

Die Kompressionszündung magerer Gemische als motorisches Brennverfahren

Dissertation
zur Erlangung des akademischen Grades
DOKTOR-INGENIEUR

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Rolf-Günther Nieberding
aus Frankfurt am Main

eingereicht dem
Fachbereich Maschinentechnik
der Universität Siegen

Referent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. W. Kleinschmidt
Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. U. Spicher

September 2001

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während und infolge meiner praktischen Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in einem Industrieunternehmen. Für ihre hilfreiche Unterstützung möchte ich den nachstehend erwähnten Persönlichkeiten meinen Dank aussprechen:

Herrn Professor Dr.-Ing. Walter Kleinschmidt, Leiter des Fachgebietes Kolbenmaschinen im Fachbereich Maschinentechnik der Universität Siegen, gilt mein besonderer Dank für die wissenschaftliche Betreuung der Forschungsarbeit und seine intensive Auseinandersetzung mit der Thematik.

Herrn Professor Dr.-Ing. Ulrich Spicher, Leiter des Instituts für Kolbenmaschinen an der Universität Karlsruhe (TH), danke ich für sein besonderes Interesse an dem Themengebiet und die Übernahme des Korreferates.

Bei den damaligen verantwortlichen Entscheidungsträgern des Industrieunternehmens bedanke ich mich für die Einrichtung des Forschungsprojektes "Raumzündverbrennung", bei meinen ehemaligen Kollegen und Mitarbeitern für ihren fachlichen Rat und ihre praktische Unterstützung.

Herrn Dipl.-Ing. Karl-Walter Schmidt danke ich für sein Vertrauen, sein langjähriges Projekt in meine Führung übergeben zu haben.

Allen kreativen Visionären gewidmet.

München, im September 2001

Rolf-Günther Nieberding

INHALT

ZUSAMMENFASSUNG	iv
VERZEICHNIS DER VERWENDETEN FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN	vi
1 EINFÜHRUNG	
1.1 Problematik des motorischen Teillastbetriebes	1
1.2 Potential der Selbstzündung magerer Gemische	6
1.3 Ziel der Untersuchung	10
2 STAND DES WISSENS UND DER TECHNIK	
2.1 Kompressionszündung im Zweitaktmotor	13
2.2 Kompressionszündung im Viertaktmotor	22
2.3 Optische Untersuchungen der Kompressionszündung	32
2.4 Modelle der Selbstzündung und Energieumsetzung	37
2.5 Betrachtung der motorischen Randbedingungen	48
2.6 Zusammenführung der theoretischen Modelle unter motorischen Randbedingungen	53
2.7 Schlussfolgerungen der Literaturstudie	58
3 EIGENE BASISUNTERSUCHUNGEN ZUR KOMPRESSIONSZÜNDUNG	
3.1 Aufbau des Einzylindermotors	63
3.2 Versuchsdurchführung am Einzylindermotor	65
3.3 Versuchsergebnisse	66
3.4 Versuchsträger LUKAS	81
3.5 Schlussfolgerung der bisherigen Untersuchungen	89
4 KONZEPTENTWICKLUNG ZUR MOTORISCHEN ANWENDUNG DER KOMPRESSIONSZÜNDUNG	
4.1 Überlegungen zu einer steuerbaren Selbstzündungsverbrennung	91
4.2 Teillastbetrieb mit Kompressionszündung magerer Gemische	97
4.3 Ansätze einer weiterführenden Entwicklung	116
5 DISKUSSION UND AUSBLICK	
5.1 Diskussion der Ergebnisse	123
5.2 Ausblick	125
LITERATURVERZEICHNIS	129
ANHANG	A-1

ZUSAMMENFASSUNG

Der Viertaktmotor mit ottomotorischem Brennverfahren ist derzeit der vorherrschende Antrieb für Personenkraftwagen. Er wird wegen der heutigen Verkehrsverhältnisse vorwiegend in der Teillast betrieben. Hier weist das ottomotorische Konzept aufgrund der stöchiometrischen Gemische und der drosselverlustbehafteten Lastregelung einen hohen Kraftstoffverbrauch auf. Für die Optimierung des Teillastbetriebes wird in der vorliegenden Arbeit das Potential der Kompressionszündung magerer Gemische im Viertaktmotor untersucht. Dieses alternative Brennverfahren verspricht sowohl einen hohen Wirkungsgrad als auch eine niedrige Stickoxid-Emission, da mit Hilfe der kompressionsinduzierten Selbstzündung auch Gemische mit Luftverhältnissen jenseits der üblichen Entflammungsgrenzen verbrannt werden können. Weil bei mageren Gemischen die Spitzentemperaturen im Brennraum erheblich niedriger ausfallen, reduziert sich die Stickoxid-Bildung während der Verbrennung nachhaltig.

Im Zweitaktmotor wird die kontrollierte Selbstzündung in homogenen Gemischen bereits als Teillastbrennverfahren eingesetzt. Die homogene Frischladung wird im Brennraum mit dem heißen Abgas des jeweils vorausgehenden Zyklus vermischt und anschließend komprimiert, bis sich eine Selbstzündung einstellt. Dagegen finden sich in der Literatur für den Viertaktmotor nur motorische Grundlagenversuche in Verbindung mit hohen Verdichtungsverhältnissen, starker Ansaugluftvorwärmung und hohen Abgasrückführaten. In einzelnen stationären Betriebspunkten stellten sich Kompressionszündungen magerer Gemische ein, die sich durch einen hohen Wirkungsgrad und eine sehr geringe Stickoxid-Bildung auszeichnen. Den Ergebnissen aktueller Forschungsarbeiten zufolge kann die Reaktionseinleitung einer Selbstzündung als die Bildung reaktionskinetisch aktiver Radikale durch Kettenverzweigungsreaktionen beschrieben werden. Der Oxidationsprozeß wird hier als thermokinetische Reaktion bezeichnet, da sich die Energieumsetzung erst bei einer kritischen Radikalkonzentration im Gemisch einstellt und sich anschließend aufgrund der reaktionskinetischen und thermischen Rückkopplung zunehmend beschleunigt. Bei höherer Kraftstoffkonzentration und ansteigender Gemischtemperatur nimmt die Reaktionsintensität zu, und die Phasen der Reaktionseinleitung und der Energieumsetzung laufen schneller ab.

Eigene Basisversuche ohne Ansaugluftvorwärmung an einem Einzylindermotor mit hohem Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon = 18$) und niedrigoktanigem Kraftstoff ($ROZ < 40$) zeigten einen kleinen möglichen Betriebsbereich in der Teillast. Er war bei ansteigender Last durch steile Druckanstiege und Brennraumdruckschwingungen begrenzt. Dagegen stellten sich bei niedrigen Lasten und höheren

Drehzahlen zunehmend verschleppte und unvollständige Verbrennungen ein. Der Einfluß des Luftverhältnisses auf die Reaktionseinleitung und die Energieumsetzung in mageren Gemischen wurde auch turbulenzfrei in einer Einhub-Kompressionsmaschine untersucht. Die durchgeführte Versuchsreihe zeigte bei ansteigender Kraftstoffkonzentration eine zunehmende Reaktionsintensität, die sich in einer früheren Selbstzündung und höheren Maxima der Energieumsetzungsrate auswirkte. Mit Hilfe der Multispektralpyrometrie wurden starke Konzentrationszunahmen der OH-Radikale zu Beginn der Umsetzung gemessen. Die Messung stützt die Annahme, daß eine hohe OH-Konzentration die Selbstzündung beschleunigt.

Um eine Kompressionszündung magerer Gemische unter ottomotorischen Randbedingungen herbeiführen zu können, wird das Konzept der Abgasrückhaltung des Zweitaktmotors auf den Viertaktmotor übertragen. Heißes und reaktionskinetisch aktives Abgas wird durch geänderte Ventilsteuerzeiten im Brennraum zurückgehalten, am Ladungswechsel-OT erneut komprimiert und nach der Expansion mit Frischluft vermischt. Durch den Zeitpunkt der vorgezogenen Kraftstoffeinspritzung direkt in das rückgehaltene Abgas kann die Lage der Energieumsetzung im nächsten Zyklus gesteuert werden. Die praktischen Versuche am Einzylindermotor mit vollvariabler Ventilsteuerung und innerer Gemischbildung zeigten, daß sich mit diesem Konzept die Kompressionszündung magerer Gemische stationär und stabil bei relativ niedrigem geometrischen Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon = 14$) betreiben läßt. Der dargestellte Betriebsbereich deckt den ottomotorischen Teillastbereich weitgehend ab. Die Kompressionszündung weist gegenüber der ottomotorischen Basis einen maximalen Verbrauchsvorteil von 11 % und eine Reduktion der Stickoxid-Emission von mehr als 95 % auf. Jedoch stellten sich an der oberen Lastgrenze steile Druckanstiege und an der unteren Lastgrenze sehr hohe Kohlenmonoxid-Emissionen ein.

Auf Basis der praktischen Erfahrungen wird geschlossen, daß die Kompressionszündung magerer Gemische mit Hilfe des vorgestellten Konzeptes ein großes Potential als ottomotorisches Teillastbrennverfahren besitzt. Bis zur serientechnischen Anwendung stehen noch erhebliche Entwicklungsleistungen aus. Sie werden jedoch als bewältigbar eingeschätzt. Im Rahmen eines Ausblicks wird die Entwicklung einer geeigneten Gemischbildung als Schlüsseltechnologie für die Beherrschung der Kompressionszündung dargelegt. Abschließend wird ein Gesamtkonzept vorgeschlagen, die Kompressionszündung magerer Gemische in einem Ottomotor, eventuell steuerbar mit konventionellen Bauteilen, darzustellen.

VERZEICHNIS DER VERWENDETEN FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN

LATEINISCHE FORMELZEICHEN

Zeichen	Definition	Einheit
A_{eff}	effektive Querschnittsfläche eines Ventils	mm ²
A_v	Querschnittsfläche des Vortex	mm ²
A_{Zyl}	Querschnittsfläche des Brennraumes	mm ²
b_i	innerer spezifischer Verbrauch	g / kWh
c_a	Axialgeschwindigkeit einer Gasströmung	m / s
c_u	Umfangsgeschwindigkeit einer Gasströmung	m / s
$dp/d\alpha$	Druckanstieg im Brennraum während Verbrennung	bar/ °KW
D	Durchmesser, allgemein	mm
h_v	Ventilhub	mm
H_u	Kraftstoffheizwert	MJ / kg
H_{10}	Kurbelstellung der 10 %-Energieumsetzung	°KW
H_{90}	Kurbelstellung der 90 %-Energieumsetzung	°KW
i	Index der Teil-Einspritzung	-
K	Verstärkungsfaktor der Meßkarte	-
l	Pleuellänge	mm
Δl	Einfederung Pleuellänge	mm
L_{St}	stöchiometrischer Luftbedarf	-
L	Länge, allgemein	mm
m	Masse, allgemein	g
m_{ARH}	Masse rückgehaltenen Abgases	g
m_K	Kraftstoffmasse	g
m_L	Luftmasse	g
m_L^{Frisch}	Brennraum zugeführte Luftmasse	g
m_L^{ARH}	im Brennraum rückgehaltene Luftmasse	g
m_{Inert}	im Brennraum rückgehaltenen Inertgasmasse	g
m_{St}	Gewichtsmasse zur Gemischkompression am LUKAS	kg
m_{th}	Masse im Brennraum bei Normbedingungen	g
m_Z	Ladungsmasse im Brennraum	g
n	motorische Drehzahl (Drehfrequenz)	1 / min
Δn	Drehzahlschritt	1 / min
p	Druck, allgemein	N / m ²
p_0	Ausgangsdruck	N / m ²
p_H	hubraumspezifische Leistung	kW / l
p_K	Kraftstoffdruck	N / m ²

p_L	Aufladedruck, absolut	N / m ²
$p_{\text{ÖL}}$	Öldruck im hydraulischen Federpleuel (HYPEL)	N / m ²
P	Leistung, allgemein	W
q	normierte Energieumsetzungsrate	1 / °KW
q	spezifische Gemischenergie (nach Onishi)	J / g
Q, Q	freigesetzte Energie (nach Onishi, nach Oppenheim)	J
$\dot{Q}_{\text{max}}$	maximale Energieumsetzungsrate (nach Oppenheim)	J / s
r_0	radiale Koordinate, allgemein (in Simulationsmodell)	mm
r	Kurbelwellenradius (Hub)	mm
Re	Reynoldszahl, relative Geschwindigkeit	-
s_n	Kolbengeschwindigkeit	m / s
t	zeitliche Koordinate, allgemein	s
T	Temperatur, allgemein	K (°C)
ΔT	Temperaturdifferenz	K (°C)
T_0	Ausgangstemperatur	K (°C)
T_A	Abgastemperatur	K (°C)
T_L	Temperatur Frischladung	K (°C)
T_{Grenz}	Grenztemperatur beginnender Stickoxid-Bildung	K (°C)
T_{max}	Spitzentemperatur	K (°C)
v	Geschwindigkeit, allgemein	m / s
v_W	Geschwindigkeit der Wandschicht	m / s
V	Volumen, allgemein	cm ³
ΔV	Volumendifferenz	cm ³
V_c	Kompressionsvolumen	cm ³
V_h	Hubraum	cm ³
VK_{wi}	relative Schwankung in der Lastabgabe	%
w	Gemischmasse (nach Onishi)	g
w_i	innere, spezifische Arbeit	kJ / dm ³
w_e	effektive, spezifische Arbeit	kJ / dm ³
x	räumliche Koordinate, allgemein	mm
Δx	räumlicher Abstand	mm
x_A	Stoffmengenanteil der Spezies A	ppm
X_{AGR}	Massenanteil zurückgeführten Abgases im Brennraum	%
X_{ARH}	Massenanteil rückgehaltenen Abgases im Brennraum	%
X_{ARH}^*	Massenanteil rückgehaltenen Inertgases im Brennraum	%
y	räumliche Koordinate, allgemein	mm

GRIECHISCHE FORMELZEICHEN

Zeichen	Definition	Einheit
χ	Steigung des Temperaturgradienten	K / mm
ε	motorisches Verdichtungsverhältnis	-
δ	mittlere Induktionszeit (nach Oppenheim)	msec
γ	Öffnungswinkel des optischen Sensors	°
ϕ	Äquivalenzverhältnis (equivalence-ratio)	-
Φ	inneres Äquivalenzverhältnis der Ladungsmasse	-
φ	Kurbelwinkel, allgemein	°KW
φ_{Ki}	Kurbelstellung zu Beginn von Teil-Einspritzung i	°KW v. ZOT
λ	Luftverhältnis, allgemein	-
$\Delta\lambda$	Differenz des Luftverhältnisses	-
λ_l	motorischer Liefergrad	-
$\lambda_l^*(n)$	maximaler motorischer Liefergrad bei Drehzahl n	-
λ_{St}	stöchiometrisches Luftverhältnis	-
λ_V^*	inneres Luftverhältnis, mit rückgehaltener Luft	-
λ_Z	Ladungsgrad	-
ν	kinematische Viskosität	m ² / s
ω	Standardabweichung der Induktionszeit (n. Oppenh.)	msec
σ	Standardabweichung der Temperatur (n. Oppenheim)	K (°C)
σ_{Ki}	Anteil der Kraftstoffmasse für Teil-Einspritzung i	-
Θ	relative Temperatur (nach Oppenheim)	-
ψ	Kraftstoffanteil im Frischgemisch	-
ζ	Inertgasanteil im Abgas	-

ABKÜRZUNGEN

Abkürzung	Definition
AÖ	Auslaß öffnet
AS	Auslaß schließt
AGR	Abgasrückführung
ATAC	Activated Thermo-Atmosphere Combustion
ARC	Activated Radical Combustion
ARH	Abgasrückhaltung
B	Unspezifiziertes Zwischenprodukt
B.D.	Brenndauer (Δ Kurbelwinkel)
C ₂	Kohlenstoff
CCD	Closed coupled device (optischer Sensor)

CFR	Co-operative Fuels Research
CLR	Co-operative Lubricant Research
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
DE	Direkteinspritzung
ECE	Economic Commission for Europe
EMV	elektromagnetische Ventilsteuerung (Fa. FEV)
EÖ	Einlaßventil öffnet
ES	Einlaßventil schließt
GMT	Globale Lichtleitmeßtechnik (Fa. SMETec)
HC	Kohlenwasserstoffe, meist unverbrannte im Abgas
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HD	Hochdruck
H.U.B.	Hauptumsatzbeginn der Kompressionszündung
I-AGR	innere Abgasrückführung
KMG	Kompressionszündung magerer Gemische (Abgasrückhaltung)
KW	Kurbelwinkel
LOT	Ladungswechsel-OT (OT während der Ladungswechselphase)
M	unspezifizierter Reaktionspartner
MOZ	Motor-Oktanzahl
ND	Niederdruck
NiCE	Nippon Clean Engine
NO _x	Stickoxide, allgemein
O ₂	Sauerstoff
OT	oberer Totpunkt der Kolbenbewegung
OH	OH-Radikal
PCCI	Premixed-Charge Compression Ignition
Q	Unspezifiziertes Reaktionsprodukt
$\bar{R}$	Fiktivradikal
RGT	Residual Gas Trapping
RH	Kohlenwasserstoffe, allgemein
ROZ	Research-Oktanzahl
RZV	Raumzündverbrennung
SCR	Selective catalytic reduction
SNCR	Selective non-catalytic reduction
TTL	Transistor-Transistor-Logik
UT	unterer Totpunkt der Kolbenbewegung
VKH	variable Kompressionshöhe
VVT	variable Valve-Timing (frei veränderliche Ventilsteuerzeiten)
ZOT	Zünd-OT (OT während der Verbrennungsphase)

1 EINFÜHRUNG

1.1 PROBLEMATIK DES MOTORISCHEN TEILLASTBETRIEBES

Seit mehr als 100 Jahren ist die Entwicklung der menschlichen Gesellschaft durch die Industrialisierung und den technologischen Fortschritt geprägt. Eine der Trägertechnologien der industriellen Entwicklung ist bis heute die Energieerzeugung oder besser Energiewandlung aus fossilen Energieträgern mit Hilfe des *Verbrennungsmotors*. Verbrennungsmotoren sind meist Hubkolbenmaschinen, die Gemische aus Luft und Kraftstoff in einem Brennraum oberhalb des bewegten Kolbens umsetzen. Gebräuchlich sind heute *zwei* grundlegend unterschiedliche *Konzepte* der motorischen Gemischumsetzung. Der Ottomotor zeichnet sich durch die Verbrennung eines homogenen Gemisches von Luft und Kraftstoff innerhalb einer turbulenten Flammzone aus, die sich, initiiert von einem Zündfunken, durch das Gemisch bewegt. Im Dieselmotor dagegen bildet sich durch Einspritzung von flüssigem Kraftstoff in hochkomprimierte heiße Luft ein inhomogenes Gemisch, welches von selbst zündet und im wesentlichen in Bereichen nahe dem stöchiometrischen Mischungsverhältnis verbrennt.

Bei beiden Konzepten werden hochenergetische und flüssig speicherbare Kraftstoffe durch Verbrennung umgesetzt. Damit ist der Verbrennungsmotor kompakt und transportabel ausführbar und ermöglichte die Entwicklung des automobilen Kraftfahrzeugs. In den letzten Jahrzehnten nahmen die Verbreitung und die Verwendung von Kraftfahrzeugen weltweit deutlich zu. Dabei ist offenkundig geworden, daß durch die intensive Nutzung von Verbrennungsmotoren in Kraftfahrzeugen nicht nur in erheblichem Maße die natürlichen Ressourcen verbraucht werden, sondern auch durch die *Emission* von Schadstoffen das ökologische System der Umwelt in Mitleidenschaft gezogen wird. Die Schadstoffe im Abgas entstehen während der Verbrennung sowohl durch Reaktion mit dem Stickstoff der Verbrennungsluft als auch durch die unvollständige Umsetzung des Kraftstoffes.

Die weiter zunehmende Verbreitung und der häufige Einsatz des Verbrennungsmotors veranlaßten die Gesetzgebungen [1] weltweit, die Abgasemissionen zunehmend restriktiv zu *limitieren*. Aufgrund der gesetzlichen Beschränkungen müssen die zukünftigen Verbrennungsmotoren für die Erteilung einer Betriebszulassung eine erheblich *reduzierte Emission* von Schadstoffen nachweisen. Weiterhin ist die gesetzliche Begrenzung des mittleren Energieverbrauchs von Kraftfahrzeugen in der Diskussion. Wahrscheinlich werden die Anforderungen zusätzlich noch dadurch erschwert, daß die vorgeschriebenen Randbedingungen der Abgas- und Verbrauchs-

messungen dem motorischen Betrieb im realen Fahrzeuggebrauch weiter angenähert werden. Hierbei kann mit höheren motorischen Emissionswerten als bei den heute üblichen Testbedingungen (z.B. ECE-Tests) gerechnet werden.

Die praktischen Untersuchungen zur Zulassung der Kraftfahrzeuge werden heute vorwiegend in Betriebspunkten der motorischen Teillast durchgeführt, weil die zunehmende Verkehrsdichte und die urbanisierten Siedlungsstrukturen den motorischen Betrieb vorwiegend auf den Leistungsbereich der *Teillast* beschränken. Gerade in der Teillast wirken sich die prinzipiellen Unterschiede zwischen den beiden heute gebräuchlichen motorischen Brennverfahren aus. In der Teillast weist der dieselmotorische Prozeß einen relativ hohen Wirkungsgrad auf, denn die motorische Last wird nach dem Prinzip der *Qualitätsregelung* angepaßt. Das heißt, daß sich der Kraftstoffanteil im Gemisch mit der eingestellten Last verändert. Im dieselmotorischen Prozeß wird in allen Betriebspunkten der gesamte Brennraum ungedrosselt mit Luft gefüllt und diese anschließend verdichtet. In die komprimierte, heiße Luft wird der flüssige Kraftstoff eingespritzt. Der Brennstoff verdampft, vermischt sich mit der Luft und wird lokal im Bereich zündfähiger, nahezu stöchiometrischer Mischungsverhältnisse umgesetzt. Nach aktuellem Kenntnisstand findet die Reaktion im Gemisch in einer Vielzahl von Flammzonen statt. In der Teillast ist der dieselmotorische Abgasverlust relativ gering, da das Abgas aufgrund des hohen Verdichtungsverhältnisses nicht nur lange expandiert wird, sondern auch durch die mageren Luftverhältnisse einen hohen Isentropenexponenten aufweist.

Die Entstehung der *Wandwärmeverluste* bei Dieselmotoren in der Teillast unterscheidet sich erheblich von der bei konventionellen Ottomotoren. Zwar ist bei Dieselmotoren der Anteil der Druck- und Wandtemperaturdynamik an den Wandwärmeverlusten aufgrund des höheren Druckniveaus größer als beim niedriger verdichteten Ottomotor. Da aber im direkteinspritzenden Dieselmotor bei niedrigen Lasten die heißen Verbrennungsgase nur wenig in Kontakt mit den Brennraumwandungen kommen, fällt der Anteil der Reaktionswirkung an den Wandwärmeverlusten sehr niedrig aus. Die beiden gegenläufigen Effekte kompensieren sich weitgehend.

Den dargelegten Vorteilen des Dieselmotors in der Teillast stehen zwei prinzipielle und *schwerwiegende Nachteile* gegenüber. Erstens verhindert der erforderliche Luftüberschuß der dieselmotorischen Verbrennung die nachmotorische, katalytische Reduktion der Stickoxid-Emissionen. Zweitens können während der Verbrennung Ruß-Partikel entstehen, da die Gemisch-aufbereitung und die Energieumsetzung gleichzeitig und innerhalb des Brennraumes unmittelbar nebeneinander stattfinden. Die eventuell *kanzerogene*

Wirkung von Ruß [2] auf den menschlichen Organismus läßt die ökologischen Vorteile des Dieselmotors doch sehr umstritten erscheinen. Bei weiterer Verschärfung der Emissionsgrenzwerte kann sogar ein Verbot des Dieselmotors in der uns heute bekannten Form nicht ausgeschlossen werden.

Der überwiegende Anteil der Personenkraftwagen wird heute von Viertaktmotoren mit ottomotorischem Brennverfahren angetrieben. Im Ottomotor wird bekanntlich ein weitgehend homogenes Gemisch aus Luft und Kraftstoff verbrannt. Das angesaugte Gemisch wird im Brennraum komprimiert und durch einen Funken im Bereich der Zündkerze entzündet. Von der Zündkerze aus bewegt sich eine *turbulente Flammzone* durch das komprimierte Gemisch. Innerhalb der Flammzone werden die noch unverbrannten Gemischanteile durch die hohe Temperatur der verbrannten Anteile zu Oxidationsreaktionen und damit zur Energieumsetzung gebracht. Die Energie zur Reaktionseinleitung wird vorwiegend auf dem Wege der Wärmeleitung innerhalb der *gewinkelten Flamme*, aber auch durch Kompression und Gasstrahlung an das unverbrannte Gemisch übertragen. Im folgenden wird die ottomotorische Verbrennung mit Flammenausbreitung auch als Flammenfrontverbrennung bezeichnet.

Bekanntermaßen stellt sich eine bewegte Flamme im Gemisch nur im engen Bereich der Mischungsverhältnisse ($\lambda = 0,6 \div 1,7$) ein, nahe dem stöchiometrischen Mischungsverhältnis ($\lambda_{st} = 1,0$). Mit Luftverhältnissen größer oder kleiner des stöchiometrischen Mischungsverhältnisses *reduziert* sich das Temperaturniveau im Brenngemisch, sowohl die maximale Temperatur in der gewinkelten Flamme als auch die mittlere Temperatur der verbrannten Gemischanteile. Für die Reaktionseinleitung im unverbrannten Luft-Kraftstoffgemisch ist aber eine ausreichende Temperaturerhöhung seitens des bereits verbrannten Gemisches erforderlich. Derzeit werden im Automobilbau aufgrund der heute üblichen Abgasnachbehandlung mit geregelten Dreiwege-Katalysatoren die Ottomotoren ausschließlich mit *stöchiometrischen Gemischen* betrieben.

Der hohe Kraftstoffanteil im Gemisch ermöglicht einerseits die hohe Leistungsdichte des Ottomotors und auch die schnelle Änderung der motorischen Last. Andererseits begrenzt er den Prozeßwirkungsgrad in der Teillast durch drei Arten von Verlusten:

- *Drosselverlust*: Die Last im motorischen Betrieb wird durch Drosselung der angesaugten Luftmasse angepaßt, mit der anschließend ein stöchiometrisches Gemisch gebildet wird; bei niedrigen Lasten entstehen während des Ladungswechsels erhebliche Drosselverluste

- *Abgasverlust*: Die Verbrennung eines kraftstoffreichen Gemisches und das mit Rücksicht auf die Klopfgrenze geringe Verdichtungsverhältnis verursachen eine hohe Abgastemperatur am Ende der Expansionsphase, die sich bei zunehmender Last in einem relativ hohen Abgasverlust auswirkt
- *Wandwärmeverlust*: Die Wandberührung des heißen Verbrennungsgases bewirkt einen erheblichen Wandwärmeverlust während der Verbrennungsphase; vor allem bei niedrigen Lasten ist der Anteil an den Gesamtverlusten relativ hoch

Aufgrund der unterschiedlichen Arten der Verluste variiert der *Prozeßwirkungsgrad* des Ottomotors erheblich über den Betriebsbereich in Abhängigkeit von Drehzahl und Last. Abbildung 1 zeigt die schematische Darstellung eines ottomotorischen Betriebsbereiches.

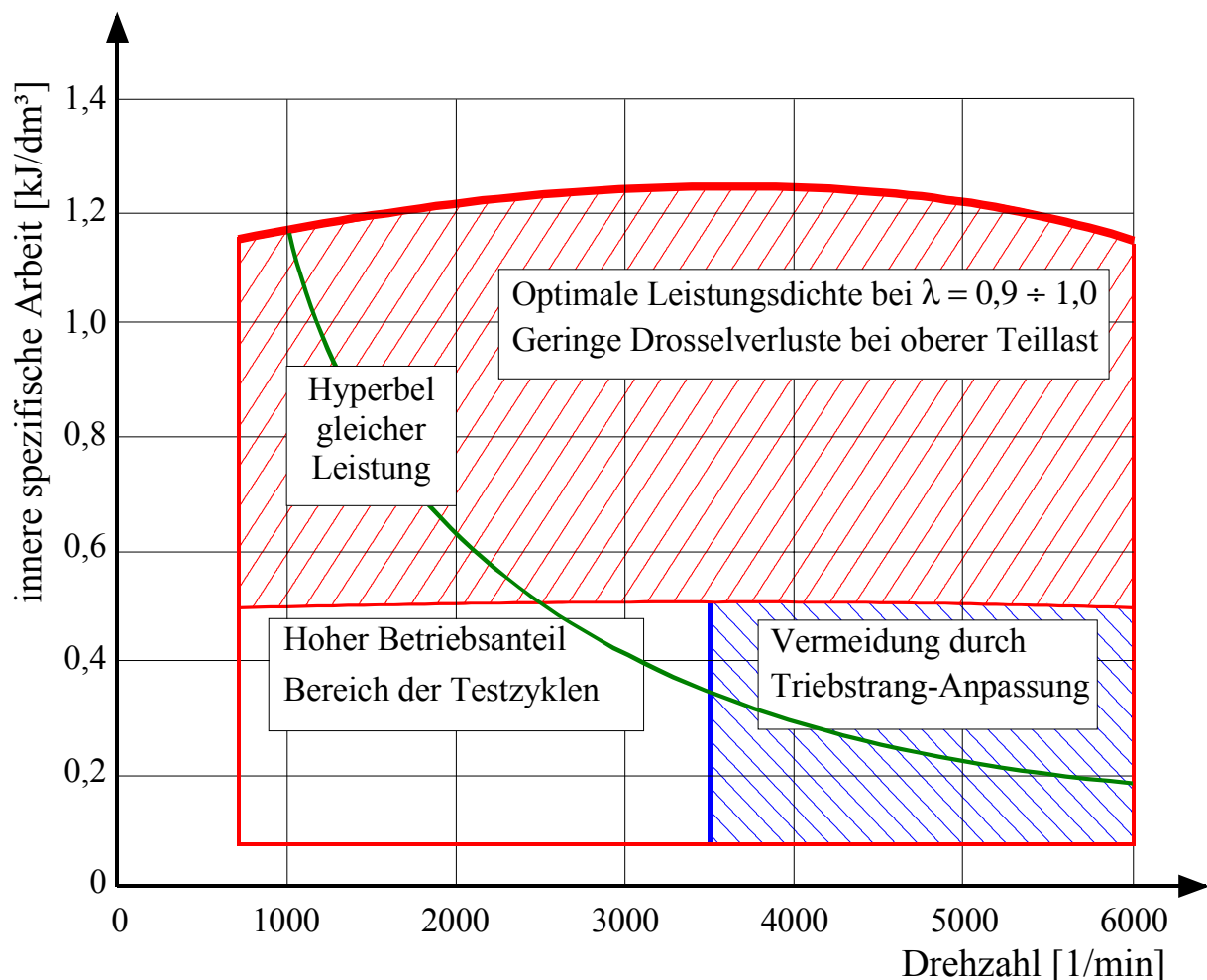


Abbildung 1: Drei unterschiedliche Betriebsbereiche des Ottomotors

Für die weiterführenden Überlegungen zur Optimierung des Ottomotors kann der ottomotorische Betriebsbereich in drei Teilbereiche untergliedert werden:

- In dem Teilbereich der *hohen Last* zeichnet sich der Ottomotor durch eine hohe Leistungsdichte und einen verhältnismäßig guten Wirkungsgrad aus. Die Neigung zur klopfenden Verbrennung begrenzt jedoch das geometrische Verdichtungsverhältnis. Da bei beschränktem Verdichtungsverhältnis das heiße Verbrennungsgas nur unvollständig expandiert werden kann, weist das Abgas hohe Temperaturen auf. Bei hohen Lasten ist der Anteil der Abgasverluste an den Gesamtverlusten höher als der des Wandwärmeverlustes. Die geringe Drosselung bei hohen Lasten beeinträchtigt den Prozeßwirkungsgrad nur sehr geringfügig.
- Der Betriebsbereich bei *geringer Last* ist nach der Drehzahl in zwei Teilbereiche zu unterscheiden. Der Betriebsbereich niedriger Last und *hoher Drehzahl* weist gegenüber anderen Kennfeldbereichen relativ hohe Anteile an Reibungs- und Drosselverlusten auf. Für die Steigerung des motorischen Wirkungsgrades kann der Betrieb in dieser Sektion vermieden werden, da die gleiche Leistung bei niedriger Drehzahl mit einer höheren Last bereitgestellt werden kann. Es sind bereits heute Triebstränge serientechnisch verfügbar, die ihre Übersetzung im Fahrzeugbetrieb durch elektronische Regelung so anpassen können, daß der Motor vorwiegend in einem verbrauchsgünstigen Kennfeldbereich betrieben wird.
- Bei reduziertem Leistungsbedarf wird der Motor bei *geringer Last* und *niedriger Drehzahl* betrieben. In diesem Teilbereich des Betriebskennfeldes wird der Prozeßwirkungsgrad des Ottomotors durch die relativ hohen Wandwärme- und Drosselverluste begrenzt. Gerade im Bereich niedriger Leistung liegen jedoch die typischen Betriebszustände eines Motors im heutigen Fahrzeugbetrieb.

Wie bereits weiter oben diskutiert, ist für den weiteren Einsatz des Ottomotors als Fahrzeugantrieb nicht nur die Abgasemission zu reduzieren, sondern auch der Wirkungsgrad zu steigern. Der durchschnittliche Kraftstoffverbrauch eines Personenkraftwagens mit Ottomotor könnte nachhaltig reduziert werden, wenn zum Beispiel die Drosselverluste in der Teillast vermieden werden könnten. Ein entdrosselter Teillastbetrieb kann auch für die ottomotorische Verbrennung realisiert werden, sofern der Kraftstoff in einem Teilbereich des Brennraumes so angeordnet wird, daß er mit der Luft ein zusammenhängendes und stöchiometrisches Gemisch bildet. Diese sogenannte *Schichtladung* wird meist durch eine Direkteinspritzung des flüssigen Kraftstoffes in die komprimierte Luft herbeigeführt. Durch die wandferne Anordnung des Verbrennungsgases reduziert sich die Reaktionstätigkeit in Wandnähe und damit auch der Wandwärmeverlust während der Verbrennung.

Ähnlich dem dieselmotorischen Teillastbetrieb weist das im Mittel magere Gemisch einen höheren Isentropenexponenten auf und begünstigt somit den Kompressions- und Expansionswirkungsgrad. Weiterhin erlaubt die sogenannte *Innenkühlung* des verdampfenden Kraftstoffes ein erhöhtes geometrisches Verdichtungsverhältnis bei gleicher Klopffneigung. Ein höheres Verdichtungsverhältnis reduziert den Abgasverlust aufgrund der längeren Expansionsphase. Insbesondere bei niedrigen Lasten steigert ein Schichtladungsbetrieb den Prozeßwirkungsgrad eines Ottomotors erheblich.

Bereits seit mehr als zwanzig Jahren wird versucht, die sogenannte Schichtladungsverbrennung in einem Ottomotor serientechnisch zu realisieren. Insbesondere die Problemstellung, die Entzündung und die vollständige Verbrennung des geschichteten Gemisches für alle motorischen Betriebsbereiche und Randbedingungen sicherzustellen, erweist sich als sehr komplex und technisch anspruchsvoll. Weiterhin erfordert das Konzept eine neue Technologie der *Abgasnachbehandlung*, da der heute übliche, geregelte Dreiwege-Katalysator für die optimale Reduktion der Stickoxide ein geringfügig unterstöchiometrisches Luftverhältnis erfordert. Derzeit wird weltweit intensiv an zahlreichen Technologien zur Stickoxid-Reduktion in mageren Abgasen geforscht [3]. Hier seien stellvertretend die DeNox-Technik, der NO_x-Speicher-Katalysator, das SCR- und auch das SNCR-Verfahren erwähnt. Auch wenn heute bereits einzelne Hersteller Automobile mit direkteinspritzenden Ottomotoren vertreiben, ist jedoch die Verfügbarkeit einer serientauglichen und dauerhaltbaren Technologie zur Abgasnachbehandlung und des dafür erforderlichen schwefelfreien Kraftstoffes derzeit noch nicht absehbar.

Der dringende Bedarf, den ottomotorischen Teillastbetrieb zu optimieren, führt zu einer Suche nach alternativen Konzepten der motorischen Verbrennung. Unter anderem wird die Reaktionseinleitung in homogenen Gemischen durch *Selbstzündung* untersucht. Verschiedene Veröffentlichungen, vor allem aus Japan (z.B. Onishi et al.) [4], verweisen auf das Potential, mit Hilfe der Selbstzündung in homogenen Gemischen den Wirkungsgrad in der motorischen Teillast zu erhöhen und bei magerem Betrieb auch die Rohemissionen im Abgas zu reduzieren.

1.2 POTENTIAL DER SELBSTZÜNDUNG MAGERER GEMISCHE

Die Selbstzündung homogener Gemische bzw. annähernd homogener Gemischbereiche ist im Otto- und Dieselmotor bereits als *Klopfeffekt* oder auch als das sogenannte "Nageln" bekannt. Im Ottomotor wird der Klopfeffekt bekanntlich durch Selbstzündungen innerhalb des komprimierten, aber noch

unverbrannten Rest-Gemisches verursacht. Die dadurch ausgelöste, meist sehr schnelle Umsetzung von mehr oder weniger ausgedehnten Gemischbereichen führt zu steilen Druckanstiegen und zu Druckwellen im Brennraum. Sie können mechanische Schäden an den Brennraumwandungen zur Folge haben. Im Gegensatz zum Ottomotor stellt sich der Klopfefekt beim Dieselmotor am Anfang der Verbrennungsphase ein. Der Effekt entsteht durch einen verzögerten Beginn der Umsetzung nach der Gemischbildung. Infolge der verspäteten Reaktionstätigkeit im Brennraum hat sich bereits eine erhebliche Menge Kraftstoff zu brennfähigem Gemisch aufbereitet, der dann annähernd gleichzeitig umgesetzt wird. Die schnelle Umsetzung ist an erhöhten akustischen Emissionen zu erkennen und wirkt sich in steilen Druckanstiegen aus. Aufgrund der beschriebenen *nachteiligen Auswirkungen* wird bisher angestrebt, die Selbstzündung in homogenen Gemischen während der motorischen Verbrennung zu vermeiden.

Gerade die schnelle Energieumsetzung stellt sich aufgrund der Gefährdung der Bauteile im motorischen Betrieb als nachteilig dar. Die hohe Geschwindigkeit entsteht durch die Eigenschaft der Selbstzündungsverbrennung, die homogenen Luft-Kraftstoffgemische *ohne* eine bewegte Flammzone umzusetzen. Wird die Temperatur aller Gemischanteile bei homogener Kraftstoffverteilung gleichmäßig erhöht, so wird in allen Gemischelementen gleichzeitig eine Reaktionstätigkeit eingeleitet. Diese „*dezentrale*“ *Reaktionseinleitung* führt dann auch zu einer dezentralen Energieumsetzung. Damit ist die gesamte Reaktionstätigkeit nur von den lokalen Entzündungsbedingungen in jedem Gemischelement abhängig und nicht von der Wärmeleitung innerhalb einer gewinkelten Flamme. Folglich können homogene Gemische durch Selbstzündung nicht nur erheblich schneller als mit einer turbulenten Flammzone umgesetzt werden, sondern auch solche Gemische, in denen eine Flammenfront verlöschen würde. Bekanntermaßen ist die Brennfähigkeit einer Flammenfront in Luft-Kraftstoffgemischen auf einen engen Bereich des Luftverhältnisses um den stöchiometrischen Luftbedarf begrenzt.

Aus motorischen Versuchen, vor allem mit Mager-Motoren ist allgemein bekannt, daß sich mit zunehmendem Luftüberschuß während der Verbrennung niedrigere Spitzentemperaturen einstellen. Bei sehr hohen Luftverhältnissen, jenseits der bekannten Entflammungsgrenzen, kann es theoretisch gelingen, während der Verbrennung die maximale Gemischtemperatur T_{max} unterhalb oder im Bereich der *Entstehungstemperaturen von Stickoxiden* ($T_{Grenz} \approx 2000 \text{ K}$) zu halten. Abbildung 2 zeigt die berechneten Spitzentemperaturen einer idealisierten motorischen Verbrennung in Abhängigkeit des Luftverhältnisses. Die

Spitzentemperaturen sind für drei motorische Verdichtungsverhältnisse in der Simulation eines vollkommenen Motors bestimmt worden. Aus den abfallenden Temperaturverläufen ist ersichtlich, daß mit Hilfe der Selbstzündung ein motorisches Brennverfahren denkbar ist, bei dem Gemische mit sehr hohen Luftverhältnissen unterhalb der Grenztemperatur der Stickoxid-Bildung verbrannt werden könnten. Allerdings reduzieren die hohen Luftverhältnisse ($\lambda \geq 2,5$) die maximale spezifische Arbeit des Brennverfahrens und beschränken es auf den Betriebsbereich der motorischen Teillast. Abbildung 2 kann auch entnommen werden, daß sich mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis und höherem Kraftstoffanteil die Spitzentemperaturen im Gemisch schneller den Entstehungstemperaturen von Stickoxiden annähern. Es kann gefolgert werden, daß der Vorteil der stickoxidarmen Verbrennung nur in der Teillast und bei nicht zu hohen Verdichtungsverhältnissen realisiert werden kann.

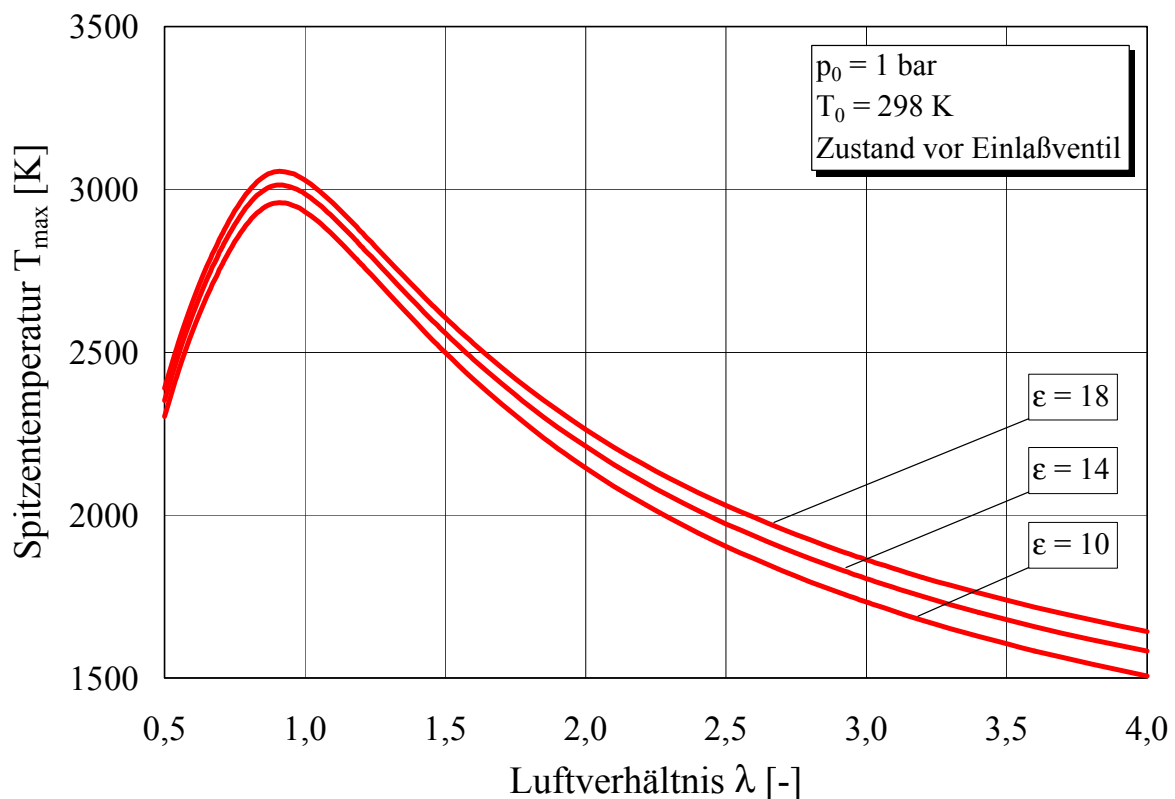


Abbildung 2: Spitzentemperaturen im vollkommenen Motor*

Eine Bildung von Ruß-Partikeln während der Verbrennung kann *weitgehend ausgeschlossen* werden, da das Gemisch vor der Energieumsetzung weitgehend homogen ist, und die Verbrennungstemperaturen relativ niedrig sind. Aufgrund

* Berechnungsprogramm entwickelt am Institut für Energietechnik, Universität-GH Siegen

des erforderlichen Luftüberschusses bei der Selbstzündung von mageren Gemischen kann bei einer erfolgreichen Ausgestaltung des Brennverfahrens als ein ottomotorisches Teillastkonzept mit den bekannten Vorteilen des Mager-Motors oder des Schichtladungsbetriebes für den Prozeßwirkungsgrad (z.B. Entdrosselung, reduzierte Wandwärmeverluste, höheres Verdichtungsverhältnis, höherer Isentropenexponent) gerechnet werden.

Da die Selbstzündung des Gemisches in der Hubkolbenmaschine durch Kompression eingeleitet wird, sei das Verfahren im folgenden als *Kompressionszündung magerer Gemische* (KMG) bezeichnet. Das Konzept dieses alternativen Brennverfahrens kann als eine Mischform der ottomotorischen und dieselmotorischen Verbrennung aufgefaßt werden. Die Mischform unterscheidet sich vom Dieselmotor durch die weitgehend homogene Gemischverteilung, von dem Ottomotor durch die Selbstzündung. Abbildung 3 zeigt eine Einordnung der Brennverfahren nach den Prinzipien der Gemischbildung und der Reaktionseinleitung.

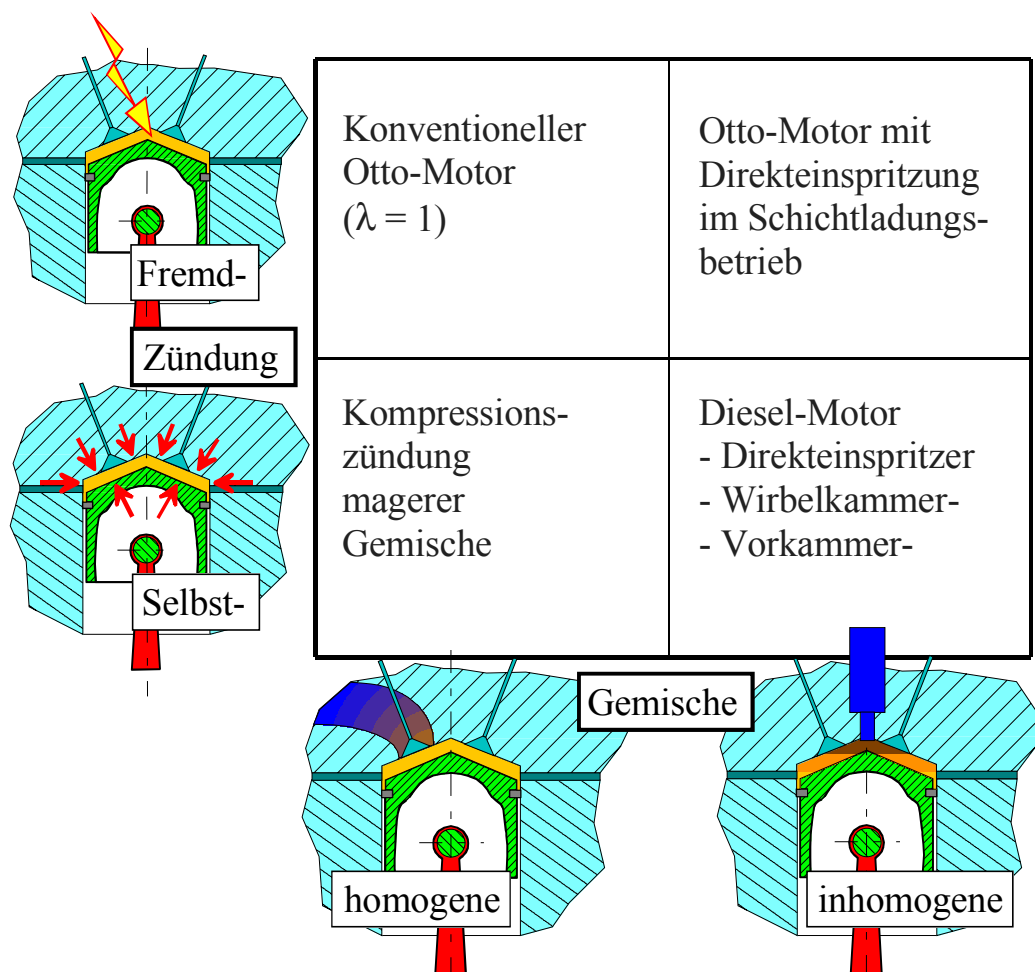


Abbildung 3: Einordnung der bekannten Verbrennungskonzepte in der Hubkolbenmaschine

Der direkteinspritzende Ottomotor verbindet die Fremdzündung mit der inhomogenen (inneren) Gemischbildung. Das Konzept erlaubt, den Prozeßwirkungsgrad durch den zusätzlichen Steuerparameter der variablen Kraftstoffverteilung im Brennraum zu optimieren. Dagegen weist die Kompressionszündung magerer Gemische mit der Kombination von Selbstzündung und homogenen Gemischen gegenüber den konventionellen motorischen Brennverfahren einen wichtigen Steuerparameter weniger auf. Die Selbstzündung in einem homogenen Gemisch kann zunächst kaum und nur sehr schwierig von *außen gesteuert* werden. Eine steuerbare Reaktionseinleitung ist jedoch für einen instationären motorischen Betrieb unabdingbar, da sie die Lage der Verbrennung zum oberen Kolbentotpunkt bestimmt und den Verlauf der Energieumsetzung über den Kurbelwinkel formt. An diesem Punkt setzt die vorliegende Forschungsarbeit an.

Zusammenfassend kann festgehalten werden:

Die Kompressionszündung magerer Gemische könnte die Basis für ein Teillastbrennverfahren im Ottomotor mit rußfreier Verbrennung, höherem Prozeßwirkungsgrad und reduzierter Bildung von Stickoxiden darstellen.

1.3 ZIEL DER UNTERSUCHUNG

In der vorliegenden Arbeit soll das Potential der Selbstzündung magerer Gemische für die Entwicklung dieses alternativen motorischen Brennverfahrens untersucht werden. Hierfür werden das Funktionsprinzip des Brennverfahrens sowie dessen Grenzen untersucht, um mit Hilfe der erweiterten Kenntnisse und der praktischen Erfahrungen eine *klare Aussage* über die mögliche Nutzung des physikalisch-chemischen Prinzips und die eventuelle Anwendbarkeit dieses motorischen Konzeptes treffen zu können.

Das alternative Brennverfahren der Kompressionszündung soll in einer ottomotorischen Hubkolbenmaschine mit Viertakt-Ladungswechsel verwirklicht werden. Aufgrund der vorangestellten Abschätzung der Spitzentemperaturen im vollkommenen Motor wird angestrebt, das Brennverfahren nur in der *Teillast* einzusetzen und den Motor in der höheren Teillast und der Vollast mit der konventionellen ottomotorischen Flammenfrontverbrennung homogener Gemische zu betreiben.

Der mögliche Betrieb beider Brennverfahren innerhalb einer gemeinsamen motorischen Konstruktion mit einem handelsüblichem Kraftstoff stellte das anzustrebende Optimum hinsichtlich einer ökonomisch tragbaren Realisierung und einem hohen ökologischen Nutzen dar. Für eine Anwendung der Kompressionszündung im instationär betriebenen Verbrennungsmotor ist in erster Linie ein *Konzept* erforderlich, mit dem die mageren Gemische von außen steuerbar zur Selbstzündung gebracht werden können.

2 STAND DES WISSENS UND DER TECHNIK

Die folgende Darstellung des aktuellen Entwicklungsstandes* der Kompressionszündung orientiert sich an ihrer *technischen Entwicklung* in beiden Ladungswechselkonzepten. Die Kompressionszündung wurde zuerst an einem schlitzzesteuerten Zweitaktmotor mit stöchiometrischen Gemischen realisiert. Bis zum heutigen Tage wurde sie vorwiegend in Zweitaktmotoren untersucht. Die bisherige Entwicklungsarbeit brachte bereits ein serientechnisch produziertes Motorrad (CR-250 AR, Fa. Honda) mit einem Einzylinder-Zweitaktmotor [5] hervor, in dem die Kompressionszündung als Teillastbrennverfahren eingesetzt wird.

Dagegen befindet sich die Entwicklung am Viertaktmotor noch im Stadium der Basisversuche. Auch wenn die Kompressionszündung in beiden bekannten Ladungswechselverfahren als Teillastbrennverfahren eingesetzt wird, unterscheiden sich die Entwicklungsarbeiten grundlegend in ihrer Motivation. Während die Anwendung der Kompressionszündung im Zweitaktmotor auf eine möglichst *vollständige Verbrennung* des zugeführten Gemisches abzielt, stellt die Forschungsarbeit am Viertaktmotor vorwiegend auf das theoretische Potential eines entdrosselten Ladungswechsels und einer *stickoxidarmen Verbrennung* ab.

Im Anschluß an den Überblick über die aus der Literatur bekannten, motorischen Untersuchungen werden die zentralen Erkenntnisse der relevanten Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Selbstzündung und der Energieumsetzung vorgestellt. Sie sollen das Verständnis der innermotorischen Vorgänge erleichtern und damit die Erfordernisse und Limitierungen des Brennverfahrens verdeutlichen.

2.1 KOMPRESSIONSZÜNDUNG IM ZWEITAKTMOTOR

2.1.1 Lohmann-Motor

Die erste Anwendung der Kompressionszündung homogener Gemische als motorisches Brennverfahren fand sich in den fünfziger Jahren in dem Lohmann-Fahrradmotor [6], einem Zweitaktmotor mit sehr kleinem Hubraum[†]. Wie aus den Skizzen in Abbildung 4 erkenntlich, zeichnet er sich durch einen sehr einfachen Aufbau mit einem von außen *einstellbaren geometrischen*

* Stand Jahresmitte 1999

[†] Einzylindermotor, luftgekühlt, $V_h = 18 \text{ cm}^3$

Verdichtungsverhältnis aus. Durch die axiale Verschiebung der seitlich geschlitzten und oben geschlossenen Laufbüchse (Bauteile a und b) kann das Verdichtungsverhältnis im Bereich von $\varepsilon = 12,5 \div \sim 125$ eingestellt werden. Für den Start des Motors wird die erste Kompressionszündung durch deutlich erhöhte Verdichtungsverhältnisse ($\varepsilon > 20$) eingeleitet. Im normalen motorischen Betrieb wird die jeweils optimale Verbrennung durch das von außen einstellbare Verdichtungsverhältnis geregelt. Für die meisten Betriebsfälle arbeitet der Motor im Verdichtungsbereich von $\varepsilon = 15 \div 18$.

Das Gemisch wird in einem Schwimmergefäß gebildet und durch die Schlitzsteuerung in den Brennraum geführt. Als Kraftstoff konnten Benzin, Dieselmotorkraftstoff oder Petroleum eingesetzt werden, wobei Benzin aufgrund der weiteren Siedegrenzen vollständiger und gleichmäßiger verbrannte. Laut zeitgenössischer Quellen wurde der Motor ausschließlich bei Kraftstoffüberschuß ($\lambda = 0,6 \div 0,8$) betrieben. Die Nennleistung des Lohmann-Motors beträgt $P = 0,58 \text{ kW}$.

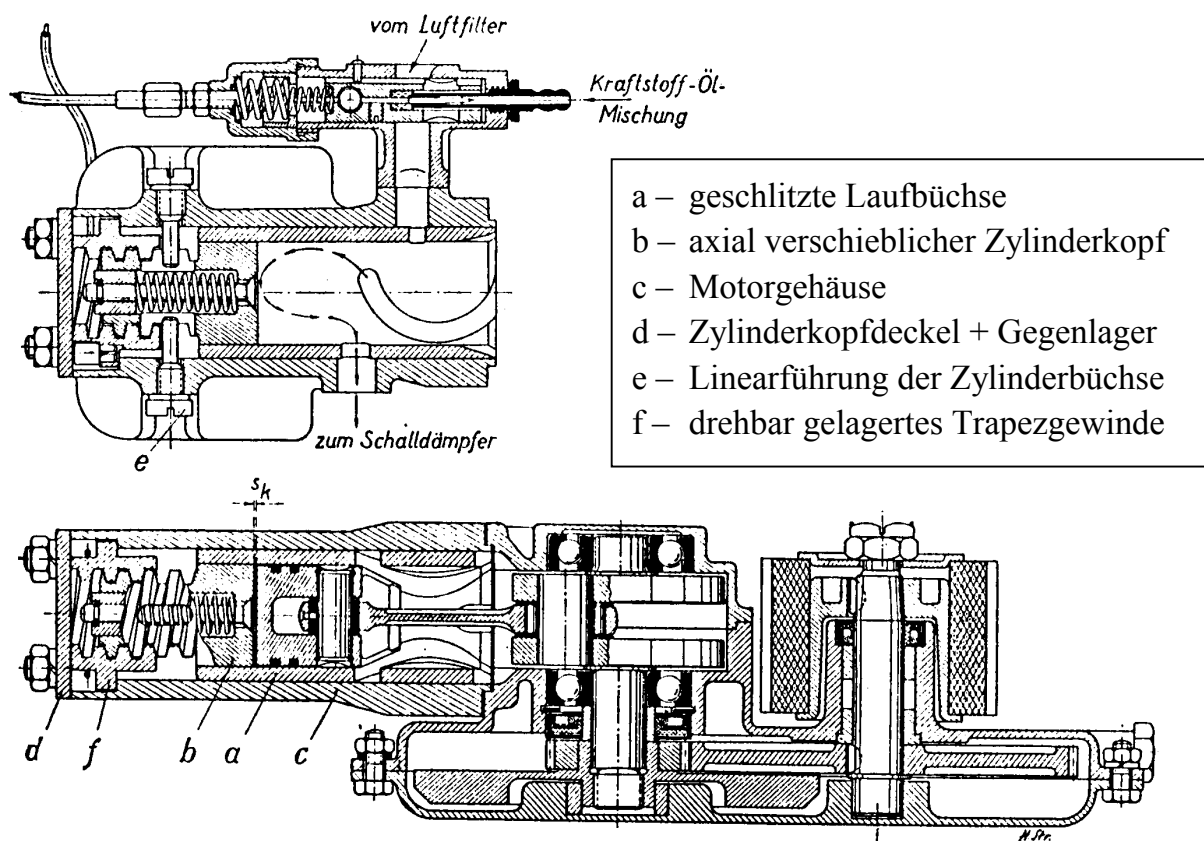


Abbildung 4: Historische Schnitzzeichnungen des Lohmann-Motors
(Quelle: Nabinger, Markt 8/1988, aus zeitgenössischen Dokumenten)

Einzelne zeitgenössische Quellen, wie beispielsweise Stadie [7], sahen in dem Konzept aufgrund seiner Unempfindlichkeit hinsichtlich des Kraftstoffes, seiner damals hohen Literleistung ($p_H = 37 \text{ kW/l}$) und seiner kompakten Abmaße eine qualitative Neuerung im Motorenbau mit langfristigen Auswirkungen. Jedoch *scheiterte* der Versuch, das motorische Konzept auf größere Hubräume zu übertragen an den steilen Druckanstiegen während der Verbrennung. Für eine dauerfeste Konstruktion war bei steigender Brennraumgröße eine überproportional zunehmende Dimensionierung aller Bauteile erforderlich. Nabinger [8] zufolge wurde aufgrund dieser Probleme die Entwicklung des Brennverfahrens und auch des gesamten motorischen Konzeptes eingestellt. Hinsichtlich der Abgasemissionen und des Wirkungsgrades finden sich in den Literaturstellen nur sehr unzureichende Angaben. Aus den angeführten Luftverhältnissen ($\lambda < 1,0$) kann auf eine unvollständige Gemischumsetzung und auch relativ hohe spezifische Verbräuche geschlossen werden.

Rückschauend kann dem Lohmann-Motor nicht die Ehre der ersten Anwendung der Kompressionszündung als motorisches Brennverfahren abgesprochen werden. Aber vermutlich waren sich weder der Konstrukteur noch die zeitgenössischen Kommentatoren der Zusammenhänge und Abläufe bei der Selbstzündung in annähernd homogenen Gemischen bewußt.

2.1.2 Stationärer Betrieb im Zweitaktmotor

Onishi [9] veröffentlichte im Jahre 1976 ein Konzept für die Kompressionszündung in einem Motor* mit einer für Kraftfahrzeuge relevanten Größe. Er schlug vor, die Selbstzündung homogener Gemische als motorisches Brennverfahren in einem Zweitaktmotor bei stationärem Betrieb mit stöchiometrischem Gemisch (Benzin) und *unverändertem Verdichtungsverhältnis* durch einen einfachen Eingriff zu realisieren: Im Teillastbetrieb wird eine erhöhte Menge heißen Abgases durch eine Stauklappe im Auspuff in dem Brennraum zurückgehalten und dort mit der zugeführten Frischladung vermischt. Im Laufe der folgenden Kompressionsphase wird sich dann in dem Gemisch aus Frischladung und Abgas eine exotherme Reaktion einstellen. Aufgrund der Bedeutung des heißen Abgases bezeichnete er das Brennverfahren als *Active Thermo-Atmosphere Combustion* (ATAC).

In der praktischen Untersuchung der ATAC stellten Onishi et al. [4] im Vergleich zu der Flammenfrontverbrennung eine schnellere Umsetzung des Gemisches, eine reduzierte HC-Emission und damit einen geringeren

* Einzylindermotor, luftgekühlt, $V_h = 372 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 7,5$

spezifischen Verbrauch fest. Sie verdeutlichten den konzeptionellen Unterschied der Kompressionszündung zu der ottomotorischen Flammenfrontverbrennung anhand der Schemata in Abbildung 5. In der Darstellung ist die im Gemisch durch Verbrennung umgesetzte Energie als Q bezeichnet. Sie zeigt in (a), daß innerhalb einer Flammzone der spezifische Heizwert eines Massenelementes (dw) durch die vollständige Verbrennung ($q = 1$) umgesetzt wird. Dagegen findet in (b) bei ATAC der Ablauf der Energieumsetzung (dq) in allen Massenelementen *gleichzeitig* ($w = 1$) statt. Der Umsatz verläuft jedoch nicht zwangsläufig in allen Gemischelementen parallel, wie im Schema durch den schrägen Verlauf des Bereichs der Gemischumsetzung dargestellt.

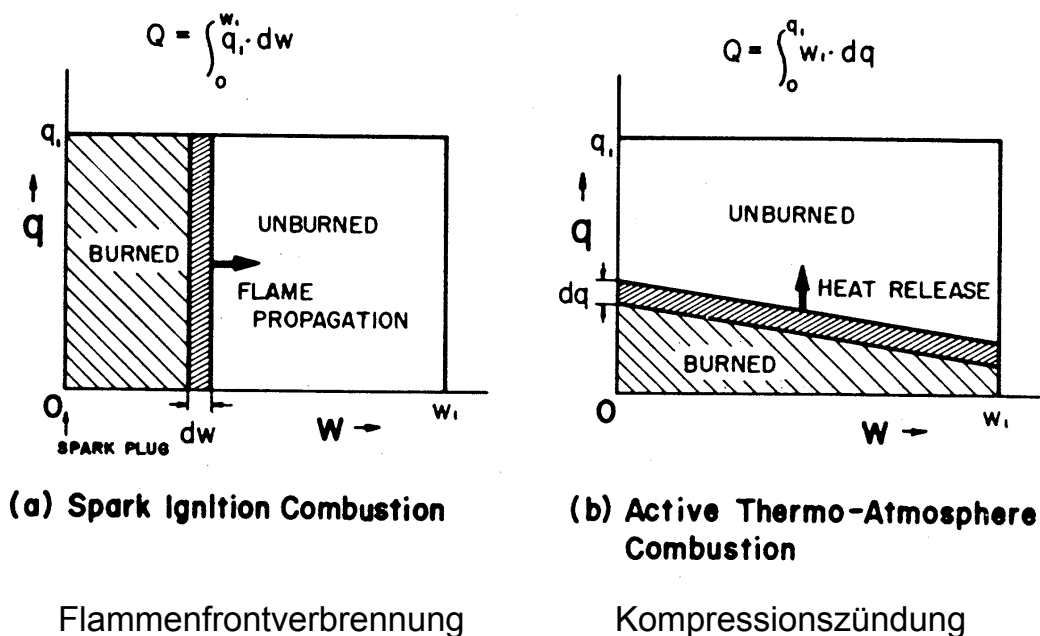


Abbildung 5: Gegenüberstellung von ottomotorischer Verbrennung und ATAC von Onishi et al.

Aufgrund seiner Erfahrungen im praktischen Versuch formulierten Onishi et al. als erforderliche Voraussetzungen für den ATAC-Betrieb im Zweitaktmotor:

- Möglichst konstantes *Luftverhältnis* im zugeführten Frischgemisch
- Gute *Vermischung* des zurückgehaltenen Abgases mit dem Frischgemisch
- Ausreichende *Temperatur* des Abgases

Die ATAC wurde ausschließlich im stationären motorischen Betrieb untersucht. Aufgrund seines vorteilhaften Verbrauchs- und Emissionsverhaltens wurde in den siebziger Jahren das Konzept in einem Zweitaktmotor eingesetzt, das als Antrieb eines Notstrom-Aggregates (NiCE 10GC) [10] fungiert. An einem

NiCE-Einzyldermotor* führten Petit et al. [11] eine vergleichende Abgasanalyse mit Hilfe eines Gaschromatographen durch. Sie belegten durch ihre Messungen den konzeptionellen Unterschied zwischen der Kompressionszündung und der Flammenfrontverbrennung. Neben der erheblich niedrigeren Stickoxid-Konzentration bei Kompressionszündung zeigte sich auch eine *unterschiedliche Zusammensetzung* der Kohlenwasserstoff-Emissionen. Die HC-Emissionen der Kompressionszündung bestehen vorwiegend aus unverbrannten Aromaten. Dagegen weist das Abgas der Flammenfrontverbrennung hohe Anteile verschiedener unverbrannter Kohlenwasserstoffe auf.

Während die unverbrannten Aromaten zur Reaktionseinleitung einer sehr hohen Aktivierungsenergie bedürfen, waren dagegen die bei Flammenfrontverbrennung festgestellten unverbrannten Kohlenwasserstoffe relativ leicht zur Reaktion zu bringen. Für die Meßergebnisse kann auf der Basis der schematischen Gegenüberstellung in Abbildung 5 die Vermutung abgeleitet werden, daß bei der Flammenfrontverbrennung die turbulente Flammzone nicht alle Gemischbereiche erfaßt hat. Dagegen scheinen die relativ niedrigen Spitzentemperaturen bei der Kompressionszündung, die Reaktionseinleitung in allen Kohlenwasserstoff-Verbindungen des Luft-Kraftstoffgemisches zu erschweren.

Onishi ist ohne Zweifel der verdiente *Schöpfer* der Kompressionszündung für Fahrzeugmotoren. Sein Konzept der innermotorischen Abgasrückhaltung ist bis heute die Grundlage aller erfolgreichen, weiteren Entwicklungen auf diesem Gebiet. Seine schematische Darstellung der konzeptionellen Unterschiede beider Brennverfahren ist bis heute gängig. Der Verdienst von Petit et al. liegt in dem meßtechnischen Beleg einer qualitativ unterschiedlichen Abgaszusammensetzung, die auf eine qualitativ unterschiedliche Art der Gemischumsetzung rückschließen läßt.

2.1.3 Instationärer Betrieb im Zweitaktmotor

Im Jahr 1993 veröffentlichten Ishibashi et al. [12, 13] die ersten Ergebnisse von ihren Untersuchungen, bei denen die Kompressionszündung im Zweitaktmotor auch für den instationären Motorbetrieb eingesetzt wurde. Sie griffen das Konzept der stationären ATAC auf, um das Emissionsverhalten des Zweitakt-Ottomotors in der Teillast zu verbessern. Da sie bei ATAC die selbstzündnerische Reaktionstätigkeit im Frischgemisch auf eine erhöhte Radikalkonzentration aufgrund des zurückgehaltenen Abgases zurückführten, bezeichneten sie das Brennverfahren als *Activated Radical Combustion* (ARC).

* NiCE 10GC, Einzyldermotor, luftgekühlt, $V_h = 98 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 6,0$

Ihr Konzept zielt auf die Lösung eines grundlegenden Problems des schlitzgespülten Zweitaktmotors ab. Aufgrund der gasdynamischen Auslegung auf den Vollastbetrieb verbleibt im gedrosselten Teillastbetrieb immer ein hoher Abgasanteil im Brennraum. Häufig behindert das Abgas die vollständige Umsetzung des Gemisches durch die Flammenfrontverbrennung. Anstatt für eine vollständige Verbrennung in der Teillast den Abgasanteil im Brennraum zu reduzieren, nutzen Ishibashi et al. das heiße Abgas *gezielt* für die Reaktionseinleitung einer Kompressionszündung. Für die Realisierung eines instationären Fahrbetriebes ist eine dynamische Anpassung des erforderlichen Abgasanteils im Brennraum notwendig. Um die Abgasrückhaltung ausreichend schnell steuern zu können, wurde ein drehbarer *Schieber* in den Auslaßtrakt des schlitzgesteuerten Motors* montiert. Der Schieber steuert den zurückgehaltenen Abgasanteil über den veränderlichen Auslaßquerschnitt. Im Betrieb mit konventioneller Funkenzündung wird der Abgas-Schieber vollständig geöffnet, und die Last wird nur über die Drosselklappe im Einlaß gesteuert. Dagegen ist bei ARC-Betrieb die Einlaßdrossel vollständig geöffnet, und der Drehschieber steuert die Last und die Lage der Energieumsetzung über den rückgehaltenen Abgasanteil.

Bei weitgehend geschlossenem Schieber und erhöhter Drehzahl stellt sich bei mittlerer motorischer Last ein *stabiler* Betriebsbereich der ARC ein. Auch wenn die Zyklenschwankungen erheblich niedriger als bei der Flammenfrontverbrennung ausfallen, zeigen im stationären Betrieb die Brennverlaufsauswertungen der aufeinanderfolgenden Zyklen eine alternierende Schwankung in der Lastabgabe. Ishibashi et al. erklärten diesen Effekt mit der Auswirkung der jeweiligen Abgastemperatur auf die Reaktionseinleitung im nächsten Zyklus. Sie vermuteten, daß eine frühe Verbrennungslage im ersten Zyklus eine schnelle Umsetzung und ein relativ kaltes Abgas verursacht. Die Abgastemperatur reduziert sich durch die relativ lange Expansionsphase des ersten Zyklus. Die niedrigere Temperatur schlägt sich im zweiten Zyklus in einer verzögerten Reaktionseinleitung nieder, die zu einer späteren Verbrennungslage führt. Da die Verbrennung im zweiten Zyklus zu einer späteren Kurbelstellung einsetzt, dauert sie erheblich länger. Durch die relativ kurze Expansionsphase ergibt sich ein heißes Abgas mit deutlich erhöhter Radikalkonzentration, welches die Energieumsetzung im dritten Zyklus wieder früher beginnen läßt. Ishibashi et al. bezeichneten diesen Effekt als „*Auto-ignition Corollary*“.

* Einzylindermotor, luftgekühlt, $V_h = 246 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 6,4$

Ishibashi et al. untersuchten den Teillastbetrieb der Kompressionszündung und der Flammenfrontverbrennung im direkten Vergleich. Für die Kompressionszündung (ARC) zeigte sich gegenüber der Flammenfrontverbrennung eine reduzierte HC-Emission, ein niedriger spezifischer Verbrauch und eine geringere Zyklenschwankung. Die Emissionen an Kohlenmonoxid (CO) und Stickoxiden (NO_x) unterschieden sich nicht deutlich von denen der Flammenfrontverbrennung. Ishibashi et al. führten das Meßergebnis auf eine *vollständigere Umsetzung* des zugeführten Gemisches bei Kompressionszündung zurück. Bei einer Lastvariation im ARC-Betrieb stellten sie mit zunehmender Last einen *schnelleren Umsatz* des Gemisches fest. Die zunehmend steileren Druckanstiege während der Verbrennung verhinderten auch die Ausweitung des Betriebs hin zu höheren Lasten. Dagegen fiel bei abnehmender Last die Verbrennung ungleichmäßiger und zunehmend unvollständig aus. Die Neigung zur unvollständigen oder aussetzenden Verbrennung schränkte den Betrieb bei sehr niedrigen Lasten stark ein.

Ishibashi und seinen Mitarbeitern steht gemeinsam der Verdienst zu, ein existierendes, aber ungenutztes Konzept konsequent weiterentwickelt und das Interesse an dem alternativen Brennverfahren weltweit wieder belebt zu haben.

2.1.4 Weitere Untersuchungen am Zweitaktmotor

Die Technologie der Kompressionszündung hat eine hohe Bedeutung für die weitere Entwicklung des Zweitakt-Ottomotors. Der Zweitaktmotor stellt insbesondere in Ländern mit niedrigem Technologiestandard eine kostengünstige und einfache Motorisierung von Kleinfahrzeugen dar. Weiterhin hat er eine hohe Bedeutung als einfacher und leicht tragbarer Antrieb mit *niedrigem Leistungsgewicht*.

Gerade für diese Klasse motorischer Antriebe sind die Herstellungskosten und der Wartungsaufwand von hoher Bedeutung. Daher wird bei der Entwicklung von Zweitaktmotoren nachhaltig versucht, den Einsatz anspruchsvoller und komplexer Technologien zu vermeiden. Vor diesem Hintergrund wird in einer vergleichenden Technologiebewertung [14] der neueren Entwicklungen am Zweitaktmotor die schiebergesteuerte Kompressionszündung (ARC) im Vergleich zu der Direkteinspritzung mit Schichtladung als überlegen beurteilt.

Diese Motivation erklärt auch die vielfältigen Bestrebungen, das Potential der Kompressionszündung im Zweitaktmotor möglichst weitreichend mit *einfachen konstruktiven Anpassungen* zu realisieren. Für die weitere Verbesserung einer

vollständigen und sicheren Umsetzung des zugeführten Gemisches oder deren einfache, praktische Realisierung sind drei Ansätze verfolgt worden:

- Einsatz eines *wärmeisolierenden* Werkstoffes,
- Anpassung des *Kraftstoffes* und
- Anwendung einer *Direkteinspritzung*

Iida et al. [15, 16] versuchten, den Betrieb bei niedriger Last und Drehzahl durch eine Reduktion des Wärmeverlustes aus dem Brennraum zu stabilisieren. Der Einsatz von wärmeisolierenden Materialien (z.B.: Keramik) als Brennraumwandung* wirkte sich in einer erhöhten Abgastemperatur aus und erweiterte den stabilen Betriebsbereich hin zu niedrigen Drehzahlen und Lasten. Erwartungsgemäß erhöhte sich jedoch bei der ottomotorischen Verbrennung im Vollastbetrieb auch die Klopfneigung und *beschränkt* damit nachhaltig das minimale Leistungsgewicht des Antriebs. Da ein niedriges Leistungsgewicht gerade einer der konzeptionellen Vorteile eines Zweitaktmotors darstellt, scheint der Einsatz keramischer Werkstoffe im Brennraum nicht zielführend zu sein.

Neben den Versuchen mit Keramik-Bauteilen untersuchte Iida [17] auch das Betriebsverhalten der Kompressionszündung im Zweitaktmotor mit unterschiedlichen Kraftstoffen. Im Versuch zeigte sich eine Vergrößerung des Betriebsbereiches der Kompressionszündung für komplexere Kraftstoffe mit Aromaten (z.B. Superbenzin) gegenüber dem Betrieb mit einfachen alkanischen Kraftstoffen (z.B. Methan, Propan). Die Erweiterung des Betriebsbereiches über Last und Drehzahl kann als ein Indikator für einen *stabileren Selbstzündungsmechanismus* im Frischgemisch aufgefaßt werden. Aufgrund der Meßergebnisse kann vermutet werden, daß der komplexere Kraftstoff die Bildung von HO₂- und OH-Radikalen im abgashaltigen Frischgemisch begünstigt, welche wahrscheinlich eine entscheidende Rolle während der Reaktionseinleitung einnehmen.

Die Untersuchungen von Oguma et al. [18] mit dem Kraftstoff Methanol scheinen diese Annahmen bezüglich des Einflusses der Kraftstoffzusammensetzung auf die Reaktionseinleitung zu unterstützen. Der Kraftstoff Methanol weist eine sehr hohe Oktanzahl (ROZ = 115) auf und zeichnet sich im ottomotorischen Betrieb durch eine hohe Klopfestigkeit aus, also eine geringe Neigung des Endgases zur Selbstzündung. Bei Kompressionszündung im baugleichen Zweitaktmotor vergrößert sich mit Methanol jedoch der stabile motorische Betriebsbereich gegenüber dem Betrieb mit handelsüblichem ottomotorischen Kraftstoff.

* NiCE 10GC, Einzylindermotor, luftgekühlt, $V_h = 98 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 6,0$

Es scheint die Vermutung ableitbar zu sein, daß mit zunehmender Klopffestigkeit des Kraftstoffes mehr langlebige und zusammengesetzte *Zwischenprodukte der Oxidationsreaktionen* im Abgas erhalten bleiben, die wiederum eine Reaktionseinleitung im nächsten Zyklus begünstigen. Hinsichtlich einer angestrebten serientechnischen Realisierung der Kompressionszündung bleiben die Untersuchungen mit alternativen Kraftstoffen jedoch ein akademisches Unterfangen. Gerade in der einfachsten Motorisierungsklasse und bei niedrigen Technologiestandards ist die Verwendung von Sonder-Kraftstoffen praktisch ausgeschlossen.

Ebenso rein akademisch motiviert erscheint die Potentialanalyse der Direkteinspritzung bei der Kompressionszündung im Zweitaktmotor. Ishibashi et al. [19] untersuchten den Einfluß einer *Gemischeinblasung* auf die Kompressionszündung (ARC). Hierfür wurde die bisherige Konstruktion des ARC-Zweitaktmotors* um eine Nebenkammer erweitert, deren Verbindung mit dem Brennraum durch die Kolbenstellung gesteuert wird. Die Nebenkammer wird während der Kompressionsphase mit angesaugter Frischluft gefüllt und anschließend verschlossen. Während des Arbeitstaktes wird die eingeschlossene Luft mit Kraftstoff vermischt, und das Gemisch zu Beginn des nächsten Arbeitstaktes in den Brennraum zugeführt. Durch die Einblasung des Gemisches in den bereits geschlossenen Brennraum werden die Spülverluste der Frischladung vermieden. Entsprechend zeigte der Versuchsbetrieb eine deutliche *Reduktion* der HC-Emissionen und des spezifischen Verbrauches. Es konnte keine Auswirkung auf den Verlauf der Kompressionszündung festgestellt werden.

Dagegen versuchten Morikawa et al. [20] mit Hilfe einer Hochdruck-Direkteinspritzung mit flüssigem Kraftstoff den Betriebsbereich der Kompressionszündung im Zweitaktmotor zu erweitern. Ebenso wie bei der Gemischeinblasung konnte durch die Direkteinspritzung des Kraftstoffes in den geschlossenen Brennraum† der Spülverlust vermieden und die HC-Emission reduziert werden. Jedoch konnte im Versuchsbetrieb weiterhin festgestellt werden, daß eine *aufgeteilte Einspritzung* des flüssigen Kraftstoffes die Qualität der Verbrennung bei niedriger Last erheblich verbesserte. Vermutlich wird bei der sogenannten „Zwei-Zonen-Verbrennung“ der Kraftstoff durch die zwei Einspritzungen im Brennraum so angeordnet, daß der zuerst eingespritzte Kraftstoffanteil eine hohe Radikalkonzentration im Gemisch bereitstellt und sich

* Einzylindermotor, luftgekühlt, $V_h = 246 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 6,4$

† Einzylindermotor, luftgekühlt, $V_h = 372 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 10,4$

der später eingespritzte Anteil aufgrund der erhöhten lokalen Radikalkonzentration anschließend schneller umgesetzt. Die erhöhte Reaktionsintensität verhindert eine verschleppte Energieumsetzung und begünstigt einen vollständigen Gemischumsatz. Es kann geschlossen werden, daß eine Direkteinspritzung flüssigen Kraftstoffes im Zweitaktmotor zwar die Verbrennung mit Kompressionszündung *verbessert*, aber auch seinen konzeptionellen Vorteil der relativ niedrigen Herstellkosten und des einfachen Aufbaus beschränkt.

Die Entwicklung der Kompressionszündung am Zweitaktmotor kann heute konzeptionell als weitgehend abgeschlossen betrachtet werden. Die bei grundlegend einfacher Konzeption technisch möglichen Verbesserungen sind bereits *weitgehend realisiert*. Zum heutigen Zeitpunkt scheint eine Übertragung der am Zweitaktmotor erarbeiteten Erkenntnisse auf das Viertaktkonzept ein höheres Potential aufzuweisen als die weitere Entwicklung am Zweitaktmotor.

2.2 KOMPRESSIONSZÜNDUNG IM VIERTAKTMOTOR

Das Prinzip des Viertaktmotors unterscheidet sich von dem des Zweitaktmotors durch zwei zusätzliche Kolbenhübe im Zyklus, die den Gaswechsel zwischen den Verbrennungsphasen steuern. Aufgrund des erheblich effektiveren Ladungswechsels verbleibt ein deutlich geringerer Restgasanteil im Brennraum. Gegenüber den meist schlitzzesteuerten Zweitaktmotoren sind bei Viertaktmotoren heute vorwiegend Konstruktionen mit hängenden Pilzventilen und einem höheren geometrischen Verdichtungsverhältnis gebräuchlich.

Die Entwicklung der Kompressionszündung am Viertaktmotor beschränkt sich bis heute auf *Grundlagenversuche* und begleitende Simulationsrechnungen. In den bekannten Versuchen wurde bisher vorwiegend der Einfluß der Abgasrückführung, des erhöhten geometrischen Verdichtungsverhältnisses, der motorischen Aufladung und der Kraftstoffzusammensetzung untersucht.

2.2.1 Erste Versuche von Najt und Foster

Im Jahr 1983 untersuchten Najt und Foster [21] die Kompressionszündung an einem CFR-Prüfmotor* mit variablem Verdichtungsverhältnis. In ihrem Versuchsaufbau waren eine hohe Abgasrückführung† ($X_{AGR} = 50 \div 80 \%$), eine

* Einzylindermotor, wassergekühlt, $V_h = 612 \text{ cm}^3$; $n = 1800 \text{ 1/min}$; $\varepsilon = 4 \div 18$

† Als Abgasrückführung wird hier die Vermischung von gekühltem Abgas vor dem Einlaßventil und die Rückführung in den Brennraum verstanden.

kräftige Ansaugluftheizung ($T_L = 600 \div 810 \text{ K}$) und eine zuschaltbare, motorische Aufladung ($p_L = 0,92 \div 1,35 \text{ bar}$, absolut) vorgesehen. Sie untersuchten die Verbrennung mit *niedrigoktanigen Referenzkraftstoffen* bei konstantem Luftverhältnis ($\lambda = 1,25$). In den ersten Versuchen stellten sie fest, daß sich bei höheren Verdichtungsverhältnissen ($\varepsilon = 10$) sehr schnell steile Druckanstiege mit starken Schwingungen im Gemisch einstellen. Daher begrenzten sie für die weiteren Versuche das geometrische Verdichtungsverhältnis auf $\varepsilon = 7,5$ und kompensierten die verzögerte Reaktionseinleitung durch eine erhöhte Ansauglufttemperatur. Die im Vergleich zum Zweitaktmotor erheblich höheren Energieumsetzungsraten führten sie auf das höhere Verdichtungsverhältnis und den geringeren Restgasanteil bei Viertaktmotoren zurück.

Najt und Foster untersuchten die Kompressionszündung am Viertaktmotor nach den Parametern Liefergrad, Abgasrückführrate und Drehzahl. Aufgrund der zunehmenden Kraftstoffkonzentration im Brennraum stieg mit zunehmendem Liefergrad die maximale Energieumsetzungsrate erheblich an. Bereits bei Liefergraden $\lambda_l > 0,5$ stellten sich Verbrennungszyklen mit steilen Druckanstiegen und intensiven Brennraumdruckschwingungen ein. Najt und Foster versuchten, die Auswirkung der *Abgasrückführung* auf die Kompressionszündung getrennt nach zwei Teileffekten zu diskutieren, dem thermischen und dem reaktionskinetischen. Unter dem thermischen Effekt verstanden sie die Aufheizung des Frischgemisches durch die Vermischung mit heißem Abgas. Als reaktionskinetischen Effekt bezeichneten sie die Auswirkung der kinetisch aktiven Spezies im zurückgeführten Abgas auf den jeweils nächsten Verbrennungszyklus. Aufgrund der äußeren Abgasrückführung und des üblicherweise schnellen Zerfalls der aktiven Spezies bei niedrigen Temperaturen nahmen sie den reaktionskinetischen Effekt in ihrem Versuch als *vernachlässigbar* an.

Die Variation der *Drehzahl* zeigte eine Abhängigkeit der Selbstzündung von den Parametern Temperatur und Zeit. Bei steigender Drehzahl verkürzte sich die Dauer der Kompressionsphase und damit auch die Zeitspanne für die Reaktionseinleitung. Die Energieumsetzung verschiebt sich zu späteren Lagen relativ zum oberen Totpunkt. Im Versuch konnte bei steigender Drehzahl die Lage der Energieumsetzung durch eine erhöhte Ladungstemperatur nahezu konstant gehalten werden. Für Ladungstemperaturen größer $T_L = 710 \text{ K}$ zeigte die Drehzahl keine deutliche Auswirkung mehr auf den Beginn der Energieumsetzung. Die Autoren vermuteten, daß für diese Ladungstemperatur

sich die Gemischtemperatur bei Kompressionsende bereits im Bereich der Hochtemperatur-Oxidation ($T > 1000$ K) befindet.

Najt und Foster ist es in ihrer Untersuchung als ersten gelungen, eine Kompressionszündung im Viertaktmotor zu realisieren. In den praktischen Versuchen konnten nur einzelne Betriebspunkte innerhalb eines engen Last- und Drehzahlbereichs dargestellt werden. In allen Messungen wurde eine sehr niedrige Stickoxid-Konzentration erfasst. Zwar gelang es ihnen, mit einem einfachen und auf den Versuch abgestimmten Berechnungsmodell die Grundzüge der kompressionsgezündeten Reaktionseinleitung und die Einflüsse auf die Energieumsetzung *plausibel* nachzuvollziehen. Doch lassen ihre Erklärungsansätze bezüglich der zunehmend schnelleren Energieumsetzung ein unvollständiges Verständnis der Selbstzündung in homogenen Gemischen vermuten.

2.2.2 Untersuchung von Thring

Im Jahre 1989 veröffentlichte Thring [22] die Ergebnisse seiner systematischen Untersuchungen der Kompressionszündung homogener Gemische in einem Viertaktmotor. Er prägte mit der Begriffsbildung der "*Homogeneous Charge Compression Ignition*" (HCCI) die heute gängige Bezeichnung des Brennverfahrens. Da er wie Najt und Foster dem rückgeführten Abgas eine reaktionsverzögernde Wirkung unterstellte, untersuchte er die Kompressionszündung in Abhängigkeit der zwei Parameter Abgasrückführrate und Kraftstoffanteil im Frischgemisch.

Sein Versuchsaufbau* erlaubte die Einstellung hoher Abgasrückführraten und die geregelte Aufheizung der Ansaugluft. Bei konstanter Ladungstemperatur ($T_L = 400$ °C) stellte sich auch mit handelsüblichem Kraftstoff in einem kleinen Betriebsbereich ($n = 1000 \div 2000$ 1/min) eine stabile und von außen steuerbare Verbrennung ein. Abbildung 6 zeigt den Betriebsbereich bei $n = 1500$ 1/min in Abhängigkeit der von außen einstellbaren motorischen Parameter: Äquivalenzverhältnis ($\phi = 1/\lambda$) und Abgasrückführrate (X_{AGR}).

Der darstellbare Betriebsbereich, oder „*Satisfactory operating region*“, erstreckt sich sichelförmig beidseitig des stöchiometrischen Mischungsverhältnisses ($0,3 < \phi < 1,2$; d.h. $0,8 < \lambda < 3,3$). Er wird von drei schraffiert dargestellten Regionen begrenzt, in der sich die Kompressionszündung nicht betreiben läßt. In der „*Misfire Region*“ wird die Kompressionszündung durch eine zu geringe

* Labeco CLR-Prüfmotor (Cooperative Lubricant Research), Einzylindermotor, wassergekühlt, $V_h = 700$ cm³; $\varepsilon = 8$

Gemischtemperatur und eine mangelnde Sauerstoffkonzentration bei hohem Abgasanteil und fettem Luftverhältnis verhindert. In der „*Power Limited Region*“ stellt sich eine gleichmäßige und stabile Verbrennung ein, allerdings bei sehr niedriger Leistung.

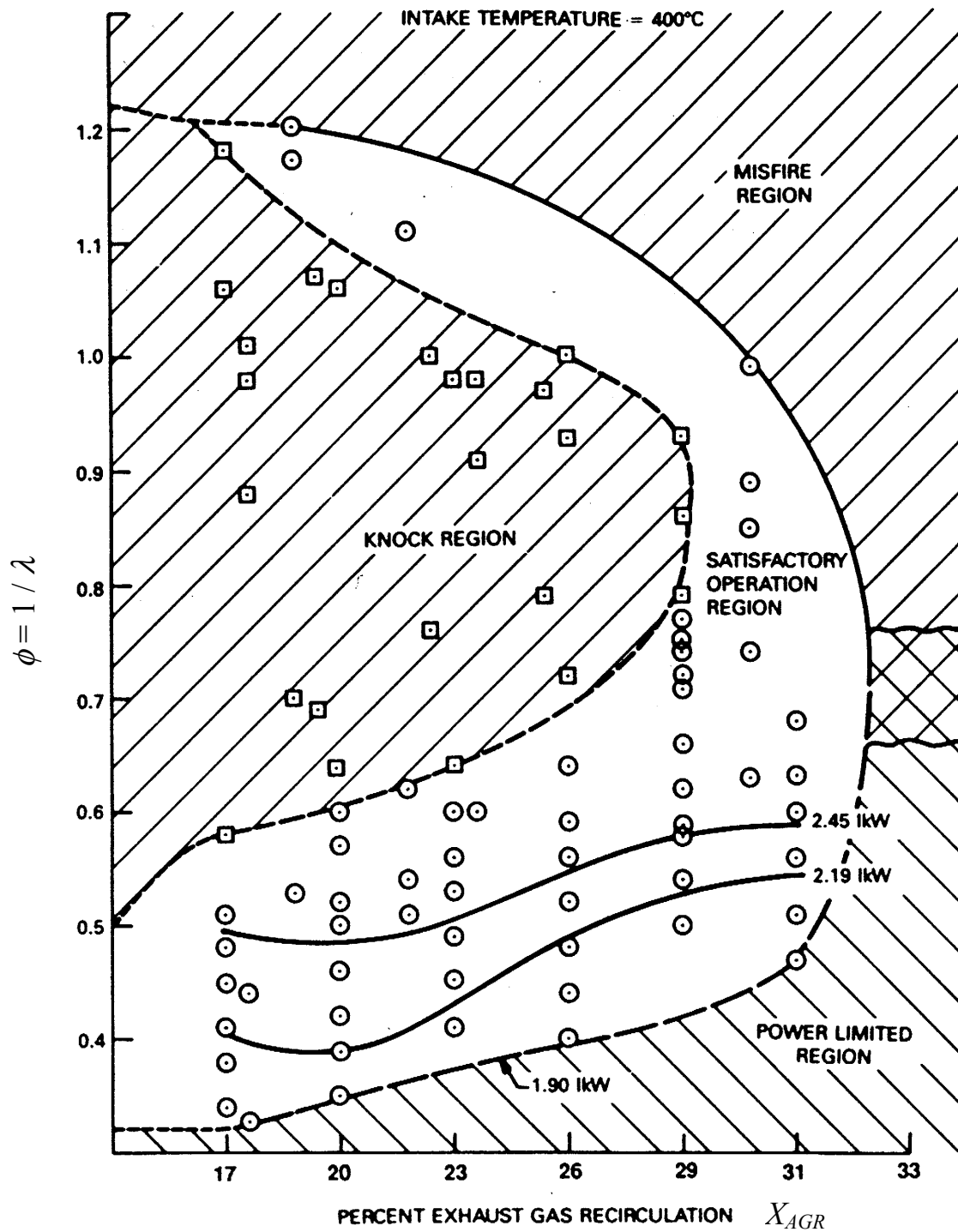


Abbildung 6: Betriebsbereich der Kompressionszündung in Abhängigkeit von Äquivalenzverhältnis (ϕ) und Abgasrückführung (X_{AGR}) bei Thring

Für hohe Kraftstoffanteile und geringe Abgasrückführraten zeigen sich Verbrennungen mit hohen Energieumsetzungsraten, steilen Druckanstiegen und Druckschwingungen im Brennraum, die zu der Bezeichnung „*Knock Region*“ führten. Je näher das Luftverhältnis an dem stöchiometrischen Mischungsverhältnis liegt, desto steiler fallen die Druckanstiege der Verbrennung aus. Bei Gemischen mit Kraftstoffkonzentrationen nahe dem stöchiometrischen Mischungsverhältnis ist die Energieumsetzung nur in Verbindung mit einer sehr hohen Abgasrückführrate tragbar. Mit steigender Drehzahl reduziert sich der Umfang des darstellbaren Kennfeldbereiches.

Thring dokumentierte mit seinem Versuch, daß es technisch möglich ist, einen Hubkolbenmotor bei ottomotorischem Verdichtungsverhältnis und handelsüblichem Kraftstoff mit Kompressionszündung zu betreiben. Er konnte auch zeigen, daß sowohl die Reaktionseinleitung als auch die Energieumsetzung der Kompressionszündung *prinzipiell steuerbar* ist. Jedoch ist sein Versuchsaufbau nicht unmittelbar in ein motorisches Konzept umzusetzen. Es ist unwahrscheinlich, daß sich durch eine weitere Steigerung der Ansauglufttemperatur der Drehzahlbereich noch deutlich erweitern läßt. Auch ist zu vermuten, daß die Trägheit der Wärmeleitung und die erforderlichen hohen Abgasrückführraten einen instationären Motorbetrieb mit diesem Konzept verhindern. Thring ist jedoch zu verdanken, daß er mit seiner systematischen Untersuchung der Kompressionszündung den schmalen Bereich eines *tragbaren motorischen Betriebs* im Viertaktmotor aufgezeigt hat.

2.2.3 Kompressionszündung aufgrund erhöhter Verdichtungsverhältnisse

Aufgrund der ungeklärten reaktionskinetischen Einflüsse des zurückgeführten und aufgeheizten Abgases wurde die Kompressionszündung an anderen Stellen ohne Abgasrückführung untersucht. Um auch ohne heißen Abgasanteil eine Reaktionseinleitung im Gemisch herbeiführen zu können, wurde in den jeweiligen Versuchsaufbauten unabhängig voneinander die geometrische Grundverdichtung auf ein *dieselmotorisches Niveau* angehoben.

Stockinger [23] wählte in seinen Untersuchungen das Verdichtungsverhältnis des Versuchsaggregates* so, daß sich im Betrieb mit handelsüblichem Normalbenzin und stöchiometrischem Gemisch gerade eine Selbstzündung einstellte. Bei mageren Gemischen wurde die Reaktionseinleitung durch eine zusätzliche Ansaugluftvorwärmung herbeigeführt. In diesem Aufbau konnte in

* Einzylindermotor, wassergekühlt, $V_h = 397 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 18,7$

der Teillast* ein Verbrauchsvorteil gegenüber der ottomotorischen Basis von 32 % gezeigt werden. Im Abgas wurde eine Stickoxid-Konzentration an der Nachweisgrenze gemessen; Ruß-Partikel konnten nicht nachgewiesen werden.

Die Konzentrationen des Kohlenmonoxids und der Kohlenwasserstoffe waren vergleichbar zu den Meßwerten einer ottomotorischen Verbrennung in der Teillast. Bei erhöhter Last ($w_e > 0,4 \text{ kJ/dm}^3$) zeigten sich „klopfähnliche Gasschwingungen“ im Brennraum. Stockinger untersuchte das Phänomen der Brennraumdruckschwingungen durch einen Vergleichsversuch mit gasförmigem Kraftstoff. Da sich in beiden Fällen bei hohen Lasten die Schwingungen einstellten, schloß er ohne weitere Erklärung, daß diese Gasbewegung nicht durch eine eventuell unvollständige Gemischbildung des flüssigen Kraftstoffes hervorgerufen wird, sondern durch die *Art der Energieumsetzung* dieses Brennverfahrens. Als einzige Quelle der gesamten Literaturrecherche stellte Stockinger nach längerem Betrieb mit Brennraumdruckschwingungen typische Klopfschäden am Kompressionsring fest.

Auch Aoyama et al. [24] untersuchten die Kompressionszündung im Viertaktmotor mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis und ohne Abgasrückführung. Sie verzichteten sogar auf eine Ansaugluftheizung und bezeichneten das Brennverfahren als *Premixed-Charge Compression Ignition* (PCCI). Die Kompressionszündung wurde in dem gleichen Versuchsaufbau[†] mit der ottomotorischen Schichtladungsverbrennung (Otto-DE) und der direkteinspritzenden, dieselmotorischen Verbrennung verglichen. Ähnlich zu den Versuchen Stockingers konnte der Motor in einem engen Bereich magerer Gemische ($\lambda = 2,2 \div 3,0$) mit Kompressionszündung betrieben werden.

Bei niedrigen Luftverhältnissen stellten sich zunehmend steile Druckanstiege und klopfähnliche Betriebszustände ein, bei hohen Luftverhältnissen zeigten sich zunehmend unvollständige oder ausbleibende Verbrennungszyklen. Die Messung der Abgaszusammensetzung wies eine extrem niedrige Stickoxid-Konzentration auf und eine HC-Konzentration, die mit reduziertem Luftverhältnis abnahm. Das Meßergebnis kann so verstanden werden, daß sich mit zunehmender Kraftstoffkonzentration während der Verbrennung höhere Energieumsetzungsraten und Temperaturen im Gemisch einstellen. Die *Vollständigkeit* der Umsetzung nahm mit steigenden Spitzentemperaturen der

* Typischer Betriebspunkt: $n = 2000 \text{ 1/min}$; $w_e = 0,3 \text{ kJ/dm}^3$; $\lambda = 2,8$

[†] Einzylindermotor, innere Gemischbildung, wassergekühlt, $V_h = 915 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 17,4$

Verbrennung zu, da vermutlich die höherwertigen Kohlenwasserstoffe eine höhere Aktivierungsenergie für die Reaktionseinleitung erforderten.

Die beiden Untersuchungen verdeutlichen, welch hohes Verdichtungsverhältnis für die Reaktionseinleitung einer Kompressionszündung notwendig und wie klein der darstellbare Betriebsbereich ist. Während Aoyama et al. sich in einer weiterführenden Untersuchung den Potentialen der Auswirkung der motorischen Aufladung zuwenden, stellt Stockinger seine weiteren Untersuchungen auf einen schlitzzgespülten Zweitaktmotor um. Das mag als Reaktion auf die Erkenntnis der Untersuchungen verstanden werden, daß eine erhöhte Grundverdichtung die Anwendbarkeit der Kompressionszündung als ottomotorisches Teillastbrennverfahren prinzipiell *ausschließt*.

2.2.4 Motorische Aufladung am Viertaktmotor

An zwei Forschungsstellen sind voneinander unabhängig Versuche unternommen worden, den Betriebsbereich der Kompressionszündung im Viertaktmotor *durch Aufladung* zu erweitern. Aoyama et al. [24] zeigten, daß es möglich ist, den Betriebsbereich mit vollständiger Gemischumsetzung durch Aufladung hin zu mageren Gemischen und niedrigen Lasten zu erweitern. In ihren motorischen Versuchen an dem oben beschriebenen Aufbau wurde das *Luftverhältnis konstant* gehalten und der Liefergrad durch Aufladung gesteigert. In der Versuchsreihe wurden eine schnellere Reaktionseinleitung, steilere Druckanstiege und eine reduzierte HC-Konzentration im Abgas gemessen. Die erhöhte Reaktionsintensität im Gemisch kann durch die zunehmende Gemischdichte und volumetrische Kraftstoffkonzentration im Brennraum erklärt werden. Aufgrund der erhöhten Ladungsmasse im Brennraum wirkt sich die Aufladung bei konstantem Luftverhältnis wie ein erhöhtes geometrisches Verdichtungsverhältnis auf die Energieumsetzung aus.

Dagegen versuchten Christensen et al. [25] mit der motorischen Aufladung die maximale Last des Brennverfahrens zu steigern. Sie konnten im Versuchsaufbau* mit Hochaufladung ($p_L = 2$ bar, absolut) bei konstant niedriger Stickoxid-Konzentration im Abgas eine *maximale Last* von $w_i = 1,4$ kJ/dm³ darstellen. Jedoch stellten sich während der Verbrennung extrem steile Druckanstiege ($dp/d\alpha > 40$ bar/°KW) ein. Diese Belastungen sind für eine motorische Konstruktion dauerhaft nicht tragbar und schließen die Anwendung der Hochaufladung für die Kompressionszündung aus.

* Einzylindermotor, wassergekühlt, $V_h = 1600$ cm³; $\varepsilon = 21$

Vor dem Hintergrund einer angestrebten Anwendung der Kompressionszündung als drosselfreies Teillastbrennverfahren für den instationär betriebenen Ottomotor erscheint die Verbindung mit motorischer Aufladung derzeit *nicht zielführend*. Vermutlich sind deshalb keine weiterführenden Forschungsarbeiten an der Kompressionszündung im Zusammenhang mit motorischer Aufladung mehr bekannt geworden. Christensen et al. weiteten anschließend ihre Forschungsarbeit auf die Untersuchung der Kompressionszündung mit verschiedenen Kraftstoffen im Viertaktmotor aus.

2.2.5 Einfluß der Kraftstoffeigenschaften auf die Kompressionszündung

Ähnlich den Untersuchungen am Zweitaktmotor wurde auch im Viertaktmotor das Verbrennungsverhalten der Kompressionszündung mit verschiedenen Kraftstoffen analysiert.

Als erste untersuchten Lenz et al. [26] das Selbstzündverhalten verschiedener Kraftstoffe im CFR-Prüfmotor* bei variablem Verdichtungsverhältnis. Sie stellten für alle untersuchten Kraftstoffe fest, daß magere Gemische ($\lambda = 1,3 \div 4,0$) unter minimaler Stickoxid-Bildung einen *ähnlichen Verlauf* der Energieumsetzungen zeigen. Mit ansteigendem Luftverhältnis verlangsamt sich für alle Kraftstoffe die Umsetzung, und die Kompressionszündung stellt sich nur bei zunehmendem geometrischem Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon = 5 \div 18$) ein.

Die praktischen Untersuchungen von Christensen et al. [27] und Seko et al. [28] bestätigten, daß sich die Kompressionszündungen von Gemischen mit Naturgas, Referenzkraftstoffen oder Methanol zwar in ihren Bedingungen der Reaktionseinleitung unterscheiden, jedoch nach der abgeschlossenen Phase der Selbstzündung einen weitgehend ähnlichen Verlauf der Energieumsetzung aufweisen. Die Verbrennungen innerhalb des darstellbaren Betriebsbereiches verhielten sich *vergleichbar*, die qualitative Beschaffenheit der Betriebsgrenzen erschien identisch.

An anderen Forschungsstellen wurde auch versucht, homogene Gemische mit Dieselkraftstoff durch Kompressionszündung umzusetzen. Beispielsweise zeigten Yanagihara et al. [29], Ryan et al. [30] und Suzuki et al. [31], daß bei ausreichender Qualität der Gemischbildung auch magere Gemische mit Dieselkraftstoff durch Kompressionszündung stickoxidarm und rußfrei umgesetzt werden konnten. Jedoch ist der *Aufwand der Verdampfung* von Dieselkraftstoff

* Einzylindermotor, wassergekühlt, $V_h = 612 \text{ cm}^3$; $n = 1800 \text{ 1/min}$

so hoch, daß er ein eigenes Forschungsprojekt rechtfertigt. Daher soll hier nicht weiter auf die Kompressionszündung mit Dieselmotorkraftstoff eingegangen werden.

Für alle Untersuchungen mit verschiedenen Kraftstoffen kann zusammenfassend festgehalten werden, daß der mögliche Betriebsbereich der Kompressionszündung hin zu steigender Last durch zunehmende Druckanstiege und anwachsende Brennraumdruckschwingungen begrenzt war. Bei *allen Kraftstoffen* zeigten sich im Betrieb bei minimaler Last zunehmend verschleppte Reaktionseinleitungen oder auch unvollständige Verbrennungen. Da sich die verschiedenen Kraftstoffe in ihren Selbstzündbedingungen, aber nicht in der Art der kompressionsinduzierten Energieumsetzung unterscheiden, kann theoretisch der Zeitpunkt der Selbstzündung durch die *variable Zusammensetzung* des Kraftstoffgemisches beeinflußt werden. Ein solches Steuerungsprinzip erlaubt konzeptionell eine relativ schnelle Regelung der Verbrennung, vermutlich ausreichend für einen instationären motorischen Betrieb.

Furutani et al. [32] haben einen entsprechenden Versuch unternommen, die Reaktionseinleitung der Kompressionszündung durch die variable Zusammensetzung des Brennstoffes aus zwei Kraftstoffen unterschiedlicher Selbstzünd-eigenschaften (N-Heptan, Propan) zu steuern. Der Versuch wurde an einem langsam laufenden Viertaktmotor* mit äußerer Gemischbildung und ohne Abgasrückführung durchgeführt. Im Versuch zeigte sich, daß durch die veränderliche Zusammensetzung des Kraftstoffes zwar die Verbrennungslage angepaßt werden kann, sich aber auch die *Vollständigkeit* der Energieumsetzung verändern kann.

Wird dem Gemisch beispielsweise ein großer Teil sehr schwer entzündlicher Kraftstoffanteile zugegeben, setzt deren Reaktionstätigkeit erwartungsgemäß später ein. Je nach den Reaktionsbedingungen im Brennraum wird dieser Kraftstoffanteil zu dem späteren Zeitpunkt entweder unter sehr hohen Umsetzungsraten oder nur unvollständig umgesetzt. Sowohl der erhöhte konstruktive und logistische Aufwand der Verfügbarkeit zweier Kraftstoffe als auch die unzureichende Auswirkung auf die Reaktionseinleitung der Kompressionszündung führten bereits dazu, dieses Konzept *nicht weiter zu verfolgen*.

Die Untersuchungen mit verschiedenen Kraftstoffen erbrachten für die weitere Entwicklung des Brennverfahrens keine zusätzlichen Erkenntnisse, außer daß sie nochmals die Allgemeingültigkeit der "dezentralen" Reaktionseinleitung und

* Einzylindermotor, wassergekühlt, $V_h = 273 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 14,3$; $n = 600 \text{ 1/min}$

des daraus folgenden Verlaufs der Energieumsetzung für alle homogenen Gemische *bestätigten*.

2.2.6 Einfluß der inneren Abgasrückhaltung auf die Kompressionszündung

Nachdem den praktischen Versuchen am Viertaktmotor entnommen werden kann, daß konstruktive Änderungen für die Realisierung eines Teillastbetriebes mit Kompressionszündung allein nicht ausreichen, wurden zunehmend Ansätze untersucht, mit reaktionskinetischen Eingriffen den Ablauf der Selbstzündung zu beeinflussen.

Lu et al. [33] versuchten, die Kompressionszündung durch gezielte Einflußnahme auf die Niedertemperatur-Reaktionen während der Selbstzündung zu steuern. Die Reaktionstätigkeit im Frischgemisch während der Kompressionsphase sollte durch die Einbringung *chemisch aktiver Spezies* aus dem letzten Zyklus beschleunigt werden. Im Versuchsaufbau* war in der Kolbenoberfläche eine halboffene Mulde vorgesehen, in der sich eine Abgasmenge aus dem letzten Zyklus bei erhöhter Temperatur erhalten kann. Die heiße Abgasmenge sollte die Reaktionsintensität im Frischgemisch während der nächsten Kompressionsphase steigern. Im praktischen Versuch konnte für Gemische aus Luft, Wasserstoff und kohlenwasserstoffhaltigem Kraftstoff bei niedriger Drehzahl ein stabiler Betrieb mit Kompressionszündung dargestellt und in einer begleitenden Simulation nachvollzogen werden. Hinsichtlich einer Übertragbarkeit des dargestellten Konzeptes mit Knallgas und Kraftstoff auf weniger reaktionsfreudige Gemische fanden sich in ihren Arbeiten jedoch weder formulierte Ansätze zur Untersuchung noch weiterführende Überlegungen.

Die Möglichkeit des Einsatzes von zwei Kraftstoffen für die Steuerung der Kompressionszündung ist bereits weiter oben ausgeschlossen worden. Dagegen erscheint die Erhaltung von reaktionskinetisch aktiven Spezies im Brennraum bei der Verwendung nur eines Kraftstoffes praktikabler. In diesem Sinne näherten sich Smith et al. [34] einem anderen Konzept für die Kompressionszündung mit Hilfe einer *abschätzenden Simulationsrechnung*. Ihr Ansatz verzichtet auf ein deutlich erhöhtes Verdichtungsverhältnis oder eine erhöhte Ansauglufttemperatur zur Einleitung der Kompressionszündung. Denn sie übertrugen das Zweitaktkonzept der Abgasrückhaltung innerhalb des Brennraumes auf den Viertaktmotor, um die dezentrale Reaktionseinleitung im Frischgemisch durch die reaktionsfreudigen Abgasbestandteile einzuleiten. Sie

* Einzylindermotor, $\varepsilon = 8,6$; $n = 600$ 1/min

bezeichneten die Nutzung der thermischen Energie und der reaktionskinetisch aktiven Spezies des rückgehaltenen Abgases als *Residual Gas Trapping (RGT)*.

In der Simulation wurde als Kraftstoff Methan angenommen, da für diesen detaillierte Reaktionskinetiken verfügbar sind, die eine möglichst realitätsnahe rechnerische Abbildung der Selbstzündung und Energieumsetzung im Gemisch ermöglichen. Als Ausgangsbedingung wurde eine nahezu vollständige Vermischung der Frischladung ($T_L = 330\text{ K}$) mit dem rückgehaltenen Abgas angenommen. Die Simulationsrechnungen zeigen einen möglichen Betriebsbereich einer *steuerbaren Kompressionszündung* magerer Gemische ($\lambda > 2$) im Viertaktmotor* für einen hohen Abgasanteil ($X_{AGR} > 40\%$) im Brennraum. Den Berechnungen zufolge können in einem schmalen motorischen Betriebsbereich relativ hohe Wirkungsgrade und sehr niedrige Stickoxid-Emissionen erwartet werden.

Die angegebenen Daten des Verdichtungsverhältnisses und des Abgasanteils scheinen die *minimale Anforderung* für eine wiederholte Reaktionseinleitung der Kompressionszündung magerer Gemische in der Hubkolbenmaschine darzustellen. Die mögliche Veränderung der Reaktionstätigkeit oder die erforderliche Anpassung der Randbedingungen für den Einsatz eines handelsüblichen ottomotorischen Kraftstoffes ist allerdings in den jeweiligen Literaturstellen von Lu et al. [33] und Smith et al. [34] nicht diskutiert. Dazu sind auch an anderen Stellen keine praktischen Versuche bekannt geworden. Im Vergleich stellt dieses Konzept für den Viertakt-Ladungswechsel aufgrund seiner *Vereinbarkeit* mit den ottomotorischen Randbedingungen jedoch unter den bisher betrachteten Ansätzen das mit dem höchsten Potential dar.

2.3 OPTISCHE UNTERSUCHUNGEN DER KOMPRESSIONSZÜNDUNG

In den meisten, bekannten Literaturstellen hinsichtlich der Kompressionszündung [4, 9, 11, 13, 15, 16, 17, 18, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 28, 29] findet sich die Annahme, daß die Energieumsetzung im Gemisch nach einem anderen Prinzip als dem der Flammenfrontverbrennung abläuft. Zur Verifikation der Vermutungen sind an mehreren Forschungsstellen *optische Untersuchungen* der Kompressionszündung im Brennraum vorgenommen worden. Die Verbrennungsvorgänge wurden sowohl photographisch festgehalten, als auch die Reaktionstätigkeit im Gemisch mit Hilfe der optischen Meßtechnik der Multispektralpyrometrie analysiert.

* Einzylindermotor, wassergekühlt, $V_h = 785\text{ cm}^3$; $\varepsilon = 15$

2.3.1 Direkte optische Untersuchungen

Die ersten optischen Untersuchungen an der Kompressionszündung magerer Gemische führten Onishi et al. [4] mit Schlierenaufnahmen am ATAC-Zweitaktmotor* durch. Die Schlierenaufnahmen zeigen bei ottomotorischer Verbrennung eine Flammzone, die sich durch den Brennraum bewegt. Dagegen war auf den Aufnahmen beim ATAC-Brennverfahren ein feines Muster zu erkennen, das sich gleichmäßig über den Brennraum verteilte. Onishi führte die Gleichmäßigkeit des Musters während der Verbrennung auf eine weitgehend *homogene Dichteänderung* im Brenngas aufgrund der vielen dezentralen Selbstzündungen zurück. Mikroskopische Untersuchungen der photographischen Aufnahmen zeigten einen nahezu gleichzeitigen Einsatz der Verbrennung über den Brennraum hinweg.

Auch Stockinger [23] untersuchte die Kompressionszündung mit Vielfach-Lichtleitermeßtechnik am Zweitaktmotor†. Der Zylinderkopf war in gleichmäßigen Abständen mit 31 optischen Sonden versehen worden, welche die Strahlungsemission in der Gemischmasse direkt vor der Sonde erfassten. Die Darstellung des zeitlichen Verlaufs der erhöhten Signalpegel über den Brennraumquerschnitt vermittelte einen Eindruck über den räumlichen Ablauf der Reaktionstätigkeit. Auch wenn die Energieumsetzung bei den meisten Zyklen *stochastisch* verteilt im mittleren Brennraumbereich begann, wurden einige Zyklen erfaßt, deren Reaktion sich zuerst in direkter Wandnähe einstellte. Dieser Effekt stellte sich bei geringem Spüldruck ein, und kann aufgrund der gegebenen Spülgeometrie vermutlich auf die Bildung eines Gemischbereiches mit geringem Restgasanteil in Wandnähe zurückgeführt werden.

Die Ergebnisse Stockingers wurden von Lavy et al. [35] durch Untersuchungen der Kompressionszündung mit einer CCD-Kamera bestätigt. Die Kamera war im Brennraum eines stationär betriebenen Zweitaktmotors‡ eingebaut worden. Die Aufnahmen zeigen die Anfänge der Energieumsetzung stochastisch verteilt im mittleren Bereich des Brennraumes. Gentili et al. [36] führten am baugleichen Aggregat weitere optische Verbrennungsuntersuchungen durch. In ihren Untersuchungen stellten sie während der Verbrennung einzelne helle *Lichtpunkte* im Brennraum fest, die sie als partielle Ruß-Bildung interpretierten. Da sie im

* Einzylindermotor, luftgekühlt, $V_h = 372 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 7,5$

† Einzylindermotor, luftgekühlt, $V_h = 362 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 12$

‡ NiCE 10GC, Einzylindermotor, luftgekühlt, $V_h = 98 \text{ cm}^3$; $\varepsilon = 6,0$

Abgas keine Ruß-Partikel nachweisen konnten, schlossen sie auf eine nachträgliche *Oxidation* der mutmaßlichen Ruß-Partikel während der Expansionsphase.

Auch Aoyama et al. [24] führten ihre optischen Untersuchungen der Kompressionszündung im Viertaktmotor an einem geeignet angepassten Aggregat durch. Auf den photographischen Aufnahmen der kompressions-induzierten Verbrennung sind *keine Flammenfronten* erkennbar. Die Verbrennung beginnt an vielen Punkten im Brennraum nahezu gleichzeitig und zeigt dort einzelne blaue Flammen. In der Phase der Reaktionseinleitung erscheint die Verbrennung instabil und zufällig. Dagegen wirkt die anschließende Phase der Energieumsetzung stabil und reproduzierbar. Die Aufnahmen des verbrennenden Gemisches zeigen ein feines und gleichmäßiges Muster im Brennraum.

Aus dem direkten Vergleich aller optischen Untersuchungsergebnisse kann geschlossen werden, daß die Kompressionszündung im Viertaktmotor *weitgehend identisch* zu der im Zweitaktmotor verläuft. Das Prinzip der Reaktionseinleitung und der Gemischumsetzung ist identisch, nur die Unterschiede aufgrund der geometrischen Randbedingungen und des Abgasanteils wirken sich auf den Ablauf der Reaktionstätigkeit im jeweiligen Brennraum aus.

2.3.2 Konzept der Multispektralpyrometrie

Alternativ zu dem Photographieren der Verbrennungen bietet sich der optische Zugang in den Brennraum auch für die *Multispektralpyrometrie* an. Mit Hilfe der Meßtechnik können reaktionskinetische Abläufe in den homogenen Gemischen vor und während der Selbstzündung erfaßt werden. Während der Kompressionsphase und der Energieumsetzung findet im Gemisch eine Vielzahl von Reaktionen statt, durch die sich die Konzentrationen der kinetisch aktiven Spezies im Gemisch kontinuierlich verändern. Jede angeregte chemische Spezies in der Gasphase absorbiert oder emittiert elektromagnetische Strahlung in bestimmten Frequenzbändern. Die Emissionen auf verschiedenen Frequenzen bilden ein für jede Spezies *charakteristisches Profil*. Aus der gemessenen Intensität der Strahlungsemission in den jeweiligen Profilen kann auf die Konzentrationen der einzelnen Spezies im Gas geschlossen werden.

Die Multispektralpyrometrie erfaßt die Emission kontinuierlich über einen breiten Wellenlängenbereich ($\lambda = 100 \div 1000 \text{ nm}$). Die kontinuierliche Lichtmessung kann auch extrem kurzlebige Reaktionszwischenstufen bestimmen, wie sie häufig in den komplexen Reaktionsmechanismen der Kohlenwasserstoff-Chemie auftreten. Daher ist die zeitkontinuierliche Messung der gepulsten Messung für die Erfassung von Reaktionszwischenprodukten

überlegen, obwohl die gepulste die stoffspezifische Konzentration mit einer höheren Genauigkeit erfassen kann. Die Eignung der Multispektralpyrometrie für die Analyse der motorischen Verbrennung wurde bereits an verschiedenen Motoren und Brennverfahren untersucht. Stellvertretend seien hier die Arbeiten von Achleitner [37], Möser [38] und Pittermann et al. [39] genannt. In allen Untersuchungen wurde festgehalten, daß sich die Meßtechnik besonders für *qualitative Interpretationen* der erfaßten Vorgänge anbietet. Wie bei allen optischen Meßverfahren kann eine Rückkopplung der Emissionsmessung auf die reaktionskinetischen Vorgänge ausgeschlossen werden.

2.3.3 Verbrennungsuntersuchungen mit Multispektralpyrometrie

Noguchi et al. [40] führten eine Reihe von *Vergleichsuntersuchungen* zwischen Flammenfrontverbrennung und Kompressionszündung an einem Zweitaktmotor mit optischem Brennraumzugang durch. Die zuerst durchgeführten Schlierenaufnahmen der Kompressionszündung bestätigten eine Reaktions-tätigkeit im Gemisch ohne eine sichtbare Flamme. Anschließend wurden beide Einsatzmöglichkeiten der Multispektralpyrometrie auf die Kompressions-zündung angewendet, die Temperaturbestimmung mit der Zwei-Farben-Methode und die Konzentrationsmessung der kinetisch aktiven Spezies.

Die Temperaturmessungen nach der Zwei-Farben-Methode wurden für beide Brennverfahren in den noch unverbrannten Gemischanteilen, kurz vor deren Umsetzung, durchgeführt. Bei der Kompressionszündung wurde dort eine erheblich höhere Temperatur als bei der ottomotorischen Flammenfront-verbrennung festgestellt. Aufgrund der hohen Abgasanteile im Brennraum und der anzunehmenden Vorreaktionen im Gemisch vor Beginn der Selbstzündung scheint eine solche lokale Temperaturerhöhung *plausibel*. Die Konzentration einzelner Spezies während der Verbrennung wurde über die Absorptionsmessung der spezifischen Spektren bestimmt. Gemessen wurden auf den Spektren der Radikale OH, CH, C₂, H und der gemeinsamen Wellenlänge von CHO, HO₂ und O.

Bei der Kompressionszündung zeigte sich im Gemisch eine erheblich höhere Konzentration der Radikale vor und auch während der Verbrennung als bei Flammenfrontverbrennung. Während der Energieumsetzung wies jede Radikalspezies *zeitlich versetzt* ein Maximum in der gemessenen Konzentration auf. Dagegen fand sich bei der Flammenfrontverbrennung eine weitgehend *zeitlich parallele* Konzentrationsveränderung aller erfaßten Spezies. Iida [17] konnte in seinen Messungen diesen Effekt noch deutlicher zeigen. In Abbildung 7 ist der Vergleich der Messungen im Betrieb sowohl mit Kompressionszündung

als auch mit Flammenfrontverbrennung dargestellt. Die Graphen zeigen den jeweiligen Verlauf der gesamten Emissionsleistung, der Emissionen auf den Frequenzbändern von OH, CH und C_2 und der gemessenen Heizrate für den gleichen Betriebspunkt in der Teillast.

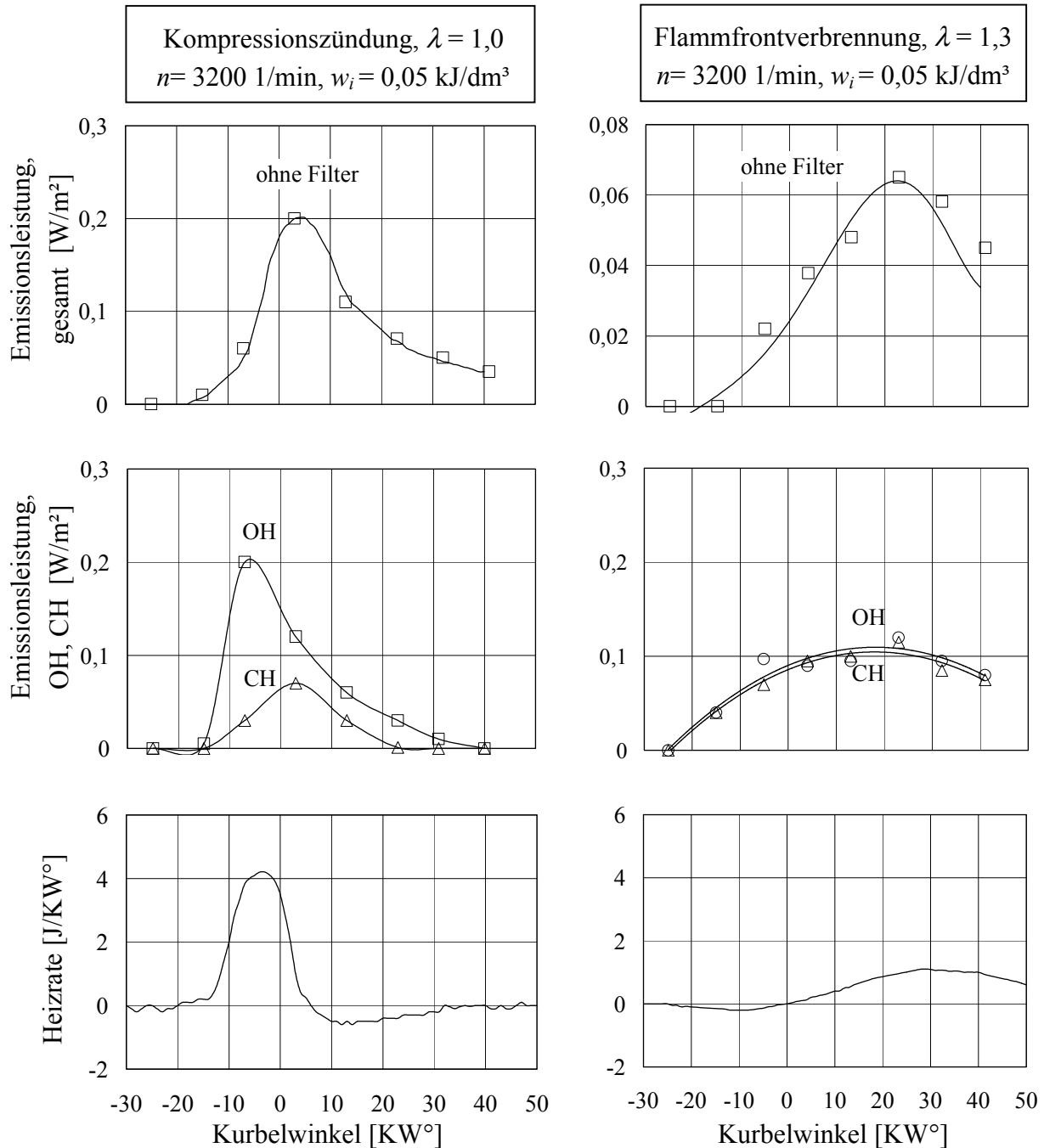


Abbildung 7: Vergleich der optischen Emissionsleistungen und der Heizraten bei Kompressionszündung und Flammenfrontverbrennung für den gleichen Betriebspunkt (in Anlehnung an: N. Iida, 1997)

Das Meßergebnis kann auf den *unterschiedlichen Gemischumsatz* zurückgeführt werden, wie von Onishi et al. in Abbildung 5 schematisch dargestellt. In einer

gewinkelten Flamme wird ein Massenelement des Frischgemisches vollständig in Abgas umgesetzt. Solange sich eine Flamme durch das Gemisch bewegt, ist eine Konzentration aller in einer Flamme reagierenden chemischen Spezies meßbar. Dagegen findet bei Kompressionszündung die Umsetzung im gesamten Gemisch nahezu parallel, wenn auch nicht gleichzeitig, statt. In der entsprechenden Phase der Umsetzung weisen die *jeweiligen Zwischenprodukte* eine erhöhte Konzentration auf.

Als nachdrückliche Bestätigung des reaktionskinetischen Einflusses auf die Selbstzündung in homogenen Gemischen kann verstanden werden, daß zu Beginn der Energieumsetzung eine *erhöhte Konzentration* von OH-Radikalen gemessen wurde. Folglich scheint es für die Diskussion der Selbstzündungsbedingungen unumgänglich, die reaktionskinetischen Hintergründe der Selbstzündung genauer zu betrachten.

2.4 MODELLE DER SELBSTZÜNDUNG UND ENERGIEUMSETZUNG

Aus der obigen Zusammenstellung der bekannten Literaturstellen und der veröffentlichten Forschungsergebnisse hinsichtlich der Kompressionszündung magerer Gemische kann die Vermutung abgeleitet werden, daß dem physikalischen Vorgang der Selbstzündung eine *zentrale Rolle* für die Reaktionseinleitung und den Ablauf der Energieumsetzung zukommt. Eine nähere Betrachtung der vereinfachten Modelle der Selbstzündung und der Energieumsetzung soll das Verständnis für die Haupteinflußgrößen der Selbstzündung und die gegebenen Betriebsgrenzen des Brennverfahrens erleichtern.

2.4.1 Vereinfachende Modelle der Selbstzündung

Die Selbstzündung in Gemischen aus Kohlenwasserstoffen und Luft ist eine Oxidationsreaktion. Die *Oxidation* von Kohlenwasserstoffen ist ein exothermer Prozeß, der aus einer Vielzahl einzelner Reaktionen besteht, die gleichzeitig im Gemisch ablaufen und sich gegenseitig beeinflussen. Die hohe Anzahl der Reaktionen verhindert bis heute eine vollständige theoretische Durchdringung der Kohlenwasserstoff-Oxidation. Während der letzten Jahrzehnte verhalf der technische Fortschritt dazu, die Konzentrationen einzelner Substanzen meßtechnisch mit besserer Genauigkeit erfassen zu können. Zusätzlich erlaubt es die zunehmende Kapazität elektronischer Rechner, die teilweise hochgradig komplexen Reaktionsabfolgen durch *Simulationsrechnungen* nachzuvollziehen.

Nach heutigem Verständnis sind Kohlenwasserstoff-Reaktionen vorwiegend von Kettenreaktionen geprägt. Als Kettenträger wirken *radikale* Substanzen, die sich durch Kettenverzweigung vermehren können. Unter (freien) Radikalen [41]

werden kurzlebige organische und anorganische Verbindungen verstanden, die valenzmäßig ungesättigt und daher extrem reaktionswillig sind. Die Reaktionsintensität im Gemisch steigt mit zunehmender Anzahl der Kettenträger an. Deren Entstehung und Verzweigung ist aber abhängig von der Gemischtemperatur. Daher wird bei der Kohlenwasserstoff-Oxidation üblicherweise zwischen einer *Niedertemperatur-Oxidation* und einer *Hochtemperatur-Oxidation* unterschieden. Die Aufteilung wird meist im Temperaturbereich von $T = 1000$ K angesiedelt. Eine weitere Differenzierung eines Niedrigsttemperatur-Bereiches ($T < 600$ K) ist für die motorische Anwendung ohne Bedeutung, da hier die Oxidation zu langsam verläuft. Für Selbstzündungsvorgänge in der Hubkolbenmaschine bewegt sich die Gemischtemperatur vorwiegend im Bereich der Niedertemperatur-Oxidation.

Im Hochtemperatur-Bereich entsteht die Kettenverzweigung aus einer Abspaltung eines Wasserstoff-Radikals vom Kraftstoff, das mit dem Sauerstoff zu zwei Radikalen von H und OH reagiert. Im Niedertemperatur-Bereich wird die Radikalbildung durch die sogenannte „*entartete Kettenverzweigung*“ bestimmt. Semenov [42] beschrieb diese Verzweigungsreaktion als den Zerfall eines relativ stabilen Zwischenproduktes, welches in der Reaktionshauptlinie gebildet worden ist, in radikale Substanzen. Die detaillierte Kinetik einer Reaktionseinleitung ist bisher nur für sehr einfache und reine Kraftstoffe (n-Heptan) erforscht worden. Für sie sind heute bereits, wie beispielsweise bei Müller et al. [43], vollständige Reaktionskinetiken in Form von Bibliotheken verfügbar. Dagegen ist für einen handelsüblichen ottomotorischen Kraftstoff die Entwicklung einer detaillierten Kinetik aufgrund der hohen Anzahl unterschiedlicher Kohlenwasserstoffe derzeit nicht sinnvoll zu realisieren. Aufgrund der üblichen Streuungen in der Kraftstoffproduktion ist eine Realisation auch mittelfristig nicht abzusehen. Daher wird in vielen Fällen versucht, den Vorgang der Selbstzündung unter motorischen Bedingungen mit *vereinfachenden Modellen* zumindest annähernd zu beschreiben. Meist ist ein vereinfachendes Modell für die Beschreibung ausreichend, sofern es die grundlegenden oder dominanten Vorgänge abbildet.

Die Literatur bietet eine Vielzahl von vereinfachenden Modellen der Selbstzündkinetik [44, 45, 46, 47, 48, 49, 50, 51, 52, 53]. Den größten Bekanntheitsgrad in diesem Zusammenhang hat das sogenannte „*Shell-Modell*“. Es wurde von Halstead et al. [44, 45] am Shell Thornton Research Center entwickelt. Das Modell stützt sich auf die Konzentration der Radikale im Gemisch, ohne auf die chemische Struktur oder Beschaffenheit der Radikale selbst einzugehen. Sie werden verallgemeinernd und vereinfachend als „*Fiktivradikale*“ bezeichnet. Der Mechanismus besteht aus sieben Reaktionen

und ist in Abbildung 8 dargestellt. Er beschreibt die erste Bildung, die Fortpflanzung, die Vermehrung und den Abbau der Fiktivradikale. Die Anzahl der Fiktivradikale nimmt über die entartete Kettenverzweigungsreaktion (S7) zu, die von einem speziellen aber ebenfalls nicht spezifizierten Zwischenprodukt B ausgeht. Durch die sogenannte *autokatalytische Rückkopplung* erhöht sich die Radikalkonzentration im Gemisch, die wiederum die Reaktionsintensität anfährt.

Bei Selbstzündungsvorgängen in der Hubkolbenmaschine wird in der Regel eine *Zwei-Stufen-Zündung* mit einer temporär stark abnehmenden Reaktionstätigkeit beobachtet. In dem Shell-Modell wurde versucht, diesen Effekt durch die Formulierung eines quadratischen Kettenabbruches (S6) vereinfachend abzubilden. Das Modell wurde mit Datensätzen von Selbstzündungsversuchen in einer Kompressionsmaschine abgeglichen. Die Energieumsetzung im Gemisch wird über die Reaktionsenthalpie einer vereinfachten Bruttoreaktionsgleichung (S8) bestimmt.

Kettenstart	Bruttoreaktion
(S1) $RH + O_2 \rightarrow 2 \bar{R}$	(S8) $C_n H_{2m} + \frac{(2-\gamma) \cdot n \cdot m}{(m+1) \cdot 2} O_2 = \dots$ $\gamma \cdot n \cdot CO + (1-\gamma) \cdot n \cdot CO_2 + m \cdot H_2O$
produktbildender Kettenzyklus	
$\bar{R} + RH \rightarrow \bar{R} + \dots$	entartete Kettenverzweigung (S7) $B \rightarrow 2 \bar{R} \rightleftharpoons$ $\rightleftharpoons$ - autokatalytische Rückkopplung
$\dots \quad \dots \Rightarrow$	
(S2) $\bar{R} + \dots \rightarrow \bar{R} + B$	
(S3) $\bar{R} + RH \rightarrow \bar{R} + B$	
(S4) $\bar{R} + \dots \rightarrow \text{aus}$	
(S5) $\bar{R} + \dots \rightarrow \bar{R} + Q$	quadratischer Kettenabbruch (S6) $2 \bar{R} \rightarrow \text{aus}$
$\dots \quad \dots$	
$\bar{R} + \dots \rightarrow \bar{R} + \text{Produkte}$	

Abbildung 8: Generalisierter Reaktionsmechanismus des Shell-Modells nach Halstead et al.

Mit Hilfe des Shell-Modells kann bei geeigneter Wahl der Parameter das Phänomen der Zwei-Stufen-Zündung im Gemisch unter hohem Druck (z.B. Selbstzündung im Endgas des Ottomotors) weitgehend nachvollzogen werden. Cox und Cole [51] verfeinerten das Modell noch weiter. Dagegen nahmen Hu und Keck [52, 53] Anstoß an den *unrealistischen* Zahlenwerten der reaktionskinetischen Daten, die für eine erfolgreiche Anwendung des Shell-Modells angenommen werden müssen. Für höherwertige Kohlenwasserstoffe sind die eingesetzten Zahlenwerte der Aktivierungsenergien und der Vorfaktoren weit entfernt von denen einer realen Kohlenwasserstoff-Oxidation. Daher beschreibt die kinetische Basisstruktur den physikalischen Prozeß der Selbstzündung nur unter der Bedingung realistisch, daß *unrealistische kinetische* Daten eingesetzt werden. Hu und Keck schlossen, daß die Beschreibung der dominanten Vorgänge der Reaktionskinetik eine komplexere Struktur erfordere.

Li et al. [54, 55, 56] stellten in einer vergleichenden Untersuchung der bis dato bekannten Modelle fest, daß der jeweilige *Zeitpunkt* der Selbstzündung weitgehend korrekt bestimmt wird, jedoch die berechneten *spezifischen Stoffmengen* verschiedener charakteristischer Spezies im Gemisch deutlich von den Meßergebnissen experimenteller Untersuchungen abweichen. Sie entwickelten ein alternatives Selbstzündungsmodell, das aus 20 aktiven Spezies und 29 Reaktionen mit den jeweiligen spezifischen Reaktionsenthalpien besteht. Der Mechanismus ist auszugsweise in Abbildung 9 dargestellt. Ähnlich den vorherigen vereinfachenden Modellen basiert es auf einer kritischen Radikalkonzentration im Gemisch, stellt jedoch vorwiegend auf den Einfluß des *OH-Radikals* ab.

Im Gegensatz zu den vorherigen Ansätzen beschreibt das Modell von Li et al. die typische Zwei-Stufen-Zündung mit Reaktionen der Kohlenwasserstoff-Chemie (L7, L8 und L9). Die Reaktion L7 bildet ein zusätzliches OH-Radikal und erhöht damit die Reaktionsintensität im Gemisch. Parallel reduziert die exotherme Reaktion L8 die Konzentration der Wasserstoffperoxide, die in Reaktion L28 gebildet worden waren. Durch die ansteigende Gemischtemperatur nimmt die Bedeutung der endothermen Reaktion L9 zu, die zwei OH-Radikale aus dem in L8 gebildeten Zwischenprodukt HOOH erzeugt. Mit der zunehmenden Bildung von OH-Radikalen beginnt die zweite Phase der Reaktionseinleitung, nachdem die erste Phase durch die Reduktion der Peroxide (L8) abgeschlossen worden ist. Durch den Zerfall des Zwischenproduktes HOOH (L9) steigt die Konzentration der OH-Radikale mit zunehmender Temperatur *rapide* an, was sich in einer sehr schnellen Energieumsetzung mit einem „explosiven“ Charakter ausdrückt.

Kettenstart			molare Reaktionsenthalpie
(L1)	$\text{RH} + \text{O}_2$	$\leftrightarrow \dot{\text{R}} + \dot{\text{H}}\text{O}_2$	46,4 kcal/mol
Kettenreaktionen			
(L2)	$\dot{\text{R}} + \text{O}_2$	$\leftrightarrow \dot{\text{R}}\text{O}_2$	-31,0 kcal/mol
	...	$\rightarrow$...	...
(L7)	$\text{OQ}'\text{OO}\dot{\text{H}}$	$\rightarrow \text{OQ}'\dot{\text{O}} + \text{OH}$	43,6 kcal/mol
(L8)	$\dot{\text{H}}\text{O}_2 + \dot{\text{H}}\text{O}_2$	$\rightarrow \text{HOOH} + \text{O}_2$	- 38,5 kcal/mol
(L9)	$\text{HOOH} + \text{M}$	$\rightarrow 2 \text{OH} + \text{M}$	51,4 kcal/mol
	...	$\rightarrow$...	...
(L28)	$\dot{\text{R}}\text{O}_2$	$\rightarrow \text{C} = \text{C} + \dot{\text{H}}\text{O}_2$	4,0 kcal/mol
(L29)	$\dot{\text{R}}\text{O}_2$	$\rightarrow \text{ether} + \text{OH}$	- 25,0 kcal/mol

Abbildung 9: Auszug aus dem Selbstzündungsmodell von Li et al.

In dem Modell von Li et al. wird der Kraftstoffumsatz während der Reaktionseinleitung auf Basis der berechneten CO-Bildung berücksichtigt. Die umgesetzte Energie wird durch die entsprechenden Reaktionsenthalpien berechnet. Das Modell ist zwar im experimentellen Vergleich mit reinen Kraftstoffen entwickelt worden, doch wurde der jüngste Entwicklungsstand des Modells auf handelsübliche motorische Kraftstoffe abgestimmt. Da bei der Simulation der Selbstzündung kinetische Daten in das Modell eingehen, die aus der Kohlenwasserstoff-Chemie bekannt sind, kann das Modell von Li et al. im Gegensatz zu dem Shell-Modell als *weitgehend widerspruchsfrei* angesehen werden. Es stellt unter den vereinfachten Modellen der Kettenverzweigungsreaktionen das bisher höchstentwickelte dar. Nach dem heutigen Stand des Wissens kann vermutet werden, daß das Modell von Li et al. die Vorgänge der Selbstzündung weitgehend realitätsnah und mit vertretbarer Genauigkeit beschreibt.

Die Abbildung der Selbstzündung als reaktionskinetisch dominierter Prozeß ermöglicht, den Ablauf noch vereinfachter darzustellen. Kleinschmidt und Flörchinger [57] konnten in einer weiteren Simplifizierung die Simulation eines Selbstzündungsvorganges mit einem einfachen *Integralausdruck* für eine Fiktivradikalkonzentration nachvollziehen, der bei Klopfeinsatz (d.h. festgestellte Selbstzündung) einen kraftstoffspezifischen Grenzwert überschritten hat. Die Formulierung des Selbstzündkriteriums als Integral veranschaulicht das Verständnis des Selbstzündungsvorganges in Luft-Kraftstoffgemischen als einen

zeitabhängigen Prozeß. Die spontane Oxidation eines Luft-Kraftstoffgemisches wird nicht durch einen überschrittenen Schwellenwert einer Temperatur oder eines Druckes einleitet, sondern sie entspricht näherungsweise dem eingestellten *Schwellenwert* einer Radikalkonzentration. Die Überschreitung des Schwellenwertes ist wiederum das Ergebnis eines reaktionskinetischen Prozesses, der seinerseits durch die Temperatur- und Druckgeschichte des Gemisches beeinflusst wird.

Die Bedeutung der Radikalkonzentration für die Reaktionsintensität im Gemisch läßt bereits den Einfluß des Luftverhältnisses auf die Selbstzündungsvorgänge erahnen. Bisher ist die Selbstzündung in homogenen Gemischen vorwiegend hinsichtlich des Klopfeffektes im Ottomotor untersucht worden. Daher sind die zahlreichen praktischen Untersuchungen und die Entwicklung der theoretischen Modelle ausschließlich für den Betrieb mit stöchiometrischen oder gar angereicherten Gemischen durchgeführt worden. Die Selbstzündung magerer Gemische ist bisher nur *unzureichend* erforscht. Jedoch erscheint vor dem Hintergrund der diskutierten Selbstzündungsmodelle die Annahme vergleichbarer reaktionskinetischer Vorgänge in mageren Gemischen plausibel. Weiterhin geben motorische Untersuchungen des Klopfverhaltens magerer Gemische mit begleitenden Simulationsrechnungen von Ronney et al. [58] begründeten Anlaß zu der Vermutung, daß sich die vorherrschende Reaktionskinetik des Selbstzündungsvorganges bei steigendem Luftverhältnis *nicht verändert*, sondern nur in ihrer Reaktionsintensität abnimmt. Infolgedessen ist vorstellbar, daß sich aufgrund der niedrigeren Konzentration von Kohlenwasserstoffen eine geringere Anzahl an Radikalen im Gemisch bildet und deren Zunahme durch Kettenverzweigungsreaktionen mit steigendem Luftüberschuß langsamer verläuft. Für die weitere Forschungsarbeit kann angenommen werden, daß bei steigendem Luftverhältnis eine Selbstzündung nach dem gleichen Mechanismus abläuft, aber sich zu einem *späteren Zeitpunkt* einstellt.

Vor dem Hintergrund der dargestellten Zusammenhänge werden die bereits von Onishi in Kapitel 2.1.2 aufgestellten Anforderungen für den Betrieb mit ATAC nachvollziehbar:

- Die *gleichmäßige Mischung* der Frischladung mit Abgas erhöht die Wahrscheinlichkeit, daß alle reaktionskinetisch aktiven Spezies im Abgas die Kettenverzweigungsreaktionen im Frischgemisch fördern.
- Die *ausreichende Abgastemperatur* begünstigt die Reaktionsintensität des Selbstzündungsmechanismus, nach Li et al. insbesondere der endothermen

Zerfallsreaktion während des Übergangs in die zweite Phase der Reaktionseinleitung.

- *Geringe zyklische Schwankungen* im Luftverhältnis stellen für alle Zyklen eine ausreichende Kraftstoff- und damit auch Radikalkonzentration im Brennraum sicher, so daß sich für alle Zyklen während der Kompressionsphase eine Selbstzündung im Gemisch einstellt und somit den motorischen Prozeß der Kompressionszündung erhält.

2.4.2 Modelle der Energieumsetzung unter Berücksichtigung der Temperaturinhomogenität im Gemisch

Die betrachteten Selbstzündungsmodelle bilden vereinfachend die Reaktionseinleitung in einem einzelnen Gemischelement ab. Ist das Gemisch ideal homogen, so beschreiben sie den Prozeß für alle Gemischelemente gleichzeitig. Dagegen ist für ein nicht ideal homogenes Gemisch zur Bestimmung des Verlaufs der Energieumsetzung infolge einer Selbstzündung diese Berechnung für *jedes Gemischelement* mit seiner spezifischen Temperatur- und Konzentrationshistorie durchzuführen. Die Komplexität der Aufgabe und der daraus resultierende Aufwand einer solchen Berechnung ist leicht vorstellbar.

Zur Abschätzung des Verlaufs der Energieumsetzung in einem inhomogenen Gemisch kann ein vereinfachtes Berechnungsmodell von Zeldovic et al. [59] herangezogen werden. In dem Modell simulierten sie die unterschiedlichen Verläufe der Energieumsetzung in einem reaktionsfähigen Gemisch bei verschiedenen Temperaturverteilungen vor der Reaktionseinleitung. Es wurde eine solche Kraftstoffkonzentration angenommen, daß sich eine intensive Reaktion im Gemisch einstellt. Das Gemisch ist mit Ausnahme der Temperaturverteilung homogen und befindet sich bei Simulationsbeginn in Ruhe. Es verhält sich wie ein ideales Gas und seine lokale Reaktionsintensität hängt ausschließlich von der lokalen Temperatur ab (Arrheniusbeziehung). Der Ablauf der Energieumsetzung wurde über ein *eindimensionales* Volumen simuliert, da die Beschränkung auf eine Dimension die Komplexität nachhaltig reduzierte. Abbildung 10 zeigt die schematische Darstellung der volumetrischen Ausdehnung des Berechnungsmodells. Die hier dargestellte Raumdimension r_0 ($r_0^2 = y^2 + z^2$) strebt gegen 0.



Abbildung 10: Schematische Darstellung des eindimensionalen Modells ($r_0 \rightarrow 0$)

In der Ausgangssituation fiel die lokale Gemischtemperatur entlang der einen Dimension (x) mit zunehmendem Abstand vom Ursprung ($x = 0$) linear ab. Für jede Simulation einer Energieumsetzung ($n = 1; 2; 3; \dots; 6$) war eine unterschiedliche Steigung der Temperaturverteilung (χ_n) im Gemisch gewählt worden. Für alle angenommenen Steigungen χ_n wies der Ursprung ($x = 0$) die gleiche, maximale Temperatur (T_0) auf. Die Temperaturverteilungen der n verschiedenen Ausgangssituationen ($t = 0$) entsprachen der Beziehung:

$$T(x, n) = T_0 - \chi_n \cdot x \quad (\text{Gl. 2-1})$$

In allen Simulationen ging die Energieumsetzung vom Ursprung, dem Punkt der maximalen Temperatur ($x = 0$; $T = T_0$) aus. Zeldovic bezeichnete diesen Punkt als „*exothermes Zentrum*“. Abbildung 11 veranschaulicht die sechs verschiedenen Ausgangssituationen mit der jeweiligen Temperaturverteilung im Gemisch und die drei resultierenden Arten der Energieumsetzung. Tabelle 1 zeigt die unterschiedlichen Steigungen χ_n des Temperaturgradienten zu Beginn der Simulation, die zu den drei verschiedenen Arten der Energieumsetzung führten.

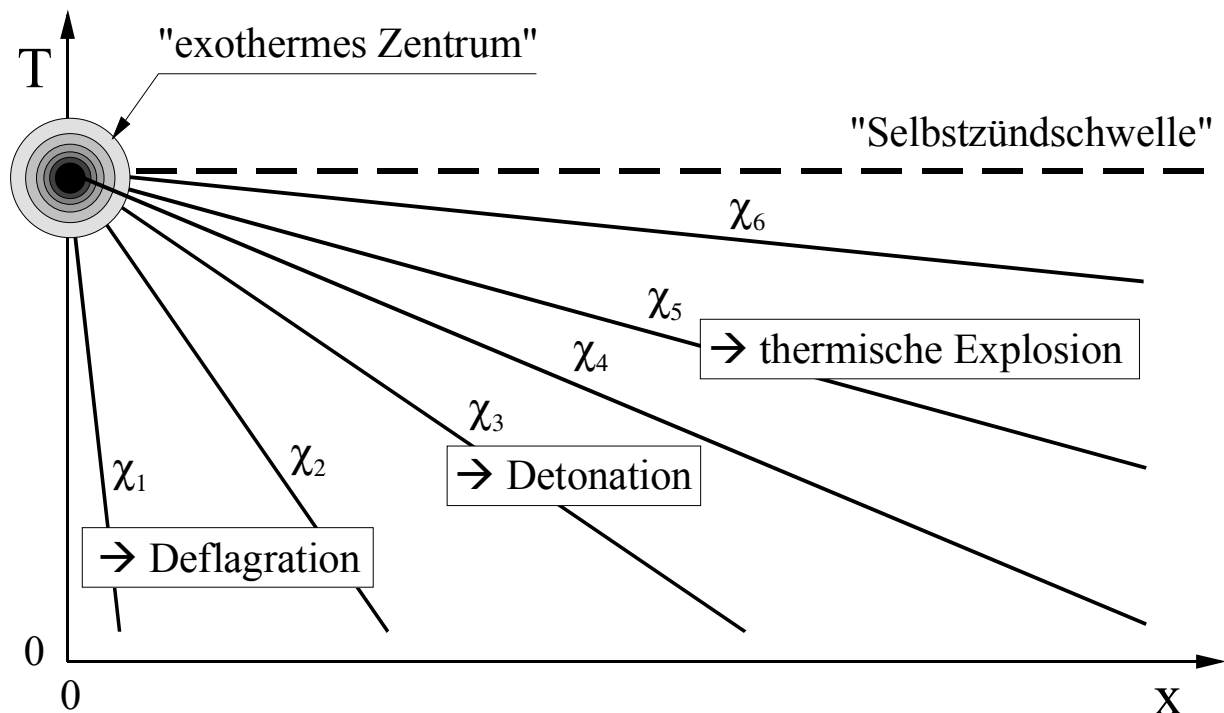


Abbildung 11: Schematische Darstellung der Ausgangssituation in der Simulation und die sich einstellenden Arten der Energieumsetzung

Tabelle 1: Drei Arten der Energieumsetzung in Abhängigkeit des Temperaturgradienten

Temperaturgradient	Steigung χ_n	Art der Umsetzung
Steil	$\chi_1 = 736 \text{ K/mm}$ $\chi_2 = 22 \text{ K/mm}$	Deflagration
Mittlerer Anstieg	$\chi_3 = 11,8 \text{ K/mm}$	Detonation
Flach	$\chi_4 = 11 \text{ K/mm}$ $\chi_5 = 3,4 \text{ K/mm}$ $\chi_6 = 1,1 \text{ K/mm}$	Thermische Explosion

Für steile Temperaturgradienten stellt sich in der Simulation eine *Deflagration* ein. Das Modell der Deflagration entspricht der Flammenfrontverbrennung, also der heute üblichen technisch umgesetzten Verbrennung im Ottomotor. Die Flamme wird hier allgemein als *Reaktionszone* bezeichnet, in der die benachbarten Gemischanteile durch die Wärmeleitung erhitzt und zur Energieumsetzung gebracht werden. Die Bewegungsgeschwindigkeit der Reaktionszone durch das Gemisch steigt mit der Zunahme der lokalen Reaktionsintensität an. In der Simulation zeigte die Variation der Steigung des Temperaturgradienten, daß bei Deflagration mit flacheren Gradienten die *Fortpflanzungsgeschwindigkeit* der Reaktionszone zunimmt.

Für den Temperaturgradienten mittlerer Steigung ($\chi_3 = 11,8 \text{ K/mm}$) stellt sich in der Simulation eine *Detonation* ein. Wie bei der Deflagration bewegt sich eine Reaktionszone durch das Gemisch, innerhalb derer die Energieumsetzung stattfindet. Vor der Reaktionszone eilt eine Druckwelle mit Überschallgeschwindigkeit durch das Gemisch. Innerhalb der Druckwelle werden die Gemischelemente so komprimiert, daß sich durch die erhöhten Druck- und Temperaturbedingungen eine Reaktionstätigkeit einstellt. Durch die Reaktionseinleitung auf erhöhtem Druck- und Temperaturniveau wird ein größerer Massenanteil des Gemisches *schneller* zur Reaktionstätigkeit gebracht. In der Simulation berechneten sich Druckwellen, deren Geschwindigkeiten oberhalb der Schallgeschwindigkeit für die lokalen Gemischelemente liegen. Die rechnerische Bedingung für die Existenz einer Detonationswelle (oder auch Chapman-Jouguet-Welle) ist damit erfüllt.

In Simulationen mit flachen oder gar fehlenden Temperaturgradienten stellt sich im Gemisch eine Energieumsetzung ein, die hier als "*thermische Explosion*" bezeichnet worden ist. Diese Benennung ist von Frank-Kamenetzki [60] eingeführt worden, der damit auf eine ausschließlich thermisch induzierte Reaktionseinleitung abstellte. Die bei flachem Gradienten fast gleichmäßige

Temperaturverteilung im Gemisch wirkt sich in einer nahezu gleichzeitigen Reaktionstätigkeit in allen Elementen aus. Die annähernd parallele Energieumsetzung benachbarter Gemischelemente ist in einzelnen optischen Untersuchungen, beispielsweise bei Hayashi et al. [61], als eine extrem schnelle „Entzündungsfront“ im Gemisch ($v > 1 \text{ M}$) zu erkennen. Eine Entzündungsfront unterscheidet sich von einer Reaktionsfront, da sie *keinen lokalen Fortpflanzungsmechanismus* wie beispielsweise eine Deflagration aufweist. Die Energieumsetzung hängt allein von den lokalen Reaktionsbedingungen, also der jeweiligen lokalen Temperatur und der lokalen Kraftstoffkonzentration des einzelnen Elementes und deren Verteilung im Gemisch ab. Die im Gemisch umgesetzte Energie wirkt sich auf die Reaktionstätigkeit der weiteren Gemischelemente über den lokalen Druckzustand aus. Je flacher die Steigung des Temperaturgradienten in der Simulation der "thermischen Explosion" angenommen worden waren, desto gleichzeitiger fand die Umsetzung statt.

In Anlehnung an die grundlegenden Arbeiten von Zeldovic et al. haben Pan et al. [62, 63] in jüngerer Zeit *zweidimensionale* Simulationsrechnungen durchgeführt. Ihre Simulationsergebnisse zeigen bei steigender Gemischtemperatur eine zunehmende Neigung zur Ausbildung einer Detonation, und bei homogenen Selbstzündungsbedingungen eine Energieumsetzung nach der Art der dezentralen Reaktionseinleitung. Jedoch konnten in den Berechnungen von Pan et al. die drei unterschiedlichen Arten der Energieumsetzung *nicht mehr eindeutig* voneinander unterschieden werden. Die Autoren vermuteten, daß die explizite Berücksichtigung eines Verbrennungsgasbereiches in ihrem Simulationsmodell eine klare Ausbildung der Detonationswelle in der Berechnung verhinderte. Für den realen Motor mit Flammenfrontverbrennung nahmen sie an, daß sich während der klopfenden Verbrennung aufgrund der Inhomogenitäten im stöchiometrischen Endgas alle drei Arten der Energieumsetzung einstellen können, teilweise sogar gleichzeitig. Für den hier betrachteten Fall der Kompressionszündung magerer Gemische kann aufgrund der reduzierten Reaktionsintensität die Ausbildung einer Deflagration oder auch einer Detonation nahezu sicher *ausgeschlossen* werden. Den praktischen Versuchen zufolge entspricht die dezentrale Reaktionseinleitung weitgehend der Energieumsetzung mit flachem oder ohne Temperaturgradienten.

Die Abhängigkeit der Energieumsetzung von den lokalen Reaktionstätigkeiten wurde von Oppenheim [64, 65] in einer Überschlagsrechnung eingängig illustriert. Oppenheim geht in seinen Arbeiten grundsätzlich von einer signifikanten Heterogenität im Gemisch aus. In den lokalen Inhomogenitäten sieht er sogar die Ursache der selbstverstärkenden Reaktionstätigkeit infolge der Selbstzündung: Die reagierenden Gemischelemente höherer Temperatur, die

sogenannten "exothermen Zentren", expandieren aufgrund der höheren lokalen Energieumsetzungsrate schneller als die umliegenden, kälteren Gemischanteile. Diese exothermen Zentren komprimieren die kälteren Gemischanteile, und steigern deren Temperatur bis sich auch in diesen eine Selbstzündung einstellt. Ausgehend von den exothermen Zentren beschleunigt sich die Reaktionstätigkeit im gesamten Gemisch.

Oppenheim berechnete in seinem einfachen Simulationsmodell die Umsetzungsraten eines Gemisches in Abhängigkeit von der Standardabweichung der *Temperaturverteilung* im Gemisch vor der Umsetzung. In seinem Modell ist die Induktionszeit eines Gemischelementes direkt abhängig von der lokalen Temperatur. Das Simulationsergebnis ist in Abbildung 12 durch zwei Diagramme dargestellt. Das linke Diagramm zeigt die verschiedenen Standardabweichungen, die für eine Normalverteilung der Temperatur über die Gemischelemente vor Reaktionsbeginn angenommen worden sind. Das rechte veranschaulicht die maximale berechnete Energieumsetzungsrate in Abhängigkeit von der jeweiligen Standardabweichung.

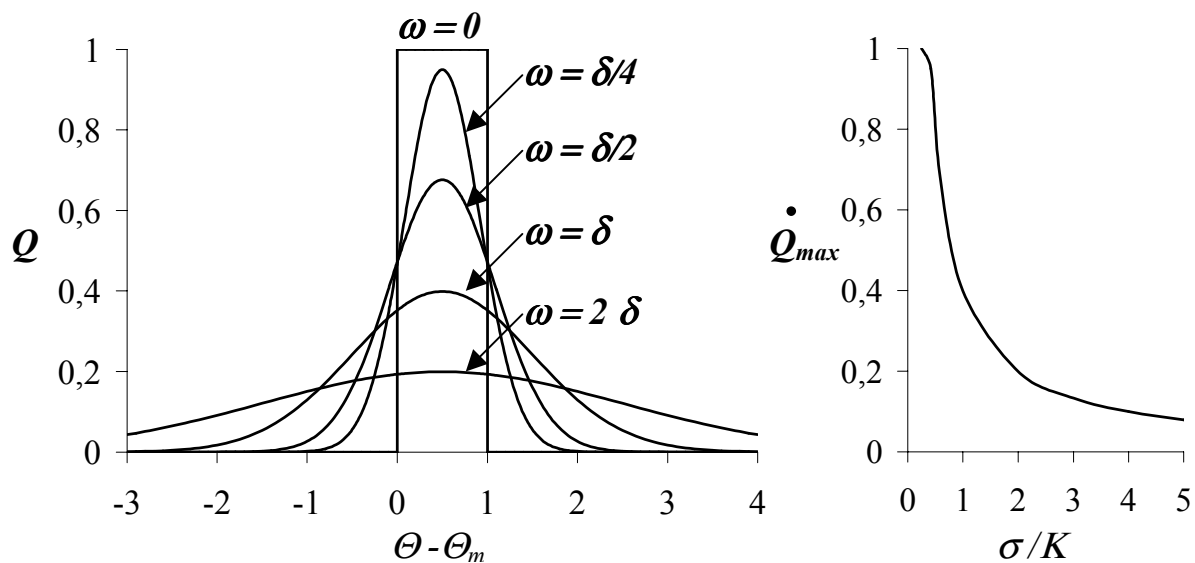


Abbildung 12: Standardabweichung der Temperatur im Gemisch vor Hauptumsatzbeginn sowie die maximale Energieumsetzungsrate in Abhängigkeit von der Standardabweichung (in Anlehnung an: A.K. Oppenheim, 1984)

Je homogener die Temperaturverteilung im Gemisch angenommen wurde, desto intensiver fiel die Reaktionstätigkeit aus, desto höher berechneten sich die maximalen Umsetzungsraten. Das Simulationsergebnis verdeutlicht die *stark ansteigende, maximale Umsetzungsrate* bei zunehmender Homogenität im Gemisch. Vor dem Hintergrund der vielfältigen thermischen und reaktionskinetischen Einflüsse auf den Prozeß der Reaktionseinleitung und der Energie-

umsetzung erscheint die Abschätzung Oppenheims für die Selbstbeschleunigung der Reaktionstätigkeit zwar vereinfacht. Sie verdeutlicht jedoch, daß ein erheblicher Einfluß der Homogenität der Temperatur- und Kraftstoffverteilung im Gemisch auf den Verlauf der Energieumsetzung erwartet werden kann.

Für die Übertragung der vereinfachten Modelle der Selbstzündung und der Energieumsetzung auf die realen motorischen Prozesse scheint es ratsam, zuvor die Randbedingungen einer Verbrennung in einer Hubkolbenmaschine mit Viertakt-Ladungswechsel näher zu betrachten.

2.5 BETRACHTUNG DER MOTORISCHEN RANDBEDINGUNGEN

Die Gemischumsetzung in einer Hubkolbenmaschine unterscheidet sich von der Verbrennung in einem idealen motorischen Prozeß durch

- das sich während der Verbrennung kontinuierlich *verändernde* Brennraumvolumen,
- die *nicht vollständig homogene* Temperaturverteilung im Gemisch sowie
- die *nicht vollständig homogene* Verteilung von Luft, Kraftstoff und Abgas im Brennraum

2.5.1 Einfluß des Verdichtungsverhältnisses

Bei Kompressionszündung kann das eingestellte geometrische Verdichtungsverhältnis den Verlauf und die Vollständigkeit der Gemischumsetzung beeinflussen. Denn in der Hubkolbenmaschine wird das Volumen des Brennraumes durch die Position des Kolbens bestimmt. Durch die kontinuierliche Änderung des Volumens verändert sich zwangsläufig die Dichte des eingeschlossenen Luft-Kraftstoffgemisches. Das geometrische *Verdichtungsverhältnis* beeinflusst somit die Höhe der Maximalwerte der Gemischtemperatur und der volumetrischen Kraftstoffkonzentration am oberen Totpunkt. Folglich wird der gesamte Verlauf der Reaktionstätigkeit im Gemisch durch die Kolbenbewegung beeinflusst.

Insbesondere die Lage der Reaktionseinleitung relativ zum oberen Totpunkt wirkt sich bei zunehmendem Verdichtungsverhältnis auf den *Verlauf der Energieumsetzung* aus. Beginnt die Energieumsetzung bereits während der Kompressionsphase, also vor der Kolbenstellung des oberen Totpunktes, wird sie zusätzlich durch die gleichzeitige Steigerung der Temperatur und der Dichte des Gemisches beschleunigt. Dagegen verzögert eine späte Verbrennungslage die Reaktionstätigkeit im Gemisch, da eine Expansion während der Umsetzung

die volumetrische Kraftstoffkonzentration und Gemischtemperatur reduziert. Für sehr späte Verbrennungslagen kann sich auch eine unvollständige Verbrennung einstellen, da sich mit zunehmender Entfernung vom oberen Totpunkt die Vergrößerung des Brennraumvolumens sogar beschleunigt. Bei schneller Expansion des reagierenden Gemisches kann die Reaktionstätigkeit so weit verzögert werden, daß die Energieumsetzung des Gemisches *verlöscht*.

Zur Verdeutlichung des Einflusses des zunehmenden Verdichtungsverhältnisses auf den Kurbelwinkelbereich um den oberen Totpunkt wird das zum Kompressionsvolumen *relative Volumen* (Gl. 2-2) über der Kolbenstellung aufgetragen.

$$\frac{V(\varphi)}{V_c} = 1 + \left(1 - \cos(\varphi) + \frac{l}{r} - \sqrt{\left(\frac{l}{r}\right)^2 - \sin^2(\varphi)} \right) \cdot \frac{(\varepsilon - 1)}{2} \quad (\text{Gl. 2-2})$$

In die Berechnung des relativen Volumens gehen ein:

$V(\varphi)$	Brennraumvolumen bei Kurbelstellung φ
V_c	Kompressionsvolumen
ε	Verdichtungsverhältnis
l	Pleuellänge
r	Kurbelradius
φ	Kurbelstellung

Aus den Verläufen der relativen Volumina in Abbildung 13 ist ersichtlich, daß mit ansteigendem geometrischen Verdichtungsverhältnis der Kurbelwinkelbereich einer relativ langsamen Volumenänderung immer kleiner wird. Bei höheren Verdichtungsverhältnissen erfolgt die geometrische Änderung um den oberen Totpunkt zunehmend *schneller*.

Vor dem Hintergrund des diskutierten Einflusses der volumetrischen Kraftstoffkonzentration und der Gemischtemperatur auf die Reaktionsintensität im Gemisch sind zwei Auswirkungen der schnelleren Volumenänderung im Bereich des oberen Totpunktes zu erwarten:

- Mit steigendem Verdichtungsverhältnis nehmen die *Maximalwerte* der Energieumsetzungsraten und der steilen Druckanstiege im Brennraum zu
- Bei steigendem Verdichtungsverhältnis nimmt bei Gemischumsetzung nach dem oberen Totpunkt die Emission unverbrannter und *unvollständig verbrannter Kohlenwasserstoffe* zu

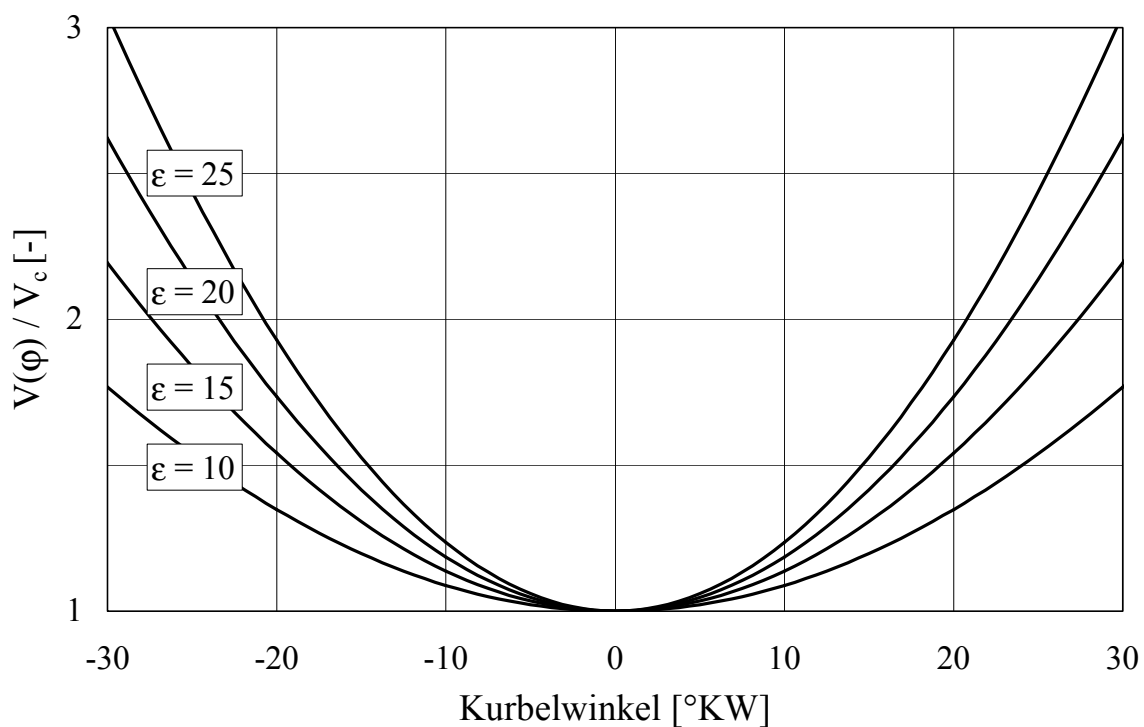


Abbildung 13: Relative Volumina im Bereich des oberen Totpunktes für verschiedene geometrische Verdichtungsverhältnisse ($l/r = \text{const.}$)

Aus den vorstehenden Überlegungen ist zu schließen, daß es sich mit steigendem geometrischen Verdichtungsverhältnis *anspruchsvoller* darstellt, die Lage der Energieumsetzung zwischen einer zu schnellen und einer unvollständigen Umsetzung des Gemisches zu regeln. Folglich begünstigt bei Kompressionszündung ein relativ niedriges Verdichtungsverhältnis eine gleichmäßige und vollständige Gemischumsetzung.

2.5.2 Temperaturverteilung während der Kompressionsphase

Den Simulationsrechnungen von Zeldovic et al. zufolge ist für die Energieumsetzung nach dem Prinzip der dezentralen Reaktionseinleitung eine weitgehend homogene Temperaturverteilung im Gemisch erforderlich. Bereits eine geringe Änderung in der Steigung des flachen Temperaturgradienten wirkt sich auf den zeitlichen Verlauf der Energieumsetzung aus. In der realen Hubkolbenmaschine wird aber eine vollständig homogene Temperaturverteilung im Gemisch während der Kompressionsphase bereits durch den thermischen Effekt der sogenannten *Wandheizwirkung* verhindert. Der Effekt ist bei Kleinschmidt und Hebel [66] detailliert beschrieben.

Die Wandheizwirkung stellt sich als partielle Inhomogenität in der räumlichen Temperaturverteilung dar. Sie entsteht, wenn kalte Frischgasэлеmente in den

Brennraum eingesaugt und bei Kompressionsbeginn durch die noch heiße Wand aufgeheizt werden. Da alle Gemischelemente während der Kompression die gleiche Drucksteigerung erfahren, tendieren die bei Kompressionsbeginn heißesten Elemente in Wandnähe auch zu den höchsten Kompressionsendtemperaturen.

Die unmittelbar an der Wandoberfläche befindlichen Gemischelemente können aufgrund der starken Kühlwirkung der metallischen Wand diesem

Temperaturanstieg nicht folgen, so daß sich vor der Wand ein *relatives Temperaturmaximum* ausbildet. Abbildung 14 verdeutlicht die Auswirkung des instationären Wandwärmeüberganges exemplarisch für das Zylinderrohr. Der Effekt gilt für alle Gemischelemente in Nähe einer Brennraumwandung und ist hier stark überzeichnet dargestellt. Als typische Zahlenwerte der Überhöhung sind $\Delta T = 50 \text{ K}$ in Abstand $\Delta x = 0,15 \text{ mm}$ von der Wand angegeben.

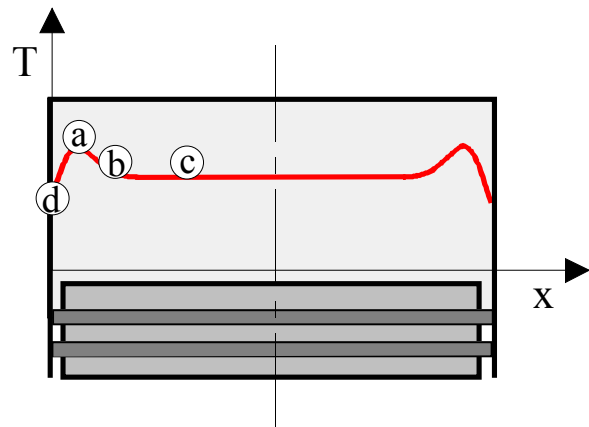


Abbildung 14: Temperaturverteilung im Gemisch während der Kompressionsphase nahe dem Zylinderrohr

Die Temperaturverteilung wirkt sich vermutlich auf die Reaktionseinleitung im Gemisch aus. Für ein sonst ideal homogen angenommenes Gemisch weisen die Elemente in unmittelbarer Wandnähe (a) durch die überhöhte Temperatur eine höhere Reaktionsintensität auf und gelangen als *erste* zur Energieumsetzung. Unmittelbar anschließend folgt die Reaktionstätigkeit der benachbarten Elemente (b) und danach der größte Gemischanteil (c) im Brennraum. Da sich zunehmend mehr Gemischelemente an der Energieumsetzung beteiligen, beschleunigt sich die Reaktionstätigkeit im Gemisch. Bei ausreichender Dauer und Intensität der Energieumsetzung im Brennraum werden auch die Gemischelemente sehr niedriger Ausgangstemperaturen (d) umgesetzt, soweit dies der Quench-Effekt zuläßt.

Ein Temperaturprofil mit einer Überhöhung in Wandnähe kann für alle Brennverfahren mit homogener Gemischbildung und geringer Ladungsbewegung angenommen werden. Bei ottomotorischer Verbrennung homogener Gemische wurde in diesem wandnahen Bereich von Spicher und Kröger [67] eine leicht erhöhte Klopfneigung sowohl gemessen als auch von Kleinschmidt und Hebel [66] in einer Simulationsrechnung gezeigt. Es kann geschlossen

werden, daß während der Kompressionsphase alle Elemente des angesaugten homogenen Gemisches eine weitgehend identische Druckgeschichte erfahren, aber eine unterschiedliche Temperaturhistorie. Somit ist im praktischen Betrieb aufgrund der Wandheizwirkung eine gleichzeitige Reaktionseinleitung aller Gemischanteile im Brennraum *ausgeschlossen*.

2.5.3 Gemischverteilung im Brennraum

In den bisherigen Überlegungen wurde der Einfachheit halber eine homogene Kraftstoffverteilung im Gemisch angenommen. Messungen in motorischen Brennräumen von Bopp et al. [68] zeigen jedoch, daß sich eine vollständig homogene Gemischverteilung nur *sehr unwahrscheinlich* während des motorischen Betriebes im Brennraum einstellt. Praktische Erfahrungen aus der ottomotorischen Verbrennungsentwicklung im Viertaktmotor mit äußerer Gemischbildung lassen bei niedrigen Drehzahlen ($n < 1500$ 1/min) eine inhomogene Kraftstoffverteilung im Brennraum vermuten. Auch wenn sich mit steigender Drehzahl die Zeitbasis für die Gemischbildung im Brennraum verkürzt, erhöht sich zugleich die Strömungsgeschwindigkeit des angesaugten Gemisches. Hierdurch kann eine bessere Vermischung und damit eine Steigerung der Homogenität des Gemisches erwartet werden. Bei innerer Gemischbildung wirken sich zusätzlich der Kraftstoffdruck und die Geometrie der Einspritzdüse auf die Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum aus. Bei Direkteinspritzung ist sogar erst für noch höhere Drehzahlen ($n \geq 2000$ 1/min) mit einer nahezu homogenen Kraftstoffverteilung im Brennraum zu rechnen.

Im realen motorischen Betrieb befindet sich im Brennraum neben dem Gemisch aus Luft und Kraftstoff meist noch *Abgas* vom letzten Verbrennungszyklus. Während bei Zweitaktmotoren bauartbedingt ein signifikant hoher Abgasanteil im Brennraum erhalten bleibt, ist der Anteil des Abgases an der Brennraummasse im Viertaktmotor erheblich geringer. Im Viertaktmotor verbleibt die Abgasmasse meist im Kompressionsvolumen des Brennraumes zurück. Gerade bei niedrigen Drehzahlen stellt sich wahrscheinlich aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten eine unzureichende Vermischung des verbliebenen Abgases mit der Frischladung und damit eine inhomogene Gemischverteilung im Brennraum ein. Erst für erheblich höhere Drehzahlen ($n > 4000$ 1/min) kann mit einer weitgehend vollständigen Durchmischung von Luft, Kraftstoff und Abgas im Brennraum gerechnet werden.

Folglich muß für die Kompressionszündung magerer Gemische in ihrem angestrebten Einsatzgebiet - in der Teillast bei niedrigen Drehzahlen - von einer *unvollständig homogenen Gemischverteilung* im Brennraum ausgegangen werden.

2.6 ZUSAMMENFÜHRUNG DER THEORETISCHEN MODELLE UNTER MOTORISCHEN RANDBEDINGUNGEN

Für eine Diskussion der Betriebsgrenzen der Kompressionszündung wird es als notwendig erachtet, die vereinfachten Modelle der Selbstzündungsvorgänge und des Ablaufs der Energieumsetzung unter Berücksichtigung der motorischen Randbedingungen in einen umfassenden Erklärungsansatz zu *integrieren*. Hierzu wird festgehalten, daß sich die Phase der Energieumsetzung im Gemisch definitionsgemäß an die Phase der Selbstzündung anschließt, auch wenn die Umsetzung prinzipiell aus einer Vielzahl von Selbstzündungsvorgängen besteht.

Die "Selbstzündungsphase" kann zu dem Zeitpunkt als abgeschlossen betrachtet werden, wenn sich anschließend unvermeidbar eine Energieumsetzung im Gemisch einstellt. Die Energieumsetzung beginnt an den Gemischelementen, die aufgrund ihrer Druck- und Temperaturhistorie die Selbstzündungsbedingungen zuerst erfüllt haben. Auch wenn durch die Art der Gemischbildung und die gemeinsame Kompression von einem weitgehend homogenen Gemischzustand im Brennraum ausgegangen werden kann, ist jedoch aufgrund der im vorherigen Kapitel genannten motorischen Randbedingungen eine gleichzeitige Reaktionseinleitung oder auch Umsetzung des Gemisches sicher auszuschließen. Die bekannten optischen Untersuchungen [9, 17, 24, 35, 36, 40] weisen darauf hin, daß sich im Brennraum vermutlich eine Vielzahl von "Entzündungsfronten" einstellen.

Da die Reaktionsintensität jedes Gemischanteils von seinem reaktionskinetischen und thermodynamischen Zustand bestimmt wird, wirkt sich die bereits umgesetzte Energie auf die weitere Umsetzung aus. Im allgemeinen steigern während der Selbstzündungsphase die vorwiegend exothermen Kohlenwasserstoff-Reaktionen die Gemischtemperatur und damit auch die Reaktionsintensität im Gemisch. Da die Reaktionstätigkeit ihrerseits sowohl die Temperatur als auch die reaktionskinetische Aktivität im Gemisch steigert, unterliegen beide Änderungen der *zweifachen Rückkopplung*. Die Dynamik der Energieumsetzung nach der Selbstzündung wird durch die Wechselwirkung der reaktionskinetischen und thermischen Rückkopplungen im Gemisch bestimmt.

Jedoch verschiebt sich der Einfluß beider Rückkopplungen während der Energieumsetzung. Abbildung 15 stellt schematisch dar, wie sich die Abhängigkeiten des Prozesses mit fortschreitender Reaktion verändern. Zu Beginn der Reaktionseinleitung ist die Energieumsetzungsrate sehr niedrig und die Gemischtemperatur bleibt nahezu konstant. In dieser Phase entspricht die Reaktionseinleitung weitgehend dem vereinfachten Modell der Selbstzündung, der sogenannten „*isothermen Kettenverzweigungsreaktion ohne Energieumsetzung*“. Diesem Ansatz entsprechen die meisten bekannten reaktionskinetischen Selbstzündungsmodelle.

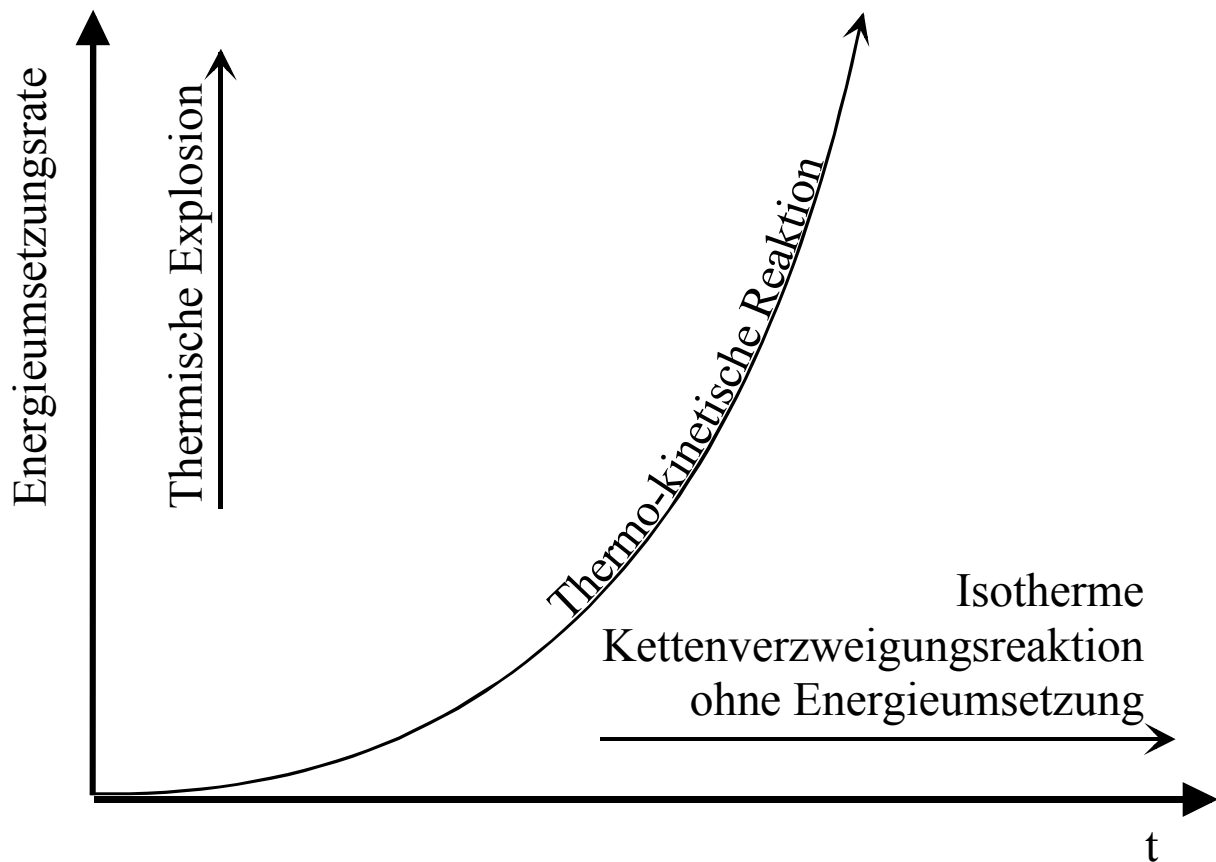


Abbildung 15: Schematische Darstellung des sich verändernden Einflusses der zwei Rückkopplungen im Laufe der Energieumsetzung

Mit fortschreitender Reaktionstätigkeit wird mehr Energie umgesetzt, und die Gemischtemperatur steigt an. Die kinetische Rückkopplung durch Kettenverzweigungsreaktionen wird um die thermische Rückkopplung erweitert. Die zunehmende Temperatur steigert die Reaktionsintensität im Gemisch und beschleunigt die Energieumsetzung. Aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit der Reaktionsraten nähert sich die Energieumsetzung dem Modell der sogenannten „*thermischen Selbstentflammung*“ an. Dieses stark vereinfachende Modell von Frank-Kamenetzki [60] stellt ausschließlich auf den

Effekt der thermischen Rückkopplung für die Dynamik der Energieumsetzung ab. Diesem Ansatz entspringt auch die bis heute zumeist gebräuchliche Bezeichnung der sogenannten „thermischen Explosion“. Dieser Begriff soll hier nicht mehr verwendet werden, da diese Bezeichnung den reaktionskinetisch dominierten Prozeß einer Selbstzündung *unzutreffend* beschreibt.

Dagegen sei hier vereinbart, das dargelegte Prinzip der Energieumsetzung durch die kombinierten Rückkopplungen fortan mit dem Begriff "*thermo-kinetische Reaktion*" zu bezeichnen. Die Bezeichnung verdeutlicht die Abhängigkeit der Oxidationsreaktion von der lokalen Temperatur (*thermo*) und der lokalen Konzentration der Reaktionspartner (*kinetisch*). Aufgrund der Rückkopplungen ist die Energieumsetzung der thermo-kinetischen Reaktion prinzipiell selbstverstärkend. Falls die Reaktionsrate über die moderate Energieumsetzung hinweg ansteigt, kann von einer "thermo-kinetischen Explosion" gesprochen werden. Sie ist als klopfende Verbrennung im Ottomotor mit sehr hohen Energieumsetzungsraten bekannt. Aufgrund der bekannten Schädigungen der motorischen Bauteile, wie Kolben, Zylinderrohr und Zylinderkopf, ist eine thermo-kinetische Explosion zu vermeiden. Jedoch ist eine thermo-kinetische Reaktion als motorisches Brennverfahren *nutzbar*.

Als Voraussetzung für die Anwendung der thermo-kinetischen Reaktion als motorisches Brennverfahren ist die vollständige Umsetzung des Gemisches im Brennraum. Für eine abgeschlossene Reaktionseinleitung und eine vollständige Gemischumsetzung innerhalb eines motorischen Zyklus ist sowohl eine minimale Kraftstoffkonzentration als auch eine ausreichende Aktivierungsenergie erforderlich. Aufgrund der Rückkopplung können sich aber beide Parameter in einem gewissen Bereich *kompensieren*. Beispielsweise kann bei niedriger Kraftstoffkonzentration und geringer Reaktionsintensität eine hohe Aktivierungsenergie die Reaktion so beschleunigen, daß das Gemisch noch vollständig im Brennraum umgesetzt wird. Mit zunehmender Kraftstoffanreicherung im Gemisch kann aufgrund der höheren Reaktionsintensität auch bei abnehmender Aktivierungsenergie eine selbsterhaltende Reaktion herbeigeführt werden.

Neben der Konzentration der Kohlenwasserstoffe im Gemisch wirkt sich auch deren Zusammensetzung auf die Reaktionstätigkeit aus. Das Gemisch des handelsüblichen Kraftstoffes weist leicht und schwer entzündliche Kohlenwasserstoffe auf. Vermutlich ist die Anfangsphase der Energieumsetzung von der Reaktionstätigkeit der Kohlenwasserstoffe geprägt, die eine geringe Aktivierungsenergie erfordern. Dagegen benötigen gerade Kohlenwasserstoffe wie kurzkettige Alkene, Aromaten und extrem komplex verzweigte

Kohlenwasserstoffe eine *hohe Aktivierungsenergie* für die Reaktionseinleitung. Insbesondere hochoktanige Kraftstoffe enthalten große Anteile dieser Kohlenwasserstoffe. Vermutlich verleiht ihnen ihre hohe Aktivierungsenergie eine gute Klopfresistenz bei der ottomotorischen Flammfrontverbrennung. Die bekannten praktischen Untersuchungen scheinen zu bestätigen, daß erst mit zunehmender Temperatur und weiter ansteigender Konzentration kinetisch aktiver Spezies auch die höherwertigen Kohlenwasserstoffe zur Reaktionstätigkeit gebracht werden. Je höher das maximale Temperaturniveau und je größer die Konzentration aktiver Spezies im Brenngemisch, desto höher ist der Maximalwert der Energieumsetzungsrate, und desto *vollständiger* fällt meist auch die Umsetzung des im Gemisch enthaltenen Kraftstoffes aus.

Vor dem Hintergrund des zunehmenden Einflusses der beiden Rückkopplungen bei steigender Reaktionsintensität kann geschlossen werden, daß sich mit zunehmender Kraftstoffkonzentration die unvollständige Homogenität im Gemisch zunehmend deutlicher auswirkt. Hierfür kann angenommen werden, daß die Ungleichverteilung der Temperatur innerhalb der Gemischmasse unabhängig ist von der Ungleichverteilung des Kraftstoffes im Gemisch. Dann kann aufgrund der kombinierten thermischen und reaktionskinetischen Rückkopplung davon ausgegangen werden, daß sich während der Reaktionstätigkeit eine zunehmend *räumlich ungleichmäßige* und *zeitlich gedehnte* Energieumsetzung im Brennraum einstellt. Die Gemischanteile, die zugleich ein höheres Niveau sowohl in ihrer Temperatur als auch in ihrer Radikal- oder Kraftstoffkonzentration besitzen, weisen eine höhere lokale Energieumsetzungsrate auf. Sie steigern ihre lokale Temperatur schneller als die umliegenden Gemischanteile mit niedrigerer Reaktionsintensität, so daß sich lokale Druckunterschiede im Gemisch einstellen.

Folglich kann geschlossen werden, daß sich bei inhomogener Verteilung der Reaktionsintensität während der Umsetzung lokal unterschiedliche Druck- und Temperaturzustände im Gemisch einstellen. Da bei sinkendem Luftverhältnis die mittlere Umsetzungsrate ansteigt und sich bei schnellerer Umsetzung die Zeitdauer für einen lokalen Druckausgleich im Gemisch verkürzt, besteht Anlaß zur Vermutung, daß die lokalen Druckunterschiede zu den in der bekannten Literatur [9, 12, 21, 23, 24] wiederholt beschriebenen *Brennraumdruckschwingungen* führen. Diese Schwingungen werden vorwiegend bei Zyklen mit niedrigen Luftverhältnissen und entsprechend hohen Energieumsetzungsraten beobachtet. Im Allgemeinen wird der motorische Betrieb der Kompressionszündung magerer Gemische sowohl durch die intensiven Brennraumdruckschwingungen während der Verbrennung, als auch durch die gleichzeitig stark zunehmenden Druckanstiege begrenzt.

Zusammenfassend kann festgehalten werden:

Die Selbstzündung homogener Gemische aus Luft und Kraftstoff wird von der Konzentration reaktionskinetisch aktiver Spezies bestimmt, welche von der Historie des Druckes und der Temperatur der einzelnen Gemischelemente und der Konzentration der Kohlenwasserstoffe und des Sauerstoffes beeinflusst wird. Die Kompressionszündung im Verbrennungsmotor kann als eine Vielzahl von simultanen und sequentiellen Selbstzündungen im Gemisch verstanden werden. Die Interaktion der einzelnen thermo-kinetischen Reaktionen aufgrund der Ausgangsbedingungen des Gemisches bestimmt die Form der Energieumsetzung. Die motorische Anwendung des Brennverfahrens wird durch eine zu schnelle oder unvollständige Umsetzung des zugeführten Kraftstoffes begrenzt.

2.7 SCHLUSSFOLGERUNGEN DER LITERATURSTUDIE

Die bisherige Entwicklung der Kompressionszündung zeigt sich in einer chronologischen Zusammenstellung der relevanten Veröffentlichungen als eine vorwiegend praktische und versuchsorientierte Arbeit.

Tabelle 2: Überblick der bekannten motorischen Versuche mit Kompressionszündung am Zweitaktmotor

ZWEITAKT – LADUNGSWECHSEL	Name	Untersuchung / Erkenntnis	Jahr
	Lohmann	Selbstzündung durch variables Verdichtungsverhältnis	1950
	Onishi et al.	Selbstzündung durch erhöhten Abgasanteil	1976
	Noguchi et al.	Einfluß der reaktionskinetischen Zwischenprodukte auf die Selbstzündung	1979
	Stockinger	Vielfach-Lichtleitermeßtechnik, Reaktionseinleitung meist im zentralen Brennraumbereich	1992
	Petit et al.	Abgas-Analyse im Gaschromatographen, hohe Konzentration schwer entzündlicher HC	1993
	Ishibashi et al.	Selbstzündung steuerbar durch Abgas-Schieber, vollständigere Verbrennung, reduzierte HC-Emissionen	1993
	Lavy et al.	CCD Kamera, Reaktionseinleitung meist im zentralen Brennraumbereich	1996
	Iida et al.	Keramische Werkstoffe im Brennraum, erweiterter Betriebsbereich mit Kompressionszündung	1996
	Morikawa et al.	Hochdruck-Direkteinspritzung, steuerbare Zwei-Zonen-Verbrennung, reduzierte HC-Emissionen	1996
	Gentili et al.	Umfassende Untersuchung der Kompressionszündung, bei optischer Untersuchung partielle und temporäre Ruß-Bildung	1997
	Iida et al., Oguma et al.	Einfluß der Kraftstoffzusammensetzung auf den Betriebsbereich der Kompressionszündung	1997
	Ishibashi et al.	Gemischeinblasung vermeidet Spülverluste, reduziert HC-Emissionen	1998

Tabelle 3: Überblick der bekannten motorischen Versuche mit Kompressionszündung am Viertaktmotor

VIERTAKT - LADUNGSWECHSEL	Name	Untersuchung / Erkenntnis	Jahr
	Najt, Foster	Kompressionszündung magerer Gemische (KMG), homogene Gemische, niedrigoktanige Kraftstoffe, Ansaugluftheizung, Aufladung, Abgasrückführung	1983
	Thring	KMG, homogen, Benzin, Ansaugluftheizung, steuerbar in kleinem Betriebsbereich durch Qualitätsregelung und Abgasrückführung	1989
	Lenz et al.	KMG, homogen, variables und hohes ϵ , Energieumsetzung unabhängig von Kraftstoff	1990
	Stockinger	KMG, homogen, hohes ϵ , Gas und Benzin, Brennraumdruckschwingungen auch bei Gasbetrieb	1992
	Lu et al.	KMG, homogen, Wasserstoff, Abgasrückhaltung Versuch/Simulation, Bedeutung d. Zwischenprodukte	1994
	Furutani et al.	KMG, Steuerung durch Mischung zweier Kraftstoffe mit verschiedenen Oktanzahlen	1995
	Aoyama et al.	KMG, homogen, hohes ϵ , Benzin, Aufladung, Ansaugluftheizung, optische Untersuchung	1996
	Yanagihara, Sato	KMG, homogen, hohes ϵ , Dieseldieselkraftstoff, kleiner Betriebsbereich, kein Ruß, geringe Stickoxid-Bildung	1996
	Ryan, Callahan		1996
	Suzuki et al.		1998
	Christensen et al.	KMG, homogen, hohes ϵ , hochoktanige Kraftstoffe und Naturgas, keine Vorreaktionen erkennbar	1997
	Smith et al.	Simulationsrechnung: KMG, homogen, erhöhtes ϵ , Methan, steuerbar durch Abgasrückhaltung	1997
	Christensen et al.	KMG, homogen, hohes ϵ , Benzin, (Hoch-)Aufladung steigert maximale Last und Druckanstiegsraten	1998
	Seko et al.	KMG, homogen, hohes ϵ , Methanol, kleiner Betriebsbereich, geringe Stickoxid-Bildung	1998

Aus der Abfolge der Veröffentlichungen ist die historische Entwicklung der Kompressionszündung zu erkennen. In regelmäßigen, sich stetig verkürzenden Abständen wurden die bekannten Ansätze der Kompressionszündung wieder aufgegriffen und die Technologie von neuem untersucht. Selten wurden die theoretischen Grundlagen der Selbstzündung und der Energieumsetzung in die Untersuchung einbezogen.

Mit der Zeit veränderte sich die zugrunde liegende *Motivation* von der Konzeption eines einfachen und kostengünstigen Motors zu der Realisierung eines abgasarmen Teillastbrennverfahrens mit hohem Wirkungsgrad. Die Literaturrecherche verdeutlicht auch die erheblich *anspruchsvollere* Problemstellung einer Kompressionszündung im Viertaktmotor gegenüber der bereits erfolgten Realisierung am Zweitaktmotor.

Es wurde bisher kein Konzept vorgestellt, die Kompressionszündung magerer Gemische im instationär betriebenen Viertaktmotor *steuerbar* herbeizuführen. Die Literaturstudie vermittelt eher den Eindruck, daß an verschiedenen Stellen die Untersuchung des Verfahrens aufgrund des theoretisch ableitbaren Potentials euphorisch aufgenommen wurde, jedoch bei näherer Betrachtung und praktischer Untersuchung der Problemstellungen wieder eingestellt worden ist.

Die Nutzung des Konzeptes und die Weiterentwicklung zu einem motorischen Brennverfahren wird vorwiegend durch die engen Betriebsgrenzen verhindert. Die Betriebsgrenzen zeigen sich in:

- Fehlender oder *verschleppter Reaktionseinleitung* bei zunehmender Drehzahl
 - aufgrund unzureichender Aktivierungsenergie während der Kompressionsphase
- Verlöschender oder *unvollständiger Verbrennung* bei zunehmender Drehzahl und abnehmender Last
 - aufgrund unzureichender Aktivierungsenergie während der Kompressionsphase oder
 - aufgrund unzureichender Kraftstoffkonzentration im Gemisch und
- *Steilen Druckanstiegen* und klopfähnlichen Brennraumdruckschwingungen bei zunehmender Last
 - aufgrund zu hoher Kraftstoffkonzentration bei der selbstbeschleunigenden Energieumsetzung oder
 - aufgrund inhomogener Temperatur- und Gemischverteilung zu Beginn der Kompressionsphase

Vor dem Hintergrund der dargelegten theoretischen Zusammenhänge und der praktischen Erfahrung erscheinen die bekannten Betriebsgrenzen der Kompressionszündung unumgänglich. Die zunehmenden Druckanstiege sowie die unvollständige Umsetzung begrenzen den darstellbaren Lastbereich der Verbrennung. Daher wird für eine Nutzung der Kompressionszündung magerer Gemische als motorisches Brennverfahren angestrebt, diese gegebenen Betriebsgrenzen so zu verschieben, daß sich *innerhalb* dieser Grenzen ein hinreichend großer Betriebsbereich herstellen läßt.

3 EIGENE BASISUNTERSUCHUNGEN ZUR KOMPRESSIÖNSZÜNDUNG

Die Literaturstudie zeigt auf, daß trotz vieler verschiedener Ansätze zur Nutzung der Kompressionszündung im Viertaktmotor nur wenige praktische Untersuchungen der Selbstzündung und der Energieumsetzung bei mageren Gemischen bekannt sind. Zur eigenen Untersuchung der Kompressionszündung magerer Gemische wurde ein *Einzyliindermotor* mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis und äußerer Gemischbildung aufgebaut. Das Aggregat konnte ohne Ansaugluftvorheizung und stationär mit einem niedrigoktanigem Kraftstoff betrieben werden. Die Kompressionszündung konnte in einem kleinen Betriebsbereich in der Teillast bei niedrigen Drehzahlen dargestellt werden.

Für die weiterführende Grundlagenuntersuchung der Selbstzündung und der Energieumsetzung bei mageren Gemischen wurde eine Verdichtungsapparatur mit *turbulenzfreier* Gemischbildung entwickelt. In diesem Aufbau werden Gemische verschiedener Luft-Kraftstoffverhältnisse ausschließlich durch Kompression zur Selbstzündung gebracht. Die Randbedingungen eines Einhub-Versuches erlauben den Einsatz einer optischen Meßtechnik, um den Verlauf der Radikalkonzentration im Gemisch zeitaufgelöst zu erfassen. Hinsichtlich der praktischen Anwendung der Kompressionszündung werden die Versuche mit handelsüblichem Kraftstoff (Super bleifrei) durchgeführt.

3.1 AUFBAU DES EINZYLINDERMOTORS

Die Verbrennungsuntersuchungen wurden in einem Einzyliinder-Versuchsaggregat im stationären Prüfstandsbetrieb durchgeführt. Der Einzyliindermotor basiert auf der Konstruktion des Ottomotors M111E22 von Mercedes-Benz. Die technischen Daten sind in Tabelle 4 aufgeführt.

Tabelle 4: Daten Einzyliindermotor auf Basis M111E22

Größe	Zahlenwert	Einheit
Bohrung	89,9	mm
Hub	86,6	mm
Hubraum	549,7	cm ³
Brennraumform	Dachbrennraum, parallele Quetschflächen	
Einlaßventile	2 * Ø 35	mm
Auslaßventile	2 * Ø 31	mm
Ventilwinkel	50	°
Verdichtungsverhältnis	18	-
Gemischbildung	Saugrohr-Einspritzung	

Der Ladungswechsel des Einzylindermotors wurde mit Ventilen und Nockenformen aus der Serienproduktion des Motors gesteuert. Der eingebaute Phasenschieber war deaktiviert. Alle Gaswechselventile wiesen feste Steuerzeiten auf (Tabelle 5). Die Steuerzeiten waren für eine *maximale Kompression* des angesaugten Gemisches ausgelegt. Die Dauer der effektiven Ventilüberschneidung* war für einen minimalen Abgasanteil im Gemisch optimiert.

Tabelle 5: Steuerzeiten bei 2 mm Ventilhub

	Nockenbreite	Öffnet	Schließt
Einlaß	181 °KW	5 °KW n. OT	4 °KW n. UT
Auslaß	184 °KW	9 °KW v. UT	5 °KW v. OT

Die Ergebnisse der *strömungstechnischen Vermessung* des Zylinderkopfes sind in Tabelle 6 dargestellt. Sie verdeutlichen einen sehr schwachen Drall und eine ausgeprägte Tumble-Strömung im Brennraum. Die Durchflußbeiwerte der Ventile liegen innerhalb deren Normalverteilung für die Serienproduktion dieses Motors.

Tabelle 6: Strömungstechnische Daten des Zylinderkopfes

	Verhältnis	Zahlenwert	Einheit
Durchflußbeiwert, Einlaßventile	$A_{\text{eff}} / A_{\text{Zyl}}$	17,0	%
Tumbleziffer	c_u / c_a	2,71	-
Drallziffer	c_u / c_a	0,18	-
Durchflußbeiwert, Auslaßventile	$A_{\text{eff}} / A_{\text{Zyl}}$	11,7	%

Die Reaktionseinleitung im mageren Gemisch ausschließlich durch Kompressionszündung erforderte ein erhöhtes geometrisches Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon = 18$). Der ausgeprägte Dachbrennraum des Zylinderkopfes wurde mit einem Kolbenaufbau ausgefüllt. Der dachförmige *Kolbenaufbau* veränderte die Strömungsbildung innerhalb des Brennraumes während des Ladungswechsels.

Eine dreidimensionale Simulation der Zylinderinnenströmung [69] zeigte eine Störung der Tumble-Strömung während des Ladungswechsels durch einen Strömungsabriß am Kolbenaufbau. Die dadurch erhöhte Turbulenz begünstigte die Homogenität der Gemischbildung und die gleichmäßige Verteilung des im

* Eine effektive Ventilüberschneidung bedeutet, daß Einlaß- und Auslaßventile gleichzeitig strömungstechnisch geöffnet ($h_V > 2 \text{ mm}$) sind

Brennraum verbliebenen
Restgases (ca. 3 %). Der
berechneten Massenverteilung
zufolge kann deshalb für diesen
Aufbau weitgehend homogene
Kraftstoffverteilung angenommen
sowie eine Ausbildung lokaler
"Abgasnester" *ausgeschlossen*
werden.

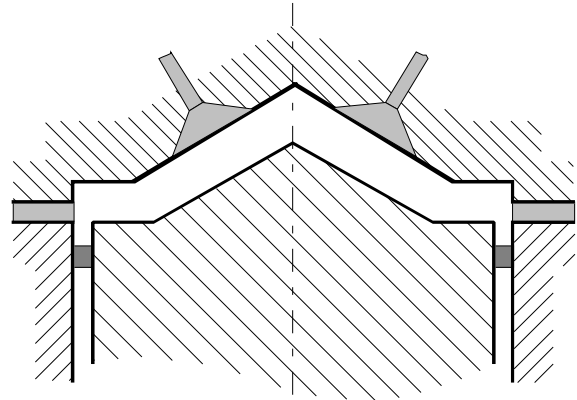


Abbildung 16: Brennraumform des
Versuchsträgers

3.2 VERSUCHSDURCHFÜHRUNG AM EINZYLINDERMOTOR

Für die Untersuchung der Kompressionszündung im Einzylindermotor wurden nur magere Gemische aus Luft und Kraftstoff eingesetzt. Zur Begrenzung der Komplexität wurde auf den Einsatz einer einstellbaren Ansaugluftvorwärmung oder einer variablen Abgasrückführung *verzichtet*. Weiterhin war bei den folgenden Basisversuchen aus konstruktiven Gründen angestrebt worden, das geometrische Verdichtungsverhältnis in den üblichen Wertebereichen der Hubkolbenmotoren ($\varepsilon = 10 \div 20$) zu halten. Um unter diesen Randbedingungen eine Kompressionszündung herbeiführen zu können, wurde ein Kraftstoff mit niedriger Oktanzahl (*Waschbenzin*) eingesetzt. Zwar erfordert eine serientechnische Anwendung der Kompressionszündung als ottomotorisches Teillastbrennverfahren die Verwendung von handelsüblichem Superbenzin. Jedoch verweisen die bekannten Literaturstellen für eine Kompressionszündung mit Superbenzin auf extrem hohe Werte entweder für das geometrische Verdichtungsverhältnis oder für die erforderliche Ansauglufttemperatur.

Die Oktanzahl beschreibt bekanntlich das Selbstzündungsverhalten eines ottomotorischen Kraftstoffes mit Hilfe des prozentualen Massenanteils des wenig zündwilligen Reinkraftstoffes iso-Oktan zu dem leicht entzündlichen n-Heptan. Eine niedrige Oktanzahl steht für eine schnell einsetzende Reaktionstätigkeit im Gemisch und eine Energieumsetzung bereits bei niedrigen Temperaturen und geringen Kraftstoffkonzentrationen. Wie die Ergebnisse der Kraftstoffanalyse und die Heizwertbestimmung in Tabelle 7 zeigen, differieren die Gemischheizwerte von bleifreiem Superbenzin und Waschbenzin nur um 1 %. Somit sind die Energieumsetzungen beider Gemische über die gemessenen Luftverhältnisse im Rahmen der Meßgenauigkeit *direkt vergleichbar*.

Tabelle 7: Daten der Kraftstoffanalyse und Heizwertbestimmung*

Größe	Einheit	Norm	Bleifreies Superbenzin	Wasch- benzin
Dichte	kg/ m ³	DIN 51754	755	730
Research-Oktanzahl ROZ	-		94,9	< 40
Motor-Oktanzahl MOZ	-		85,8	40,5
Heizwert H _u	MJ/ kg	ISO 5164	41,7	44,5
Stöchiometrischer Luftbedarf L _{st}	-		14,3	15,2
Stöchiometrischer Gemischheizwert	MJ/ kg		2,92	2,93
Siedebeginn	°C	DIN 51751	25	105
Siedeende	°C	DIN 51751	215	145
Wasserstoffgehalt	%		12,0 [†]	15,3
Kohlenstoffgehalt	%		85,8	84,6
Sauerstoffgehalt	%		2,2 [†]	0

Im Versuchsbetrieb mit Kompressionszündung wurde ein Betriebspunkt eingestellt, indem graduell von Schleppbetrieb auf Verbrennungsbetrieb übergegangen wurde. Hierfür wurde der Einzylindermotor zuerst auf die Betriebstemperatur konditioniert und bei der eingestellten Drehzahl mit vollständig geöffneter Drossel geschleppt. Anschließend wurde der eingespritzte Kraftstoffanteil gleichmäßig und langsam gesteigert, bis die Last des vorgesehenen Betriebspunktes an der Motorbremse gemessen wurde. Nach der Stabilisierung aller erfaßten Temperaturen am Aggregat wurde eine Messung durchgeführt.

3.3 VERSUCHSERGEBNISSE

Bei der Untersuchung der Kompressionszündung im Einzylindermotor konnten nur die Drehzahl und der Kraftstoffanteil des Gemisches variiert werden. Da die Kraftstoffkonzentration und die jeweilige Verdichtung die Reaktionsintensität im Gemisch beeinflussen, stellte sich die Energieumsetzung infolge der beiden vorgegebenen Parameter ein. Der Zeitpunkt der Reaktionseinleitung war *nicht von außen steuerbar*. Folglich konnte ein Kennfeld aus vielen Betriebspunkten mit jeweils optimierter Verbrennungslage nicht realisiert werden. Innerhalb des

* Quelle: Befund Kraftstoffprobe Nr. 21962; ZWT DBAG; 1996

[†] Untersucher Superkraftstoff enthält MTBE

möglichen Betriebsbereiches stellte sich nur für einen oder wenige Betriebspunkte eine optimale Verbrennungslage ein. Vor allem in den Betriebspunkten nahe der Darstellungsgrenzen ergaben sich erheblich zu frühe oder zu späte Lagen der Energieumsetzung relativ zum oberen Totpunkt.

Die Lage der Energieumsetzung bestimmt die jeweiligen Kolbenstellungen während der Gemischumsetzung. Da sich die momentane Verdichtung über die Reaktionsintensität im Gemisch auf das Druckniveau im Brennraum auswirkt, verändern sich mit der Lage der Energieumsetzung auch die motorischen Verluste wie Blow-by oder Wandwärmeübergang. Bei späten Lagen der Energieumsetzung nimmt zusätzlich die Wahrscheinlichkeit des Verlöschens der Reaktionstätigkeit zu. Die im Versuch erfaßte *motorische Last* des Betriebspunktes wurde durch den zugeführten Kraftstoffanteil eingestellt, bestimmte sich aber aus der Vollständigkeit der Gemischumsetzung und der Höhe der motorischen Verluste in diesem Betriebspunkt.

Die Versuchsergebnisse werden in zwei Arten von Diagrammen dargestellt: Als Verlauf der Energieumsetzung in einzelnen Betriebspunkten und als motorische Kennfelder einer Meßgröße. Der Verlauf der Energieumsetzung wird durch den gemessenen *Druckverlauf* und die entsprechend ausgewertete *normierte Energieumsetzungsrate* dargestellt. Für die Bestimmung der Energieumsetzungsrate wird aus dem gemessenen Druckverlauf und der jeweiligen Kolbenstellung mit Hilfe der Auswertungssoftware INES [70] und einem einfachen nulldimensionalen Modell der homogenen Energiezufuhr die *Brennfunktion* berechnet. Im Gegensatz zu den konventionellen Brennverfahren entspricht das Berechnungsmodell für den Fall der Kompressionszündung relativ weitgehend dem Prinzip der dezentralen Energieumsetzung.

Die Rate der Energieumsetzung wird durch die Ableitung der berechneten Brennfunktion nach dem Kurbelwinkel bestimmt und stellt die Änderung der Energieumsetzung über den Kurbelwinkel dar. Zur besseren Vergleichbarkeit der verschiedenen Betriebspunkte werden die dargestellten Energieumsetzungsraten so *normiert*, daß bei vollständiger Umsetzung des Gemisches die Funktion der normierten Energieumsetzungsrate q eine Fläche mit dem Wert 1 einschließt.

Ein *motorisches Kennfeld* setzt sich aus den Meßwerten der einzelnen Betriebspunkte zusammen. Es zeigt das Verhalten einer Meßgröße in Abhängigkeit der zwei motorischen Parameter Last und Drehzahl. Zur Verdeutlichung des Verhaltens der Meßgröße in Abhängigkeit der beiden Parameter sind sogenannte *Isolinien* (d.h.: Linien identischer Meßwerte) im

Kennfeld eingetragen. Im Sinne der Übersichtlichkeit wurden alle Meßwerte eines Versuches gemeinsam dargestellt, jeweils in Form eines Kennfeldes. Im Anhang (Kapitel A.2) finden sich alle aufgeführten Kennfelder nochmals dargestellt, vergrößert und mit den Meßwerten der einzelnen Betriebspunkte. Dort sind auch Vergleichsdaten des inneren spezifischen Verbrauches und der Abgasemissionen der ottomotorischen Verbrennung im Teillastbereich aufgetragen.

3.3.1 Variation des Luftverhältnisses mit Waschbenzin

Für die Untersuchung des motorischen Betriebes der Kompressionszündung wurde zunächst eine feinstufige Variation des Luftverhältnisses bei konstanter Drehzahl ($n = 1000 \text{ 1/min}$) vorgenommen. Das Diagramm in Abbildung 17 zeigt die Druckverläufe und die normierten Energieumsetzungsraten im gesamten darstellbaren Lastbereich. Der Lastbereich erstreckt sich von einer *gerade* meßbaren Energieumsetzung bis zu Energieumsetzungen mit sehr *starken Brennraumdruckschwingungen*. Für die gegebene Kombination von Verdichtungsverhältnis, Kraftstoff und Drehzahl setzen alle Energieumsetzungen bereits deutlich vor dem oberen Totpunkt ein. Für niedrige Luftverhältnisse sind sie bereits bei der Umkehr der Kolbenbewegung abgeschlossen. Die Energieumsetzung des Gemisches mit niedrigoktanigen Waschbenzin weist eine ausgeprägte Zwei-Stufen-Zündung auf. Die normierte Energieumsetzungsrate zeigt eine *exotherme Vorreaktion* in deutlichem Abstand vor der sogenannten *Hauptumsatzphase*. Beide Phasen sind voneinander durch eine Phase ohne meßbare Energieumsetzung getrennt.

Die Energieumsetzung der Vorreaktionen beginnt für alle Luftverhältnisse bei der gleichen Kurbelstellung. Bis zum Einsatz der Hauptumsatzphase verläuft die Intensität der Energieumsetzungen nahezu identisch. Im Gegensatz zur Hauptreaktionsphase zeigt sich *keine erhebliche Auswirkung* der Kraftstoffkonzentration auf den Zeitpunkt der Reaktionseinleitung oder den Verlauf der Vorreaktion. Vermutlich kann dieser Effekt auf Kraftstoff-Bestandteile zurückgeführt werden, die unabhängig von ihrer Konzentration zur Reaktionstätigkeit kommen*.

Dagegen verändert sich mit Beginn des Hauptumsatzes der Verlauf der normierten Energieumsetzungsrate *deutlich* in Abhängigkeit des Luftverhältnisses. Der Betriebspunkt mit maximalem Luftverhältnis zeigt eine

* Der Effekt wurde nicht weiter untersucht, da er vermutlich auf den speziellen, und nur temporär eingesetzten Kraftstoff Waschbenzin zurückzuführen ist

sehr geringe Rate der Energieumsetzung in Verbindung mit erheblichen Zyklenschwankungen. Im Versuch nahm bei abnehmendem Luftverhältnis der maximale Wert der Energieumsetzungsrate zu, was auf eine steigende Reaktionsintensität aufgrund höherer Kraftstoffkonzentrationen und stärkerer Auswirkung der Rückkopplungen im Gemisch hinweist. Infolge der schnelleren Umsetzung reduzierte sich die Dauer des Hauptumsatzes.

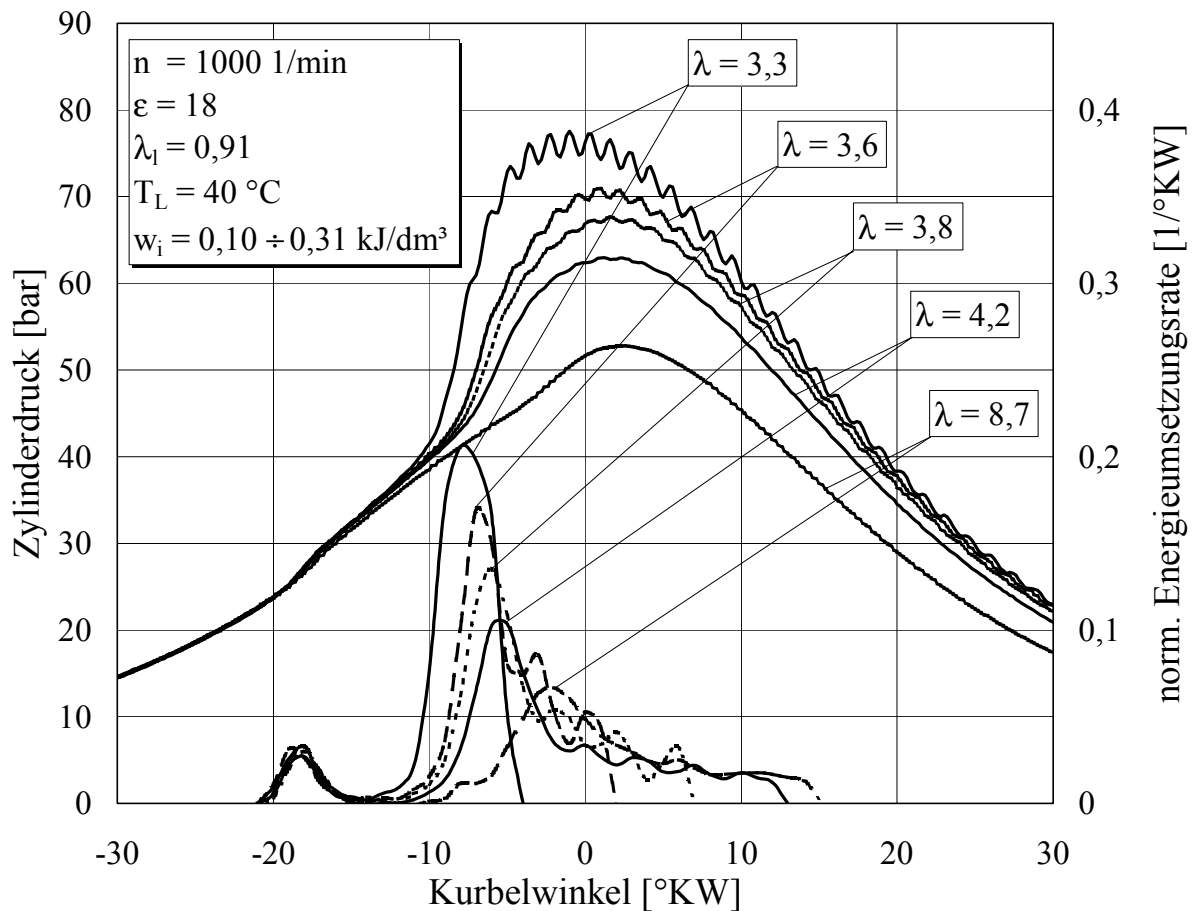


Abbildung 17: Zylinderdruckverläufe und Energieumsetzungsraten der Kompressionszündung mit Waschbenzin

In Verbindung mit den steilen Druckanstiegen zeigten sich auch hier die bekannten Brennraumdruckschwingungen. Jedoch konnte im Versuch beobachtet werden, daß *nicht jede* Verbrennung mit steilen Druckanstiegen auch intensive Brennraumdruckschwingungen nach sich zog. Wahrscheinlich kann dieser Effekt auf die unterschiedliche Homogenität des Gemisches für jeden Zyklus zurückgeführt werden.

3.3.2 Betriebskennfeld mit Waschbenzin

Hinsichtlich der Entwicklung der Kompressionszündung zu einem Teillastbrennverfahren werden die Meßergebnisse zuerst bezüglich der Ausdehnung des Kennfeldes und anschließend bezüglich der Abhängigkeit der Meßwerte von Last und Drehzahl diskutiert.

Zuerst wurde die Auswirkung der veränderlichen Drehzahl auf die Energieumsetzung untersucht. Die Variation der Drehzahl erfolgte ausgehend von der Leerlaufdrehzahl $n = 800$ 1/min, in Schritten von $\Delta n = 200$ 1/min. Dabei wurde für jede eingestellte Drehzahl eine *Variation des Luftverhältnisses* durchgeführt. Die maximale Drehzahl ($n = 2400$ 1/min) ergab sich durch die "spätest mögliche" Lage der Kompressionszündung für eine selbsterhaltende Reaktionstätigkeit. Da sich mit zunehmender Drehzahl die Lage der Energieumsetzung gegenüber dem oberen Totpunkt in Richtung "spät" verschiebt, verschleppte sich die Verbrennung bei höheren Drehzahlen und das Gemisch wurde nur noch sehr unvollständig umgesetzt.

Bei einer konstanten Drehzahl wurde das Luftverhältnis zuerst so weit reduziert, bis sich in aufeinanderfolgenden Zyklen eine gerade selbsterhaltende Reaktionstätigkeit im Brennraum einstellte ($\lambda = 3,5 \div 5$). Der Betriebspunkt sei hier als *minimale Last* (min) bezeichnet. Die relativ späte Verbrennungslage in diesem Betriebspunkt führte zu einer häufig unvollständigen Umsetzung und auch zu starken Zyklenschwankungen. Im nächsten Schritt wurde das Luftverhältnis weiter reduziert ($\lambda < 3,5$). Mit steigender Last setzte die Verbrennung "früher" ein, und die Umsetzung wurde vollständiger. Erwartungsgemäß nahmen die maximalen Druckanstiegsraten zu. Der Betriebspunkt an der oberen Lastgrenze wurde durch deutlich sichtbare Brennraumdruckschwingungen auf dem Indizierbild* bestimmt und als *maximale Last* (max) bezeichnet. Die Bezeichnungen der minimalen und der maximalen Last seien von hier an für alle folgenden Versuche vereinbart.

Zwischen den beiden Lasten ergab sich ein relativ kleiner Kennfeldbereich. Abbildung 18 zeigt die *Betriebsgrenzen* der Kompressionszündung anhand von drei repräsentativen Betriebspunkten. Der Betriebspunkt bei $n = 1000$ 1/min und minimaler Last zeigt einen Druckverlauf, der sich nur geringfügig von einer Schleppkurve unterscheidet. Am Betriebspunkt bei $n = 1000$ 1/min und der

* Da die Brennverlaufsauswertung auf der Basis von gemittelten Druckverläufen durchgeführt wird, sind in den hier aufgeführten Darstellungen keine Schwingungen in den Druckverläufen der maximalen Last erkennbar

maximalen Last setzt die Reaktionstätigkeit zum gleichen Zeitpunkt wie bei der minimalen Last ein, aber der Umsatz verläuft erheblich schneller. Der Betriebspunkt bei $n = 2400$ 1/min steht für den Kennfeldpunkt, der sich bei maximaler Drehzahl *gerade noch* darstellen läßt. Da sich der Betriebspunkt aufgrund der sehr "späten" Verbrennungslage nur für ein niedriges Luftverhältnis herbeiführen läßt, fallen für diese Drehzahl die minimale und die maximale Last in einen Betriebspunkt zusammen.

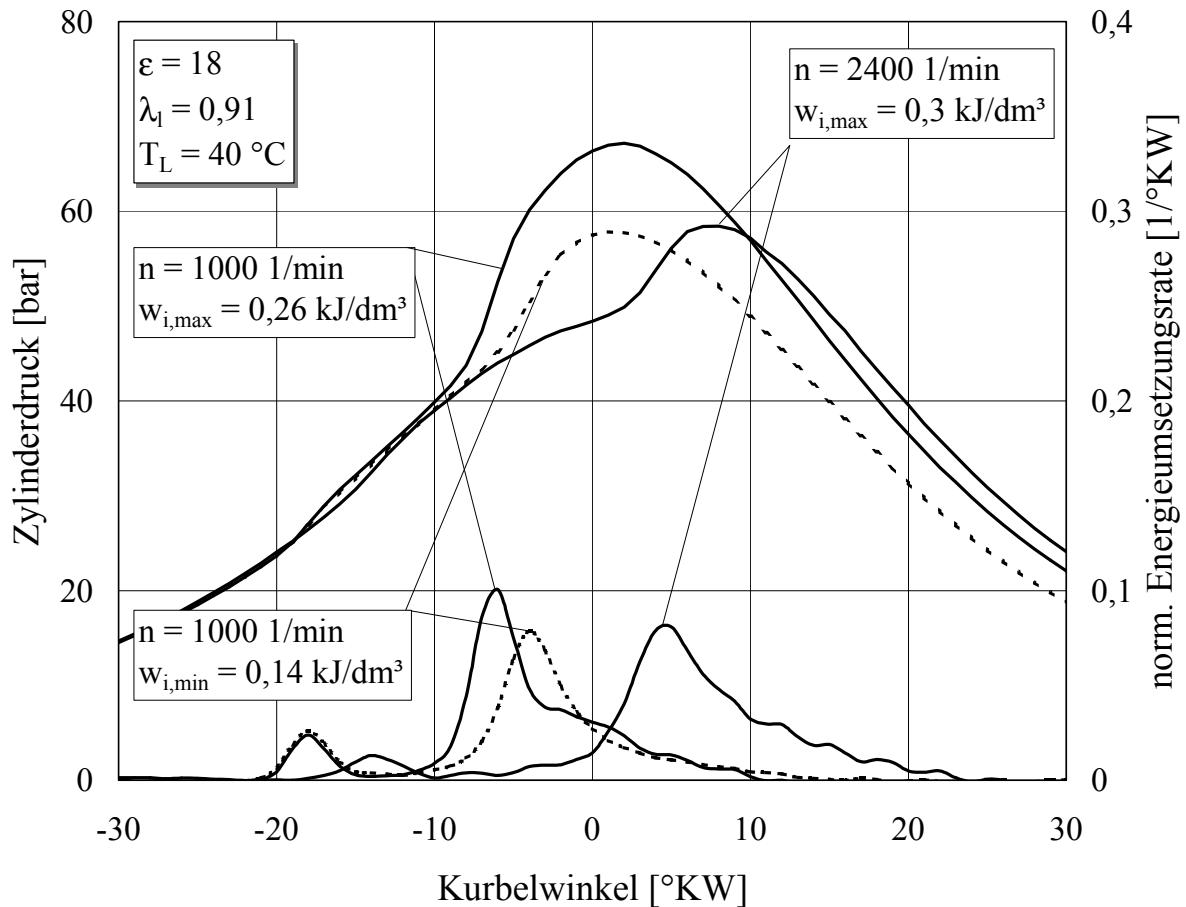


Abbildung 18: Zylinderdruckverläufe und Energieumsetzungsraten an den Betriebsgrenzen der Kompressionszündung mit Waschbenzin

Die Kennfelder **a** bis **h** in der folgenden Abbildung 19 stellen die jeweiligen Meßwerte der Kompressionszündung innerhalb der gegebenen Betriebsgrenzen dar. Die obere Betriebsgrenze entlang der maximalen Last weist eine *gebogene* Form auf, mit einem Maximum im Drehzahlbereich $n = 1750 \div 2250$ 1/min. Die indizierten Zylinderdruckverläufe und die gemessenen Schadstoffemissionen in diesem Betriebsbereich zeigen, daß sich für diese Parameter gerade eine *optimale* Verbrennungslage und eine weitgehend vollständige Umsetzung des Gemisches einstellen. Bei weiter steigender Drehzahl setzt die Umsetzung zunehmend später ein und wird unvollständiger.

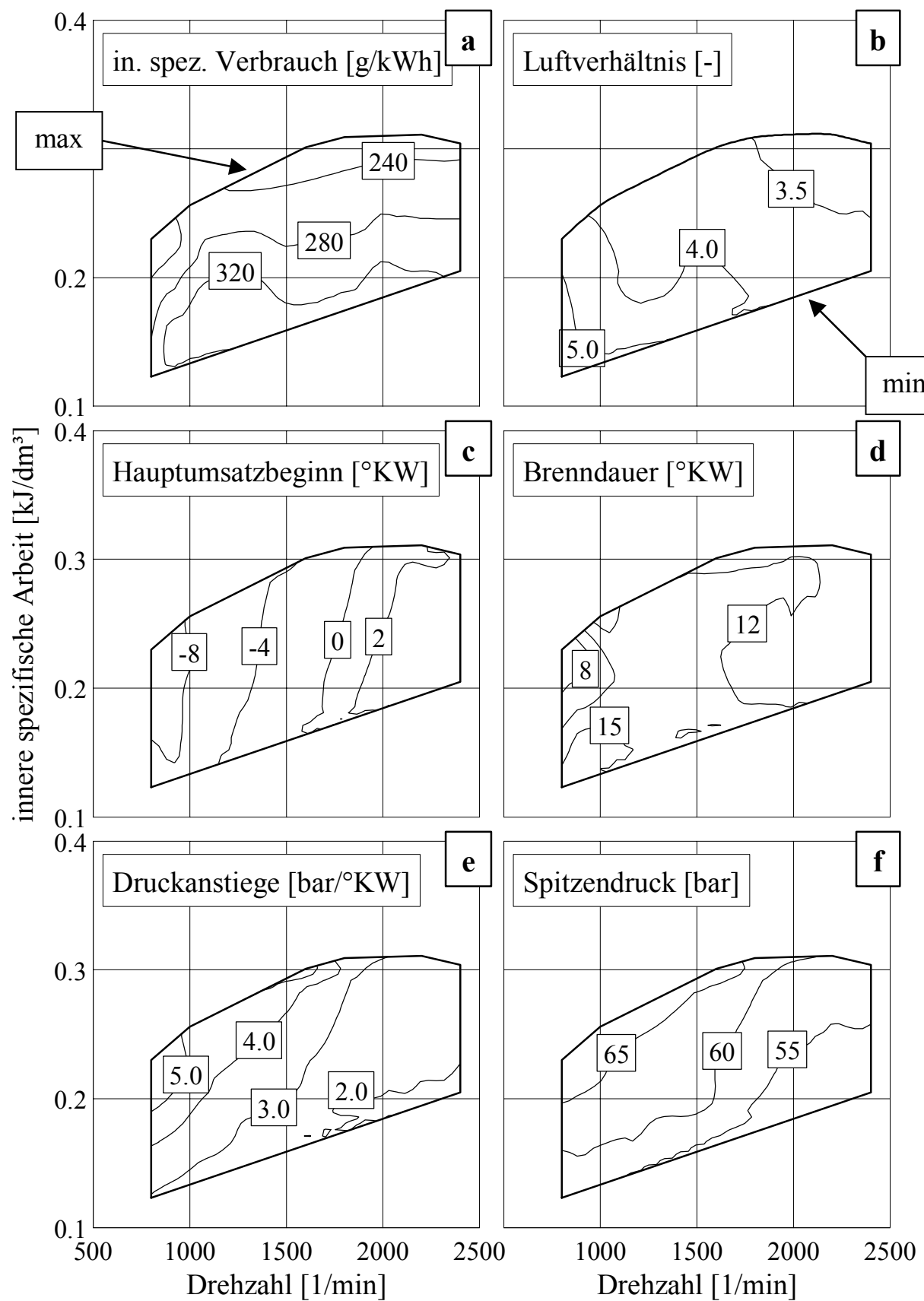


Abbildung 19: Betriebskennfelder der Kompressionszündung mit Waschbenzin

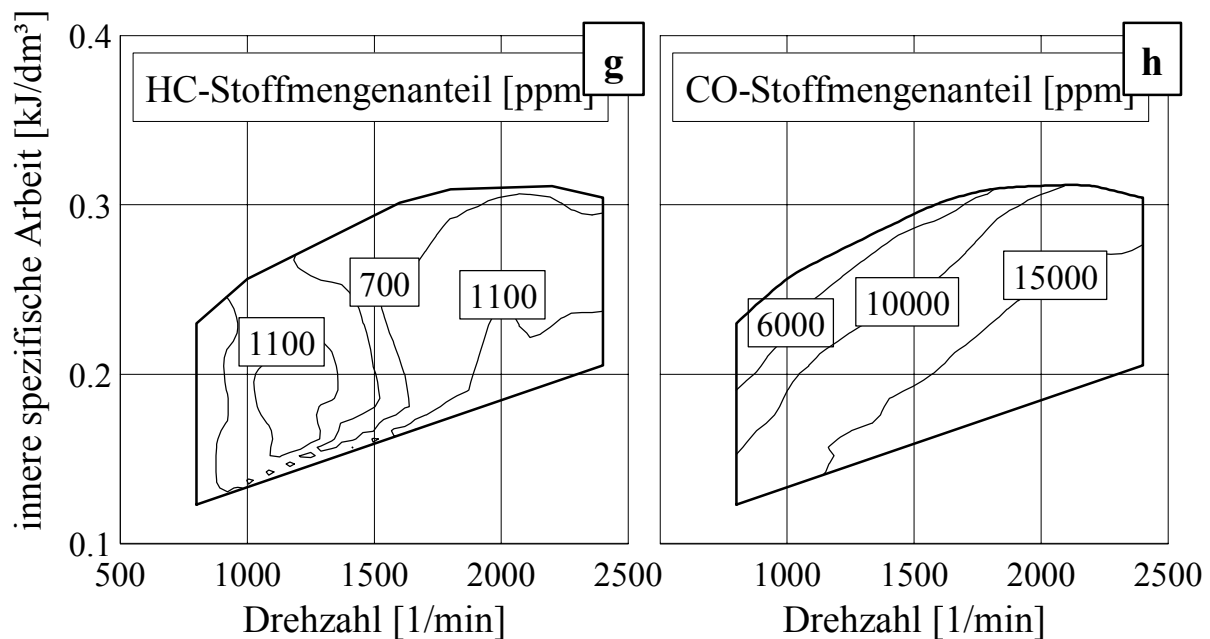


Abbildung 19 Forts.: Betriebskennfelder der Kompressionszündung mit Waschbenzin

Im Gegensatz zum Verlauf der maximalen Last stieg die untere Betriebsgrenze entlang der minimalen Last nahezu linear mit der Drehzahl an. In diesem Fall wurde die Reaktionsintensität durch die zunehmende Kraftstoffkonzentration so gesteigert, daß die reduzierte Zeitdauer der Reaktionseinleitung *kompensiert* werden konnte.

Entsprechend zeigt sich im Kennfeld des *Luftverhältnisses* (Abbildung 19, Kennfeld b), daß sich mit steigender Drehzahl der einstellbare Bereich der Luftverhältnisse verkleinerte. Bei niedrigen Drehzahlen konnten magere Gemische noch weitgehend vollständig umgesetzt werden. Vermutlich begünstigte die frühe Lage der Energieumsetzung bei diesen Betriebspunkten die Reaktionstätigkeit im Gemisch durch die gleichzeitige Verdichtung. Im praktischen Versuch bestätigte sich die weiter oben formulierte Annahme, daß sich bei Kompressionszündung die Lage der Energieumsetzung relativ zum oberen Totpunkt stark auf deren Verlauf auswirkt.

Da hier der Beginn der Energieumsetzung nicht von außen angesteuert werden konnte, wurden Beginn und Ende der Verbrennung durch die Messung des Brennraumdruckes und der anschließenden Brennverlaufsrechnung bestimmt. Hier sei der Zeitpunkt des Beginnes der Energieumsetzung mit dem Begriff *Hauptumsatzbeginn* (H.U.B.) definiert. Als Wert für den Hauptumsatzbeginn

wurde der 10 %-Umsatzpunkt* (H_{10}) der berechneten Brennfunktion eingesetzt. Im obigen Versuchsbetrieb (Abbildung 19, Kennfeld c) verschob sich der Hauptumsatzbeginn mit steigender Drehzahl zu späteren Kurbelstellungen. Bei konstanter Drehzahl und höherer Last stellte sich der Hauptumsatzbeginn zu einer geringfügig früheren Kurbelstellung ein, da sich durch das niedrigere Luftverhältnis die Reaktionseinleitung im Gemisch beschleunigt. Der späteste Hauptumsatzbeginn (H.U.B. = 4 °KW n. ZOT) im Kennfeld konnte erwartungsgemäß bei hoher Drehzahl und niedriger Last gemessen werden. Hier zeigte sich eine gerade noch meßbare Energieumsetzung, deren Gemischumsatz aber meist sehr unvollständig blieb.

Die Dauer der Energieumsetzung wird hier als *Brenndauer* (Abbildung 19, Kennfeld d) bezeichnet. Wie im Motorenbau üblich, bezeichnet sie einen Winkel, der sich aus der Differenz der beiden Kurbelstellungen des Brennendes und des Hauptumsatzbeginns ergibt. Als Brennende wird der Zeitpunkt des 90 %-igen Umsatzes† (H_{90}) angenommen. Im Versuch zeigt sich eine Abhängigkeit der Brenndauer von der Lage des Hauptumsatzbeginns relativ zum oberen Totpunkt. Die Brenndauer nimmt bei früherem Hauptumsatzbeginn ab. Wahrscheinlich wird die Reaktionstätigkeit im Gemisch durch die Kompression bis zum oberen Totpunkt intensiviert. Da bei niedriger Drehzahl der Hauptumsatzbeginn erheblich vor dem oberen Totpunkt liegt, wirkt sich die Steigerung des Kraftstoffanteils sehr stark auf die Reaktionsintensität aus und verkürzt die Brenndauer deutlich.

Lag die Hauptumsatzphase im Bereich des oberen Totpunktes, blieb die Brenndauer in diesen Kennfeldbereichen weitgehend konstant. Hier änderte sich das Volumen während der Energieumsetzung nur sehr geringfügig, so daß sich kein Einfluß auf die Brenndauer abzeichnete. Für die Betriebspunkte, deren Hauptumsatzbeginn sich nach dem oberen Totpunkt einstellte, fand die Energieumsetzung während der kontinuierlich zunehmenden Expansion des Gemisches statt. Bei weiter ansteigender Drehzahl verkürzte sich die Dauer der Energieumsetzungen zunehmend. Die Verkürzung bei späterer Verbrennungslage kann auf eine zunehmende Neigung zur *vorzeitigen Verlöschung* der Reaktionstätigkeit zurückgeführt werden.

* Die Energieumsetzung der vorangehenden exothermen Vorreaktionen beträgt teilweise mehr als 5 % der umgesetzten Energie

† Bei stark unvollständiger Umsetzung des Gemisches, erkennbar an hohen HC- und CO-Konzentrationen im Abgas, wird als Brennende der Beginn eines konstanten Niveaus im Verlauf der Brennfunktion eingesetzt

Die Kennfelder der *maximalen Druckanstiege* (Abbildung 19, Kennfeld **e**) und der *Spitzendrücke* (Abbildung 19, Kennfeld **f**) zeigen eine Steigerung der Meßwerte mit zunehmender Last und abnehmender Drehzahl. Da die Zunahme des Drucks aufgrund eines reaktionskinetischen Prozesses als Druckanstiegsrate gemessen wird und diese auf den Kurbelwinkel bezogen ist, wirkt sich die Veränderung der Drehzahl auf die Meßwerte aus. Bei gleicher Reaktionsintensität im Gemisch fällt der Zahlenwert der Druckanstiegsrate bei höherer Drehzahl niedriger aus, da sich die Zeitbasis verkürzt. Der mit zunehmender Last ansteigende Wert der maximalen Druckanstiegsraten kann auf ein abnehmendes Luftverhältnis und damit eine gesteigerte Reaktionsintensität im Gemisch zurückgeführt werden. Die hohen Spitzendrücke bei niedriger Drehzahl und hoher Last erklären sich durch die frühen Lagen der Umsetzung relativ zum oberen Totpunkt. In diesem Fall wurden die bereits erhöhten Brennraumdrücke durch die weitere Kompression noch zusätzlich gesteigert. Aufgrund des relativ hohen geometrischen Verdichtungsverhältnisses ergaben sich Spitzendrücke*, deren Werte mit denen einer dieselmotorischen Verbrennung vergleichbar sind.

Für alle Betriebspunkte wurden die Stoffmengenanteile der *Schadstoffe* im Abgas gemessen. Da für den gesamten Kennfeldbereich nur ein minimaler Stoffmengenanteil an Stickoxiden ($x_{NOx} < 5$ ppm) und keinerlei Ruß-Emission (AVL Smokemeter) nachgewiesen werden konnte, wird auf die Darstellung der beiden Kennfelder verzichtet. Dagegen sind die erfaßten Stoffmengenanteile der unverbrannten Kohlenwasserstoffe† (HC) (Abbildung 19, Kennfeld **g**) und des Kohlenmonoxids (CO) (Abbildung 19, Kennfeld **h**) aufgetragen. Beide Kennfelder zeigen eine starke Zunahme der Meßwerte bei steigender Drehzahl und abnehmender Last. Die minimalen HC- und CO-Stoffmengenanteile wurden jeweils an einem Betriebspunkt an der maximalen Lastgrenze gemessen. An diesem Betriebspunkt konnten auch die maximale Energieumsetzungsrate und der steilste Druckanstieg festgestellt werden.

* Die Meßwerte bei hohen Drehzahlen und niedrigen Lasten entsprechen der maximalen Druckanstiegsrate und dem Spitzendruck des motorischen Schleppbetriebes ohne Verbrennung, da in diesem Kennfeldbereich die Energieumsetzung erst nach dem oberen Totpunkt einsetzte

† Die erhöhte HC-Emission für die Drehzahl $n = 1200$ 1/min ist auf eine unvollständige Umsetzung aufgrund schlechter Gemischbildung zurückzuführen. Aus der ottomotorischen Verbrennungsentwicklung des Basismotors M111 ist ein Abstimmungsproblem für diese Drehzahl bekannt

Erwartungsgemäß vermindert sich mit abnehmender Reaktionsintensität im Gemisch sowohl die Wahrscheinlichkeit der Reaktionseinleitung aller Kraftstoffanteile als auch deren vollständige Umsetzung. Für die Interpretation der Meßwerte werden die *unverbrannten Kohlenwasserstoffe* (HC) im Abgas als Kraftstoffanteile verstanden, die gar nicht oder nur unvollständig von dem Oxidationsprozeß erfaßt worden sind. Somit erscheint es bei den mageren Gemischen plausibel, daß ein erhöhter HC-Stoffmengenanteil im Abgas unmittelbar mit einem höheren inneren spezifischem Verbrauch (Abbildung 19, Kennfeld a) einhergeht.

Im Gegensatz zu den unverbrannten Kohlenwasserstoffen entsteht das Verbrennungsprodukt *Kohlenmonoxid* (CO), wenn die abschließende Oxidationsreaktion zur Bildung des Verbrennungsendproduktes Kohlendioxid (CO₂) fehlt. Im allgemeinen bildet es sich durch den lokalen Mangel des Reaktionspartners Sauerstoff (O₂) während der Verbrennung. Vor dem Hintergrund der vorangestellten Diskussion der thermo-kinetischen Reaktion ist als Ursache auch ein Verlöschen der Reaktionstätigkeit durch eine unzureichende lokale Gemischtemperatur oder eine ungünstige Verteilung der Reaktionspartner denkbar*.

Die Kennfelder zeigen, daß mit steigender Drehzahl und geringerer Last der CO-Stoffmengenanteil im Abgas zunahm. In diesen Kennfeldbereichen lag der Hauptumsatzbeginn spät, meist nach der Kolbenstellung des oberen Totpunktes. Vermutlich behinderte die während der Expansionsphase stark abnehmende Konzentration der Kettenträger die vollständige Oxidation des CO. Dagegen wurde der *minimale* CO-Stoffmengenanteil von CO $\approx$ 2000 ppm in den Betriebspunkten des Kennfeldes gemessen, deren Energieumsetzung vor dem oberen Totpunkt abgeschlossen war. Bei dieser Verbrennungslage kann der Einfluß einer verschleppten Verbrennung oder gar einer verlöschenden Reaktionstätigkeit relativ sicher ausgeschlossen werden.

3.3.3 Variation der Ansauglufttemperatur

Aufgrund der theoretischen Zusammenhänge der Reaktionseinleitung und der Energieumsetzung bei Kompressionszündung kann angenommen werden, daß sich eine *erhöhte Ansauglufttemperatur* günstig auf die Vollständigkeit der Verbrennung auswirkt, weil sie zugleich die Homogenität der Gemischbildung

* Aufgrund des motorisch unüblichen Kraftstoffes wurde in diesem Versuch auf eine detaillierte Diskussion der erheblichen CO-Bildung verzichtet. Bei den späteren Versuchen mit Superbenzin wurde ein erheblich geringerer CO-Stoffmengenanteil gemessen

und die Reaktionstätigkeit im Gemisch begünstigt. Am gegebenen Versuchsaufbau konnte die Temperatur der Ansaugluft nur in einem relativ schmalen Temperaturbereich variiert werden.

Abbildung 20 zeigt die gemessene Energieumsetzung für vier unterschiedliche Temperaturen der Ansaugluft. Dabei ist die eingespritzte Kraftstoffmenge jeweils so angepaßt worden, daß alle Betriebspunkte auch bei der reduzierten Ladungsdichte das *gleiche Luftverhältnis* aufwiesen. In allen erfaßten Zyklen setzte die Energieumsetzung an Kurbelstellungen deutlich vor dem oberen Totpunkt ein. Aus den Verläufen der Energieumsetzung ist zu erkennen, daß mit steigender Temperatur im Gemisch die Reaktionsintensität während der Kompressionsphase zunahm, und die Vorreaktionen zu einem früheren Zeitpunkt begannen. Die vier Betriebspunkte unterscheiden sich vorwiegend in der Lage der Energieumsetzung relativ zum oberen Totpunkt und dem Stoffmengenanteil des Kohlenmonoxids (CO) im Abgas (siehe jeweiliger Meßwert x_{CO} in Abbildung 20).

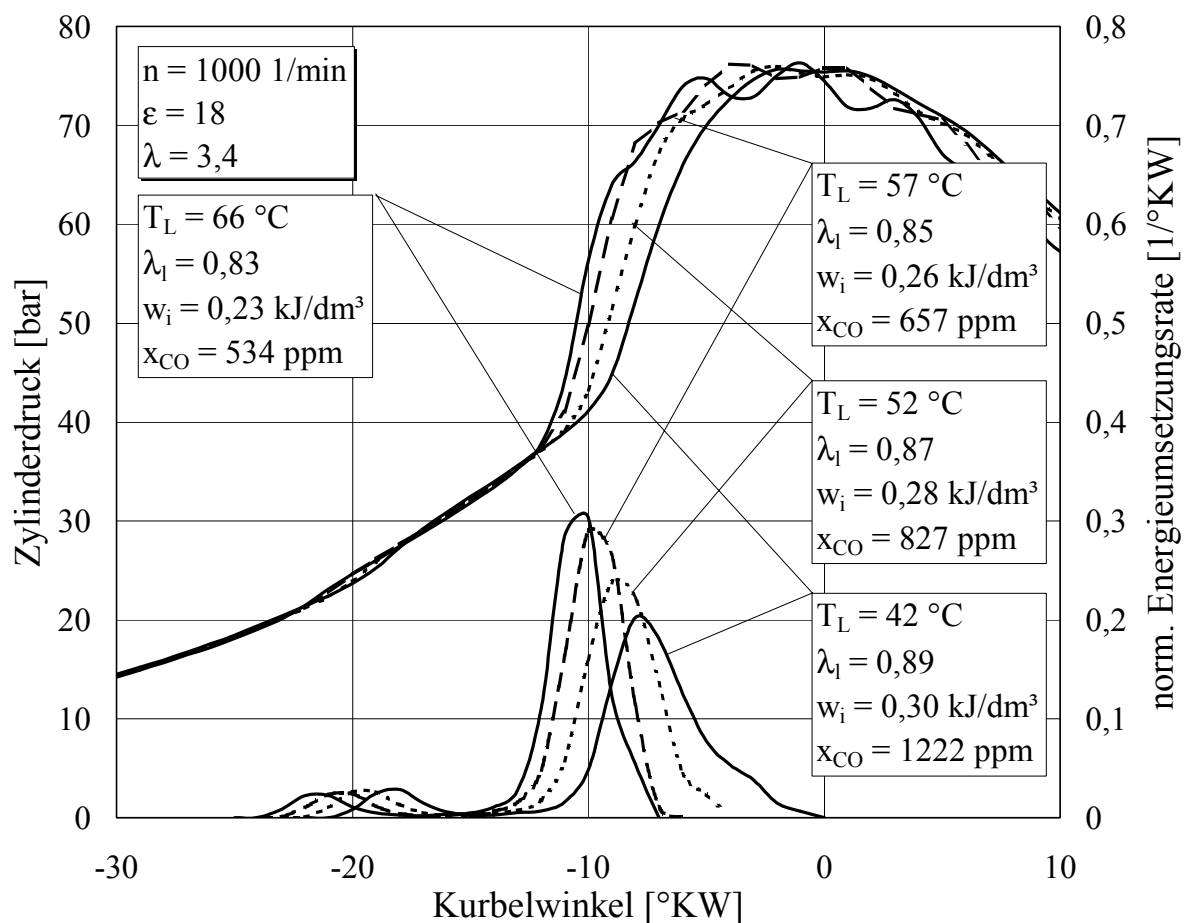


Abbildung 20: Variation der Ansauglufttemperatur bei Kompressionszündung mit Waschbenzin

Der Versuch verdeutlicht, daß sich bereits eine nur *geringfügig veränderte* Gemischtemperatur erheblich auf die Lage der Energieumsetzung relativ zum oberen Totpunkt auswirkt. Auch der Stoffmengenanteil des Kohlenmonoxids im Abgas veränderte sich unmittelbar mit der erhöhten Reaktionsintensität im Gemisch und der verschobenen Verbrennungslage. In diesem Zusammenhang ist eine weitere konzeptionelle Anforderung für eine eventuelle motorische Anwendung der Kompressionszündung erkennbar. Einerseits kann die Kompressionszündung im instationären Betrieb aufgrund der *thermischen Trägheit* der umströmten Bauteile nicht über die Anpassung der Gemischtemperatur gesteuert werden. Andererseits muß der erhebliche Einfluß der Ladungstemperatur auf die Reaktionstätigkeit im Gemisch durch eine geeignete Steuerung der Verbrennungslage *kompensiert* werden können. Vor dem Hintergrund der zwei Einflüsse auf die thermo-kinetische Reaktion kann geschlossen werden, daß zur Kompensation eines thermischen Einflusses auf die Reaktionsintensität im Gemisch eine vorwiegend reaktionskinetische Wirkung erforderlich ist.

3.3.4 Versuch mit Superbenzin

An dem vorhandenen Versuchsaufbau wurde auch die Möglichkeit untersucht, eine Kompressionszündung magerer Gemische mit *bleifreiem Superbenzin* herbeizuführen. Jedoch stellten sich Energieumsetzungen nur für sehr niedrige, nahezu stöchiometrische Luftverhältnisse ein. Deren hohe Reaktionsintensität verursachte derart steile Druckanstiege im Brennraum, daß die mechanische Konstruktion des Versuchsaggregates gefährdet war und die Durchführung einer wiederholten Messung verhinderte.

Allerdings konnte mit Hilfe der motorischen Aufladung bei gleicher zugeführter Kraftstoffmenge die für eine Reaktionseinleitung erforderliche Kraftstoffkonzentration im Brennraum herbeigeführt, aber zugleich das Luftverhältnis so erhöht werden, daß die Reaktionsintensität im Gemisch nicht zu stark zunahm. Bei einem absoluten Aufladedruck von $p_L = 1,5$ bar konnten in einem sehr kleinen Kennfeldbereich ($n = 800 \div 1200$ 1/min; $w_i = 0,4 \div 0,6$ kJ/dm³) Verbrennungsabläufe mit tragbarer Reaktionsintensität dargestellt werden. Alle Betriebspunkte waren durch eine *stark unvollständige Umsetzung* mit hohen Abgasemissionen (HC, CO) gekennzeichnet. Aufgrund der unvollständigen Umsetzung wurde in diesem Aufbau auf die weitere Untersuchung der Kompressionszündung mit Superbenzin verzichtet.

Bei der Kompressionszündung mit Superbenzin bewegten sich die HC-Stoffmengenanteile auf einem erheblich höheren Niveau als bei den Versuchen

mit Waschbenzin ($x_{HC} = 1600 \div 6000$ ppm). Dagegen wurden bei den Versuchen mit Superbenzin im allgemeinen erheblich geringere CO-Anteile im Abgas gemessen ($x_{CO} = 1600 \div 11000$ ppm). Vor dem Hintergrund der unterschiedlichen Aktivierungsenergien für die verschiedenen Kraftstoffanteile kann angenommen werden, daß Kraftstoffe mit niedrigerer Oktanzahl zwar leichter zur initialen Energieumsetzung gebracht werden können, ihre Umsetzung jedoch schneller beendet wird und damit eher unvollständig bleibt. Dagegen scheinen hochoktanige Kraftstoffe für eine Reaktionseinleitung derartige thermische und reaktionskinetische Randbedingungen zu erfordern, daß das Gemisch in der anschließenden Energieumsetzung erheblich vollständiger umgesetzt wird. Somit empfiehlt sich die weitere Verwendung von *handelsüblichen Kraftstoffen* nicht nur hinsichtlich der Anwendbarkeit als Teillastbrennverfahren im Ottomotor, sondern auch für die angestrebte Reduktion der Rohemissionen.

3.3.5 Vergleich zu bekannten Untersuchungsergebnissen

In Übereinstimmung mit den in der Literatur dargestellten Erkenntnissen kann nach den eigenen motorischen Untersuchungen der Kompressionszündung magerer Gemische festgehalten werden:

- Luft-Kraftstoffgemische mit *hohen Luftverhältnissen* ($\lambda = 3,0 \div 5,0$) können durch Kompressionszündung umgesetzt werden
- Druckanstiege und Intensität der Brennraumdruckschwingungen nehmen mit *abnehmendem Luftverhältnis* zu,
 - mit abnehmendem Luftverhältnis verbrennt das Gemisch schneller und vollständiger, und es stellen sich steilere Druckanstiege ein,
 - mit abnehmendem Luftverhältnis werden während und nach der Verbrennung Schwingungen des Brennraumdruckes gemessen,
 - mit abnehmendem Luftverhältnis nimmt die Intensität der Schwingungen zu,
 - bei steigendem Verdichtungsverhältnis erscheinen die Brennraumdruckschwingungen bereits bei höherem Luftverhältnis
- Zusammensetzung der *Emissionen* variiert mit Luftverhältnis im Gemisch,
 - das Abgas weist einen niedrigen Stoffmengenanteil an Stickoxiden auf ($x_{NOx} < 5$ ppm),
 - der Stoffmengenanteil von Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid im Abgas steigt mit zunehmendem Luftverhältnis an,
 - im Abgas ist keinerlei Ruß oder Schwarzauch meßbar

- Verlauf der *Energieumsetzung* ist abhängig von Luftverhältnis und Drehzahl,
 - mit abnehmendem Luftverhältnis beginnt die Energieumsetzung bei früherer Kolbenstellung,
 - mit steigender Gemischtemperatur beginnt die Energieumsetzung bei früherer Kolbenstellung,
 - mit steigender Drehzahl beginnt die Energieumsetzung bei späterer Kolbenstellung,
 - bei späterer Verbrennungslage wird die Energieumsetzung zunehmend verschleppt,
 - während der Expansionsphase kann die Energieumsetzung verlöschen

Im Versuchsbetrieb mit Kompressionszündung magerer Gemische wurden während der Verbrennung wiederholt intensive Brennraumdruckschwingungen mit hohen Amplituden festgestellt. Daher wurde der Einzylindermotor nach Abschluß der Untersuchungen vollständig demontiert und seine Bauteile einzeln auf Schäden analysiert. Im Unterschied zu anderen Forschungsstellen [23] konnten an den Brennraumwandungen oder den Kolbenringen *keinerlei Klopfeschäden* festgestellt werden. Jedoch wiesen die Lagerschalen deutliche Spuren von Verschleiß durch Reibung aufgrund der erheblich höheren Spitzendrücke auf.

3.4 VERSUCHSTRÄGER LUKAS

Für das bessere Verständnis der Reaktionseinleitung und der Energieumsetzung in den mageren Gemischen soll die Kompressionszündung unter einer möglichst homogenen Verteilung der Temperatur und des Kraftstoffes im Brennraum untersucht werden. Zugleich soll der eventuelle Einfluß einer turbulenten Gemischbewegung, wie bei Borisov diskutiert [71], oder des im Brennraum verbliebenen Abgases auf die Selbstzündung sicher ausgeschlossen werden können. Hinsichtlich der praktischen Anwendbarkeit der Erkenntnisse wird für die Untersuchung nur handelsüblicher Kraftstoff (bleifreies Superbenzin) eingesetzt. Für diese Randbedingungen ist ein *Einhub-Triebwerk* entwickelt worden, in dessen Brennraum ein mageres Gemisch durch Diffusion homogenisiert und anschließend durch eine feinstufig einstellbare Gewichtskraft bis zur Selbstzündung komprimiert werden kann. Mit Hilfe der Multispektralpyrometrie konnte auch die Konzentrationsänderung der OH-Radikale im Gemisch zeitaufgelöst erfaßt werden. Die Verdichtungsapparatur wird als LUKAS (Luft-und-Kraftstoff-Analyse-System) bezeichnet.

3.4.1 Aufbau der Versuchsapparatur

Der Aufbau der Versuchsapparatur ist in Abbildung 21 dargestellt. Der Brennraum besteht aus einem halboffenen Zylinderrohr, der von einem axial beweglichen Kolben abgeschlossen wird. Der Kolben ist fest mit der vertikal beweglichen Stange verbunden, deren Lauf durch Rollen geführt wird. Durch die bündig eingebauten Meßeinrichtungen weist der Brennraum ein sehr geringes Totvolumen auf, und ermöglicht ein extrem hohes geometrisches Verdichtungsverhältnis. Die *maximale* Verdichtung stellt sich allein durch das Gleichgewicht der Gewichtskraft, der Trägheit der bewegten Masse und der Gaskraft am Kolben ein.

Tabelle 8: Daten LUKAS

Größe	Zahlenwert	Einheit
Bohrung	30,5	mm
Maximaler Hub	150	mm
Hubraum	110	cm ³
Brennraumform	Scheibenbrennraum	
Totvolumen	0,12	cm ³
Kompressionsgewicht	43 – 61	kg
Gewichtsstufen	0,45	kg
Verdichtungsverhältnis	> 30	-
Geschwindigkeit	~ 200	1 / min

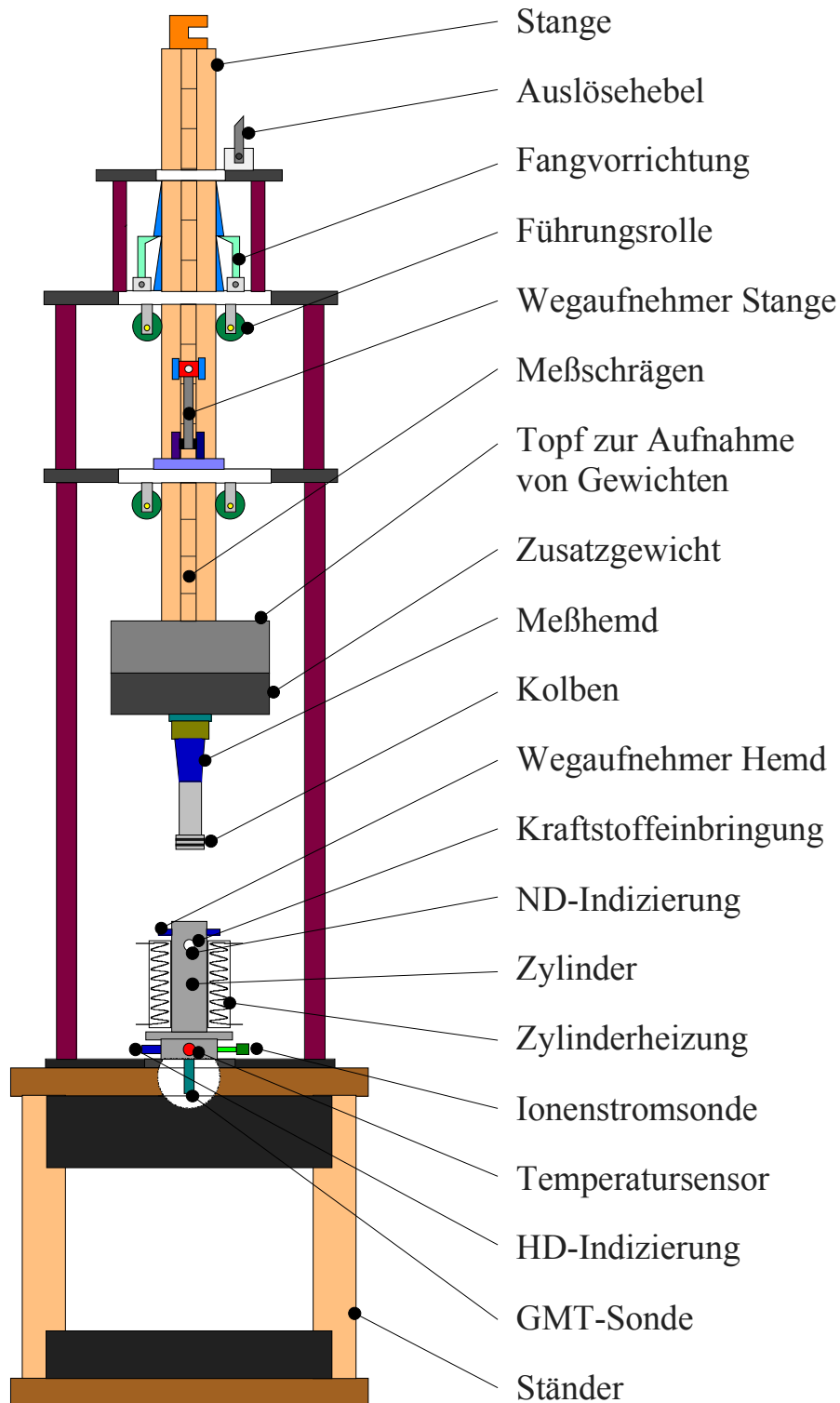


Abbildung 21: Schematische Darstellung der Verdichtungsapparatur LUKAS

Die Stange wird über eine Handkurbel in die Ausgangsposition bewegt. Das Zurückziehen des Auslöse-Hebels löst den Fall der Stange und damit den Versuchsablauf aus. Der Gasdruck infolge der Verbrennung beschleunigt das Gewicht der Stange aus dem Zylinderrohr heraus. Die geleistete Arbeit hebt die

Masse bis auf den Umkehrpunkt, an dem sie in einer Fangvorrichtung einrastet. Der Versuch ist mit dem Einrasten der Stange auf Wurfhöhe abgeschlossen. Die Bewegung der Stange in der Verdichtungsapparatur ist reibungsbehaftet. Da die Reibkraft entgegen der Stangenbewegung wirkt, reicht bei sehr mageren Gemischen die gewonnene Arbeit nicht mehr aus, um den Kolben aus dem Zylinderrohr in die Fangvorrichtung zu heben. Durch die Aufladung des Brennraumes kann die spezifische Arbeit der Verbrennungen erhöht werden. Da sich bei nahezu gleicher Reibung dann auch Versuche mit sehr mageren Gemischen durchführen lassen, kann durch *Aufladung* der mögliche Untersuchungsbereich der Luftverhältnisse erweitert werden. Der Brennraum wurde mit feinstgefilterter Druckluft aufgeladen.

Der Brennraum wurde vor Auslösung der Kolbenbewegung *statisch* und während des Versuches *dynamisch* abgedichtet. Der Kolben ruhte nach der Einspritzung und während der Gemischbildung in der Auslösestellung. In dieser Zeit wurde der Brennraum durch einen O-Ring gasdicht verschlossen. Der O-Ring wurde oberhalb der Kolbenringe zwischen einem Absatz größeren Durchmessers auf der Kolbenstange und der Brennraumwand eingespannt. Bei beginnender Stangenbewegung rollte der Dichtring auf einen kleineren Außendurchmesser der Stange ab und verblieb dort reibfrei. Bei bewegtem Kolben setzte die dynamische Abdichtung des Brennraumes ein. Als dynamische Dichtelemente fungieren zwei stoßfrei ausgeführte Kolbenringe aus hochtemperaturbeständigem Kunststoff*. Das Ringmaterial ist für ölfreie, dynamisch beanspruchte Gasdichtungen entwickelt worden und zeichnet sich durch gute Gleit- und Dichteigenschaften aus. Die Druckdifferenz durch die Aufladung vor Versuchsauslösung begünstigte die Dichtfunktion der Kolbenringe während der langsam einsetzenden Kolbenbewegung.

In umfangreichen Untersuchungen der Zylinderinnenströmung [72] stellten Daneshar et al. bei Hubkolbenmotoren im Brennraum eine *Wirbelströmung* (Vortex) im komprimierenden Gas fest. Die aufwärts gerichtete Bewegung des Kolbens lenkt die Grenzschicht des Gases an der Zylinderwand durch die Kolbenoberseite in die Brennraummitte um. Abbildung 22 zeigt schematisch die lokale Gasbewegung

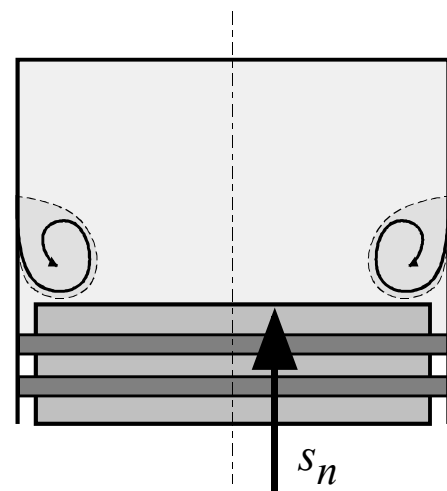


Abbildung 22: Vortex

* Vespel 21.15, Fa. Dupont

während der Kompressionsphase. Es kann angenommen werden, daß durch den Vortex eventuell eine Turbulenz im Gemisch induziert werden kann. Um eine turbulenzfreie Kompressionszündung sicherzustellen, kann nach Heywood [73] die Geschwindigkeit der Strömung innerhalb des Gemisches mit einer empirisch abgestimmten Ähnlichkeitsbeziehung abgeschätzt werden:

$$\frac{A_v}{L^2} = f\left(\frac{v_w \cdot L}{\nu}\right) \stackrel{!}{=} f\left(\frac{s_n \cdot r_0}{\nu}\right) = f(Re) \quad (\text{Gl. 3-1})$$

Das gebildete Verhältnis* entspricht der Reynoldszahl (Re), der dimensionslosen Kennzahl der Strömungsgeschwindigkeit. Eine überschlägige Rechnung bestimmt die maximale Reynoldszahl in der Verdichtungsapparatur LUKAS zu $Re = 3000$. Da der Bereich des turbulenten Umschlags ungefähr bei Reynoldszahlen größer $Re = 2300$ beginnt, kann angenommen werden, daß in der Apparatur LUKAS durch die Kolbenbewegung *nur wenig turbulente Gasbewegung* induziert wird.

3.4.2 Turbulenzfreie Gemischbildung

Die turbulenzfreie Gemischbildung in der Verdichtungsapparatur LUKAS basiert auf den physikalischen Prinzipien der Verdunstung und der *Diffusion*. Die Verdunstung des flüssig injizierten Kraftstoffes wird bestimmt von seinem Siedeverhalten und dem Konzentrationsverhältnis in der Gasphase am Phasenübergang zu der Flüssigkeit sowie der Lufttemperatur. Mit zunehmender Konzentration des Kraftstoffes in der Gasphase nimmt die Verdunstungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit ab. Die Konzentrationsverteilung in der Gasphase wird von der Diffusion bestimmt. Die Diffusion selbst besteht aus Thermodiffusion und Massendiffusion [74], wobei der Beitrag der Thermodiffusion in diesem Fall vernachlässigt werden kann. Die Massendiffusion ist bestrebt, einen Konzentrationsunterschied durch Massenbewegung auszugleichen. Die Diffusionsgeschwindigkeit hängt wiederum von der lokalen Konzentrationsdifferenz im Gemisch sowie der Gastemperatur ab. Sie beeinflusst über die Konzentrationsdifferenz im Gas die Dauer der Verdunstung der flüssigen Phase. Der Gradient im Gemisch aus verdampftem Kraftstoff und Luft stellt sich nach einem sogenannten Diffusionskoeffizienten [75] ein. Der Diffusionskoeffizient ist proportional zu der Gastemperatur mit dem Exponenten 1,5 und reziprok proportional zu dem Gasdruck. Die Proportionalität ergibt für

* In der motorischen Anwendung entspricht die Länge L dem Hub r . Die Geschwindigkeit der Wandschicht v_w wird gleich der Kolbengeschwindigkeit s_n gesetzt und ν steht für die kinematische Viskosität des Gases

die diffusionsbasierte und turbulenzfreie Gemischbildung eine starke Abhängigkeit von dem Temperatur- und Druckzustand des Gases und der räumlichen Verteilung der Kraftstoffkonzentration.

Bei der Kompressionszündung in der Verdichtungsapparatur LUKAS sollte der Einfluß einer inhomogenen Gemischverteilung weitestgehend ausgeschlossen sein. Durch die Aufheizung* des Gemisches auf eine Ausgangstemperatur von $T = 220\text{ °C}$ konnte nach Erfahrungswerten [76] die *vollständige* Verdunstung des flüssig zugeführten Kraftstoffes sichergestellt werden. Die erforderliche Wartezeit für die gleichmäßige Ausgangstemperatur der Luft wird durch eine Langzeit-Temperaturmessung bestimmt. Somit wies die aufgeheizte Frischluft eine gleichmäßige Temperaturverteilung auf, bevor der Kraftstoff zugeführt wurde. Die erforderliche Kraftstoffmenge wurde durch eine seitliche Öffnung in den Brennraum injiziert und anschließend die Öffnung gasdicht verschlossen. Nach der entsprechenden Wartezeit wurde der Brennraum durch Druckluft *aufgeladen*. Zur besseren Vergleichbarkeit war im Reihenversuch die Zeit für die jeweilige Gemischbildung konstant gehalten worden. Empirische Untersuchungen der Aufladung zeigten, daß für einen Ausgangsdruck von $p_0 = 2,2\text{ bar}$ der weiteste Bereich an Luftverhältnissen untersucht werden kann. Die jeweiligen Zeitspannen vor und nach der Aufladung für eine optimale Gemischbildung wurden ebenfalls *empirisch* durch Reihenversuche ermittelt.

Beim Verbrennungsversuch in der Verdichtungsapparatur LUKAS stellt sich das maximale Verdichtungsverhältnis infolge des Kraftgleichgewichtes am Kolben ein. Am Umkehrpunkt der Kolbenbewegung ist die Kraft des Gasdruckes auf den Kolben im Gleichgewicht mit der Gewichtskraft und der Kraft aufgrund der Massenträgheit. Das geometrische *Verdichtungsverhältnis* ergibt sich aus der relativen Lage der Energieumsetzung zum Kolbenumkehrpunkt, jedoch ist die Lage wiederum abhängig von der effektiven Verdichtung des Gemisches. Daher ist im Sinne der Vergleichbarkeit innerhalb der Variation des Luftverhältnisses das einstellbare Zusatzgewicht so groß gewählt worden, daß auch die Verbrennung des magersten Gemisches vor dem Umkehrpunkt der Kolbenbewegung abgeschlossen war. Die kontinuierliche Kompression stellte eine

* Für die gleichmäßige Temperierung des Gemisches ist das Zylinderrohr so mit Heizbändern ($P = 530\text{ W}$, $T_{\max} = 450\text{ °C}$) umwickelt und hochtemperaturfest isoliert worden, daß sich auf der Rohrrinnenseite eine *gleichmäßige* Temperaturverteilung ($\Delta T / T < 2\%$) einstellt. Die Aufheizung wird nach der im Zylinderfuß gemessenen Temperatur geregelt. Die zugeführte Heizleistung wird elektronisch durch einen Thyristor so begrenzt, daß sich die angestrebte Bauteiltemperatur während der Phase der Aufheizung nach dem asymptotischen Grenzfall einstellt.

weitgehend vollständige Umsetzung des Gemisches sicher. Dabei wurde die Höhe des eingerasteten Gewichtes nach abgeschlossenem Versuch nicht hinsichtlich der geleisteten Arbeit oder des Wirkungsgrades beurteilt, sondern nur hinsichtlich der *Reproduzierbarkeit* des Versuchs. Ließ sich ein Versuch mehrfach mit exakt gleicher Höhe des eingerasteten Gewichtes wiederholen, wurde er als reproduzierbar aufgefaßt und als repräsentativ angenommen.

3.4.3 Einfluß des Luft-Kraftstoffverhältnisses

Für die Untersuchung der Selbstzündung und Energieumsetzungen nach der Kompressionszündung wurden Gemische mit den Luftverhältnissen von $\lambda = 1,5 \div 3,0$ herangezogen. Alle Versuche wurden unter gleichen Randbedingungen für die Zeitdauer der Vorheizung und für die Zylinderdrücke während der Gemischbildung durchgeführt. Hinsichtlich einer Anwendung der Kompressionszündung im Ottomotor wurde als Kraftstoff handelsübliches *bleifreies Superbenzin* eingesetzt.

In Abbildung 23 sind die Druckverläufe und Heizraten dreier Versuche mit unterschiedlichen Luftverhältnissen aufgetragen. Die dargestellte *Heizrate* wurde unter Verwendung eines einfachen Einzonenmodells bestimmt. Da hier der Vergleich der Energieumsetzungen bei verschiedenen Luftverhältnissen im Vordergrund steht, wurde auf die Bestimmung des Wandwärmeüberganges und der Berechnung des Brennverlaufes verzichtet. Aufgrund der niedrigen Kolbengeschwindigkeiten und der relativ hohen Zylinderdrücke kann der Anteil des Wandwärmeverlustes jedoch als erheblich angenommen werden.

Die drei Versuche zeigen den möglichen Betriebsbereich der Verdichtungsapparatur LUKAS zwischen maximalem und minimalem Luftverhältnis. Das *maximale* Luftverhältnis ($\lambda = 3,0$) war dadurch bestimmt, daß sich die Stange nach dem Versuch gerade noch aus dem Zylinderrohr heraus hob. Das *minimale* Luftverhältnis ($\lambda = 1,5$) bestimmte sich durch die geringfügigen Brennraumdruckschwingungen, die im gemessenen Druckverlauf erkennbar sind. Sie lassen auf eine unvollständige Homogenisierung des Gemisches vor der Versuchsauslösung schließen. Mit zunehmender Kraftstoffmenge steigt die erforderliche Zeitdauer für eine diffusionsbasierte Homogenisierung überproportional an. Bei einzelnen Versuchen mit sehr niedrigen Luftverhältnissen ($\lambda < 1,5$) bildete sich während der Verbrennung sogar *Ruß*, der sich an den Brennraumwandungen niederschlug.

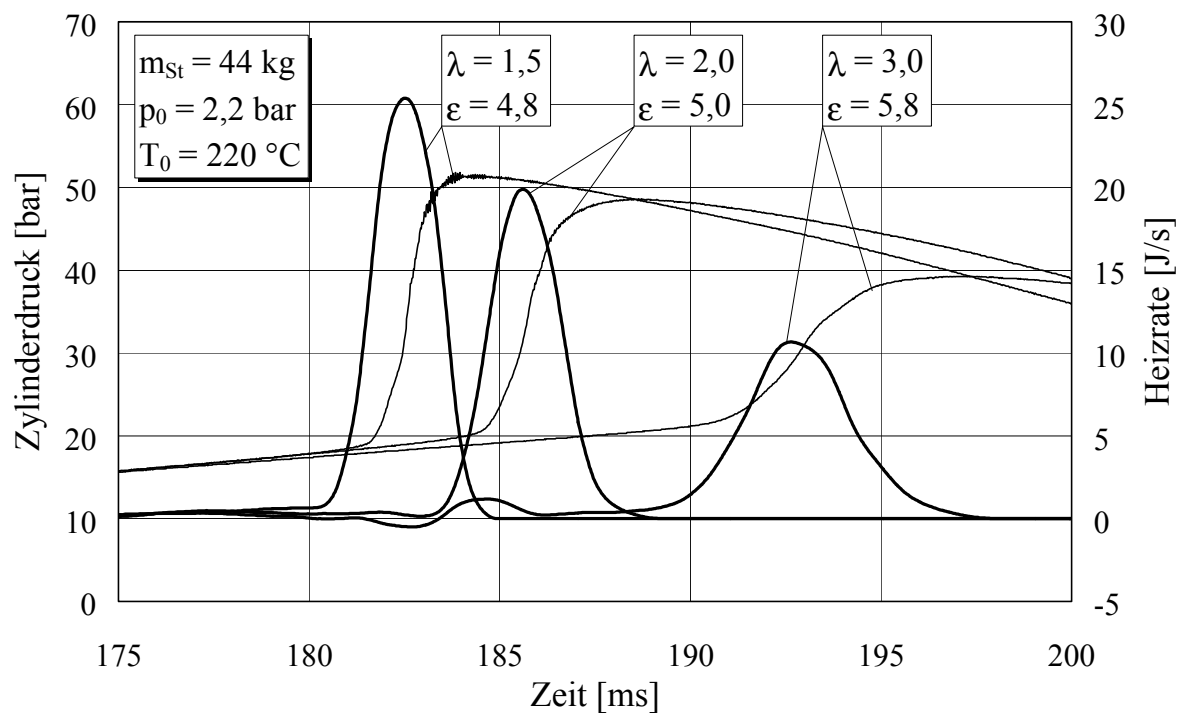


Abbildung 23: Variation des Luftverhältnisses in der Verdichtungsapparatur LUKAS

Die drei gemessenen Druckverläufe weisen mit zunehmendem Kraftstoffanteil einen steileren Druckanstieg auf. Noch deutlicher zeigen die Verläufe der jeweiligen Heizraten den Einfluß der Kraftstoffkonzentration auf die Reaktionseinleitung. Die Gemische mit *niedrigeren* Luftverhältnissen gelangen *schneller* in die Phase der Energieumsetzung. Der Umsatz beginnt nicht nur zu einem früheren Zeitpunkt, sondern ist auch in *kürzerer* Zeitdauer abgeschlossen. Alle Heizraten verlaufen symmetrisch und gleichmäßig. Ihre Form erinnert an eine statistische Verteilungskurve (Glockenkurve). Mit zunehmendem Kraftstoffanteil weisen die Heizraten zu einem früheren Zeitpunkt höhere Maximalwerte auf. Der progressive Anstieg der Maxima der Heizraten verläuft annähernd hyperbolisch zum Luftverhältnis. Das beobachtete Verhalten entspricht den Erwartungen auf Basis der vorangestellten Überlegungen zu der thermo-kinetischen Reaktion. Die höhere Kraftstoffkonzentration bei abnehmendem Luftverhältnis steigert die Reaktionsintensität im Gemisch und führt zu einer früheren Energieumsetzung. Die höhere Reaktionsintensität sowie die bereits zuvor umgesetzte Energie steigern die Maximalwerte der Umsetzungsraten.

3.4.4 Ergebnisse der Multispektralpyrometrie

Für die Erfassung der Radikalkonzentration im Gemisch wurde mit Hilfe der Multispektralpyrometrie eine Reihenuntersuchung von Kompressionszündungen in der Verdichtungsapparatur LUKAS durchgeführt. Im Versuch wurde das Luftverhältnis der Gemische *feinstufig* variiert. Die Meßgenauigkeit der Kraftstoffzuteilung erlaubte im Versuch eine minimale Schrittweite von $\Delta\lambda = 0,1$ bei kraftstoffreichen und $\Delta\lambda = 0,2$ bei kraftstoffarmen Gemischen. Abbildung 24 zeigt das Meßergebnis der Reihenuntersuchung. Im Diagramm sind die gemessenen Druckverläufe und die jeweils korrigierten Pegel der emittierten Strahlung aufgetragen. Wie im vorherigen Versuch zeigen die aufgefächerten Druckverläufe erwartungsgemäß mit abnehmendem Luftverhältnis eine zunehmende Reaktionsintensität und einen früheren Beginn der Energieumsetzung.

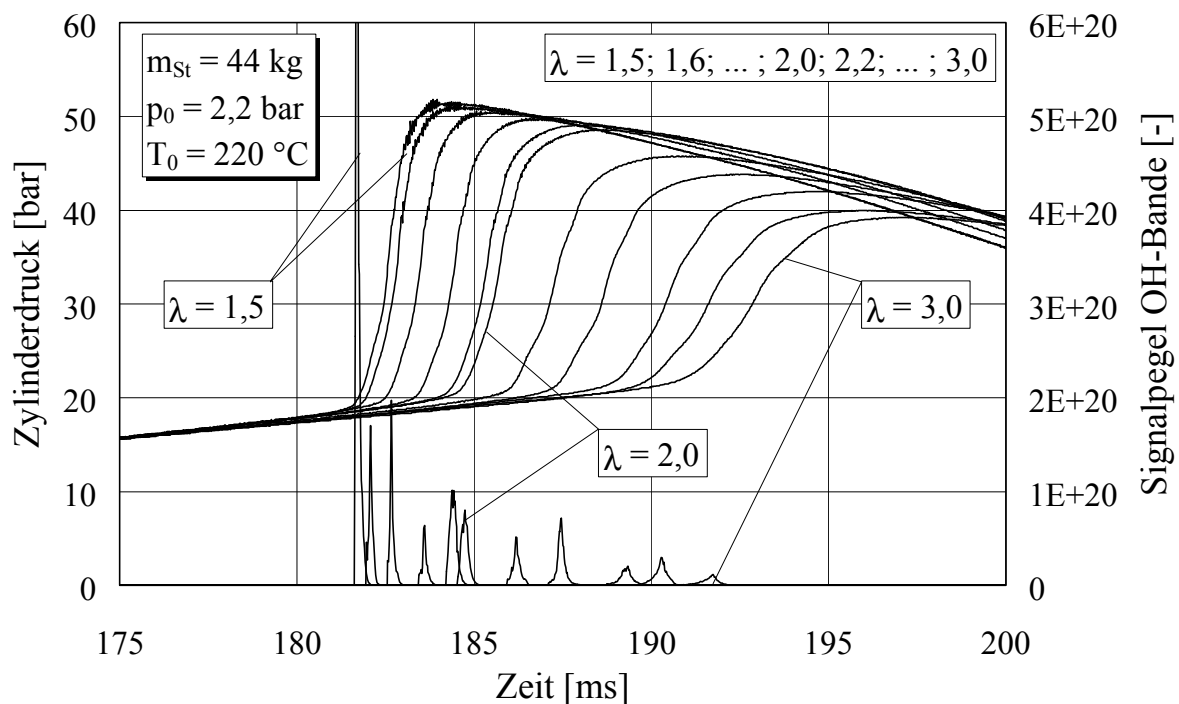


Abbildung 24: Gemessener Druckverlauf und korrigierter Signalpegel der OH-Bande bei zunehmendem Luftverhältnis

Die aufgetragenen Signalpegel zeigen für jedes Luftverhältnis einen Ausschlag zu Beginn der meßbaren Energieumsetzung und fallen mit der Entwicklung des Hauptumsatzes wieder ab. Der Pegel entsteht durch die Erfassung des optischen Signals auf der charakteristischen Frequenz des OH-Radikals. Die Signalverarbeitung umfaßt eine Korrekturfunktion, die in geeigneter Weise den verfälschenden Einfluß der variierenden Eindringtiefe des Kolbens kompensiert.

Somit entspricht der korrigierte Signalpegel einer Strahlungsleistungsdichte im Spektralbereich des OH-Radikals und ist weitgehend proportional zu der *Konzentration der OH-Radikale* im Gemisch.

Die im Versuch gemessene deutlich erhöhte Konzentration der OH-Radikale zu Beginn der Energieumsetzung stimmt weitgehend mit den Annahmen überein, die in den hochentwickelten Modellen der Selbstzündkinetiken formuliert sind. Insbesondere das in Kapitel 2.4.1 vorgestellte Modell von Li et al. beschreibt die herausgehobene Rolle der OH-Radikale während der reaktionskinetisch dominierten Phase der Selbstzündung. Das Meßergebnis bestätigt den bereits zuvor gewonnenen Eindruck, daß das Modell von Li et al. den realen Abläufen der Selbstzündung am besten und mit heute ausreichender Genauigkeit entspricht. Die zu Beginn jeder Energieumsetzung gemessene Konzentration läßt zugleich auch den Schluß zu, daß eine *gezielte Bildung* von OH-Radikalen im Gemisch vermutlich eine Reaktionseinleitung beschleunigt und damit eine Energieumsetzung steuern kann.

Der progressive Anstieg der Maxima der Signalpegel in Abbildung 24 korreliert mit der zunehmenden Kraftstoffkonzentration im Gemisch. Der Anstieg der Pegelspitzen ähnelt den höheren Heizraten bei abnehmendem Luftverhältnis ($\lambda = 1,5 \div 3,0$) in Abbildung 23. Die zunehmende Höhe des Pegels verweist auf die stark ansteigende Reaktionsintensität im Gemisch. Bei dem Versuch mit minimalem Luftverhältnis ($\lambda = 1,5$) wurde ein stark überhöhter Signalpegel gemessen. Sein Ausschlag zeigte etwa den zehnfachen Wert des Maximalwertes der benachbarten Pegel. Die *Überhöhung* kann auf ein überlagertes Signal mit starker Emissionsleistung zurückgeführt werden, vermutlich eine partielle und temporäre Ruß-Bildung während der Verbrennung.

3.5 SCHLUSSFOLGERUNG DER BISHERIGEN UNTERSUCHUNGEN

Die Ergebnisse der ersten eigenen Untersuchungen entsprechen weitgehend den veröffentlichten Erkenntnissen anderer Forschungsstellen. Um eine Kompressionszündung magerer Gemische in einer Hubkolbenmaschine herbeizuführen, müssen die *Randbedingungen* gegenüber den konventionellen motorischen Brennverfahren erheblich verändert werden. In der Literatur wie auch im eigenen Versuch konnte festgestellt werden, daß mindestens einer der folgenden Parameter anzupassen ist, um eine Kompressionszündung herbeizuführen:

- Kraftstoffzusammensetzung
- Ansauglufttemperatur

- Abgasrückführrate
- geometrisches Verdichtungsverhältnis

Für einen stabilen motorischen Betrieb der Kompressionszündung magerer Gemische scheint es sogar ratsam, zugleich mehrere Parameter entsprechend anzupassen. Allerdings ist zu beachten, daß sich unter den für die Kompressionszündung optimierten Randbedingungen in der gleichen Konstruktion ein Lastbetrieb mit ottomotorischer Flammenfrontverbrennung *ausschließt*.

Daher läßt sich die Kompressionszündung magerer Gemische mit den bisher bekannten Konzepten nicht als Teillastbrennverfahren im Ottomotor einsetzen. Um die theoretisch abgeleiteten Vorteile der kontrollierten Selbstzündung magerer Gemische auch praktisch realisieren zu können, ist ein *neues Konzept* für die steuerbare Kompressionszündung unter ottomotorischen Randbedingungen erforderlich. Die praktischen Erfahrungen zeigen, daß ein potentialreiches Konzept bei ottomotorischem Verdichtungsverhältnis mit hochoktanigem Kraftstoffen den reaktionskinetischen Einfluß auf die thermokinetische Reaktion nützen sollte. Für seine Realisierung erscheint es ratsam, sich an dem Konzept der Kompressionszündung im Zweitaktmotor zu orientieren.

4 KONZEPTENTWICKLUNG ZUR MOTORISCHEN ANWENDUNG DER KOMPRESSIÖNSZÜNDUNG

Den bekannten Untersuchungen zufolge kann in einem Viertaktmotor die Kompressionszündung magerer Gemische nur herbeigeführt werden, wenn die Randbedingungen entsprechend angepaßt werden. Allerdings schließt eine Veränderung der Kraftstoffzusammensetzung oder des geometrischen Verdichtungsverhältnisses* einen ottomotorischen Vollastbetrieb aus und damit auch die Anwendung der Kompressionszündung als stickoxidarmes und effizientes Teillastbrennverfahren. Im Hinblick auf den instationären Betrieb eines Verbrennungsmotors ist die Einleitung der Kompressionszündung über die Aufheizung der Ansauglufttemperatur bereits verworfen worden.

Dagegen ist aus den Versuchen am Zweitaktmotor bekannt, daß die geeignete Verwendung des heißen Abgases vom vorherigen Zyklus eine Reaktionseinleitung der Kompressionszündung auch bei niedrigen Verdichtungsverhältnissen ermöglicht. Die Zusammenhänge der thermo-kinetischen Reaktion sowie die praktischen Erfahrungen im Versuch lassen darauf schließen, daß das heiße Abgas die Reaktionstätigkeit im Frischgemisch nicht nur durch die thermische Energie beschleunigt, welche die Bildung *reaktionskinetisch aktiver Elemente* begünstigt, sondern auch durch eventuell noch enthaltene aktive Elemente anfacht.

Ein Konzept wird vorgestellt, die vom Zweitaktmotor bekannte Steuerung der Kompressionszündung stöchiometrischer Gemische (ATAC, ARC) mit Hilfe der in Zukunft serientechnisch verfügbaren Technologien (VVT, DE) zu einer *steuerbaren* Kompressionszündung magerer Gemische im Viertaktmotor weiter zu entwickeln. Im praktischen Versuch erlaubt die vollvariable Ventilsteuerung, den Abgasanteil im Brennraum zu beeinflussen, die Direkteinspritzung ermöglicht die gezielte Kraftstoffverteilung im Gemisch.

4.1 ÜBERLEGUNGEN ZU EINER STEUERBAREN SELBSTZÜNDUNGSVERBRENNUNG

Ausgehend von den erforderlichen ottomotorischen Randbedingungen wird die geeignete Anwendung der vollvariablen Ventilsteuerung und der Direkteinspritzung zur Steuerung der Kompressionszündung hergeleitet.

* Bis zum heutigen Tage ist keine praktikable technische Lösung für ein variables Verdichtungsverhältnis mit einer ausreichenden Spanne bekannt

4.1.1 Erforderliche Randbedingungen

Die Randbedingungen für ein Teillastbrennverfahren im Ottomotor ergeben sich durch die Erfordernisse des ottomotorischen Vollastbetriebes. Zur *Vermeidung* der Selbstzündungs- oder Klopferscheinungen bei erhöhter Last wird der Ottomotor in der Regel mit einem hochoktanigen Kraftstoff (meist bleifreies Superbenzin) betrieben und weist im allgemeinen ein relativ niedriges Verdichtungsverhältnis auf.

Ein Kraftstoff mit *hoher Oktanzahl* erscheint aufgrund seiner geringen Selbstzündneigung zunächst für den motorischen Betrieb mit Kompressionszündung magerer Gemische ungeeignet. Bereits im Rahmen der vorangestellten Basisversuche am Einzylindermotor konnte festgestellt werden, daß ein Kraftstoff mit hoher Oktanzahl zur Reaktionseinleitung entweder ein höheres Verdichtungsverhältnis oder eine höhere Kraftstoffkonzentration erfordert. Aber sowohl die theoretischen Überlegungen als auch die praktischen Versuche deuten darauf hin, daß ein solches Gemisch nach erfolgter Reaktionseinleitung dann auch gleichmäßiger und vollständiger umgesetzt wird. Aufgrund des stabileren Ablaufs der Energieumsetzung kann die Lage der Verbrennung im motorischen Betrieb *einfacher gesteuert* werden. Vor allem im instationären motorischen Betrieb vermindert eine stabile Verbrennungslage die Gefahr einer unvollständigen Umsetzung oder auch einer verschleppten Verbrennung. Aus diesem Zusammenhang kann geschlossen werden, daß die hohe Oktanzahl des handelsüblichen Kraftstoffes die Steuerbarkeit der Selbstzündung und die Vollständigkeit der Verbrennung begünstigt.

Die weitere Bedingung für die Anwendung der Kompressionszündung als ottomotorisches Teillastbrennverfahren ist der Betrieb bei relativ niedrigen Verdichtungsverhältnissen. Bei *niedrigem geometrischen Verdichtungsverhältnis* ergeben sich im Gemisch geringere Spitzentemperaturen sowie niedrigere volumetrische Konzentrationen der reaktionskinetisch aktiven Spezies. Daher kann angenommen werden, daß sich während der Energieumsetzung niedrigere maximale Druckanstiegsraten einstellen. Zudem läßt sich aufgrund der praktischen Erfahrungen bei den eigenen Basisversuchen und des in Kapitel 2.5.1 angeführten Zusammenhanges ein eher vollständiger Umsatz des zugeführten Gemisches bei niedrigerem Verdichtungsverhältnis erwarten.

Das Verdichtungsverhältnis eines Ottomotors wird meist so ausgelegt, daß sich im Endgas des kraftstoffreichen Gemisches *gerade keine Selbstzündung* (Klopfen) einstellt. Da aber die Selbstzündungsneigung im Gemisch mit

reduzierter Kraftstoffkonzentration nochmals abnimmt, ist bei ottomotorischem Verdichtungsverhältnis eine Selbstzündung der mageren Gemische infolge der Kompression *ausgeschlossen*. Folglich kann unter den erforderlichen Randbedingungen die thermo-kinetische Reaktion nur durch die geeignete Nutzung des heißen Abgases herbeigeführt werden.

4.1.2 Abgasrückhaltung durch Ventilunterschneidung

Für die Einbringung von Abgas in die Frischladung des nächsten Zyklus sind drei Konzepte denkbar. Die schematische Darstellung in Abbildung 25 verdeutlicht die prinzipiellen Unterschiede der Abgasrückführungen und der Abgasrückhaltung. Bei *äußerer Abgasrückführung* (AGR) verläßt das Abgas den Brennraum durch die Auslaßventile, wird abgekühlt und strömt zusammen mit Frischladung wieder durch die Einlaßventile in den Brennraum. Aufgrund der *starken Abkühlung* kann der Erhalt möglicher reaktionskinetisch aktiver Spezies im zurückgeführten Abgas nahezu ausgeschlossen werden.

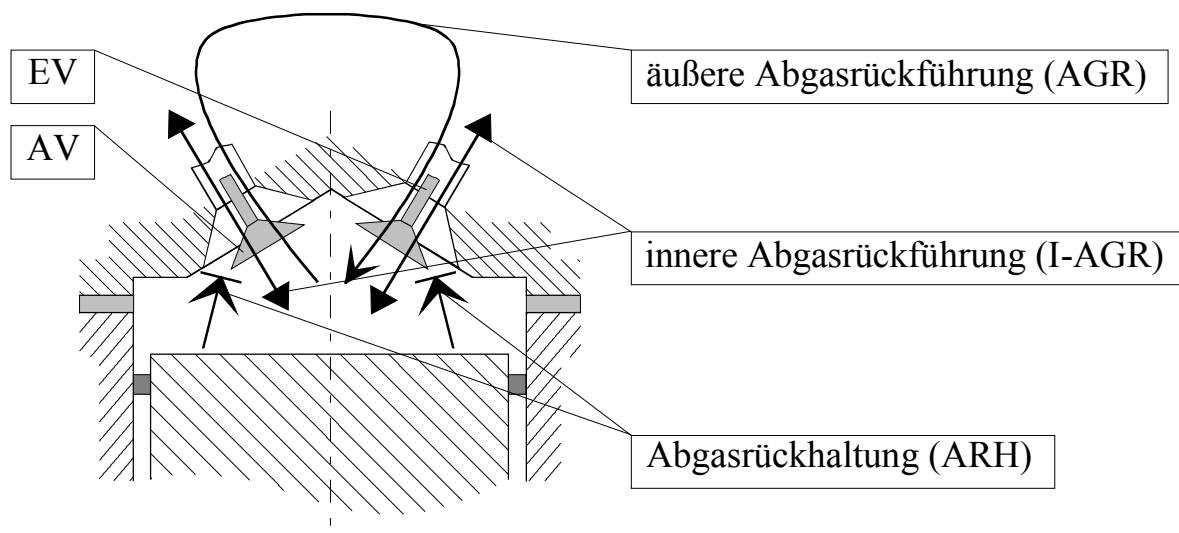


Abbildung 25: Konzepte der Abgasrückhaltung und Abgasrückführung

Auch bei der *inneren Abgasrückführung* (I-AGR) verläßt das Abgas den Brennraum. Teile des ausgeschobenen Abgases strömen aber auf dem gleichen Weg wieder zurück in den Brennraum. Außerhalb des Brennraumes kühlt es bei der Vermischung mit der kalten Frischladung und durch die konvektive Wärmeübertragung während der Ausschub- und der Ansaugphase ab, bevor es wieder in den Brennraum gelangt. Die innere Abgasrückführung ist für die Reaktionseinleitung bei Kompressionszündung nicht geeignet, da das Abgas der Kompressionszündung aufgrund der mageren Luftverhältnisse bereits eine relativ niedrige Temperatur aufweist. Eine weitere Abkühlung des Abgases ist jedoch der Steigerung der reaktionskinetischen Aktivität im mageren

Frischgemisch des nächsten Zyklus abträglich. Wenn sich aufgrund der niedrigen Gemischtemperaturen zu viele der Radikale wieder zu chemisch inerten Spezies verbinden, dann stellt sich während der Kompressionsphase keine ausreichende Reaktionstätigkeit im Gemisch mehr ein, um eine Selbstzündung herbeizuführen.

Das Temperaturniveau des heißen Abgases kann einfacher durch die *Rückhaltung im Brennraum* erhalten werden. Hierfür ist bei den heute üblichen Viertaktmotoren eine Veränderung der Ventilsteuerzeiten erforderlich. Durch vorzeitiges Schließen der Ventile (AS) kann ein Teil des heißen Abgases während des Ausschiebevorgangs im Brennraum zurückgehalten werden. Das zurückgehaltene Abgas im Brennraum wird durch den aufsteigenden Kolben wieder komprimiert und die Abgastemperatur auf erhöhtem Niveau gehalten. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Radikale kann vermutet werden, daß sich in dieser Phase reaktionskinetisch aktive Spezies im heißen und komprimierten Abgas erhalten.

Nach Überschreiten des LOT entfernt sich der Kolben wieder vom oberen Totpunkt. Das rückgehaltene und komprimierte Abgas wird wieder bis auf den Umgebungsdruck expandiert, und die Einlaßventile werden anschließend geöffnet. Die Einlaßventile (EÖ) öffnen nach dem oberen Totpunkt (LOT) erst zu einer Kolbenstellung, wenn das zuvor komprimierte Abgas wieder auf Umgebungsdruck entspannt worden ist. Dieses Steuerzeiten-Konzept sei hier als *Ventilunterschneidung* bezeichnet. Es unterscheidet sich von der bekannten Ventilüberschneidung dadurch, daß alle Gaswechselventile in den Kolbenstellungen am oberen Totpunkt des Ladungswechsels (LOT) geschlossen sind.

Nach Öffnen der Einlaßventile (EÖ) strömt Frischgas in den Brennraum und vermischt sich mit dem heißen, rückgehaltenen Abgas. Bei äußerer Gemischbildung ist die Luft bereits mit Kraftstoff zur Frischladung vermischt worden, bei Direkteinspritzung wird die Frischladung erst im Brennraum gebildet. Durch die Vermischung mit heißem Abgas wird ihre Temperatur gesteigert und damit ihre Reaktionstätigkeit beschleunigt. In der Frischladung erhöht sich die Konzentration der Radikale entweder durch eventuell im Abgas erhaltene Radikale oder auch durch Zwischenprodukte, die durch Zerfall unmittelbar Radikale bilden. Mit Hilfe der schnellen Fortpflanzungsmechanismen nimmt die Radikalkonzentration im Gemisch während der anschließenden Kompressionsphase so weit zu, daß sich eine Selbstzündung einstellt. Das Konzept der Einbringung des Abgases in das Frischgemisch sei von hier an als *Abgasrückhaltung* (ARH) bezeichnet.

Abbildung 26 zeigt einen typischen Druckverlauf einer Kompressionszündung mit Abgasrückhaltung über den Viertakt-Zyklus. Der Druckverlauf zeigt, daß der Kolben nicht nur im ZOT während der Arbeitstakte, sondern auch im LOT während des Ladungswechsels *auf Druck belastet* ist. Die erforderliche konstruktive Anpassung ist im Anhang Kap A.3.2. erläutert. In der Darstellung ist auch zu erkennen, daß die beiden Arbeitstakte des Viertakt-Zyklus weitgehend konventionelle Steuerzeiten (ES und AÖ) aufweisen. Die Abgasrückhaltung wird nur durch Veränderung der Steuerzeiten des Ladungswechsels (EÖ und AS) herbeigeführt. Dabei bestimmt die Lage der Steuerzeit "Auslaß Schließt" (AS) den Anteil des rückgehaltenen Abgases im Brennraum.

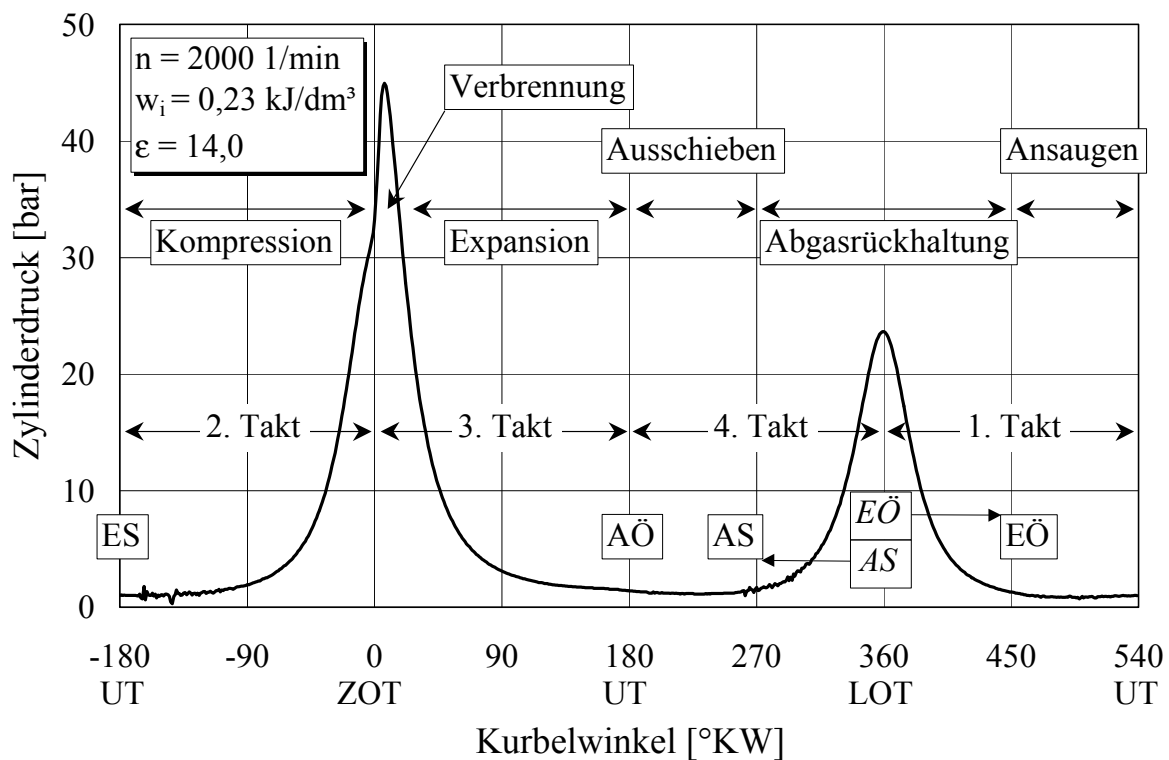


Abbildung 26: Veränderte Steuerzeiten und gemessener Druckverlauf bei Abgasrückhaltung (ARH)

Bei erhöhter Abgasrückhaltung steigen die Gemischtemperatur und vermutlich auch der Anteil der kinetisch aktiven Spezies im Brennraum zu Beginn der Kompressionsphase. Damit beschleunigt sich die Reaktionseinleitung, und die Energieumsetzung stellt sich früher ein. Mit abnehmender Last weisen die Gemische eine niedrigere Kraftstoffkonzentration auf, und die Abgastemperatur fällt geringer aus. Da sich mit abnehmender Kraftstoffkonzentration die Reaktionsintensität im Gemisch reduziert, ist bei niedriger Last ein *höherer Anteil* an rückgehaltenem Abgas im Brennraum erforderlich.

4.1.3 Aktivierung durch vorgezogene Einspritzung

Bei der Reaktionseinleitung der Kompressionszündung durch Abgasrückhaltung sind die Lage sowie der Verlauf der Energieumsetzung abhängig von der Abgastemperatur und der Konzentration der enthaltenen Radikale oder deren Vorprodukte. Beide Einflüsse auf die Reaktionseinleitung im nächsten Zyklus unterliegen sowohl der Trägheit der bewegten Abgasmasse als auch der Wärmeleitung. Für einen *instationären motorischen Betrieb* ist jedoch ein möglichst schneller und selektiver Steuereingriff erforderlich, optimalerweise zykluskonsistent und zylinderselektiv.

Die Untersuchungen von Morikawa et al. [20] mit Direkteinspritzung bei Kompressionszündung zeigten einen Einfluß des Einspritzzeitpunktes auf die Lage und den Verlauf der anschließenden Energieumsetzung. In Anlehnung an Morikawas Versuche und vor dem Hintergrund der Zusammenhänge der thermo-kinetischen Reaktion kann vermutet werden, daß sich eine *vorgezogene Einspritzung* flüssigen Kraftstoffes in das rückgehaltene Abgas begünstigend auf die Reaktionseinleitung im nächsten Zyklus auswirkt. Es wird angenommen, daß die erhöhte Abgastemperatur die Reaktionstätigkeit des eingespritzten Kraftstoffes mit der im Abgas enthaltenen Restluft fördert. Vermutlich bilden sich im rückgehaltenen Abgas neue Radikale und deren Vorprodukte, oder durch die Reaktionen erhält sich die Aktivität der Spezies aus dem letzten Zyklus. Nach der Vermischung des "aktivierten" Abgases mit der Frischladung beschleunigen sowohl die noch enthaltenen als auch die gebildeten Radikale die weitere Radikalbildung durch die Auslösung von zusätzlichen Kettenverzweigungsreaktionen, so daß sich die Umsetzung früher einstellt.

Für die Kraftstoffzuführung während der Phase der Abgasrückhaltung sei von hier an der Begriff "*Aktivierung*" vereinbart. Die bekannten Einflüsse auf die Kettenverzweigungsreaktion und der exponentielle Zuwachs der Radikalkonzentration lassen schließen, daß sich die Zeitdauer der Reaktionstätigkeit im Abgas, und damit der Zeitpunkt der Einspritzung, auf die Reaktionsintensität im nächsten Zyklus auswirkt. Aufgrund des erwarteten Einflusses der Zeitdauer auf die Radikalkonzentration wird die Aktivierung nach der Lage des Einspritzzeitpunktes in eine sogenannte "frühe" und eine "späte Aktivierung" unterschieden. Die *frühe* Aktivierung bedeutet eine Kraftstoffeinspritzung während das rückgehaltene Abgas komprimiert wird. Dagegen wird eine Einspritzung in das komprimierte Abgas nach dem LOT als *späte* Aktivierung bezeichnet.

Die heute verfügbare Technologie der Hochdruck-Direkteinspritzung (DE) erlaubt, den Kraftstoff zu *jedem beliebigen Kurbelwinkel* in den Brennraum einzubringen. Aufgrund des hohen Systemdrucks ($p_K \sim 100$ bar) kann der flüssige Kraftstoff auch in das komprimierte Abgas eingespritzt werden. Dank der elektronischen Ansteuerung der Einspritzdüsen kann die Aktivierung sowohl für jeden Zylinder einzeln als auch für jeden Zyklus spezifisch gesteuert werden. Die Auswirkung des eingespritzten Kraftstoffes auf die thermo-kinetische Reaktion im Gemisch in Verbindung mit der freien Ansteuerung der Einspritzventile bietet somit die Möglichkeit, den Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung in das rückgehaltene Abgas als eine *Steuergröße* für die Reaktionseinleitung der Kompressionszündung einzusetzen.

4.2 TEILLASTBETRIEB MIT KOMPRESSIONSZÜNDUNG MAGERER GEMISCHE

Das vorgestellte Steuerungskonzept der Kompressionszündung magerer Gemische mit Abgasrückhaltung und Aktivierung wird an einem Einzylindermotor mit für Kompressionszündung relativ niedrigem geometrischem Verdichtungsverhältnis praktisch untersucht.

4.2.1 Aufbau des Versuchsträgers mit vollvariabler Ventilsteuerung

Der Versuchsträger wurde auf der gleichen Grundkonstruktion des Einzylindermotors der Basisversuche aufgebaut. Die Untersuchung erforderte einen Zylinderkopf mit der Möglichkeit einer einstellbaren *innermotorischen Abgasrückhaltung*. Da die Rückhaltung durch die verkürzte Öffnungsdauer der Gaswechselventile realisiert werden soll, ist eine schnelle Ventilbewegung erforderlich. Für eine Optimierung der Verbrennung während des Betriebes ist zusätzlich eine einfache und schnelle Änderung der Steuerzeiten hilfreich.

Folglich bietet sich für die Versuchsdurchführung die Verwendung einer elektronisch angesteuerten *vollvariablen Ventilsteuerung* an. Der Einzylindermotor wurde mit einem Zylinderkopf versehen, dessen 4 Ventile durch ein elektromagnetisches Ventilsteuersystem (EMV) gesteuert wurden. Bei EMV kann durch die elektronische Ansteuerung jedes Ventil einzeln und unabhängig von den anderen Ventilen geöffnet oder geschlossen werden. Das Funktionsprinzip ist im Anhang in Kap A.3.3. erläutert.

Tabelle 9: Daten Einzylindermotor auf Basis M111E22 mit EMV und DE

Größe	Zahlenwert	Einheit
Bohrung	89,9	mm
Hub	86,6	mm
Hubraum	549,7	cm ³
Brennraumform	Dachbrennraum, parallele Quetschflächen	
Einlaßventile	2 * Ø 34	mm
Auslaßventile	1 * Ø 24 (1 * Ø 28,5 geschlossen)	mm
Ventilwinkel	30	°
Ventilhub	6	mm
Beruhigungsvolumen	2000	cm ³
Verdichtungsverhältnis	14	-
Einspritzdüse	Magnetventil, innenöffnend, Fa. Bosch	
Düsenwinkel	90	°
Einspritzdruck	100	bar

Für diesen Aufbau war eine *Hochdruck-Direkteinspritzung* (DE) flüssigen Kraftstoffs vorgesehen, da sie die Einbringung des Kraftstoffes direkt in den Brennraum in das lufthaltige Abgas ermöglichte. Wie in Abbildung 27 dargestellt, ist die Hochdruck-Einspritzdüse in das zentrale Zündkerzenloch eingepaßt worden. Gerade bei stark unvollständiger Durchmischung des Brennrauminhaltes aufgrund sehr hoher Abgasrückhalteraten begünstigt eine *zentrale Düsenlage* die möglichst weite Erfassung des Gemisches aus Luft und

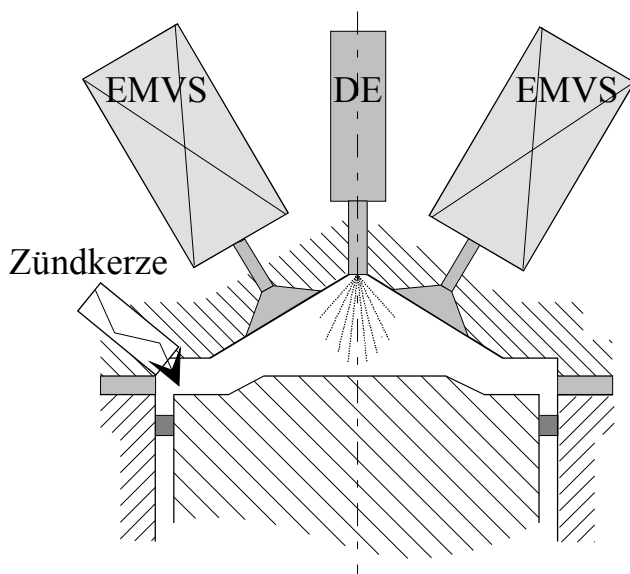


Abbildung 27: Brennraumform des vollvariablen Versuchsträgers

Abgas durch den eingespritzten Kraftstoff. Der Zylinderkopf bildet mit der Pleuellstange einen *Dachbrennraum*. Der Kopf weist einen relativ flachen Ventilwinkel auf, um das gleichzeitige Öffnen aller vier Gaswechselventile im Betrieb zu ermöglichen. Für einen eventuellen Ausfall der Ventilsteuerung waren auf der Pleuellstange entsprechende *Ventiltaschen* vorgesehen. Sie stellten die ständige Freigängigkeit aller Ventile sicher. Mit Hilfe eines abgeflachten Pleuellbaus war

ein geometrisches Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 14$ eingestellt worden.

Für die erste Reaktionseinleitung der Kompressionszündung ist im Brennraum eine ausreichende Masse heißen Abgases erforderlich. Die erste Abgasmenge des zyklischen Prozesses konnte über eine konventionelle Funkenzündung und eine ottomotorische Verbrennung eines kraftstoffreichen Gemisches bereitgestellt werden. Hierfür war seitlich im Zylinderkopf eine zuschaltbar ausgeführte, kleine *Zündkerze* vorgesehen worden. Diese war für den Versuchsaufbau thermisch extrem "kalt" ausgelegt worden, so daß eine Glühzündung an der Kerze ausgeschlossen werden konnte.

4.2.2 Einführung motorischer Hilfsgrößen

Da das Abgas von mageren Gemischen einen unverbrannten Luftanteil aufweist, magert bei Abgasrückhaltung dieser Luftanteil das Gemisch im Brennraum zusätzlich ab. Daher sind für die weiteren motorischen Versuche zusätzliche *Hilfsgrößen* zur Beschreibung der innermotorischen Massenverhältnisse entwickelt worden. Sie ergeben sich durch Umrechnung der üblichen motorischen Größen. Weiterhin werden neue Bezeichnungen für die Einspritzzeitpunkte und für den Anteil der eingespritzten Kraftstoffmenge vorgestellt. Die Hilfsgrößen und Bezeichnungen seien hier vereinbart und werden für alle folgenden Darstellungen eingesetzt. Ihre detaillierte Herleitung findet sich im Anhang in Kapitel A.1 dokumentiert.

Das *innere Luftverhältnis* berücksichtigt die rückgehaltene Restluft im mageren Abgas auf Basis des äußeren Luftverhältnisses λ , gemessen vor dem Einlaßventil, und dem Anteil im Brennraum rückgehaltenen Abgases X_{ARH} .

$$\lambda_V^* = \frac{X_{ARH} - \lambda}{X_{ARH} - 1} \quad (\text{Gl. 4-1})$$

Der *Inertgasanteil* beschreibt den Anteil des inerten Abgases, ohne die Restluft.

$$X_{ARH}^* = X_{ARH} \cdot \frac{L_{St} + 1}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (\text{Gl. 4-2})$$

Der *Ladungsgrad* ist dem motorischen Liefergrad ähnlich. Er berücksichtigt jedoch im Verhältnis zur theoretisch möglichen Ladungsmasse neben der Frischladungsmasse auch die zurückgehaltene Abgasmasse im Brennraum.

$$\lambda_Z = \lambda_l \cdot \frac{\lambda \cdot L_{St} + 1}{(1 - X_{ARH}) \cdot \lambda \cdot L_{St}} \quad (\text{Gl. 4-3})$$

Das *innere Äquivalenzverhältnis* bezeichnet das Verhältnis der Kraftstoffmasse zu der im Brennraum enthaltenen Luft- und Abgasmasse.

$$\Phi = \frac{(1 - X_{ARH}) \cdot L_{St}}{(1 - X_{ARH}) \cdot \lambda \cdot L_{St} + X_{ARH}} \quad (\text{Gl. 4-4})$$

In Tabelle 10 sind die eingeführten Bezeichnungen für die Beschreibung der mehrfachen Kraftstoffeinspritzung innerhalb eines Zyklus im motorischen Betrieb zusammengestellt: Die Anteile σ_{Ki} der Teil-Einspritzungen i an der gesamten Einspritzmenge dieses Zyklus und die jeweils zugehörigen Einspritzwinkel φ_{Ki} .

Tabelle 10: Motorische Größen für Mehrfach-Kraftstoffeinspritzung pro Zyklus

Größe	Definition	Einheit
i	Index der Teil-Einspritzung (i: 0=Aktivierungs-, 1=Haupt-, 2=Nachspritzung)	-
φ_{Ki}	Kurbelstellung zu Beginn der Teil-Einspritzung i	°KW v. ZOT
σ_{Ki}	Anteil der Kraftstoffmasse für Teil-Einspritzung i	-

4.2.3 Versuchsergebnisse des motorischen Betriebes

In dem beschriebenen Aufbau konnte die Kompressionszündung magerer Gemische mit Hilfe der Abgasrückhaltung und der Aktivierung steuerbar in der Teillast betrieben werden. Abbildung 28 zeigt die Hochdruckphasen der pV -Diagramme an den Betriebspunkten der sogenannten minimalen und maximalen Last für die Drehzahl $n = 2000$ 1/min.

Im pV -Diagramm sind für jeden Betriebspunkt *zwei Druckverlaufskurven* zu erkennen. Jeweils die obere Kurve stellt den Druckverlauf der beiden Arbeitstakte dar. Die untere Druckverlaufskurve entsteht durch die Kompression des rückgehaltenen Abgases im Bereich des LOT. Die eingeschlossene Fläche der oberen Kurve entspricht der inneren Arbeit des Zyklus, die der unteren Kurve der Verlustarbeit während der Phase der Abgasrückhaltung. Der maximale Druck des komprimierten Abgases steigt bei abnehmender Last an, da ein höherer Abgasanteil im Brennraum zurückgehalten wird. Auch der Verdichtungsenddruck des Arbeitstaktes, der Druckzustand vor der Energieumsetzung, fällt wegen des höheren Abgasanteils höher aus.

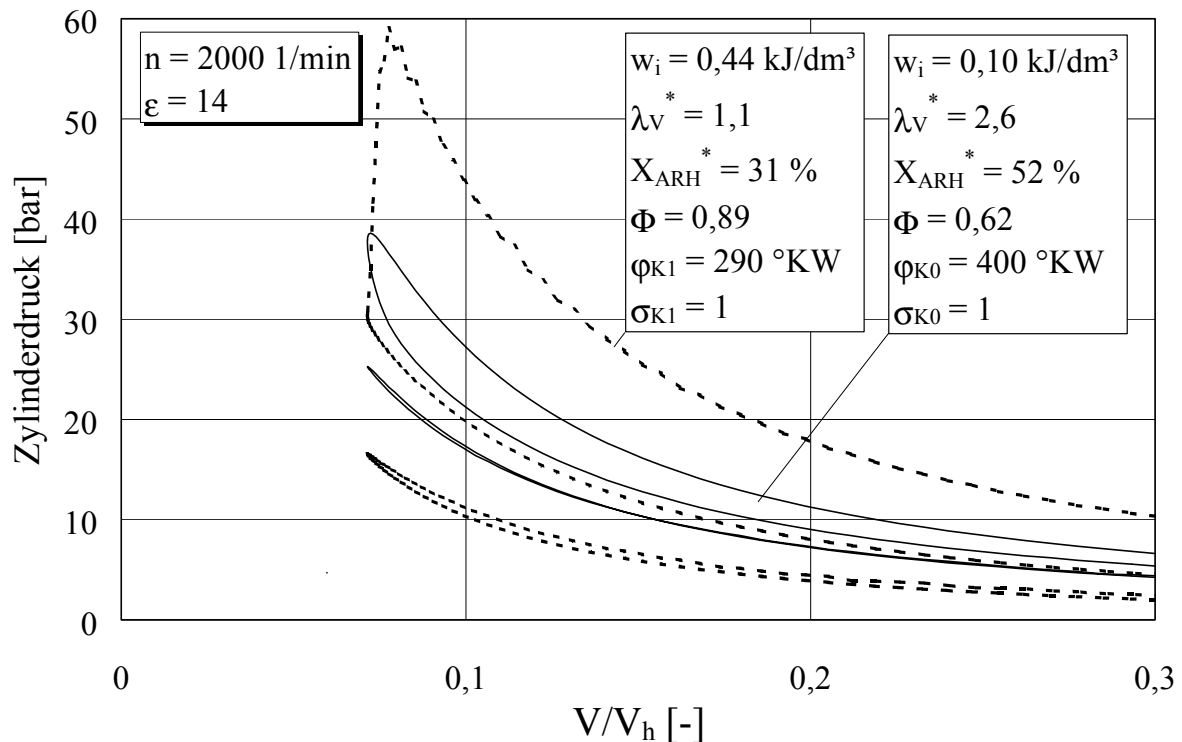


Abbildung 28: pV -Diagramme der Kompressionszündung mit Abgasrückhaltung (KMG) und bleifreiem Superbenzin

Am gegebenen Versuchsaufbau konnten auch die in Kapitel 4.1.3 getroffenen Annahmen hinsichtlich der Aktivierung praktisch überprüft werden. In Abbildung 29 ist die Auswirkung der Kraftstoffeinspritzung in das rückgehaltene und komprimierte Abgas auf die Reaktionseinleitung in der nächsten Kompressionsphase dargestellt. Sowohl der Zeitpunkt (φ_K) als auch der Massenanteil (σ_K) der Aktivierungseinspritzung war *variiert* worden. Der nach der Aktivierungseinspritzung verbleibende Massenanteil ($\sigma_{K1} = 1 - \sigma_{K0}$) ist jeweils als Haupteinspritzung zugeführt worden. Als Zeitpunkt der Haupteinspritzung war empirisch der Beginn der Ansaugphase ($\varphi_{K1} = 290^\circ \text{KW v. ZOT}$) als optimal hinsichtlich der Zylinderfüllung ermittelt worden. In Abbildung 29 ist zu erkennen, daß sich der Hauptumsatzbeginn (H.U.B.) im nächsten Zyklus mit früherem Zeitpunkt und ansteigendem Massenanteil der Aktivierungseinspritzung bei *zunehmend früheren* Kurbelstellungen einstellt.

Das Meßergebnis zeigt eine Korrelation zwischen einem früheren Zeitpunkt der Aktivierungseinspritzung und dem Hauptumsatzbeginn bei früherer Kurbelstellung im nächsten Zyklus. Der praktische Versuch *stützt* das gedanklich entwickelte Konzept, daß durch die vorgelagerte Reaktionstätigkeit im rückgehaltenen Abgas die Reaktionseinleitung im Frischgemisch

beschleunigt wird. Anscheinend leitet das vorkonditionierte Abgas nach der Vermischung vermehrt Kettenverzweigungsreaktionen in der Frischladung ein, so daß die Energieumsetzung in der folgenden Kompressionsphase zu einem früheren Zeitpunkt beginnt.

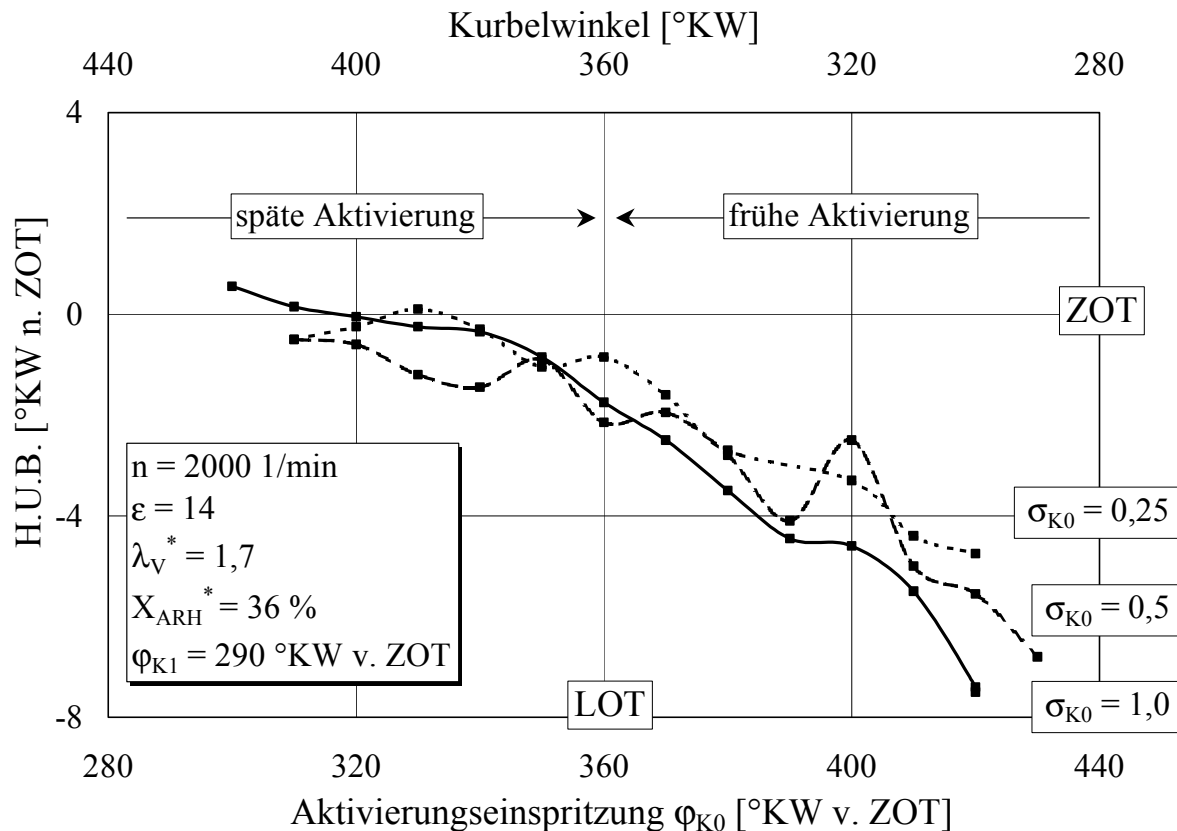


Abbildung 29: Auswirkung der vorgezogenen Einspritzzeitpunkte (Aktivierungseinspritzung) auf H.U.B. im folgenden Zyklus

Besonders die sogenannte frühe Aktivierung zeigt eine starke Auswirkung auf die Lage der Energieumsetzung. Neben der längeren Zeitdauer, die dem Kraftstoff für die Gemischaufbereitung und für die Kettenverzweigungsreaktionen zur Verfügung steht, kann auch ein Einfluß der *räumlichen Verteilung* des eingespritzten Kraftstoffes auf die Reaktionsintensität im Gemisch angenommen werden. Findet die Einspritzung in das Abgas während der Kompressionsphase vor dem LOT statt, behindert vermutlich die zunehmende Gasdichte die schnelle Ausbreitung des Kraftstoffes. Eine höhere lokale Kraftstoffkonzentration facht aber die Intensität der Kettenverzweigungsreaktion in diesem Gemischanteil an. Somit kann die Radikalkonzentration im gesamten Gemisch zu Kompressionsbeginn deutlich gesteigert werden.

Weiterhin illustriert die Abbildung 29 die *degressive Wirkung* des zunehmenden Massenanteils der Aktivierungseinspritzung (σ_{K0}) auf die Lage der Energieumsetzung im folgenden Zyklus. Bereits eine Aktivierungseinspritzung mit einem Viertel der gesamten Kraftstoffmasse ($\sigma_{K0} = 0,25$) führte zu einer deutlich beschleunigten Reaktionseinleitung der Kompressionszündung. Eine Steigerung des Kraftstoffanteils zur Aktivierungseinspritzung auf die Hälfte ($\sigma_{K0} = 0,5$) oder die gesamte Kraftstoffmasse des Zyklus ($\sigma_{K0} = 1$) zeigte keine erhebliche zusätzliche Beschleunigung der Reaktionseinleitung mehr. Dieser Zusammenhang erklärt sich aus dem dominant reaktionskinetischen Einfluß zu Beginn der thermo-kinetischen Reaktion. Sie wirkt sich aufgrund der dynamischen Entwicklung einer Kettenverzweigungsreaktion bereits bei vorgezogener Einspritzung von nur geringen Kraftstoffmengen beschleunigend auf die Reaktionseinleitung der Kompressionszündung aus.

4.2.4 Kennfeldbereich der Kompressionszündung

Die Meßergebnisse des Teillastbetriebes mit Kompressionszündung werden in drei Schritten diskutiert, die Erfassung der Meßwerte in den Kennfeldern, der Verlauf und die Lage der Kennfeldgrenzen sowie das Verhalten der Meßwerte innerhalb der Kennfelder.

Der Kennfeldbereich ist durch eine Variation der Last für sechs Drehzahlen ($\Delta n = 500$ 1/min) gebildet worden. Der darstellbare Kennfeldbereich der Kompressionszündung wurde zwischen der minimalen und der maximalen Last vermessen. Die steuerbare Lage der Energieumsetzung ermöglichte die *verbrauchsoptimale* Einstellung jedes Kennfeldpunktes. Für die Darstellung der Tendenz jedes Meßwertes über das Kennfeld sind jeweils mehrere Isolinien eingetragen. Der minimale Meßwert ist durch einen Kreis und der maximale Meßwert durch ein Dreieck gekennzeichnet. Die Kennfelder sind in Abbildung 30 als Überblick und im Anhang in Kapitel A.2.2 detaillierter dargestellt.

In den Kennfeldern ist jeweils eine horizontale Linie auf der Höhe der Last $w_i = 0,2$ kJ/dm³ eingetragen. Unterhalb dieser Last wurde die Kompressionszündung *mit Aktivierungseinspritzung* ($\sigma_{K0} = 1$; $\varphi_{K0} = 400$ °KW v. ZOT) betrieben, da sich ohne Aktivierung aufgrund des niedrigen Verdichtungsverhältnisses und der geringen Abgastemperatur in der nächsten Kompressionsphase keine stabile Energieumsetzung mehr einstellte. Die Betriebspunkte oberhalb der Linie waren ohne Aktivierung eingestellt worden. Bei diesen Betriebspunkten war der Kraftstoff während der Ansaugphase ($\sigma_{K1} = 1$; $\varphi_{K1} = 290$ °KW v. ZOT) eingespritzt worden.

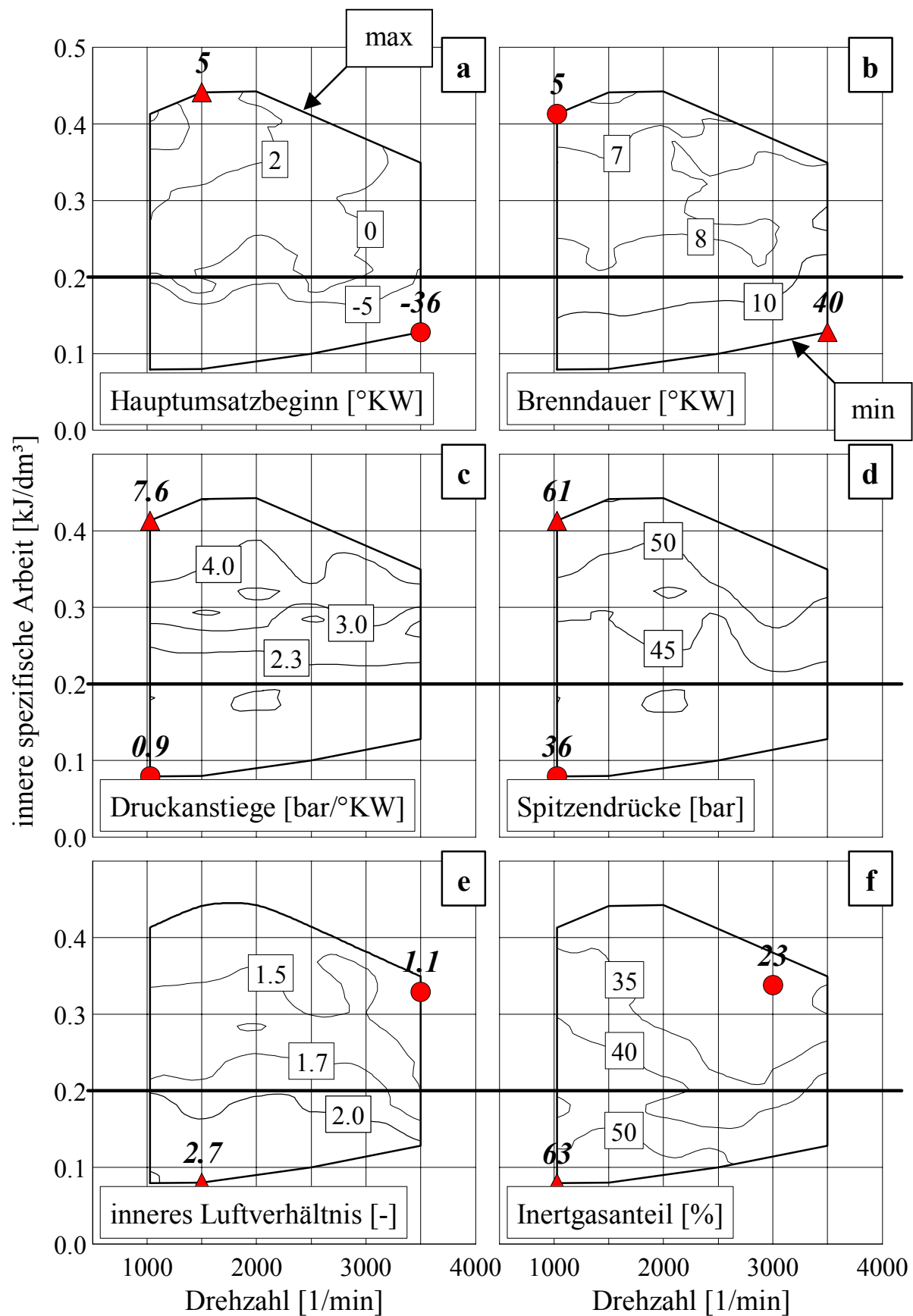


Abbildung 30: Betriebskennfelder der Kompressionszündung mit Abgasrückhaltung (KMG) und bleifreiem Superbenzin

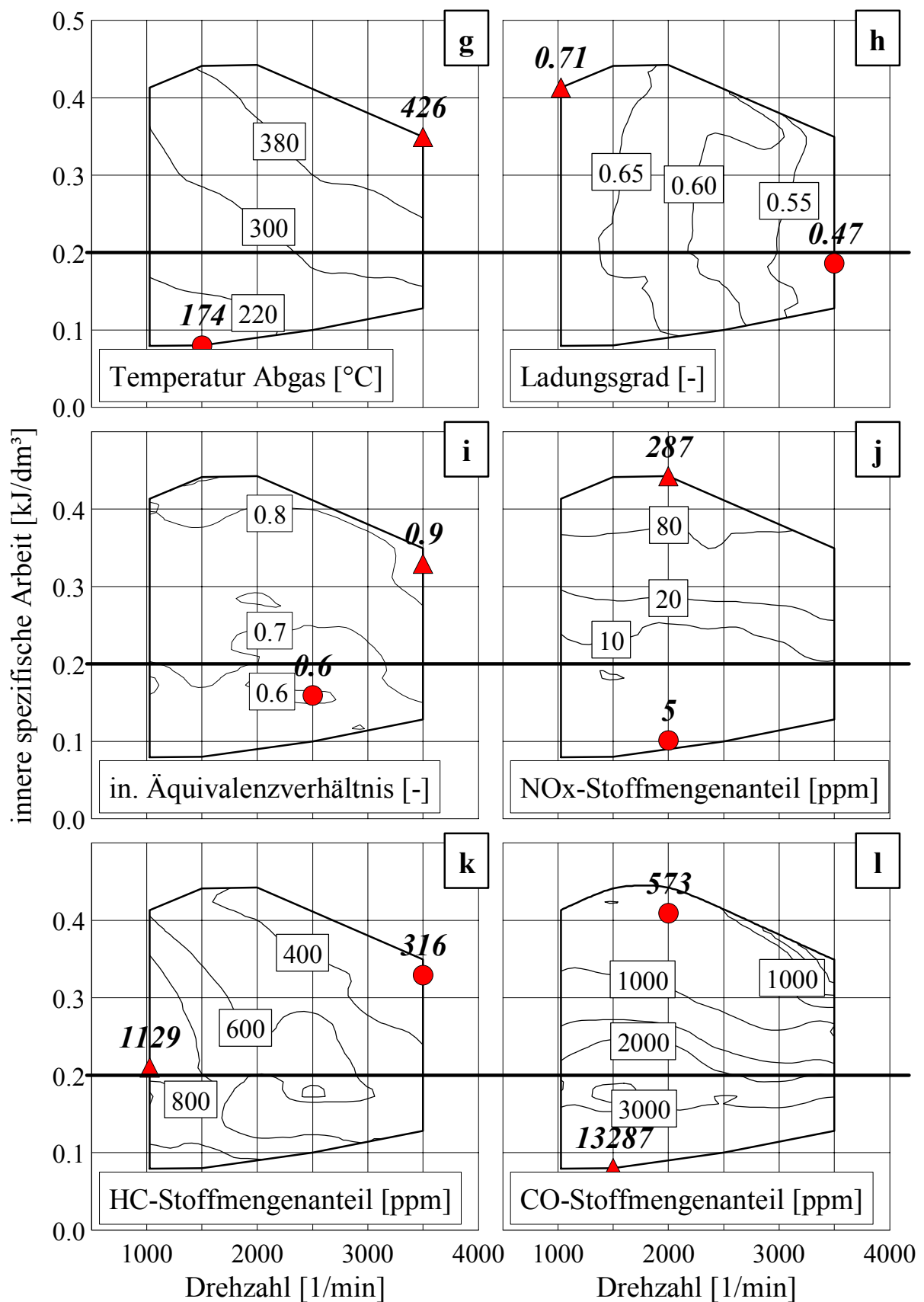


Abbildung 30 Forts.: Betriebskennfelder der Kompressionszündung mit Abgasrückhaltung (KMG) und bleifreiem Superbenzin

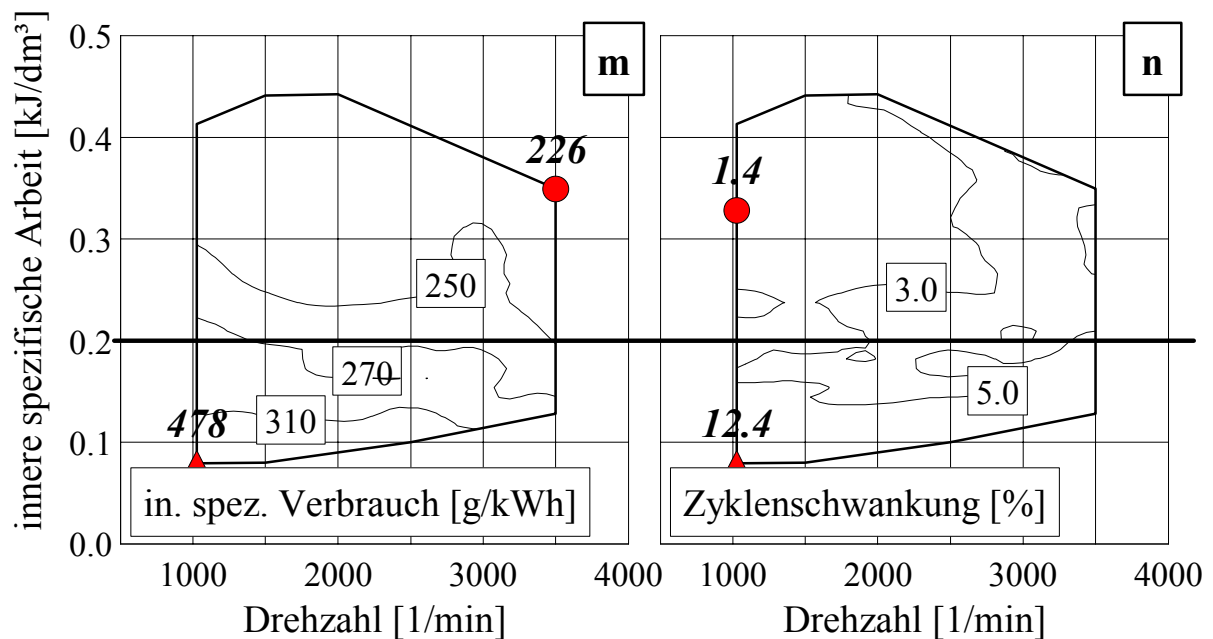


Abbildung 30 Forts.: Betriebskennfelder der Kompressionszündung mit Abgasrückhaltung (KMG) und bleifreiem Superbenzin

Das Verhalten der Meßwerte innerhalb der Kennfelder wird zusätzlich anhand von sogenannten Lastschnitten (Verlauf des Meßwertes) bei $n = 2000$ 1/min diskutiert. Auch die Diagramme der Lastschnitte werden durch eine senkrechte Linie in die Bereiche links mit Aktivierungseinspritzung und rechts ohne unterschieden.

Aus dem Verlauf der Kennfeldgrenzen ist ersichtlich, daß das Teillastkennfeld der Kompressionszündung magerer Gemische mit Abgasrückhaltung und Aktivierung einen *erheblich erweiterten Last- und Drehzahlbereich* aufweist. Die Kennfelder erstrecken sich vertikal zwischen der sogenannten minimalen und maximalen Last (siehe: min / max). Der Betrieb jenseits der maximalen Last ruft untragbar steile Druckanstiege und Brennraumdruckschwingungen während der Umsetzung hervor (siehe: Abbildung 30, Kennfeld c). In Betriebspunkten unterhalb der minimalen Last wird das Gemisch nur sehr unvollständig umgesetzt. Aufgrund der unvollständigen Umsetzung reduziert sich die Temperatur der rückgehaltenen Abgasmasse, so daß im darauf folgenden Zyklus das Gemisch noch unvollständiger umgesetzt wird, bis der zyklische Betrieb der Kompressionszündung endgültig verlöscht.

Die erhebliche Erweiterung des Drehzahlbereiches gegenüber den bekannten Basisversuchen kann auf eine Beschleunigung der Reaktionseinleitung während einer schneller ablaufenden Kompressionsphase zurückgeführt werden.

Vermutlich wird die Reaktionsintensität im Gemisch durch die folgenden Effekte der Abgasrückhaltung bei zunehmender Drehzahl gesteigert:

- Je schneller das Abgas expandiert wird, desto *geringer* fällt der Wärmeverlust aus, und desto höher ist die Temperatur des zurückgehaltenen Abgases
- Je kürzer die Zeitdauer der Ausschubphase, desto schneller beginnt die Kompression des zurückgehaltenen Abgases und desto *weniger* Radikale können durch Rekombination zu reaktionskinetisch inaktiven Spezies abgebaut werden
- Mit höherer Strömungsgeschwindigkeit und gesteigerter Turbulenz im Gemisch vermischt sich die Frischladung schneller und gleichmäßiger mit dem rückgehaltenen Abgas, so daß vermutlich mehr *Kettenverzweigungsreaktionen* gleichzeitig im Gemisch ausgelöst werden
- Je schneller das Gemisch komprimiert wird, desto *geringer* ist der Wärmeverlust und desto höher ist die Gemischtemperatur während und nach der Verdichtung

Die maximale Drehzahl im Versuch ($n \leq 3500$ 1/min) ist ausschließlich durch das eingesetzte Ventilsteuersystem begrenzt. Bei EMV ist die Bewegungsgeschwindigkeit der Ventile *konstruktiv festgelegt* und unabhängig von der Drehzahl der Kurbelwelle. Daher nimmt bei höherer Drehzahl und konstanter Dauer der Ventilbewegung der Öffnungs- und Schließvorgang des Ventils einen größeren Kurbelwinkelbereich ein. Da der Anteil des rückgehaltenen Abgases über die Öffnungsdauer der Ventile gesteuert wurde, reduzierte sich der Bereich der einstellbaren Abgasrückhaltung bei ansteigender Drehzahl. Jenseits der maximalen Drehzahl konnte die Abgasrückhaltung durch das Ventilsteuersystem nicht mehr kontrolliert werden.

In Abbildung 30 sind die einzelnen Meßwerte des Betriebs mit Abgasrückhaltung und Aktivierung in Kennfeldern dargestellt. Im Gegensatz zu den bisherigen Untersuchungen war in diesem Fall die Lage der Energieumsetzung von außen einstellbar. Das Kennfeld (Abbildung 30, Kennfeld **a**) der gemessenen *Hauptumsatzbeginne* (H.U.B.) zeigt, daß bei Aktivierung die Energieumsetzung bereits erheblich vor dem oberen Totpunkt einsetzt. Das Kennfeld der gemessenen *Brenndauer* (Abbildung 30, Kennfeld **b**) verdeutlicht, daß mit zunehmender Last die Energieumsetzung schneller abläuft. Aus der Literatur und den eigenen Basisversuchen ist bereits die schnellere Umsetzung der Gemische bei abnehmenden Luftverhältnissen bekannt. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 31 ein Lastschnitt für Hauptumsatzbeginn und

Brenndauer dargestellt. Die Auswirkung der Aktivierung auf die Reaktionseinleitung zeigt sich in der deutlichen Änderung des Hauptumsatzbeginns links und rechts der vertikalen Linie.

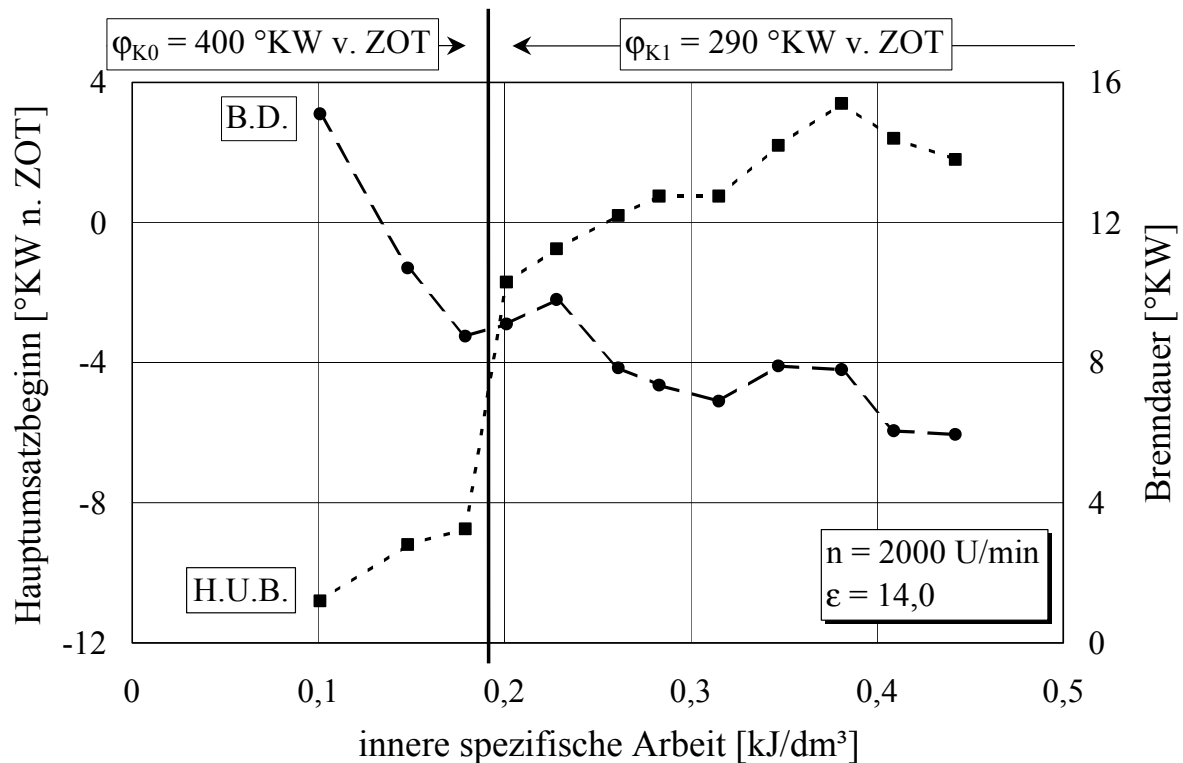


Abbildung 31: Hauptumsatzbeginn und Brenndauer in Abhängigkeit der inneren spezifischen Arbeit

Der Hauptumsatzbeginn wurde für jeden Kennfeldbereich *wirkungsgradoptimal* eingestellt. Bei höherer Drehzahl ist die Energieumsetzung bereits zu einer früheren Kolbenstellung eingeleitet worden, so daß der Umsatz vollständig ausfällt. Bei hoher Last und niedriger Drehzahl wurde das Gemisch so schnell umgesetzt, daß die Reaktionstätigkeit wirkungsgradoptimal nach dem oberen Totpunkt (ZOT) eingeleitet werden konnte. Dagegen konnten bei niedriger Last und hohen Drehzahlen erheblich länger andauernde Energieumsetzungen (bis zu B.D. = 40 °KW) festgestellt werden. Trotz sehr frühen Reaktionseinleitungen (H.U.B. = 36 °KW v. ZOT) führte die verschleppte Reaktionstätigkeit zu einer unvollständigen Umsetzung des Gemisches.

Die mit zunehmender Last schnellere Umsetzung des Gemisches schlägt sich in steilen Druckanstiegen während der Verbrennung nieder. Das Kennfeld der gemessenen *maximalen Druckanstiege* (Abbildung 30, Kennfeld c) verdeutlicht deren vorwiegende Lastabhängigkeit, die sich aus der Reaktionsintensivierung aufgrund des abnehmenden Luftverhältnisses erklärt. Die gemessenen Druck-

anstiegsraten liegen erheblich unterhalb der Werte, die aus der Literatur und den eigenen Basisversuchen für die Kompressionszündung im Viertaktmotor bekannt sind. Die geringeren Werte der maximalen Druckanstiege können vorwiegend auf den Einfluß des niedrigeren Verdichtungsverhältnisses zurückgeführt werden. Vor allem bei höheren Lasten liegen die gemessenen Werte jedoch oberhalb der heute üblichen "Komfortgrenzen" (ca. $dp/d\alpha < 3$ bar/°KW). Die Werte der resultierenden *Spitzendrücke* (Abbildung 30, Kennfeld **d**) lagen nahe bei den Werten, die in der Serienausführung des Basismotors als Spitzendruck bei ottomotorischem Vollastbetrieb [77] gemessen wurden. Der Lastschnitt in Abbildung 32 zeigt, daß die Druckanstiege und Spitzendrücke bei Aktivierung aufgrund der vorgezogenen Reaktionseinleitung ansteigen.

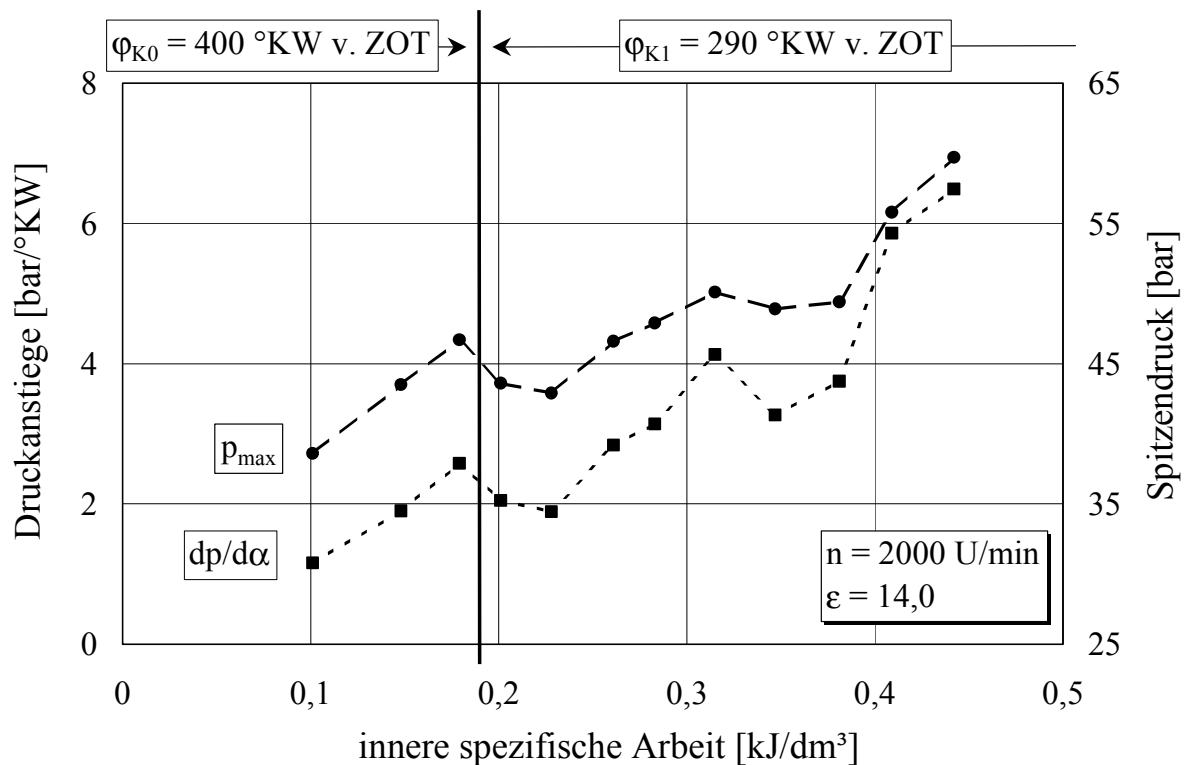


Abbildung 32: Maximaler Druckanstieg und Spitzendruck in Abhängigkeit der inneren spezifischen Arbeit

Das Kennfeld des *inneren Luftverhältnisses* (Abbildung 30, Kennfeld **e**) zeigt erwartungsgemäß ein abnehmendes Luftverhältnis mit ansteigender Last. Der Betriebsbereich der Kompressionszündung erstreckt sich von einem sehr mageren Gemisch bis nahe an das stöchiometrische Mischungsverhältnis heran. Dagegen reduziert sich der *Inertgasanteil* im Brennraum mit steigender Last und auch mit zunehmender Drehzahl (Abbildung 30, Kennfeld **f**). Die steigende Abgastemperatur und das abnehmende Luftverhältnis steigern die

Reaktionsintensität im Gemisch, so daß der Inertgasanteil im Brennraum für eine Kompressionszündung erheblich vermindert werden kann. Auch Abbildung 33 zeigt den abnehmenden Inertgasanteil bei zunehmender Last. Die deutliche Zunahme der Kraftstoffkonzentration und des Abgasanteils bei dem Betriebspunkt noch ohne Aktivierung ($w_i = 0,2 \text{ kJ/dm}^3$) verdeutlicht die Auswirkung der Aktivierung auf die Reaktionseinleitung im Gemisch.

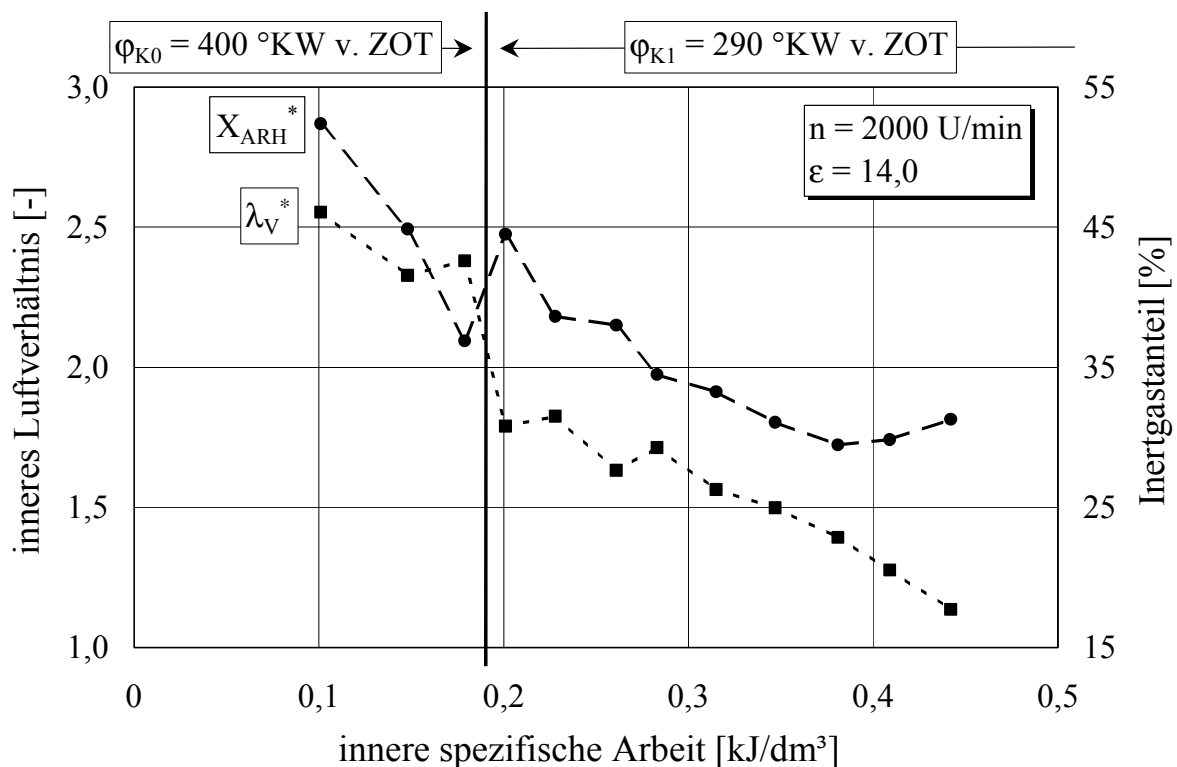


Abbildung 33: Inneres Luftverhältnis und Inertgasanteil in Abhängigkeit der inneren spezifischen Arbeit

Auch das Kennfeld der *Abgastemperatur* (Abbildung 30, Kennfeld **g**) zeigt eine Zunahme mit steigender Last und Drehzahl. Die zunehmende Abgastemperatur bei steigender Last kann auf den höheren Kraftstoffanteil im Gemisch und die folglich intensivere Reaktionstätigkeit zurückgeführt werden. Die Zunahme bei steigender Drehzahl erklärt sich durch die schnellere Expansion des heißen Abgases. Aufgrund des Luftüberschusses fällt die Abgastemperatur einer Kompressionszündung magerer Gemische jedoch immer niedriger aus als die Abgastemperatur einer ottomotorischen Verbrennung gleicher Last [77]. Der Lastschnitt in Abbildung 34 zeigt eine stetige Zunahme der Abgastemperatur bei zunehmender Last. Eine deutliche Auswirkung der Aktivierung auf die Abgastemperatur ist nicht zu erkennen.

In den Kennfeldern des inneren Luftverhältnisses (Abbildung 30, Kennfeld e) und des Inertgasanteils (Abbildung 30, Kennfeld f) ändert sich der Verlauf der Isolinien für höhere Drehzahlen ($n \geq 3000$ 1/min). Die Änderungen der Gemischzusammensetzung deuten auf einen abnehmenden Frischluftanteil im Brennraum hin. Für die Darstellung der Gesamtmasse im Brennraum ist die Hilfsgröße *Ladungsgrad* λ_z eingeführt worden (Abbildung 30, Kennfeld h). Der Ladungsgrad λ_z stellt die relative Füllung des Brennraumes dar (Definition siehe Kapitel 4.2.2). Der Ladungsgrad berücksichtigt, im Gegensatz zur bekannten motorischen Größe des Liefergrades, bei der relativen Füllung des Brennraumes auch die Masse des zurückgehaltenen Abgases. In Abbildung 34 zeigt der Ladungsgrad nur eine geringfügige Änderung bei zunehmender Last, aber eine deutliche Auswirkung der Aktivierung. Ohne Aktivierung ist für die Reaktions-einleitung ein höherer Abgasanteil im Brennraum erforderlich und die relative Füllung des Brennraumes nimmt aufgrund der höheren Gemischtemperatur ab.

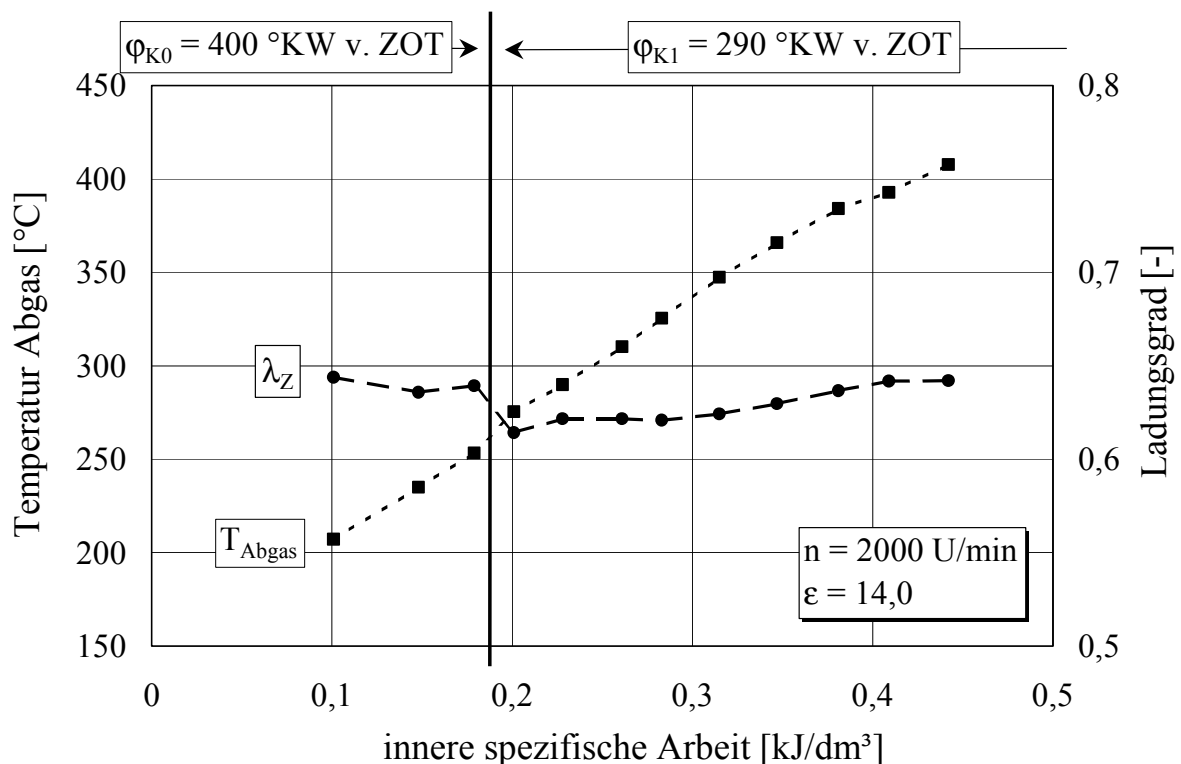


Abbildung 34: Ladungsgrad und Abgastemperatur in Abhängigkeit der inneren spezifischen Arbeit

Dagegen zeigt das Kennfeld des Ladungsgrades (Abbildung 30, Kennfeld h) eine deutlich abnehmende Füllung des Brennraumes bei steigender Drehzahl. Vermutlich reduziert sich einerseits aufgrund der ansteigenden Abgastemperatur die Dichte des zurückgehaltenen Abgases und begrenzt somit die Füllung des Brennraumes mit Frischladung. Weiterhin kann angenommen werden, daß sich

andererseits bei steigender Drehzahl durch die abnehmende Zeitdauer des Ladungswechsels die Strömung in den Querschnitten der Einlaßventile nicht mehr voll ausbilden kann. Beide Effekte *beeinträchtigen* nachhaltig die Füllung des Brennraumes. Es scheint plausibel, daß sich aufgrund der abnehmenden Füllung mit Frischluft bei der hohen Drehzahl niedrigere innere Luftverhältnisse einstellen. Folglich treten die Brennraumdruckschwingungen an der maximalen Last (siehe: max) bei zunehmender Drehzahl bereits zu einem niedrigeren Lastwert auf.

In Kapitel 4.2.2 ist das *innere Äquivalenzverhältnis* Φ als weitere Hilfsgröße zur Verdeutlichung der innermotorischen Massenverhältnisse eingeführt worden. Es bezeichnet das Verhältnis der Kraftstoffmasse zu der Luft- und Abgasmasse im Brennraum. Das Kennfeld des inneren Äquivalenzverhältnisses zeigt eine deutliche Orientierung in Abhängigkeit der motorischen Last (Abbildung 30, Kennfeld i). In Abbildung 35 wird der enge Bereich des optimalen Mischungsverhältnisses von Luft, Kraftstoff und Abgas für eine vollständige und beherrschbare Kompressionszündung veranschaulicht. Gemische mit niedrigem inneren Äquivalenzverhältnis $\Phi < 0,7$ konnten nur mit Hilfe der Aktivierung umgesetzt werden. Dagegen führten Betriebspunkte mit Werten $\Phi > 0,8$ bereits zu steilen Druckanstiegen und Brennraumdruckschwingungen.

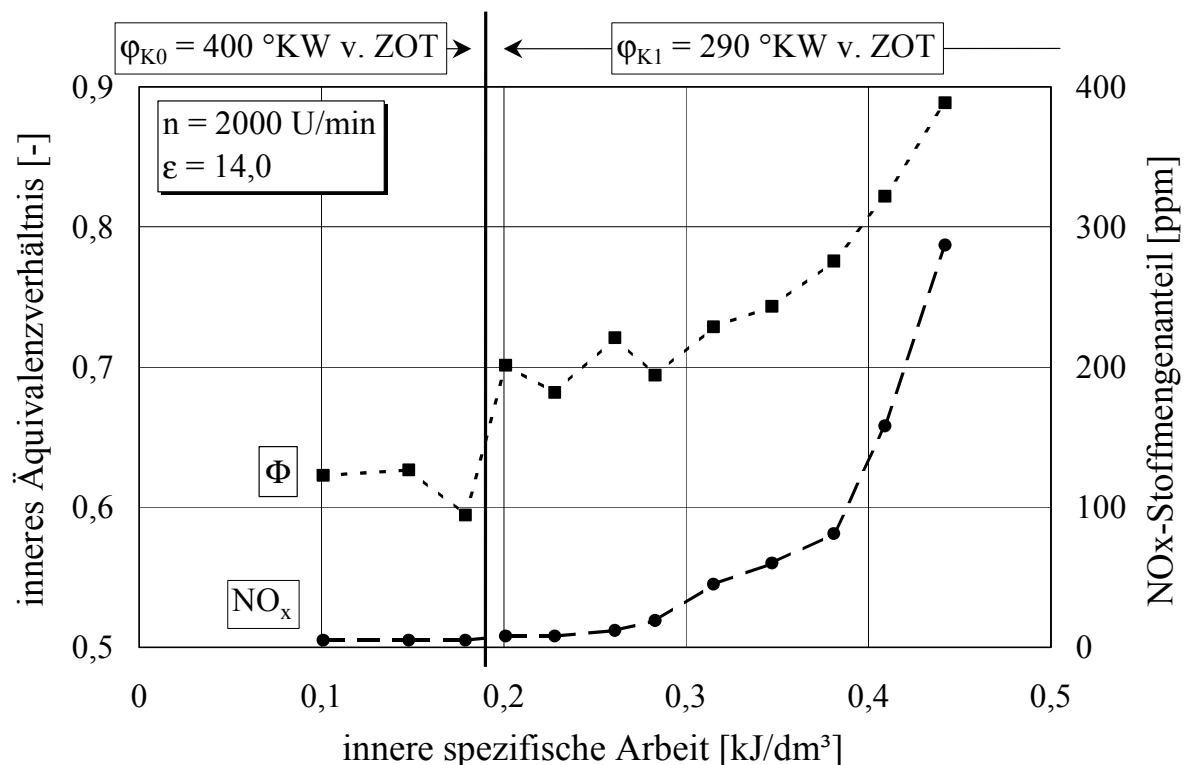


Abbildung 35: Inneres Äquivalenzverhältnis und Stickoxid-Stoffmengenanteil in Abhängigkeit der inneren spezifischen Arbeit

In allen Kennfeldpunkten sind die Stoffmengenanteile der limitierten Schadstoffe im Abgas gemessen worden. Das Kennfeld der *Stickoxid-Stoffmengenanteile* (NOx) zeigt eine nahezu ausschließliche Lastabhängigkeit (Abbildung 30, Kennfeld j). Mit zunehmender Last erhöht sich die Wahrscheinlichkeit, daß die Spitzentemperatur der Verbrennung die Grenztemperatur der Stickoxid-Bildung überschreitet. Der Konzentrations-Verlauf in Abbildung 35 verdeutlicht die nahezu exponentielle Zunahme der Stickoxide im Abgas bei steigender Last. Eine Auswirkung der Aktivierung auf die Stickoxid-Bildung ist nicht erkennbar. Für den unteren Lastbereich ($w_i < 0,4 \text{ kJ/dm}^3$) bewegten sich die Stickoxid-Rohemissionen zwischen 1 % und 10 % der ottomotorischen Rohemissionen in diesen Betriebspunkten. In einem typischen Betriebspunkt der Teillast* betrug der Emissionsvorteil gegenüber dem Basismotor ungefähr 98 %.

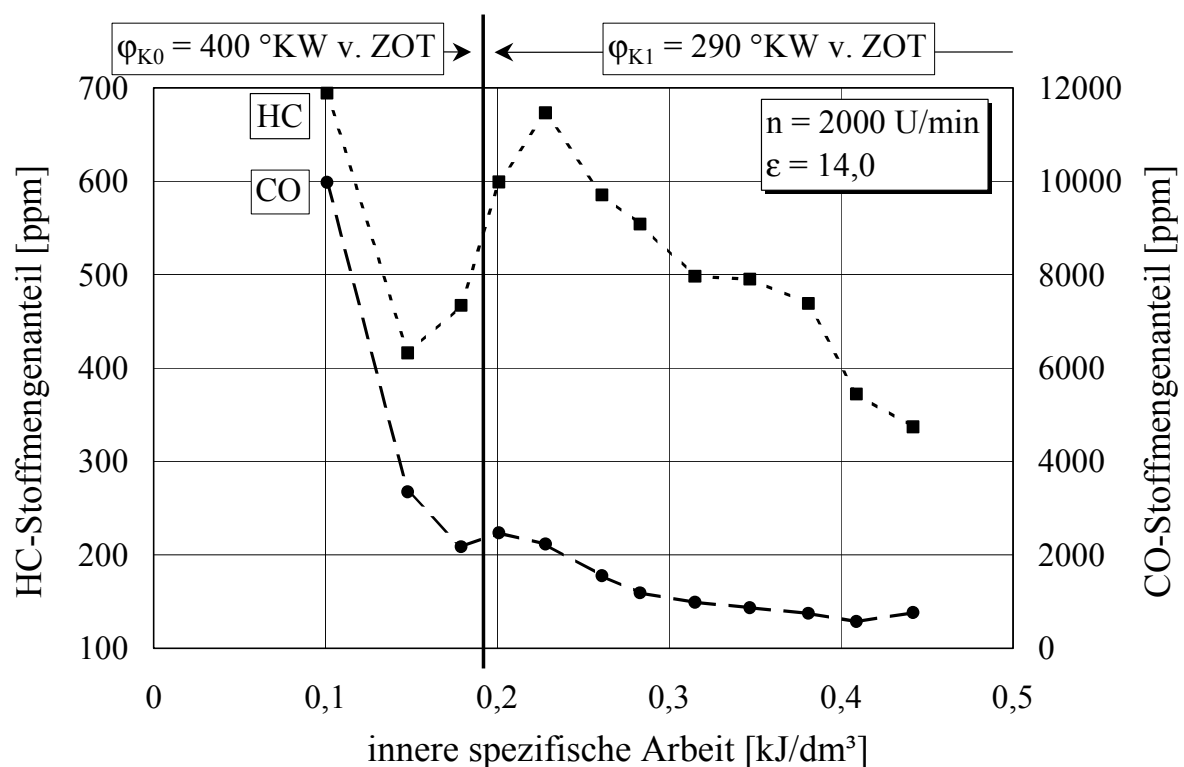


Abbildung 36: HC- und CO-Stoffmengenanteile in Abhängigkeit der inneren spezifischen Arbeit

Dagegen liegt der Stoffmengenanteil unverbrannter *Kohlenwasserstoffe* (HC) im Abgas auf dem Niveau eines Ottomotors mit äußerer Gemischbildung. Das Kennfeld zeigt eine Veränderung mit steigender Last und höherer Drehzahl (Abbildung 30, Kennfeld k). Damit weist es die gleiche Orientierung auf wie

* Der Kennfeldpunkt $n = 2000 \text{ 1/min}$ und $w_i = 0,29 \text{ kJ/dm}^3$ war hier als typischer Betriebspunkt eines Personenkraftwagens in der Teillast definiert worden

das Kennfeld der Abgastemperatur und das des Inertgasanteils. Vermutlich verbessern sich mit geringerer Abgasrückhaltung aber steigender Abgastemperatur im Brennraum die Qualität der Durchmischung und damit die Vollständigkeit der Umsetzung. In Abbildung 36 ist für den Lastbereich mit Aktivierung eine Reduktion der HC-Stoffmengenanteile im Abgas erkennbar. Als Erklärung kann angeführt werden, daß die vorgezogene Einspritzung des flüssigen Kraftstoffes in das komprimierte heiße Abgas vermutlich die Gefahr einer Wandbenetzung verringerte.

Der Anteil des *Kohlenmonoxids* (CO) im Abgas ändert sich im Kennfeld vorwiegend mit zunehmender Last (Abbildung 30, Kennfeld I). Wie im Verlauf der CO-Stoffmengenanteile in Abbildung 36 erkennbar, ist die CO-Bildung je nach Lastbereich zu unterscheiden. Oberhalb der Last $w_i = 0,15 \text{ kJ/dm}^3$ liegen die gemessenen CO-Emissionen unterhalb der Werte einer vergleichbaren ottomotorischen Verbrennung [77]. Das Gemisch wurde aufgrund der niedrigeren Luftverhältnisse und der höheren Spitzentemperaturen weitgehend vollständig umgesetzt. Nur für den Betriebspunkt maximaler Drehzahl und Last zeigt sich ein erhöhter CO-Stoffmengenanteil, der auf lokalen Luftmangel aufgrund unzureichender Füllung mit Frischluft zurückgeführt werden kann.

Dagegen deuten die CO-Stoffmengenanteile bei niedrigen Lasten auf eine unvollständige Umsetzung des Gemisches hin, die sowohl durch lokalen Mangel an Sauerstoff als auch durch unzureichende thermische und kinetische Reaktionsbedingungen hervorgerufen werden können. Auch hier kann angenommen werden, daß sich bei niedriger Last und hoher Abgasrückhaltung die Qualität der Vermischung und die Homogenität des Gemisches erheblich verschlechtert. Vermutlich verhinderte die reduzierte Reaktionsintensität und der hohe Inertgasanteil eine vollständige Umsetzung des Gemisches, was sich in einer erhöhten CO-Bildung niederschlug. Da sowohl bei hohen CO-Stoffmengenanteilen als auch bei der Einspritzung von flüssigem Kraftstoff in heißes Gas mit der Bildung von *Ruß-Partikeln* gerechnet werden kann, wurde an jedem Betriebspunkt im Abgas eine Messung von Schwarzrauch vorgenommen. Jedoch konnten in keiner Messung Ruß-Partikel im Abgas nachgewiesen werden.

Das Kennfeld des *inneren spezifischen Verbrauchs* zeigt eine vorwiegende Lastabhängigkeit (Abbildung 30, Kennfeld m), auch wenn sich der minimale Wert bei maximaler Last und höchster Drehzahl einstellte. Der Lastschnitt in Abbildung 37 verdeutlicht den abfallenden Verlauf. Bei höheren Lasten weist die Kompressionszündung einen Verbrauchsvorteil gegenüber dem Basismotor

mit ottomotorischer Verbrennung auf. Im typischen Betriebspunkt der Teillast* konnte der maximale *Verbrauchsvorteil* von 11 % gemessen werden. Bei niedrigsten Lasten reduzierte sich der Vorteil aufgrund unvollständiger oder verschleppter Verbrennung der magersten Gemische. Die verschleppten und ungleichmäßigen Energieumsetzungen bei niedrigen Lasten zeigten sich im Kennfeld der *Zyklenschwankungen* (Abbildung 30, Kennfeld **n**). Die Schwankungen wurden als relative Standardabweichung der motorischen Last, oder auch Variationskoeffizient ($VK_{wi} = \sigma_{wi}/w_i$), aufgetragen. Abbildung 37 zeigt den Verlauf der Zyklenschwankung in Abhängigkeit der Last. Im Bereich höherer Lasten ist die Zyklenschwankung der Kompressionszündung magerer Gemische so gering, daß sie die Gleichlaufqualität des ottomotorischen Brennverfahrens übertrifft. Bei niedrigen Lasten kann die Gleichlaufqualität der Kompressionszündung durch die Aktivierung verbessert werden. Der starke Anstieg der Zyklenschwankungen bei niedrigster Last verdeutlicht die untere Betriebsgrenze der Kompressionszündung magerer Gemische in diesem Versuchsaufbau.

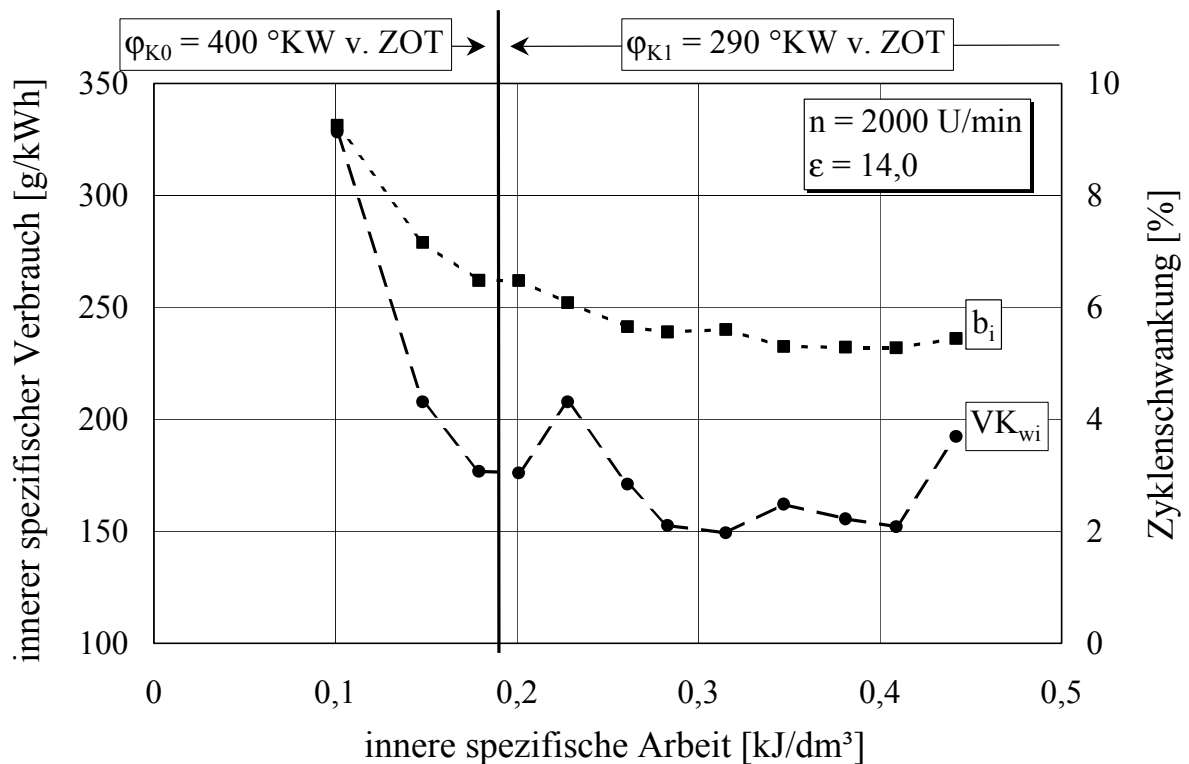


Abbildung 37: Innerer spezifischer Verbrauch und Zyklenschwankungen in Abhängigkeit der inneren spezifischen Arbeit

* $n = 2000 \text{ 1/min}$; $w_i = 0,29 \text{ kJ/dm}^3$

Es kann festgestellt werden, daß sich mit Hilfe des vorgestellten Konzeptes die Kompressionszündung magerer Gemische in einer ottomotorischen Konstruktion im Teillastgebiet *prinzipiell darstellen* läßt. Für eine erfolgreiche Anwendung erfordert das Konzept jedoch eine weitere Optimierung hinsichtlich der Vollständigkeit der Umsetzung und der Reduktion der maximalen Druckanstiege.

4.3 ANSÄTZE EINER WEITERFÜHRENDEN ENTWICKLUNG

Im folgenden Abschnitt werden weitere theoretische Überlegungen entwickelt und erste praktische Versuche durchgeführt, durch *geeigneten Einsatz* der Direkteinspritzung die Kraftstoffkonzentration im Gemisch so zu gestalten, daß der Verlauf der Energieumsetzung nach der ersten Selbstzündung beeinflusst werden kann.

4.3.1 Konzept der gezielten Inhomogenisierung

Im Versuchsbetrieb zeigte sich bei zunehmender Last ein starker Anstieg der maximalen Druckanstiegsraten. Da der hier verwendete Aufbau ein für Kompressionszündung relativ niedriges Verdichtungsverhältnis aufweist, fallen die Druckanstiege flacher aus als bei den vorangestellten Basisversuchen. Ein eventueller Einsatz der Kompressionszündung in einem Fahrzeugantrieb erfordert jedoch, die maximalen Druckanstiegsraten noch weiter zu reduzieren. Ein steiler Druckanstieg im Brennraum entsteht infolge einer hohen Reaktionsintensität im Gemisch. Bei dezentraler Reaktionstätigkeit deutet eine hohe Umsatzrate darauf hin, daß sehr viele Selbstzündungsvorgänge *simultan* im Gemisch ablaufen. Die simultane Reaktionstätigkeit kann auf einen weitgehend homogenen Gemischzustand vor der Umsetzung zurückgeführt werden. Vermutlich kann auch die Zunahme der Druckanstiegsraten (Abbildung 30, Kennfeld c) bei steigender Last und zunehmender Drehzahl mit dem Einfluß der Homogenität erklärt werden, da ein geringerer Abgasanteil (Abbildung 30, Kennfeld f) die Bildung eines homogenen Gemisches begünstigt.

Wenn in homogenen Gemischen ein größerer Anteil der Gemischelemente gleichzeitig zur Energieumsetzung gelangt, kann im Rückschluß gefolgert werden, daß sich in inhomogenen Gemischen eine mehr *sequentielle Abfolge lokaler Selbstzündungen* einstellt. Eine zeitlich gedehnte Reaktionstätigkeit im Gemisch vermindert dann die maximalen Druckanstiegsraten. Folglich kann der konzeptionelle Ansatz abgeleitet werden, für die Vermeidung der steilen Druckanstiege bei höherer Last die Gemische *gezielt zu inhomogenisieren*. Die Überlegung basiert auf den von Zeldovic [59] und Oppenheim [64] formulierten

Annahmen für die räumliche Entwicklung der lokalen Selbstzündungen bei dezentraler Reaktionseinleitung (siehe Kapitel 2.4.2). Sie nahmen an, daß die lokale Reaktionstätigkeit vorwiegend von der Temperatur des entsprechenden Gemischelementes abhängt und mit steigender Temperatur deutlich zunimmt.

Folglich weisen bei homogenen Gemischen die benachbarten Gemischelemente eine weitgehend ähnliche Reaktionswilligkeit auf. Die Druckwelle im Gemisch erreicht in homogenen Gemischen mehr reaktionswillige Elemente gleichzeitig. Die Rückkopplung wirkt in einem engeren zeitlichen Abstand. Die Selbstbeschleunigung ist bei homogenen Gemischen *intensiver*. Dagegen kann in einem Gemisch mit inhomogener Temperatur- oder Kraftstoffverteilung eine ebenso inhomogene Verteilung der lokalen Reaktionswilligkeit erwartet werden. Dann werden weniger reaktionswillige Elemente zur gleichen Zeit von der Druckwelle passiert. Der Prozeß der Selbstbeschleunigung im inhomogenen Gemisch verläuft verzögert. Die Reaktionstätigkeit im Gemisch wird *zeitlich gestreckt*, die Werte der maximalen Druckanstiegsraten fallen geringer aus. Abbildung 38 veranschaulicht schematisch das Beispiel einer inhomogenen Temperaturverteilung im Gemisch.

Die Abschätzung Oppenheims, dargestellt in Kapitel 2.4.2, zeigte bereits, daß schon bei einer geringfügigen Ungleichverteilung der Reaktionswilligkeit im Gemisch die maximale Umsetzungsrate erheblich abnimmt. Vermutlich wirkt sich aufgrund des starken Temperatureinflusses auf die lokale Reaktionsintensität eine inhomogene Verteilung der Temperatur deutlicher auf den Verlauf der Gemischumsetzung aus als eine inhomogene Kraftstoffverteilung. Jedoch ist eine gezielte Inhomogenisierung nur eines der beiden reaktionskinetischen Parameter, Temperatur oder Kraftstoffkonzentration, praktisch nur sehr schwierig zu realisieren. Aber mit Hilfe der vorgesehenen Hochdruck-Direkteinspritzung flüssigen Kraftstoffes können zumindest beide Parameter durch einen äußeren Eingriff zugleich beeinflußt werden. Da bei ansteigender motorischer Last die

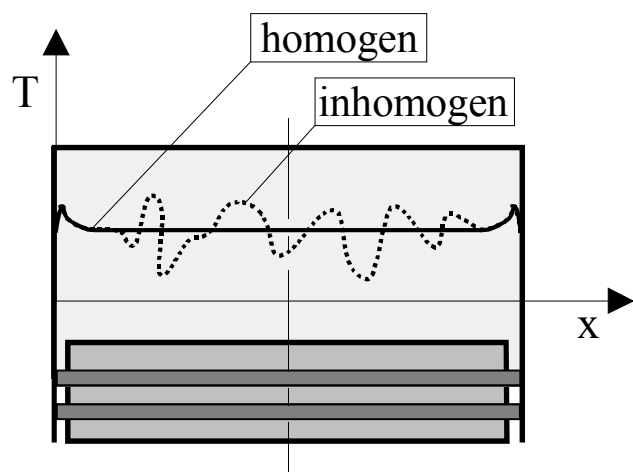


Abbildung 38: Schematische Darstellung: Homogene und inhomogene Temperaturverteilung im Brennraum

Einspritzmenge zunimmt, bietet sich die technische Lösung an, den angestrebten inhomogenen Gemischzustand mit Hilfe einer *mehrfachen Einspritzung* flüssigen Kraftstoffes innerhalb eines Zyklus herbeizuführen.

4.3.2 Motorische Versuche mit aufgeteilter Einspritzung

In dem identischen Versuchsträger, wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben, wurde die Auswirkung einer mehrfachen Einspritzung innerhalb eines Zyklus auf die Energieumsetzung der Kompressionszündung untersucht. Da für den Betrieb mit höheren Lasten keine Aktivierungseinspritzung erforderlich war, konnte die *gesamte* zugeführte Kraftstoffmenge auf zwei Einspritzungen während der Ansaug- und Kompressionsphase aufgeteilt werden. Im praktischen Versuch war für einen stabilen Betriebspunkt bei mittlerer Drehzahl ohne Aktivierung ($\sigma_{KI} = 1$; $w_i = 0,3 \text{ kJ/dm}^3$) der Zeitpunkt variiert worden, an dem der zweite Massenanteil des Kraftstoffes in das Gemisch eingespritzt wurde. Im Unterschied zu der Aktivierung ($i = 0$) und der Haupteinspritzung ($i = 1$) wird die zweite Einspritzung als *Nachspritzung* bezeichnet und mit dem Index $i = 2$ gekennzeichnet. In diesem Versuch wurde der überwiegende Anteil des Kraftstoffes durch Nachspritzung zugeführt ($\sigma_{K2} = 0,75$), der verbleibende Anteil als Haupteinspritzung während der Ansaugphase ($\sigma_{K1} = 0,25$, $\varphi_{KI} = 290^\circ \text{KW v. ZOT}$).

Abbildung 39 stellt das Ergebnis des Nachspritz-Versuchs zusammengefaßt dar. Das Diagramm zeigt die Verläufe der gemessenen Hauptumsatzbeginne und Brenndauern sowie der maximalen Druckanstiege und der relativen CO-Emission* in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunktes der Nachspritzung. In einzelnen Betriebspunkten konnten eine verlängerte Brenndauer und reduzierte Druckanstiege gemessen werden. In diesen Fällen scheint die aufgeteilte Kraftstoffzuführung die Umsetzung des Gemisches zeitlich gestreckt zu haben. Folglich reduziert sich der Maximalwert der Energieumsetzungsrate. Das Versuchsergebnis zeigt starke Schwankungen in den gemessenen Verläufen der maximalen Druckanstiege und der Brenndauer. Die unterschiedlichen Ergebnisse könnten durch zwei *gegenläufige* Effekte der Nachspritzung des flüssigen Kraftstoffes in das komprimierende Gemisch verursacht worden sein.

* Relative CO-Emission ist definiert als das Verhältnis der gemessenen CO-Emission zu der CO-Emission, die in einem Betriebspunkt mit der Kraftstoffeinspritzung während der Ansaugphase gemessen wird. Für die Einspritzung während der Ansaugphase wird eine homogene Gemischverteilung angenommen.

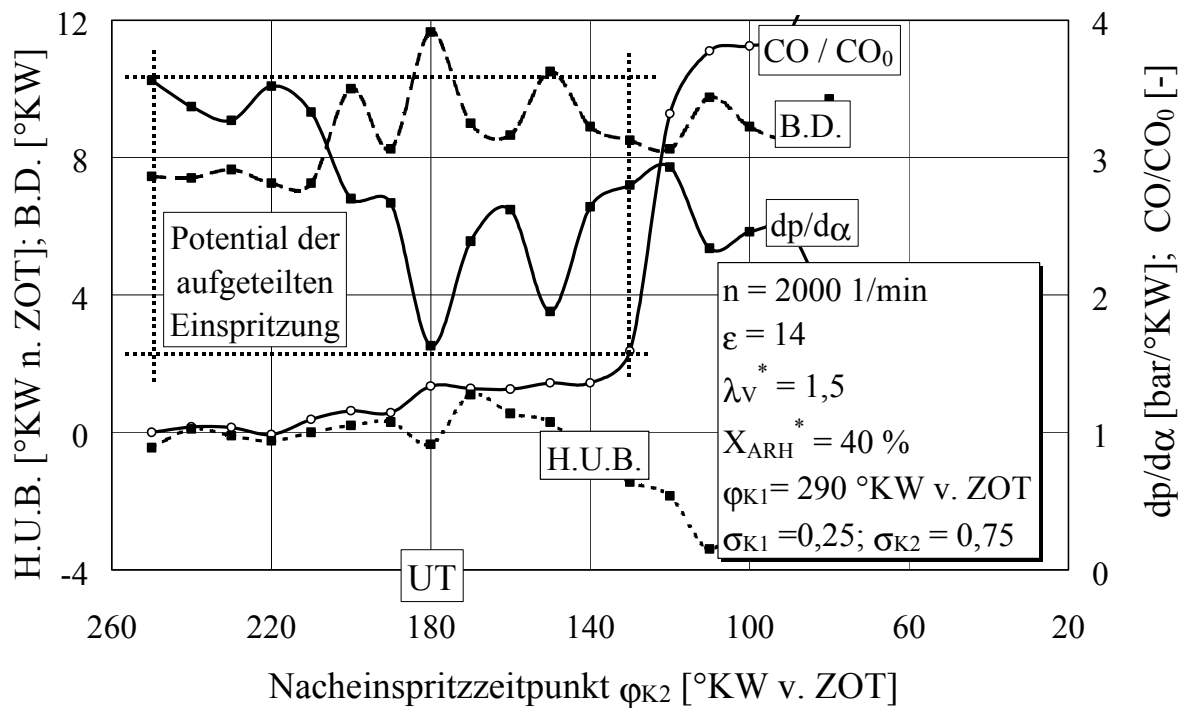


Abbildung 39: Auswirkung der Nachspritzung auf die Gemischumsetzung der Kompressionszündung

Einerseits wird durch die *Verdampfung* des flüssigen Kraftstoffes die Temperatur des umliegenden Gemisches gesenkt und damit die lokale Reaktionsintensität reduziert. Andererseits wird gleichzeitig die *lokale Kraftstoffkonzentration* im jeweiligen Gemischanteil erhöht. Dann wird die lokale Reaktionsintensität durch die beschleunigte Radikalbildung und die schnelleren Kettenverzweigungsreaktionen gesteigert. Die Auswirkung der beiden Effekte für den jeweiligen Betriebspunkt ist aufgrund der Komplexität der Kohlenwasserstoff-Reaktionen schwierig zu differenzieren. Vermutlich wirkt sich aber die gesteigerte lokale Reaktionsintensität durch die thermische und die kinetische Rückkopplung auf die Energieumsetzung des gesamten Gemisches aus.

Die maximale Auswirkung im Versuch zeigte sich bei einer Nachspritzung zu der Kurbelstellung am unteren Totpunkt ($\varphi_{K2} = 180$ v. ZOT). Vermutlich begünstigt die hier noch relativ niedrige Gemischdichte ein tiefes Eindringen des flüssigen Kraftstoffes in die Ladung. Zugleich beschleunigt die bereits begonnene Vermischung mit dem rückgehaltenen Abgas seine Verdampfung. Durch die Verdampfung wird die lokale Gemischtemperatur reduziert. Die lokalen Temperaturunterschiede im Gemisch vergrößern sich während der unmittelbar anschließenden Kompressionsphase um einen identischen Faktor.

Vermutlich verzögert die vielfache lokale *Ungleichverteilung* von Temperatur und Kraftstoff im Gemisch die weitere Beschleunigung der Energieumsetzung.

Der Verlauf der *relativen CO-Emission* im Diagramm zeigt in diesem Versuch die Einsatzgrenze der Nachspritzung ($\phi_{K2} < 140$ °KW v. ZOT) zu Beginn der Kompressionsphase an. Die starke Zunahme der CO-Konzentration im Abgas kann auf die zunehmend unvollständige Umsetzung des Gemisches zurückgeführt werden. Vermutlich wurde bei späterem Zeitpunkt der Nachspritzung die Gemischbildung aufgrund der zunehmenden Dichte des komprimierten Gemisches behindert, so daß auch die Umsetzung unvollständig blieb. Vor dem Hintergrund der dynamischen Entwicklung der Energieumsetzung kann geschlossen werden, daß die Auswirkung der aufgeteilten Einspritzung wahrscheinlich auch von der Gemischbewegung im Brennraum abhängt. Es erscheint nachvollziehbar, daß die Kompressionszündung von der Geometrie des Ansaugkanals und des Brennraumes sowie der Beschaffenheit des Einspritzsystems beeinflusst wird. Der gegebene Versuchsaufbau wies aufgrund der Anpassungen am Kolben eine *ungünstige Brennraumform* mit Hinterschneidungen auf.

Die eingesetzte Hochdruck-Direkteinspritzdüse war für die *ottomotorische Schichtladungsverbrennung* entwickelt worden. Wahrscheinlich war ihre Konstruktion dahingehend optimiert worden, den eingespritzten Kraftstoff möglichst homogen innerhalb des von dem Einspritzstrahl erfaßten Volumens zu verteilen. Dagegen soll bei der Kompressionszündung für die Formung der Energieumsetzung gezielt eine Inhomogenität im Gemisch herbeigeführt werden. Für die angestrebte schnelle Verdampfung und Vermischung erscheinen eine sehr kleine mittlere Tröpfchengröße sowie eine möglichst hohe Eindringtiefe des eingespritzten Kraftstoffes vorteilhaft.

Da die für eine Kompressionszündung besser geeignete Bauteile *nicht verfügbar* waren, und diese eine gesonderte und zusätzliche Entwicklungsleistung erfordern, wurde auf eine weitere Untersuchung der Nachspritzung an diesem Aufbau *verzichtet*. Dagegen soll in einer konzeptionellen Überlegung versucht werden, das Potential des Brennverfahrens zu skizzieren, welches sich für eine angenommene optimale Anwendung einer geeigneten Direkteinspritzung ableiten läßt.

4.3.3 Potential der Selbstzündungsverbrennung als motorisches Teillastbrennverfahren

Gelingt es mit Hilfe einer *geeigneten Direkteinspritzung* eine zeitlich und räumlich, weitgehend frei einstellbare Anordnung des Kraftstoffes im Brennraum herbeizuführen, kann die Reaktionsintensität im Gemisch beeinflußt werden. Im Idealfall könnte durch die Gestaltung der Kraftstoffkonzentration im Brennraum das Gemisch so konditioniert werden, daß es weder unvollständig noch unter steilen Druckanstiegen umgesetzt wird. Gerade bei niedrigen Lasten verspricht eine gezielte *lokale Kraftstoffanordnung* eine beschleunigte Umsetzung bei geringerer Abgasrückhaltung und auch eine reduzierte Kohlenmonoxid-Emission.

Es kann gefolgert werden, daß für die weitere Entwicklung des Brennverfahrens die Qualität der Kraftstoffeinspritzung eine *herausragende Rolle* spielt. Die innere Gemischbildung könnte bei niedrigen Lasten zur Beschleunigung der Reaktionstätigkeit eingesetzt werden, bei höheren Lasten zu ihrer Verzögerung.

Im besten denkbaren Fall werden der Brennraum und die Einspritzung derart gestaltet, daß eine Wandbenetzung durch den flüssigen Kraftstoff oder auch eine wandnahe Verbrennung vermieden wird. In diesem Falle vermindert sich die Reaktionstätigkeit in Wandnähe erheblich, was sich in einem reduzierten spezifischen Wandwärmeverlust auswirkt. Durch die Schichtung des Kraftstoffes, die Abmagerung des Gemisches und den ungedrosselten Ladungswechsel ist *theoretisch* das gleiche Wirkungsgradpotential zu erwarten, wie es für eine ottomotorische Schichtladungsverbrennung angenommen wird.

Jedoch unterscheiden sich die beiden Brennverfahren grundsätzlich in ihren Anforderungen. Für eine vollständige Flammenfrontverbrennung einer Schichtladung muß durch Einspritzung und Ladungsbewegung ein *zusammenhängender* Gemischbereich innerhalb des Brennraumes ausgebildet werden, der weitgehend homogen ist, ein nahezu stöchiometrisches Luftverhältnis aufweist und auch rechtzeitig durch einen Funken innerhalb des Gemischbereiches entzündet werden kann. Wenn der entzündliche Gemischbereich nicht durchgehend ein brennfähiges Luftverhältnis aufweist oder sich gar unzusammenhängend im Brennraum verteilt, kann die Verbrennung unvollständig ausfallen. Dagegen kann bei der thermo-kinetischen Reaktion aufgrund der beschleunigenden Energieumsetzung mit der Zunahme der Gemischtemperatur und damit auch der Reaktionsintensität gerechnet werden. Somit kann die *vollständige Umsetzung* von den Gemischanteilen unterschiedlicher Luftverhältnisse innerhalb des Brennraumes erwartet werden.

Die Vermutung liegt nahe, daß durch die innere Gemischbildung über eine gezielte Gestaltung der Reaktionsbedingungen im Brennraum dem Brennverfahren der Kompressionszündung eine *Raumabhängigkeit* verliehen werden kann, wie sie bisher von den konventionellen deflagrativen Prozessen her bekannt ist. Dann findet die Energieumsetzung der Kompressionszündung magerer Gemische nicht in einem bewegten Reaktor innerhalb eines weitgehend homogenen Gemisches statt, sondern die gesamte Energieumsetzung würde durch die räumlich gestalteten Reaktionsbedingungen innerhalb einer annähernd homogenen Energiezuführung geformt.

Zusammenfassend kann festgehalten werden:

Das Konzept für eine motorische Anwendung der Kompressionszündung magerer Gemische entspricht schlußendlich weitgehend einer Schichtladungsverbrennung magerer Gemische in einem Ottomotor mit strahlgeführter Gemischbildung, deren Energieumsetzung aber nicht durch einen Zündfunken, sondern durch eine steuerbare thermokinetische Reaktionstätigkeit im Gemisch eingeleitet wird. Die praktische Untersuchung des Brennverfahrens zeigt einerseits das Potential, einen Ottomotor in der Teillast mit gesteigertem motorischen Wirkungsgrad und erheblich reduzierten Stickoxid-Emissionen betreiben zu können. Andererseits zeigt sich aber derzeit noch die Neigung zur unvollständigen Verbrennung und erhöhten Emissionen von Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid bei niedrigen Lasten.

5 DISKUSSION UND AUSBLICK

Im folgenden Abschnitt werden die praktischen Ergebnisse der Forschungsarbeit an der Kompressionszündung zusammenfassend bewertet. In die *Bewertung* gehen einerseits die messbaren Vor- und Nachteile des Brennverfahrens ein, andererseits die bisher geringen Erfahrungen mit der neuartigen Technologie. Im Rahmen eines Ausblicks für die weitere Entwicklung des Brennverfahrens werden *weitere Untersuchungen* aufgeführt, die noch für eine umfassende Beurteilung des neuen motorischen Konzepts ausstehen. Abschließend wird die weitere Verfolgung der Forschungs- und Entwicklungsarbeit am Konzept der Kompressionszündung magerer Gemische für ausgewählte Entwicklungsstellen empfohlen.

5.1 DISKUSSION DER ERGEBNISSE

Die in der Arbeit erzielten Ergebnisse am Brennverfahren der Kompressionszündung sollen in einer Gesamtschau und in Beziehung zu heutigen, alternativen Entwicklungen im Motorenbau betrachtet werden. *Positiv* bewertet werden können die vorwiegend konzeptionellen Erkenntnisse der Arbeit:

- Magere Gemische können durch Kompressionszündung und damit ohne Einwirkung einer Flammenfront in einem Ottomotor umgesetzt werden. Der Funktionsnachweis der Kompressionszündung magerer Gemische bei einem nahezu ottomotorischen Verdichtungsverhältnis ermöglicht *prinzipiell* ihre Anwendung als Teillastbrennverfahren zur Optimierung seines spezifischen Verbrauchs und der Abgasemission.
- Die aufgeführten Meßergebnisse und die praktische Erfahrung am Prüfstand lassen den begründeten Schluß zu, daß das entwickelte Konzept mit Abgasrückhaltung und Aktivierung auch bei noch *niedrigeren* Verdichtungsverhältnissen die Umsetzung magerer Gemische durch Kompressionszündung erlaubt.
- Das vorgestellte Konzept zur Anwendung der Kompressionszündung konnte mit motorischen Bauteilen realisiert werden, die bereits heute oder zumindest in naher Zukunft *serientechnisch verfügbar* sind. Die erhebliche Auswirkung des vorgezogenen Einspritzzeitpunktes flüssigen Kraftstoffes in das rückgehaltene Abgas auf die Reaktionseinleitung im nächsten Zyklus läßt erwarten, daß die Kompressionszündung magerer Gemische auch mit erheblich einfacheren Ventilsteuersystemen darstellbar ist.
- Die ermittelten *Meßwerte* des spezifischen Verbrauchs sowie des Stoffmengenanteils von Stickoxiden im Abgas versprechen eine leichtere

Einhaltung der zukünftigen gesetzlichen Emissionsbeschränkungen für einen Ottomotor mit Hilfe der Kompressionszündung magerer Gemische als Teillastbrennverfahren.

- Für die noch offenen Entwicklungsfelder der Kompressionszündung sind umsetzbare Konzepte als *Lösungsansätze* bekannt. Sie wurden auf Basis der vorgestellten theoretischen Modelle entwickelt und sind in der Arbeit umfassend dargelegt. Aufgrund der Nichtverfügbarkeit geeignet ausgeführter Bauteile konnte die Wirksamkeit der Konzepte jedoch noch nicht praktisch nachgewiesen werden.

Als *nachteilig* gegenüber dem ottomotorischen Stand der Technik sind die Messergebnisse an den Betriebsgrenzen des Teillastbrennverfahrens sowie der Mangel an praktischen Erfahrungen mit dem motorischen Konzept zu bewerten:

- Die Kompressionszündung magerer Gemische ist bislang nur an wenigen Forschungsstellen eingehend untersucht worden. Der Literaturrecherche zufolge ist das Brennverfahren im Viertaktmotor bisher nur an dieser Forschungsstelle erfolgreich als ottomotorisches Teillastkonzept realisiert worden. Somit ist in den heutigen Entwicklungsbereichen im Motorenbau nur *wenig Erfahrung* mit der gesteuerten Selbstzündung in mageren Gemischen vorhanden. Das nur unzureichend erforschte Themengebiet kann noch zahlreiche unentdeckte Risiken für seine praktische Realisation als motorisches Teillastbrennverfahren bergen.
- Die gemessenen Druckanstiegsraten im oberen Lastbereich des dargestellten Kennfeldbereiches liegen oberhalb der heute üblichen Komfortgrenzen für die Motorisierung von Personenkraftwagen. Auch wenn ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis in Verbindung mit der entwickelten Nachspritzstrategie deutlich geringere Druckanstiegsraten erwarten lassen, steht der praktische Nachweis einer reduzierten akustischen Emission noch aus.
- Aufgrund der steigenden Spitzentemperaturen bei der Umsetzung kraftstoffreicherer Gemische mit Kompressionszündung nehmen die *Stoffmengenanteile* der Stickoxide im Abgas bei zunehmender Last stark zu. Im ungünstigen Fall kann bereits bei erhöhter Teillast der zulässige Stoffmengenanteil an Stickoxiden im Abgas überschritten werden.
- Bei niedrigen Lasten tendieren die sehr mageren Gemische nach erfolgter Kompressionszündung zu *verschleppten Verbrennungen*. Die Stoffmengenanteile an Kohlenmonoxid nahmen im Versuch mit sinkender Last deutlich zu. Auch bei höheren Drehzahlen stieg der Stoffmengenanteil von CO im Abgas an. Kohlenmonoxid ist zwar einfach durch Oxidation abzubauen,

jedoch ist seine Bildung aufgrund der stark toxischen Wirkung im praktischen Betrieb möglichst zu vermeiden.

- Die für das Brennverfahren zwingend erforderliche Rückhaltung von Abgas im Brennraum, während der zusätzlichen Kompressionsphase zwischen den Ladungswechselphasen, verändert das statistische *Belastungskollektiv* der motorischen Konstruktion. Einzelne Bauteile der motorischen Konstruktion sind für einen Einsatz der Kompressionszündung magerer Gemische als Teillastbrennverfahren im Detail neu auszulegen (z.B. Kolbenlagerung).

Zusammenfassend betrachtet zeigt die Kompressionszündung magerer Gemische bei optimaler Einstellung des jeweiligen Betriebspunktes prinzipielle Vorteile für den spezifischen Verbrauch und die Stickoxid-Emission. Die gezeigten Vorteile werden jedoch erheblich von der *Unsicherheit* relativiert, ob sie auch in einer serientechnischen Anwendung als motorisches Brennverfahren realisiert werden können. Bevor eine abschließende Bewertung dieses Brennverfahrens vorgenommen werden kann, sind wahrscheinlich noch *umfangreiche Investitionen* in die Technologie in Form von Forschung und Entwicklung notwendig.

5.2 AUSBLICK

Eine Nutzung der Kompressionszündung magerer Gemische als ein serientechnisch anwendbares Teillastkonzept erfordert einen stabilen Betrieb des Brennverfahrens, auch in einem instationär belasteten Mehrzylindermotor. Aus dieser Anforderung können die noch *offenen Entwicklungsaufgaben* für die Kompressionszündung magerer Gemische abgeleitet werden:

- Die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses, die Reduktion der maximalen Druckanstiegsraten sowie die Sicherstellung einer vollständigen Gemischumsetzung in allen Betriebspunkten sind die ersten anstehenden Aufgaben.
- Ein stabiles Steuerungskonzept und ein robustes Regelungsmodell für den instationären Betrieb in einem Mehrzylindermotor sind zu entwickeln.
- Die jeweiligen Übergangsstrategien für den Betriebsartenwechsel zwischen Kompressionszündung und Flammenfrontverbrennung sind festzulegen.
- Abschließend ist zu untersuchen, wie die Betriebsfähigkeit der Kompressionszündung magerer Gemische bei sehr niedrigen Temperaturen der motorischen Bauteile und der Ansaugluft herbeizuführen ist. Gerade in der Phase des *Warmlaufs*, bevor der Katalysator seine Betriebstemperatur erreicht hat, wirken sich niedrige Rohemissionen besonders günstig auf die motorische Gesamtemission aus.

Auf Basis der vorliegenden Meßergebnisse und der praktischen Erfahrungen am Prüfstand wird empfohlen, die Forschungs- und Entwicklungsarbeit am vorgestellten Konzept der Kompressionszündung magerer Gemische *weiter zu verfolgen*. Diese Empfehlung basiert auch auf der plausiblen Annahme, daß in einer weniger erforschten Technologie wahrscheinlich noch mehr Innovationspotentiale für die Entwicklung einer zukünftig erforderlichen Kraftfahrzeugmotorisierung enthalten sind. Vor dem Hintergrund der in den letzten Jahrzehnten realisierten Schrittweisen der Weiterentwicklung motorischer Technologie auf Basis der konventionellen Brennverfahren kann die noch ausstehende Entwicklungsleistung bis zu einem serientechnisch tragbaren Produkt als *mittelfristig bewältigbar* abgeschätzt werden. Insbesondere die Anwendung innermotorischer Meßtechniken sowie die Entwicklung geeigneter Komponenten der Benzin-Direkteinspritzung werden als hilfreich für den weiteren Fortschritt hin zu einem serientauglichen Produkt angesehen.

Für die verantwortlichen Entscheidungsträger können hinsichtlich der ausstehenden Forschungs- und Entwicklungsleistungen umsetzbare Handlungsempfehlungen für die *Ressourcenzuteilung* auf der Basis allgemeingültiger und logischer Überlegungen abgeleitet werden. An den meisten Entwicklungsstellen wird heute versucht, den Optimierungsbedarf des ottomotorischen Teillastbetriebs mit Konzepten der Schichtladungsverbrennung zu verwirklichen. Die komplexen Anforderungen einer geeigneten Abgasnachbehandlung stellen jedoch die vollständige Nutzung der theoretischen Potentiale der Schichtladungsverbrennung im praktischen Kraftfahrzeugbetrieb zunehmend in Frage. Für die Erreichung der zugesagten Verbrauchsminderung kann die Kompressionszündung magerer Gemische als *technologisches Alternativkonzept* in Betracht gezogen werden.

Besonders interessant ist die weitere Verfolgung des Konzeptes für ein Unternehmen mit hoher technologischer Kompetenz im eigenen Hause sowie unter seinen bevorzugten Komponentenherstellern. In diesem Umfeld können die erforderlichen Lösungsansätze sowohl technisch entwickelt als auch wertschaffend rechtlich abgesichert werden. Die Positionierung der *Technologieführerschaft* erlaubt sowohl eine glaubwürdige Vermarktung der Innovation zuerst in eigenen Produkten als auch eine subsequeunte Kapitalisierung der erarbeiteten Kompetenz durch Lizenzierungen an den Wettbewerb. Im Erfolgsfalle kann mit einer guten Rentabilität der Investition gerechnet werden. Ihre exakte Quantifizierung setzte jedoch eine umfangreiche Untersuchung voraus. Für die Realisierung eines ertragswirksamen Marktvorteils aufgrund der Technologie ist allerdings ihre vollständige Entwicklung, rechtliche Absicherung und serientechnische Anwendung

erforderlich. Für eine erfolgreiche Entwicklung sind nicht nur eine hohe technologische Kompetenz, sondern auch ein ausreichendes Investitionskapital in Verbindung mit einem wirksamen Risikomanagement notwendig. Das dürfte den Kreis der geeigneten Entwicklungsstellen nachhaltig einschränken.

Insbesondere in Hinblick auf die ungelösten Problemfelder der ottomotorischen Schichtladungsverbrennung (z.B. Lebensdauer NO_x-Speicherkatalysator, Verfügbarkeit schwefelfreier Kraftstoff, Vereinbarkeit Instationärbetrieb und Regenerationsphase) bietet sich die Kompressionszündung magerer Gemische somit als eine Rückfall-Option zur Optimierung des Ottomotors an. Ihre Entwicklung könnte als ein paralleles aber unabhängiges Projekt betrieben werden. Als Ansatz für die Ressourcenallokation auf zwei parallel laufende Projekte wird eine Aufteilung des gesamten Entwicklungsbudgets für neue Brennverfahren gemäß ihrer Realisationswahrscheinlichkeiten im gesetzten Zeitrahmen vorgeschlagen.

Zusammenfassend kann festgehalten werden:

Mit Hilfe geeigneter motorischer Bauteile und Steuerungskonzepte ist die serientechnische Anwendung der Kompressionszündung magerer Gemische in einem Ottomotor prinzipiell vorstellbar. Falls die noch ausstehenden Entwicklungsarbeiten erfolgreich abgeschlossen werden können, erhöht die Kombination der Kompressionszündung magerer Gemische mit der Flammenfrontverbrennung stöchiometrischer Gemische im Ottomotor seine ökologische Verträglichkeit. Aufgrund der praktischen Erfahrungen mit dem Brennverfahren wird der Entwicklungsaufwand als erheblich, aber mit heutigen Mitteln als technisch bewältigbar eingeschätzt. Eine weitere Entwicklung des vorgestellten Konzeptes als technologische Alternative zu dem Konzept der Schichtladungsverbrennung könnte die Entwicklung eines effizienten Teillastbrennverfahrens für den Ottomotor nachhaltig begünstigen.

LITERATURVERZEICHNIS

- 1 N.N.; *Abgasnormen und Vorschriften*; DaimlerChrysler AG; 1999
- 2 N.N.; *Diesel Emissions and Lung Cancer: Epidemiology and Quantitative Risk Assessment*; Health Effects Institute; Cambridge, USA; 1999
- 3 N.N.; *Summary of NOx Control Technologies and their Availability and Extent of Application*; U.S. Environmental Protection Agency, Emission Standards Division; EPA-450/3-92-004; 1992
- 4 Onishi, S.; Jo, S.H.; Shoda, K.; Jo, P.D.; Kato, S.; *Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A new Combustion Process for Internal Combustion Engine*; Nippon Clean Engine Research Institute Co. Ltd., SAE 790501; 1979
- 5 N.N.; *Honda readies Activated Radical Combustion two-stroke engine for production*; SAE 12/97; pp.101-102; 1997
- 6 Schröder, W.; *Lohmann-Fahrrad-Motor*; Technische Hochschule in Hannover, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Jahrgang 53, S.78-83; April 1951
- 7 Stadie, A.; *Eine Umwälzung im Fahrzeugmotorenbau*; Das Auto, Heft 15/1950, S.490f; 1950
- 8 Nabinger, M.; *18 Kubik reichten aus - Der Fahrradmotor von Lohmann*; MARKT 8/1988, S.16-21; 1988
- 9 Onishi, S.; *A New Combustion Method of Two-Stroke Engine (A Fundamental Study on the Automobile Emission Control)*; Education Ministry of Japan; 1976
- 10 N.N.; *The Nice Engine, An Onishi Engine Development*; Nippon Clean Engine Co., Ltd., Kanazawa City, Minato, Japan; 1979
- 11 Petit, A.; Lavy, J.; Monnier, G.; Montagne, X.; *Speciated Hydrocarbon Analysis: A Helpful Tool for Two-Stroke Engine Development*; Institute Francais du Pétrole, Paris; 1993
- 12 Ishibashi, Y.; Tsushima, Y.; *A Trial for Stabilizing Combustion in Two-stroke Engines in part Throttle Operation*; Honda R&D, Asaka Research Center; 1993 aus: Duret, P.; *A new generation of two stroke engines for the future?*, IFP, Paris; 1993

- 13 Ishibashi, Y.; Asai, M.; *Improving the Exhaust Emissions of the Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion*; Honda R&D, Asaka Research Center, SAE 960742; 1996
- 14 Yamamoto, H.; [Japanisch:] *Die Zweitaktmotoren ändern sich in ihrer Arbeitsweise durch Direkteinspritzung - die Eigenschaften kleiner moderner Motoren*; Yamaha Motor Co., Small Engine Technology Conference, Nikkei Mechanical No. 469; 1995
- 15 Iida, N.; Hosonuma, S.; Yoshimura, K.; Takase, S.; *Combustion and Emission of Low Heat Rejection Ceramics Methanol ATAC Engine*; Keio University, JSME International Journal, Series B, Vol. 39, No.1; 1996
- 16 Iida, N.; Ichikura, T.; Kase, K.; Enomoto, Y.; *Self-ignition and Combustion Stability in a Methanol Fueled Low Heat Rejection Ceramic ATAC Engine - Analysis of Cyclic Variation at High Wall Temperatures and Lean Burn Operation*; Keio University; Musashi Institute of Technology; Japan, JSAE 9733684; 1997
- 17 Iida, N.; *Alternative Fuels and Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion Technology*; Keio University; Japan, Presentation No. 102; 1997
- 18 Oguma, H.; Ichikura, T.; Iida, N.; *A Study on Adaptability of Alternative Fuels for Lean Burn Two-Stroke ATAC Engine*; Keio University; Japan, Presentation No. 205; 1997
- 19 Ishibashi, Y.; Asai, M.; *A Low Pressure Pneumatic Direct Injection Two-Stroke Engine by Activated Radical Combustion Concept*; Honda R&D Co. Ltd., Asaka Center, SAE 980757; 1998
- 20 Morikawa, K.; Watanabe, H.; Furuya, A.; *Comparison of Fuel Injection Systems and a New Combustion Method for a Direct Injection Two-Stroke Cycle Automobile Engine*; Subaru Research Centre Co., Osawa, Japan; JSAE 9635719; 1996
- 21 Najt, P.; Foster, D.; *Compression Ignited Homogeneous Charge*; University of Wisconsin-Madison; SAE 830264; 1983
- 22 Thring, R.H.; *Homogeneous-Charge Compression Ignition (HCCI) Engines*; Southwest Research Institute, SAE 892068; 1989

- 23 Stockinger, M.; *Möglichkeiten der Verbesserung des Arbeitsprozesses im gemischtsaugenden Verbrennungsmotor durch Verdichtungszündung*; Bundeswehrhochschule Hamburg, VDI-Verlag; 1992
- 24 Aoyama, T.; Hattori, Y.; Mizuta, J.; Sato, Y.; *An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine*; Toyota Central Research and Development Labs. Inc., Toyota Motor Corporation; SAE 960081; 1996
- 25 Christensen, M.; Johansson, B.; Amnéus, P.; Mauss, F.; *Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition*; Division of Combustion Engines; Division of Combustion Physics; Lund Institute of Technology; SAE 980787; 1998
- 26 Lenz, H.P.; Klepatsch, M.; Gruden, D.O.; *The Influence of Fuel on the Lean Limits of Spark-Ignition Engines*; Technical University of Vienna, Porsche R&D Center; SAE 905045; 1990
- 27 Christensen, M.; Johansson, B.; Einewall, P.; *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas - A Comparison with Spark Ignition Operation*; Lund Institute of Technology, Schweden; SAE 972874; 1997
- 28 Seko, T.; Kuroda, E.; Hamano, Y.; *Methanol Lean Burn in an Auto-Ignition DI Engine*; Japan Automobile Research Institute; Petroleum Energy Centre; SAE 980531; 1998
- 29 Yanagihara, H.; Sato, Y.; *A Simultaneous Reduction of NO_x and Soot in Diesel Engines under a new Combustion System (UNIBUS - Uniform Bulky Combustion System)*; Toyota Motor Corporation et Mizuta, J., Toyota Central R&D Labs. Inc., Wiener Motorensymposium; 1996
- 30 Ryan, T.; Callahan, T.; *Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel*; Southwest Research Institute; SAE 961160; 1996
- 31 Suzuki, H.; Koike, N.; Odaka, M.; *Combustion Control Method of Homogeneous Charge Diesel Engines*; Traffic Safety and Nuisance Research Institute; Ministry of Transport, Japan, SAE 980509; 1998
- 32 Furutani, M.; Kawashima, K.; Tuji, H.; Toda, M.; Ohta, Y.; *A New Concept of Ultra Lean Premixed Compression-Ignition Engine*; Nagoya Institute of Technology; Japan; JSAE 9537060; 1995

- 33 Lu, J.; Gupta, A.; Pouring, A.; Keating, E.; *Preliminary Study of Chemically Enhanced Auto-ignition in an Internal Combustion Engine*; University of Maryland, Sonex Research Inc., Naval Surface Warfare Center, SAE 940758; 1994
- 34 Smith, J.R.; Aceves, S.M.; Westbrook, C.; Pitz W.; *Modeling of Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Methane*; Lawrence Livermore National Laboratory; ASME International Combustion Engine 1997 Fall Conference; 1997
- 35 Lavy, J.; Duret, P.; Habert, P.; Esterlingot, E.; Gentili, R.; *Investigation on Controlled Auto-Ignition Combustion (A.T.A.C.) in Two-Stroke Gasoline Engine*; 2nd International workshop and thematic network meeting on modernised Two-stroke engines, Manchester; 1996
- 36 Gentili, R.; Frigo, S.; Tognotti, L.; Habert, P.; Lavy, J.; *Experimental Study on ATAC in a Two-Stroke Gasoline Engine*; Universita di Pisa, Institut Francais du Petrole, SAE 970363; 1997
- 37 Achleitner, E.; *Über den Zusammenhang zwischen Lichtemission und Energieumsatz bei Verbrennungsmotoren und ihre Anwendung zu deren Regelung*; Bericht aus dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der Technischen Universität Wien, VDI-Verlag, Düsseldorf; 1985
- 38 Möser, P.; *Zeitlich hochaufgelöste emissionsspektroskopische Untersuchung des Verbrennungsvorgangs im Otto-Motor*; Aachener Beiträge zum Kraftfahr- und Maschinenwesen, Band 4, Verlag der Augustinus Buchhandlung; 1995
- 39 Pittermann, R.; Hinz, M.; Enke, W.; Budack, R.; Sandig, R.; *Ottomotorische Vorverbrennung im Dieselmotor ?*; Motorentechnische Zeitschrift 58 (1997) 1; S.38 ff
- 40 Noguchi, M.; Tanaka, Y.; Tanaka, T.; Takeuchi, Y.; *A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion*; Toyota Motor Co. Ltd., Nippon Soken Inc., SAE 790840; 1979
- 41 Neumüller, O.-A.; *Basis-Römpf*; Franckh'sche Verlagsbuchhandlung, Stuttgart; 1977; S.551
- 42 Semenov, N.N.; *Chemical Kinetics and Chain Reactions*; Oxford University Press, Oxford; 1935

-
- 43 Müller, U. C.; Peters, N.; Linan, A.; *Global Kinetics for n-Heptane Ignition at High Pressures*; Sydney, 24th Symposium (Int.) on Combustion; 1992; pp.777ff.
- 44 Halstead, M.; Kirsch, L.; Prothero, A.; Quinn, C.; *The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures*; Proc. Roy. Soc. A346, 515 (1975)
- 45 Kirsch, L.; Quinn, P.; *A Fundamentally Based Model of Knock in the Gasoline Engine*; Sixteenth symposium on combustion, MIT, Massachusetts, Boston; 1976; pp.233-244
- 46 Westbrook, C. K.; Pitz, W. J.; *Kinetic Modelling of Autoignition of Higher Hydrocarbons: n-Heptane, n-Octane and iso-Octane*; Livermore, USA, Lawrence Livermore National Laboratory; 1985
- 47 Griffiths, J. F.; *Reduced Kinetic Models and their Application to Practical Combustion Systems*; Leeds, School of Chemistry, Leeds University; 1994
- 48 Schreiber, M.; Sadat Sakak, A.; Lingers, A.; Griffiths, J. F.; *A Reduced Thermokinetic Model for the Autoignition of Fuels with Variable Octane Ratings*; Irvine, California, 25th Symposium (Int.) on Combustion; 1994, pp.933f.
- 49 Esser, C.; Maas, U.; Warnatz, J.; *Chemistry of the Auto-Ignition in Hydrocarbon-Air Mixtures up to Octane and Its Relation to Engine Knock*; International Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion in Reciprocating Engines; 1995
- 50 Wang, S.; Miller, D. L.; Cernansky, N. P.; *A Reduced Chemical Kinetic Model for Autoignition of the Butanes*; San Antonio, SAE Technical Paper 962106; 1996
- 51 Cox, R.A.; Cole, J.A.; *Chemical Aspects of the Autoignition of Hydrocarbon-Air Mixtures*; Combustion and Flame [50]; 1985; pp.109-123
- 52 Hu, H.; Keck, J.; *Autoignition of Adiabatically Compressed Combustible Gas Mixtures*; Massachusetts Institute of Technology, SAE 872110; 1987
- 53 Chun, K.M.; Heywood, J.B.; Keck, J.C.; *Prediction of Knock Occurrence in A Spark-Ignition Engine*; Twenty-second Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, 1988; pp.455ff

- 54 Li, H.; Miller D.L.; Cernansky N.P.; *A Study on the Application of a Reduced Chemical Reaction Model to Motored Engines for Heat Release Prediction*; Drexel University; SAE 922328; 1992
- 55 Li, H.; Srinivasa K.P.; Miller D.L.; Cernansky N.P.; *Autoignition Chemistry Studies on Primary Reference Fuels in a Motored Engine*; Drexel University; SAE 942062; 1994
- 56 Li, H.; Miller D.L.; Cernansky N.P.; *Development of a Reduced Chemical Kinetic Model for Prediction of Preignition Reactivity and Autoignition of Primary Reference Fuels*; Drexel University; SAE 960498; 1996
- 57 Kleinschmidt, W.; Flörchinger, T.; *Selbstzündung und Wärmeübergang an der Klopfgrenze von Ottomotoren*; Zwischenbericht zum Vorhaben Kl600/2-1 der Deutschen Forschungsgemeinschaft, GH Universität Siegen; 1998
- 58 Ronney, P.D., Shoda, M.; Waida. S.T.; Westbrook, C.K., Pitz. W.J.; *Knock Characteristics of Liquid and Gaseous Fuels in Lean Mixtures*; Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Princeton University; Lawrence Livermore National Laboratories, Livermore; SAE 912311; 1991
- 59 Zeldovic, Y.; Librovich, V.B.; Makhviladze, G.M.; Sivashinsky, G.I.; *On the Development of Detonation in a Non-Uniformly Preheated Gas*; Acta Astronautica, Vol.15 Pergamon Press, 1970; pp.313-321
- 60 Frank-Kamenetzki, D.A.; *Stoff- und Wärmeübertragung in der chemischen Kinetik*; Springer Verlag, Berlin; 1959; S.128ff
- 61 Hayashi, T.; Taki, M.; Kojima, S.; Kondo, T.; *Photographic Observation of Knock with a rapid compression and expansion machine*; SAE 841336; 1994
- 62 Pan, J.; Sheppard, C. G. W.; *A Theoretical and Experimental Study of the Modes of End Gas Autoignition Leading to Knock in S.I. Engines*; University of Leeds; SAE 942060; 1994
- 63 Pan, J.; Sheppard, C. G. W.; Tindall, A.; Berzins, M.; Pennington, S.; Ware, J. M.; *End Gas Inhomogeneity Autoignition and Knock*; University of Leeds; SAE 982616; 1998
- 64 Oppenheim, A.K.; *Dynamic Features of Combustion*; Phil. Trans. Roy. Soc. Lond. A 315; pp.471ff

- 65 Oppenheim, A.K.; *The Knock Syndrome – Its Cures and its Victims*; University of California Berkley; SAE 841339; 1984
- 66 Kleinschmidt, W.; Hebel, M.; *Instationäre Wärmeübertragung in Verbrennungsmotoren*; Abschlußbericht zum Vorhaben Kl600/1-2 der deutschen Forschungsgemeinschaft; Universität Gesamthochschule Siegen; 1995
- 67 Spicher, U.; Kröger, H.; *Erfassung von Klopfvorgängen mittels Schlieren und Lichtleitermeßtechnik*; SFB-Kolloquium „Motorische Verbrennung“, RWTH Aachen; 1990
- 68 Bopp, S.; Durst, F.; Tropea, C.; *In-Cylinder Velocity Measurements with a Mobile Fiber Optic LDA System*; SAE-Paper 900055; 1990
- 69 Pollak, J; *Transient In-cylinder Cold Flow Analysis of the RZV-engine - Final Report*; Analysis and design application company (ADAPCO); Report No.: 50-126-002; 12/1997
- 70 AVL List GmbH; *Bedienungsanleitung AVL 670 Indimaster 660 Indistation*; AVL List GmbH, Graz; 1993
- 71 Borisov, A.A.; *On the origin of exothermic centers in gaseous mixtures*; Acta Astronautica, Vol. 1, Pergamon Press; 1974; pp.914f
- 72 Daneshyar, H.F.; Fuller, D.E.; Deckker, B.E.L.; *Vortex Motion Induced by the Piston of an Internal Combustion Engine*; Int. J. Mech. Sci; Vol.15; 1973; pp.381ff
- 73 Heywood, J.B.; *Internal Combustion Engine Fundamentals*; Mc-Graw Hill, New York; 1988; pp.367f
- 74 Janicka, J.; *Verbrennungstechnik*; Skriptum zur Vorlesung WS 92/93, SS 93; TH Darmstadt; S.VT 06/14 ff.
- 75 N.N.; *VDI-Wärmeatlas*; VDI-Verlag, Düsseldorf; 1991; Da 33
- 76 N.N.; *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*; Robert Bosch GmbH; 1991
- 77 N.N.; *Verbrennungsanalyse M111 E22*; internes Dokument, Daimler-Benz AG; 1996

A ANHANG

A.1 HERLEITUNG DER HILFSGRÖSSEN

- A.1.1 Umrechnung der motorischen Meßgrößen A–3
- A.1.2 Zusätzliche Hilfsgrößen A–6

A.2 KENNFELDER DER MOTORISCHEN MESSWERTE

- A.2.1 Versuchsergebnisse mit Waschbenzin A–8
- A.2.2 Versuchsergebnisse mit Abgasrückhaltung und Superbenzin A–12
- A.2.3 Vergleichskennfelder des ottomotorischen Betriebes A–19
- A.2.4 Vergleichskennfeld der ottomotorischen Simulation A–21

A.3 AUFBAU DES EINZYLINDERMOTORS

- A.3.1 Mechanischer Aufbau A–23
- A.3.2 Konstruktive Anpassung der Kolbenlagerung A–23
- A.3.3 Elektromagnetische Ventilsteuerung (EMV) A–23
- A.3.4 Einfache Einspritzsteuerung A–25
- A.3.5 Steuerung der Mehrfach-Einspritzung A–25
- A.3.6 Wechselspannungszündung A–26
- A.3.7 Logisches Schema des Prüfstandaufbaus A–26

A.4 GLOBALE LICHTLEITMESSTECHNIK (GMT)

- A.4.1 Signalleitung A–27
- A.4.2 Signalwandlung und -erfassung A–27
- A.4.3 Signalaufbereitung A–28

A.5 ERGÄNZENDE KONZEPTUNTERSUCHUNG AM LUKAS

- A.5.1 Hydraulischer Federpleuel (HYPEL) A–29
- A.5.2 Basisversuche mit Superbenzin A–30
- A.5.3 Kompressionszündung mit HYPEL A–31

A.1 HERLEITUNG DER HILFSGRÖSSEN

Die Umrechnung motorischer Meßgrößen und die Einführung von zusätzlichen Hilfsgrößen erlauben, die Massenverhältnisse zwischen Luft, Abgas und Kraftstoff *klarer* darzustellen, als es mit den üblichen Meßgrößen an einem Verbrennungsmotor gelingt. Die Umrechnung ist hier in detaillierten Schritten dargestellt. Die Umrechnung und die neuen Meßgrößen sollen dem Leser das Verständnis für die innermotorischen Vorgänge im motorischen Betrieb und die reaktionskinetischen Zusammenhänge in den mageren Gemischen erleichtern.

A.1.1 Umrechnung der motorischen Meßgrößen

Bei mageren Gemischen wirkt sich das rückgehaltene Abgas auf das effektive Luftverhältnis im Brennraum aus, da der Luftüberschuß aus dem letzten Verbrennungszyklus als Luftanteil im rückgehaltenen Abgas erhalten bleibt. Der *rückgehaltene Luftanteil* im Abgas magert das zugeführte Gemisch vor der Kompressionszündung zusätzlich ab. Während der anschließenden Energieumsetzung verbrennt der zugeführte Kraftstoff mit dem im Gemisch enthaltenen Sauerstoff entsprechend seinem stöchiometrischen Luftbedarf. Somit nimmt während der Verbrennungsphase der Sauerstoffanteil im Brenngas wieder so weit ab, daß das Abgas nach der Verbrennung wieder das gleiche Luftverhältnis aufweist wie das Gemisch, welches dem Brennraum zugeführt wurde.

Für einen Betriebspunkt bei *gleichbleibendem Luftverhältnis* und *konstanter Abgasrückhalterate* kann die zusätzliche Abmagerung des Gemisches im Brennraum über eine Massenbilanz bestimmt werden. Vor der Energieumsetzung kann die Masse im Brennraum mit Hilfe der Abgasrückhalterate X_{ARH} in Frischladung und zurückgehaltenes Abgas unterschieden werden. Die Frischladung besteht aus Luft (m_L) und Kraftstoff (m_K), das Abgas aus überschüssiger Luft (m_L^{ARH}) und inertem Abgas (m_{Inert}).

$$\begin{aligned}
 m_Z &= \overbrace{(1 - X_{ARH}) \cdot m_Z}^{\text{Frischladung}} + \overbrace{X_{ARH} \cdot m_Z}^{\text{rückgehaltenes Abgas}} \\
 &= m_K + m_L^{Frisch} + m_L^{ARH} + m_{Inert}
 \end{aligned}
 \tag{Gl. A-1}$$

Der Anteil der Kraftstoffmasse in der Frischladungsmasse ψ bestimmt sich durch das Luftverhältnis und den stöchiometrischen Luftbedarf.

$$\psi = \frac{m_K}{m_K + m_L^{Frisch}} = \frac{1}{\lambda \cdot L_{St} + 1}
 \tag{Gl. A-2}$$

Der Anteil des inerten Abgases an der gesamten Abgasmasse ζ entsteht durch die Verbrennung des im Gemisch enthaltenen Kraftstoffes mit der verfügbaren Luft in Abhängigkeit des stöchiometrischen Luftbedarf ($L_{St} + 1$).

$$\zeta = \frac{m_{Inert}}{m_L^{ARH} + m_{Inert}} = \psi \cdot (L_{St} + 1) = \frac{L_{St} + 1}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (\text{Gl. A-3})$$

Entsprechend den formulierten Verhältnissen ψ und ζ können die einzelnen Massenanteile des Gemisches vor der Energieumsetzung bestimmt werden:

$$\begin{aligned} 1 = & \underbrace{\psi \cdot (1 - X_{ARH})}_{m_K / m_Z} + \underbrace{(1 - \psi) \cdot (1 - X_{ARH})}_{m_L^{Frisch} / m_Z} + \dots \\ & \dots + \underbrace{(1 - \zeta) \cdot X_{ARH}}_{m_L^{ARH} / m_Z} + \underbrace{\zeta \cdot X_{ARH}}_{m_{Inert} / m_Z} \end{aligned} \quad (\text{Gl. A-4})$$

Der Kraftstoffanteil der Ladungsmasse bestimmt sich zu:

$$\frac{m_K}{m_Z} = \frac{(1 - X_{ARH})}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (\text{Gl. A-5})$$

Der Frischluftanteil der Ladungsmasse bestimmt sich zu:

$$\frac{m_L^{Frisch}}{m_Z} = \frac{\lambda \cdot L_{St} \cdot (1 - X_{ARH})}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (\text{Gl. A-6})$$

Der rückgehaltene Luftanteil der Ladungsmasse bestimmt sich zu:

$$\frac{m_L^{ARH}}{m_Z} = \frac{X_{ARH} \cdot L_{St} \cdot (\lambda - 1)}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (\text{Gl. A-7})$$

Der Inertgasanteil der Ladungsmasse bestimmt sich zu:

$$\frac{m_{Inert}}{m_Z} = \frac{X_{ARH} \cdot (L_{St} + 1)}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (\text{Gl. A-8})$$

Das Luftverhältnis im Brennraum vor und während der Verbrennung kann aus dem Verhältnis der im Brennraum enthaltenen Luftanteile und des enthaltenen Kraftstoffanteils gebildet werden. Zur Unterscheidung wird es im folgenden als *inneres Luftverhältnis* λ_v^* (oder Verbrennungslambda) bezeichnet, im Gegensatz zu dem *äußeren Luftverhältnis* λ , dem konventionellen Lambda des zugeführten Gemisches oder Abgases.

$$\lambda_V^* = \frac{m_L^{Frisch} + m_L^{ARH}}{m_K \cdot L_{St}} = \lambda + \frac{X_{ARH} \cdot m_Z \cdot \frac{(\lambda - 1) \cdot L_{St}}{\lambda \cdot L_{St} + 1}}{(1 - X_{ARH}) \cdot m_Z \cdot L_{St}} \quad (\text{Gl. A-9})$$

Durch Umformen kann die Beziehung vereinfacht werden zu:

$$\lambda_V^* = \frac{X_{ARH} - \lambda}{X_{ARH} - 1} \quad (\text{Gl. A-10})$$

Ohne Abgasrückhaltung ($X_{ARH} = 0$) oder bei stöchiometrischem Gemisch ($\lambda = 1$) ist das Verbrennungslambda identisch zu dem Luftverhältnis des zugeführten Gemisches. Entsprechend kann der Massenanteil des rückgehaltenen Abgases X_{ARH} in den Massenanteil der ausschließlich inerten Abgasbestandteile X_{ARH}^* umgerechnet werden. Der Anteil sei hier als *Inertgasanteil* definiert und bestimmt sich nach der Beziehung

$$X_{ARH}^* = X_{ARH} \cdot \frac{L_{St} + 1}{\lambda \cdot L_{St} + 1} \quad (\text{Gl. A-11})$$

Die neu eingeführten Größen λ_V^* und X_{ARH}^* entsprechen den mittleren Massenverhältnissen innerhalb des Brennraumes. Ihre Umrechnung aus den äußeren motorischen Meßgrößen Luftverhältnis λ und Abgasrückhalterate X_{ARH} erlaubt eine einfachere Darstellung der innermotorischen Verhältnisse vor und während der Verbrennung. Abbildung A-1 verdeutlicht exemplarisch die Auswirkung der Abgasrückhaltung auf die innermotorischen Massenverhältnisse.

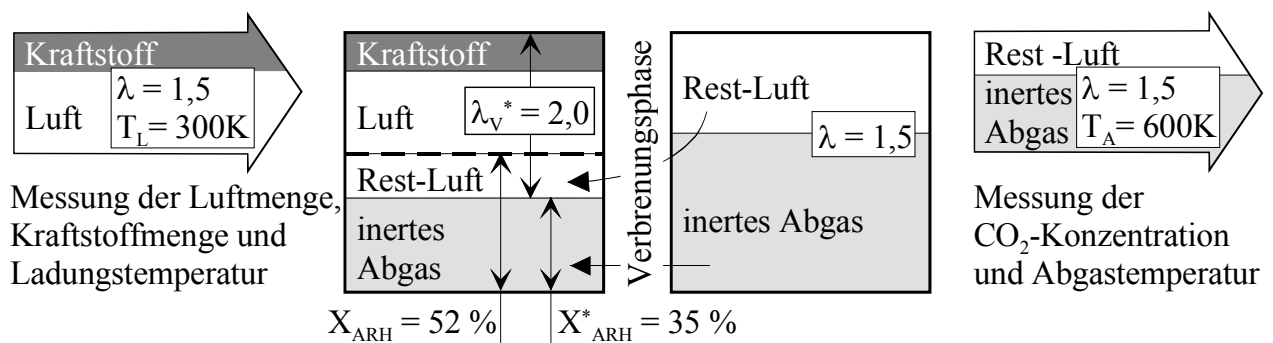


Abbildung A-1: Einfluß der Abgasrückhaltung auf innermotorische Massenverhältnisse

Für die praktische Berechnung des inneren Luftverhältnisses ist die Abgasrückhalterate meßtechnisch zu bestimmen. Da Abgas im allgemeinen eine höhere Temperatur und damit eine *niedrigere* Dichte als Frischladung aufweist, reduziert die Abgasrückhaltung die maximale *Füllung* des Hubvolumens und somit auch den Liefergrad λ_l der zugeführten Frischladung. Folglich ist die im

Brennraum verbliebene Abgasmasse durch äußere Meßtechnik schwierig zu erfassen.

Für die Bestimmung im motorischen Versuchsbetrieb wurde vereinfachend angenommen, die Gasdichte sei in erster Näherung proportional zu der Gastemperatur. Die Dichte des Abgases wurde über die gemessene Abgastemperatur T_A angenähert. Für die Bestimmung des Massenverhältnisses wurde die zugeführte Luftmasse λ_l und die Ansauglufttemperatur T_L gemessen. Als Referenz wurde der maximale Liefergrad $\lambda_l^*(n)$ für jede untersuchte Drehzahl n bestimmt. Durch eine geeignete Ventilstellung bei der Referenzmessung konnte sichergestellt werden, daß die maximale Füllung und nicht der maximale Luftaufwand festgehalten wurde (keine Spülverluste). Während des motorischen Versuchsbetriebs wurde die *Abgasrückhaltung* X_{ARH} berechnet nach

$$X_{ARH} = \frac{(\lambda_l^*(n) - \lambda_l) \cdot T_L}{(\lambda_l^*(n) - \lambda_l) \cdot T_L + \lambda_l \cdot T_A} \quad (\text{Gl. A-12})$$

Zur weiteren Vereinfachung der Darstellung motorischer Untersuchungsergebnisse werden zwei weitere Größen eingeführt, die den hohen Abgasanteil im Brennraum besser berücksichtigen.

A.1.2 Zusätzliche Hilfsgrößen

Hiermit wird die Größe *Ladungsgrad* λ_Z eingeführt, um die relative Füllung des Brennraumes zu beschreiben. Entsprechend der motorischen Größe des Liefergrades λ_l wird die gesamte im Brennraum enthaltene Masse (Frischladung und Abgasmasse) auf die theoretische Zylindermasse unter Normbedingungen bezogen.

Das Verhältnis wird als *Ladungsgrad* λ_Z definiert und beschreibt die relative Füllung der Zylinderladung mit Luft, Abgas und Kraftstoff.

$$\lambda_Z = \frac{m_Z}{m_{th}} = \frac{m_K + m_L^{Frisch}}{m_{th} \cdot (1 - X_{ARH})} = \lambda_l \cdot \frac{\lambda \cdot L_{St} + 1}{(1 - X_{ARH}) \cdot \lambda \cdot L_{St}} \quad (\text{Gl. A-13})$$

Abbildung A-2 zeigt das Verhältnis der Größen X_{ARH} und λ_Z zu den im motorischen Betrieb gemessenen Größen λ , λ_l und $\lambda_l^*(n)$.

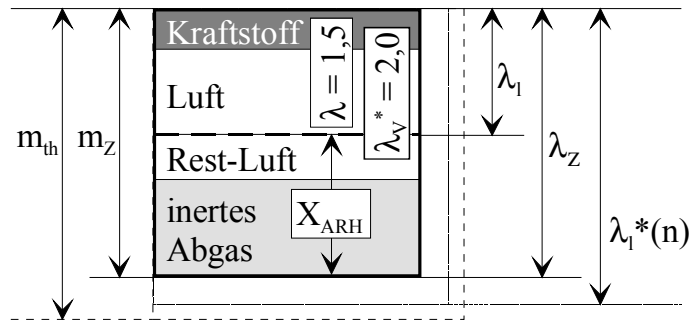


Abbildung A-2: Ladungsgrad λ_Z und maximaler Liefergrad $\lambda_l^*(n)$

Das innere und äußere Luftverhältnis stellt nur das Verhältnis von Kraftstoff zu Luft dar, die Abgasrückhalterate das von Abgas zu Frischgemisch. Jedoch wäre ein Verhältnis von Kraftstoff zu der gesamten Masse von Frischladung und Abgas ungefähr proportional zu der motorischen Last. Ein solches Verhältnis kann als *Äquivalenzverhältnis* bezeichnet werden und orientiert sich an dem in der englischen Sprache üblichen *equivalence-ratio* ϕ , dem Verhältnis der Kraftstoffmasse zu der Luftmasse. Bezieht man die Kraftstoffmasse nicht nur auf die zugeführte Luftmasse, sondern auf die im Brennraum enthaltene Luft- und Abgasmasse, so bildet sich das *innere Äquivalenzverhältnis* Φ (oder äquivalente Energieverhältnis).

$$\Phi = \frac{m_K \cdot L_{St}}{m_L^{Frisch} + m_L^{ARH} + m_{Inert}} = \frac{(1 - X_{ARH}) \cdot L_{St}}{(1 - X_{ARH}) \cdot \lambda \cdot L_{St} + X_{ARH}} \quad (\text{Gl. A-14})$$

Das Verhältnis kann als relativer Anteil des maximal möglichen Heizwertes des Gemisches im Brennraum verstanden werden. Nur für den Fall eines stöchiometrischen Gemisches ($\lambda = \phi = 1$) ohne eine Abgasrückhaltung ($X_{ARH} = 0$) nimmt das innere Äquivalenzverhältnis den Wert $\Phi = 1$ an. Abbildung A-3 verdeutlicht den Unterschied zwischen dem equivalence-ratio ϕ und dem innerem Äquivalenzverhältnis Φ .

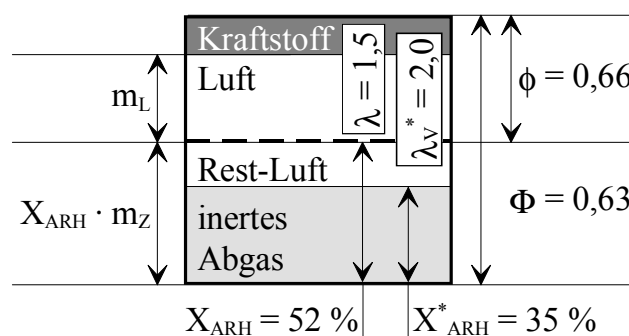


Abbildung A-3: Inneres Äquivalenzverhältnis Φ und equivalence-ratio ϕ

A.2 KENNFELDER DER MOTORISCHEN MESSWERTE

A.2.1 Versuchsergebnisse mit Waschbenzin

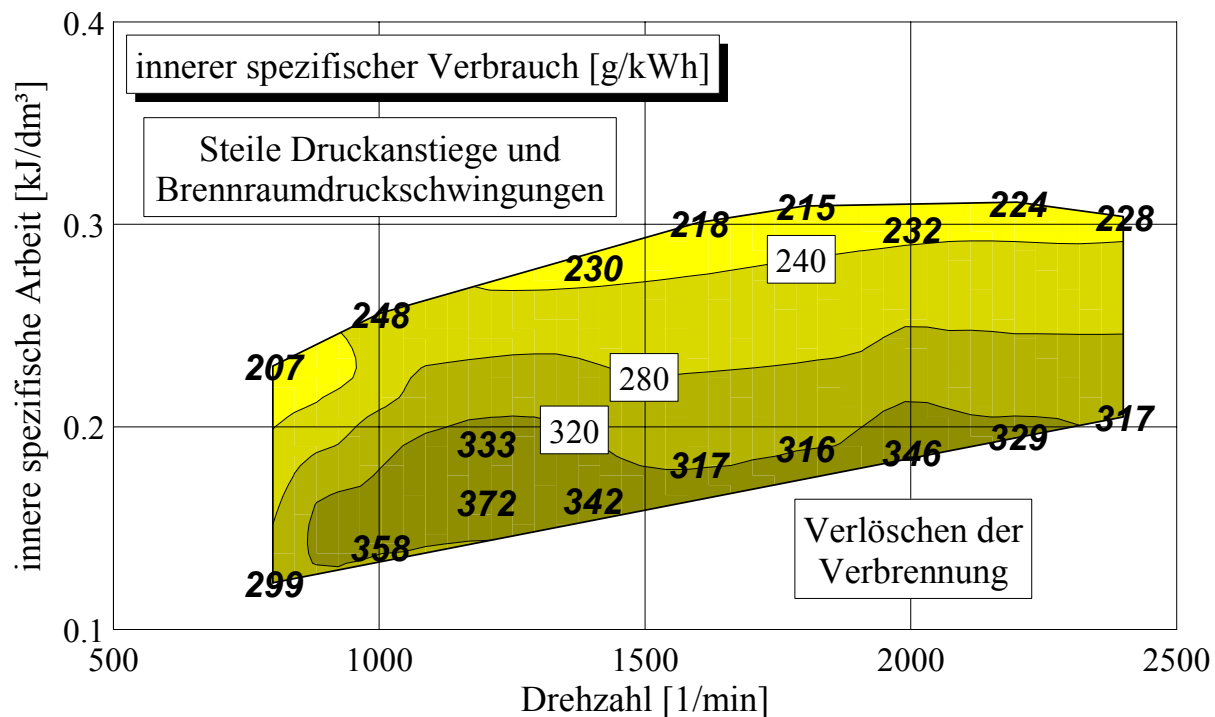


Abbildung A-4: Innerer spezifischer Verbrauch der Kompressionszündung mit Waschbenzin

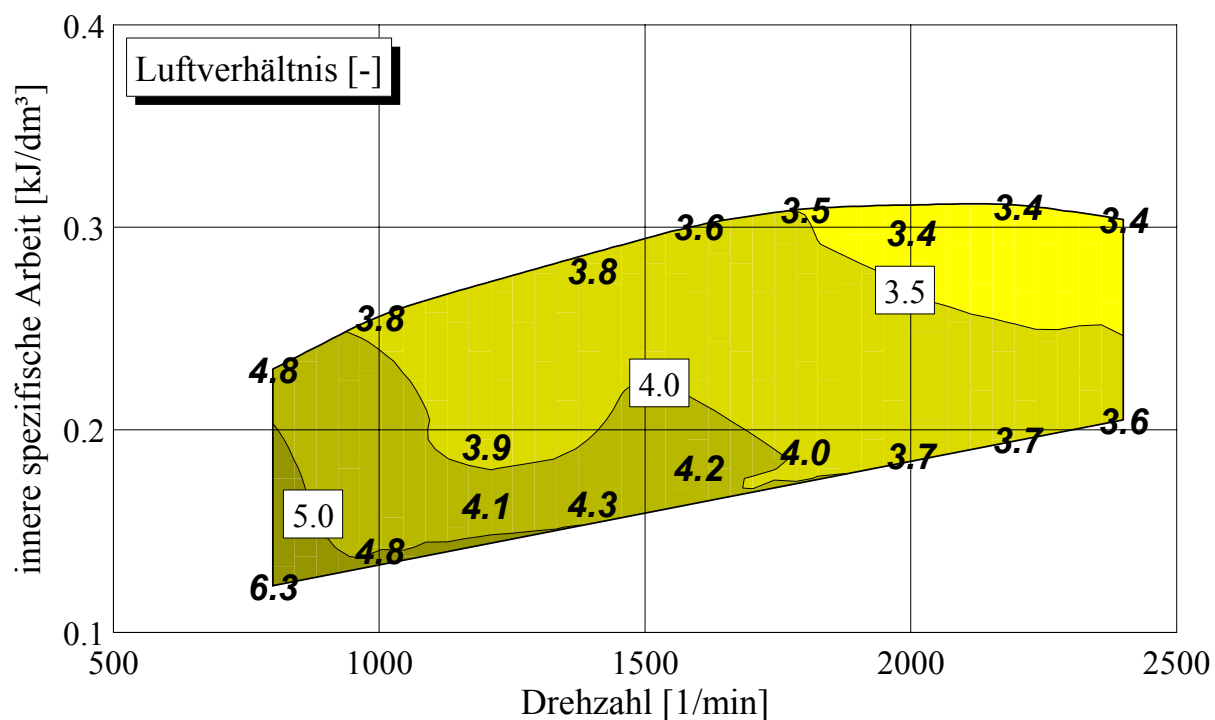


Abbildung A-5: Luftverhältnis der Kompressionszündung mit Waschbenzin

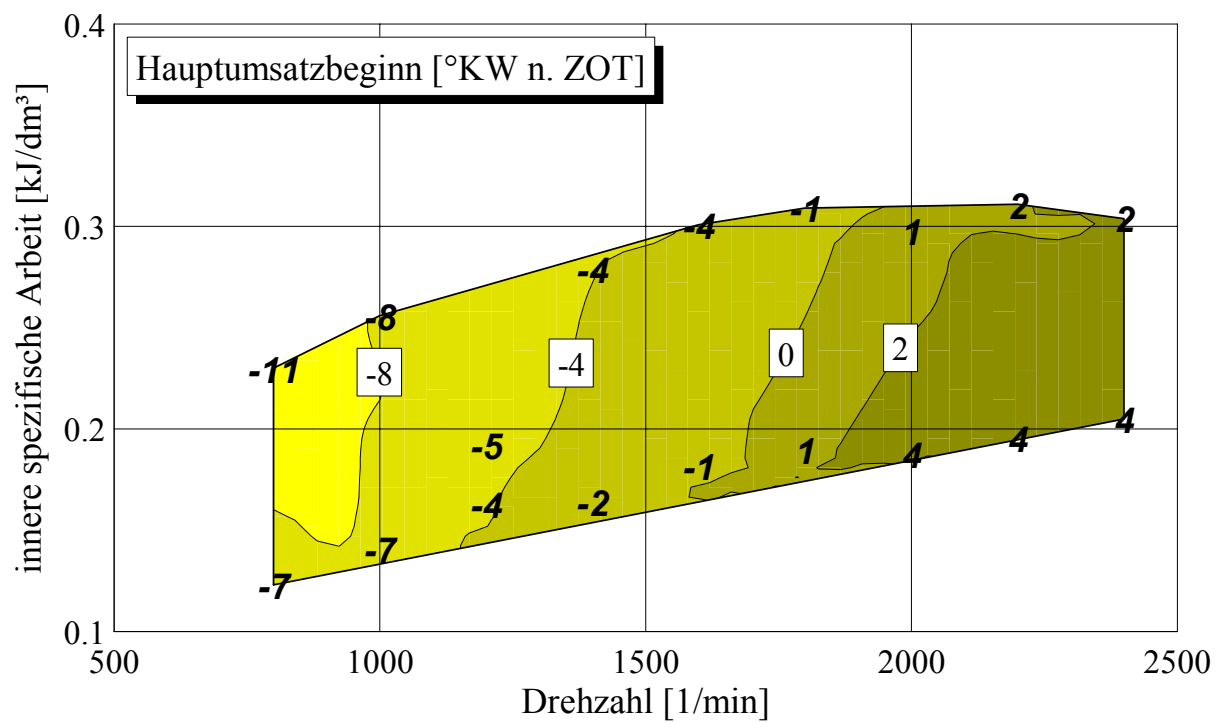


Abbildung A-6: Hauptumsatzbeginn der Kompressionszündung mit Waschbenzin

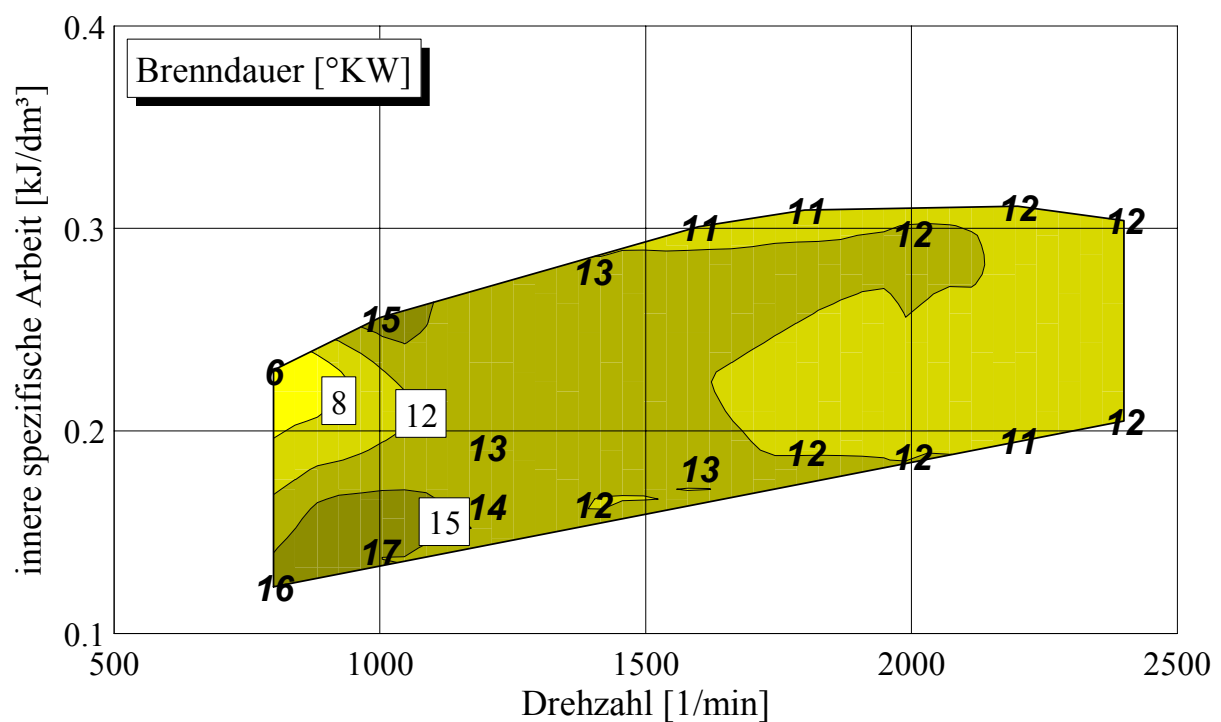


Abbildung A-7: Brenndauer der Kompressionszündung mit Waschbenzin

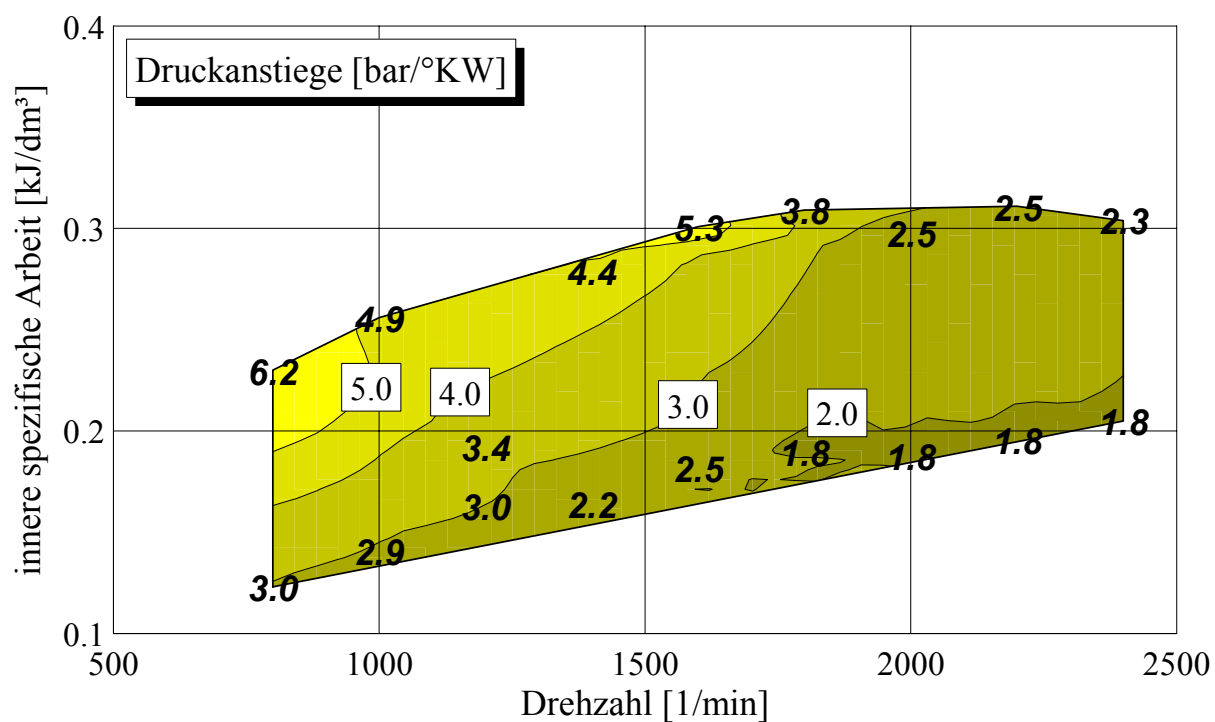


Abbildung A-8: Maximale Druckanstiege der Kompressionszündung mit Waschbenzin

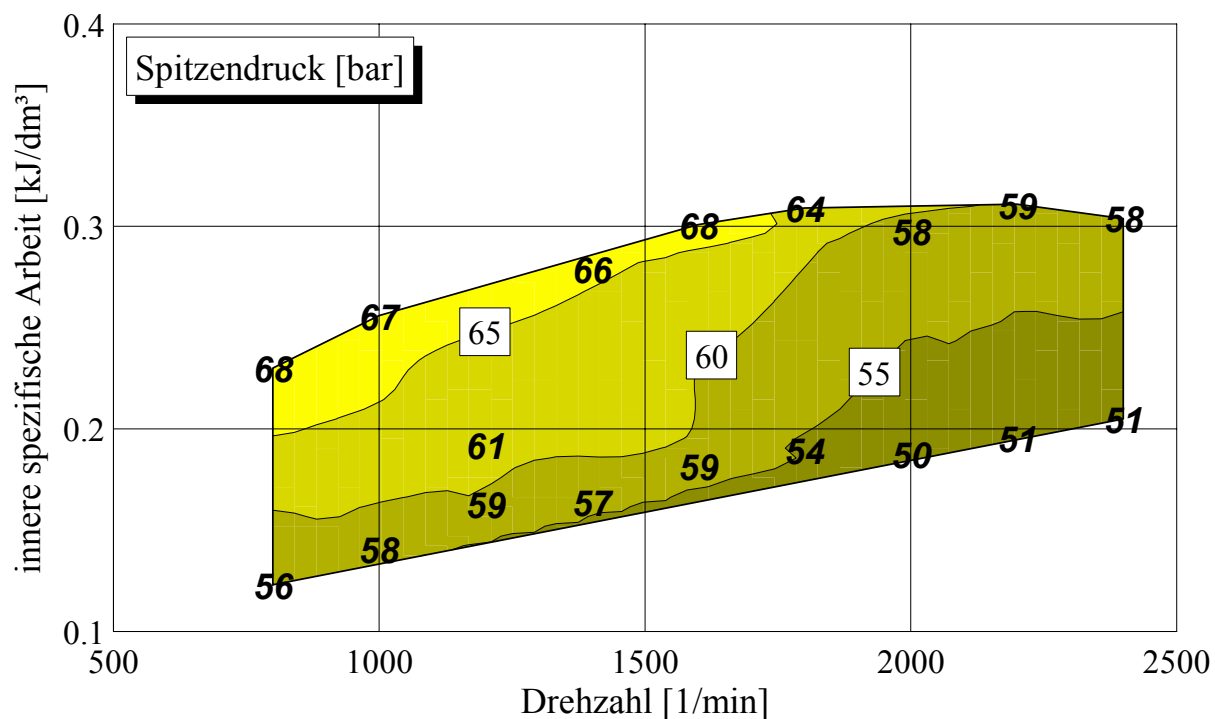


Abbildung A-9: Spitzendrücke der Kompressionszündung mit Waschbenzin

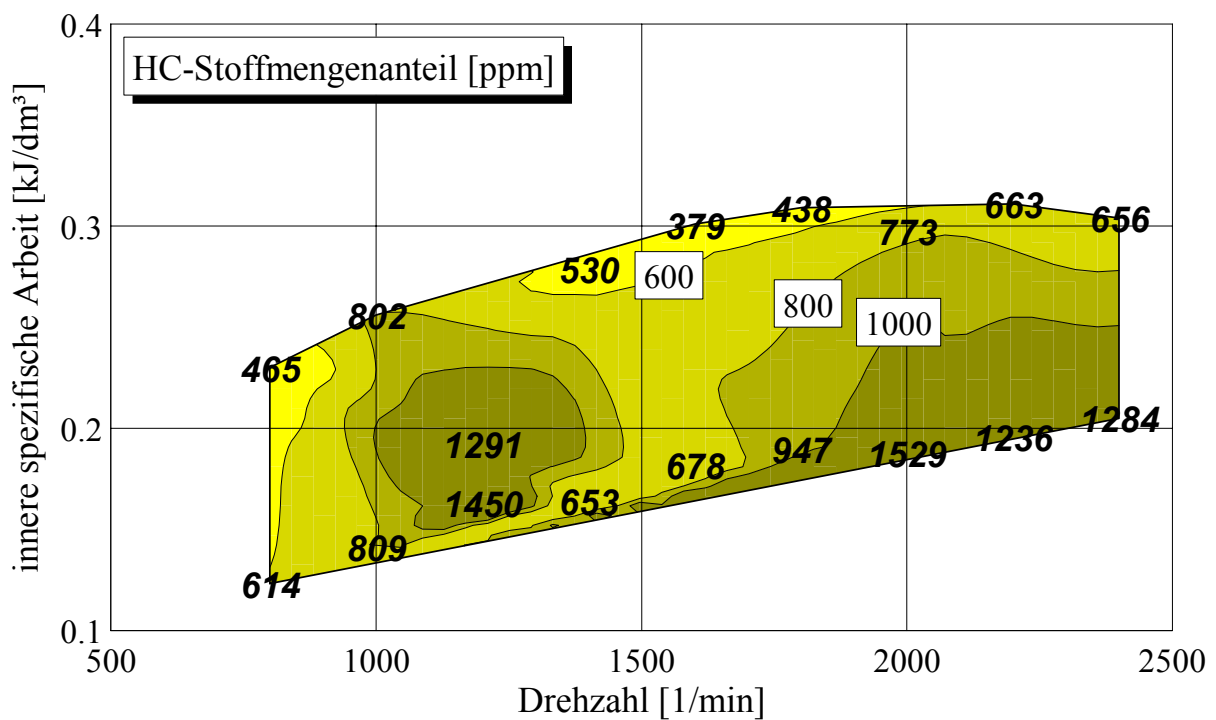


Abbildung A-10: Kohlenwasserstoff-Stoffmengenanteil (HC) der Kompressionszündung mit Waschbenzin

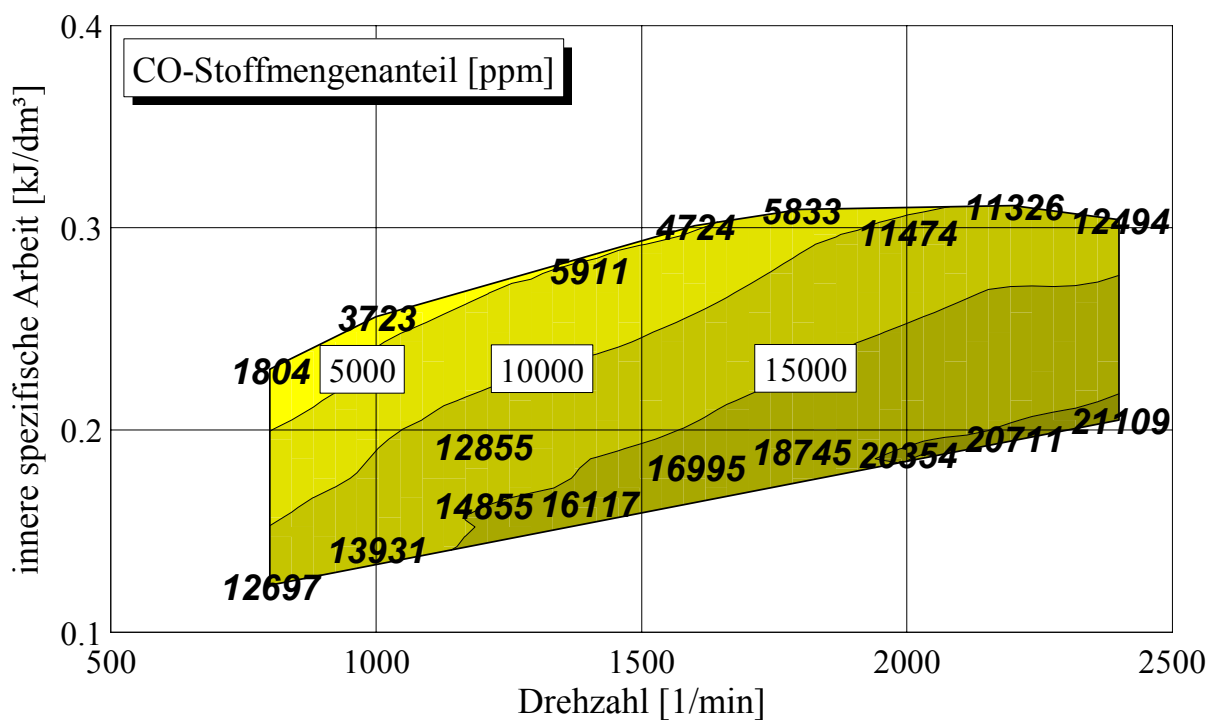


Abbildung A-11: Kohlenmonoxid-Stoffmengenanteil (CO) der Kompressionszündung mit Waschbenzin

A.2.2 Versuchsergebnisse mit Abgasrückhaltung und Superbenzin

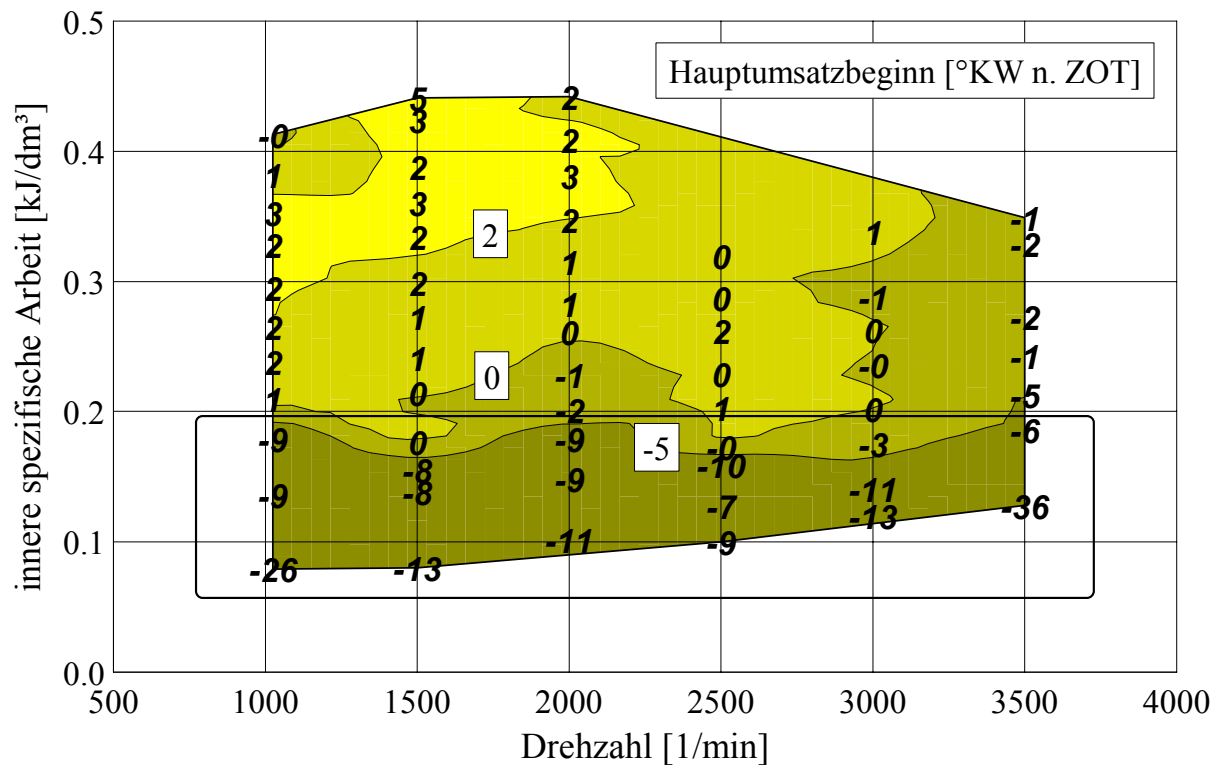


Abbildung A-12: Hauptumsatzbeginn der KMG mit Superbenzin

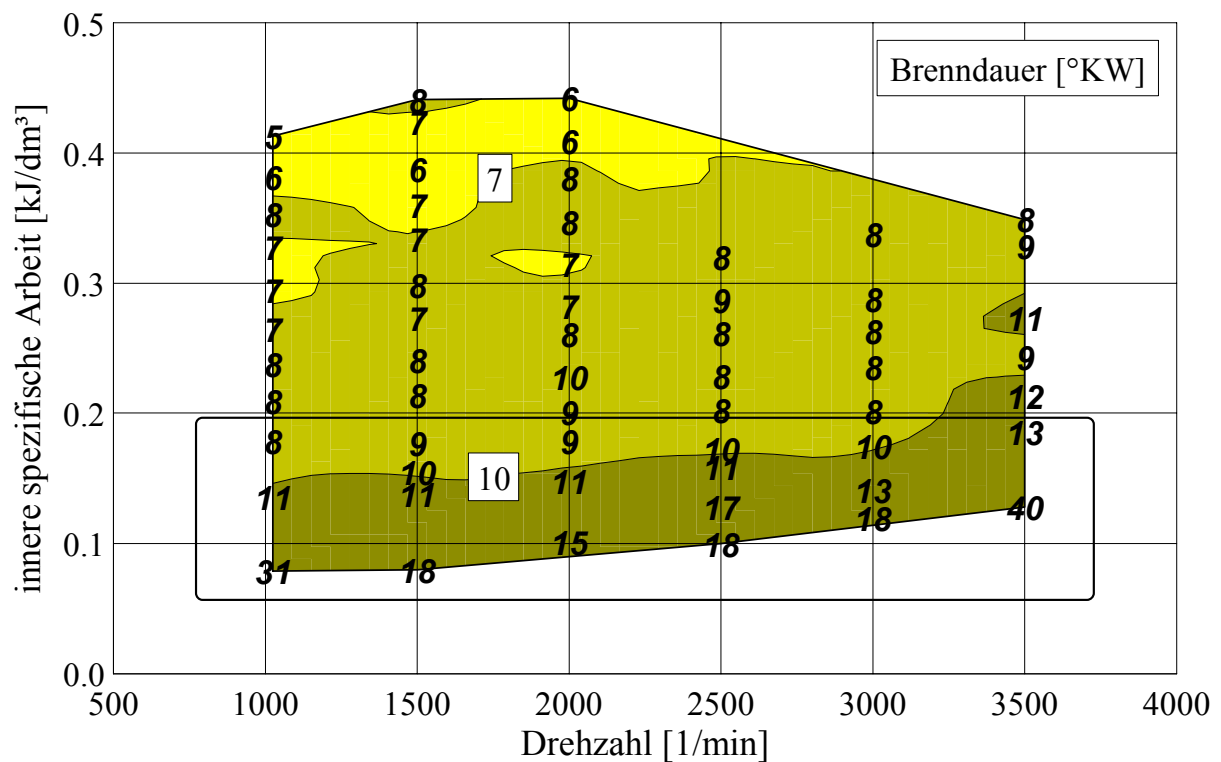


Abbildung A-13: Brenndauer der KMG mit Superbenzin

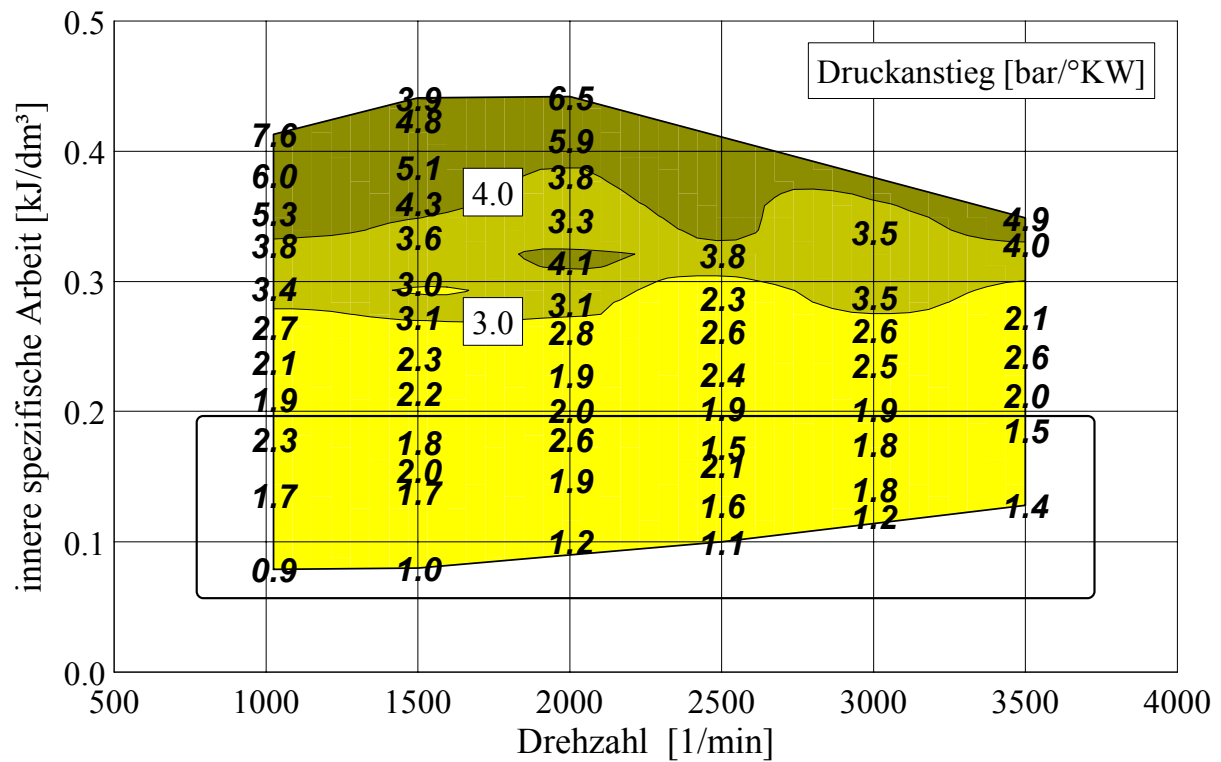


Abbildung A-14: Maximale Druckerhöhungen der KMG mit Superbenzin

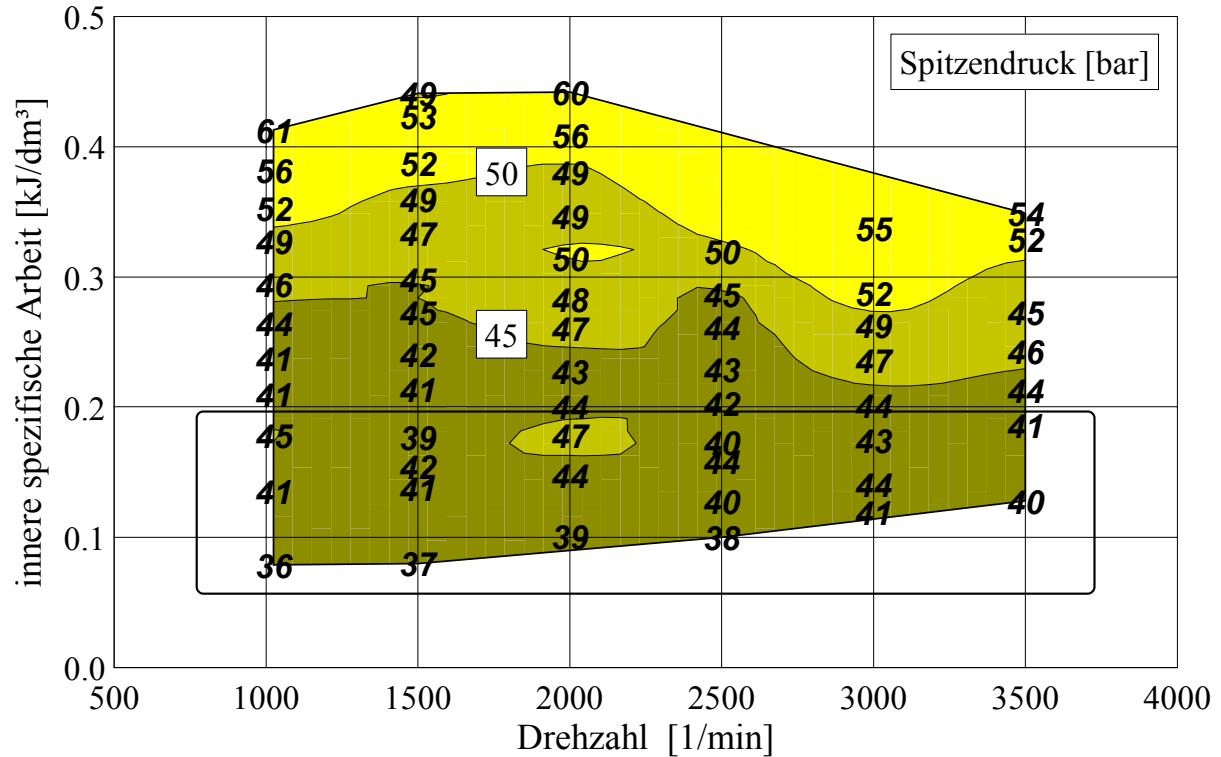


Abbildung A-15: Spitzendrücke der KMG mit Superbenzin

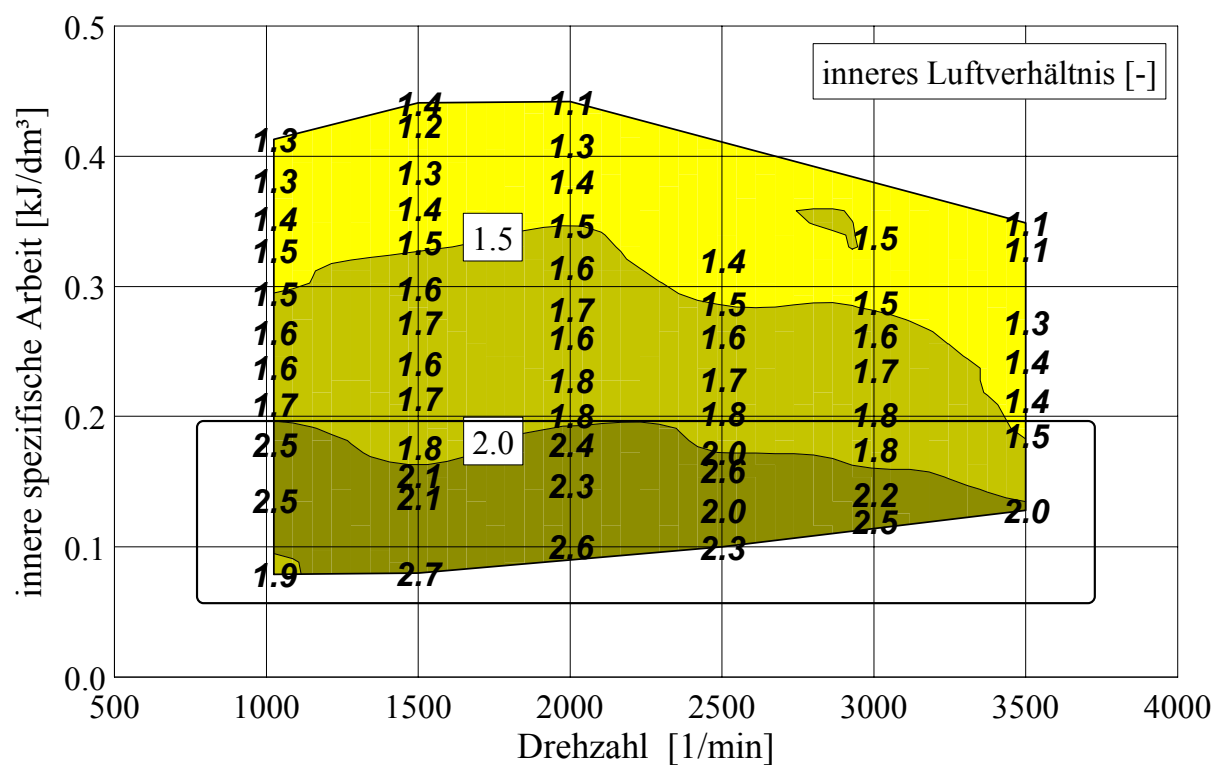


Abbildung A-16: Inneres Luftverhältnis der KMG mit Superbenzin

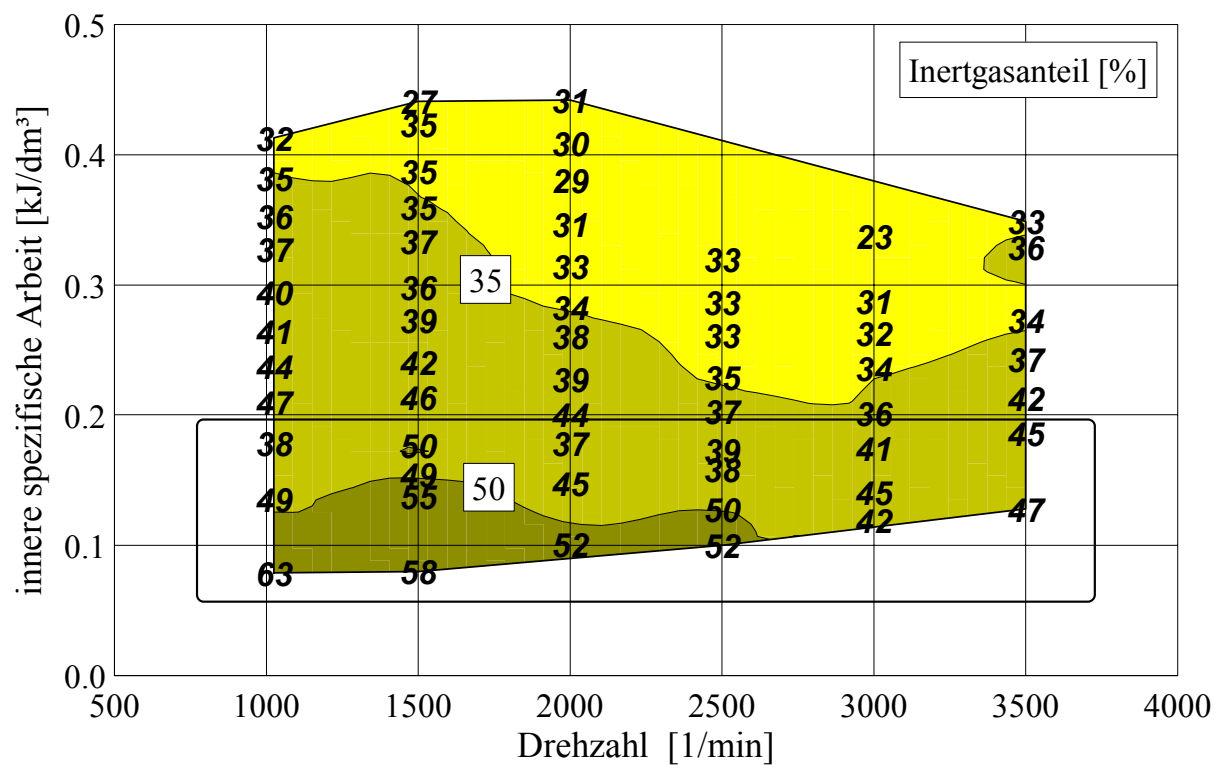


Abbildung A-17: Inertgasanteil der KMG mit Superbenzin

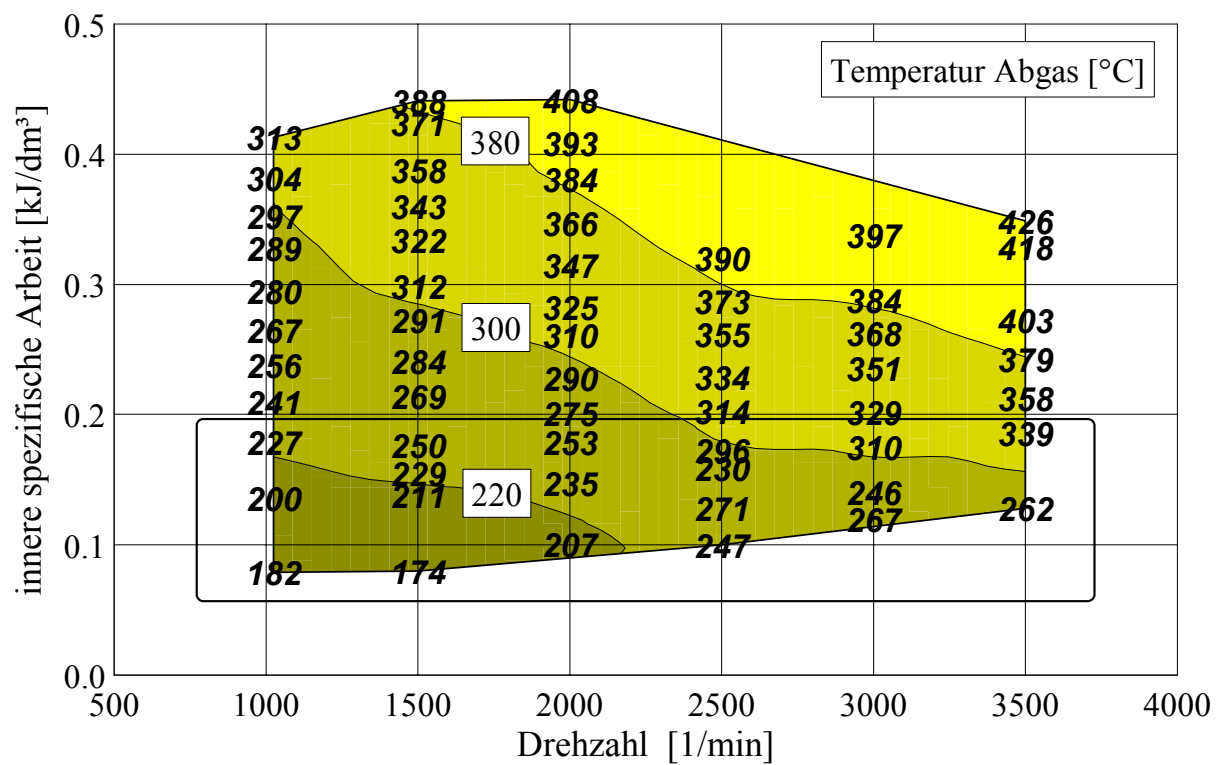


Abbildung A-18: Abgastemperatur der KMG mit Superbenzin

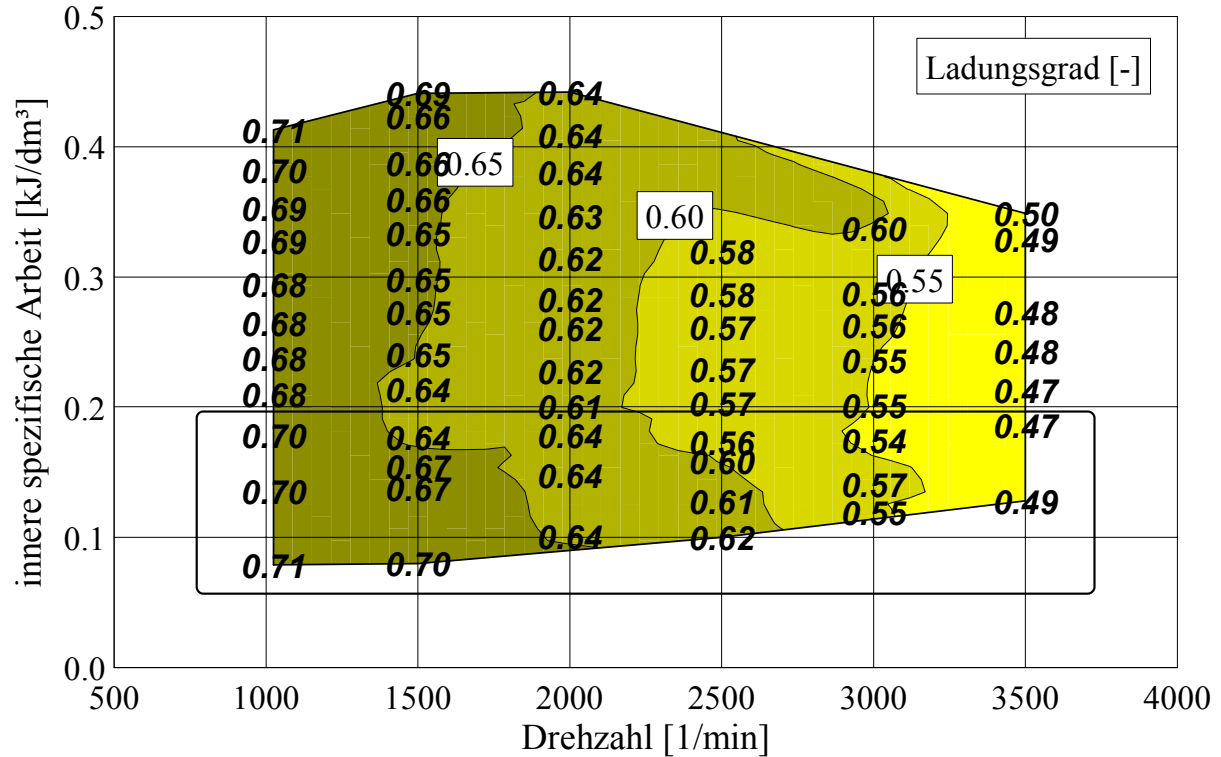


Abbildung A-19: Ladungsgrad der KMG mit Superbenzin

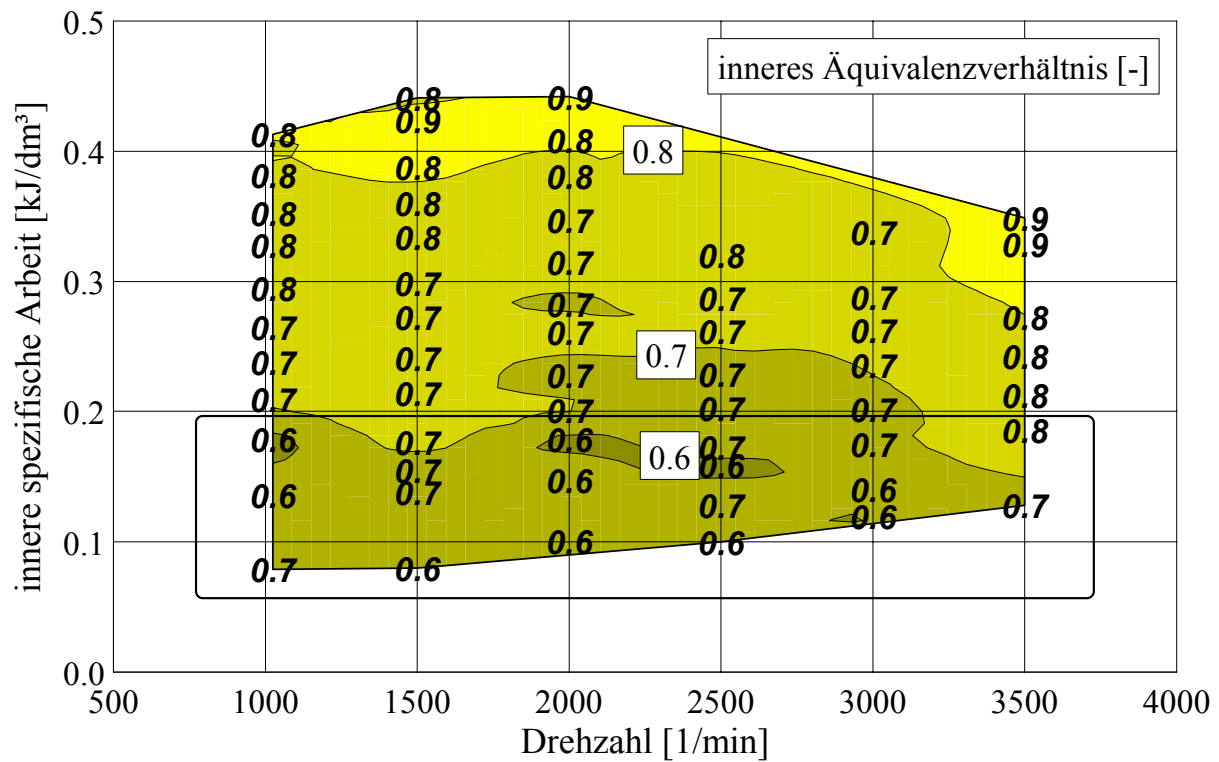


Abbildung A-20: Inneres Äquivalenzverhältnis der KMG mit Superbenzin

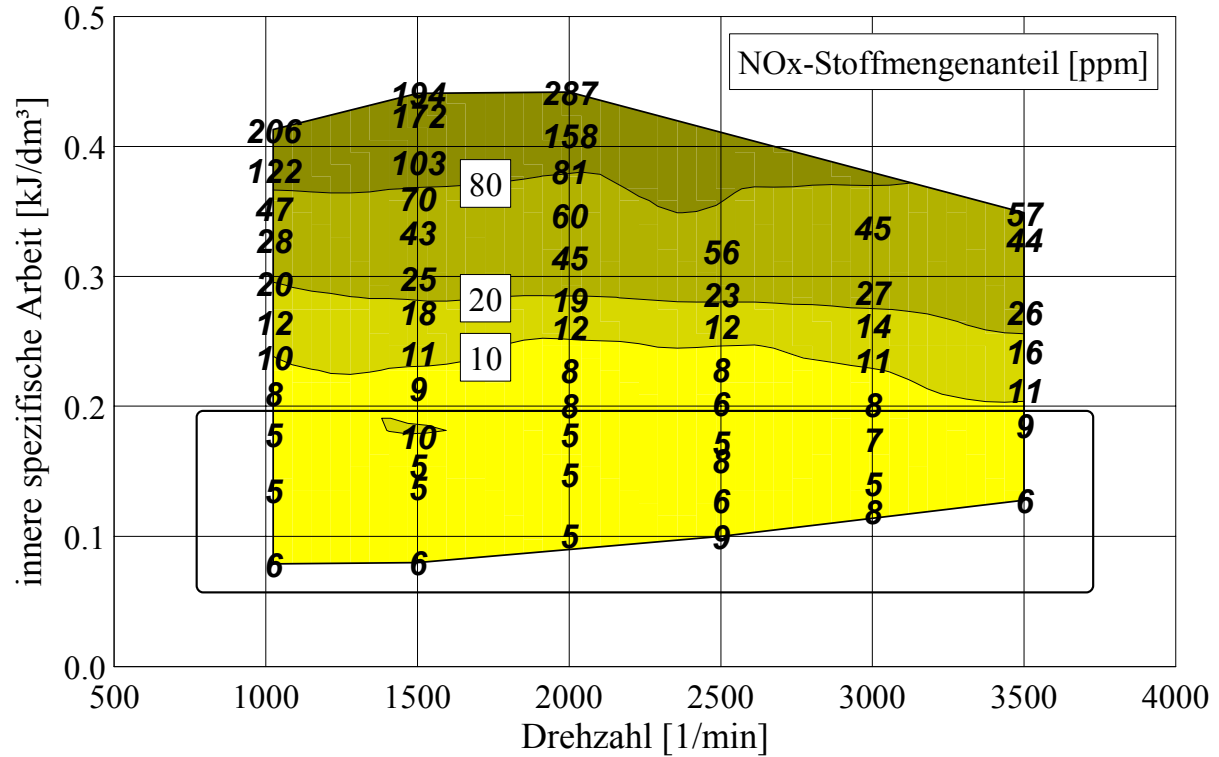


Abbildung A-21: Stickoxid-Stoffmengenanteil der KMG mit Superbenzin

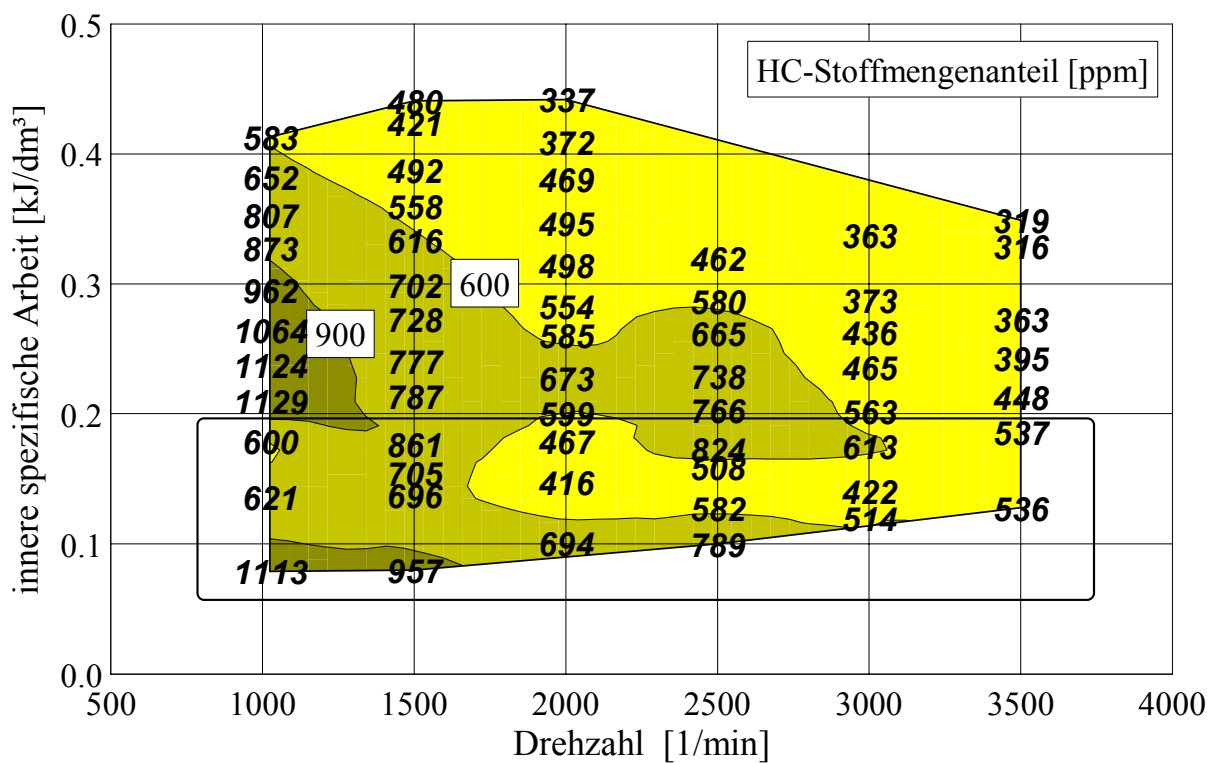


Abbildung A-22: Kohlenwasserstoff-Stoffmengenanteil der KMG mit Superbenzin

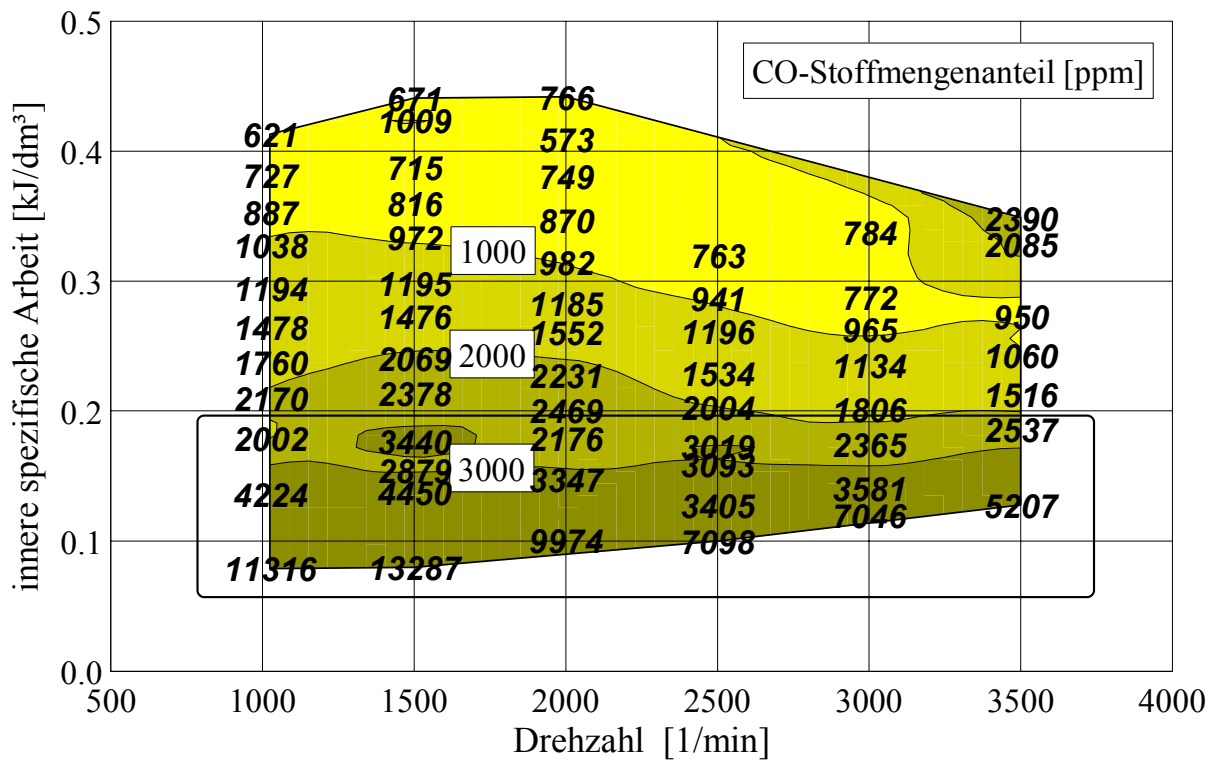


Abbildung A-23: Kohlenmonoxid-Stoffmengenanteil der KMG mit Superbenzin

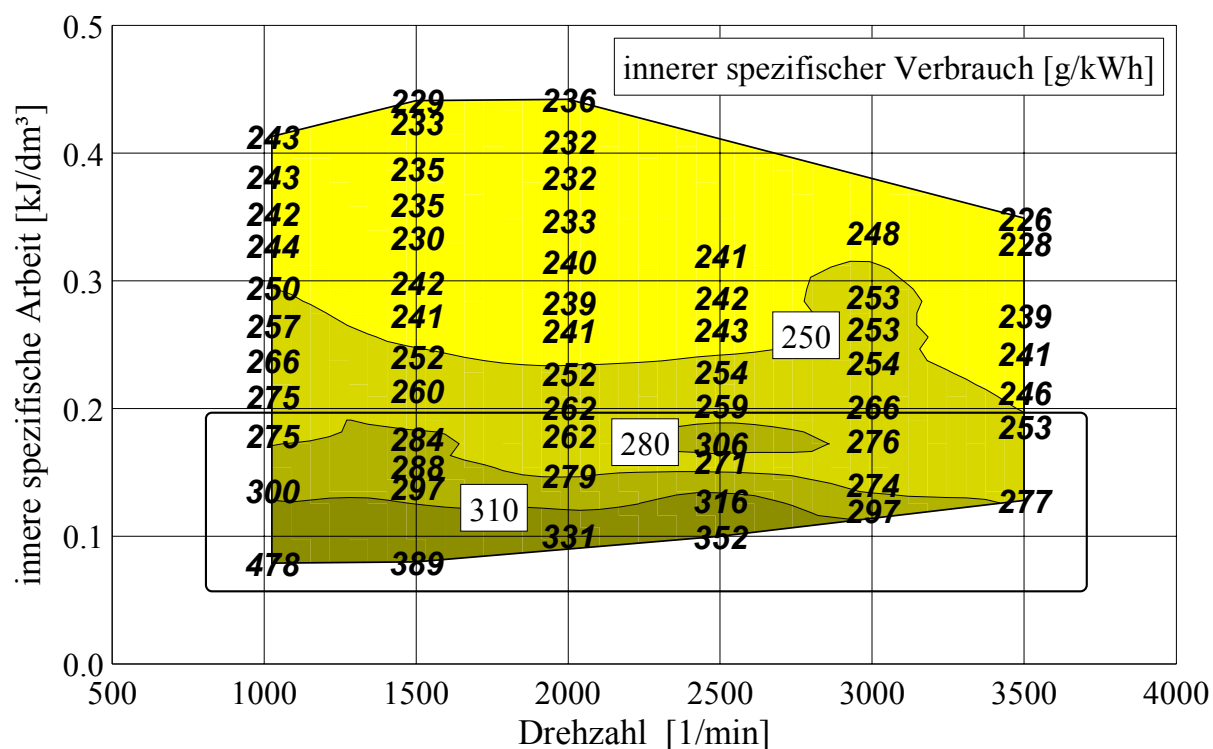


Abbildung A-24: Innerer spezifischer Verbrauch der KMG mit Superbenzin

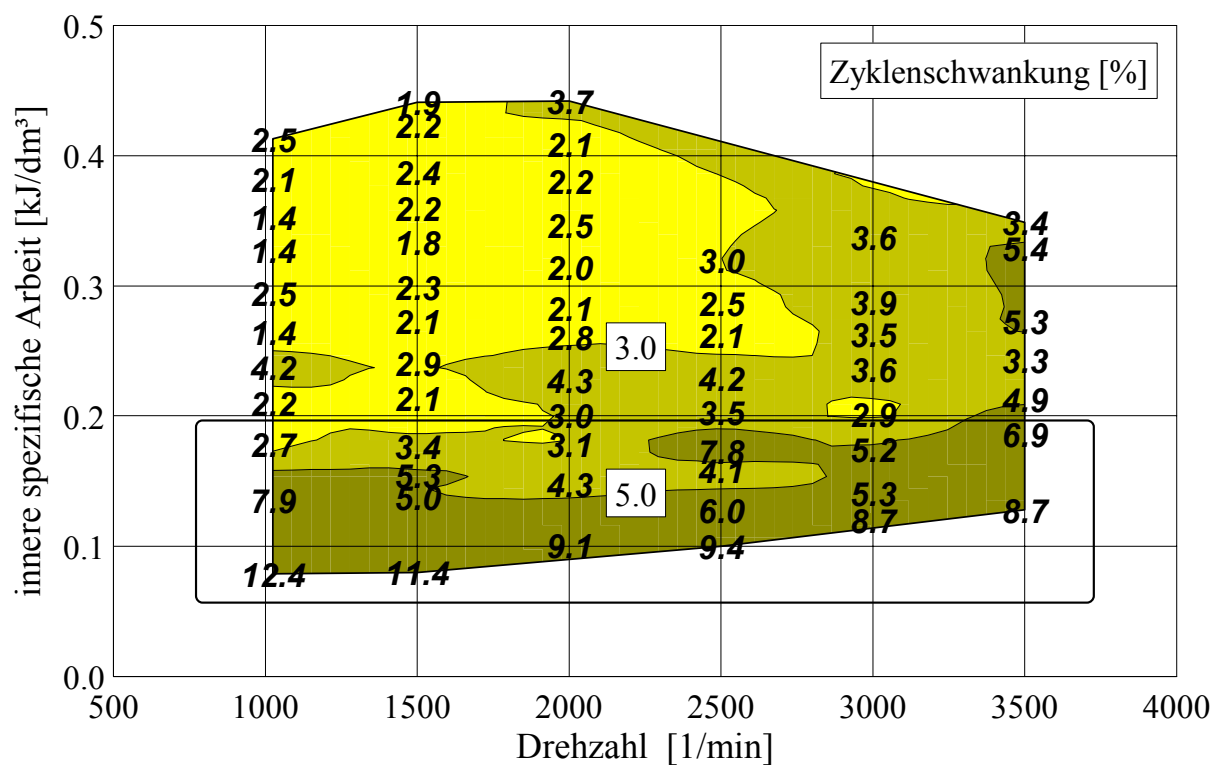


Abbildung A-25: Zyklenschwankung der KMG mit Superbenzin

A.2.3 Vergleichskennfelder des ottomotorischen Betriebes

Als Vergleichsbasis zu den in der Teillast dargestellten Betriebskennfeldern der Kompressionszündung magerer Gemische sind Kennfelder des entsprechenden Kennfeldbereiches eines gedrosselten Ottomotors aufgetragen. Der Motor M111E22 hat einen Hubraum von $V_h = 2,2 \text{ l}$, einen 4-Ventilzylinderkopf und eine Saugrohr-Einspritzung. Dargestellt sind Meßergebnisse des inneren spezifischen Verbrauchs und der Konzentrationen der limitierten Abgase.

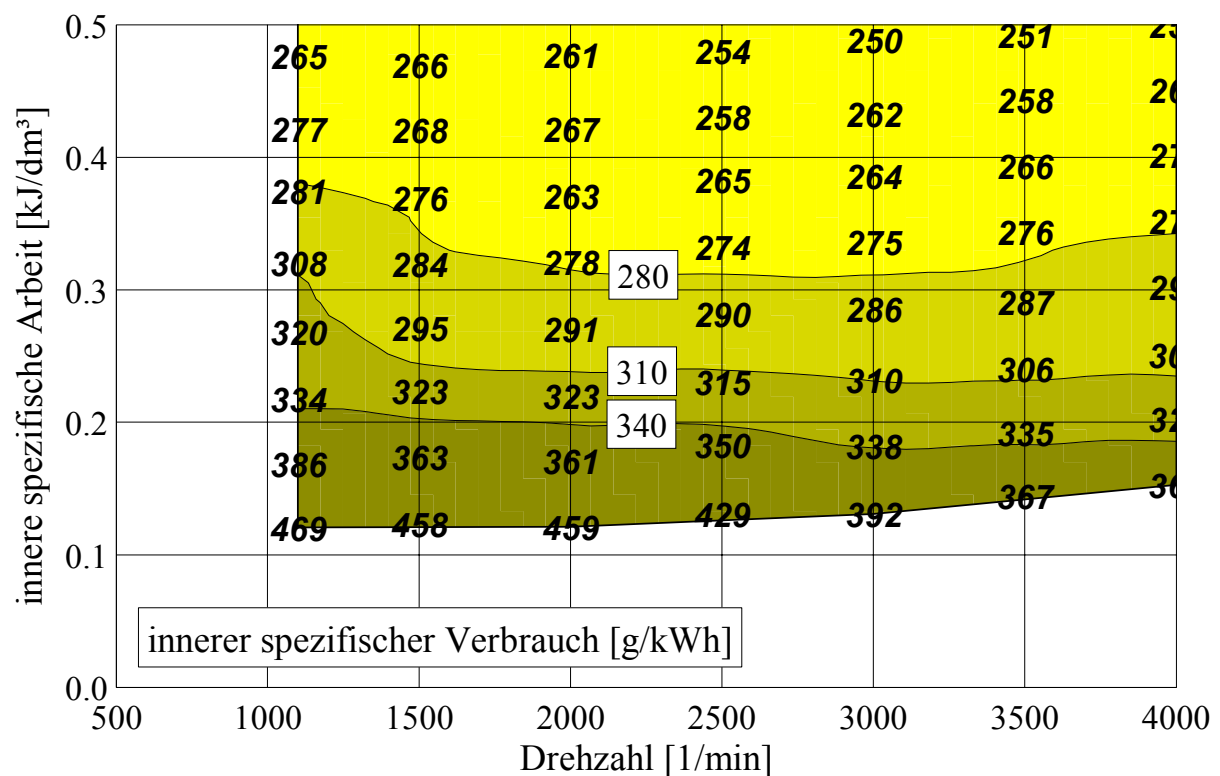


Abbildung A-26: Innerer spezifischer Verbrauch eines Vierzylinder-Ottomotors

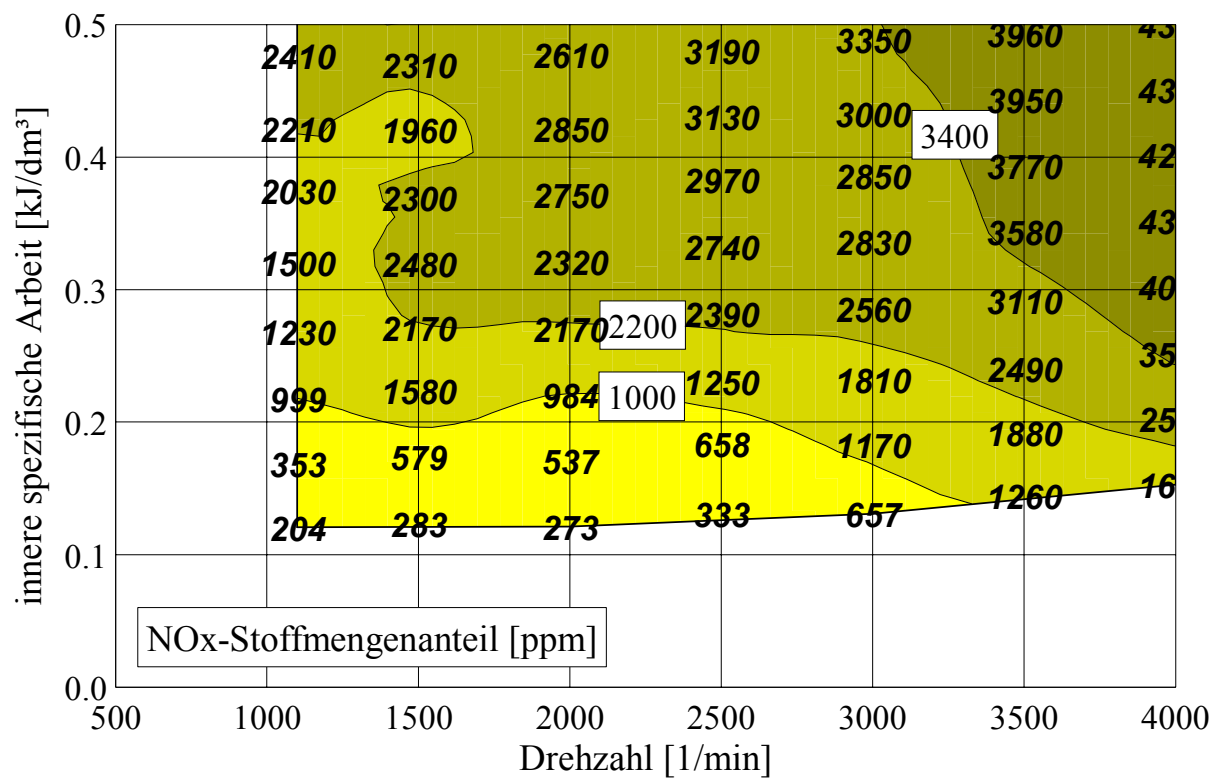


Abbildung A-27: Stickoxid-Stoffmengenanteil eines Vierzylinder-Ottomotors

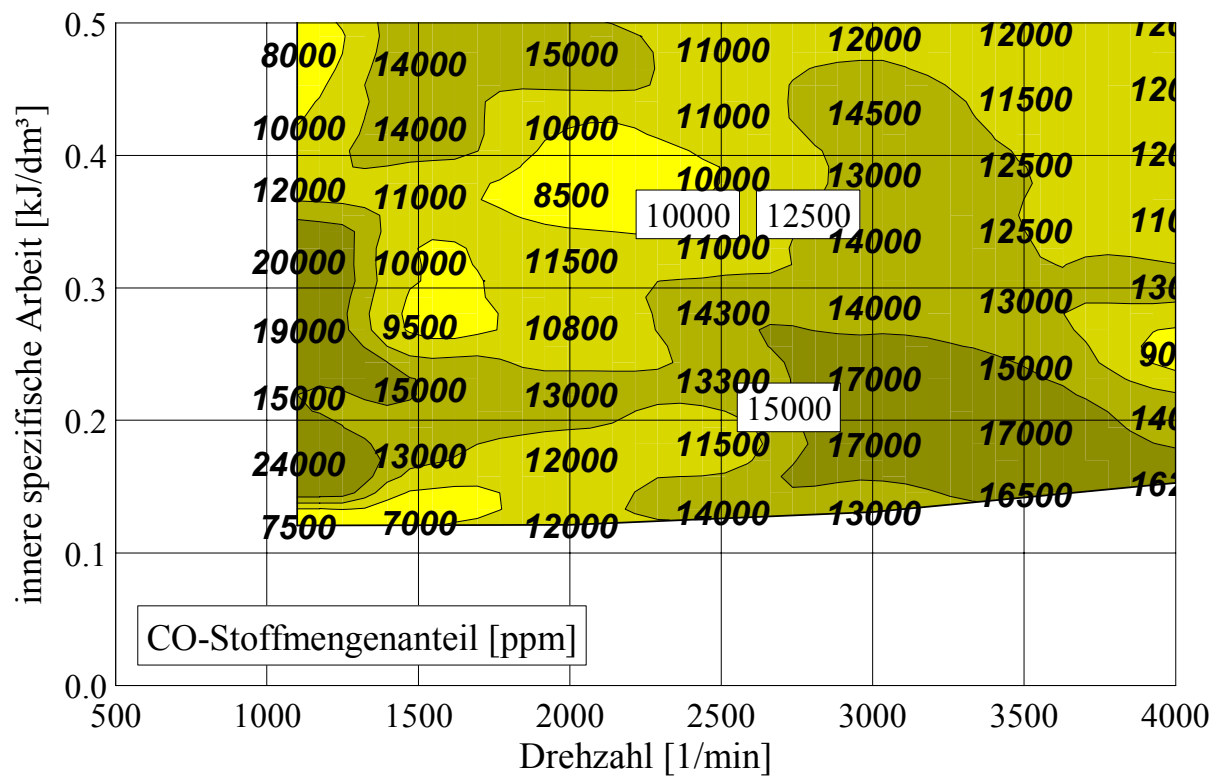


Abbildung A-28: Kohlenmonoxid-Stoffmengenanteil eines Vierzylinder-Ottomotors

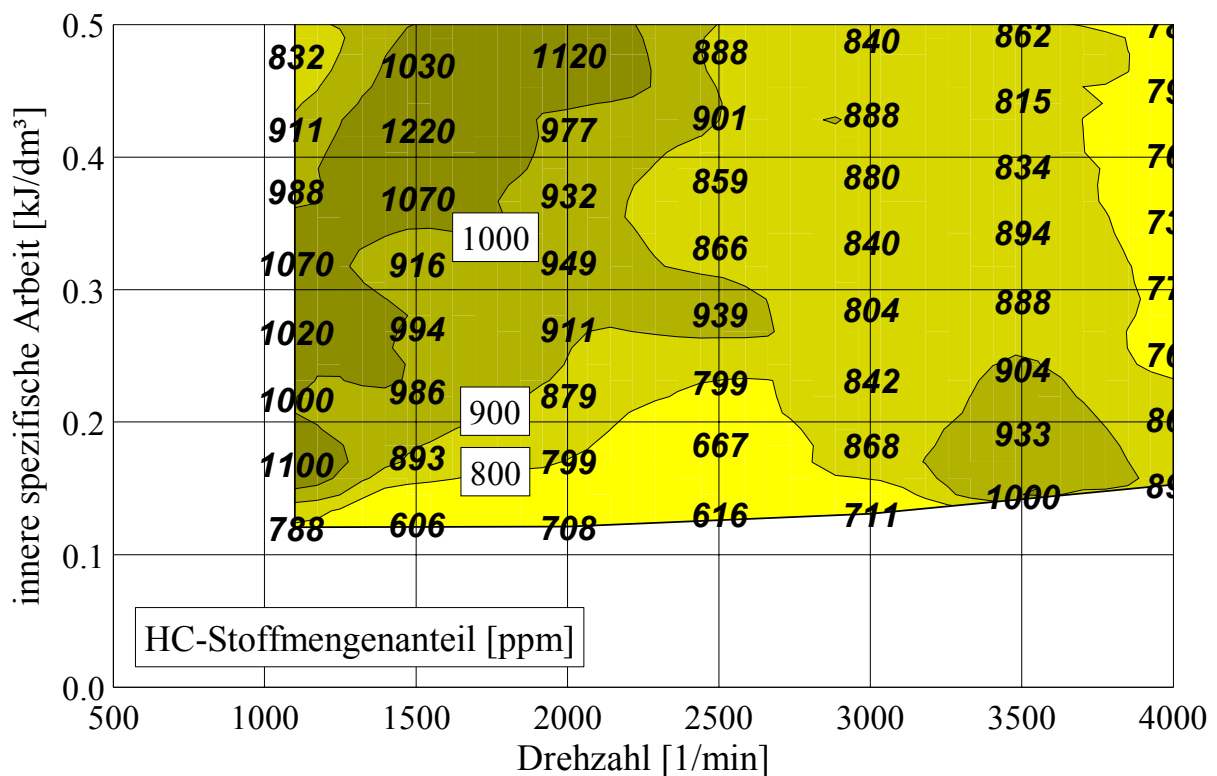


Abbildung A-29: Kohlenwasserstoff-Konzentration eines Vierzylinder-Ottomotors

A.2.4 Vergleichskennfeld der ottomotorischen Simulation

Als Ergänzung zu den Messungen ist ein Kennfeld des berechneten optimalen inneren Wirkungsgrades für einen vergleichbaren gedrosselten Ottomotor aufgetragen.

Als motorische Randbedingungen der Berechnung wurden angenommen:

V_h	500 cm ³
ε	10,5
r/D	1
H_u	41700 MJ/kg

Da der Wirkungsgrad durch Kreisprozeßrechnung* bestimmt wird, ist dieses Kennfeld frei von den Einflüssen der im Motorenbau üblichen Komfortabstimmungen im Niedriglastbereich.

* Berechnungsprogramm entwickelt am Institut für Energietechnik, Universität-GH Siegen

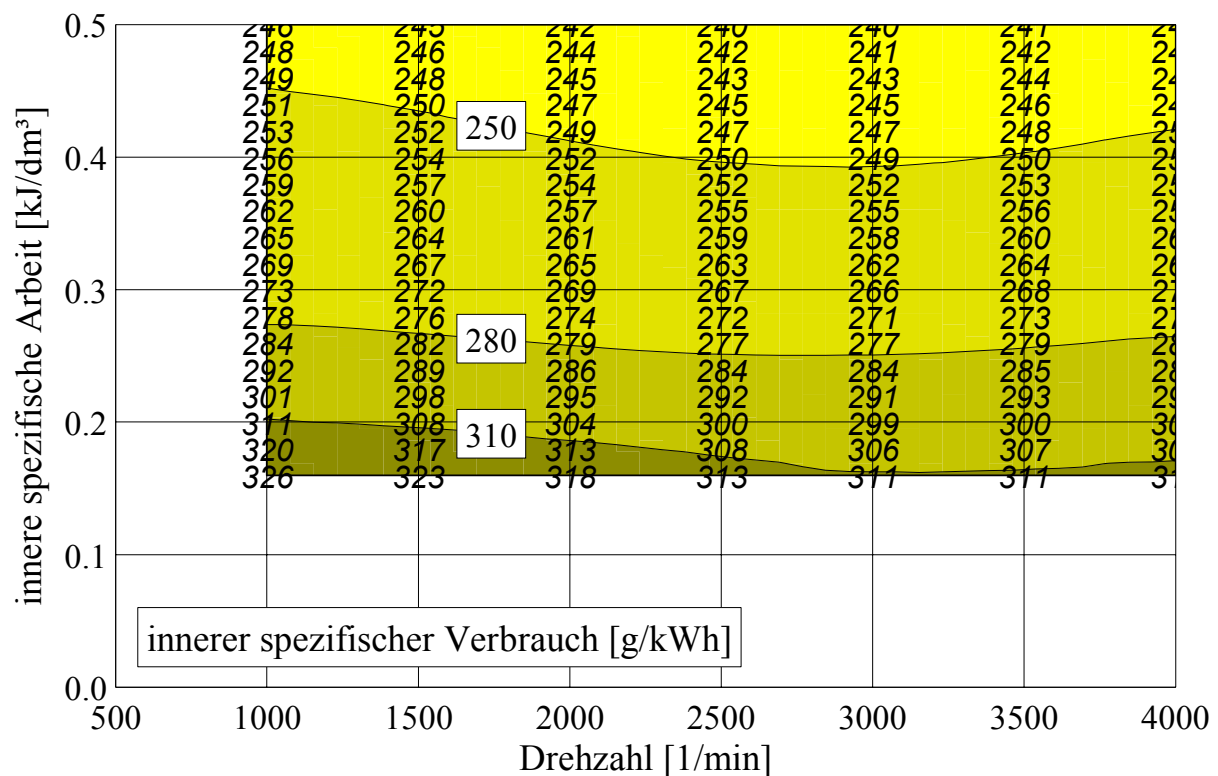


Abbildung A-30: Berechneter, innerer spezifischer Verbrauch eines wirkungsgradoptimal betriebenen Ottomotors

Auf Basis der gleichen Kreisprozeßrechnung können für den typischen Teillast-Betriebspunkt ($n = 2000$ 1/min; $w_i = 0,29$ kJ/dm³) als jeweilige innere spezifische Verbräuche bestimmt werden:

Direkteinspritzender Ottomotor: $b_i = 217$ g/kWh
 Direkteinspritzender Dieselmotor: $b_i = 206$ g/kWh

A.3 AUFBAU DES EINZYLINDERMOTORS

A.3.1 Mechanischer Aufbau

Die Kurbelwelle des Einzylindermotors ist mit einer außenlaufenden Schwungmasse verbunden. Die Schwungmasse ist über eine Welle an die Pendelmaschine angeschlossen, die im Versuchsbetrieb die Schlepp- und Bremsleistung aufbringt. Auf dem gegenüberliegenden Ende der Kurbelwelle ist die Kurbelwinkelmarkiereinrichtung montiert. Auf dem Kurbelwellengehäuse ist die Laufbüchse in einem Zylindergehäuse montiert. Die geometrische Verdichtung des Motors wird durch zwischenliegende Distanzplatten eingestellt. Der Zylinderkopf ist mit dem Zylindergehäuse verschraubt. Laufbüchse und Zylinderkopf werden mit thermisch konditionierter Kühlflüssigkeit ($T_{\text{Wasser}} = 90 \pm 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$) durchströmt. Die Kühlflüssigkeit und das Motorenöl werden im Prüfstand umgewälzt, gefiltert und thermisch konditioniert ($T_{\text{Öl}} = 90 \pm 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

A.3.2 Konstruktive Anpassung der Kolbenlagerung

Im Viertaktmotor ohne Abgasrückhaltung wird die bewegte Kolbenmasse am oberen Totpunkt des Ladungswechsels nur durch die Zugkraft am Pleuel verzögert und wieder in die Richtung des unteren Totpunktes beschleunigt. Die Zugkraft in Pleuel und Kolben bewirkt, daß sich die Gleitlagerungen im Pleuelauge und -fuß auf der anderen Seite anlegen. Durch den kurzzeitigen Wechsel der Anlageseite bildet sich ein dynamischer Ölfilm innerhalb der Gleitlager aus. Dagegen steht bei Abgasrückhaltung das Pleuel meist unter Druckbelastung aufgrund des erhöhten Zylinderdrucks. Folglich stellt sich in den Gleitlagern kein Anlagewechsel ein und in den kontinuierlich druckbelasteten Lagerungen kann sich der notwendige Ölfilm nicht dauerhaft erhalten. Durch die erhöhte Reibung verschleißten die Lagerflächen sehr schnell. Aus der Entwicklung von Zweitaktmotoren ist als konstruktive Lösung die Gestaltung von Schmierbahnen in der Lagerschale bekannt, die es für den praktischen Versuch erlaubten, die Kolbenlagerungen ohne Anlagewechsel dauerhaft zu gestalten. Eine solche Anpassung ist an den Lagerschalen vorgenommen worden.

A.3.3 Elektromagnetische Ventilsteuerung (EMV)

Die EMV ist ein vollvariables Ventilsteuersystem. Die Ventilbewegung basiert auf dem Prinzip des *Feder-Masse-Schwingers*. Das Ventil und der bewegte Anteil der Feder stellen die Masse dar, die zwischen zwei Federn eingespannt ist. Das Ventil bewegt sich mit einer hohen Geschwindigkeit, die sich aus dem

Verhältnis der Federsteifigkeit zu der bewegten Masse ergibt. Das geöffnete oder geschlossene Gaswechselventil wird unter gespannten Federn am sogenannten Anker magnetisch in einer der beiden *Endlagen* gehalten. Aufgrund der beschränkten Magnetkraft kann das Ventil nicht gegen einen deutlich erhöhten Brennraumdruck öffnen. Um das Öffnen des Auslasses auch bei geringfügig erhöhtem Gegendruck sicherzustellen, ist eines der beiden Auslaßventile verkleinert ausgeführt worden. Da für die niedrigen Drehzahlen und geringen Liefergrade des angestrebten Teillastbetriebes der maximale Zeitquerschnitt des kleinen Auslaßventils ausreichte, wurde das Auslaßventil mit größerem Durchmesser still gelegt. Aufgrund der geringeren Masse ließ sich das kleinere Ventil stabiler betreiben und die im Brennraum zurückgehaltene Abgasmasse konnte exakt eingestellt werden. Dagegen wurden auf der Einlaßseite beide Ventile parallel betrieben. Die angesaugte Luft wurde durch zwei getrennte Kanäle aus einem gemeinsamen Beruhigungsvolumen zugeführt.

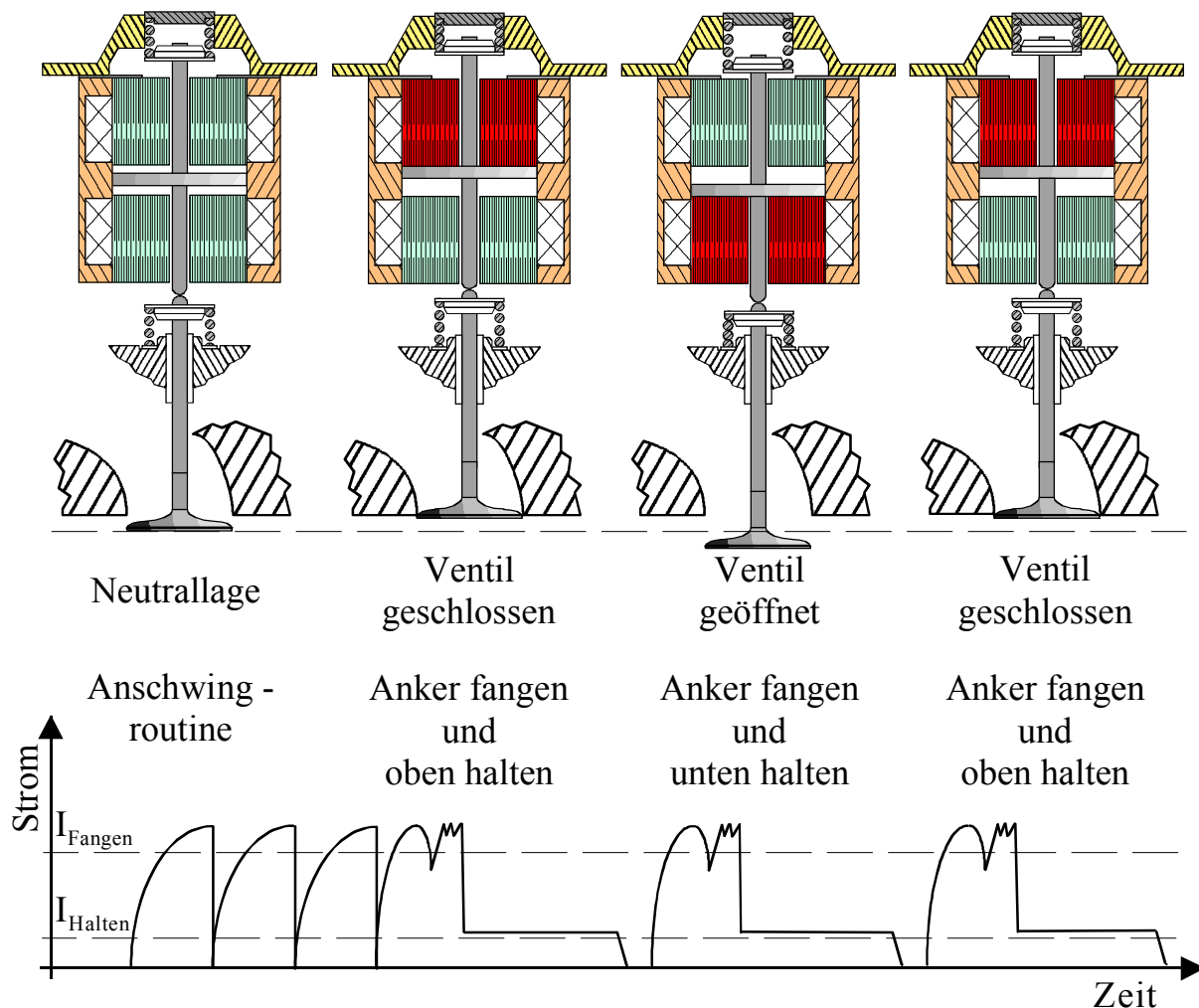


Abbildung A-31: Funktionsprinzip Elektromagnetisches Ventilsteuersystem

Zu Beginn der Ventilbewegung aus den Endlagen heraus, schaltet die elektronische Ansteuerung den haltenden Magneten ab und den gegenüberliegenden Magneten ein. Die Federn beschleunigen das Ventil in die Richtung der gegenüberliegenden Endlage. Das magnetische Feld des gegenüberliegenden Magneten zieht das Ventil an und kompensiert die Reibungsverluste während der Ventilbewegung. Während der Anschwingvorgang aus der Ruhelage bewegt ein wechselndes Magnetfeld die Ventile aus der neutralen Lage heraus in den Wechselbetrieb. Abbildung A-31 stellt die Ventilpositionen und den charakteristischen Stromverlauf an den Magneten schematisch dar.

Die EMV-Motorsteuerung (Fa. FEV) steuert die Bewegung der Aktoren der Gaswechselventile, sowie die Kraftstoffeinspritzung und Funkenzündung. Die Zeitbasis für die Steuerzeiten wird im motorischen Betrieb der Kurbelwinkelmarkiereinrichtung entnommen, im motorischen Stillstand einer einstellbaren Simulationselektronik. Alle Steuerzeiten werden im Steuer-PC auf der Software „KFEwin“ editiert und in Kennfeldern abgelegt. Sie können während des motorischen Betriebes im Steuergerät aktualisiert werden.

A.3.4 Einfache Einspritzsteuerung

Die Kraftstoff-Einspritzung am Einzylindermotor mit äußerer Gemischbildung wird mit einer Otto-DE-Einzylindersteuerung (Fa. Erphi) gesteuert. Die Einstelldaten im Last-Drehzahl-Kennfeld können im Steuer-PC editiert und über die serielle Schnittstelle im Steuergerät aktualisiert werden. Es können sowohl Einspritzdauer und -lage als auch eine Zeitaufteilung für ein oder zwei Einspritzventile variiert werden. Das Steuergerät fragt die Drehzahl über einen Kurbelwellengeber an der Schwungmasse und die Phasenlage über einen Nockenwellengeber ab. Der Lasteingang wird über einen Hand-Potentiometer gesteuert.

A.3.5 Steuerung der Mehrfach-Einspritzung

Für die freie Einstellung dreier Einspritzlagen innerhalb eines motorischen Zyklus wird das Steuergerät eines Dieselmotors MB OM668 (Fa. Erphi) eingesetzt. Das Einspritz-Steuergerät ist der EMV-Steuerung nachgeschaltet, und wird durch die frei einstellbaren Ausgangssignale im motorischen Zyklus getriggert. Die EMV-Steuerung generiert über das Einspritzsignal das Nockenwellensignal für die Phasenlage des Einspritz-Steuergerätes. Dessen Zeitdauer wird von dem Einspritz-Steuergerät als Lastsignal interpretiert. Ein zusätzlicher Kurbelwellengeber am Einzylindermotor liefert die Lage der Bezugsmarke und die aktuelle Drehzahl. Für die weiteren Einspritzdaten arbeitet das Steuergerät

nach den Eingabewerten der Handsteuerung. Sein Ausgangssignal (TTL) steuert die Endstufe für das Hochdruck-Direkteinspritzventil.

Das Hochdruck-Direkteinspritzventil (Fa. Bosch) wird aufgrund der erhöhten Energieaufnahme durch eine Leistungs-Endstufe angesteuert. Die Endstufe ist in elektronische Steuerung und elektrischem Verstärker aufgeteilt. Die Ansteuer-signale werden als TTL-Signale aus dem Steuergerät abgegriffen und in der Leistungs-Endstufe so verstärkt, daß die Steuermagneten ausreichend schnell bewegt werden sowie sicher öffnen und schließen können.

A.3.6 Wechselspannungszündung

Die erste Menge heißen Abgases für die Einleitung der Kompressionszündung wird durch Fremdzündung bereitgestellt. Eine abschaltbare Wechselspannungszündung (Fa. Daimler-Benz) mit frei einstellbarer Funkendauer stellt auch für die sehr mageren Gemische eine ausreichende Zündenergie zur Ausbildung einer (wenn auch nur unvollständigen) Flammenfrontverbrennung bereit. Zur Vermeidung eines heißen Entzündungspunktes im Brennraum wurden extrem kalte Gleitfunkenzündkerzen (Bosch 096505) eingesetzt.

A.3.7 Logisches Schema des Prüfstandaufbaus

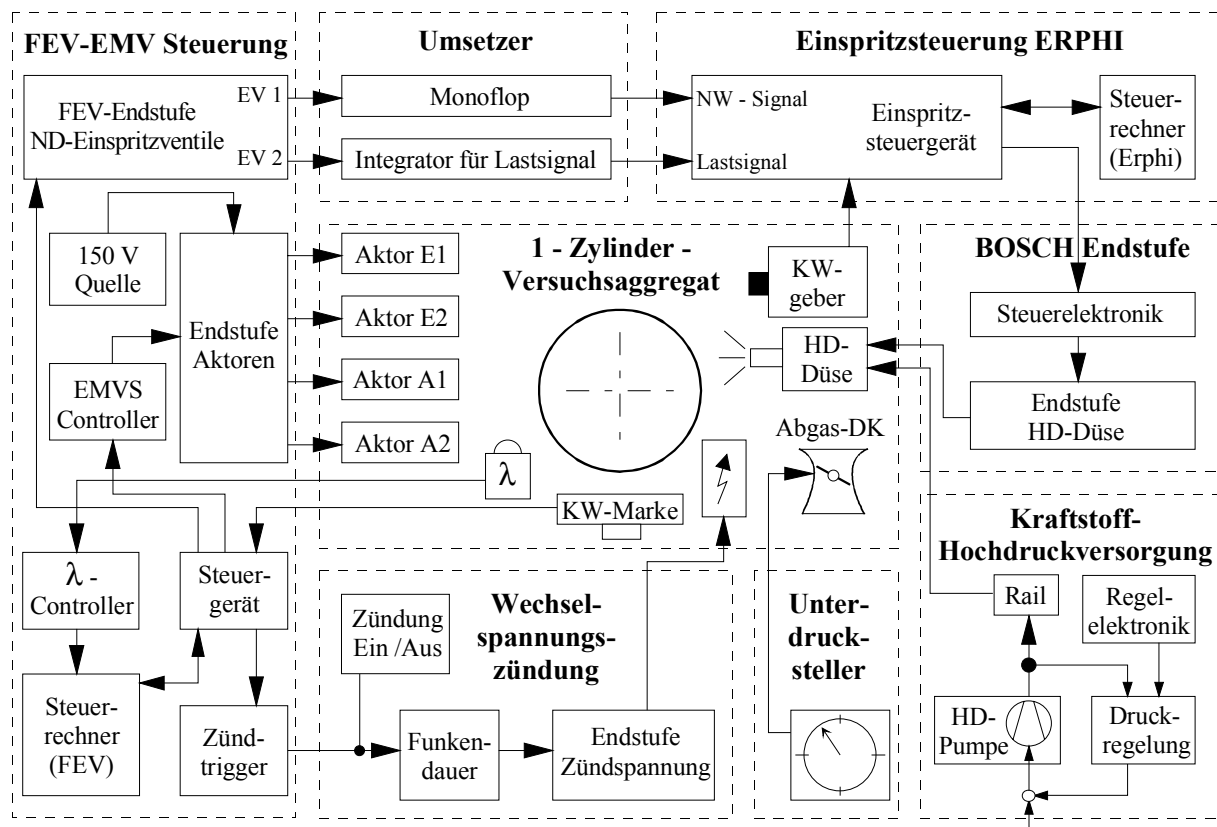


Abbildung A-32: Logisches Schema des Prüfstandaufbaus

A.4 GLOBALE LICHTLEITMESSTECHNIK (GMT)

Zur Multispektralpyrometrie wird das System mit dem Namen „Globale Lichtleitmeßtechnik“ (GMT, Fa. SMETec) eingesetzt. Die Meßkette wird entlang des Signalflusses beschrieben.

A.4.1 Linse und Signalleitung

Das Lichtsignal ($\lambda = 100 - 1000 \text{ nm}$) wird über eine druckfeste Sammellinse aus Saphirglas (Öffnungswinkel $\gamma = 100^\circ$) erfaßt, dort parallelisiert und an einen Lichtleiter weitergeleitet. Die äußere Gestalt der Sonde entspricht einer kleinen Zündkerze (M10x1). Der Lichtleiter besteht aus Einzelfasern, die in einer Weiche auf drei Leiter aufgeteilt werden. Jeder Lichtleiter wird an eine Filtereinheit angeschlossen. Die Filtereinheit besteht aus einem Interferenzfilter, der nur einen bestimmten Frequenzbereich der Bandenstrahlung passieren läßt.

Tabelle A-1: Eigenschaften der eingesetzten Interferenzfilter

Name	Spezies	Zentralwellenlänge (real) [nm]	Zentralwellenlänge (Filter) [nm]	Halbwertsbreite [nm]
A	NO	247,6	249,7	7
B	OH	306,4	306,8	7
C	CHO	337,7	340,0	10
D	O ₂	351,7	350,0	11
E	CN	359,0	358,0	10
F	Aldehyd	380,0	381,5	5
G	CH ₂ O	422,0 - 424,0	422,7	2
H	C ₂	516,5	517,1	12
I	CH	431,4	431,1	5,2
J	C ₃	405,0	405,4	6
K	CO	350,0 - 450,0	400,0	30

A.4.2 Signalwandlung und -erfassung

Optowandler erzeugen aus den gefilterten Signalen eine Spannung in Abhängigkeit von der auftreffenden Strahlungsintensität. Je nach Wellenlänge werden Photomultiplier ($\lambda < 600 \text{ nm}$) oder Photodioden ($\lambda > 600 \text{ nm}$) eingesetzt:

- Das Meßprinzip der Photodioden basiert nur auf dem inneren Photoeffekt. Die Anzahl der Ladungsträger in der Diode wird durch einfallende

Lichtquanten erhöht. Somit weisen Photodioden eine lineare Kennlinie zwischen Lichtintensität und Meßsignal auf.

- Photomultiplier beschleunigen eintreffende Photoelektronen durch ein elektrisches Feld und verstärken über die Beschleunigung die Auswirkung auf die Dynoden. Die Meßwerte der Optowandler werden aufgrund der Selbstverstärkung über ein abgelegtes Kennfeld mit exponentiellem Verlauf beschrieben. Für die optimale Ausnutzung der Meßgenauigkeit werden die Signale der Optowandler linear und für jeden Meßfall mit einem frei einstellbaren Faktor ($K = 1 \div 1000$) verstärkt. Die Einstellung kann über die Software des Steuer-PC geschehen.

Die Signale der Optowandler werden auf einer Meßkarte (12 Bit, AD-Wandler) erfaßt. Die Software COMBI zeichnet die digitalisierten Daten auf, speichert sie auf einem PC und kann sie graphisch darstellen.

A.4.3 Signalaufbereitung

Die Signalverläufe stellen die Strahlungsintensität für verschiedene Wellenlängen dar. Für die Vergleichbarkeit der Messungen unter verschiedenen Randbedingungen werden die erfassten Signale so korrigiert und normiert, daß die Strahlungsintensität auf die im Brennraum enthaltene Masse bezogen wird. Die hohen Verdichtungsverhältnisse der Verdichtungsapparatur LUKAS bewirken erhebliche Volumenänderungen während der Verbrennung. Die Einflüsse werden durch die Berücksichtigung des Oberflächen-Volumenverhältnisses und des Reflexionsanteiles der Brennraumwand kompensiert. Das korrigierte Signal entspricht einer Strahlungsleistungsdichte [W/m^3].

A.5 ERGÄNZENDE KONZEPTUNTERSUCHUNG AM LUKAS

Im Rahmen der Forschungen an der Kompressionszündung wurde auch ein mechanisches Konzept der Verbrennungssteuerung untersucht. Die zugrunde liegende Idee ist die *Anpassung* der Verdichtung des Brenngemisches während der Verbrennungsphase, um die Gradienten der steilen Druckanstiege zu reduzieren. Die Verdichtung soll sich selbsttätig und in Abhängigkeit von der Druckbelastung auf den Kolben anpassen und nach jedem Zyklus die gleiche Ausgangsposition einnehmen (Zykluskonsistenz).

Für die motorische Anwendung stellt sich das Konzept als einen *federnden Pleuel* dar: Ein hohes Verdichtungsverhältnis bei ausgefedertem Pleuel stellt die Reaktionseinleitung durch Selbstzündung im mageren Gemisch sicher. Während der Umsetzungsphase gibt die Feder zwischen Kolbenboden und Kurbelwelle nach und vergrößert den Brennraum. Durch die Vergrößerung des Volumens soll die Reaktionsintensität reduziert und die steilen Druckanstiege während der Verbrennung begrenzt werden. Die gestauchte Feder im Pleuel soll die im Brennraum umgesetzte Energie schnell aufnehmen und die gespeicherte Energie bis zum unteren Kolbenumkehrpunkt wieder an die Kurbelwelle abgeben.

A.5.1 Hydraulischer Federpleuel (HYPEL)

Die erforderliche Leistungsdichte eines federnden Pleuels überfordert alle bekannten mechanischen Federkonzepte. Jedoch sind von hochbelasteten Hydrauliken ($p_{\text{öl}} > 100 \text{ bar}$) Verlustanteile aufgrund der mit steigendem Druck zunehmenden Kompressibilität von Öl bekannt. Diese *Kompressibilität* von Öl soll für ein hochbelastbares Federelement ausgenutzt werden. Als Konzept ergab sich der Hydraulische Federpleuel (HYPEL)[†]. Es stützt den Gasdruck auf den Kolbenboden auf einer dünnen, federnden Ölsäule im Pleuel ab. Durch die Einfederung proportional zu der Druckbelastung auf den Kolben vergrößert sich der Brennraum. Während des Ladungswechsels federt der Pleuel wieder auf seine maximale Länge aus und minimiert dabei zugleich das Schadvolumen des Brennraumes.

Das Federelement unterscheidet sich von dem bekanntesten Konzept[‡] der dynamischen Verdichtungsänderungen, dem sogenannten VKH-Kolben (variable **K**ompressions**h**öhe), daß die Volumenänderung nicht auf Ölströmung

[†] Schmidt, KW.; Krämer, M.; *Pleuelstange*; DE 195 30 191; 1997

[‡] Wirbeleit, F.; *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Auslegung der Ölhdraulik von VKH-Kolben*; Dissertation TH Karlsruhe; 1990

sondern auf Ölfederung basiert. Eine Ölfeder reagiert innerhalb eines Zyklusses und weist erheblich niedrigere (Strömungs-)verluste auf.

Die Auswirkung eines hydraulisch gefederten Kolbens auf die Verbrennung mit Kompressionszündung konnte an der in Kapitel 3.4 vorgestellten Kompressionsmaschine (LUKAS) untersucht werden. In die senkrechte Stange wurde ein Ölvolumen eingesetzt, welches einseitig von einem eingeläppten Ölkolben abgeschlossen wurde. Der Gaskolben stützte sich auf dem Ölkolben ab, dieser auf dem Ölvolumen in der Stange. Der Gaskolben war somit auf dem Ölvolumen gelagert und wurde entlang der Stangenachse in einer Hemdkonstruktion geführt. Die Kolbenposition wurde über ein konisches Profil im Hemd und zwei Wegaufnehmer im Zylinderrohr bestimmt. Das Flächenverhältnis zwischen Gaskolben und Ölkolben legte das Untersetzungsverhältnis zwischen maximalem Gasdruck und Öldruck fest.

Tabelle A-2: Daten HYPEL

Größe	Zahlenwert	Einheit
Flächenverhältnis Gaskolben/Ölkolben	9 : 1	-
Öl-Bohrung	10	mm
Öl-Länge	200	mm
Öl-Volumen	15,7	cm ³

A.5.2 Basisversuche mit Superbenzin

Den Untersuchungen der Auswirkung des Federpleuels wurden Basisversuche mit starrer Kolbenaufhängung vorangestellt. Die *Aufheizung* des Brennraumes war durch die notwendige Sensorik zur Wegmessung in der Zylinderlaufbüchse auf die Temperatur $T_0 = 80\text{ °C}$ begrenzt. Die Aufladung wurde mit $p_0 = 1,6\text{ bar}$ als optimal bestimmt. Der Kraftstoffanteil wurde über den angestrebten Bereich des Luftverhältnisses ($\lambda = 1,5 \div 3,5$) variiert. Die Versuche wurden unter gleicher Zeitdauer der Vorheizung und Gemischbildung durchgeführt.

Abbildung A-33 zeigt die indizierten Druckverläufe der Basisversuche. Die Zeitbasis beginnt bei Auslösung des gewichtsbelasteten Kolbens. Bei abnehmendem Luftverhältnis steigt die Reaktionsintensität im Gemisch an und die Gemischumsetzung wird schneller abgeschlossen. Unterhalb der gemessenen Druckverläufe ist die berechnete Heizrate dargestellt.

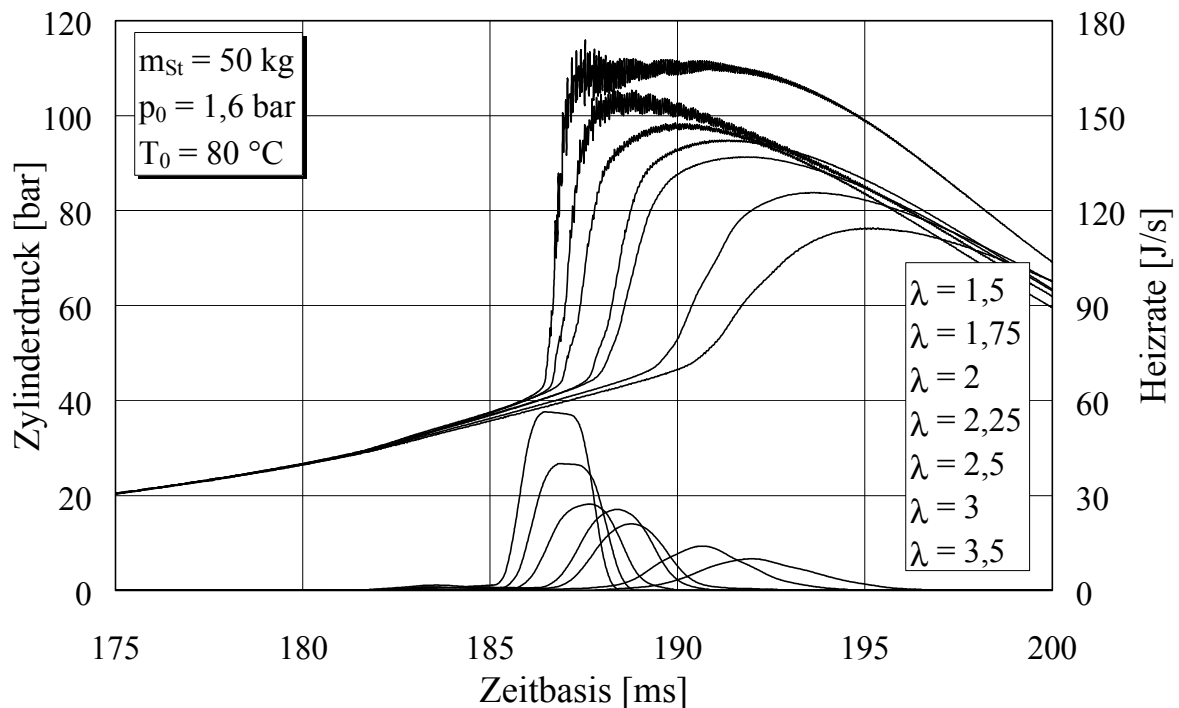


Abbildung A-33: Variation des Luftverhältnisses im LUKAS

A.5.3 Kompressionszündung mit HYPEL

Die Auswirkung der HYPEL zeigt sich im Vergleich der indizierten Druckverläufe und der gemessenen Kolbenwege in Abbildung A-34. Zusätzlich ist der Einfederweg des Kolbens als Differenz der Kolbenwege mit und ohne Federpleuel im unteren Teil des Diagramms aufgetragen. Im Verbrennungsversuch gab das hydraulische Federelement während der Kompressionsphase und der Energieumsetzungsphase nach. Durch den vergrößerten Brennraum senkte sich das Druckniveau der Verbrennung gegenüber dem Versuch mit starrem Pleuel. Der aufgezeichnete Kolbenweg des Versuchs mit starrem Pleuel zeigt eine höhere Verdichtung des Gemisches und eine frühere Energieumsetzung, die den Kolben schneller wieder aufwärts bewegte.

Die Gewichtskraft stellte bei beiden Versuchen die *gleiche* potentielle Energie zur Kompression bereit. Jedoch absorbierte bei dem Versuch mit HYPEL die Ölfeder einen Teil der Energie während der Kompression. Somit verminderte die Einfederung die weitere effektive Verdichtung des Gases und bewirkte eine spätere Energieumsetzung bei niedrigerem Brennraumdruck gegenüber dem Versuch mit starrer Kolbenstange.

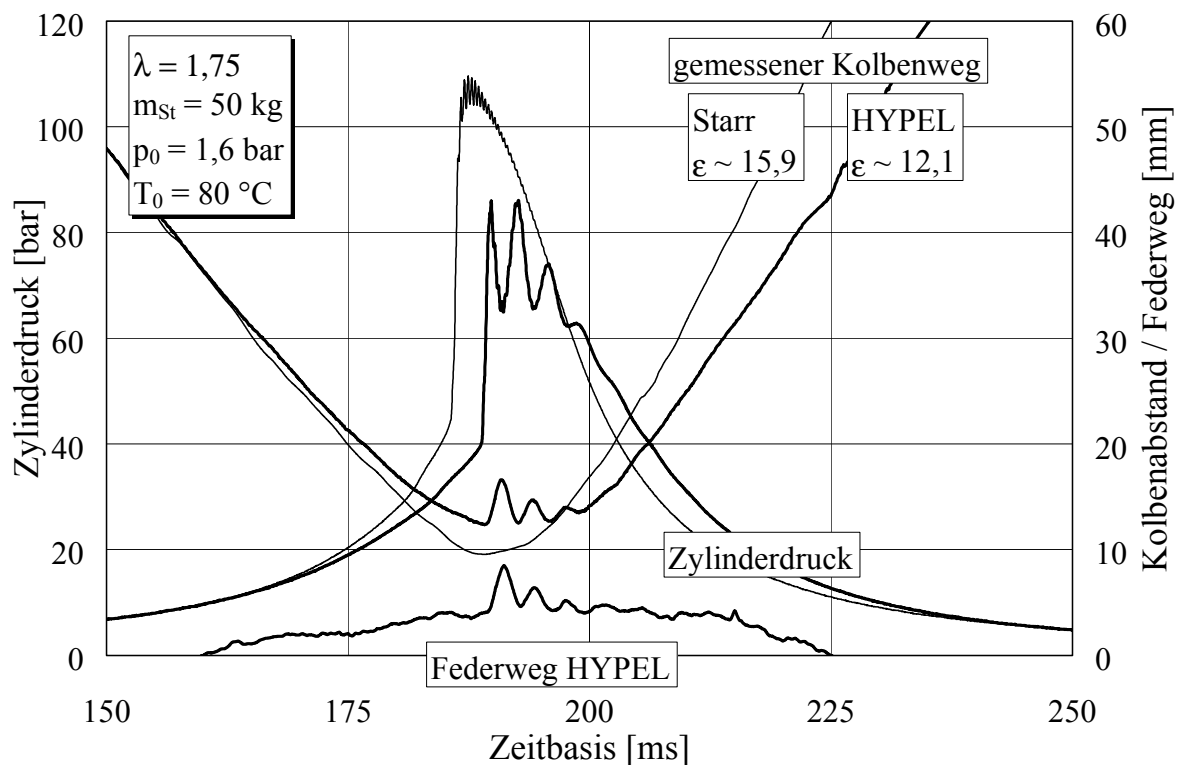


Abbildung A-34: Auswirkung der HYPEL auf die Kompressionszündung

Der gemessene Kolbenweg mit HYPEL zeigte das Verhalten eines gedämpften Feder-Masse-Schwingers. Die Masse des Gaskolbens und des Hemdes war zwischen den Öl- und der Gasfedern eingespannt. Die erkennbare Änderung der Schwingungsfrequenz kann auf eine sich ändernde Federsteifigkeit während der Verbrennung zurückgeführt werden. Zusätzlich ist die gemessene Einfederung als Differenz des Stangenweges und des Kolbenweges aufgetragen. Die maximale Einfederung des Kolbens von $\Delta l = 8 \text{ mm}$ entsprach einer Einfederung des Ölvolumens von ungefähr $\Delta V / V = 4 \%$.

Die Ölfeder hinter dem Kolben senkte das mittlere Druckniveau der Verbrennung. Die Reaktionstätigkeit ging bereits von einem niedrigeren Druckniveau aus. Die Druckanstiege der Verbrennungen fielen dagegen nahezu identisch aus. Die Messungen stützen die Annahme, daß die hier vorliegende thermo-kinetische Explosion anfänglich *vorwiegend* von reaktionskinetischen Bedingungen abhängig ist und erst zweitrangig von dem thermischen Zustand des Brenngases. Die Veränderung der Kolbenstellung durch die Energieumsetzung ist aufgrund der Massenträgheit der Mechanik immer langsamer als die Entwicklung der Reaktionskinetik der selbstbeschleunigenden Energieumsetzung. Ein federnder Pleuel kann somit die maximale Energieumsetzungsrate der Verbrennung nicht begrenzen.

Eine (Öl-)Feder eignet sich nicht für die Steuerung der Kompressionszündung magerer Gemische. Für eine Verbrennung mit steuerbarer Energieumsetzung wie beispielsweise in einem gedrosselten Ottomotor kann jedoch ein konstruktiv überarbeitetes, hydraulisches Federpleuel theoretisch eine elegante Möglichkeit darstellen, die *effektive Verdichtung* bei niedrigen Brennraumdrücken zu erhöhen. Gerade für aufgeladene Ottomotoren kann sich ein Potential der Wirkungsgradsteigerung in der Niedrigst- und Teillast ergeben.

NACHWORT

Meine herzliche Gratulation gilt den Trägern des offiziellen Forschungspreises des Hauses DaimlerChrysler für das Jahr 2000. Für die offizielle Anerkennung der generierten Innovationen an der motorischen Technologie der Kompressionszündung magerer Gemische seitens des Konzerns durch den verantwortlichen Konzernvorstand beglückwünsche ich die Herren

Dr.-Ing. Gerhard König

Dipl.-Ing. Andreas Juretzka

Dr. rer. nat. Frank Otto

Dipl.-Ing. Alois Raab und

Dipl.-Ing. Guido Vent

LEBENS LAUF

Name: Rolf-Günther Josef Nieberding
Geburtsdatum: 9. September 1969
Geburtsort: Frankfurt am Main/Höchst
Eltern: Gisela Nieberding, geborene Spangler
Ulrich Ludwig Otto Nieberding
Familienstand: ledig

Schulbildung

1979 - 1988 Bischof Neumann-Schule, Privates altsprachliches
humanistisches Gymnasium, Königstein im Taunus

Wehrdienst

1988 - 1989 Ausbildung zum Fernmelder, Diez/Lahn
Verwendung im Brigadestab, Wetzlar/Lahn

Studien

1989 - 1994 Allgemeiner Maschinenbau, Technische Hochschule Darmstadt
1994 - 1995 Diplomarbeit „Spülungsuntersuchungen am 2-Taktmotor“,
Daimler-Benz AG, Stuttgart
1999 Master of Business Administration, INSEAD, Fontainebleau,
Frankreich

Praktika

1992 Ingenieurtechnisches Fachpraktikum, Bibiani Logging
and Lumber Company Ltd., Kumasi, Ghana
1994 Referats-Praktikum am XII. Deutschen Bundestag,
Ausschuß für Forschung und Technologie, Bonn

Berufsweg

1991 - 1992 Softwareentwicklung, Lurgi AG, Frankfurt am Main
1993 - 1994 Projektingenieur in der Meßtechnik-Fertigung,
Hottinger Baldwin Meßtechnik GmbH, Darmstadt
1995 Project Co-ordinator Elektronikprodukte, Centaurus Ltd.,
Hong Kong und Shenzen, Volksrepublik China
1996 - 1998 Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Projekt Raumzündverbrennung,
DaimlerChrysler AG, Stuttgart
2000 - Unternehmensberater, The Boston Consulting Group, München