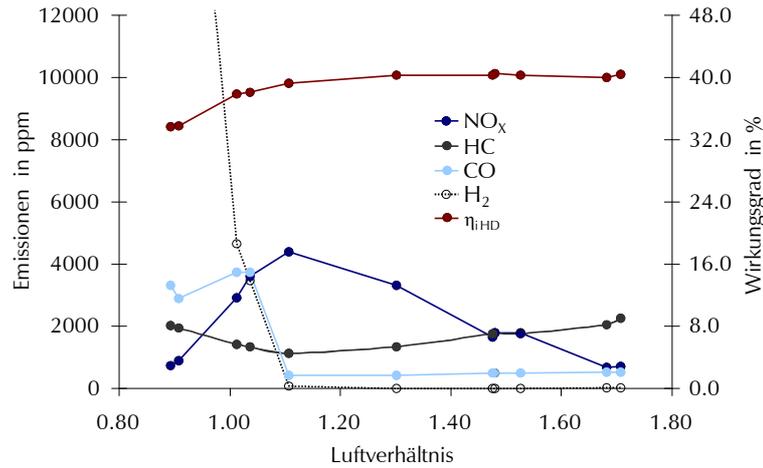


Abbildung 5-8: Betrieb mit 10 % H₂ in CH₄: Emissionen & Hochdruck-Wirkungsgrad, p_i = 6 bar, n = 2000 min⁻¹

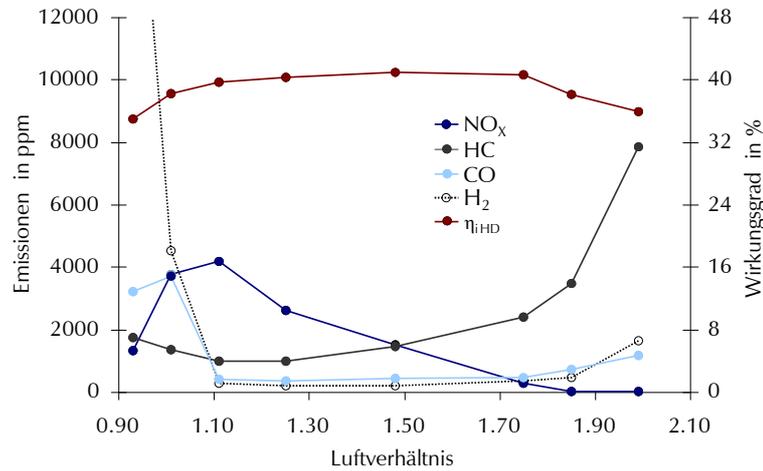


Abbildung 5-9: Betrieb mit 25 % H₂ in CH₄: Emissionen & Hochdruck-Wirkungsgrad, p_i = 6 bar, n = 2000 min⁻¹

5.2.4 Gaszusammensetzung des Rauchgases

Wird das Luftverhältnis reduziert, steigen um $\lambda = 1$ und darunter die „üblichen“ Produkte einer Verbrennung unter Luftmangel – HC und CO – stark an (siehe Kapitel 5.2.3). In den Versuchen konnte aber auch eine hohe Emission an unverbranntem Wasserstoff festgestellt werden, die beispielsweise im Betrieb mit Erdgas bei $\lambda = 0.9$ Werte von über 23.000 ppm erreicht (vergleiche Tabelle 11). H₂-Emissionen werden bei mit konventionellen Kraftstoffen betriebenen Motoren in der Regel nicht bestimmt und bleiben daher meist unberücksichtigt. In Studien wird die Auswirkung von Wasserstoff im Abgas jedoch wegen seiner starken Wirkung als Reduktionsmittel für die selektive katalytische Reduktion SCR [28] oder zur Senkung der Light Off Temperatur des Katalysators [33] untersucht, was deren Auftreten bestätigt.

Tabelle 11: Abgaskomponenten und Heizwertanteil im Rauchgas

Betriebspunkt ¹⁾	Abgaskomponente	Konzentration	Anteil Heizwert
Methan, $\lambda = 0.9^2)$	H ₂	23053 ppm	50 %
	HC	2309 ppm	42 %
	CO	2935 ppm	8 %
	NO _x	895 ppm	-
25% H ₂ in CH ₄ , $\lambda = 0.91^3)$	H ₂	19992 ppm	52 %
	HC	1752 ppm	38 %
	CO	3231 ppm	10 %
	NO _x	1336 ppm	-

¹⁾ vgl. Betriebspunkte nach Abbildung 5—6 bzw. 5-9

²⁾ $\zeta_0 = 0.85$

³⁾ $\zeta_0 = 0.88$

Für die Entstehung des Wasserstoffs kann vor allem das Gleichgewicht der Reaktionsgleichung der Wassergas-Shiftreaktion (Gleichung 5-1) verantwortlich gemacht werden, das bei Auftreten von Kohlenmonoxid im Abgas durch eine unvollständige Verbrennung unter Beisein von Wasser bei etwa 400 °C zur Bildung von Wasserstoff führt [14].



Gleichung 5-1: Wassergas – Shiftreaktion
($\Delta_R H = -41 \text{ kJ/mol}$) 110[14]

Die hohen Konzentrationen von Wasserstoff im Rauchgas können mittels der im Folgenden beschriebenen Simulationsrechnung nachvollzogen und dargestellt werden. Mittels CHEMKIN wurde ein homogener Reaktor modelliert (Reaktionsmechanismus GRI-Mech 3.0), dem der im Motorbetrieb gemessene Druckverlauf und der daraus bestimmte Temperaturverlauf aufgeprägt wurde. Der Verlauf der Stoffkonzentrationen zeigt nach Erreichen der Zündtemperatur einen raschen Anstieg der Reaktionsprodukte (Abbildung 5-10). Der rasche Anstieg der Reaktionsprodukt-Konzentrationen in der Simulation ist auf die homogene, gleichzeitige Verbrennung im gesamten Volumen zurückzuführen, die durch die Modellierung als homogener Reaktor erfolgt. Dieser zeigt, dass bei den vorherrschenden Verbrennungstemperaturen die Reaktionskinetik nur eine untergeordnete Rolle spielt und das chemische Gleichgewicht rasch erreicht werden kann. Die Gaszusammensetzung ist nach dieser Umsetzung nur in geringem Maße vom Temperatur- und Druckverlauf abhängig, sie bleibt nahezu konstant. Nach dem Öffnen des Auslassventils wurden die gemessene Abgastemperatur und der Abgasdruck vorgegeben, bei der die betrachteten Stoffkonzentrationen bereits „eingefroren“ sind. Neben den Produkten der vollständigen Verbrennung ergeben sich auch in der Simulation bedeutende Anteile an Wasserstoff und Kohlenmonoxid, beispielsweise 17300 ppm H₂ und 23300 ppm CO bei der Verbrennung von 25 % H₂ in CH₄.

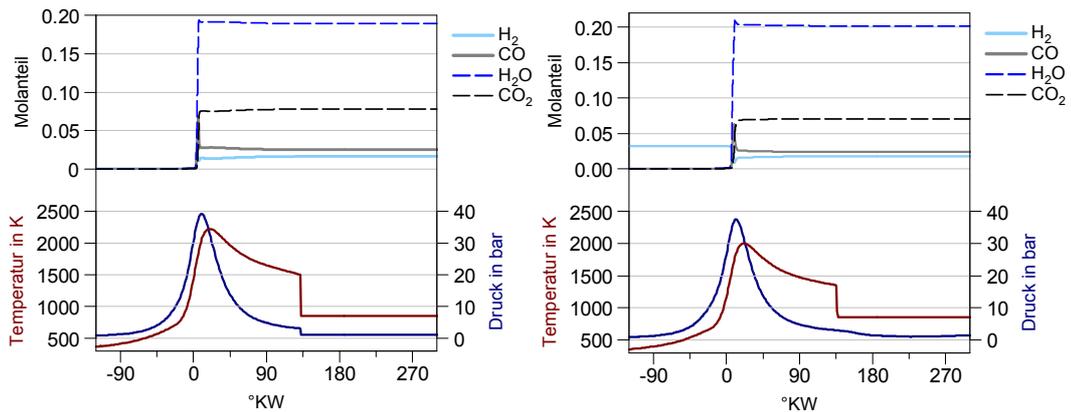


Abbildung 5-10: Verlauf der Stoffkonzentrationen im homogenen Reaktor bei aufgeprägtem Zylinderdruck- und -temperaturverlauf, Methan(links) und 25% H₂ in CH₄ (rechts), $\lambda = 0.9$, CHEMKIN-Simulation

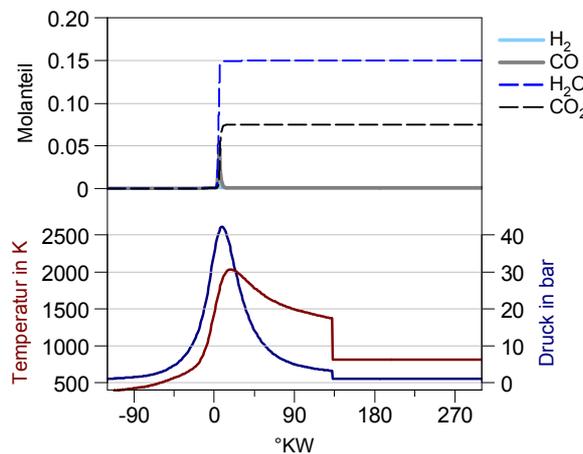


Abbildung 5-11: Verlauf der Stoffkonzentrationen im homogenen Reaktor bei aufgeprägtem Zylinderdruck- und -temperaturverlauf, Methan $\lambda = 1.3$

Im Gegensatz zum simulierten homogenen Reaktor entstehen bei der realen motorischen Verbrennung durch deren unvollständigen Ablauf auch höhere Konzentrationen an Kohlenwasserstoffen. So sind die Abweichungen im Ergebnis der Simulation von den tatsächlich gemessenen Werten vor allem durch die in diesen Kohlenwasserstoffen gebundenen C- und H-Atome zu erklären.

Bei Luftüberschuß – betrachtet wird in Abbildung 5-11 der Betriebspunkt bei $\lambda = 1.3$ – existieren, nachdem in der Simulation das chemische Gleichgewicht (annähernd) erreicht wurde, erwartungsgemäß fast ausschließlich die Produkte der vollständigen Verbrennung H₂O und CO₂.

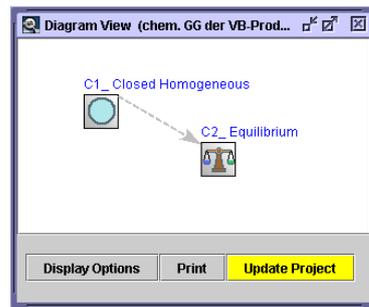


Abbildung 5-12 Chemkin-Modell zur Bestimmung der Gaszusammensetzung des Abgases im chemischen Gleichgewicht.

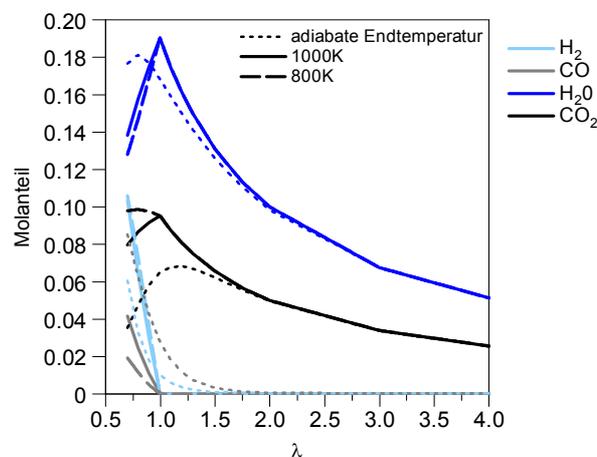


Abbildung 5-13: Stoffkonzentrationen im Rauchgas der Methan-Verbrennung nach dem chem. Gleichgewicht bei adiabater Endtemperatur sowie bei 1000 K und 800 K

Der exakte Verlauf der Gleichgewichtszusammensetzung über dem Luftverhältnis wurde mittels dem in Abbildung 5-12 abgebildeten Modell bestimmt. In einem homogenen Reaktor (C1) entsteht das Rauchgas der Verbrennung, das im Reaktor C2 bei unterschiedlichen Temperaturen ins chemische Gleichgewicht gebracht wird. Das Ergebnis ist in Abbildung 5-13 dargestellt. Während bei hohen Temperaturen CO und H₂ auch im leicht überstöchiometrischen Bereich vorkommen kann, ist bei 800 K bzw. 1000 K die Grenze bei $\lambda = 1$ scharf ausgeprägt. Bei nicht vollständigem Erreichen des chemischen Gleichgewichts kann aber auch in diesem Bereich – wie in den Messergebnissen zu sehen – Wasserstoff im Abgas auftreten.

Im Gegensatz zu den Messungen (Abbildung 5-6 bis Abbildung 5-9) zeigt die Gleichgewichtszusammensetzung des Rauchgases kein Maximum der CO-Konzentration im Bereich um $\lambda = 1$ sondern steigt unter Luftmangel kontinuierlich an. Ob diese Abweichung auf die Reaktionskinetik und somit auf den begrenzten für den Reaktionsablauf zur Verfügung stehenden Zeitraum zurückzuführen ist oder ob Querempfindlichkeiten des Messsystems das Ergebnis verfälschen konnte nicht zweifelsfrei geklärt werden.

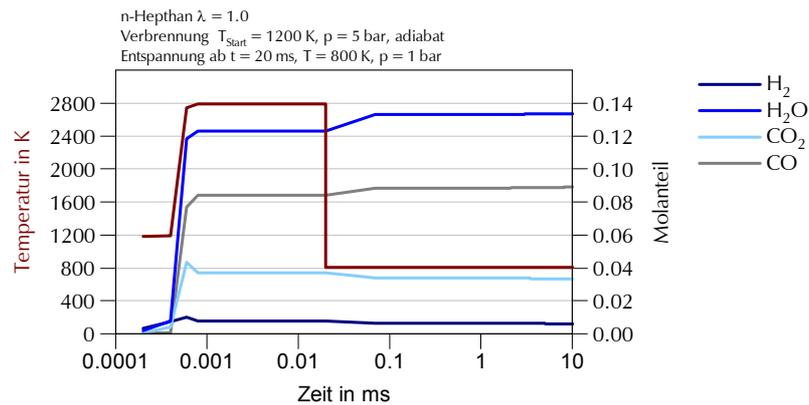


Abbildung 5-14: Verbrennung und Entspannung modelliert, *n*-Heptan, $\lambda = 0.8$, Stoffe der Wassergasreaktion

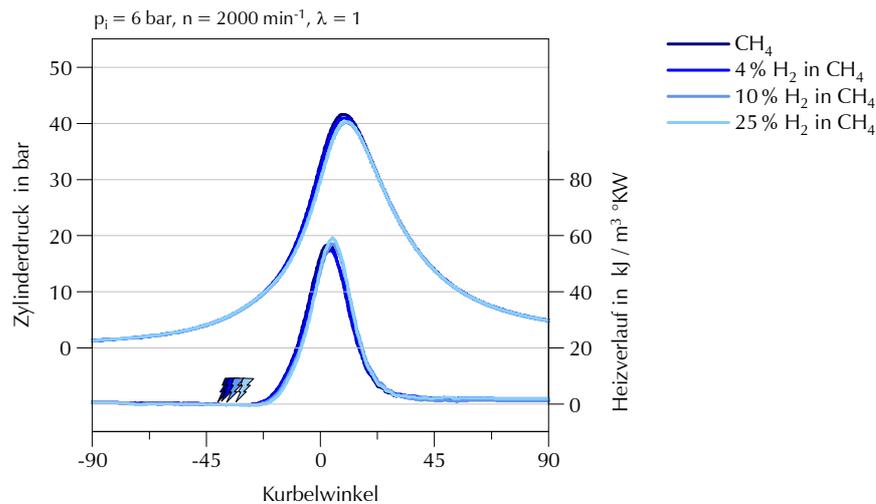
Als Referenz wurde eine vereinfachte Abbildung der Verbrennung von *n*-Heptan bei $\lambda = 0.8$ unter vergleichbaren Randbedingungen wie zuvor betrachtet, um auch das Verhalten langkettiger Kohlenwasserstoffe hinsichtlich der H₂-Konzentrationen im Rauchgas beurteilen zu können. Es wurde eine adiabate, isochore Verbrennung mit Startbedingungen von 1200 K und 5 bar sowie eine anschließende Entspannung im Abgassystem bei 1 bar und 800 K modelliert. Dabei wurde die Verweildauer unter Verbrennungsbedingungen mit 20 ms bis kurz nach dem Brennende bestimmt, da die Zustände nach der Verbrennung ohnehin stationär bleiben. Um den relevanten Zeitbereich abzudecken bzw. im Abgassystem Zustände nahe dem chemischen Gleichgewicht zu simulieren, wurde die Verweildauer dort mit 20 s bewusst hoch gewählt. Zur Anwendung kam ein reduzierter aber aufgrund der zu berücksichtigenden langkettigen Kohlenwasserstoffe doch recht umfangreicher Reaktionsmechanismus von Westbrook und Curran [6]. Entsprechend dem Gleichgewicht der Wassergas-Shiftreaktion führt auch hier das Auftreten von Kohlenmonoxid als Produkt der unvollständigen Verbrennung unter Beisein von Wasser zur Entstehung hoher Wasserstoffkonzentrationen (Abbildung 5-14).

Als Referenz wurde eine vereinfachte Abbildung der Verbrennung von *n*-Heptan bei $\lambda = 0.8$ unter vergleichbaren Randbedingungen wie zuvor betrachtet, um auch das Verhalten langkettiger Kohlenwasserstoffe hinsichtlich der H₂-Konzentrationen im Rauchgas beurteilen zu können. Es wurde eine adiabate, isochore Verbrennung mit Startbedingungen von 1200 K und 5 bar sowie eine anschließende Entspannung im Abgassystem bei 1 bar und 800 K modelliert. Dabei wurde die Verweildauer unter Verbrennungsbedingungen mit 20 ms bis kurz nach dem Brennende bestimmt, da die Zustände nach der Verbrennung ohnehin stationär bleiben. Um den relevanten Zeitbereich abzudecken bzw. im Abgassystem Zustände nahe dem chemischen Gleichgewicht zu simulieren, wurde die Verweildauer dort mit 20 s bewusst hoch gewählt. Zur Anwendung kam ein reduzierter aber aufgrund der zu berücksichtigenden langkettigen Kohlenwasserstoffe doch recht umfangreicher Reaktionsmechanismus von Westbrook und Curran [6]. Entsprechend dem Gleichgewicht der Wassergas-Shiftreaktion führt auch hier das Auftreten von Kohlenmonoxid als Produkt der unvollständigen Verbrennung unter Beisein von Wasser zur Entstehung hoher Wasserstoffkonzentrationen (Abbildung 5-14).

5.2.5 Druck- und Heizverlauf

Es sollen die indizierten Druckverläufe sowie die daraus bestimmten Heizverläufe der Messpunkte bei den Luftverhältnissen $\lambda = 1$ und $\lambda = 1.7$ betrachtet werden, die bereits im Kapitel 5.2.3 behandelt wurden. Insbesondere die Auswertung der Brenndauer und des Zündverzugs als charakteristische Kenngrößen soll einen Vergleich der untersuchten Brenngase erlauben. So wird auch eine Gegenüberstellung mit den durch die Reaktionskinetik ermittelten Größen (vgl. Kapitel 4) möglich. Für eine weiter detaillierte Analyse bestimmter Messpunkte inklusive einer Brennverlaufsrechnung sei auf Kapitel 5.3 verwiesen.

Die in den Diagrammen angegebene Brenndauer wurde aufgrund der in der verwendeten Software AVL CONCERTO vorgegebenen Möglichkeiten aus der Kurbelwinkeldifferenz zwischen den 10%- und 90%-Umsatzpunkten ermittelt. Es sei auf den Einfluss hinge-



	Zündzeitpunkt	Zündverzug ¹⁾	Brenndauer ²⁾	50 %- Umsatzpunkt
25 % H ₂ in CH ₄	-33.7 °KW	12.9 °KW	26.3 °KW	5.7 °KW
10 % H ₂ in CH ₄	-37.1 °KW	14.1 °KW	25.3 °KW	5.3 °KW
4 % H ₂ in CH ₄	-38.9 °KW	15.1 °KW	28.9 °KW	4.5 °KW
Methan	-40.6 °KW	16.6 °KW	26.7 °KW	4.0 °KW

¹⁾ Zündsignal bis Nulldurchgang Heizverlauf

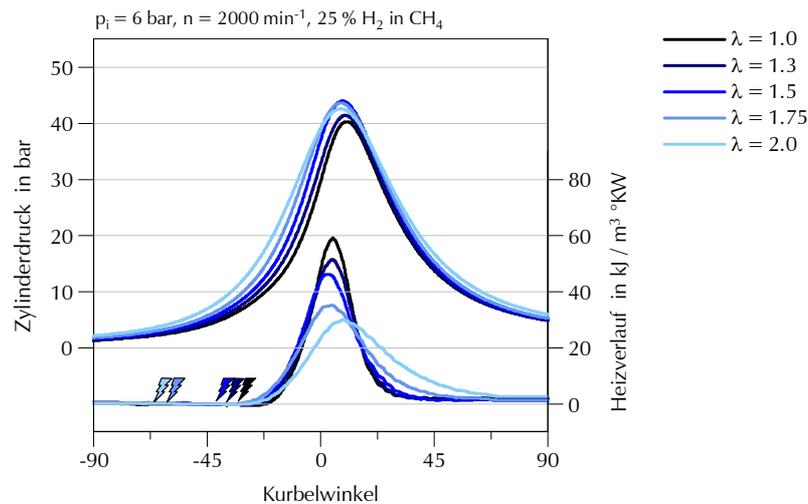
²⁾ MFB_{10%} bis MFB_{90%}

Abbildung 5-15: Druck- und Heizverlauf, Variation Brenngas

wiesen, den eine verschleppte Verbrennung, beispielweise aufgrund ungünstiger Gemischbildung, auf einen Vergleich der so ermittelten Brenndauer zur Beurteilung des Potentials eines Treibgases für eine wirkungsgradgünstige, rasche Umsetzung haben kann. Die Definition des Brennendes anhand des 90 %-Umsatzpunktes lässt nur eingeschränkt Rückschlüsse hinsichtlich dieses Verhaltens zu. Die angegebenen Werte des Zündverzugs wurden aus dem Abstand des Zündzeitpunkts und des Nulldurchganges des

Heizverlaufs ermittelt. Die von der Software ebenfalls zur Verfügung gestellte Möglichkeit, den 5 %- Umsatzpunkt als Ende der Zündverzugsperiode zu definieren, wurde aufgrund des dadurch gegebenen hohen Einflusses des Brennverlaufs der nachfolgenden Verbrennung auf die Bestimmung des Brennbeginns nicht genutzt.

Abbildung 5-15 zeigt den Druck- und Heizverlauf sowie den Verlauf der Primärspannung an der Zündspule für die Messpunkte bei $\lambda = 1$. In diesem Vergleich ergeben sich sehr ähnliche Charakteristiken der Heizverläufe, so variiert auch die Brenndauer nur gering, die Abweichungen durch zyklische Schwankungen und leichten Variationen der Betriebsparameter übersteigen teils den Trend. Anhand der Lage der Zündzeitpunkte, die trotz fast konstanter Schwerpunktlage des 50 %-Umsatzpunktes die Zündverzüge später gewählt werden können, wird die Beschleunigung des Zündprozesses durch den steigenden Wasserstoffanteil deutlich. Die notwendige Frühstellung der Zündung reduziert sich beim Mischgas mit 25 % H₂-Anteil gegenüber Methan um über 20 %. Vergleicht man die gemessenen Werte zum Zündverzug mit den Ergebnissen der Simulation (Tabelle 7) so



	Zündzeitpunkt	Zündverzug ¹⁾	Brenndauer ²⁾	50 %- Umsatzpunkt
$\lambda = 1.0$	-33.7 °KW	12.9 °KW	26.3 °KW	5.7 °KW
$\lambda = 1.3$	-37.1 °KW	13.3 °KW	27.6 °KW	5.2 °KW
$\lambda = 1.5$	-42.0 °KW	15.8 °KW	30.9 °KW	4.5 °KW
$\lambda = 1.75$	-61.3 °KW	30.2 °KW	41.0 °KW	6.7 °KW
$\lambda = 2.0$	-66.3 °KW	39.3 °KW	48.2 °KW	14.3 °KW

¹⁾ Zündsignal bis Nulldurchgang Heizverlauf

²⁾ $MFB_{10\%}$ bis $MFB_{90\%}$

Abbildung 5-16: Druck- und Heizverlauf, Variation Luftverhältnis

zeigt sich zwar, dass wie zu erwarten die Absolutwerte der modellierten Selbstzündung nicht mit denen der Fremdzündung unter motorischen Bedingungen vergleichbar sind. Dennoch zeigt sich, dass die Ergebnisse für eine vergleichende Beurteilung zur Abschätzung der Verhältnisse jedenfalls geeignet sind. Dies gilt insbesondere im Bereich ähnlicher Zündverzüge. Weichen die Zündzeitpunkte wesentlich von einander ab, müssen die Unterschiede im Zustand der Zylinderladung und deren Einfluss auf das Zündverhalten beachtet werden. Die relativ geringen Unterschiede der Brenndauer korrelieren ebenfalls mit den nur geringfügig abweichenden Werten der laminaren Flammengeschwindigkeit, die mittels Chemkin ermittelt wurden (vgl. Tabelle 8).

Eine Variation des Luftverhältnisses wurde für das Mischgas aus 25 % Wasserstoff in Methan durchgeführt (Abbildung 5-16). Wie zu erwarten zeigt sich, dass durch Abmageren des Gemisches der Zündverzug und die Brenndauer länger wird. Der Zündverzug beträgt bei stöchiometrischem Gemisch 12.9 °KW und nimmt bei $\lambda = 2.0$ auf fast 40 °KW zu. Dabei steigt der Zündwinkelbedarf bis $\lambda = 1.5$ moderat, danach stark an. Bei $\lambda = 2.0$ war mit gebräuchlichen Werten für den Zündwinkel keine wirkungsgradgünstige Schwerpunktlage der Verbrennung mehr zu realisieren, da auch die Brenndauer in diesem Betriebspunkt hohe Werte annimmt. Vergleicht man die Ergebnisse mit den durch die Simulation ermittelten (Tabelle 7 bzw. Tabelle 8), zeigen sich auch hier wieder ähnliche Verhältnisse wie beim Vergleich der Brenngase zuvor. Wird berücksichtigt, dass eine

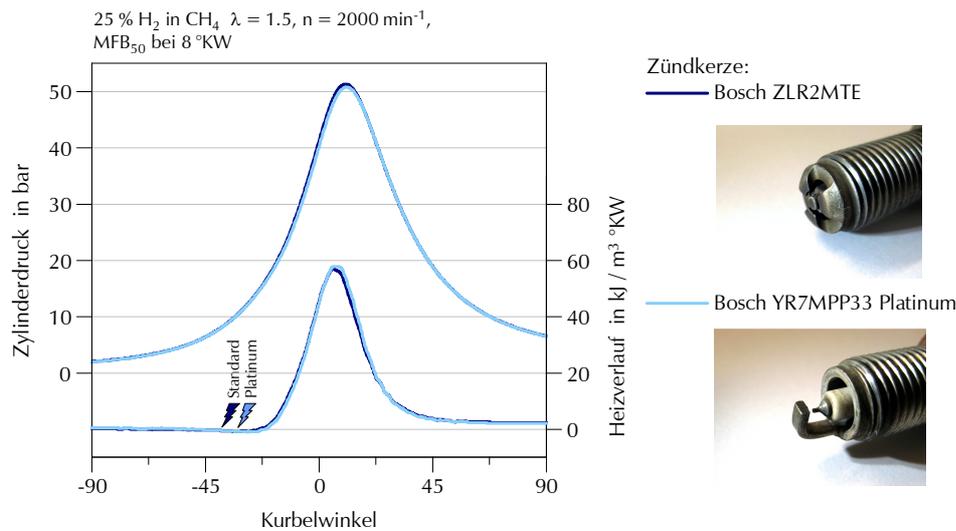


Abbildung 5-17: Zündkerze mit Edelmetall-Elektrode

frühe Lage des Zündzeitpunktes eine geringe Zylinderladungstemperatur und somit eine weitere Verlangsamung des Zündprozesses nach sich zieht, können die simulatorischen Werte für den Zündverzug durchaus als Anhalt für eine vergleichenden Abschätzung der motorischen Verhältnisse herangezogen werden. Auch die mit höherem Luftverhältnis verringerte laminare Flammengeschwindigkeit korreliert – wenn auch nicht direkt proportional – mit der entsprechend längeren Brenndauer.

5.2.6 Variation Zündkerze

Bei den in den vorhergehenden Kapiteln beschriebenen Messungen kam eine Prototypen-Zündkerze der Robert Bosch GmbH Typ ZLR 2 MTE mit einem Wärmewert von 2 zum Einsatz. Diese besitzt eine dreipolige Seitenelektrode, als Elektrodenmaterial kommt Nickel-Yttrium zur Anwendung [53]. Für „Fahrzeuge im Gasbetrieb“ werden von der Robert Bosch GmbH Zündkerzen der Baureihe „Platinum“ empfohlen [54]. Die Verwendung von Edelmetall als Beschichtungsmaterial für die Elektrode erlaubt eine höhere spezifische Energiedichte und durch die so mögliche kleinere Bauweise eine Reduktion der Kontaktfläche zum Brenngas. Daraus resultieren eine verringerte Wärmeabfuhr über die Elektrodenoberfläche aus dem Zündgebiet und ein höherer effektiver Energieeintrag. Zur Anwendung kam der Typ YR 7 MPP 33 von Bosch mit einem Wärmewert von 7 und einem Elektrodenabstand von 0.8 mm, wie ihn auch der Typ ZLR 2 MTE aufweist.

Vergleichsmessungen mit 25 Vol-% H₂ in CH₄ bei $\lambda = 1.5$ zeigen bei der Verwendung der Platin-Zündkerze Vorteile vor allem hinsichtlich des Zündverzugs. Um eine Lage des 50 %-Umsatzpunktes bei 8 °KW zu erreichen, kann mit der „Platinum“-Kerze der Zündzeitpunkt von 38.1 °KW mit dem Typ ZLR 2 MTE auf 33 °KW zurückgenommen werden. Dementsprechend reduziert sich der Zündverzug von 15.1 °KW auf 12.3 °KW. Die Brenndauer DOC verringert sich um etwa 2 °KW und eine Reduktion der zyklischen

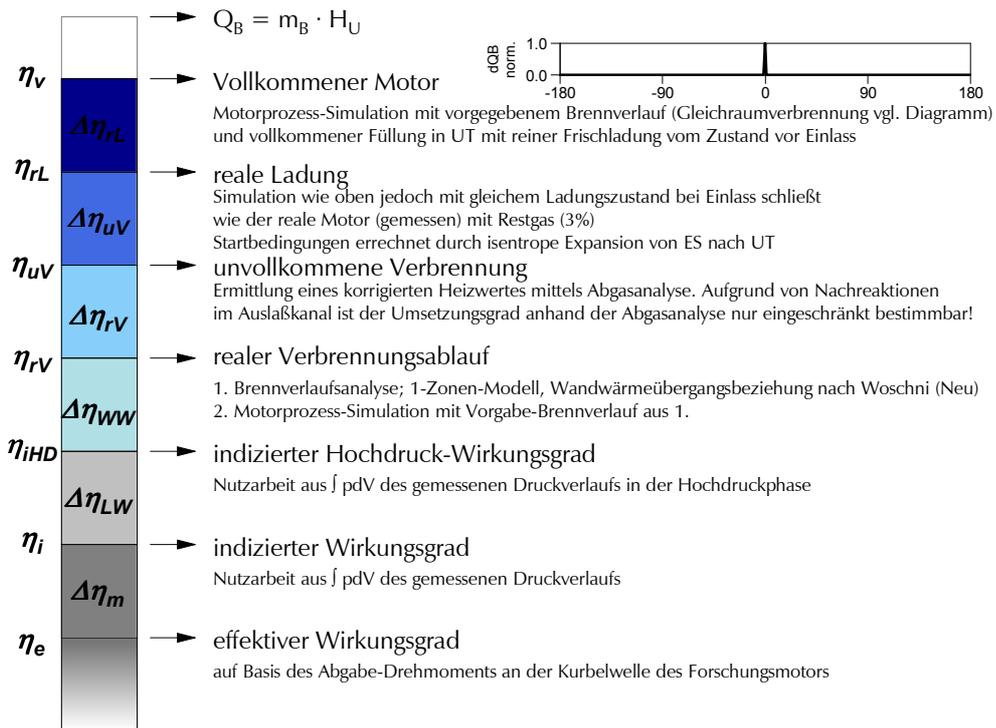


Abbildung 5-18: Methodik der durchgeführten thermodynamischen Analyse

Schwankungen um 9 % konnte beobachtet werden. Der durch die reduzierte Wärmeabfuhr erhöhte effektive Energieeintrag ins Zündgebiet lässt zudem eine Erweiterung der Zündgrenzen erwarten. Vorteile verspricht die Anwendung dieser Zündkerze demnach im gesamten Betriebsbereich, insbesondere jedoch bei hohen Luftverhältnissen.

5.3 Thermodynamische Analyse

Mittels einer thermodynamischen Analyse sollte der Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung auf die einzelnen Verluste geklärt werden. Dazu wurden die Messpunkte bei $\lambda = 1.3$ der λ -Variation bei 2000 min^{-1} und 6 bar (siehe Kapitel 5.2.3) gewählt, die für Methan und das 4%-Mischgas ziemlich exakt den Bestpunkt des indizierten Wirkungsgrades treffen. Für das 25%-Gas liegt das Optimum etwas höher, daher wurde für dieses Gas zusätzlich der Betriebspunkt bei $\lambda = 1.5$ analysiert. Verwendet wurde das Softwarepaket MOSES, da es die Möglichkeit zur Erstellung von Stoffwerte-Datenfiles für die betrachteten Gaszusammensetzungen bietet. Zur Erstellung der Verlustteilung wurde nach dem in Abbildung 5-18 dargestellten Schema vorgegangen. Der Einfluss auf die jeweiligen Verluste soll im Folgenden getrennt betrachtet werden:

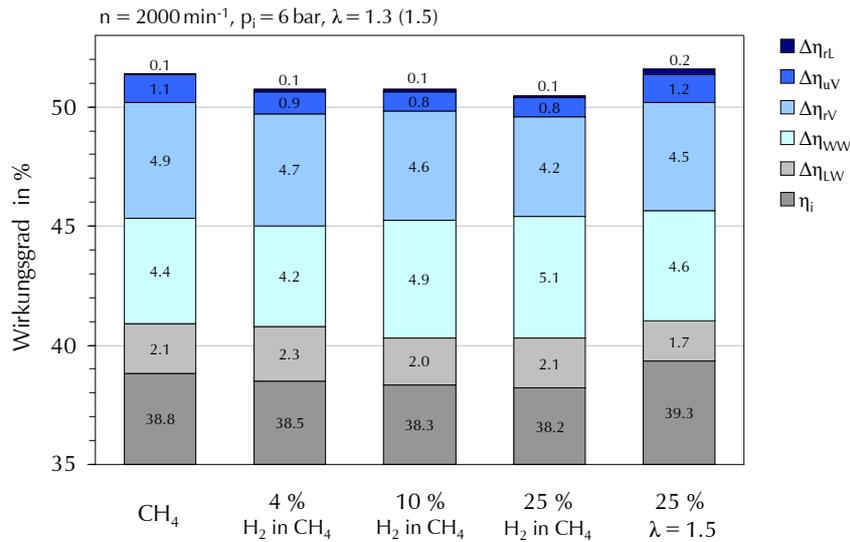


Abbildung 5-19: Verlustteilung für die Betriebspunkte nach Abbildung 5-6 bis Abbildung 5-9, $\lambda = 1.3$ bzw. $\lambda = 1.5$

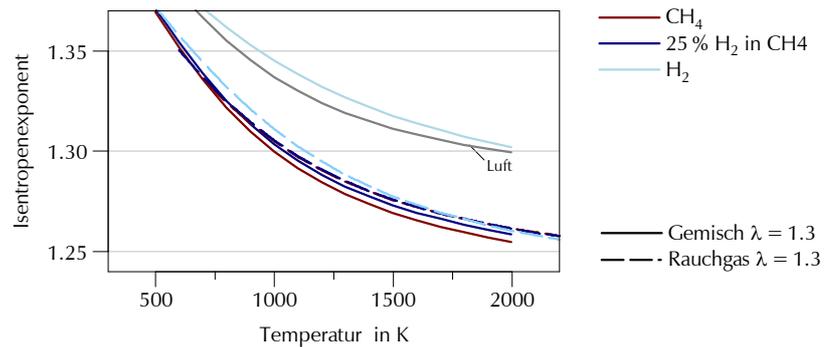


Abbildung 5-20: Isentropenexponent der Kraftstoff-Luftgemische und Rauchgase (NIST)

Vollkommener Motor:

Mit höher werdendem Wasserstoffanteil sinkt der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors. Dies widerspricht aufgrund der günstigeren Stoffwerte von Wasserstoff⁴ den ersten Erwartungen. Daher soll der Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung auf die Phasen Verdichtung, Verbrennung und Expansion getrennt betrachtet werden:

In der Verdichtungsphase wird der Isentropenexponent des unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemisches durch die Zugabe von Wasserstoff erhöht (Abbildung 5-20). Das führt in

⁴ H₂: $\kappa = 1.406$
 CH₄: $\kappa = 1.308$ (bei Standardbedingungen)

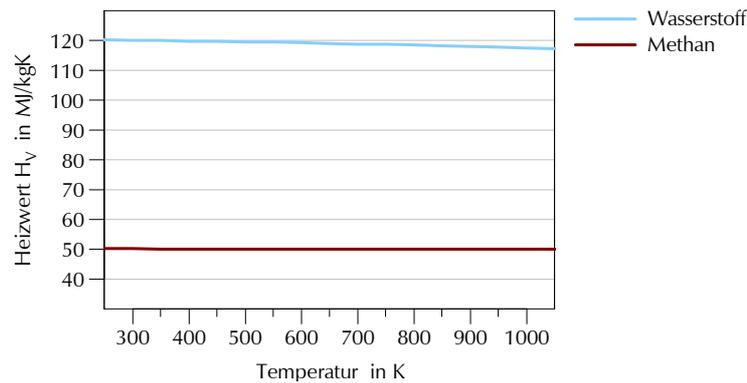


Abbildung 5-21: Heizwert als Funktion der Temperatur (SPUGAZER [48] bzw. NIST)

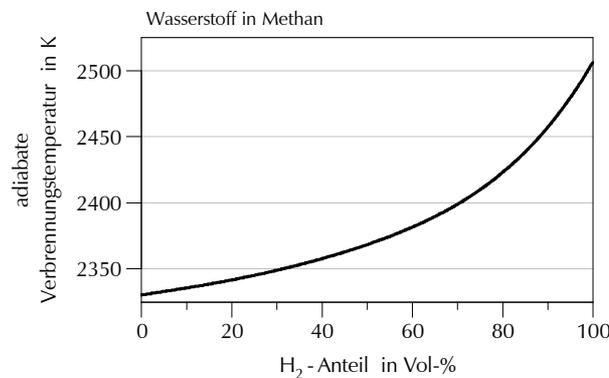


Abbildung 5-22: Adiabate Verbrennungstemperatur als Funktion des Wasserstoffanteils von H_2 - CH_4 -Gemischen (CHEMKIN)

Folge zu einer höheren Volumenänderungsarbeit, die für die Verdichtung aufgewendet werden muss.

Für die durch die Verbrennung freigesetzte Wärmemenge ist der Heizwert des Brennstoffs maßgeblich, der eine Abhängigkeit von der Temperatur zeigt (Abbildung 5-21). Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors bezieht sich auf den Heizwert bei Umgebungstemperatur. Bei den auftretenden Verdichtungsendtemperaturen von etwa 750 K zeigt sich bei Wasserstoff eine deutliche Reduktion der tatsächlich zur Verfügung stehenden Energiemenge um mehr als 1.3 %, was eine entsprechende Reduktion des Wirkungsgrads nach sich zieht. Bei Methan ist die Abhängigkeit des Heizwerts von der Temperatur nur sehr schwach ausgeprägt. Bei höheren Temperaturen ist weiters der Effekt der Dissoziation zu berücksichtigen.

Während der Expansion ist wiederum der Isentropenexponent der Zylinderladung relevant. Dieser liegt für das Rauchgas der Wasserstoffverbrennung bei Temperaturen über etwa 1800 K unterhalb von dem des Methan-Rauchgases – in diesem Fall wirkungsgradungünstig. Zusätzlich zieht die höhere adiabate Verbrennungstemperatur von Wasserstoff (Abbildung 5-22) eine höhere Rauchgastemperatur nach sich, was den Isentropenexponent weiter reduziert.

Reale Ladung:

Der Einfluss durch reale Ladung ergibt sich einerseits durch den Einfluss von Restgas – im vorliegenden Fall wurde, ohne eine Ladungswechselrechnung durchzuführen, ein Restgasanteil von 3 % angenommen – sowie durch die geänderten Startbedingungen gegenüber dem vollkommenen Motor. Beide Einflüsse sind gering und kompensieren sich teilweise, sodass der Verlust bei allen Messpunkten mit $\lambda = 1.3$ nur etwa 0.1 % beträgt. Demgegenüber führt die geringere Drosselung bei $\lambda = 1.5$ zu einer etwas höheren Starttemperatur und somit zu einem leicht erhöhten Verlust.

Unvollkommene Verbrennung:

Durch die Kombination aus erweiterten Zündgrenzen, verringerter Löschdistanz und erhöhter Flammenfrontgeschwindigkeit beziehungsweise Umsetzrate wird bei einer Wasserstoffzugabe eine vollständigere Umsetzung des Kraftstoffs erreicht (vergleiche Tabelle 11). Somit nimmt der Verlust durch unvollkommene Verbrennung ab. Bei 25 % H₂-Anteil und $\lambda = 1.5$ wird trotz des höheren Luftverhältnisses etwa dasselbe Niveau erreicht wie bei Methan und $\lambda = 1.3$.

Realer Verbrennungsablauf:

Für die Druckverlaufsanalyse wurde die von Woschni vorgeschlagene Wandwärmevertragungsbeziehung verwendet, die auf Basis der Energiebilanzen mit dem Faktor 0.9 bewertet wurde. Wie anhand der Simulationsergebnisse zu erwarten, nähert sich die Form des Brennverlaufs mit zunehmendem Wasserstoffanteil einer Gleichraumverbrennung an, der diffusive, verschleppte Verbrennungsanteil nimmt ab (Abbildung 5-23). Daraus resultiert eine Reduzierung des Verlustes durch realen Verbrennungsablauf um etwa 0.5 % bei 25 % Wasserstoffanteil gegenüber reinem Methan. Der Brennverlauf der Hauptverbrennung sieht bei $\lambda = 1.5$ dem von Methan bei $\lambda = 1.3$ recht ähnlich, der geringere verschleppte Anteil bringt einen immer noch deutlich reduzierten Verlustanteil mit sich.

Wandwärmevertrag:

Der Wandwärmevertrag weist eine eindeutige Abhängigkeit vom Wasserstoffgehalt auf. Es kommt zu einer merklichen Verschlechterung von 0.7 %-Punkten für das 25 %-Gas gegenüber Methan, was vor allem auf die geringe Löschdistanz sowie die – hinsichtlich des Gleichraumgrads wiederum günstige – rasche Umsetzung zurückzuführen ist.

Die Bestimmung des Verlustanteils aus der Differenz der errechneten inneren Arbeit mit realem Verbrennungsverlauf und der anhand des gemessenen Druckverlaufs bestimmten inneren Arbeit bedingt, dass Ungenauigkeiten aus der Messung wie beispielsweise beim Einstellen des Betriebspunktes oder eine zyklische Drift des Drucksensorsignals – die insbesondere beim Betrieb mit Wasserstoff aufgrund der hohen thermischen Belastung des Druckaufnehmers vermehrt auftritt (vgl. Abbildung 5-24) – sowie Rundungsfehler aus der Werteübertragung insbesondere in diesen Verlustanteil Eingang finden. Dieser Aspekt ist beispielsweise beim Vergleich der Ergebnisse zum Wandwärmevertrag von Methan und dem 4 %-Gas zu beachten.

Thermodynamische Verbrennungsuntersuchungen

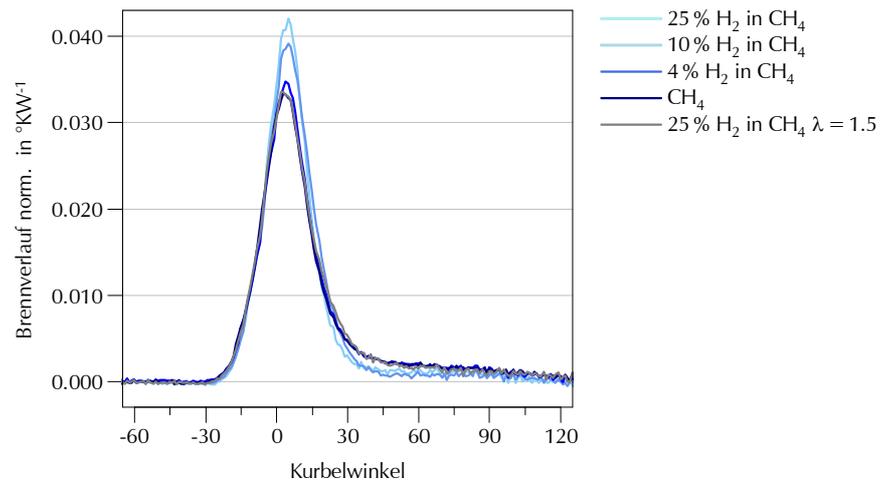


Abbildung 5-23: Brennverlauf der untersuchten Betriebspunkte (normiert, MOSES)

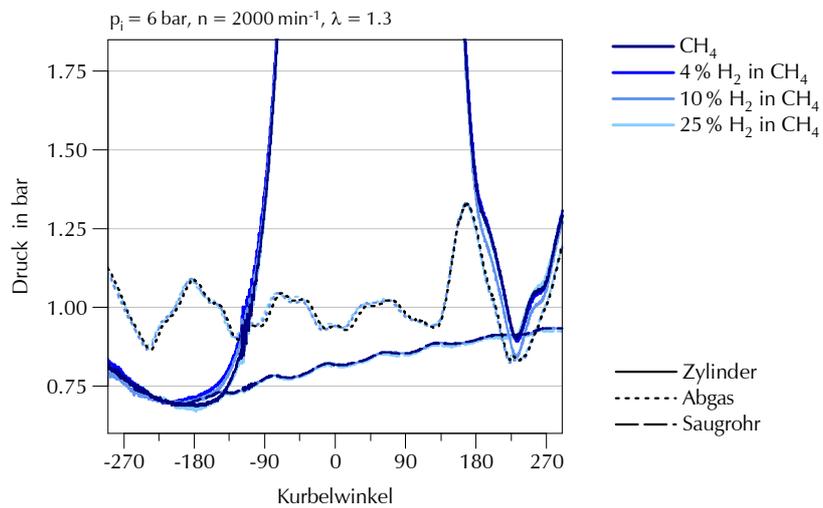


Abbildung 5-24: Druckverläufe der Betriebspunkte $\lambda = 1.3$, auffällig die anhand der Druckdifferenz im Ausschietakt erkennbare „Drift“ des Zylinderdruckaufnehmers

6

Optische

Verbrennungsuntersuchungen

Die im vorigen Kapitel beschriebenen thermodynamischen Untersuchungen erlauben bereits eine umfangreiche Charakterisierung der Verbrennung der betrachteten Kraftstoffe, die jedoch auf Werten, die global für den gesamten Brennraum ermittelt wurden, basiert. Die optische Zugänglichkeit zum Brennraum und die Möglichkeit zum gefeuerten Betrieb des in Kapitel 0 vorgestellten Transparentmotors wurde genutzt, um auch den Verbrennungsprozess durch Einsatz optischer Messtechniken sichtbar zu machen und so lokale Phänomene auflösen zu können. Von den Ergebnissen wurde insbesondere erwartet, Aufschluss über den Einfluss der Gaszusammensetzung auf den Zündprozess und die Art der Flammenausbreitung geben zu können. Dazu wurde versucht, die Flammenfront nach dem Schema von Borghi [3] zu klassifizieren. Die Messungen und deren Analysemethoden, die Ermittlung der zur Klassifizierung notwendigen Kenngrößen sowie die gewonnenen Erkenntnisse sollen im Folgenden anhand einiger ausgewählter Betriebspunkte beschrieben werden.

6.1 Methodik

Zur Visualisierung des Verbrennungsprozesses wurde die Auswahl der geeigneten Messmethoden Tracer-LIF und OH-Chemolumineszenz ebenfalls wie für die Gemischbildungsuntersuchungen in Zusammenarbeit mit Rainer Haslacher im Rahmen seiner Dissertation getroffen [25]. Die vielseitige LIF-Methode hat schon in früheren Betrachtungen einen umfangreichen Beitrag zum Verständnis des Verbrennungsprozesses geleistet [11]. Mit dieser relativ aufwändigen Methode kann beispielsweise die verbrannte Zone in einer Querschnittsebene des Brennraums sichtbar gemacht werden, woraus unter anderem die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront bestimmt werden kann. Obwohl die Methode aufgrund der Komplexität nicht allzu häufig angewandt wird, ist sie für die Brennverfahrensentwicklung etabliert.

Um die Ausbreitung der Flamme zu erfassen, kann auch deren Eigenstrahlung – im sichtbaren oder unsichtbaren Wellenlängenbereich – erfasst werden. Durch Filterung des Signals kann der erfasste Wellenlängenbereich eingeschränkt werden um so die Strahlung spezifischer Moleküle – im vorliegenden Fall des in der Flammenfront gebildeten

OH-Radikals - zu detektieren. So kann im Gegensatz zur planaren Aufnahme (innerhalb einer Ebene) mit der LIF-Methode bei Anwendung der OH-Chemolumineszenz ein integrales Bild der Flammenfront aufgenommen werden. Es ist keine äußere Strahlungsanregung erforderlich, es kann also auf die Applikation des Lasers verzichtet werden, was die Anwendung dieser Methode vereinfacht und beschleunigt. Daher wurde sie in der vorliegenden Arbeit dazu verwendet, Bildreihen auch in orthogonalen Ansichten zu erzeugen, die das Verständnis der Flammenausbreitung zusätzlich vertiefen sollen.

6.1.1 Tracer LIF

Wie auch bei der Untersuchung der Gemischbildung beruht das für die Verbrennungsuntersuchungen angewandte Prinzip auf der Anregung von Tracermolekülen in einem Laser-Lichtschnitt innerhalb des Untersuchungsvolumens. Im vorliegenden Fall wurden die Tracermoleküle allerdings der Ansaugluft homogen beigemischt und nicht wie für die Betrachtung der Gemischbildung dem Kraftstoff zugemischt. Vor dem Start der Verbrennung kann so mittels der Kamera das Lichtsignal des homogen im Brennraum verteilten Tracers aufgenommen werden. Während des Verbrennungsprozesses werden die Tracermoleküle in der Flammenfront chemisch umgesetzt; das Tracersignal verschwindet in den bereits von der Flamme erfassten Zonen. Damit können die verbrannten von den unverbrannten Zonen unterschieden und so die Flammenfront lokalisiert werden.

Der Kontrast zwischen den beiden Zonen ist von der Konzentration des Tracers in der Ansaugluft abhängig. Um einen ausreichenden Kontrast zu erzielen, ohne die motorischen Randbedingungen durch signifikante Beeinflussung der Ansaugluftmasse zu verändern, wird ein hochkonzentriertes Gemisch aus Tracer und synthetischer Luft in das Ansaugsystem eingeblasen. Die Konzentration des als Tracermolekül eingesetzten Trimethylamin TMA beträgt in diesem Gemisch 5000 ppm. Dem für die Einblasung verwendeten Niederdruckinjektor ist ein Homogenisator nachgeschaltet, der für eine homogene Tracerverteilung in der Ansaugluft sorgt (Abbildung 3-7). Als Folge der hohen TMA-Konzentration des eingeblasenen Gemischs kann bereits mit geringen eingeblasenen Gemischmengen abhängig vom gewählten Betriebspunkt eine Konzentration von etwa 200 ppm TMA in der Ansaugluft erzielt werden, was ein ausreichendes Kontrastverhältnis garantiert.

Die Lage des Laserlichtschnitts im Brennraum kann wie bei den Gemischbildungsuntersuchungen horizontal oder vertikal gewählt werden, die ICCD-Kamera ist rechtwinklig auf diese Ebene auszurichten (vergleiche Abbildung 3-11 und Abbildung 3-12). Für die Untersuchung der Flammenausbreitung wurde der vertikale Lichtschnitt durch die Symmetrieebene des Brennraums bevorzugt, da dieser die Zündkerze und somit den Ausgangspunkt der Ausbreitung erfasst.

6.1.2 OH-Chemolumineszenz.

Durch die Zersetzung des Kraftstoffs entstehen in der Flammenfront kurzlebige Zwischenprodukte, bei der untersuchten Verbrennung von Wasserstoff und Kohlenwasserstoffen beispielsweise das Hydroxyl-Radikal OH. Im weiteren Ablauf des Reaktionspfads werden diese im Idealfall wieder vollständig abgebaut, sodass sie praktisch ausschließlich in der reaktiven Flammenfront nachweisbar sind. Dabei strahlt das OH-Radikal, angeregt durch die Verbrennung selbst, im ultravioletten Bereich mit einem Intensitätsmaximum bei einer Wellenlänge von 306 nm bis 315 nm [5]. Das Signal wird mit Hilfe eines dielektrischen Filters mit einer Transmissivität im Bereich von 305 +/- 23.7 nm (FWHM) aufbereitet, so dass ausschließlich Licht in diesem Wellenlängenbereich von der auf die Flamme gerichteten Kamera detektiert wird. Auf diese Weise kann eine zweidimensionale Abbildung der integralen Strahlung der Flammenfront erzeugt werden. Verwendet wurde dieselbe Kamera Imager 3s mit dem Bildverstärker IRO von LaVision, wie sie auch für die Tracer-LIF Messungen zur Anwendung kam.

6.1.3 Bildverarbeitung

Um aussagekräftige Abbildungen des Verbrennungsprozesses zu erhalten, ist eine Verarbeitung der aufgenommenen Strahlungsintensitäten mit Referenzaufnahmen notwendig. Abbildung 6-1 zeigt beispielhaft die Vorgangsweise bei der Tracer-LIF Methode, die nach einem ähnlichen Schema wie bei der Gemischbildungsuntersuchung abläuft.

Um die gerade bei ottomotorischer Verbrennung hohen zyklischen Variationen zu berücksichtigen, werden während 50 Einzelzyklen Bilder der Flammenausbreitung aufgenommen und gemittelt. Aufnahmen der Hintergrundstrahlung ohne Einbringung eines Tracers werden - ebenfalls gemittelt - mit diesem Bild bildpunktweise verrechnet und so Streulicht durch die Laseranregung eliminiert. Derselbe Vorgang wird an Bildern durchgeführt, die das Lumineszenzsignal einer Zylinderladung ohne Kraftstoff aber mit der gleichen Tracerkonzentration und zur selben Kurbelwinkelposition wie die Messung zeigen. Wird dieses Referenzbild mit dem korrigierten Bild der Messung verrechnet, kann so die Ausbreitung der Flammenfront respektive der verbrannten Zone ohne den Einfluss von Inhomogenitäten in der Ausleuchtung der Messebene durch ungleichmäßige Energiedichte des Laserstrahls dargestellt werden.

Bei der OH-Chemolumineszenz entfällt mangels der externen Anregung die Notwendigkeit zur Korrektur von Laserstreulicht oder Inhomogenitäten im Laserstrahl. Zyklische Variationen werden vergleichbar der oben beschriebenen Methode durch Mittelung von Einzelbildern berücksichtigt.

Da das gleiche Kamerasystem wie für die Gemischbildungsuntersuchungen zur Anwendung kommt, wird auch hier die Bildfolge aus Einzelbildern, die während separater Motorzyklen aufgenommen wurden, zusammengesetzt.

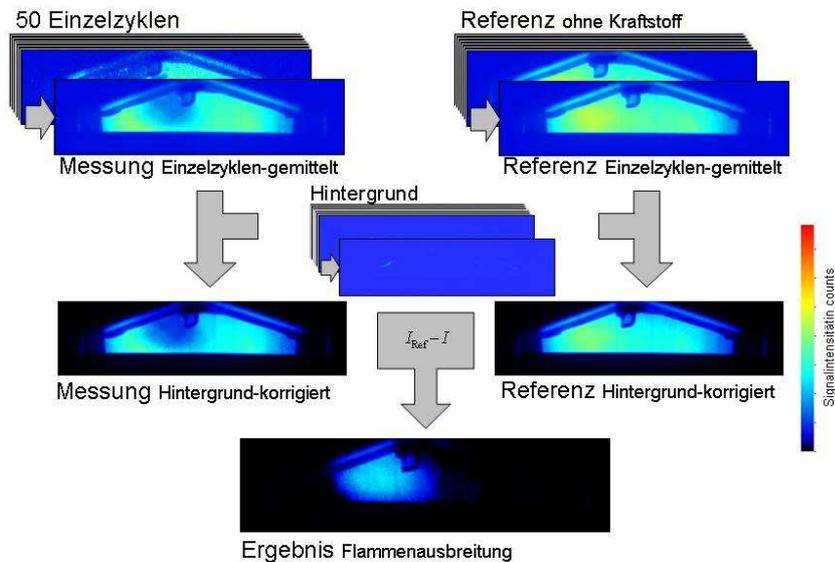


Abbildung 6-1: Methodik Bildverarbeitung Tracer-LIF – Verbrennungsuntersuchung (Beispielbilder bei 701 °KW, 25 % H₂ in CH₄, $\lambda = 1.5$)

6.1.4 Auswertung der Flammengeschwindigkeit

Anhand der mit den optischen Messtechniken erzeugten Bilder lässt sich die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront bestimmen. Dies ermöglicht den Vergleich der betrachteten Kraftstoffgemische auf Basis eines charakteristischen Wertes.

Wie in Abbildung 6-2 dargestellt, kann die Ausbreitung der Reaktionszone anhand der Aufnahmen ermittelt und als Funktion der Zeit nach dem Zündzeitpunkt aufgetragen werden [25]. Abweichungen vom mittleren Turbulenzniveau und der Gaszusammensetzung führen lokal zu einer mehr oder minder stark ausgeprägten Abweichung von der durchschnittlichen Ausbreitungsgeschwindigkeit. Damit weicht das von der Flamme erfasste Volumen vom Idealfall der Kugelform ab. Die Ladungsbewegung im Brennraum sorgt für eine zusätzliche Verzerrung. Daher wurde zur Bestimmung der Flammenausbreitung deren Radius für jeden Meßpunkt ausgehend von der Zündkerze mehrfach in unterschiedliche Richtungen bestimmt und diese Werte gemittelt. Dennoch muss berücksichtigt werden, dass durch die Ausleuchtung im Lichtschnitt die Ausbreitung nur innerhalb dieser Ebene ermittelt werden kann.

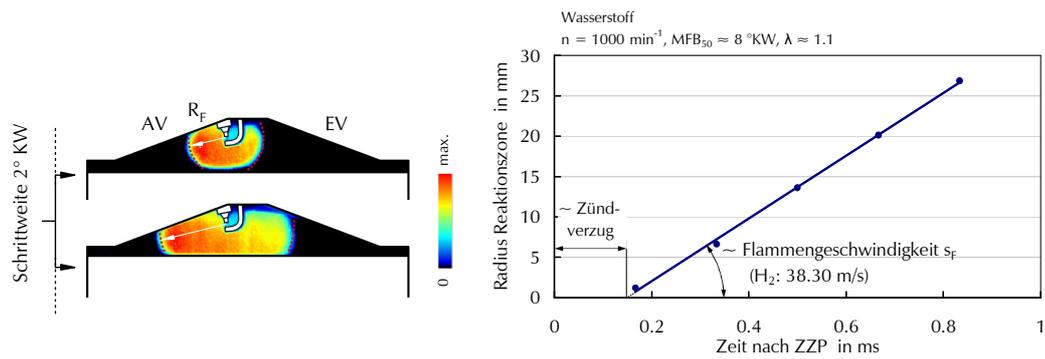


Abbildung 6-2: Radius R_F der Reaktionszone, Bestimmung anhand der Messungen (links) sowie als Funktion der Zeit nach ZPP (rechts)

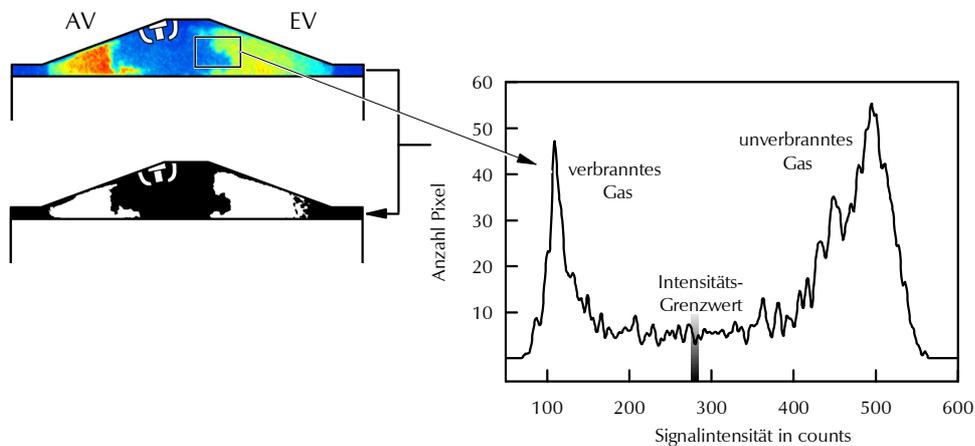


Abbildung 6-3: Bestimmung der Lage der Flammenfront anhand der charakteristischen Intensitätsverteilung und daraus abgeleitetes "binarisiertes" Bild [25]

Es kann beobachtet werden, dass – insbesondere beim gezeigten Beispiel der nahezu stöchiometrischen Wasserstoffverbrennung – bis zum Erreichen der Brennraumwand die Kennlinie des Ausbreitungsradius praktisch ideal linear ist. Der Zeitpunkt des Nulldurchgangs dieser Linie an der Abszisse stellt ein Maß für den Zündverzöger dar, das zwar nicht direkt mit der gebräuchlichen Definition nach einem festgelegten Wert des Summenbrennverlaufs korreliert, aber eine Vergleichsbasis bietet.

Um die Flammgeschwindigkeit akkurat und wiederholbar messen zu können, muss die Lage der Flammenfront exakt bestimmt werden können. Zu diesem Zweck wird die Intensitätsverteilung im Bereich der Flammenfront ermittelt, die zwei charakteristische Maxima aufweist: im Bereich des unverbrannten Gases mit hoher Intensität und in der verbrannten Zone mit geringer Intensität - aufgrund des dort bereits konvertierten Tracers. Zwischen den Maxima zeigt sich ein deutlicher Grenzbereich, dessen Minimum als Grenzwert zur Abgrenzung der beiden Zonen von einander herangezogen werden kann. Analog zum Flamelet-Modell, das von einer „sehr dünnen“ Reaktionszone ausgeht, umfasst in den nicht-gemittelten Einzelbildern dieser Grenzbereich zwischen den Intensi-

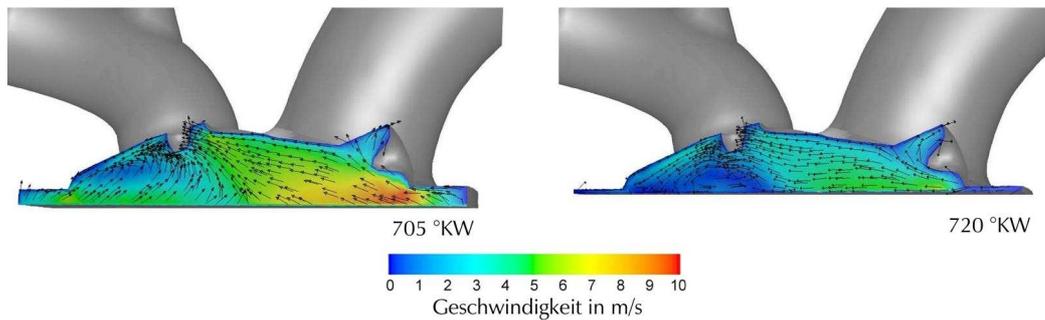


Abbildung 6-4: *Ladungsbewegung im Schleppbetrieb bei 2000 min^{-1} , CFD-Simulation durch René Heindl*

tätsmaxima nur einen Bereich von wenigen Pixel, die wenigen Zehntel-Millimetern entsprechen. Daher lässt sich die Lage der Flammenfront so sehr genau bestimmen und durch Binarisieren⁵ des Bildes darstellen, wofür als Grenze der oben beschriebene Intensitäts-Grenzwert herangezogen wird. Zyklische Variationen werden erneut durch Mittelung der Einzelbilder berücksichtigt. Der Radius der verbrannten Zone wird dann anhand dieser gemittelten binarisierten Bilder bestimmt.

6.1.5 Ladungsbewegung

Wie oben erwähnt, kann die Bewegung der Zylinderladung zu einer Deviation der Reaktionszone und zur Verzerrung deren Form führen. Um diesen Einfluss zumindest abschätzen zu können, wurden bestehende Ergebnisse einer CFD-Simulation der Ladungsbewegung des thermodynamischen Forschungsmotors herangezogen, da dieser bis auf ein geringfügig abweichendes Hub-/Bohrungsverhältnis weitgehend identische Geometrien aufweist.

Abbildung 6-4 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung im Schleppbetrieb in der Symmetrieebene des Brennraums zu zwei Kurbelwinkelpositionen nahe dem Zündzeitpunkt. Im Bereich der Zündkerze bewegt sich die Ladung mit Geschwindigkeiten zwischen etwa 3 bis 6 m/s und liegt somit zwar etwa eine Größenordnung unterhalb der turbulenten Flammengeschwindigkeiten, aber dennoch in einem Bereich, der zu einer relevanten Deviation der Reaktionszone führt und – bei nicht entsprechender Berücksichtigung wie oben beschrieben– zu einer Verfälschung der Ergebnisse sorgen würde.

⁵ „Einstellung eines Schwellwertes zwischen minimalem und maximalem Grauwert, in dessen Ergebnis ein Binärbild mit nur zwei Helligkeitsstufen (hell und dunkel) vorliegt“ Zitat: Lexikon der industriellen Bildverarbeitung, www.vision-academy.org, Stand 9/10

6.2 Messergebnisse Verbrennungsuntersuchungen

Die Messungen sollten unter anderem Aufschluss über den Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung unter unterschiedlichen Randbedingungen geben. Messergebnisse erzielt unter Verwendung der Messmethoden Tracer-LIF und OH-Chemolumineszenz sollen anhand eines einzelnen Betriebspunktes diskutiert werden und so einen ersten Überblick geben. Anschließend werden die Gase bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen gegenübergestellt.

6.2.1 Detaillierte Analyse eines Betriebspunktes

Die Bildfolge zeigt den Verbrennungsprozess des Mischgases mit 25 % H₂-Anteil bei $\lambda = 1.5$, aufgenommen mit der Tracer-LIF Methode (Abbildung 6-5). Wie in Kapitel 6.1 beschrieben, bildet das Messverfahren die Ausdehnung der von der Flammenfront bereits erfassten und durchlaufenen Zonen ab.

Bei einer Drehzahl von 1000 min^{-1} besteht ein Zündwinkel-Bedarf von 43°KW , um eine wirkungsgradgünstige Schwerpunktlage des Brennverlaufs zu erzielen. In den ersten paar Grad Kurbelwinkel nach der Zündung entwickelt sich ein kleiner Flammenkern, der nur ein geringes Brennraumvolumen erfasst. Die freigesetzte Wärmemenge ist währenddessen praktisch vernachlässigbar (vgl. Abbildung 6-6), eine relevante Wärmefreisetzung beginnt erst ca. 15°KW nach dem Zündzeitpunkt.

Nach dieser „Zündverzugszeit“ beginnt ausgehend von diesem Flammenkern die eigentliche Flammenausbreitung, die fortschreitend das Brennraumvolumen erfasst. Es kann beobachtet werden, dass sich das Zentrum der Flamme in Richtung der Auslassventile bewegt. Die Richtung stimmt mit der durch die Simulation ermittelten Ladungsbewegung überein (Abbildung 6-4), so dass diese vorrangig dafür verantwortlich sein dürfte. Zusätzlich können die höheren Temperaturen der Auslassventile auch die Ladungstemperatur erhöhen und so die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme in diese Richtung beschleunigen.

Während der Ausbreitung der Flammenfront sorgen Turbulenzen in der Ladung für ein Aufbrechen dieser. Der ursprünglich näherungsweise kugelförmige Flammenkern wird so deformiert und die Abgrenzung zwischen den Zonen ist nicht scharf, sondern aufgrund der zyklischen Fluktuationen der Turbulenzen in den gemittelten Bildern „fließend“ (vgl. Kapitel 6.2.4).

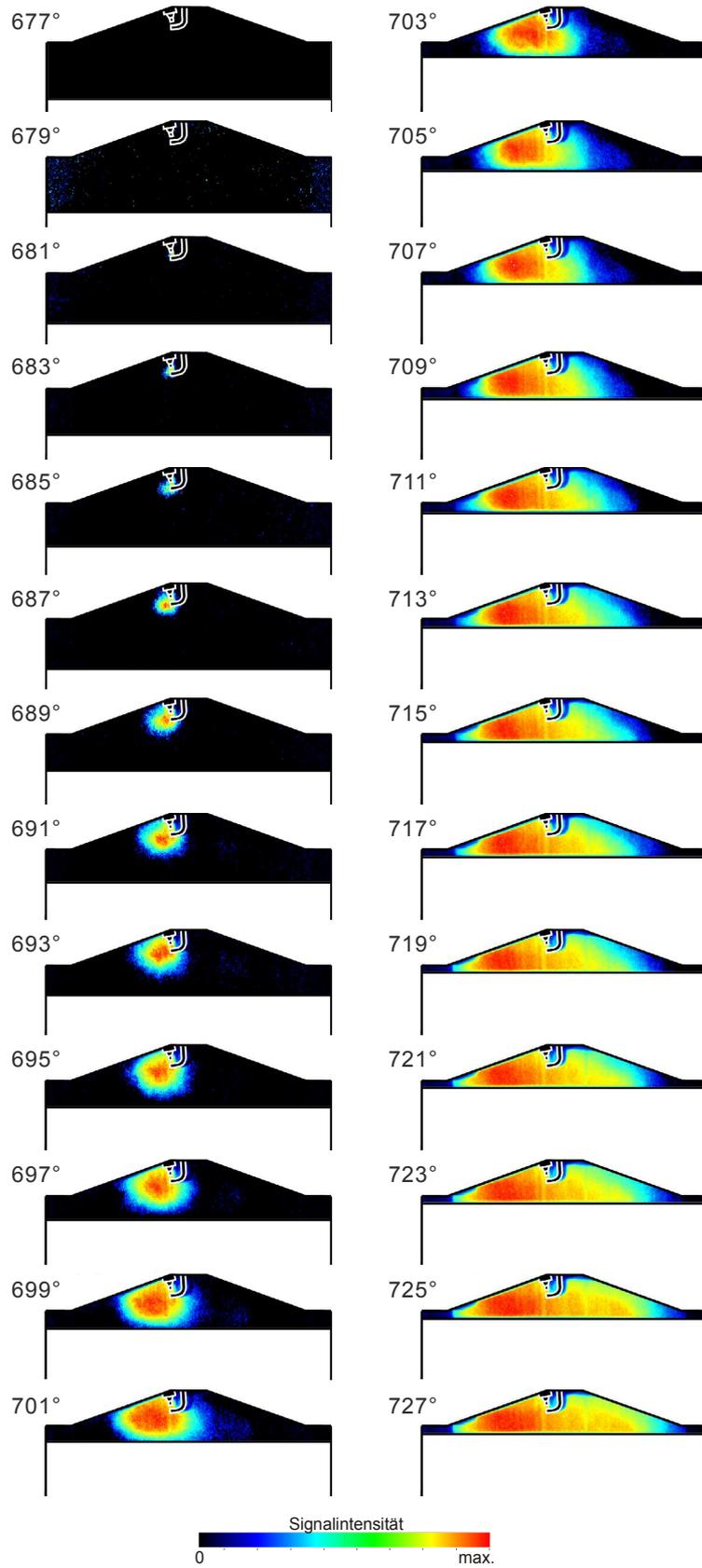


Abbildung 6-5: Ausbreitung der Reaktionszone, Tracer-LIF, 25 Vol-% H_2 in CH_4 , $\lambda = 1,5$; $n = 1000 \text{ min}^{-1}$; ZZP = 43 °KW v. OT

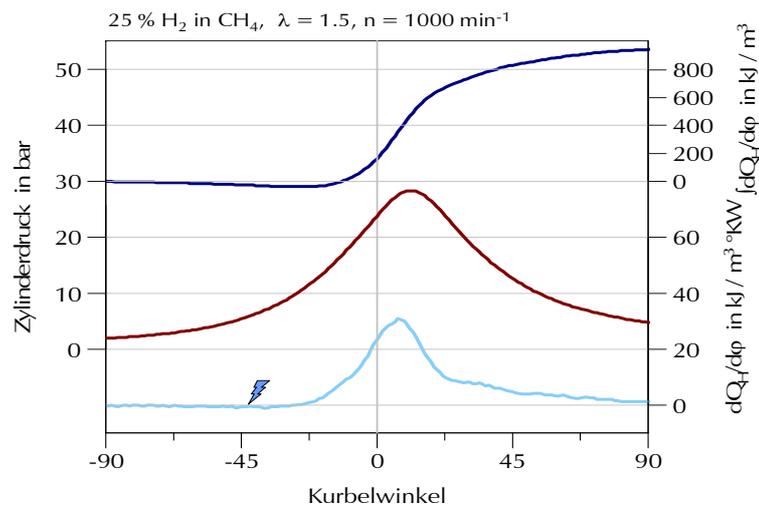


Abbildung 6-6: Druckindizierung und Heizverlauf

Die Aufnahme der Bildsequenz wurde so lange fortgesetzt, bis die Flammenfront den Quetschspalt beidseitig erreicht hat. So hat die Flammenfront – zumindest im betrachteten Querschnitt – praktisch das gesamte Brennraumvolumen erfasst, was im vorliegenden Beispiel bei etwa 7°KW nach dem oberen Totpunkt der Fall ist. Anhand des Heizverlaufs (Abbildung 6-6) wird deutlich, dass zu diesem Zeitpunkt erst knapp 50 % der je Zyklus verfügbaren Brennstoffenergie umgesetzt sind. Die Oberfläche der Flammenfront ist – wie die Aufnahmen in der horizontalen Bildebene mit der OH-Chemolumineszenz-Methode belegen (siehe Abbildung 6-7 und Abbildung 6-17) – bei Erreichen des Quetschspalts nur mehr sehr gering. Bei den vorliegenden Betriebsbedingungen lässt sich die Flamme zwar nicht eindeutig dem klassischen Flamelet-Bereich nach Borghi zuordnen (vielmehr liegt diese im Grenzbereich zwischen den Regimes der „Inselbildung“ und der „aufgerissenen Flammenfronten“, vgl. Kapitel 6.2.3), dieser hohe, noch nicht umgesetzte Energieanteil lässt sich aber dennoch nicht allein durch eine dickere Reaktionszone erklären. Wie auch in anderen Untersuchungen festgestellt wurde, bleibt offenbar nach dem Durchlaufen der Flammenfront ein beträchtlicher Anteil des Brenngases innerhalb der Reaktionszone unverbrannt, der erst danach in einer langsameren Reaktion („diffusiv“) umgesetzt wird [2].

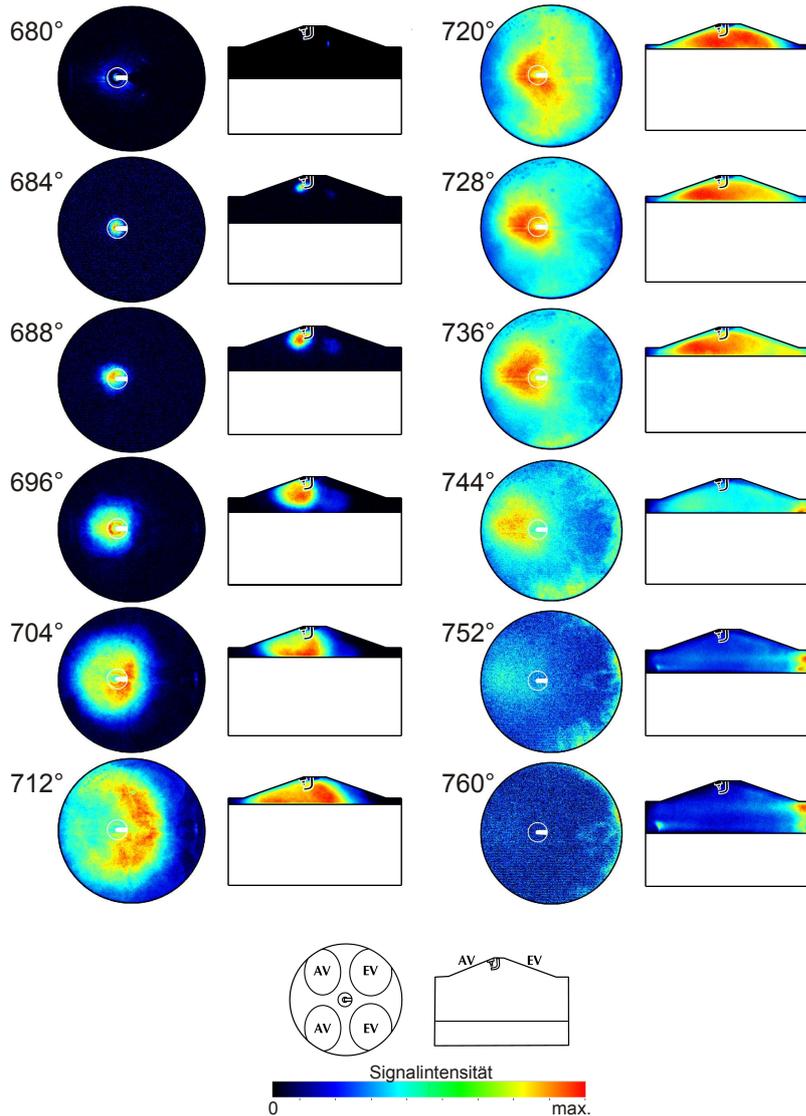


Abbildung 6-7: Ausbreitung der Reaktionszone, OH Chemolumineszenz, 25 Vol-% H_2 in CH_4 , $\lambda = 1,5$; $n = 1000 \text{ min}^{-1}$; ZZP = 42 °KW v. OT, Skaliert 0 – max je Kurbelwinkelposition

Wie bei den Messmethoden beschrieben, kann mittels der OH Chemolumineszenz-Methode vergleichsweise rasch ein integrales Bild der Strahlungsintensität der Flamme erfasst werden. Daher wurden mit dieser Methode zusätzliche Bildreihen in einer horizontalen Bildebene aufgenommen (Abbildung 6-7). Das Ergebnis in der vertikalen Bildebene korreliert hinsichtlich der Flammenausbreitung mit den Resultaten aus der Tracer-LIF-Messung. Die Größe der von der Flamme erfassten Zone stimmt überein und auch die Deviation des Flammenzentrums in Richtung der Auslassventile wird wiedergegeben. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit des Signals sinkt – im Gegensatz zu den LIF-Ergebnissen – nahe den Brennraumwänden die Signalintensität. Die zusätzlich erzeugte, horizontale Ansicht erlaubt es nun auch zu bestätigen, dass bei Erreichen der Quetschspalte durch die Flammenfront auch in Querrichtung dazu tatsächlich praktisch der gesamte Brennraum erfasst ist.

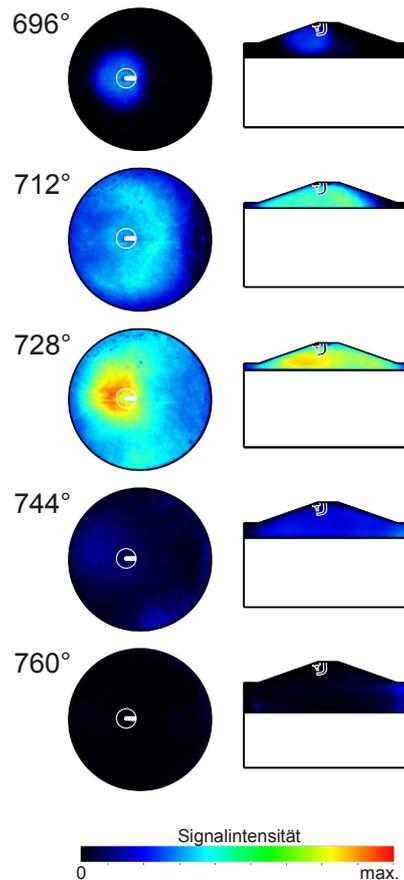


Abbildung 6-8: Ausbreitung der Reaktionszone, OH Chemolumineszenz, 25 Vol-% H_2 in CH_4 , $\lambda = 1,5$; $n = 1000 \text{ min}^{-1}$; ZZP = 42 °KW v. OT, Skaliert 0 – max konstant über alle Kurbelwinkelpositionen

Mit der LIF-Methode ist nach der Umsetzung des Tracers keine weitere Aussage über den Verbrennungsprozess möglich; die Chemolumineszenz-Methode erlaubt hingegen auch die Ausbrandphase optisch zu erfassen. Während der Phase der maximalen Umsetzungsgeschwindigkeit (728 °KW) liegt der Schwerpunkt der Umsetzung fast zentral im Brennraum. Ab der Kurbelwinkelposition 744° zeigt die entlang der einlassseitigen Hälfte des Feuerstegs auftretende, hohe Signalintensität, dass ausströmendes, unverbranntes Gemisch aus dem – aufgrund der optischen Komponenten vergleichsweise großen – Feuerstegvolumen umgesetzt wird und zu einem verschleppten Brennverlauf führt.

In Abbildung 6-7 wurde jedes einzelne Bild unabhängig vom vorigen Zeitschritt so skaliert, dass das Intensitätsspektrum auf die gesamte Farbpalette verteilt wurde. Die so erzeugten Bilder erlauben die bestmögliche Erkennung der aktuellen, lokalen Umsetzung, aber keine Aussage über die Intensität der aktuellen Umsetzung in Relation zur gesamten Energiemenge. Bei Fixierung der Skalierung über die gesamte Bildreihe hinweg besteht jedoch die Möglichkeit dazu, da die Intensität des OH Chemolumineszenz-Signals eine Korrelation mit der Brennrate zeigt [25]. So erfährt die zuvor erwähnte, verschleppte Verbrennung entlang des Feuerstegs eine Bewertung (Abbildung 6-8), so-

dass das Signal nun eine Intensität zeigt, die entsprechend des Brennverlaufs zu erwarten ist.

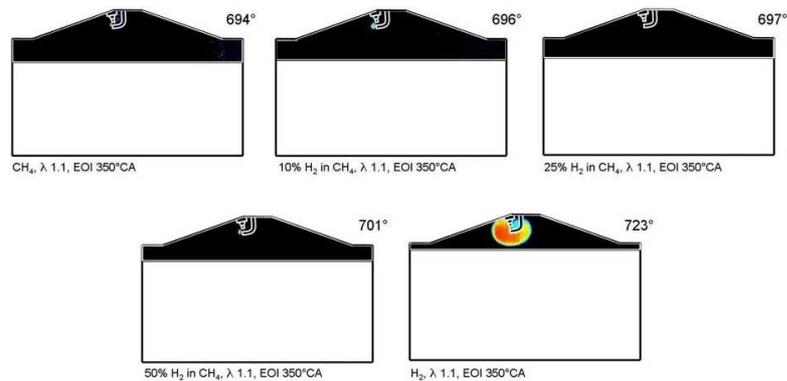
6.2.2 Vergleich der Brenngase

Für die Messungen wurden die Mischgase mit 10 %, 25 % und 50 % H₂-Anteil in CH₄ herangezogen sowie Methan und Wasserstoff als Referenz. Für deren Vergleich wurden Messpunkte definiert, die einen möglichst umfassenden Vergleich ermöglichen sollen. Der Einfluss der relevanten Parameter wurde durch – nach Möglichkeit – unabhängiges Variieren betrachtet.

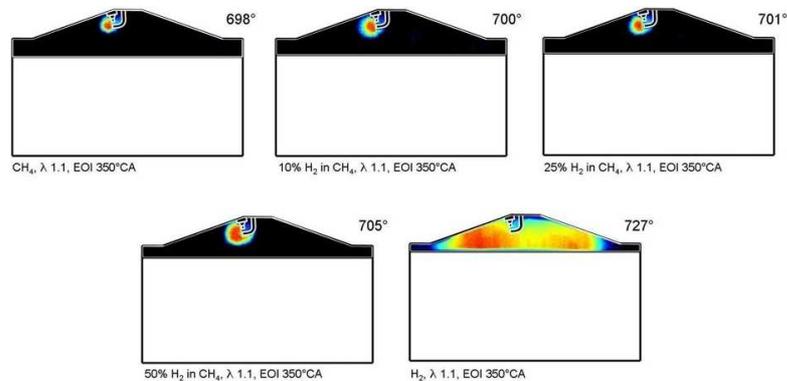
Vergleich bei $\lambda = 1.1$

Den Vergleich unter nahezu stöchiometrischen Bedingungen (mit leichtem Luftüberschuss) zeigt Abbildung (Abbildung 6-9). Die Drehzahl des Transparentmotors wurde mit $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ gewählt und der Zündzeitpunkt derart bestimmt, dass der Schwerpunkt des Heizverlaufs bei 8 °KW nach OT liegt. Die Einblasung erfolgte vorgelagert (vgl. Kapitel 3) mit einem Ende der Einblasung bei 350 °KW nach OT.

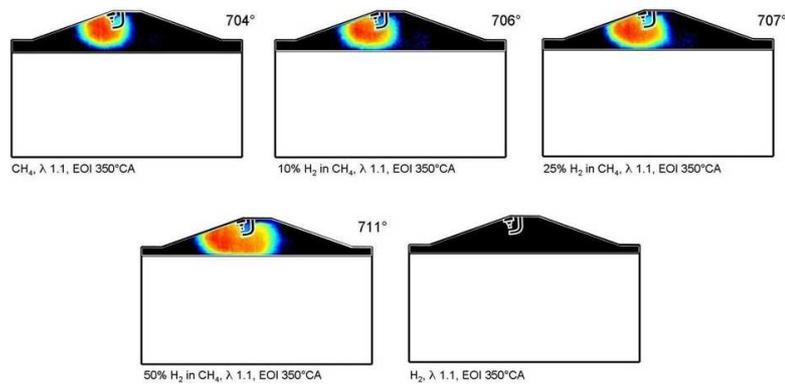
2 °KW nach Zündung



6 °KW nach Zündung



12 °KW nach Zündung



21 °KW nach Zündung

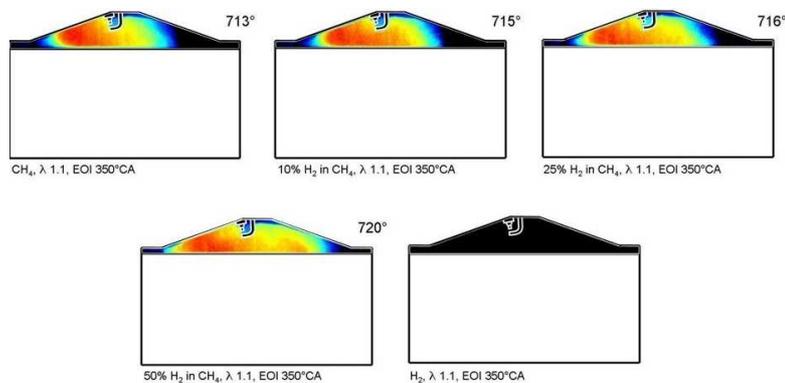


Abbildung 6-9: Kraftstoffvergleich bei $\lambda = 1.1$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $EB = 200 \text{ °KW}$, Tracer LIF

In der Aufnahmen 2 °KW nach dem Zündzeitpunkt hat sich innerhalb des kurzen Zeitraums von der Zündung bis zur Bilderfassung bei der Wasserstoffverbrennung ein deutlicher Flammenkern ausgebildet, während der der Gemische gerade erst im Entstehen ist. Darin zeigt sich der gegenüber den Gemischen und Methan drastisch geringere Zündwinkelbedarf von reinem Wasserstoff. Die Beschleunigung des Zündprozesses resultiert einerseits aus dem kraftstoffspezifisch geringeren Zündverzug selbst, wird aber andererseits durch die höheren Brennraumtemperaturen unterstützt, die aus dem später möglichen Zündzeitpunkt nahe dem oberen Totpunkt resultieren.

6 °KW nach der Zündung sind auch die Flammenkerne der anderen Kraftstoffe erkennbar. Mit höherem Wasserstoffanteil bildet sich eine etwas vergrößerte Reaktionszone aus, die von Methan fällt eindeutig am kleinsten aus. Die Wasserstoffverbrennung hingegen hat bereits das Benraumvolumen fast vollständig erfasst und hat etwa den 50%-Umsatzpunkt erreicht.

Auch die Abbildungen bei 12 °KW und 21 °KW machen die beschleunigte Flammenausbreitung bei erhöhter Wasserstoffkonzentration im Kraftstoff deutlich. Dies lässt sich wie in Kapitel 6.1.4 beschrieben durch Auftragen des Radius der Reaktionszone über der Zeit nach dem Zündzeitpunkt grafisch darstellen.

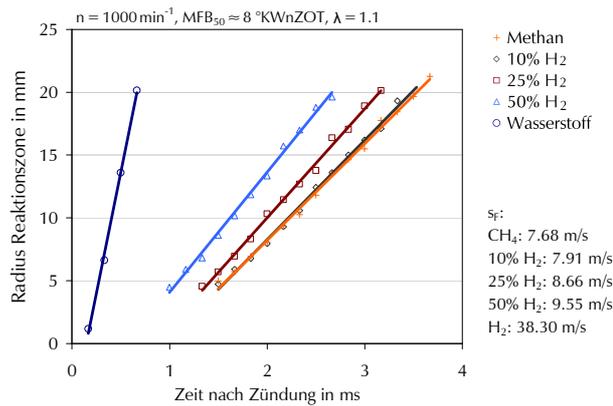


Abbildung 6-10: Radius Reaktionszone $\lambda = 1.1$

Die Charakteristik der Ausbreitung kann im betrachteten Bereich als nahezu linear beschrieben werden (Abbildung 6-10). Der Gradient der Kennlinien ist ein Maß für die Ausbreitungsgeschwindigkeit s_F , für die somit ein konkreter Wert angegeben werden kann. Unter den gegebenen Bedingungen breitet sich die Wasserstoffflamme mit etwa 38.3 m/s aus, die Methanflamme mit zirka 7.7 m/s.

Obwohl bei den Mischgasen mit zunehmendem Wasserstoffanteil eine Beschleunigung erkennbar ist, bleiben die Werte mit etwa 9.6 m/s für 50 Vol-% H₂ grundsätzlich in der Größenordnung von Methan.

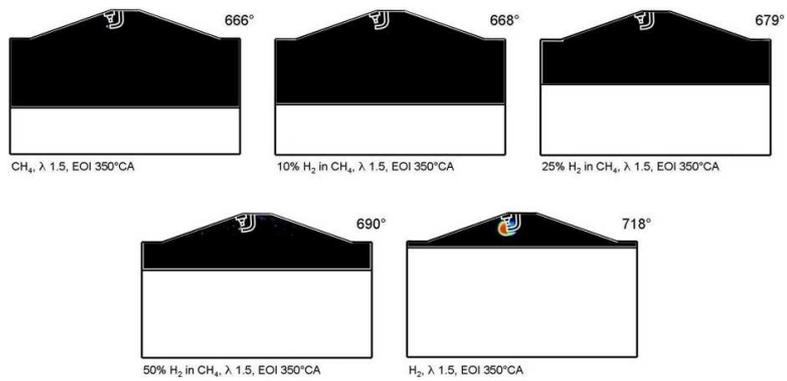
Vergleich bei $\lambda = 1.5$

Beim Vergleich der Kraftstoffe bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1.5$ nähert sich insbesondere Methan bereits der überstöchiometrischen Betriebsgrenze (vgl. Abbildung 5-3). Dieses Luftverhältnis stellt so auch das Maximum für einen sinnvollen Vergleich der Gase dar. Gerade hier wird allerdings der Einfluss der Wasserstoffbeimengung auf den Zünd- und Verbrennungsprozess deutlich.

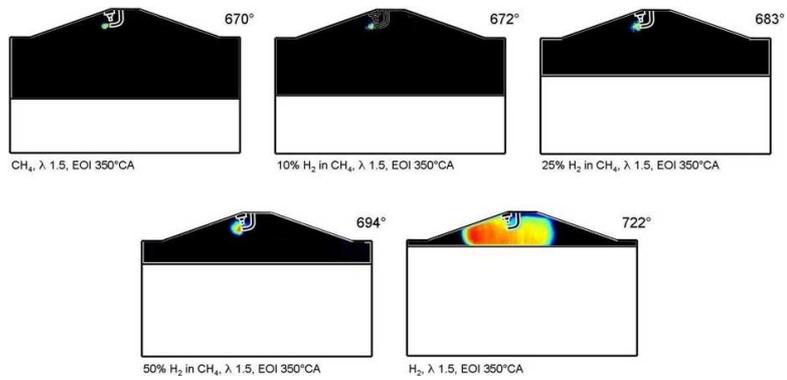
Zwei Grad Kurbelwinkel nach der Zündung ist bei Methan und den Gemischen noch keine Reaktion erkennbar, während sich bei Wasserstoff bereits ein Flammenkern entwickelt hat (Abbildung 10). Neben den schnelleren chemischen Prozessen der Wasserstoffverbrennung selbst ist das auch auf die höheren Brennraumtemperaturen zurückzuführen, die aus dem später möglichen Zündzeitpunkt (ZZP) resultieren. Während 6 °KW nach ZZP bei den anderen Gasen erste Flammenkerne erkennbar werden, hat die H₂-Flamme bereits einen Großteil des Brennraumvolumens erfasst und bei 12 °KW nach ZZP die Quetschspalte erreicht. Die Beschleunigung der Methanverbrennung durch die Wasserstoff-Beigabe wird 30 °KW nach ZZP besonders deutlich, hier hat die Verbrennung des 50 %-Gases die Quetschspalte ebenfalls erreicht.

Optische Verbrennungsuntersuchungen

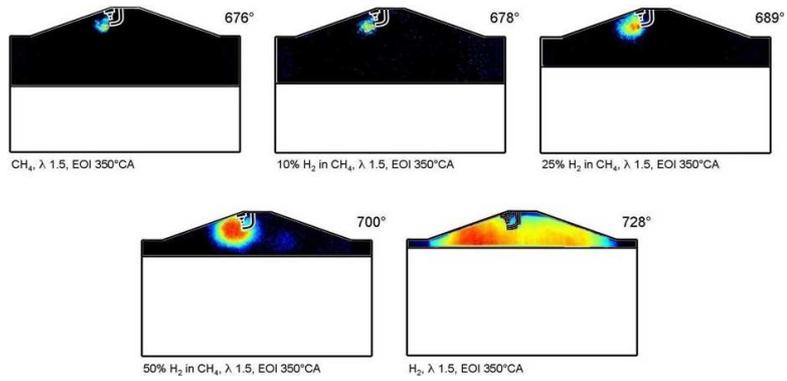
2 °KW nach Zündung



6 °KW nach Zündung



12 °KW nach Zündung



30 °KW nach Zündung

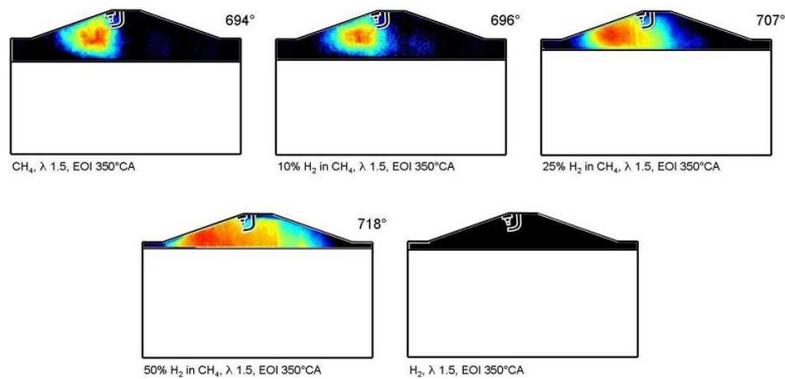


Abbildung 6-11: Kraftstoffvergleich bei $\lambda = 1.5$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $EB = 200 \text{ °KW}$, Tracer-LIF

Die Verhältnisse stellen sich hier vergleichbar denen bei $\lambda = 1.1$ dar. Auf einem grundsätzlich niedrigeren Niveau der Ausbreitungsgeschwindigkeiten treten allerdings die Unterschiede deutlicher in Erscheinung. 12 °KW nach dem Zündzeitpunkt hat die Wasserstoffflamme die Quetschspalte erreicht während sich bei der Methanverbrennung erst ein Flammenkern entwickelt. Die Zugabe von Wasserstoff bewirkt gegenüber reinem Methan unter diesen Bedingungen eine deutlich feststellbare Beschleunigung, was insbesondere in der Aufnahme 30 °KW nach ZZP sichtbar wird.

Die Deviation des Flammenzentrums fällt unter diesen Bedingungen stärker ausgeprägt aus als im vorigen Vergleich und ist offenbar abhängig von der Kraftstoffzusammensetzung. Vor allem während der Entstehung des Flammenkerns wird dieser bei niedrigen H_2 -Konzentrationen weiter von der Zündkerze weggetragen. Dafür können drei unterschiedliche Einflüsse verantwortlich gemacht werden:

Die Intensität der Tumblebewegung der Zylinderladung sinkt im Allgemeinen, wenn sich der Kolben dem oberen Totpunkt nähert [12]. Der geringere Vorzündbedarf bei höherem H_2 -Anteil führt dazu, dass die Entzündung in einer Phase mit niedrigerer Ladungsgeschwindigkeit fällt.

Der beschleunigte Zünd- und Flammenausbreitungsprozess bei Wasserstoffzugabe reduziert deren Dauer und somit die Empfindlichkeit, durch die Ladungsbewegung abgelenkt zu werden.

Die im Vergleich zur restlichen Brennraumbegrenzung heißen Auslassventile können in deren Umgebung durch die verringerte Wärmeableitung aus der Zylinderladung für höhere Gastemperatur sorgen. So kann die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme in diesem Bereich beschleunigt werden. Da die adiabate Verbrennungstemperatur von Wasserstoff bei konstantem Luftverhältnis über der von Methan liegt, wird dieser Effekt bei höheren H_2 -Konzentrationen weiter verstärkt.

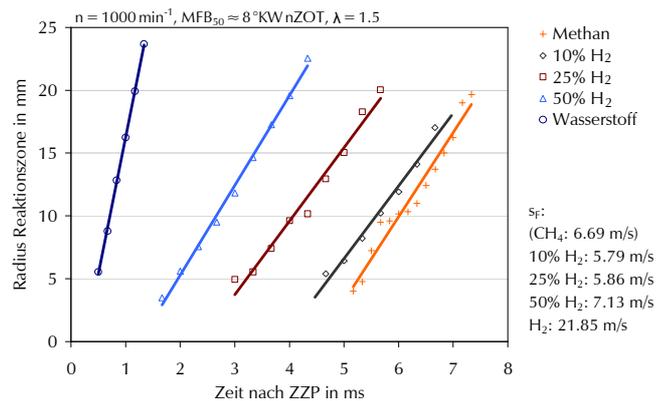


Abbildung 6-12: Radius Reaktionszone $\lambda = 1.5$

Gegenüber dem Vergleich bei $\lambda = 1.1$ sind hier auch in der grafischen Darstellung der Ausbreitung der Reaktionszone die Unterschiede deutlicher erkennbar (Abbildung 6-12). Der schnellere Verbrennungsablauf bei Wasserstoffbeimengung resultiert sowohl aus der erhöhten Flammenausbreitungsgeschwindigkeit s_F als auch aus dem beschleunigten Start des Verbrennungsprozesses.

Der Betrieb mit Methan erfolgt, wie erwähnt, nahe der überstöchiometrischen Betriebsgrenze, was sich in einem weiten Streuband der Messpunkte und in Unsicherheiten in der Auswertung äußert.

Beim Vergleich der ermittelten Flammengeschwindigkeiten (vgl. 6.1.4) für einen leicht überstöchiometrischen Betriebspunkt mit den laminaren Flammengeschwindigkeiten zeigt sich bei einer Kraftstoffvariation ein nahezu konstantes Verhältnis der beiden Werte (Abbildung 6-13). Die laminaren Flammengeschwindigkeiten wurden (wie in Kapitel 4.2 beschrieben) mit dem Simulationswerkzeug CHEMKIN (Reaktionsmechanismus GRI-Mech 3.0) ermittelt und anhand der in der Literatur angegebenen Werte für Methan und Wasserstoff verifiziert. Anhand der dargestellten Brenndauer vom 5%-Umsatzpunkt bis zum 90%-Umsatzpunkt macht die Grafik die Beschleunigung des Verbrennungsprozesses durch die Wasserstoffbeimengung deutlich.

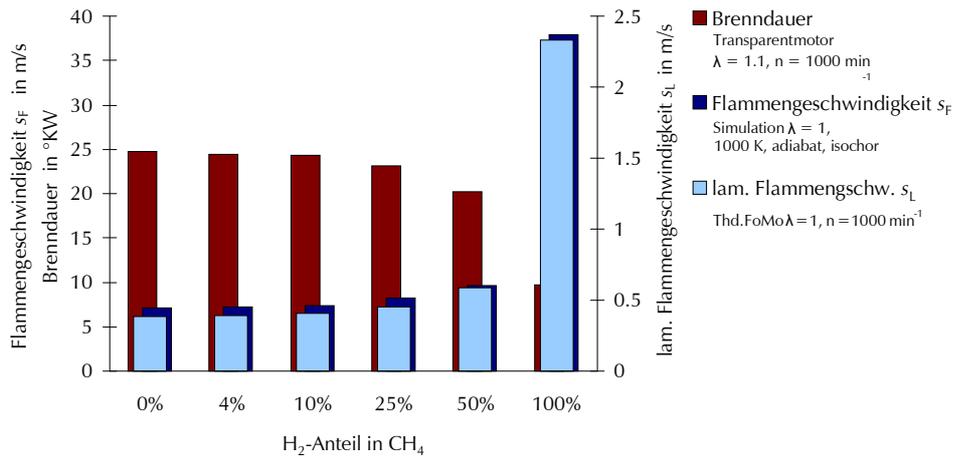


Abbildung 6-13: Laminare Flammgeschwindigkeit s_L (Simulation), Flammgeschwindigkeit gegenüber Brennraum s_F (optisches Messergebnis) und Brenndauer (thd. Analyse)

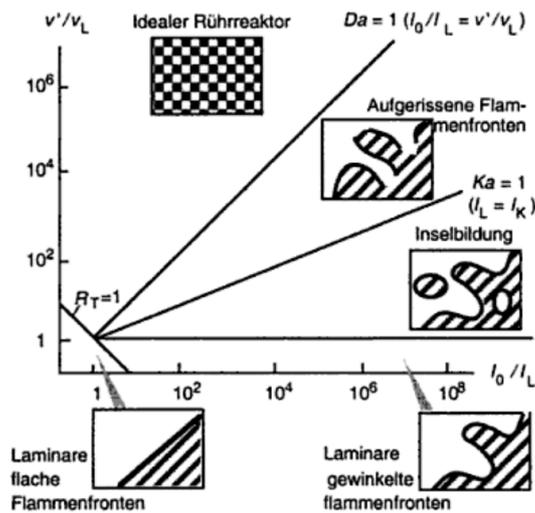


Abbildung 6-14: Borghi-Diagramm [52]

6.2.3 Charakterisierung der Flamme nach Borghi

Mit Hilfe des Diagramms nach Borghi (Abbildung 6-14) kann die Flamme anhand von Kenngrößen der Turbulenz im Strömungsfeld sowie der Flamme selbst charakterisiert werden. Warnatz et al [52] beschreiben das Diagramm wie folgt: „Die bei zunehmendem Turbulenzgrad zunehmende dreidimensionale Struktur der Flamme lässt sich anhand des Borghi-Diagramms erklären [3][4][43] (...). Aufgetragen ist v'/v_L (Anm. u'/s_L), die Turbulenzintensität v' normiert durch die laminare Flammgeschwindigkeit v_L , gegen l_0/l_L (Anm. l/l_f), d.h., die größte Längenskala l_0 der Wirbel normiert durch die laminare Flammendicke l_L . Das Diagramm wird durch verschiedene Geraden in einzelne Bereiche aufgeteilt. Ist die Turbulenz-Reynoldszahl kleiner als Eins, $Re_t < 1$, so findet laminare

Verbrennung statt. Der Bereich turbulenter Verbrennung ($Re_t > 1$) lässt sich weiter unterteilen. Dazu ist es vorteilhaft, zwei dimensionslose Größen neu einzuführen, nämlich die turbulente Karlovitz-Zahl Ka und weiterhin die turbulente Damköhler-Zahl Da . Die turbulente Karlovitz-Zahl Ka beschreibt das Verhältnis der Zeitskala t_k der laminaren Flamme zur Kolmogorov-Zeitskala (...). Bei der Kolmogorov-Skala ist die Zeit, die ein Wirbel der Größe l_k für eine Umdrehung braucht, so groß wie die Zeit, die durch Diffusion durch den Wirbel hindurch benötigt wird. Auf der Ebene von Längenskalen kleiner als l_k liegen lokal laminare Strömungsbedingungen vor [41]. Ist die Zeitskala der laminaren Flamme kleiner als die Kolmogorov-Skala, so liegen lokal laminare Vormischflammen vor, die in die turbulente Strömung eingebettet sind. Im Borghi-Diagramm liegt dieser Flamelet-Bereich unterhalb der Geraden $Ka = 1$. (...) Für $Da < 1$ ist die Zeit für die chemische Reaktion länger als die Zeit für die ablaufenden physikalischen Prozesse. In diesem Bereich wechselwirken die Wirbel direkt mit der Flammenstruktur, die so sehr verbreitert ist, das man sie kaum noch als „Flammenfront“ bezeichnen kann. Im Borghi-Diagramm liegt dieser Bereich oberhalb der Geraden $Da = 1$. Dieser Bereich wird auch homogener Reaktor, perfekter Rührreaktor oder Idealreaktor genannt. Zwischen dem Bereich des Idealreaktors und dem Flamelet-Bereich befindet sich das Gebiet verbreiteter Reaktionszonen, wo – so die Vorstellung – sich ein Teil der Wirbel in der Flammenfront befindet (Wirbel, die Längenskalen l_k kleiner als l_f besitzen).“

Die gemessenen Werte für die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme machen gemeinsam mit den durch die Reaktionskinetik-Simulation (Kapitel 4.2) ermittelten laminaren Flammengeschwindigkeiten eine Klassifizierung der turbulenten Vormischflamme möglich, wenn die turbulenten Kenngrößen des Strömungsfeldes im Brennraum bekannt sind [52]. Im vorliegenden Fall konnte auf eine von Gabòr Wittmann durchgeführte CFD-Simulation des Ladungswechsels des verwendeten Transparentmotors zurückgegriffen werden, die Werte für die turbulente kinetische Energie k und deren Dissipationsrate ε im Schlepptrieb zur Verfügung stellt.

Zur Unterscheidung der turbulenten Flammengeschwindigkeit von der durch die Messungen bestimmten Flammenausbreitungsgeschwindigkeit kommt ein Ansatz nach Beretta [2] zur Anwendung, der auf Basis von optischen Messergebnissen das Verhältnis der beiden Geschwindigkeiten als Funktion der Dichten der unverbrannten und verbrannten Zone sowie der Umsatzrate U definiert (Gleichung 6-1).

$$\frac{s_f}{s_t} = \frac{\rho_u / \rho_v}{(\rho_u / \rho_v - 1)U + 1}$$

Gleichung 6-1: Ansatz nach Beretta [2]

Die Zustandsgrößen des Verbrennungsgases wurden mit Hilfe eines 2-Zonen-Modells bestimmt, indem die jeweiligen Betriebspunkte mit dem Programmpaket MOSES analysiert wurden. Der so ermittelte Brennverlauf liefert auch die Werte für den Verbrennungsfortschritt.

Der Ansatz für das Turbulenzmodell nach einem globalem k - ε -Ansatz von Davis und Borgnakke [8] erlaubt die Bestimmung des integralen Längenmaßes als charakteristische Kenngröße zur Beschreibung der Turbulenz anhand der aus der CFD-Simulation bekannten Turbulenzkenngrößen k und ε . Davis und Borgnakke beschreiben die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit u' ausschließlich als Funktion der turbulenten kinetischen Energie, so dass in weiterer Folge daraus die turbulente Reynoldszahl Re_t errechnet werden kann (Gleichung 6-2).

$$Re_t = \frac{u' l_t}{\nu} \quad \text{mit} \quad l_t \equiv \frac{k^{1.5}}{\varepsilon}, \quad u' = \sqrt{k}$$

Gleichung 6-2: Turbulenzmodell nach Davis und Borgnakke [8]

Mit Hilfe des im Flamelet-Bereich gültigen Schließungsansatz nach Gülder [24] kann mit den nun bekannten Werten auf die Damköhler-Zahl Da rückgeschlossen werden (Gleichung 6-3).

$$\frac{s_t}{s_1} - 1 = 0.62 \cdot \sqrt{\frac{u'}{s_1}} Re_t^{1/4} = 0.62 \cdot \frac{u'}{s_1} Da^{1/4}$$

Gleichung 6-3 Schließungsansatz nach Gülder [24]

$$Da = \frac{s_1 \cdot l_t}{u' \cdot l_f}$$

Gleichung 6-4: (turbulente) Damköhler-Zahl [7]

Die Dicke der laminaren Flammenfront l_f kann anhand der Definitionsgleichung der Damköhler-Zahl [7] bemessen werden (Gleichung 6-4). So sind alle Variablen bekannt, um die Messpunkte im Koordinatensystem des Borghi-Diagramms darstellen zu können. Für die Zuordnung zu einem der Flammenregimes muss die Karlovitzzahl bestimmt werden (Gleichung 6-5), für die wiederum das Längenmaß der Kolmogorov-Wirbel bekannt sein muss. Im vorliegenden Fall wurde zu dessen Ermittlung der nachstehende Ansatz nach Ivey [30] verwendet (Gleichung 6-6).

$$Ka = \frac{t_c}{t_k} = \frac{l_f^2}{l_k^2}$$

Gleichung 6-5: Karlovitz-Zahl

$$Re_t = \left(\frac{l_t}{l_k} \right)^{4/3}$$

Gleichung 6-6: Ansatz nach Ivey [30]

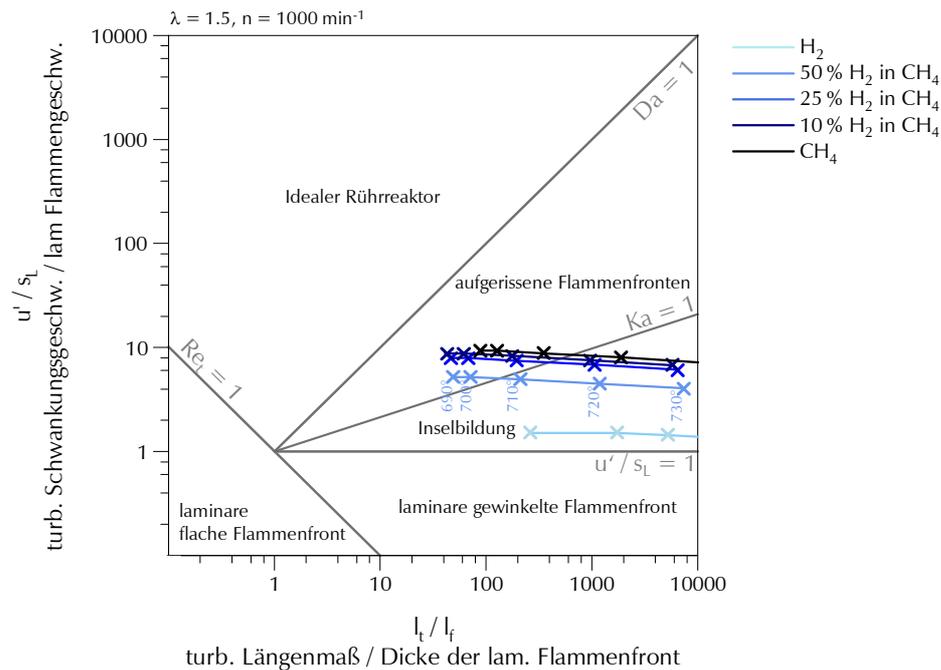


Abbildung 6-15: Messpunkte bei $\lambda = 1.5$ im Borghi-Diagramm

Die Zuordnung von Messpunkten im Kurbelwinkelbereich von 690° bis 730° beim Betrieb mit $\lambda = 1.5$ stellt Abbildung 6-15 dar. Ausschließlich die Verbrennung von Wasserstoff lässt sich eindeutig dem Bereich der Inselbildung ($Ka < 1$) und somit dem eigentlichen Flamelet-Bereich zuordnen. Die Kenngrößen der Flammenfront der Mischgase und von Methan ist zwar in allen untersuchten Fällen innerhalb der Zone $Da > 1$, die Verbrennung startet im Kurbelwinkelbereich bis etwa 710° mit $Ka > 1$ (aufgerissene Flammenfronten) aufgrund der hohen Turbulenzintensität jedoch außerhalb des nach Borghi definierten, eigentlichen Flameletgebiets. Peters [40] erweitert den für den Flamelet-Ansatz gültigen Bereich indem er zugrunde legt, dass eine laminare Flamme aus einer Vorheizzone, einer dünnen, inneren Reaktionszone und einer abschließenden Oxidationszone besteht. Die innere Reaktionszone mit der Stärke $l_\delta = \delta \cdot l_f$ ist die Hauptreaktionszone – solange die eindringenden Wirbel nicht kleiner als diese Länge sind, tritt keine nennenswerte Verbreiterung der Reaktionszone ein. Wie von Messner [35] anhand vergleichbarer Betriebspunkte grafisch dargestellt, können unter der Annahme $\delta = 0.1$ sämtliche untersuchten Messpunkte diesem erweiterten Flameletbereich zugeordnet werden.

Es kann nun jedenfalls nachträglich die im Zuge der Bestimmung der Flammenfrontposition (Kapitel 6.1.4) getroffene Annahme einer dünnen Flammenfront verifiziert werden.

6.2.4 Betrachtung von Einzelzyklen

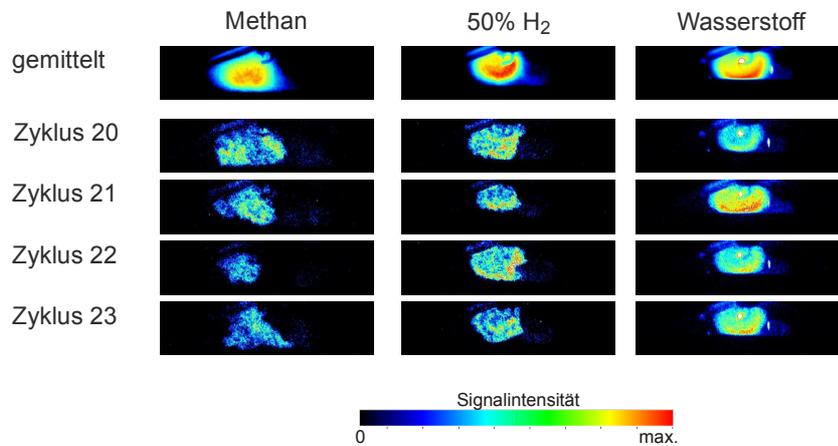


Abbildung 6-16: Mittelwertbild und Einzelzyklen bei ca. 2 % MFB, OH-Chemolumineszenz; Methan 694 °KW, 50 % H₂ 702 °KW, Wasserstoff 720 °KW, $\lambda = 1.5$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

Abbildung 6-16 zeigt eine Gegenüberstellung der mit der OH-Chemolumineszenz-Methode erfassten Einzelzyklen. Die Skalierung wurde derart gewählt, dass bei jedem Kraftstoff das volle Farbspektrum ausgenutzt wird. Erst so ist ein direkter Vergleich möglich, da die Signalintensität der Wasserstoffflamme ohne Korrektur um ein vielfaches höher als die der Methanflamme ist [25]. Die Aufnahmen zeigen die Flammenausbreitung bei etwa MFB_{2%} für drei verschiedene Kraftstoffe. Die Wasserstoffflamme (rechts dargestellt) breitet sich in jedem Einzelzyklus annähernd kugelförmig aus, mit geringen zyklischen Schwankungen. Die Flammenfront grenzt die verbrannte Zone recht scharf von der unverbrannten ab, sodass bereits optisch eine Zuordnung in den Bereich unterhalb $Ka = 1$ im Borghi-Diagramm (Abbildung 6-14) vorgenommen werden kann.

Die deutlich reduzierte laminare Flammengeschwindigkeit der Methanflamme führt bei praktisch gleicher turbulenter Strömungsgeschwindigkeit dazu, dass die Wirbel der Ladungsbewegung die Flammenfront stark verformen und zum Teil auch unverbrannte Zonen in der Reaktionszone eingeschlossen werden. So kann die Zuordnung in den Grenzbereich zwischen den Regimes der aufgerissenen Flammenfronten und der Inselbildung auch optisch nachvollzogen werden. Die Ausbreitung der Reaktionszone ist bestimmt von der stochastisch ausgeprägten Wirbelstruktur und somit hohen zyklischen Schwankungen unterworfen.

Die Verbrennung des 50%-Mischgases ist aufgrund der höheren laminaren Flammengeschwindigkeit in geringerem Maße vom Turbulenzfeld abhängig. Damit ergeben sich auch gegenüber Methan verringerte zyklische Schwankungen der Reaktionszone. Zyklische Schwankungen äußern sich in den Mittelwertbildern (obere Zeile) in Form eines größeren, von der Flamme erfassten Bereichs, wobei die Randbereiche aufgrund der stochastischen Entflammung eine geringere Signalintensität aufweisen.

6.2.5 Gegenüberstellung mit OH-Chemolumineszenz

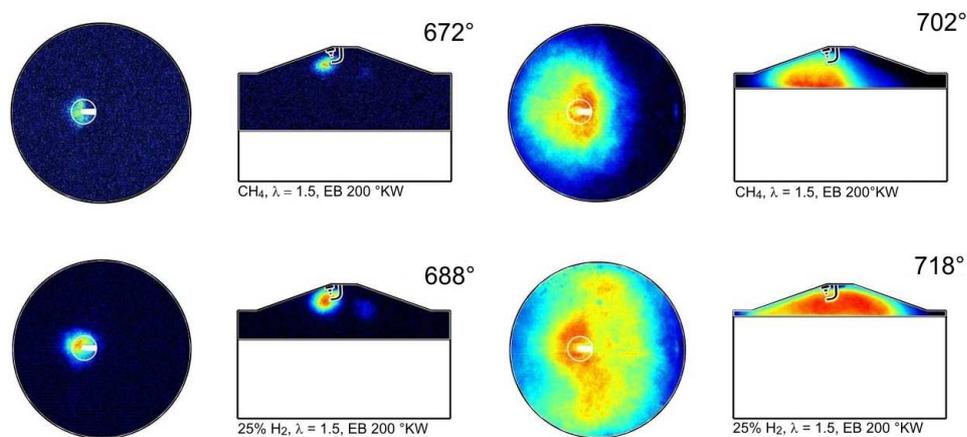


Abbildung 6-17: Methan (oben) vs. 25 % H_2 (unten), 10 °KW und 40 °KW nach ZZP, OH-Chemolumineszenz

In der Gegenüberstellung mit der OH-Chemolumineszenz-Methode in beiden Ebenen von Methan und dem Mischgas mit 25 % H_2 können Unterschiede gut sichtbar gemacht werden (Abbildung 6-17). 10 °KW nach dem Zündzeitpunkt hat sich der Flammenkern der Mischgasverbrennung zwar nur geringfügig weiter ausgebreitet als bei Methan, 40 °KW nach ZZP hat die Flamme des Gemisches – im Gegensatz zu Methan – den Brennraum aber schon fast vollständig erfasst. Es wird deutlich, dass die Flamme in Normalrichtung zum vertikalen Lichtschnitt den Quetschspalt sogar etwas früher erreicht als in der Symmetrieebene.

6.3 Diskussion

Die Messungen mit den Methoden der laserinduzierten Fluoreszenz und der OH-Chemolumineszenz machen einen tiefgehenden Einblick in den Verbrennungsprozess möglich. Dabei zeigt sich bei der Anwendung von Kraftstoffen aus Methan und Wasserstoff ein signifikanter Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung. Die Beimengung von Wasserstoff zu Methan beeinflusst den Verbrennungsprozess grundsätzlich in zweierlei Hinsicht:

Einerseits kann eine deutliche Beschleunigung des Zündvorgangs beobachtet werden. Die optischen Messtechniken erlauben zwar keine direkte Bestimmung des Zündverzugs nach einer herkömmlichen Definition auf Basis des Energieumsatzes, es konnte jedoch eindeutig eine geringere Dauer beziehungsweise eine geringere Kurbelwinkeldifferenz zwischen dem Zündimpuls und der Ausbildung einer Reaktionszone identifiziert werden. Die rasche und sichere Entzündung des Gemischs vermeidet bei ausreichendem H_2 -

Anteil die Notwendigkeit von spezialisierten Zündsystemen, wie sie sonst für eine magerere Erdgasverbrennung erforderlich werden können (vgl. z. B. [56]).

Andererseits führt eine erhöhte Wasserstoffkonzentration zur Beschleunigung der Flammensausbreitung und damit verbunden zu einer erhöhten Kraftstoffumsetzrate. Diese Annäherung an die thermodynamisch günstige Gleichraumverbrennung eröffnet ein Wirkungsgradpotential, das vor allem bei Betriebsbedingungen unter hohem Luftverhältnis relevant werden kann.

Der Betrieb ist weiters gekennzeichnet durch eine Verringerung der Intensität der zyklischen Schwankungen. Für die Motorsteuerung macht das einen optimierten Betrieb nahe den Betriebsgrenzen ohne dem Risiko einer Grenzwertverletzung möglich. Daraus entstehen Potentiale im Hinblick auf Effizienz und Leistung. Die hohe Gleichförmigkeit des Verbrennungsablaufs kann auch für Komfortgewinne besonders im Motorleerlauf sorgen.

Verbrennungsanomalien traten bei der Verwendung der Gase mit 4 Vol-%, 10 Vol-% und 25 Vol-% Wasserstoff am Forschungsmotor in der gewählten Konfiguration praktisch keine auf. Auch bei einem höheren Wasserstoffgehalt von 50 Vol-% konnte eine relativ hohe Beständigkeit gegenüber Rückzündungen und Klopfen festgestellt werden. Diese Ergebnisse decken sich auch mit Experimenten am Vollmotor, wo bis 50 Vol-% H₂-Anteil ein stöchiometrischer Betrieb realisiert werden konnte [16]. Für reinen Wasserstoff und ein Gemisch mit 75 Vol-% H₂ musste das Luftverhältnis an der Volllast zur Vermeidung von Verbrennungsanomalien hingegen wesentlich angehoben werden.

7

Résumé

Neben dem Potential eines umweltfreundlichen, ressourcenschonenden Energieträgers und der Möglichkeit, eine Brückenfunktion hin zu einer Wasserstoffwirtschaft zu bilden, zeigen die betrachteten Mischgase aus Wasserstoff und Methan in den vorgestellten Untersuchungen auch besonders günstige Eigenschaften für eine Anwendung im Verbrennungsmotor. Im Folgenden sollen die Ergebnisse zusammenfassend betrachtet und versucht werden, ein Résumé zu ziehen.

Die Ergebnisse der Untersuchungen zum **Mischungsprozess** von Kraftstoff und Ansaugluft zeigen, dass auch bei externer Gemischbildung mit langer Mischungsstrecke Ladungsschichtungen auftreten, die auch im Brennraum bis zum Zündzeitpunkt bestehen können. Diese Schichtungen konnten in der gegebenen Konfiguration sowohl bei „vorgelagerter“ als auch bei „saugsynchroner“ Wahl des Einblasezeitpunkts beobachtet werden. Sie konnten dazu führen, dass stromabwärts des Injektors sowohl Zonen praktisch reiner Ansaugluft aber auch sehr fetten Luft-Kraftstoffs Gemisches bestehen und auch bis zum Erreichen des Einlassventils erhalten bleiben können. Im Brennraum des Transparentmotors liegt die Weite des λ -Streubandes in den betrachteten Betriebspunkten mit $\Delta\lambda = 0.14 \div 0.23$ in einem motorisch jedenfalls relevanten Bereich. Für die Verbrennungssteuerung können diese Schichtungen aber auch vorteilhaft eingesetzt werden. Wurde beispielsweise durch die Steuerung der Einblasung die Kraftstoffverteilung derart beeinflusst, dass beim Ladungswechsel zuerst mageres Gemisch den Brennraum erreicht, konnte das Auftreten von Rückzündungen reduziert werden. Auf eine magere Verbrennung wird sich die Ungleichmäßigkeit der Kraftstoffverteilung im Brennraum im Regelfall nur unwesentlich auswirken. Bei hohen Lasten kann allerdings eine unvorteilhafte Kraftstoffverteilung wie beispielsweise das Auftreten kraftstoffreicher Zonen im Bereich der tendenziell heißen Auslassventile das Auftreten von Verbrennungsanomalien erhöhen. Im stöchiometrischen oder nahezu stöchiometrischen Betrieb kann die Weite des λ -Streubandes zum Auftreten von Zonen im Luftmangelbereich führen und in Folge eine vollständige Umsetzung des Kraftstoffs behindern. Auch bei einer Injektorlage im Saugrohr kommt somit der Einblasestrategie eine wesentliche Bedeutung zu. Die Vielzahl der Parameter, welche die im Saugrohr und in weiterer Folge im Brennraum auftretende Kraftstoffverteilung beeinflussen, sowie deren komplexes Zusammenspiel macht allerdings die Auslegung und auch die Applikation der Steuerungsgrößen für das gesamte Motorkennfeld schwierig. Um die Effekte der Ladungsschichtung im Saugrohr nutzbar

machen zu können, ist die exakte Steuerung des Prozesses notwendig. Die gewonnenen Erkenntnisse erlauben zwar ein vertieftes Verständnis dieses Prozesses, dennoch ist eine Übertragung auf eine andere Saugrohr- und Motorkonfiguration schwierig und eigentlich nur mit Unterstützung von optischen Messtechniken oder Simulationswerkzeugen denkbar. Da sich eine ungünstige Kraftstoffverteilung deutlich negativ auf den Motorbetrieb auswirken kann, sollte in denjenigen Anwendungsfällen, in welchen aufgrund des Entwicklungsaufwandes auf eine gesteuerte Ladungsschichtung verzichtet wird, eine möglichst homogenisierte Kraftstoffverteilung angestrebt werden. Die Messergebnisse geben auch dafür Hinweise, wie die Steuerungsparameter gewählt werden müssen um eine hohe Homogenisierung der Ladung zu erzielen, beispielsweise durch Wahl des Einblasezeitpunktes während geschlossener Einlassventil oder eines niedrigen Einblasedruckes.

Der Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung auf den Mischvorgang ist gering. In theoretischen Betrachtungen konnte gezeigt werden, dass der Anteil der Diffusion für den Mischungsprozess gering ist und daher die kraftstoffspezifischen Unterschiede diesbezüglich vernachlässigt werden können. Relevant für die Einblasestrategie sind der deutlich abweichende stöchiometrische Luftbedarf sowie der volumenspezifische Heizwert von Methan und Wasserstoff, sodass die Einblasedauer und in weiterer Folge die Einblasestrategie für einen vergleichbaren Betriebspunkt entsprechend angepasst werden muss.

Auf den **Verbrennungsprozess** wirkt sich die Kraftstoffzusammensetzung in stärkerem Maße aus. Insbesondere bei Luftverhältnissen $\lambda \gg 1$ zeigt sich eine deutliche Reduktion der Dauer des gesamten Prozesses, was sowohl aus einer Beschleunigung der Entflammung als auch der Flammenausbreitung resultiert. Zusätzlich wird durch eine Erweiterung der überstöchiometrischen Betriebsgrenzen ein Magerbetrieb begünstigt. In diesem Bereich zeigt sich gerade bei hohen Wasserstoffkonzentrationen im Brenngas das Potential für einen effizienten Motorbetrieb bei dennoch sehr geringen Stickoxidkonzentrationen im Rohabgas. In der thermodynamischen Analyse konnte gezeigt werden, dass bei diesen Gasen die rasche und weitgehend vollständige Umsetzung auch bei hohen Luftverhältnissen für geringe Verluste durch unvollkommene Verbrennung und den realen Brennverlauf sorgt. Geringe Einbußen im Wirkungsgrad des vollkommenen Motors und den Wandwärmeübergang durch die H_2 -Beimengung werden dadurch mehr als kompensiert. Die optische Analyse der Flammenausbreitung erlaubt es mit Hilfe der Ergebnisse der Reaktionskinetik-Simulation, die Charakteristik der Flammenfront den Regimes im Diagramm nach Borghi zuzuordnen. Diese lässt sich mit zunehmendem H_2 -Anteil immer eindeutiger dem eigentlichen „Flamelet“-Bereich zuordnen, in dem die Flammenfront lokal betrachtet laminar ausgeprägt ist. Das bedeutet, dass die Ausbreitung weniger durch Turbulenzen der Ladungsbewegung sondern vielmehr durch die chemischen Prozesse selbst dominiert wird. Neben der dadurch günstigen, raschen Umsetzung ist die Flamme zudem unempfindlicher gegenüber den stochastisch ausgeprägten Wirbelstrukturen der Turbulenz, was sich im Motorbetrieb durch geringere zyklische Schwankungen äußert. Gemeinsam mit den weiten Zündgrenzen bei hohem Wasserstoffanteil lässt dies auch auf eine hohe Restgasverträglichkeit schließen, was beispielsweise eine Reduktion der Stickoxid-Rohemission mittels Abgasrückführung begünstigt. Bei einem Luftverhältnis $\lambda \geq 1.85$ sind die Emissionen an Stickoxiden ebenfalls gering (kleiner als ca. 30 ppm), und

zwar – nahezu unabhängig von der Kraftstoffzusammensetzung. Derart hohe Luftverhältnisse lassen sich allerdings nur mit einem Wasserstoffanteil von mehr als 25 Vol% sinnvoll darstellen. Verbrennungsanomalien traten in den Versuchen selbst mit den relativ hohen H₂-Anteilen von 50 Vol-% kaum auf; im Vergleich zu reinem Wasserstoff zeigte sich eine sehr geringe Neigung zu Rückzündungen und zu Klopferscheinungen.

Anhand des am IVT realisierten Fahrzeugprototypen „HyCar“ zeigte sich die Anwendung von Mischgasen aus Wasserstoff und Methan auch abseits des Forschungsmotors als vorteilhaft. Insbesondere die gegenüber Wasserstoff drastisch reduzierte Neigung zu Verbrennungsanomalien wurde hier deutlich, was eine deutliche Erhöhung der erzielbaren Mitteldrücke nach sich zog. Das für den trivalente Betrieb ausgelegte Fahrzeugkonzept zeigt eine Möglichkeit auf, alle Stadien einer Entwicklung der Infrastruktur der Kraftstoffversorgung für den Individualverkehr mit einem Fahrzeugkonzept abzudecken, ausgehend von konventionellen Kraftstoffen über Erdgas und Mischgase hin zum reinen Wasserstoffbetrieb [16].

Besonders der Einsatz der **optischen Messmethoden** ermöglichte durch die Visualisierung der innermotorischen Vorgänge deren vertieftes Verständnis. Beispielweise das Sichtbarmachen des Mischungsprozesses von Kraftstoff und Luft bei äußerer Gemischbildung machte das Auftreten einer Ladungsschichtung deutlich, die durch das Bestehen bis zum Zündzeitpunkt von motorischer Relevanz sein kann. Dabei erwies sich vor allem die Tracer-LIF Methode als besonders vielseitig. Mit geringen Adaptionen erlaubte es diese, sowohl die Gemischverteilung im gesamten Mischungsstrakt quantifiziert darzustellen als auch die Ausbreitung der Flamme im Brennraum abzubilden.

Mit der **reaktionskinetischen Simulation** des Zündverzugs wurde eine Möglichkeit gesucht, das Verhalten von Brenngasen für die motorische Umsetzung vorab vergleichend beurteilen zu können. Eine entsprechende Modellierung der ottomotorischen Fremdzündung hätte eine direkte Verifikation anhand der Messergebnisse möglich gemacht, im Gegensatz zur Selbstzündung lässt sich das Problem allerdings nicht nulldimensional betrachten und erfordert die Einführung von Gleichungen für den Stoff- und Energietransport. Mit den zur Verfügung stehenden Werkzeugen war eine derartige Aufgabenstellung nicht darstellbar. Der Vergleich mit den Messergebnissen zeigt aber, dass das gewählte, weniger komplexe Modell einer homogenen Selbstzündung aber durchaus Ergebnisse liefert, die eine vergleichende Abschätzung der Zündeigenschaften erlauben – auch wenn die Werte nicht direkt auf den ottomotorischen Prozess übertragbar sind. Die simulatorische Ermittlung der laminaren Flammengeschwindigkeit ermöglichte die detaillierte Analyse der optischen Messergebnisse und war hilfreich bei der Vorabbeurteilung des Brennverhaltens der betrachteten Gase.

Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden. gibt abschließend einige der ermittelten und recherchierten Kenngrößen der Wasserstoff-Methan Gemische mit 10 Vol-% und 25 Vol-% H₂-Anteil sowie von Referenzkraftstoffen wieder.

Tabelle 12: Eigenschaften gasförmiger Kraftstoffe

			Wasserstoff	25 Vol-% H ₂ in CH ₄	10 Vol-% H ₂ in CH ₄	Methan	Erdgas ⁴⁾ e-on [10][9]
Wobbe-Index ¹⁾ W _o	MJ/m ³		45.10	46.85	48.68	49.89	41.7
W _u	MJ/m ³		38.11	41.87	43.67	44.90	-
Dichte, flüssig ³⁾	kg/m ³		71.0	-	-	422.8	-
bei (Siedepunkt)	K		20.2	-	-	111.4	78 ÷ 118
Dichte, gasförmig ¹⁾	kg/m ³		0.0838	0.5221	0.6097	0.6682	0.84 (0.7 ÷ 1.0)
Mindestluftbedarf L _{st}			34.3	17.89	17.43	17.2	16
Heizwert H _o	MJ/kg		142.0	59.09	56.81	55.63	51.9
H _u	MJ/kg		120.0	52.81	50.96	50.0	47.1
Energiedichte flüssig ¹⁾	MJ/dm ³		8.52	-	-	21.1	-
gasförmig 300bar ²⁾	MJ/dm ³		2.50	8.10	9.72	10.90	-
Gemischheizwert ¹⁾ H _G							
gemischansaugend	MJ/m ³		2.97	3.15	3.16	3.17	3.15
luftansaugend	MJ/m ³		4.21	3.56	3.52	3.50	3.81
Zündgrenzen theoretisch	Vol-%		4 ÷ 76 [14]	-	-	4.4 ÷ 15 [14]	4 ÷ 17
	λ		0.13 ÷ 10 [14]	-	-	0.6 ÷ 2 [14]	0.5 ÷ 2.3
motorisch, obere ⁵⁾	λ		5.90	1.97	1.80	1.73	-
Selbstzündungs- temperatur	K		858 [14]	-	-	868 [14]	848 ÷ 913
Minimale Zündenergie	mJ		0.017 [14]	-	-	0.29 [14]	0.25
Diffusionskoeffizient ¹⁾	cm ² /s		55.1	-	-	18.3	-
Ausbreitungsgeschw. der 25%-Front v _{0.25} ¹⁾	cm/s		5.0	-	-	1.7	-
Laminare Flammge- schwindigkeit ^{1) 6)}	cm/s		233.2	45.6	40.8	38.3	-
Adiabate Verbrennungs- temperatur ^{1) 6)}	K		2383.6	2233.6	2225.3	2220.8	2233
Löschdistanz ³⁾ (quenching gap)	mm		0.64 [18]	≈ 1.82 [18]	≈ 2.01 [18]	2.13 [18]	-
Methanzahl MZ			0	75 [9]	90 [9]	100	-
Massenanteile							
C			0	0.726	0.739	0.749	-
H			1	0.274	0.261	0.251	-
spez. CO ₂ -Emission	g/kWh		0	180	191	198	200

¹⁾ bei Standard-Bedingungen 298.15 K, 1013.25 mbar²⁾ bei 298.15 K³⁾ bei 1013.25 bar⁴⁾ Angaben bei Normzustand: 273.15 K, 1013.25 mbar⁵⁾ Thd.FoMo, n = 2000 min⁻¹, WOT, EB 320 °KW, ZZP optimiert (siehe Kapitel 5)⁶⁾ CHEMKIN-Simulation

8

Referenzen

- [1] Atkins, P.W.: Physikalische Chemie, Wiley, Verlag, 2. Auflage, 1996
- [2] Beretta, G.P.; Rashidi, M.; Keck, J.C.: Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines, in: Combustion and Flame, Band 5252, S.217-245, 1983
- [3] Borghi, R.; Bruno, C.; Casci, C.: Recent advances in aeronautical science; Pergamon, London, 1984
- [4] Candel, S.; Veynante, D.; Lacas, F.; Darabiha, N.: Current progress and future trends in turbulent combustions, Combustion Sci Technol 98:245; 1994
- [5] Chimenti, M.; Natali, C. D.; Mariotti, G.; Paganinib, E.; Pieri, G.; Salvetti, O.: An IR image processing approach for characterising combustion instability. In: Infrared Physics and Technology 46, S. 41–47, 2004
- [6] Curran, H. J.; Gaffuri, P.; Pitz, W. J.; Westbrook, C. K.: A Comprehensive Modelling Study of n-Heptane Oxidation; Combustion and Flame 114:149-177, 1998
- [7] Damköhler, G.: Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammgeschwindigkeit in Gasgemischen, Z. f. Elektroch. Bd.46, S. 601-652, 1940
- [8] Davis, G.; Bornakke, C.: The effect of incylinder flow processes (swirl, squish and turbulence intensity) on engine efficiency: model predictions; SAE-Pap. 820045, 1982
- [9] DVGW Deutscher Verein des Gas und Wasserfaches, Richtlinie G260
- [10] E.ON Hanse AG, THB – Technische Hinweise und Bestimmungen (Gas) für das Netzgebiet der E.ON Hanse AG, Stand Mai 2007
- [11] Eichlseder, H., Heindl, R., Kirchweger, W., Messner, D.: Comprehensive development of gaseous fuelled IC-engines with internal mixture formation; EAEC Budapest 2007

- [12] Eichlseder, H.: Funktionsentwicklung VKM und Antriebskonzepte; Vorlesungsskript TU Graz 2009
- [13] Eichlseder, H.: Verbrennungskraftmaschinen, Vertiefte Ausbildung; Vorlesungsskript, 2003
- [14] Eichlseder, H.; Klell, M.: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik; Vieweg + Teubner Verlag, ISBN 978-3-8348-0478-5, 1. Auflage 2008
- [15] Eichlseder, H.; Klell, M.: Wasserstoff in der Verkehrstechnik und Energietechnik; Vorlesungsskript TU Graz 2007
- [16] Eichlseder, H.; Klell, M.; Schaffer, K.; Leitner, D.: Synergiepotenzial eines Fahrzeugs mit variablem Erdgas/Wasserstoff-Mischbetrieb, 3. Tagung Gasfahrzeuge 2008
- [17] Florison, O.; Alliat, I.; Lowesmith, B.; Hankinson, G.: The value of the existing natural gas system for hydrogen , the sustainable future energy carrier, 23rd World Gas Conference, Amsterdam, 2006
- [18] Fukuda, M.; Korematsu, K.; Sakamoto, M.: On Quenching Distance of Mixtures of Methane and Hydrogen with Air, Bulletin of JSME Vol 24. Nor. 193, Paper No. 193-13, 1981
- [19] Gerbig, F.; Heller, K.; Eichlseder, H.; Grabner, P.: Innovative Brennverfahren für Wasserstoffmotoren, 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, 2007
- [20] Grabner, P.: Stand der Technik und Potential von Wasserstoff-Verbrennungsmotoren, A3PS-Konferenz, Wien, 2007
- [21] Grabner, P.; Wimmer, A.; Gerbig, F.; Krohmer, A.: Hydrogen as a Fuel for Internal Combustion Engines – Problems, Properties and Chances, 5th Colloquium FUELS, 2005
- [22] Gudmundsson, B.T.; Arnórsson, S.: Geochemical monitoring of the Krafla and Namafjall geothermal areas, N-Iceland, Geothermics 31 S. 195–243, 2002
- [23] Gudmundsson, B.T.; Arnórsson, S.: Geochemical monitoring of the Krafla and Námafjall geothermal areas, N-Iceland, Geothermics 31 195-243, 2002
- [24] Gülder, Ö.L.: Turbulent Premixed Flame Propagation Models for Different Combustion Regimes; 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, S.743-750, 1990
- [25] Haslacher, R.: Dissertation in Arbeit, TU Graz, 2011

Referenzen

- [26] Haslacher, R.; Kirchweger, W.; Eichlseder, H.: Methoden zur laseroptischen Diagnose von Erdgas-Brennverfahren mit innerer Gemischbildung; 8. Tagung Motorische Verbrennung, München 2007
- [27] Haslacher, R.; Skalla, Ch.; Jauk, T.; Eichlseder, H.: Einsatz optischer Messmethoden bei der Entwicklung von Brennverfahren für Wasserstoff-Erdgas-Gemische; 6. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, Dessau, 2009
- [28] Houel, V.; Millington, P.; Rajaram, R.; Tsolakis, A.: Promoting Functions of H₂ in Diesel-SCR over Silver Catalysts; Applied Catalysis B: Environmental 77 29–34, 2007
- [29] http://www.ipc.uni-jena.de/downloads/IPC/Lehre/PCII_19_Gasdiffusion.pdf
Stand 12/09
- [30] Ivey, G.N. ; Imberger, J. On the Nature of Turbulence in a Stratified Fluid. Part I: The Energetics of Mixing; Journal of Physical Oceanography, Vol. 21, No. 5, pp 650-658, 1991
- [31] Kirchweger, W.: Laseroptische Diagnoseverfahren zur Optimierung von Wasserstoff-DI-Brennverfahren; Dissertation, TU Graz, 2007
- [32] Landolt, H.H.; Börnstein, R.: Zahlenwerte und Funktionen, Sechste Auflage, IV. Band Technik, Springer-Verlag, 1972
- [33] Majewski, W.A.: Diesel Oxidation Catalyst, www.dieselnet.com, Stand 2/11
- [34] Merker, G. P.; Schwarz, Ch.: Grundlagen Verbrennungsmotoren; Verlag Vieweg+Teubner, 4. Auflage 2009
- [35] Messner, D.: Wirkungsgradoptimierung von H₂-Verbrennungsmotoren mit innerer Gemischbildung, Dissertation TU Graz 2007
- [36] Moore, W.J.; Hummel, D.O.: Physikalische Chemie; De Gruyter Verlag, 4. Auflage 1986
- [37] Obermair, H.: Auslegung eines Gemischhomogenisators, Projektbericht, TU Graz 2008
- [38] Obermair, H.: Untersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung von Kraftstoffgemischen aus Wasserstoff und Methan; Diplomarbeit, TU Graz, 2009
- [39] ÖVGW Österreichische Vereinigung für das Gas- und Wasserfach, Richtlinie G31, Mai 2001
- [40] Peters, N.: Turbulent Combustion; Cambridge University Press, reprint 2004

- [41] Peters, N.: Laminar flamlet concepts in turbulent combustion; Proc Comb Inst 21:1231, 1987
- [42] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer Verlag, 2. Auflage, 2002
- [43] Poinso, T.; Veynante, D.; Candel, S.: Diagrams of premixed turbulent combustion based on direct numerical simulation, Proc Comb Inst 23:613, 1991
- [44] Reaction Design, Chemkin Software Release 4.0, Theory Manual, 2004
- [45] Schaaf, P.; Große-Knetter, J.: Das Physikalische Praktikum; Niedersächsische Staats- und Universitätsbibliothek, 1. Auflage 2008
- [46] Sigfusson, T.I.: Hydrogen Island Hydrogenizing an Island, APEC Workshop Honolulu, 2004
- [47] Skalla, Ch.; Haslacher, R.; Eichlseder, H.: Mischgase mit Wasserstoff - verbrennungsrelevante Eigenschaften und Eignung für die motorische Anwendung, IX. Tagung Motorische Verbrennung, München, 2009
- [48] Spuller, Ch.: Dieselmotorenverfahren mit Wasserstoff; Dissertation, TU Graz, 2011
- [49] Syage, J.A.; Fournier, E.W.; Rianda, R.; Cohen, R.B.: Dynamics of flame propagation using laser-induced spark initiation: ignition energy measurements, J. Appl. Phys. 64(3), 1988
- [50] Trapp, Ch.; Kraus, M.; Laiminger, S.: Zündungskonzepte moderner Großgasmotoren – ein Blick in die Zukunft, 12. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 2009
- [51] Wallner, R.: Entwicklung von Brennverfahrenskonzepten für einen PKW-Motor mit Wasserstoffbetrieb, Dissertation TU Graz, 2004
- [52] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R.W.: Verbrennung, Springer-Verlag; 3. Auflage, 2001
- [53] www.bosch.de, Stand 5/10
- [54] www.bosch-presse.de, Stand 5/10
- [55] www.erdgasauto.at, Stand 8/10
- [56] www.multitorch.de: MSP Pre-Chamber spark plugs, Stand 10/10
- [57] www.naturalhy.net, Stand 8/08
- [58] www.nrw-autogas.de, Stand 2/11

Referenzen

[59] www.omv.at, Stand 8/10

