



Reinhard Luef, Dipl.-Ing.

# Entwicklung einer Prüfmethode zur Bestimmung des Öleinflusses auf irreguläre Verbrennungsphänomene bei hochaufgeladenen DI-Ottomotoren

**DISSERTATION**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Bernhard Geringer  
Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, TU Wien

Graz, Jänner 2015



*„It's more than just oil – it's liquid engineering!“*

---

(Castrol)



# Vorwort

Die Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz und basiert auf dem FVV-Forschungsvorhaben „Downsizingkraftstoff“.

Meine ersten Dankesworte möchte ich an den Institutsvorstand, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder, richten. Zum einen für das Ermöglichen der vorliegenden wissenschaftlichen Arbeit und zum anderen für die fachliche Betreuung während der Durchführung. Ein weiterer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Bernhard Geringer für die Übernahme der Zweitbegutachtung der Dissertation.

Spezielle Aufgaben erfordern auch besondere Lösungsansätze. In diesem Kontext möchte ich dem gesamten Prüfstands- und Werkstättenpersonal, insbesondere Herrn Michael Barth für die präzise Umsetzung meiner Ideen in die Praxis am Forschungsmotor, danken.

Zur Aufheiterung des Arbeitsalltags haben meine Bürokollegen stets einen wertvollen Beitrag geleistet, wofür ich ihnen bis heute dankbar bin. Fachlich angeregte und interessante Diskussionen rundeten das sehr kollegiale Arbeitsklima ab.

Ein herzlicher Dank gilt meiner langjährigen Lebenspartnerin Petra, die mich all die Jahre mental unterstützt und mir den nötigen Freiraum für diese Arbeit zugestanden hat. Ohne ihre Hilfe und positive Haltung wäre mir einiges sicher schwerer gefallen.

Abschließend möchte ich mich bei meiner Familie, Eltern und Großeltern, für deren tatkräftige und finanzielle Unterstützung bedanken, womit eine wichtige Grundlage zur Absolvierung meiner Ausbildung gegeben war. Auch der gefestigte familiäre Rückhalt hat mich bei der Durchführung meiner Tätigkeiten stets motiviert.

Reinhard Luef, November 2014



# Eidesstattliche Erklärung

## *Affidavit*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present doctoral dissertation.*

Graz, am 21.01.2015

Reinhard Luef





# Kurzfassung

Die vielfach prognostizierte Rohstoffknappheit und die attestierte globale Erderwärmung (global warming) durch das Treibhausgas Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ) führten im Jahr 2012 zu einer gesetzlichen Regelung (EU-Verordnung) des  $\text{CO}_2$ -Ausstoßes am PKW-Sektor (gestaffelte Einführungsphase bis 2015: 130 g/km; ab 2020: 95 g/km). Damit wird nicht nur dem Motorenentwickler, sondern auch dem Endverbraucher die Bedeutung dieser Thematik ins Bewusstsein gerufen.

Neben tribologischen Maßnahmen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs werden auch thermodynamische Ansätze wie das Downsizing (Lastpunktverschiebung zu Bereichen mit höheren Wirkungsgraden) erfolgreich zur Erfüllung der mittelfristig gesteckten Ziele eingesetzt. Downsizing-Hochlastkonzepte bieten zwar einen erheblichen Wirkungsgradvorteil, führen jedoch beim ottomotorischen Antriebskonzept an der Vollast zusehends zu Anomalien im Verbrennungsablauf, die es zu beherrschen bzw. im Idealfall zu vermeiden gilt. Diese Verbrennungsanomalien – insbesondere Vorentflammungen – können den Verbrennungsmotor binnen weniger Arbeitsspiele vollständig zerstören, womit die Tragweite dieser Problematik zum Ausdruck gebracht wird.

Die vorliegende Dissertation befasst sich vorrangig mit dem Auftreten, der Entstehung sowie den Ursachen und Auslösemechanismen für Vorentflammungen (Low-Speed Pre-Ignition), mit besonderem Fokus auf das Motorschmiermittel. Basierend auf fundierten ölchemischen Ansätzen wurden sowohl chemische als auch physikalische Einflussgrößen (Grundöl, Additivierung etc.), durch systematische Analyse im Experiment am Einzylinder-Forschungsmotor, im Detail untersucht.

Das Resultat dieser Forschungsarbeit war letztlich die Entwicklung einer soliden Prüfmethodik, mit der Vorentflammungen provoziert, detektiert und auch quantitativ bewertet werden können. Anschließende Vollmotorversuche dienten der Verifizierung der Laborversuchsergebnisse sowie der Validierung der hierfür entwickelten und angewandten Methodik. Schlussendlich ist es mit dieser wissenschaftlichen Arbeit gelungen, den Einfluss des Motorenöls auf Vorentflammungen reproduzierbar aufzuzeigen und zu demonstrieren sowie eindeutige Auslösemechanismen, sowohl unter Laborbedingungen (am Forschungsmotor) als auch an modernen Serienmotoren, zu identifizieren, womit ein wesentlicher Beitrag zur Erforschung dieses Phänomens geleistet wurde.



# Abstract

The widely predicted shortage of resources and the scientifically proven global warming due to the greenhouse gas, carbon dioxide (CO<sub>2</sub>), led to the legislative regulation (EU-regulation) of emissions in the passenger car sector in 2012 (gradual introduction until 2015: 130 g/km; at 2020: 95 g/km). Thus, not only the engine developers, but also the end user is made aware of the significance of this issue.

In addition to tribological measures to reduce fuel consumption, thermodynamic approaches such as downsizing (load-point-shifting to areas with higher efficiency) are successfully used to meet the medium-term goals. Although downsizing-high-load-concepts offer a significant efficiency advantage, in gasoline engines it increasingly leads to anomalies in the combustion process especially at full load which needs to be restrained or ideally avoided. These combustion anomalies – in particular pre-ignitions – can completely destroy the engine within a few working cycles, where the significance of the problem is exposed.

This doctoral thesis is primarily concerned with the occurrence, the causes and the triggering mechanisms for pre-ignition (Low-Speed Pre-Ignition), focusing on the engine lubricant. Based on established oil-chemical methods, both chemical and physical determining factors were investigated by detailed systematic analysis.

As a result an experimental test-procedure was developed by means of a single-cylinder research engine that allows quantification and evaluation of pre-ignition caused by various lubricating oils and additives to engine oils as well as conclusions about the triggering mechanisms. Predictions about the parameters of influence on the propensity for pre-ignition could be taken by a systematic study of model oils – chemical composition was varied – and engine oil additives. Tests on the full engine with fully formulated engine oils were carried out to evaluate the transferability of the procedure to real engine behaviour and to validate the results. Based on this experimental study the real influence on the behaviour on pre-ignition caused by lubricating oil was reproduced, both under laboratory conditions (Single Cylinder Research Engine) as well as in modern gasoline DI-production engines. The mechanisms involved were considered in detail and finally the explicit triggering mechanisms could be identified, whereby an important contribution to the study of this phenomenon was performed.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>xv</b>
<b>1 Einleitung und Aufgabenstellung</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen</b>	<b>5</b>
2.1 Downsizing . . . . .	5
2.1.1 Allgemeines . . . . .	5
2.1.2 Statisches Downsizing . . . . .	7
2.1.3 Dynamisches Downsizing . . . . .	8
2.2 Irreguläre Verbrennungsphänomene . . . . .	10
2.2.1 Klopfen . . . . .	11
2.2.2 Vorentflammung . . . . .	13
2.2.3 Glühzündung . . . . .	14
2.3 Gemischbildung bei DI-Ottomotoren . . . . .	15
2.3.1 Allgemeines . . . . .	15
2.3.2 Brennverfahren . . . . .	16
2.4 Motorenöle . . . . .	20
2.4.1 Aufgaben und Anforderungen . . . . .	20
2.4.2 Chemie des Erdöls . . . . .	21
2.4.3 Kenngrößen von Schmierstoffen . . . . .	26
2.4.4 Herstellung und Zusammensetzung . . . . .	27
2.4.5 Additive für Motorenöle . . . . .	31
<b>3 Methodik</b>	<b>37</b>
3.1 Ölchemische Ansätze . . . . .	37
3.1.1 Grundöle . . . . .	38
3.1.2 Grundöl mit Additiven . . . . .	40
3.1.3 Vollformulierte Motorenöle . . . . .	40
3.2 Experimentelle Umsetzung . . . . .	43
3.2.1 Forschungsmotor . . . . .	43
3.2.2 Versuchsaufbau . . . . .	45
3.2.3 Messtechnik . . . . .	47
3.2.4 Schmieröleindosierung . . . . .	50

3.3	Algorithmus zur Detektion und Bewertung von Vorentflammungen . . .	52
3.3.1	Detektion der Vorentflammungsevents . . . . .	53
3.3.2	Bewertungsalgorithmus . . . . .	55
3.4	Messaufgaben . . . . .	57
3.4.1	Messprogramm . . . . .	57
3.4.2	Versuchsablauf . . . . .	58
<b>4</b>	<b>Ergebnisse</b>	<b>63</b>
4.1	Basisuntersuchungen . . . . .	63
4.1.1	Randbedingungen . . . . .	63
4.1.2	Parametervariationen . . . . .	63
4.1.3	Veränderungen im Schmieröl – Ölalterung . . . . .	65
4.2	Externe Schmieröleindosierung . . . . .	72
4.2.1	Optische Aufnahmen zur Öleindosierung . . . . .	72
4.2.2	Allgemeines und Randbedingungen . . . . .	73
4.2.3	Grundöl- und Additivvariation . . . . .	75
4.2.4	Grundöl-Typenvariation und Verdampfungsverhalten . . . . .	76
4.2.5	Detergentien – Konzentrations- und Typenvariation . . . . .	79
4.2.6	Gebrauchte, vollformulierte Motorenöle . . . . .	80
4.2.7	Spezielle Auswahl an Grundöl-Typen, Cetanzahl . . . . .	83
4.2.8	Ölmengenvariation . . . . .	89
4.3	Erweitertes Messprogramm am Forschungsmotor . . . . .	92
4.3.1	Schmiermittelvariation ohne Öleindosierung . . . . .	92
4.3.2	Öl-Kraftstoff-Gemische . . . . .	93
4.3.3	Vorentflammungen nach Kolbenwechsel . . . . .	94
4.4	Validierung der Ergebnisse an zwei Vollmotoren . . . . .	96
4.4.1	Randbedingungen . . . . .	96
4.4.2	Messprogramm . . . . .	98
4.4.3	Ölverbrauchsmessung . . . . .	98
4.4.4	Vorentflammungsuntersuchungen . . . . .	100
4.5	Schäden am Forschungsmotor . . . . .	103
4.5.1	Klauenkupplung . . . . .	103
4.5.2	Kolben . . . . .	103
<b>5</b>	<b>Auslösemechanismen für Vorentflammungen</b>	<b>107</b>
5.1	Forschungsmotor . . . . .	107
5.2	Serienmotoren . . . . .	109
<b>6</b>	<b>Schlussfolgerungen</b>	<b>113</b>
6.1	Maßnahmen zur Entwicklung eines möglichen Prüfverfahrens . . . . .	113
6.2	Ansätze zur Vermeidung von Vorentflammungen . . . . .	115

<b>7 Zusammenfassung</b>	<b>119</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>121</b>
<b>Anhang</b>	<b>127</b>
A    Ölanalysen . . . . .	127





# Formelzeichen und Abkürzungen

## Lateinische Formelzeichen

$a$	$\text{m/s}^2$	Beschleunigung
$d$	mm	Durchmesser; Bohrungsdurchmesser
$DP$	–	Schädigungspotential (Damage Potential)
$f$	–	Schädigungsbeiwert
$h$	mm	Kolbenhub
$H_G$	$\text{MJ/m}^3$	Gemischheizwert
$H_o$	$\text{kJ/kg}$	spezifischer, massenbezogener Brennwert (früher: oberer Heizwert)
$H_u$	$\text{kJ/kg}$	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
$I$	A	Stromstärke
$L$	$\text{kg L/kg B}$	Luftmenge (auch: $\text{kmol L/kmol B}$ )
$L_{\min}$	$\text{kg L/kg B}$	Mindestluftbedarf (auch: $\text{kmol L/kmol B}$ )
$L_{\text{st}}$	$\text{kg L/kg B}$	stöchiometrischer Luftbedarf
$m$	kg	Masse
$\dot{m}$	$\text{kg/s}$	Massenstrom
$M_e$	Nm	effektives Drehmoment
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$n$	–	Laufvariable
$p$	bar, Pa	Druck
$p_e$	bar	effektiver Mitteldruck
$p_i$	bar	indizierter Mitteldruck
$p_r$	bar	Reibmitteldruck
$P_e$	kW	effektive Leistung
$Q$	J	Wärme
$Q_B$	J	Summenbrennverlauf
$Q_H$	J	Summenheizverlauf
$dQ_B/d\varphi$	$\text{J/}^\circ\text{KW}$	Brennverlauf
$dQ_H/d\varphi$	$\text{J/}^\circ\text{KW}$	Heizverlauf
$dQ_W/d\varphi$	$\text{J/}^\circ\text{KW}$	Wandwärmeverlauf
$R$	$\text{J}/(\text{kg K})$	spezifische Gaskonstante
$t$	s	Zeit
$T$	K	thermodynamische Temperatur
$v$	$\text{m}^3/\text{kg}$	spezifisches Volumen
$v$	$\text{m/s}$	Geschwindigkeit
$V$	$\text{m}^3$	Volumen
$V_h$	$\text{m}^3$	Hubvolumen

$V_H$	$m^3$	Hubvolumen des gesamten Motors
$W$	J	Arbeit

## Griechische Formelzeichen

$\gamma_{DS}$	–	Downsizing-Grad
$\varepsilon$	–	Verdichtungsverhältnis
$\eta$	$N\ s/m^2$	(dynamische) Viskosität
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\eta_e$	–	effektiver Wirkungsgrad
$\eta_i$	–	innerer (indizierter) Wirkungsgrad
$\eta_m$	–	mechanischer Wirkungsgrad
$\lambda$	–	Luftverhältnis, Luftzahl
$\lambda_a$	–	Luftaufwand
$\lambda_l$	–	Liefergrad
$\mu$	div	Mittelwert der Grundgesamtheit; Erwartungswert
$\nu$	$m^2/s$	kinematische Viskosität, Zähigkeit ( $= \eta/\rho$ )
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\sigma$	div	Standardabweichung
$\sigma^2$	div	Varianz
$\varphi$	$^\circ\ KW$	Kurbelwinkel

## Indizes und Abkürzungen

0D	nulldimensional	Bh	Betriebsstunden
1D	eindimensional	CFD	Computational Fluid Dynamics
3D	dreidimensional	CFR	Cooperative Fuel Research
abs	absolut	CO	Kohlenmonoxid
ACEA	Association des Constructeurs Européens d'Automobiles	CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
AN	alkylierte Naphthalene	CZ	Cetanzahl
AÖ	Auslass öffnet	DET	Detergents; Detergentien
API	American Petroleum Institute	DF	Downsizing-Faktor
AS	Auslass schließt	DI	Direct Injection (Direkteinspritzung bzw. Direkteinblasung)
Asp	Arbeitsspiel	DIN	Deutsches Institut für Normung
ASTM	American Society for Testing and Materials	DOHC	Double Overhead Camshaft
ATIEL	Association Technique de l'Industrie Européenne des Lubrifiants	DPF	Dieselfuß-Partikelfilter
B	Brennstoff; Bildung	e	ein; (Behälter-) Eintritt; eingebracht; effektiv
		ECU	Engine Control Unit

EN	Europäische Norm	o	obere
EÖ	Einlass öffnet	OEM	Original Equipment Manufacturer
ES	Einlass schließt	OCP	Olefincopolymer
ETU	Engine Timing Unit	OT	oberer Totpunkt
EU	Europäische Union	PAG	Polyalkylenglykole
FKM	Fluorkautschuk (z. B. Viton)	PAH	Polycyclic Aromatic Hydrocarbons
FoMo	Forschungsmotor	PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
FSN	Filter Smoke Number	PAO	Polyalphaolefine
FSO	Full Scale Output	PCEO	Passenger Car Engine Oil
FTIR	Fourier-Transformation-Infrarot- Spektroskopie	PFI	Port Fuel Injection (Saugrohreinspritzung)
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen	PKW	Personenkraftwagen
H <sub>2</sub>	Wasserstoff	rel	relativ
HC	Kohlenwasserstoff; Hydrocrack-	ROZ	Research Oktanzahl
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition	st	stöchiometrisch; Stoff
HOS	Homogen-Schicht Brennverfahren	SAE	Society of Automotive Engineers
i	innen; indiziert; Laufvariable (1, 2, . . . , k)	SAPS	Sulfatasche, Phosphor, Schwefel
IMEP	Indicated Mean Effektive Pressure	SCR	Selective Catalytic Reduction
ISO	International Organization for Standardization	SCRE	Single Cylinder Research Engine
IUPAC	International Union of Pure and Applied Chemistry	SO <sub>2</sub>	Schwefeldioxid
konst	konstant	TBN	Total Base Number; Basenzahl
KM	Kühlmittel	TTL	Transistor-Transistor-Logik
KOH	Kaliumhydroxid; Kalilauge	u	untere, Umgebung
KW	Kurbelwelle; Kurbelwinkel	UT	unterer Totpunkt
l	flüssig (liquid), Luft, Längen-	v	Volumen
L	Luft; Ladeluft	v	Verdichtung; vor
LSPI	Low-Speed Pre-Ignition	VE	Vorentflammung
max	maximal	VI	Viskositätsindex
min	minimal	VKM	Verbrennungskraftmaschine (Ladungs-)Wechsel-OT
MFB	Mass Fraction Burnt	WOT	
n	nach	ZAS	Zylinderabschaltung
NO	Stickstoffmonoxid	ZnDTP	Zinkdithiophosphat
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid	ZOT	Zünd-OT
NO <sub>x</sub>	Stickoxide	Zyl	Zylinder
		ZZP	Zündzeitpunkt



# 1 Einleitung und Aufgabenstellung

Mit der Einführung gesetzlich festgelegter CO<sub>2</sub>-Emissionsgrenzwerte in der PKW-Fahrzeugflotte und gleichzeitig immer geringer werdender Grenzwerte der Emissionen CO, HC und NO<sub>x</sub>, waren die Motorenentwickler angehalten, geeignete Lösungsansätze zu finden. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, war es unabdingbar, den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors weiter zu steigern. Speziell konventionelle, quantitativ geregelte Ottomotoren bergen im unteren bis mittleren Teillastbereich ein hohes Potential zur Effizienzsteigerung. Bei den Automobilherstellern kommen dabei z. T. unterschiedlichste Ansätze, wie Mager-Schichtbrennverfahren oder vollvariable Ventiltriebe zur drosselfreien Laststeuerung, zur Anwendung. Diese Einzelmaßnahmen haben sich jedoch aufgrund zusätzlicher Aufwendungen (Abgasnachbehandlung, Herstellungskosten) weniger etabliert und sind in letzter Zeit fast vollständig vom Markt verschwunden, womit der Thematik Downsizing eine immer größere Bedeutung zukommt.

Downsizing in Kombination mit Downspeeding stellt die mit Abstand wirksamste und gleichzeitig effizienteste Methode dar, den Kraftstoffverbrauch und somit auch die CO<sub>2</sub>-Emissionen nachhaltig zu senken. Vor diesem Hintergrund führt am Downsizing-Hochlastkonzept (Hubraumreduktion, Aufladung, Direkteinspritzung) kaum ein Weg vorbei. Generell haben diese Aussagen sowohl für Otto- als auch Dieselmotoren Gültigkeit, wobei das Hauptaugenmerk dieser Arbeit jedoch auf der ottomotorischen Betrachtung der Konzepte liegt. Durch die Verwendung hoch klopfester Otto-Kraftstoffe kann diesen Zielen weitestgehend Rechnung getragen werden. Der limitierende Faktor, Ottomotoren bei höchsten Mitteldrücken thermodynamisch effizient zu betreiben, ist die Klopfproblematik, die jedoch durch klopffestere Kraftstoffbeimischkomponenten (Ethanol, MTBE, ETBE etc.), gezielter Ladungsbewegung und einem optimierten Ladungswechsel weiter entschärft werden kann.

Aus verschiedenen Publikationen ist bekannt, dass bei hoch aufgeladenen Ottomotoren bevorzugt bei niedrigen Drehzahlen und hohen Motorlasten neben dem Klopfverhalten auch Verbrennungsanomalien wie Glühzündungen und Vorentflammungen auftreten, die eine höchst schädigende Wirkung aufweisen und den Motor binnen weniger Arbeitsspiele zerstören können [14, 46, 12, 48, 49, 43, 44, 25, 13, 20]. Neben den beiden seit längerem bekannten Phänomenen – Klopfen und Glühzündung – tritt die Vorentflammung als dritte Verbrennungsanomalie am Ottomotor, durch das immer stärker forcierte Downsizing, vermehrt in den Vordergrund und eröffnete in den letzten Jahren einen neuen Forschungsschwerpunkt.

In [46] werden z. B. „Hot-spots“, Öltröpfchen und Ablagerungen im Brennraum, sowie die Reaktionskinetik des Kraftstoffs als mögliche Einflussgrößen und Auslösemechanis-

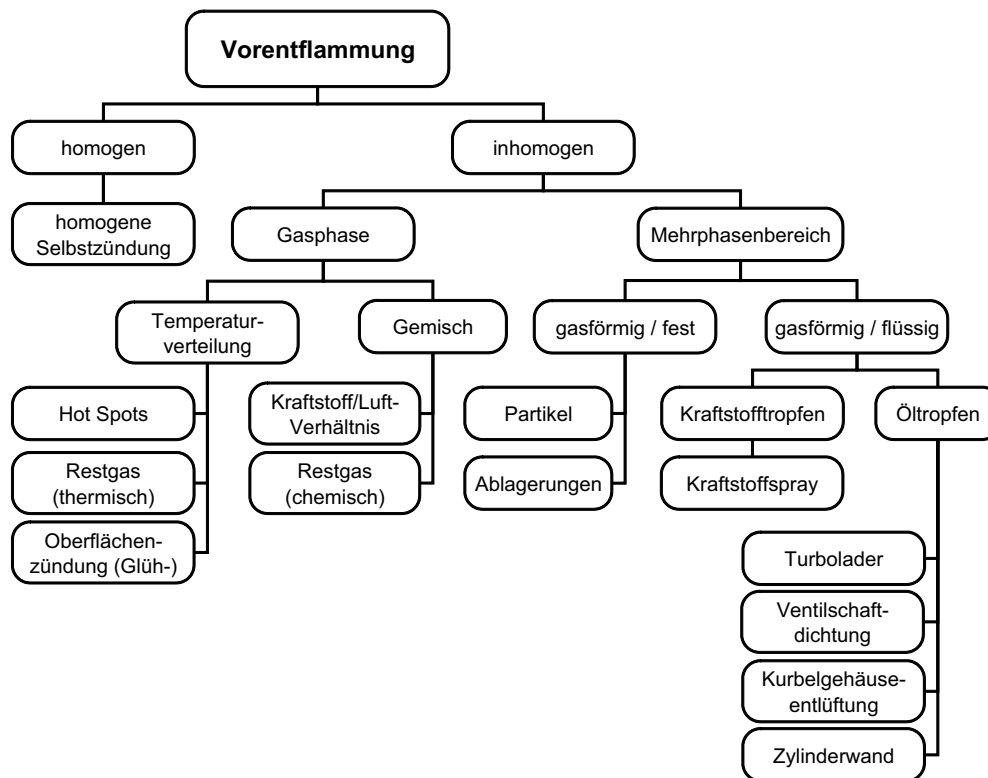
men zur Entstehung von Vorentflammungen genannt. Es wird auch erwähnt, dass die im Brennraum vorhandenen Öltröpfchen beispielsweise durch die Kurbelgehäuseentlüftung ungewollt der Verbrennungsluft zugeführt werden könnten. Die Reaktionskinetik des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Brennraum wird dabei vorwiegend durch das Erreichen eines thermodynamisch kritischen Zustandes bestimmt, was zwangsläufig zu einer Vorentflammung führen muss. Hervorzuhebende Größen sind hier der Zylinderdruck, die Temperatur, das Luftverhältnis und die Restgasrate.

Neben den bereits genannten Auslösemechanismen kommt auch der Gemischbildung sowie der Ladungsbewegung im Brennraum eine große Bedeutung zu. Die in [38] beschriebenen Selbstzündungsphänomene an einem aufgeladenen Ottomotor mit äußerer Gemischbildung (Saugrohreinspritzung – PFI) demonstrieren die Bedeutung der Gemischaufbereitung im Zusammenhang mit Vorentflammungen. Basierend auf klopfbedingten späten Zündwinkeln, die in einer Energiefreisetzung deutlich nach dem oberen Totpunkt resultieren, wurden hier nach der Hauptenergieumsetzung erhöhte Lichtintensitäten einer typischen Diffusionsverbrennung (Rußleuchten) im Bereich der Einlassventilsitze sowie teilweise auch von der Zylinderwand detektiert. Der Umstand, dass der Wandfilmabbrand noch bis spät in die Auslassphase andauert, stellt eine mögliche Zündquelle durch das anschließende Öffnen der Einlassventile dar, wodurch sich das vorgelagerte Kraftstoff-Luft-Gemisch auch fallweise entzündete (Rückzündung in das Saugrohr). Aufgrund der offenen Einlassventile expandiert ein Teil der Ladung aus dem Brennraum zurück in das Saugrohr und es findet keine Energieumsetzung im Arbeitstakt statt, da der Kraftstoff bis dahin bereits größtenteils verbrannt ist. Der darauffolgende Arbeitszyklus enthält neben dem Frischgemisch das zuvor in den Ansaugtrakt zurückgeströmte heiße Abgas, das die Ladung derart stark aufheizt, was zu einem deutlichen Temperaturanstieg führt und die Selbstzündungsbedingungen gegen Ende der Kompressionsphase (ähnlich dem HCCI-Brennverfahren) noch vor Einleiten der Zündung durch den Zündfunken erreicht werden.

Bei in Japan im Serieneinsatz befindlichen, mittelschnelllaufenden Hochleistungsgasmotoren ( $p_e \geq 20$  bar) wurden nach einer Betriebsdauer von mehr als 1000 Betriebsstunden vermehrt Verbrennungsanomalien beobachtet, die durch die integrierte Klopfregelung als klopfende Verbrennung detektiert wurden [48]. In der Tat handelte es sich hierbei um Vorentflammungen, da eine Spätverstellung des Zündzeitpunktes nicht den erwarteten Effekt bewirkte. Als Ursachen werden vorwiegend das verwendete Schmieröl (insbesondere bei erhöhtem Ölverbrauch) und die Ablagerungen im Brennraum (u. a. auch vom Schmieröl), die eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses bewirken und letztendlich die Kompressionsendtemperatur erhöhen, angeführt.

Grundlegende Forschungstätigkeiten auf dem Gebiet der Vorentflammungen erfolgten in [14, 12], wo bereits mögliche Auslösemechanismen an aufgeladenen Ottomotoren mit hohem Verdichtungsverhältnis identifiziert und aufgelistet wurden, Abbildung 1.1. Mittels optischer Untersuchungen an einem PKW-Vollmotor wurde festgestellt, dass die Zündorte durch Zündung an willkürlich durch den Brennraum wandernde Tropfen (Öl, Kraftstoff) variieren und über einen großen Bereich entlang der Ebene der Zylinder-

derkopfdichtung verteilt waren. Die Entflammung an glühenden Partikeln konnte zwar nicht vollständig ausgeschlossen werden, brennende Tropfen jedoch als die erfolgversprechendste Theorie vermutet. Schlussendlich wird als die wahrscheinlichste Ursache für Vorentflammungen die vermehrte Ablösung von Öltröpfchen aus dem Wandfilm der Zylinderwand durch Kraftstoffbenetzung identifiziert.



**Abb. 1.1:** Kategorisierung potentieller Ursachen für Vorentflammungen [14, 35]

Zur Erreichung der Zielsetzung – weitere Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen beim otomotorischen Antriebskonzept – und zur Optimierung zukünftiger Ottomotoren ist es unabdingbar, das Gesamtsystem, bestehend aus den Einzelsystemen Motor, Kraftstoff und Schmieröl, zu betrachten, die Einflüsse festzustellen, relevante Kenngrößen zu definieren und sowohl reproduzierbar als auch realitätsnahe zu beschreiben.

Die konkreten Ursachen für das „neue“ Phänomen Vorentflammungen waren zum Zeitpunkt des Beginns dieser Arbeit nicht vollständig geklärt, weshalb ich mich im Zuge des FVV-Forschungsvorhabens „Downsizingkraftstoff“ ausführlich mit der Thematik (Entstehung, Bewertung, Auslösemechanismen), insbesondere im Hinblick auf das Schmieröl, beschäftigt habe. Wie bereits zuvor erläutert, werden in bisherigen Veröffentlichungen neben der Kraftstoffzusammensetzung auch Partikel bzw. Ablagerungen sowie Öltröpfchen im Brennraum als Auslöser irregulärer Verbrennungsphänomene genannt. Über die relevanten Einflussgrößen, Zusammenhänge und die charakteristischen

Eigenschaften (chemisch, physikalisch) aktueller Motorenölkombinationen auf das Vorentflammungsverhalten ist derzeit noch wenig bekannt.

Durch systematische Analyse unterschiedlicher am Markt erhältlicher Motorenöle sowie Motorölkombinationen (Additive wie z. B. Viskositätsindex-Verbesserer, Detergentien, Verschleißschutz-, Korrosionsinhibitoren etc.) soll der Einfluss der einzelnen Inhaltsstoffe experimentell untersucht und bewertet werden. Dabei wird neben den Frischölen auch der Alterungszustand des Motoröls, der maßgeblich durch mechanischen Abrieb, Eintrag von Rußpartikeln aus der Verbrennung sowie durch Kraftstoffeintrag und die thermische Belastung beeinflusst wird, Berücksichtigung finden. Neben den chemischen und physikalischen Eigenschaften des Motoröls sollen auch die Öltemperatur sowie die Bauteiltemperaturen (Kühlmittel-) hinsichtlich der Neigung zu Vorentflammungen näher betrachtet werden.

Primäres Ziel des Forschungsprojekts war es nun, den realen Schmieröleinfluss auf *Low-Speed Pre-Ignition* (LSPI) aufzuzeigen bzw. zu bestätigen, und in weiterer Folge die Ursachen bzw. Auslösemechanismen hierfür zu analysieren und zu dokumentieren. Vor dem Hintergrund der komplexen Thematik und des noch nicht vollständig erforschten Phänomens der Vorentflammungen wurde eine Methodik entwickelt, Vorentflammungen, verursacht durch das Schmieröl, zu provozieren, zu detektieren und auch quantitativ zu bewerten.

Im Anschluss an die Versuche am Forschungsmotor wurden Vollmotortests zur Verifizierung der Laborversuchsergebnisse sowie die Validierung der angewandten Methodik durchgeführt. Diese sollen weitere Erkenntnisse und Informationen über das Vollastverhalten sowie die Vorentflammungsneigung im Hinblick auf die unterschiedlichen Schmierölkombinationen aus den Vorversuchen an modernen DI-Ottomotoren liefern.



# 2 Grundlagen

## 2.1 Downsizing

### 2.1.1 Allgemeines

Der Begriff „Downsizing“ bezeichnet in der Motorenentwicklung ganz allgemein eine Reduzierung des gesamten Hubvolumens  $V_H$  einer Verbrennungskraftmaschine. Ohne weitere Maßnahmen führt dieser Schritt, unter gleichen Randbedingungen, zu einer Reduktion des Drehmoments bzw. der Leistung des Motors. Verbunden mit einer einhergehenden Anfahrschwäche würde dies die Akzeptanz auf Kundenseite zusätzlich schmälern. Demnach gilt es, diesem Effekt gegenzusteuern, indem ein Maßnahmenpaket gezielt die Leistungs- und Drehmomenteinbußen kompensiert. Verbrennungsmotoren, die trotz verringerten Motorhubvolumens ein ähnlich hohes Leistungsvermögen aufweisen, werden in der Motorenentwicklung mit dem Begriff „Downsizing-Konzepte“ bezeichnet. Die spezifische Leistung bzw. die Leistungsdichte ist wie folgt definiert:

$$\frac{P_e}{V_H} = p_e \cdot n \cdot i \quad (2.1)$$

Die Kenngröße  $i$  berücksichtigt dabei jeweils die Anzahl der Arbeitsspiele pro Kurbelwellenumdrehung – für Viertaktmotoren ( $i = 0.5$ ) und für Zweitaktmotoren ( $i = 1$ ). Die Leistungsdichte kann somit ausschließlich durch eine Erhöhung des effektiven Mitteldrucks oder durch ein Anheben der Nenndrehzahl erfolgen, Gleichung 2.1. Daraus lassen sich prinzipiell zwei Konzepte ableiten – das *Hochlast-* und das *Hochdrehzahlkonzept*. Das spezifische Motordrehmoment bzw. die Drehmomentdichte

$$\frac{M_e}{V_H} = p_e \cdot \frac{i}{2\pi} \quad (2.2)$$

kann hingegen nur durch eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks erfolgen [18].

Fortschreitende Entwicklungen in den letzten Jahren im Bereich der Aufladetechnik (z. B. Abgasturboaufladung) und der Gemischbildung (Direkteinspritzung) und die gesetzliche Forderung nach immer geringeren CO<sub>2</sub>-Emissionen sowie reduzierten Kraftstoffverbräuchen führten schlussendlich zu Motor-Konzepten mit immer höheren Leistungs- und Drehmomentdichten. Im Allgemeinen existieren keine fixen Grenzen (Hubraum, Leistung, Drehmoment), ab wann konkret von einem Downsizing-Konzept gesprochen wird. Wenn die Kennwerte Leistungs- oder Momentendichte jedoch deutlich über dem Mittelwert aktuell im Serieneinsatz befindlicher Motoren liegen, ist der

Begriff Downsizing-Konzept legitim. In der Literatur spricht man ab einem effektiven Mitteldruck von etwa 20 bar von einem Hochlastkonzept, ab einer Nenndrehzahl von etwa  $7000 \text{ min}^{-1}$  von einem Hochdrehzahlkonzept [18].

Im sportlichen Marktsegment (z. B. Sportwagen) kommt vermehrt eine Leistungssteigerung durch ein Anheben der Nenndrehzahl zum Einsatz, die den sportiven Charakter des Antriebs zusätzlich unterstreicht, wofür der ottomotorische Antrieb prädestiniert ist. Hochdrehzahlkonzepte lassen sich an Ottomotoren vergleichsweise einfach realisieren wohingegen der Dieselmotor, bedingt durch sein Brennverfahren (geringe Gemischbildungszeit), mit dieser Maßnahme an seine Grenzen stößt. Die Nenndrehzahl aktuell ausgeführter PKW-Serien-Dieselmotoren liegt im Bereich von  $3600\text{--}4500 \text{ min}^{-1}$ , die Höchstdrehzahl jedenfalls unter  $5000 \text{ min}^{-1}$ . Als logische Schlussfolgerung sind somit die Hochdrehzahlkonzepte ausschließlich den Ottomotoren vorbehalten, sodass bei Dieselmotoren folglich nur das Hochlastkonzept Anwendung finden kann.

Um eine qualitative Aussage über den Grad einer durch das Downsizing bewirkten Leistungs- bzw. Drehmomentdichtesteigerung zu erhalten, ist es zweckmäßig, eine geeignete Kenngröße zu definieren. Basierend auf den Grundüberlegungen des Downsizing ist ein Bezugswert (das Motorhubvolumen) anzugeben. Als Basis dient meist ein aktueller Saugmotor, der z. B. durch ein Downsizing-Konzept substituiert werden soll. Dabei muss auch unterschieden werden, ob ein bestehender Motor durch Aufladung eine Leistungs- bzw. Drehmomentsteigerung erfährt, oder ob ein hubraumstarker Saugmotor durch einen kleinvolumigen Motor mit gleicher Leistung bzw. gleichem maximalem Drehmoment ersetzt wird. Die Kenngröße  $\gamma_{\text{DS},P_{\text{max}}}$  (Gleichung 2.3) beschreibt den *Downsizing-Grad* eines Motors 2 im Vergleich zu einem Motor 1 unter den Randbedingungen: gleiche Nennleistung, jedoch mit reduziertem Motorhubvolumen [18].

$$\gamma_{\text{DS},P_{\text{max}}} = \left( \frac{V_{\text{H},1} - V_{\text{H},2}}{V_{\text{H},1}} \right)_{P_{\text{max}} = \text{konst.}} \quad (2.3)$$

Bei einer Leistungssteigerung durch Drehzahl- oder Mitteldruckanhebung berechnet sich der Downsizing-Grad zu

$$\gamma_{\text{DS},P_{\text{max}}}^* = \left( \frac{P_{\text{max},2} - P_{\text{max},1}}{P_{\text{max},2}} \right)_{V_{\text{H}} = \text{konst.}} \quad (2.4)$$

Analog zur obigen Definition des Downsizing-Grades kann auch das maximale Drehmoment bzw. der maximale effektive Mitteldruck als Vergleichsbasis herangezogen werden, Gleichungen 2.5 und 2.6.

$$\gamma_{\text{DS},M_{\text{max}}} = \left( \frac{V_{\text{H},1} - V_{\text{H},2}}{V_{\text{H},1}} \right)_{M_{\text{max}} = \text{konst.}} \quad (2.5)$$

$$\gamma_{\text{DS},M_{\text{max}}}^* = \left( \frac{M_{\text{max},2} - M_{\text{max},1}}{M_{\text{max},2}} \right)_{V_{\text{H}} = \text{konst.}} \quad (2.6)$$

Dabei sei an dieser Stelle angemerkt, dass zur Ermittlung des „typischen“ Downsizing-Grades (Hubraumreduktion) vorwiegend die Gleichungen 2.3 und 2.5 Anwendung finden. Der in [17] eingeführte Downsizing-Faktor DF beschreibt im Gegensatz zum Downsizing-Grad das Verhältnis der entsprechenden Hubraumreduktion zum Hubraum des Basismotors:

$$\text{DF} = \frac{V_{\text{H, reduziert}}}{V_{\text{H, Basis}}} = 1 - \gamma_{\text{DS}} \quad (2.7)$$

### 2.1.2 Statisches Downsizing

Beim statischen Downsizing wird das an der Verbrennung teilnehmende Motorhubvolumen bereits bei der Motorauslegung definiert und kann nachträglich nicht mehr verändert werden. Im Allgemeinen unterscheidet man dabei zwischen:

- Reduzierung des Motorhubvolumens
- Mitteldrucksteigerung

Unter dem Begriff des „klassischen“ Downsizings werden in der heutigen Motorenentwicklung allgemein Konzepte mit verringertem Motorhubvolumen, die sich einerseits durch hohe Leistungs- und Drehmomentdichten auszeichnen und andererseits sehr geringe Kraftstoffverbräuche aufweisen. Abbildung 2.1 verdeutlicht die Hauptziele des Downsizing: Reduktion des Kraftstoffverbrauchs durch Verringerung des Motorhubvolumens unter Beibehaltung der Leistungsfähigkeit (Fahrleistungen) eines großvolumigen Saugmotors. Dabei ist es zunächst unbedeutend, ob die Zylinderanzahl oder die Einzelhubräume (bei gleicher Zylinderanzahl) verkleinert werden. Aus thermodynamischer Sicht ist die letztgenannte Maßnahme nicht empfehlenswert, da sich eine Verkleinerung der Brennraumgeometrie (Oberflächen/Volumen-Verhältnis) negativ auf den indizierten Wirkungsgrad  $\eta_i$  auswirkt (prozentual höhere Wandwärmeverluste), ungeachtet des zusätzlichen Entwicklungsaufwandes. Weiters sinken bei geringerer Zylinderanzahl auch die mechanischen Verluste (Reibleistung), wodurch zusätzliches Potential im Wirkungsgrad erschlossen werden kann. Gleichzeitig geht diese Maßnahme mit einer Kostenreduktion durch Anwendung des Baukastenprinzips einher.

Die wirksamste Methode zur Steigerung des effektiven Mitteldrucks ist eine Erhöhung der in den Brennraum eingebrachten Luftmasse, Gleichung 2.10. Diese ist neben dem Zylinderhubvolumen  $V_h$  von der Dichte der Luft und dem Liefergrad  $\lambda_l$  abhängig.

Ausgehend von der Definition des effektiven Wirkungsgrades eines Verbrennungsmotors

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \frac{W_e}{m_B \cdot H_u} \quad (2.8)$$

und der des effektiven Mitteldrucks

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (2.9)$$

folgt mit den Gleichungen 2.10 und 2.11, unter der Annahme eines luftansaugenden Motors,

$$m_L = \rho_L \cdot V_h \cdot \lambda_1 \quad (2.10)$$

$$m_B = \frac{m_L}{\lambda \cdot L_{\min}} \quad (2.11)$$

eine weitere Gleichung für den effektiven Mitteldruck:

$$p_e = \lambda_1 \cdot \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{\min}} \cdot \eta_i \cdot \eta_m = \lambda_1 \cdot H_G \cdot \eta_e \quad (2.12)$$

Anhand dieser Gleichung wird deutlich, dass der Liefergrad bei festen Randbedingungen (z. B. stöchiometrischer Betrieb beim Ottomotor) die einzige Möglichkeit ist eine Mitteldrucksteigerung zu erzielen [18]. Durch eine Vorverdichtung der Ansaugluft (Aufladung) wird die Ladungsdichte im Zylinder erhöht und so das Mitteldruckniveau angehoben. Die Kompression der angesaugten Luftmasse ist mit einer Temperaturerhöhung verbunden, die durch eine effiziente Ladeluftkühlung größtenteils kompensiert werden kann, um eine weitere Steigerung der Ladungsdichte zu realisieren. Die ideale Gasgleichung belegt diesen Sachverhalt:

$$\rho_L = \frac{1}{v_L} = \frac{p_L}{R_L \cdot T_L} \quad (2.13)$$

Durch die Kombination mit weiteren Maßnahmen (z. B. Downsizing) und einem gezielten Einsatz dieser Techniken können im Gesamtfahrzeug weitere Kraftstoffverbrauchseinsparungen lukriert werden. In Abbildung 2.2 ist das Kraftstoffeinsparungspotential anhand eines 2.0-Liter-Saugmotors zunächst durch Downsizing (Hubraumreduktion) in Verbindung mit Downsizing (Drehzahlabenkung) eindrucksvoll dargestellt. Der angegebene Downsizingfaktor errechnet sich nach Gleichung 2.7. Unter der Bedingung einer konstant abzugebenden Motorleistung bewirkt eine Verkleinerung des gesamten Hubvolumens und/oder eine Drehzahlabenkung (z. B. durch Änderung der Achsübersetzung) eine Lastpunktverschiebung zu höheren Motorlasten und/oder geringeren Drehzahlen, um den Wirkungsgrad insbesondere durch Verringerung der Drosselverluste zu steigern.

### 2.1.3 Dynamisches Downsizing

Eine Möglichkeit zur bedarfsorientierten Bereitstellung des Motorhubvolumens stellt das Konzept der Zylinderabschaltung (ZAS) dar. Dabei werden zumeist großvolumige Motoren mit zusätzlichen Maßnahmen an den Ladungswechselorganen ausgestattet,

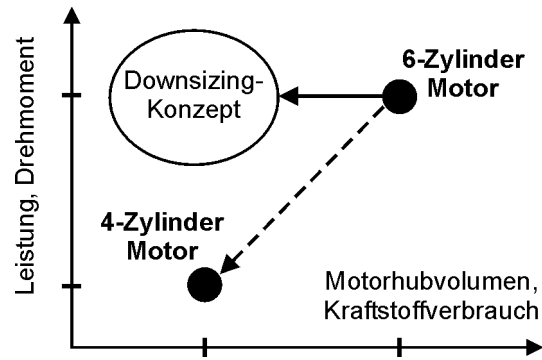


Abb. 2.1: Hauptziele des Downsizing [18]

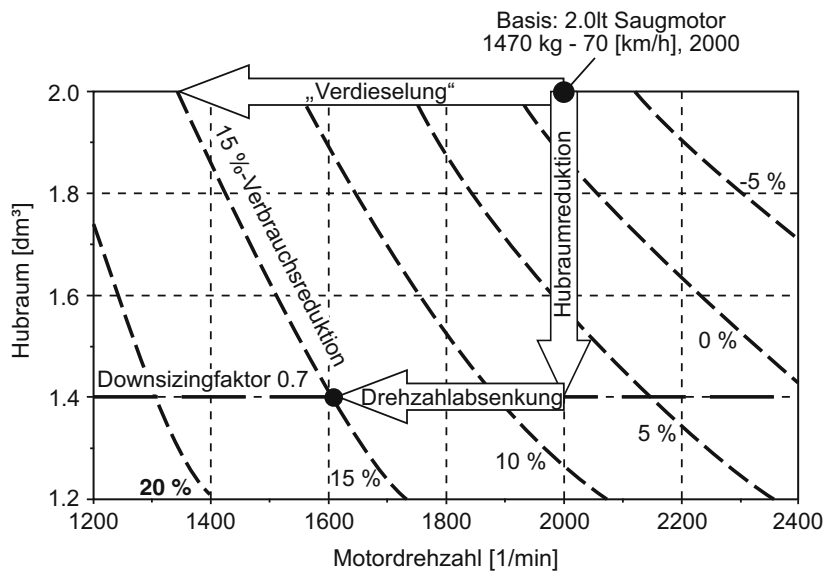


Abb. 2.2: Downsizing durch Hubraumreduktion und Drehzahlabenkung [17]

um einen vernünftigen Betrieb in beiden Betriebsarten zu gewährleisten. Das dynamische Downsizing, dem die Zylinderabschaltung zuzuordnen ist, basiert im Wesentlichen auf dem Effekt der Entdrosselung. Großvolumige Motoren mit konventioneller Füllungsregelung (Drosselklappe) weisen speziell im unteren Teillastbereich einen niedrigen Wirkungsgrad auf, der vorwiegend auf die Ladungswechselverluste durch Drosselung zurückzuführen ist. Speziell in diesen Kennfeldbereichen setzen die Systeme zur Zylinderabschaltung an und ermöglichen es nun, kennfeldgesteuert einen Teil des Hubraums von der Verbrennung aktiv zu entkoppeln, indem einzelne Zylinder abgeschaltet werden. Dies erfolgt durch Deaktivieren der Einspritzung sowie durch Schließen der Ein- und Auslassventile.

Unter der Voraussetzung einer gleichbleibenden Leistungsabgabe werden im ZAS-Modus die aktiven Zylinder (gleichmäßige Zündreihenfolge!) bei höheren Lasten betrieben. Die Lastpunktverschiebung und die Absenkung der Ladungswechselverluste (Drosselklappe kann weiter geöffnet werden) führen somit zu einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs.

Die Umsetzung eines solchen Konzepts stellt hohe Anforderungen an die Motorsteuerung (momentenneutrale Umschaltung der Betriebsmodi), die Abgasnachbehandlung (Drei-Wege-Katalysator,  $\lambda = 1$ , Light-off-Temperatur) sowie an die Akustik, um beim Kunden nicht auf Ablehnung zu stoßen. Für die Umschaltung in die jeweilige Betriebsart sind entsprechende Vorkehrungen zu treffen, um Drehmomentsprünge zu kompensieren (Zündungseingriff). Wird das volle Motordrehmoment gefordert, steht nach Aktivierung aller Zylinder das komplette Motorhubvolumen zur Verfügung und die Vollast kann meist innerhalb von zwei Kurbelwellenumdrehungen bereitgestellt werden.

Beide Methoden des Downsizings (statisch u. dynamisch) weisen die Gemeinsamkeit der Reduzierung des Hubvolumens auf, sodass die spezifische Zylinderbelastung (der an der Verbrennung beteiligten Zylinder) und somit der indizierte Mitteldruck gezielt steigen, wodurch sich ein Kraftstoffverbrauchsvorteil einstellt.

## 2.2 Irreguläre Verbrennungsphänomene

Unter dem Oberbegriff der irregulären Verbrennung versteht man jene Verbrennungsvorgänge im Ottomotor, die nicht (bzw. nicht ausschließlich) vom regulären Zündfunken eingeleitet werden, sondern durch eine Selbstentzündung entstehen. Dazu zählen die klopfende Verbrennung, Vorentflammungen und Glühzündungen [32].

Diese Verbrennungsanomalien lassen sich im Allgemeinen hinsichtlich ihres Entstehungszeitpunktes (Brennbeginn) näher charakterisieren:

- Selbstentflammung *vor* dem regulären Zündzeitpunkt
- Selbstentflammung *nach* dem regulären Zündzeitpunkt

Zur ersten Gruppe zählen die Vorentflammungen und die Glühzündungen, zur zweiten die für Ottomotoren typische klopfende Verbrennung.

### 2.2.1 Klopfen

Die Entflammung des homogen im Brennraum vorliegenden Kraftstoff-Luft-Gemisches (vorgemischte Verbrennung) erfolgt hier regulär zum Zündzeitpunkt mittels eines Zündfunken. Durch den lokalen Energieeintrag wird unter üblichen (otto)motorischen Bedingungen eine turbulente Flammenfront gebildet, die sodann durch den Brennraum läuft, wobei die Flammenausbreitung zunächst deflagrativ, basierend auf Transportprozessen (Wärmeleitung, Diffusion, Turbulenz), abläuft. Infolge lokaler Inhomogenitäten im Brennraum (Druck, Temperatur) und ausreichend langer Reaktionszeit laufen Vorreaktionen in der unverbrannten Zone ab, die bei Vorliegen der notwendigen chemischen und thermischen Voraussetzungen zur Selbstentflammung führen können. Unter diesen Bedingungen kommt es zu einer explosionsartigen Verbrennung (Detonation) mit hohen Flammenausbreitungsgeschwindigkeiten, die unter dem Begriff Klopfen bekannt ist. Unter der klopfenden Verbrennung versteht man somit die Selbstentzündung des noch nicht von der Flammenfront erfassten Gemisches, des sogenannten Endgases [37, 32].

Insbesondere Hochlast-Downsizingmotoren weisen, bedingt durch den hohen Aufladegrad, eine erhöhte Anfälligkeit für die klopfende Verbrennung auf. Hohe Ansauglufttemperaturen vor dem Verdichter in Verbindung mit einem schlechten Wirkungsgrad des Ladeluftkühlers (z. B. durch Verschmutzung) und ein aus thermodynamischer Sicht erwünschtes hohes Verdichtungsverhältnis führen unweigerlich zu einem höheren Temperaturniveau der Frischladung gegen Ende der Kompressionsphase als bei Saugmotoren. Hohe Restgasanteile im Brennraum steigern das Temperaturniveau weiter und begünstigen das Auftreten einer klopfenden Verbrennung. Darüber hinaus kommt neben der Verwendung hochklopfester Kraftstoffe (z. B. Methanol, Ethanol, Methan) auch der Ladungsbewegung, insbesondere bei niedrigen Drehzahlen, eine entscheidende Bedeutung zu. Bei Ottomotoren wird im Ansaugvorgang häufig eine Tumble-Strömung (Rotation senkrecht zur Zylinderachse) im Brennraum erzeugt. In der anschließenden Kompressionsphase verdichten sich die makroskopischen Wirbel zu immer kleineren Wirbelstrukturen, wodurch Turbulenz generiert wird, die kurz vor dem ZOT dissipiert (viskose Dissipation infolge molekularer Zähigkeit) [32, 10, 17]. Eine Erhöhung des Turbulenzniveaus (Tumble-Strömung) – speziell bei niedrigen Drehzahlen – zum Zündzeitpunkt bewirkt einen schnelleren Durchbrand des Kraftstoff-Luft-Gemisches, reduziert die Klopfneigung und steigert gleichzeitig den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors.

Die Unterschiede im Druckverlauf zwischen einer klopfenden – erkennbar durch den welligen Verlauf in der Expansionsphase – und einer regulären ottomotorischen Verbrennung gehen aus der Abbildung 2.3 hervor.

Als Antwort auf das Verbrennungsphänomen Klopfen werden moderne Ottomotoren mit einer Klopfregelung ausgestattet. Dazu wird mittels Beschleunigungsaufnehmern

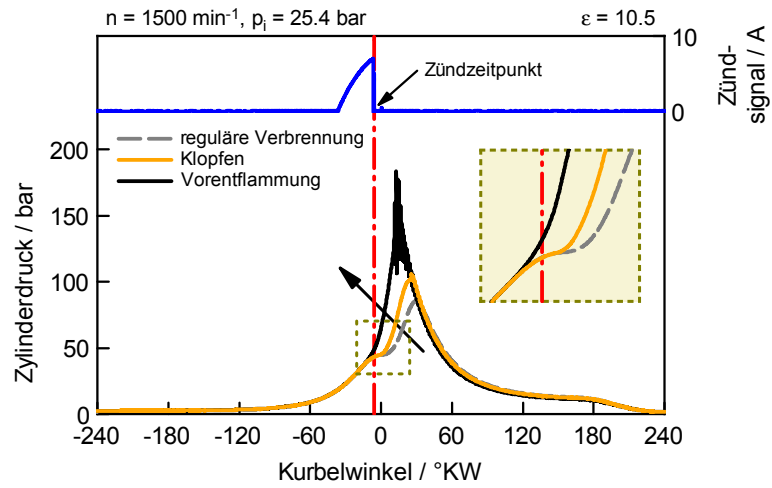


Abb. 2.3: Zylinderdruckverlauf der Verbrennungsanomalien Klopfen und Vorentflammung

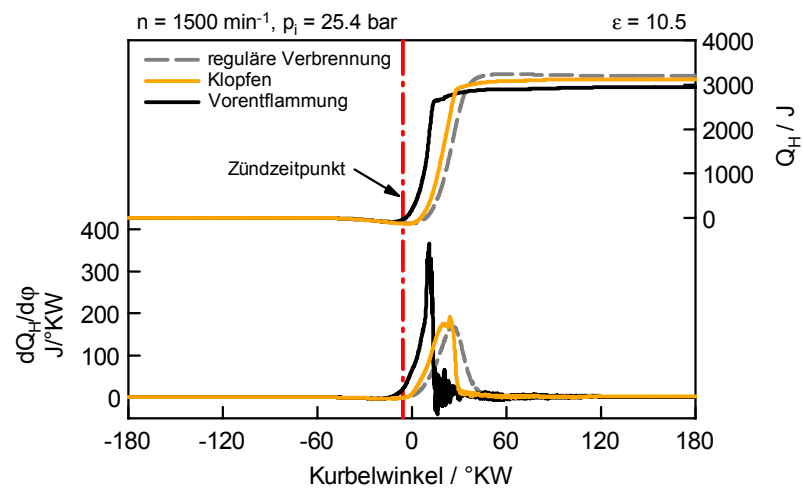


Abb. 2.4: Heizverlauf bei irregulären Verbrennungsabläufen (Klopfen und Vorentflammung)



(Klopfsensoren) am Zylinderkurbelgehäuse der Körperschall detektiert und im Motorsteuergerät mit einem zulässigen Schwellwert abgeglichen. Beim Überschreiten dieser Schwelle beginnt die Klopfregelung zu arbeiten, indem durch die Spätverstellung der Zündung das Druck- und Temperaturniveau der Verbrennung abgesenkt wird (Wirkungsgradverschlechterung des Motors). Dies bewirkt geringere Druck- und Temperaturanstiege in den Endgasbereichen. Tritt kein Klopfen mehr auf, wird der Zündzeitpunkt wieder sukzessive in Richtung früh gestellt, um stets einen wirkungsgradoptimalen Betrieb ohne Motorschäden zu gewährleisten. Dieses Vorgehen stellt ein probates Mittel zur Reduktion der klopfenden Verbrennung, z. B. bei schwankenden Kraftstoffqualitäten mit geringerer Oktanzahl bzw. erhöhten Ansauglufttemperaturen, dar.

### 2.2.2 Vorentflammung

Vorentflammungen zählen zur Gruppe der Selbstentflammungen vor dem regulären Zündzeitpunkt. Die Verbrennung setzt deutlich vor der elektrischen Funkenzündung ein. Zur Abgrenzung zu den im Anschluss erläuterten Glühzündungen kann kein selbsterhaltendes oder selbstverstärkendes Verhalten beobachtet werden. Charakteristisch ist dabei ihr stochastisches Auftreten. In [32] wird von „*Reaktionskinetischen Vorentflammungen*“ gesprochen, wenn sie weitgehend sporadisch in einzelnen Arbeitszyklen (Einzelereignis) bzw. kurzen Serien, d. h. in jedem zweiten Arbeitsspiel, ohne eine erkennbare Vorgeschichte auftreten. Auch in [14, 35] wird von intermittierenden Vorentflammungsserien berichtet, die dadurch charakterisiert sind, dass die Zyklen, die eine Vorentflammung aufzeigen, nicht direkt aufeinanderfolgen, sondern durch reguläre Verbrennungszyklen unterbrochen sind.

Der Druckverlauf gleicht dabei im Wesentlichen einer Verbrennung mit zu frühem Zündzeitpunkt. Durch die relativ frühe Entflammung des Kraftstoff-Luft-Gemisches gegen Ende der Verdichtungsphase, jedoch vor dem regulären Zündzeitpunkt, steigen Druck und Temperatur im Brennraum rasch an, was in weiterer Folge zu einer Beschleunigung der reaktionskinetischen Vorgänge bis zum Erreichen der Selbstzündungsbedingungen im Endgas führt. Auf Vorentflammungen folgt meist starkes Klopfen („*Mega-Knock*“), was auch meine Untersuchungen bestätigten, Abbildung 2.3 und Abbildung 3.12. Verursacht durch das starke Klopfen können Druckspitzen von über 260 bar (Erfassung hier begrenzt durch den Messbereich des Zylinderdrucksensors) im Brennraum detektiert werden, die bei häufigem Auftreten unweigerlich zu einem Motorschaden, z. B. durch Zerstörung des Kolbens, des Zylinderkopfes oder der Zylinderkopfdichtung, führen. Die rasche Umsetzung des Brennstoffes nahe dem ZOT bewirkt eine hohe Wärmestrombelastung des Brennraumes und ist akustisch deutlich durch ein lautes metallisches Klopfgeräusch wahrnehmbar, Abbildung 2.4. Unter diesem Aspekt wird die schädigende Wirkung auf den Motor eindrucksvoll verdeutlicht.

Erfahrungsgemäß treten Vorentflammungen vorwiegend bei aufgeladenen Downsizingmotoren im Low-End Torque-Bereich, also bei niedrigen Drehzahlen und hohen Mitteldrücken, auf. Das auch unter dem Begriff *Low-Speed Pre-Ignition* (LSPI) geführ-

te Phänomen spiegelt den Einfluss der Motordrehzahl plakativ wider. Aufgrund der bei niedrigen Drehzahlen für Vorreaktionen länger zur Verfügung stehenden Zeitspanne bis zur Funkenzündung in Kombination mit einer hohen spezifischen Zylinderbelastung ist speziell dieser Kennfeldbereich höchst anfällig auf Vorentflammungen.

Durch ihr stochastisches, sporadisches Auftreten (zumeist als Einzelereignis) sind sie weder vorhersehbar noch vermeidbar. Ein Eingriff in die Zündverstellung bleibt, im Gegensatz zur klopfenden Verbrennung, ohne Wirkung, da die Vorreaktionen für eine Selbstzündung bereits abgelaufen sind und die Verbrennung deutlich vor dem Zündfunken einsetzt.

Als potentielle Ursache für Vorentflammungen gelten einerseits Gemischinhomogenitäten im Brennraum (lokale Temperaturunterschiede, Luftverhältnis), die Reaktionskinetik des Kraftstoffes, sowie Ablagerungen und Öltröpfchen, wobei letztere in den vergangenen Jahren verstärkt in den Vordergrund rückten und den Forschungsschwerpunkt der vorliegenden Arbeit darstellen. Einen globalen Überblick über die Phänomenologie der Vorentflammungen und deren Einflussparameter gibt Abbildung 2.5.

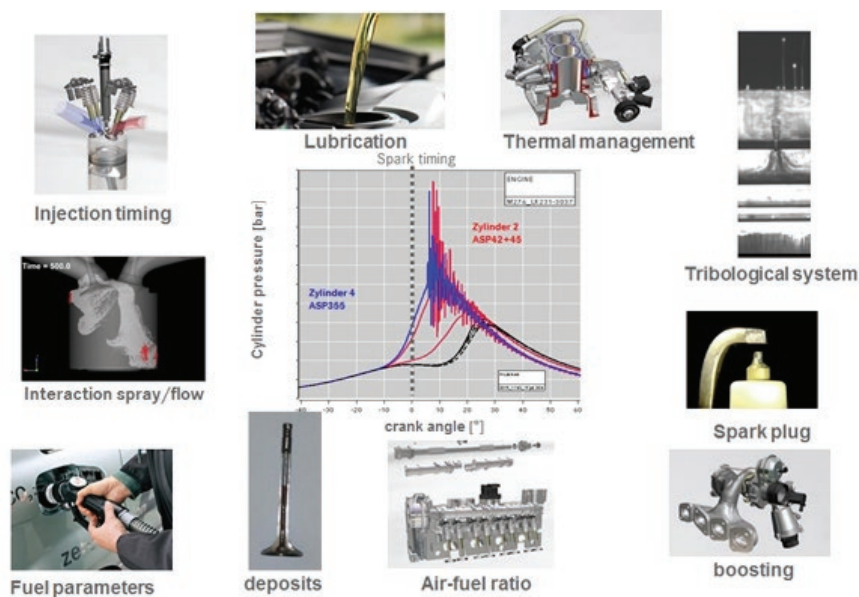


Abb. 2.5: Einflussgrößen auf Vorentflammungen [23]

### 2.2.3 Glühzündung

Glühzündungen beschreiben ein sich selbst verstärkendes Verbrennungsphänomen, werden i. d. R. durch heiße Bauteile im Brennraum ausgelöst und treten zumeist in Folge auf. Wie bei den Vorentflammungen findet auch bei den Glühzündungen eine Selbstentflammung des brennbaren Gemisches vor dem regulären Zündzeitpunkt statt. Zur

Definitionsabgrenzung zu den Vorentflammungen und zum besseren Verständnis wird in [32] auch der Begriff der „*Fremdinduzierten Vorentflammung*“ als Synonym für die Glühzündungen erwähnt, deren Vorgeschichte deutlich erkennbar ist. Der hohe Energieeintrag an der Volllast bewirkt einen starken Wärmeeintrag in die Brennraumwände, wobei lokal kritische Bauteiltemperaturen auftreten können, die die Selbstzündungsbedingungen des Kraftstoff-Luft-Gemisches erreichen bzw. überschreiten. Man spricht in diesem Fall auch von der Entflammung an heißen Oberflächen bzw. Bauteilen („Hot-spots“). Als thermisch hoch belastete kritische Bauteile im Brennraum zählen die Zündkerze (Elektrode), die Auslassventile, der Kolben und die Quetschkante im Zylinderkopf – im Allgemeinen Oberflächen mit scharfen Kanten und beeinträchtigter Wärmeabfuhr [46].

Es ist zu beobachten, dass Glühzündungen häufig mit starkem Klopfen verbunden sind. Wegen der (zu früh stattfindenden) Selbstzündung steigen sowohl Druck und Temperatur im Brennraum weiter an, was zu einer zusätzlichen Erwärmung der Oberflächen im Brennraum führt. Im nächsten Arbeitszyklus findet dadurch die Selbstentflammung zu einem noch früheren Zeitpunkt statt, was die thermische Bauteilbelastung nochmals erhöht [32]. Es kommt daher, über mehrere Zyklen hintereinander, zu einer immer früher ausgelösten Selbstentflammung mit starkem Klopfen. Schlussendlich findet die Selbstzündung so früh und mit einer so hohen Energieumsatzgeschwindigkeit statt, dass die gesamte Energiemenge bereits verbrannt ist, noch bevor im Endgas Selbstzündung auftreten kann. Im Zylinderdruckverlauf macht sich dieser Umstand durch einen sehr frühen Brennbeginn (ca. 45–65 °KW vZOT) bemerkbar und es ist kein Klopfen mehr zu erkennen. Dies führt zu einer thermischen Überlastung des Brennraumes und unweigerlich binnen kürzester Zeit zu kapitalen Motorschäden (z. B.: abgeschmolzene Elektroden der Zündkerze, Materialschmelzungen im Bereich der Quetschflächen sowie an der Kolbenoberfläche).

Ähnlich wie bei den Vorentflammungen bleibt ein Eingriff der Klopfregelung – durch Spätverstellung der Zündung – ebenso wirkungslos, da das Kraftstoff-Luft-Gemisch deutlich vor dem regulären Zündfunken bereits an einer heißen Oberfläche entflammt wurde. Da Serien von Glühzündungen nicht von selbst erlöschen, können diese ohne eine Laständerung oder ein Ausblenden der Kraftstoffeinspritzung des betreffenden Zylinders nicht beeinflusst bzw. beherrscht werden. Die Vermeidung von Glühzündungen kann z. B. durch eine Optimierung des Brennraumdesigns sowie durch eine verbesserte Kühlung des Zylinderkopfes erfolgen, was bereits in der Auslegungsphase eines Triebwerks zu berücksichtigen ist.

## 2.3 Gemischbildung bei DI-Ottomotoren

### 2.3.1 Allgemeines

Bei Ottomotoren erfolgt die Einteilung der Gemischbildung zunächst nach der Art, in welcher Form das Kraftstoff-Luft-Gemisch zum Zündzeitpunkt im Brennraum vorliegt

(homogen/inhomogen). Weitere Unterscheidungskriterien sind das globale Luftverhältnis sowie die örtliche Platzierung der Gemischbildungsorgane (innere bzw. äußere Gemischbildung), Abbildung 2.6. Insbesondere die erhöhte Flexibilität im Brennverfahren, hervorgerufen durch die Vorteile der inneren Gemischbildung (Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes, erhöhter Liefergrad, Verdichtungsverhältnis), sprechen somit für den Einsatz der Direkteinspritzung, die ursprünglich zur Leistungssteigerung entwickelt wurde. Speziell der Effekt der „Innenkühlung“ reduziert die Klopfneigung bzw. ermöglicht es, bei gleicher Klopfempfindlichkeit das Verdichtungsverhältnis zu erhöhen, um damit Vorteile im Wirkungsgrad des vollkommenen Motors zu lukrieren. Sie eröffnet dem Ottomotor zusätzliche Freiheitsgrade, ohne die Nachteile der Saugrohreinspritzung (Wandfilm, Liefergrad, erhöhte HC-Kaltstartemissionen), um dessen Wirkungsgradpotential weiter auszuschöpfen.

In den vergangenen Jahren hat der Ottomotor als PKW-Antrieb, insbesondere durch die Kombination der beiden Technologien Direkteinspritzung und Aufladung, einen deutlichen Aufschwung erfahren. So gelang es dem Ottomotor zum dieselmotorischen Antrieb, der am PKW-Sektor mittlerweile sportliche Ambitionen bei geringsten Kraftstoffverbräuchen vermittelt und vermehrt Anklang findet, aufzuschließen. Am Fahrzeugmarkt kann beobachtet werden, dass mittlerweile bei einigen Herstellern neu entwickelte Motoren fast ausschließlich mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung angeboten werden. Vor diesem Hintergrund basieren die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit auch auf einem aktuellen Motorkonzept, vgl. Kapitel 3.2.1.

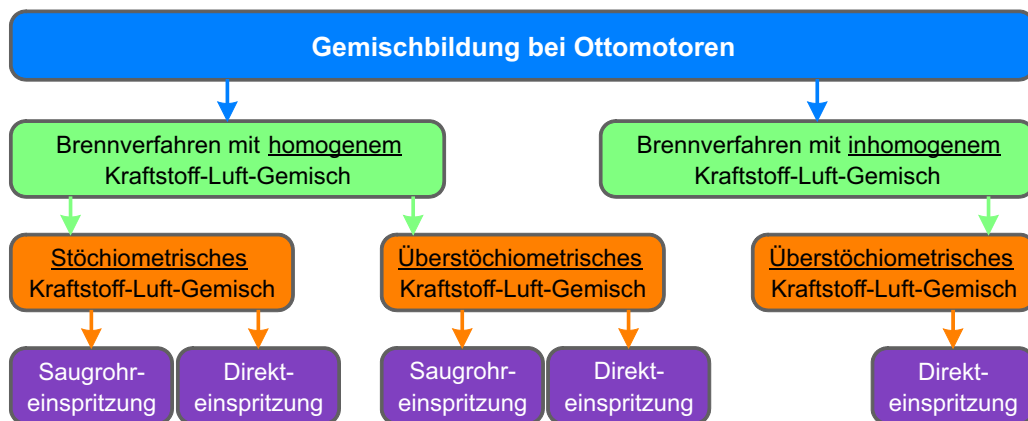


Abb. 2.6: Ottomotorische Brenn- und Gemischbildungsverfahren [32]

### 2.3.2 Brennverfahren

Unter einem Brennverfahren versteht man im Allgemeinen die Art und Weise, wie die Gemischbildung und die anschließende Energieumsetzung im Brennraum realisiert werden. Dabei spielen viele Faktoren eine entscheidende Rolle, die bereits bei der Motorkonstruktion berücksichtigt werden müssen. Auch die Gestaltung des Luftpfades

(Einlasskanalgeometrie, Ausbildung und Anzahl der Einlassventile etc.) muss im Zusammenhang mit dem gewünschten Brennverfahren berücksichtigt werden. Weitere, das Brennverfahren charakterisierende Kenngrößen sind die Brennraumgeometrie, die Ausbildung des Kolbenbodens, der Einspritzzeitpunkt sowie der Zündzeitpunkt. Darüber hinaus ist je nach Art des Brennverfahrens und Erfordernis (z. B. im AGR- oder Magerbetrieb) eine definierte Ladungsbewegung zu generieren. Dabei ist sicherzustellen, dass die Gemischbildung unter dem Zusammenspiel von Einspritzung und Ladungsbewegung derart erfolgt, dass jedenfalls zum Zündzeitpunkt ein entflammbares Kraftstoff-Luft-Gemisch vorliegt. Prinzipiell lassen sich die ottomotorischen Brennverfahren in zwei Grundarten einteilen: *Homogen-* und *Schichtbrennverfahren*. Unabhängig davon spricht man bei ottomotorischen Brennverfahren von *vorgemischter Verbrennung*. Eine Übersicht möglicher Betriebsmodi der Direkteinspritzung und deren Einsatzgebiete gibt Abbildung 2.7.

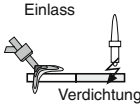
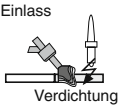
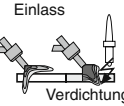

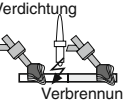
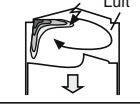
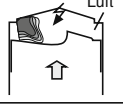
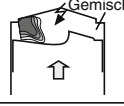
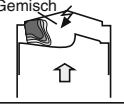
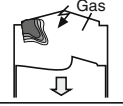
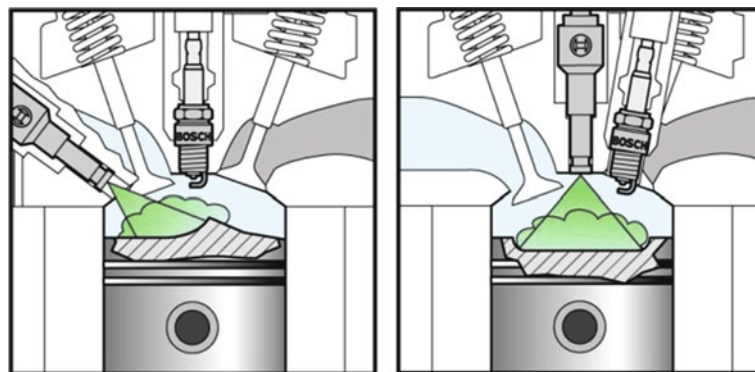
Betriebsart	Einfacheinspritzung		Mehrfacheinspritzung		
	homogen	geschichtet	homogen-geschichtet	geschichtet-geschichtet	geschichtet-homogen
Einspritzung					
Mischungs-vorgang					
Luftzahl	$0,8 \div 1,0$	$> 1,4$	$0,8 \div 1,2$	$> 1,1$	$1,0 \div 1,4$
Ziel	Leistung	Verbrauch	Kat-Heizen, Klopfreduktion	Verbrauch	Kat-Heizen

Abb. 2.7: Mögliche Betriebsmodi bei Direkteinspritzung [17]

Ein Homogenbrennverfahren zeichnet sich nun dadurch aus, dass i. d. R. im gesamten Motorkennfeld global im Brennraum ein homogenes Gemisch zum Zündzeitpunkt vorliegt und die Laststeuerung durch eine Quantitätsregelung erfolgt (Drosselung). Diese Bezeichnung gibt allerdings noch keinen Aufschluss darüber, ob es sich um ein stöchiometrisches ( $\lambda = 1$ -Konzept) oder um ein Magerbrennverfahren handelt. Aufgrund der vorteilhaften Abgasnachbehandlung mittels Drei-Wege-Katalysator findet die stöchiometrische Homogenverbrennung am häufigsten Anwendung. Insbesondere Ottomotoren mit Aufladung werden fast ausschließlich auf ein homogenes DI-Brennverfahren ausgelegt. Mit Magerkonzepten lassen sich in der Teillast zwar geringe Wirkungsgradvorteile erzielen, erfordern aber eine aufwändige  $\text{NO}_x$ -Abgasnachbehandlung (z. B.  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator). Die Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum erfolgt beim Homogenbrennverfahren bereits im Saughub, um im gesamten Betriebsbereich bis zur Nennleistung ausreichend Zeit für die Gemischbildung (Homogenisierung) zu gewährleisten. Bei einer Nenndrehzahl von  $6000 \text{ min}^{-1}$  bleiben bei der Direkteinspritzung für die Kraftstoff-

einbringung nur 5 ms Zeit, was hohe Anforderungen an das Kraftstoffsystem bzw. die Einspritzausrüstung (Kraftstoffdruck, Spray-Targeting, Strahleindringtiefe etc.) stellt. Der direkte Kontakt des Einspritzstrahls mit dem Kolben oder der Laufbuchse ist zu vermeiden, weil diese Interaktionen zu erhöhten Partikel- und HC-Emissionen sowie zur Ölverdünnung führen. Die Parameter Injektorlage, Sprayeigenschaften, Kolbengeometrie und die Interaktionen der Einspritzstrahlen mit der Ladungsbewegung prägen die Gemischbildung stark. Insbesondere bei hohen Leistungsdichten (großen Kraftstoffmengen) kann eine Aufteilung der Einspritzmenge (Mehrfacheinspritzung) im Saughub, zur Unterstützung der Gemischbildung, zweckmäßig sein [32]. Die Injektoren können sowohl seitlich als auch zentral im Zylinderkopf angeordnet sein, Abbildung 2.8.



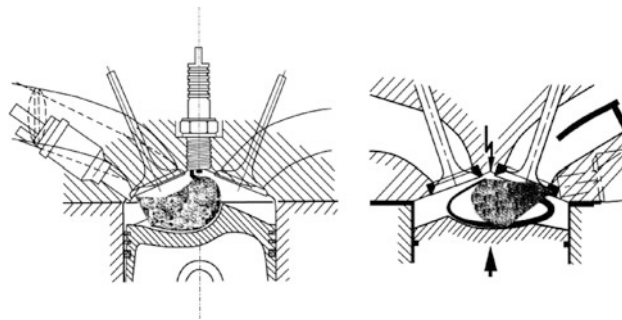
**Abb. 2.8:** Homogene Gemischbildung bei seitlicher (*links*) und zentraler (*rechts*) Einbaulage, Einspritzvorgang im Ansaugtakt [32]

Alle Schichtbrennverfahren zielen nun darauf ab, beim Ottomotor die Laststeuerung nicht wie sonst üblich mittels Drosselung (Quantitätsregelung), sondern über die in den Brennraum eingebrachte Brennstoffenergie vorzunehmen (Qualitätsregelung). Der Motor kann somit im Idealfall auch in der Teillast ungedrosselt betrieben werden. Unter diesem Gesichtspunkt sinken zum einen die Ladungswechselverluste und zum anderen steigt der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors aufgrund eines höheren globalen Luftverhältnisses im Brennraum.

Im Gegensatz zum Homogenbrennverfahren erfolgt die Kraftstoffeinspritzung erst im Verdichtungsstakt, wodurch sich eine Gemischwolke ausbildet, die im Idealfall von Frischluft umgeben ist. Diese wird, abhängig von der Art des Brennverfahrens, in die Nähe der Zündkerze transportiert, wobei nur innerhalb der Gemischwolke ein zündfähiges Gemisch existiert, global liegt im Brennraum ein Luftverhältnis  $\lambda \gg 1$  vor. Abhängig von der Art und Weise, wie die Gemischwolke zur Zündkerze geführt wird unterscheidet man zwischen drei Schichtkonzepten:

- wandgeführtes Verfahren
- luftgeführtes Verfahren
- strahlgeführtes Verfahren

Die Schichtkonzepte der ersten Generation (wand- und luftgeführte Brennverfahren) weisen eine spezifische Kolbenform auf, die den eingebrachten Kraftstoff in Verbindung mit einer gezielten Ladungsbewegung zur Zündkerze lenkt. Erfolgt der Kraftstofftransport vorwiegend durch die Kolbenform, spricht man von einem wandgeführten Verfahren, dominiert hingegen die Ladungsbewegung (Tumble) wird es als luftgeführtes Verfahren bezeichnet [17], Abbildung 2.9. Nachteilig ist bei beiden Verfahren vor allem die Kolben-/Wandbenetzung durch den Kraftstoff, die in der Teillast vermehrt zu HC- und/oder Partikelemissionen führt und einen Wirkungsgradverlust in der Verbrennung mit sich bringt.



**Abb. 2.9:** Schichtkonzepte der ersten Generation: wandgeführtes (*links*) und luftgeführtes (*rechts*) Brennverfahren [32]

Aktuelle Schichtkonzepte der zweiten Generation (strahlgeführte Brennverfahren) weisen eine zentrale Injektorposition unmittelbar neben der Zündkerze auf und vermeiden zur Ladungsschichtung den Umweg über den Pleuellager. Der Kraftstoffspray ist dabei so ausgebildet, dass der Kegelmantel des Strahls direkt an der Zündkerze vorbeiführt, um dort ein zündfähiges Gemisch zu bilden. Durch die noch später im Verdichtungsstakt stattfindende Einspritzung und die damit verbundene geringe Gemischbildungszeit werden hohe Anforderungen an das Einspritzsystem gestellt. Extrem schnell öffnende Piezo-Injektoren ermöglichen auch mehrere kurz aufeinander folgende Einspritzungen. Diese Eigenschaft kombiniert mit einer geeigneten Einspritzstrategie lässt zusätzliche Gestaltungsfreiheit hinsichtlich des lokalen Luftverhältnisses an der Zündkerze zu und ermöglicht gleichzeitig eine Erweiterung des Kennfeldbereichs zu höheren Lasten.

Der Automobilhersteller Mercedes-Benz hat dazu das Schichtbrennverfahren weiterentwickelt und das teilhomogene Magerbrennverfahren „Homogen-Schicht“ (HOS) eingeführt. Die Kombination aus der Einspritzung in den Saug- und in den Kompressionshub erzeugt eine gezielte Teilinhomogenität und bildet die Grundlage der Betriebsart Homogen-Schicht. Die letzte Einspritzung nur wenige Grad Kurbelwinkel vor der Zündung bewirkt eine lokale Gemischanreicherung, die zu einer lokalen Turbulenzerhöhung und zu einer sicheren Entflammung führt und eine stabile Verbrennung gewährleistet [28]. Die Abbildung 2.10 demonstriert die verschiedenen Betriebsmodi im Kennfeld

und die Ausweitung des Schichtbetriebs zu höheren Lasten eines im Serieneinsatz befindlichen DI-Ottomotors sowie die Einspritzstrategien.

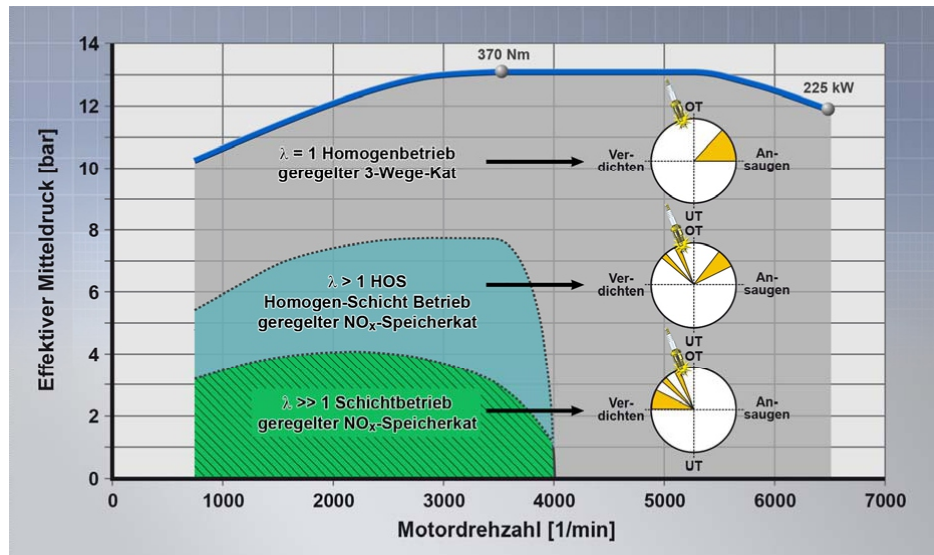


Abb. 2.10: Gemischbildung und Betriebsarten an einem modernen DI-Ottomotor von Mercedes-Benz (M 276) [28]

## 2.4 Motorenöle

Dem Motoröl als Schmiermittel wurde lange Zeit nur wenig bzw. kaum Beachtung geschenkt. Mit der Forderung nach längeren Wartungsintervallen, geringeren Bauteiltoleranzen, sowie dem Einsatz hoch belasteter Motoren (z. B. durch Downsizing) und komplexer Abgasnachbehandlungssysteme (z. B. DPF, SCR, NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator) rückte auch der Schmierölbereich in den Mittelpunkt des Interesses und führte zu einer stetigen Weiterentwicklung der Motorenöle. Die weit verbreitete Meinung „Das Öl hat im Motor ausschließlich Schmieraufgaben zu erfüllen“ soll mit diesem Kapitel widerlegt werden – „It’s more than just oil – it’s liquid engineering“, um es mit dem Werbeslogan von Castrol zu untermauern.

Dieses Kapitel entstand in Anlehnung an die Literatur [11, 5, 8, 9] und soll im Wesentlichen die in den nachfolgenden Kapiteln aufgezeigten Überlegungen und Ansätze zur Auswahl geeigneter Schmierölkompositionen bekräftigen sowie logisch und nachvollziehbar darstellen.

### 2.4.1 Aufgaben und Anforderungen

Die Aufgaben moderner Schmieröle im Motor sind so vielfältig, dass sie nur durch eine sorgfältig abgestimmte Additivierung der Motorenöle zu bewältigen sind. Im Alltags-



betrieb gibt es eine Menge an Herausforderungen, die vom Schmieröl zu bewältigen sind:

- Kurzstreckenbetrieb (Kondensatbildung)
- Kaltstartverhalten (Fließfähigkeit des Öls bei tiefen Temperaturen)
- Verlängerung der Ölwechselintervalle
- hohe Leistungsdichten (u. a. Turboaufladung) führen zu höheren Öltemperaturen und beschleunigen den Alterungsprozess
- Abgasnachbehandlungssysteme dürfen vom Öl nicht beeinträchtigt werden
- Rückführung der Blowby-Gase (Kurbelgehäuseentlüftung)

Das Motorenöl wird bei Entwicklern von Verbrennungskraftmaschinen mittlerweile nicht mehr nur als eine schlichte Notwendigkeit, sondern wegen seiner Vielseitigkeit bereits als ein eigenständiges „Konstruktionselement“ betrachtet, das in den Entwicklungsprozess mit einfließt. Vereinfacht lassen sich die vielfältigen Aufgaben eines Motorenöls und die Anforderungen an diese folgendermaßen darstellen:

- schmieren (Verschleißschutz)
- kühlen (Kolbenboden)
- abdichten (zwischen Kolben, -ringen und Zylinderlaufflächen)
- Kräfte übertragen
- reinigen (Schutz vor Ablagerungen, unerwünschte Substanzen)
- schützen (Korrosionsschutz)
- hohe Alterungsstabilität
- geringe Verdampfungsneigung
- definiertes Viskositäts-Temperatur-Verhalten

Eine Zusammenfassung der wichtigsten Anforderungen an ein modernes Motorenöl und die zur Erfüllung dieser erforderlichen Eigenschaften enthält Tabelle 2.1. Das tatsächliche Eigenschafts-Spektrum heutiger Motorenöle ist noch weit aus umfassender, vgl. [5].

### 2.4.2 Chemie des Erdöls

Erdöl besteht zum überwiegenden Teil aus chemischen Verbindungen der Elemente Kohlenstoff und Wasserstoff. Durch das Verketteten dieser beiden Atome können sich unterschiedliche Kohlenwasserstoffverbindungen (Moleküle) bilden, die sich in ihrer Größe und Form sowie in ihren Eigenschaften signifikant unterscheiden. Sie lassen sich prinzipiell in *gesättigte* (Alkane), *ungesättigte* (Alkene, Alkine) und *aromatische* Kohlenwasserstoffe untergliedern. Ein weiteres Unterscheidungskriterium ist der Molekülaufbau, womit sich vier Gruppen der Kohlenwasserstoffe ableiten, Tabelle 2.2.

**Tab. 2.1:** Anforderungen an die Schmiermittel für PKW-Motoren und deren Eigenschaften [5]

<b>Anforderungen</b>	<b>Eigenschaften</b>
Verminderung der Reibung zwischen sich relativ zueinander bewegenden Teilen und Verringerung des an den Schmierstellen auftretenden mechanischen Verschleißes (hydrodynamische Schmierung)	ausreichende Viskosität bei Betriebstemperatur und Verbesserung der Tragfähigkeit durch Extreme Pressure- bzw. Anti Wear-Zusätze.
Abführung der an den Reibstellen entstehenden Wärme (ausreichende Kühlwirkung)	notwendige Öldurchflussmenge gewährleisten und Öltemperatur beachten; geringe Verdampfungsneigung und gute thermische Stabilität
Ausreichende Sauberkeit des Motors (Abführung von Verschleißteilen aus der Reibstelle sowie Aufnahme von Schmutz und Schlamm)	entsprechende Detergent-Dispersant-Wirkung (Waschwirkung und Schlammentfernung)
Abdichtung an engen Spalten zwischen sich relativ zueinander bewegenden Teilen (insbesondere zwischen Kolben und Zylinder)	ausreichende Viskosität bei Betriebstemperatur
Korrosionsschutz an den Lagern und Rostschutz an den weiteren, nicht ständig vom Schmiermittel benetzten Metalloberflächen	korrosionsschützende Wirkung durch geeignete Additivierung
Verhinderung des durch die sauren Verbrennungsprodukte auftretenden, korrosiven Verschleißes	Öl mit ausreichender alkalischer Reserve
Keine negative Beeinflussung des Verbrennungsprozesses	möglichst niedriger Aschegehalt des Öles, Oxidationswiderstand
Ausreichendes Startverhalten des Öles	tiefer Stockpunkt und gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten (hoher Viskositätsindex), geeignete Viskositätslage bei tiefen Temperaturen
Gleichbleibendes Viskositäts-Temperatur-Verhalten über einen bestimmten Zeitraum bei Mehrbereichsölen	möglichst scherstabiles Verhalten der Viskositätsindex-Verbesserer, Oxidationswiderstand
Möglichst lange Schmierstoffeinsatzdauer	gute Alterungsbeständigkeit und guter Oxidationswiderstand des Grundöles, verstärkt durch Oxidationsinhibitoren; geringe Schaumbildungsneigung; geringe Verdampfungsneigung

Von *gesättigten* Kohlenwasserstoffen spricht man, wenn diese ausschließlich Einfachbindungen zwischen den Kohlenstoffatomen aufweisen. Diese können sowohl kettenförmig (Alkane), als auch ringförmig (Cycloalkane) aufgebaut sein. Insbesondere ihr reaktionsträges Verhalten, aufgrund des gesättigten Zustandes, macht sie für die Verwendung als Schmierstoff im Motor interessant, da nur diese die nötige Alterungsstabilität besitzen.

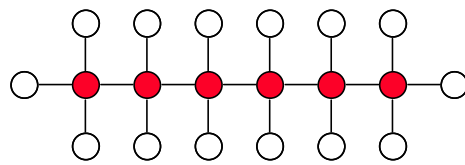
Zu den *ungesättigten* Kohlenwasserstoffverbindungen zählen die Alkene und die Alkine. Erstere weisen zumindest eine C-C-Doppelbindung auf, die bei kettenförmiger Struktur als *n*-Alkene bezeichnet werden, treten hingegen mehrere Doppelbindungen auf, spricht man von Polyenen. Alkene kommen im Erdöl praktisch nicht vor, sondern entstehen erst im Crack-Prozess. In Schmierölen sind sie eher unerwünschte Komponenten, da ihre Doppelbindung(en) im motorischen Betrieb relativ leicht aufbrechen, wobei es unweigerlich zur Anlagerung von Sauerstoff kommt, was zur Bildung von Alterungsprodukten führt. Alkine sind hingegen Verbindungen von C-Atomen, die eine oder mehrere C-C-Dreifachbindungen enthalten. In der Petrochemie werden die gesättigten und ungesättigten Kohlenwasserstoffe (geradkettig, verzweigt, ringförmig) unter dem Begriff der *aliphatischen Kohlenwasserstoffe* zusammengefasst.

Die letzte wichtige Gruppe der Kohlenwasserstoffverbindungen stellen die *aromatischen* Kohlenwasserstoffe dar. Sie sind ringförmig aufgebaut und weisen ein gemeinsames Strukturmerkmal (delokalisierte Elektronen) auf. Der kleinste und zugleich bekannteste Vertreter ist das Benzol (C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>), nach IUPAC: Benzen. Eine Untergruppe der Aromaten bilden die *polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe* (PAK bzw. PAH). Im chemischen Molekülaufbau zeichnet sich dies durch eine Verknüpfung mehrerer Benzolringe aus. Der einfachste Vertreter der kondensierten Aromaten ist das Naphthalen mit der Summenformel C<sub>10</sub>H<sub>8</sub>. Abbildung 2.11 gibt einen systematischen Überblick der Molekülstrukturen einiger Kohlenwasserstoffverbindungen.

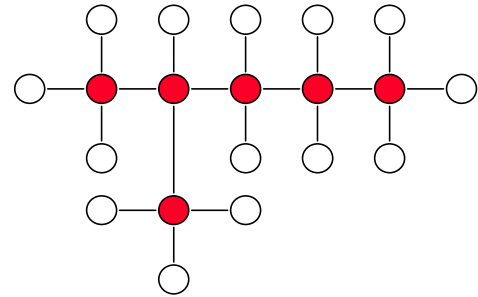
Neben den zuvor genannten Kriterien spielen weitere Kenngrößen der Kohlenwasserstoffe eine entscheidende Rolle. Besonders die *Molekülgröße* ist bestimmend für das Verdampfungsverhalten der Kohlenwasserstoffverbindungen. Auch *Molekülstruktur* und *Molekülmasse* beeinflussen deren chemisches und physikalisches Verhalten. Vor allem die Kennwerte

- Viskosität (Viskositäts-Temperatur-Verhalten)
- Aggregatzustand
- thermische Stabilität
- Alterungsstabilität (Oxidation)

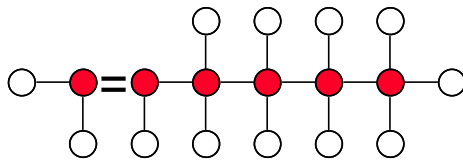
werden dadurch bestimmt bzw. beeinflusst. In Abbildung 2.12 sind die Schmelz- und Siedetemperaturen gesättigter, geradkettiger Kohlenwasserstoffverbindungen dargestellt und diese verdeutlicht auch die Zusammenhänge mit der Molekülgröße.



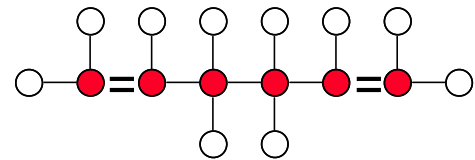
***n*-Paraffin (Hexan  $C_6H_{14}$ )**



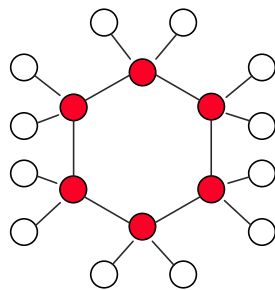
***iso*-Paraffin (2-Methylpentan, Isohexan)**



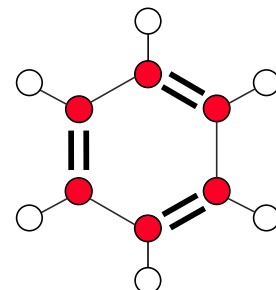
**Mono-Olefin (Hexen  $C_6H_{12}$ )**



**Diolefin (1,5-Hexadien  $C_6H_{10}$ )**



**Naphthen (Cyclohexan  $C_6H_{12}$ )**



**Aromat (Benzen  $C_6H_6$ )**

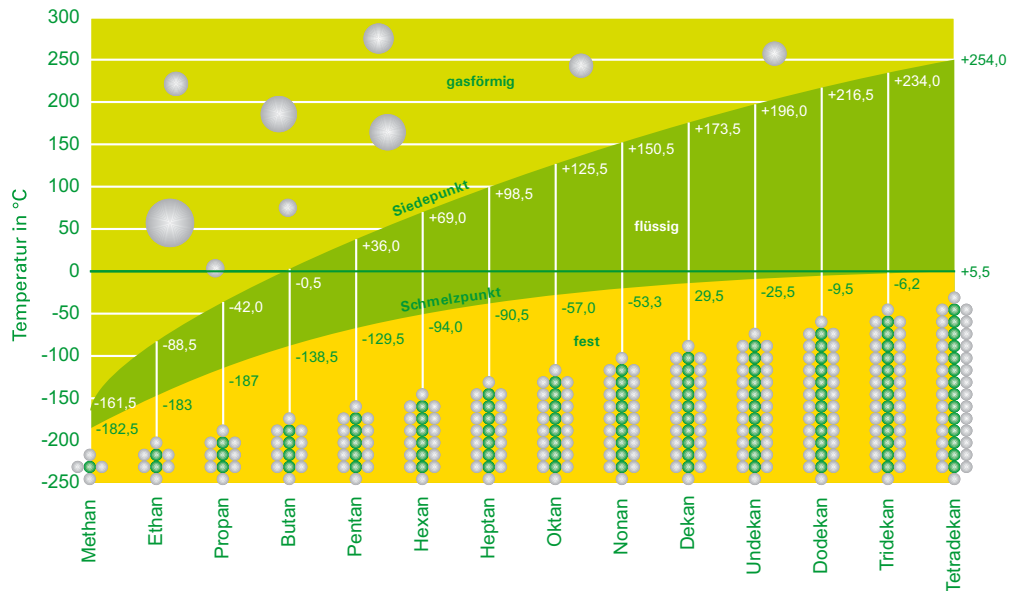


**Abb. 2.11:** Wichtige Molekülstrukturen von Kohlenwasserstoffen im Motoröl am Beispiel mit 6 Kohlenstoffatomen

Tab. 2.2: Bezeichnungen für Molekülstrukturen

veraltet	nach IUPAC*
Paraffine	Alkane
• <i>n</i> -Paraffine	• <i>n</i> -Alkane
• <i>iso</i> -Paraffine	• <i>iso</i> -Alkane
• Naphthene	• Cycloalkane
Olefine	Alkene
Acetylene	Alkine
Aromaten	Aromaten

\* International Union of Pure and Applied Chemistry

Abb. 2.12: Schmelz- und Siedetemperaturen von *n*-Alkanen [Quelle: BP]

### 2.4.3 Kenngrößen von Schmierstoffen

#### Viskosität

Die Viskosität ist ein Maß für die innere Reibung von Flüssigkeiten oder Gasen. Je größer der Widerstand ist, den ein Stoff dem Verschieben der Schichten entgegensetzt, desto größer ist seine Viskosität. Prinzipiell unterscheidet man zwischen zwei Arten von Viskositäten. Die *dynamische Viskosität*  $\eta$  mit der SI-Einheit  $\text{Pa} \cdot \text{s}$  beschreibt den inneren Widerstand eines Schmiermittels gegen das Verschieben seiner Schichten zueinander. Ältere aber nach wie vor gebräuchliche Einheiten sind das Poise (P) bzw. Centipoise (cP).

$$1 \text{ mPa} \cdot \text{s} = 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s} = 10^{-9} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{mm}^2} = 10^{-2} \text{ P} = 1 \text{ cP} \quad (2.14)$$

Im Gegensatz dazu ist die *kinematische Viskosität*  $\nu$  für das Fließverhalten eines Stoffes maßgebend und bei Schmierölen auch die gebräuchlichere Kenngröße. Die SI-Maßeinheit ist  $\text{m}^2/\text{s}$ , wobei auch noch die Einheiten Stokes (St) bzw. Centistokes (cSt) Verwendung finden.

$$1 \text{ mm}^2/\text{s} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} = 10^{-2} \text{ St} = 1 \text{ cSt} \quad (2.15)$$

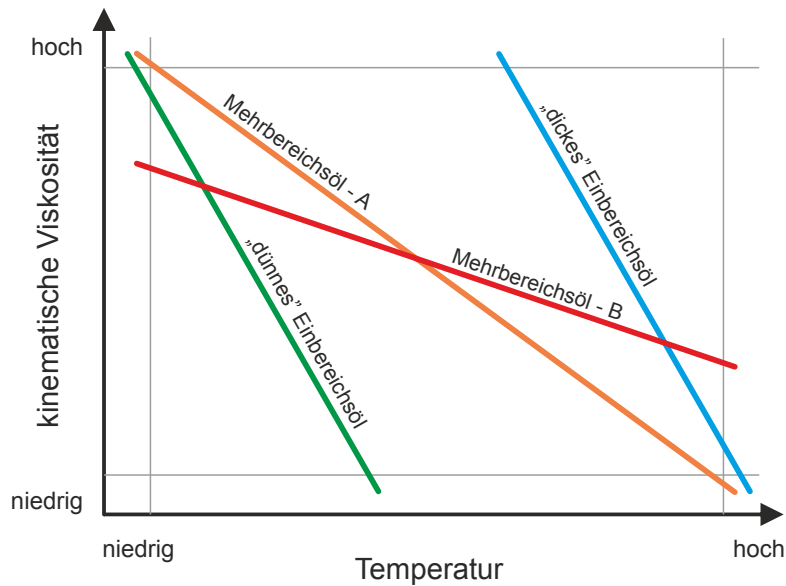
Der Zusammenhang zwischen dynamischer und kinematischer Viskosität definiert sich über die Dichte  $\rho$  des Schmierstoffs:

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (2.16)$$

#### Viskositäts-Temperatur-Verhalten

Alle flüssigen Schmierstoffe werden mit zunehmender Temperatur dünnflüssiger. Diese Änderung der Viskosität kann von Öl zu Öl unterschiedlich sein. Die kinematische Viskosität nimmt dabei annähernd hyperbolisch über der Temperatur, bei linearer Achsenskalierung, ab. Unter Einbeziehung des Ubbelohde–Walther-Diagramms ergibt sich für ein Öl jedoch eine Viskositätsgerade, wodurch das Viskositäts-Temperatur-Verhalten von Ölen einfach durch die Ermittlung der kinematischen Viskosität bei zwei Temperaturen ( $40^\circ\text{C}$  und  $100^\circ\text{C}$ ) bestimmt werden kann. In der Praxis sollte ein Motorenöl im kalten Zustand so dünnflüssig wie möglich und bei hohen Temperaturen so dickflüssig wie nötig sein. Dieses Viskositäts-Temperatur-Verhalten kann ausschließlich von Mehrbereichsölen abgedeckt werden.

Die dimensionslose Kennzahl, die dieses Verhalten beschreibt, ist der *Viskositätsindex* (VI). Je höher der VI, desto geringer ist der Viskositätsabfall mit zunehmender Temperatur, d. h. der Verlauf der Viskositätsgeraden wird flacher. Die Abbildung 2.13 demonstriert schematisch die wesentlichen Unterschiede zwischen Ein- und Mehrbereichsölen und gibt Aufschluss über den Einfluss des Viskositätsindex an zwei Mehrbereichsölen. Das Öl B weist einen deutlich höheren VI auf als das Öl A.



**Abb. 2.13:** Viskositäts-Temperatur-Verhalten (*Ubbelohde-Walther-Diagramm*)

Der Viskositätsindex eines gegebenen Öls kann nicht unmittelbar gemessen werden, sondern nur über einen Vergleich zweier Bezugsöle (Mineralöle) mit gleicher Viskosität bei 100 °C, aber stark unterschiedlichem Temperaturverhalten, nach der Gleichung 2.17 berechnet werden. Die Viskositätswerte der beiden Bezugsöle bei 100 °C sind nach DIN ISO 2909 festgelegt. Mit der Entwicklung der Mehrbereichsöle ( $VI \gg 100$ ) wurde auch ein neues Berechnungsverfahren eingeführt, was zum erweiterten VI ( $VI_e$ ) führte, Gleichung 2.18. Somit können auch Hydrocracköle, synthetische Grundöle und die Wirkung von VI-Verbesserern besser beurteilt werden [9].

$$VI = \frac{L - P}{L - H} \cdot 100 \quad (2.17)$$

$$VI_e = 100 + \frac{G - 1}{0.0075} \quad \text{mit} \quad G = \frac{\lg H - \lg P}{\lg Y} \quad (2.18)$$

- $H$  (High)  $\Rightarrow$  Viskosität des Bezugsöls mit  $VI = 100$  bei 40 °C
- $L$  (Low)  $\Rightarrow$  Viskosität des Bezugsöls mit  $VI = 0$  bei 40 °C
- $P$  (Probe)  $\Rightarrow$  Viskosität des zu bestimmenden Öls bei 40 °C
- $Y$  (Probe)  $\Rightarrow$  Viskosität des zu bestimmenden Öls bei 100 °C

#### 2.4.4 Herstellung und Zusammensetzung

Als Ausgangsstoff zur Herstellung von Basisflüssigkeiten – auch *Grundöle* genannt – für Schmieröle dient, unabhängig davon, ob sie mineralölbasisch oder synthetisch sind,

jeweils das Rohöl. Abbildung 2.14 zeigt ein stark vereinfachtes Schema der Herstellungsverfahren von Basisflüssigkeiten.

Das Rohöl wird zunächst in einem Röhrenofen auf eine Temperatur von  $< 400\text{ °C}$  erhitzt – bei höheren Temperaturen würden viele Kohlenwasserstoffe thermisch zerfallen – und anschließend einer atmosphärischen Destillationsanlage zugeführt. In dieser Anlage findet eine Fraktionierung der Kohlenwasserstoffe (z. B. Methan, Ethan, Propan, Butan, Benzin, Kerosin, Diesel, Heizöl) nach ihren unterschiedlichen Siedetemperaturen statt. Je nach Verarbeitungsverfahren und Prozessablauf werden nun aus dem Destillations-Rückstand *mineralische Grundöle* oder aus Rohbenzin durch Crack- und Syntheseprozesse *synthetische Grundöle* gewonnen.

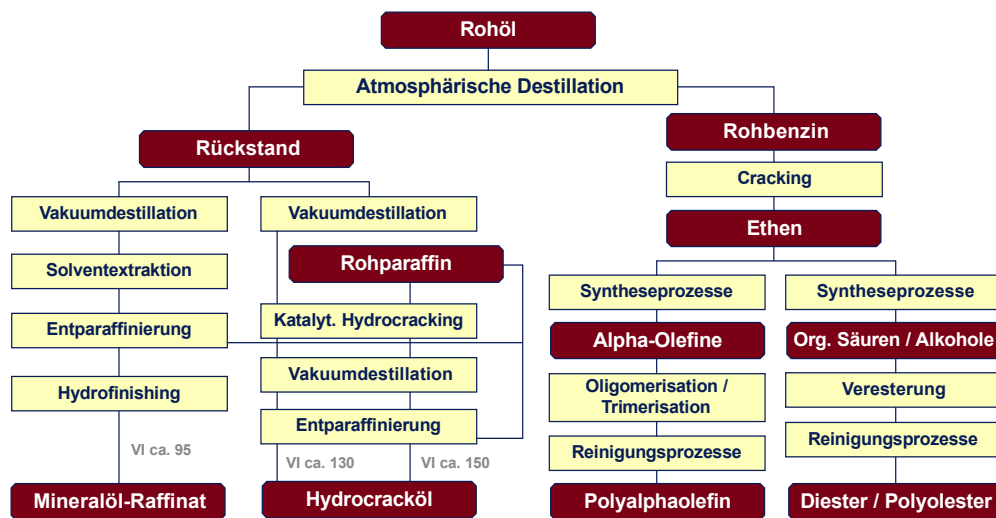


Abb. 2.14: Prozessablauf zur Herstellung der Grundöle (stark vereinfachtes Schema) [11]

## Mineralöl-Raffinate

Grundöle aus Mineralöl-Raffinaten finden auf dem Schmierölsektor auch heute noch die weiteste Verbreitung. Die bei der atmosphärischen Destillation (bei atmosphärischem Druck und Temperaturen bis ca.  $375\text{ °C}$ ) des Rohöls nicht verdampften Anteile (atmosphärischer Rückstand) dienen als Ausgangsstoff für die *mineralische* Schmierölherstellung. Vereinfacht kann man davon ausgehen, dass Kohlenwasserstoffmoleküle mit etwa 25 bis 35 C-Atomen vorliegen.

In der anschließenden Vakuum-Destillation (bei etwa 50–100 mbar) trennen sich aus dem atmosphärischen Rückstand die einzelnen Destillat-Fractionen ab, die vom dünnen Spindelöl bis zum zähflüssigen Zylinderöl reichen [5]. Die Vakuumdestillate enthalten noch unerwünschte Bestandteile (ungesättigte Kohlenwasserstoffe, Aromaten), die rasch zu Alterungserscheinungen wie Dunkelfärbung, Viskositätszunahme, Säurebildung und Ölschlamm führen würden. Um die für hochwertige Schmieröle erforder-



lichen Eigenschaften zu erreichen, müssen diese im Anschluss einer *Raffination* unterzogen werden. Die Raffinationsverfahren (Lösungsmittelextraktion, Entparaffinierung, Hydrofinishing) erzielen eine Verbesserung der Alterungsstabilität durch Entfernen unerwünschter Komponenten bzw. durch Umwandlung (anlagern von  $H_2$  – „hydrieren“) in gesättigte Verbindung und beeinflussen damit auch den Viskositätsindex positiv. Nach Durchlaufen der erforderlichen Prozessschritte im Zuge der Raffination erhält man schließlich das Raffinat bzw. Grundöle unterschiedlicher Viskositäten – grob unterschieden in dünn, mittelviskos und dickflüssig, Abbildung 2.15. Je kleiner die Molekülgröße, desto geringer die Siedetemperatur und die Viskosität, Abbildung 2.12.

Eine weitere, wenn auch relativ grobe, Untergliederung der Kohlenwasserstoffe lässt sich anhand der Molekülstruktur vornehmen. Aus chemischer Sicht besteht Erdöl bzw. auch Schmieröl, wie im Kapitel 2.4.2 erläutert, aus einer Vielzahl von Kohlenwasserstoffverbindungen (gesättigt, ungesättigt) unterschiedlicher Molekülgröße (Anzahl der C-Atome), verschiedenen Molekulargewichten und vielen möglichen Molekülstrukturen (geradkettig, verzweigt, zyklisch). Auf Basis der im jeweiligen Mineralöl überwiegenden Molekülstrukturen, wird zwischen *paraffinbasierten*, *naphthenbasierten* und *aromatischen* Ölen unterschieden. Die Tabelle 2.3 gibt den stark vereinfachten Zusammenhang wider.

Paraffinbasierte Öle haben i. d. R. eine höhere Alterungsbeständigkeit, ein besseres Viskositäts-Temperatur-Verhalten, höhere Flamm- und Stockpunkte als naphthenbasierte Öle. Diese wiederum sind wegen des niedrigeren Stockpunktes für den Einsatz bei tiefen Temperaturen besser geeignet. Der Viskositätsindex (VI) gewöhnlicher Mineralöl-Raffinate liegt im Bereich von 90 bis 100. Den von heutigen Hochleistungsölen geforderten Eigenschaften können sie damit nicht mehr gerecht werden.

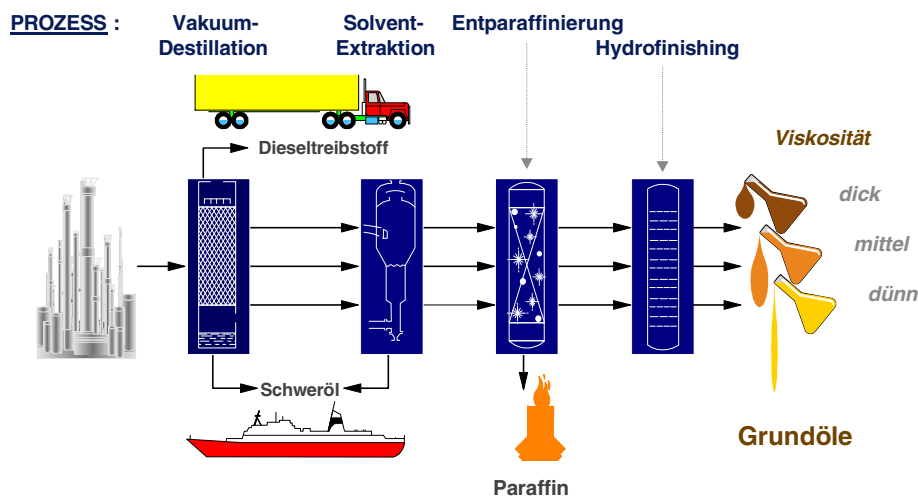


Abb. 2.15: Herstellung konventioneller Mineralöl-Raffinate (Grundöle) [11]

**Tab. 2.3:** Einteilung der Mineralöle aufgrund der Molekülstruktur [11]

Struktur	Hauptanteil	Merkmale
paraffinbasisch ( <i>n</i> - oder <i>iso</i> -Alkane)	> 75 % Paraffine	Dichte: < 900 kg/m <sup>3</sup> VI:* 93–105
naphthenbasisch	> 70 % Naphthene	Dichte: 900–940 kg/m <sup>3</sup> VI: 30–80
aromatisch	> 50 % Aromaten	Dichte: > 940 kg/m <sup>3</sup> VI: 0–40

\* Viskositätsindex

### Hydrocracköle

Die Hydrocracköle (HC-Öle) zählen wie die Mineralöl-Raffinate zu den *mineralischen Grundölen*. Als Ausgangsmaterialien dienen entweder Paraffin aus dem Entparaffinierungsprozess oder Vakuumgasöl. Im anschließenden Crackprozess (Hydrocracking) erfolgt unter Beisein eines Katalysators und H<sub>2</sub> die Aufspaltung langkettiger Kohlenwasserstoffmoleküle in Moleküle kürzerer Kettenlänge. Die HC-Öle zeichnen sich gegenüber den Mineralöl-Raffinaten im Wesentlichen durch einen höheren Anteil gesättigter Kohlenwasserstoffe ( $\geq 90\%$ ), was ihnen eine verbesserte Alterungs- bzw. Oxidationsstabilität beschert, sowie einen deutlich höheren Viskositätsindex (120 . . . 150) aus. Auch das Kälteverhalten (Pour Point) wird durch die kürzeren Ketten positiv beeinflusst.

Obwohl sie direkt aus dem Rohöl gewonnen werden, ist der Begriff HC-Syntheseöl weit verbreitet. Genau genommen ist die Bezeichnung Synthese in diesem Fall irreführend und fehl am Platz, da kein neuer Stoff aus zwei oder mehreren Elementen durch chemische Reaktion erzeugt wird. Im Handel werden sie oftmals dennoch unter teilsynthetische bzw. sogar vollsynthetische Motorenöle angepriesen.

### Synthetische Grundöle

Synthetische Basisflüssigkeiten sind in Motorenölen insbesondere dann unverzichtbar, wenn Hochleistungs-Mehrbereichsöle mit niedrigstem Ölverbrauch, bestem Verschleißschutz, geringem Kraftstoffverbrauch und das Potential für verlängerte Ölwechselintervalle gefordert werden. Die synthetischen Öle werden auf chemischem Weg durch Verknüpfen bestimmter Kohlenwasserstoffmoleküle im Zuge spezieller Prozessabläufe hergestellt. Als Ausgangsstoff dient Ethen (Äthylen), das nach dem Cracken aus Rohbenzin gewonnen wird. Wichtige Vertreter synthetischer Grundöle sind:

- Polyalphaolefine (PAO)
- Polyalkylenglykole (PAG)
- Ester (synthetische-, Phosphat-, Silikat-, Polyol-)
- Alkylierte Naphthalene (AN)

Synthetische Kohlenwasserstoffe wie z. B. PAO, aber auch Hydrocracköle haben einen ganz speziellen Molekülaufbau, wie er in den Ausgangsprodukten nicht vorhanden ist, sondern erst durch chemisches Veredeln (Cracken, Polymerisation, Kondensationsreaktion, Synthese) gezielt hergestellt wird. Dadurch lässt sich ein Produkt mit bestimmter Molekülstruktur und Kettenlänge und damit ausgezeichneten und vor allem gleichbleibenden Eigenschaften erzeugen. Sie sind gewissermaßen eine Maßanfertigung, um gehobenen Ansprüchen und Anforderungen im Schmierölbereich gerecht zu werden.

Im direkten Vergleich zu mineralischen Ölen können die synthetischen Basisflüssigkeiten eine Reihe gewichtiger Vorteile aufweisen:

- sehr hoher Viskositätsindex (kaum VI-Verbesserer notwendig)
- keine instabilen Komponenten (z. B. Olefine);  $\Rightarrow$  sehr gute Oxidationsstabilität
- niedrigste Verdampfungsverluste
- hohe thermische Beständigkeit
- geringer Kraftstoffverbrauch und gutes Tieftemperaturverhalten durch niedrigviskose Öle (vor allem SAE 0W-x und 5W-x)

Neben all den Vorzügen haben sie lediglich einen entscheidenden Nachteil: der deutlich höhere Preis. Bedingt durch die aufwändigen Herstellungsabläufe können die Mehrkosten im Vergleich zu Mineralöl-Raffinaten das 4- bis 6-fache betragen.

### 2.4.5 Additive für Motorenöle

Die in der Tabelle 2.1 angeführten vielfältigen Anforderungen an ein Motorenöl können auch von hochwertigen Basisflüssigkeiten nicht in vollem Ausmaß erfüllt werden. Obwohl als Grundöle i. d. R. hochwertige Raffinate Verwendung finden, müssen diesen zusätzliche Wirkstoffkomponenten (*Additive*) beigemischt werden. Dabei handelt es sich um ölfremde Zusatzstoffe, die öllöslich sind und eine dem Grundöl ähnliche Dichte besitzen.

Die chemischen Wirkstoffe der Additive

1. erlauben die Eigenschaften von Grundölen (z. B. Mineralölen) im angestrebten Sinn zu verändern und
2. verleihen dem fertigen Produkt Eigenschaften, die bisher im Grundöl nicht oder nicht ausreichend vorhanden waren.

Die Art und Menge der einzelnen Additive müssen auf jeden Fall auf den jeweiligen Anwendungsfall sorgfältig abgestimmt werden. Der Anteil an Additiven im Motorenöl ist aufgrund der steigenden Anforderungen stetig gestiegen und kann von wenigen ppm bis zu 30 % (m/m) betragen.

Eine Vielzahl der Additive sind oberflächen- oder grenzflächenaktive Stoffe, deren Aufbau im Prinzip einem Streichholz gleicht. Der „Kopf“ repräsentiert eine funktionelle

chemische Gruppe (*polarer Teil*), die z. B. von Wasser, Säuren, Metallen oder Rußpartikeln angezogen wird und konzentriert die eigentlichen Wirkstoffe. Die polare Gruppe und somit der Wirkstoff kann *organisch* (aschefrei) oder *metallorganisch* (aschebildend) aufgebaut sein. Der „Stiel“ (*oleophiler Teil*) besteht aus einem unpolaren Kohlenwasserstoffrest (Radikal), der die Löslichkeit im Grundöl sicherstellt.

### Viskositätsindex-Verbesserer

Um der Forderung nach Mehrbereichsölen gerecht zu werden, ist ein möglichst hoher VI anzustreben. Hochwertige mineralische Grundöle (Hydrocrack-Öle) weisen bereits ein sehr gutes Viskositäts-Temperatur-Verhalten auf ( $VI \approx 120 \dots 150$ ), womit der Einsatz von *VI-Improver* im Vergleich zu konventionellen Mineralöl-Raffinaten stark reduziert werden kann.

Als Wirkstoffkomponente dienen öllösliche, hochviskose, langkettige *Polymere*, die speziell bei hohen Temperaturen ihre Wirkung entfalten indem sie in Lösung gehen (Lösungsverhalten) und im ursprünglich niedrigviskosen Grundöl einen viskositätssteigernden Effekt, durch Reduktion des Viskositätsabfalls bei Temperaturanstieg, bewirken. Dadurch werden ein günstigeres Viskositäts-Temperatur-Verhalten (höherer VI) und eine zu höheren Temperaturen flacher werdende Viskositätsgerade erreicht. Bei tiefen Temperaturen wirken sie jedoch kaum. Die kinematische Viskosität bei niedriger Temperatur (40 °C) ist somit im Wesentlichen durch die Wahl des Grundöls bestimmt. Die Herstellung eines Mehrbereichsöls erfolgt nun unter Zugabe von VI-Verbesserer, bis die gewünschte Viskosität bei hoher Temperatur (100 °C) erreicht wird.

Die Wirkung der VI-Verbesserer lässt mit zunehmender Belastung infolge hoher Scherkräfte stetig nach. Bildlich kann man sich den Ablauf so vorstellen, dass durch die Scherkräfte die langkettigen Polymere zerrissen werden und dadurch der Effekt der VI-Improver abgeschwächt wird (permanenter Viskositätsverlust). Die Scherstabilität kann als ein wichtiges Qualitätsmerkmal für Mehrbereichsöle betrachtet werden. In Fachkreisen spricht man vom *Stay-in-grade-Verhalten*. Das bedeutet, dass die Viskosität des Gebrauchtsöls im Betrieb innerhalb der vorgegebenen SAE-Viskositätsklasse bleibt.

### Detergents, Dispersants

Beim otto- und dieselmotorischen Verbrennungsprozess entsteht eine Vielzahl von Verbrennungsprodukten, die das Motoröl mehr oder weniger stark belasten. Insbesondere Ölalterungsprodukte, unverbrannter Kraftstoff, Ruß, Stickoxide, Wasser und saure Verbindungen setzen dem Motorenöl über die Betriebsdauer zu und können die Funktionstüchtigkeit des Motors einschränken. Diese ö unlöslichen festen und flüssigen Fremdstoffe gelangen vorrangig über das Blowby in das Öl, wo sie zu harz- und asphaltartigen Ölalterungsprodukten und Schlammablagerungen an Motorteilen führen. Saure Verbrennungsprodukte (z. B.  $SO_2$  aus dem Schwefel im Kraftstoff,  $NO_x$ ,  $CO_2$ )

bilden Säuren und verursachen Korrosion an metallischen Werkstoffen im Motor und fördern die Öloxidation.

*Detergent-/Dispersant*-Additive sind im Prinzip Waschmittel, deren Aufgabe darin besteht, diese festen und flüssigen Verschmutzungen zu umhüllen und im Öl in Schwebelage zu halten, um so deren Anlagerungen auf Motorteilen und ein Zusammenballen (agglomerieren) untereinander, also Schlamm- und Lackbildung, zu verhindern. Zusätzlich müssen saure Produkte neutralisiert werden [9]. Die Funktion und Wirkungsweise der *Detergent-/Dispersant*-Additive kann allgemein nach folgenden Wirkungsmechanismen unterteilt werden:

- Umhüllen und waschen
- Peptisierung
- Solubilisierung
- Neutralisation saurer Produkte

Waschaktive Substanzen (*Detergents*) besitzen die Fähigkeit, Ablagerungen von Metalloberflächen (z. B. Zylinderlaufbahn) im Moment der Entstehung abzulösen sowie in begrenztem Maße auch den Motor von alten Rückständen zu befreien.

Aschegebende (metallorganische) *Detergents* oder aschefreie (organische) *Dispersants* umhüllen die festen Schmutzteilchen und halten sie im Öl in Schwebelage. Man spricht in diesem Zusammenhang von *Peptisierung*, Abbildung 2.16.

Im Gegensatz dazu werden bei der *Solubilisierung* flüssige Schmutzpartikel (z. B. Wasser) umhüllt und von aschefreien *Dispersants* im Öl in Schwebelage gehalten, Abbildung 2.17. Sie besitzen jedoch kein Neutralisationsvermögen. Diese Aufgabe übernehmen alkalisch (basisch) wirkende *Detergents*. Sie bilden die alkalische Reserve (TBN – Total Base Number) im Öl, die die sauren Produkte chemisch *neutralisieren*, wodurch organische und anorganische Salze (Nitrate, Nitrite, Sulfate) gebildet werden, die als solche unschädlich sind, Abbildung 2.18.

Im Motorenöl kommen letztlich mehrere, bestens aufeinander abgestimmte, multifunktionale Wirkstoffe mit einem breiten Wirkungsspektrum zum Einsatz. In den meisten Fällen werden metallorganische Verbindungen (z. B. Phosphate, Sulfonate, Salicylate) verwendet, die bei der Verbrennung einen Ascherückstand bilden.

## Verschleißschutz

Der Wirkstoff der *Verschleißschutz*- bzw. *Extreme Pressure (EP)*-Additive zielt besonders auf druck- und temperaturbelastete Reibstellen (Nockenwelle, Ventilbetätigung) ab, indem die Tragfähigkeit der Schmierschicht (Misch-, Festkörperreibung) erhöht und dadurch den Verschleiß an diesen Stellen vermindert wird. Der Effekt basiert auf der Bildung von Gleitschichten durch chemische Reaktionen auf den Metalloberflächen und verhindert so den direkten Metall-Metall-Kontakt.

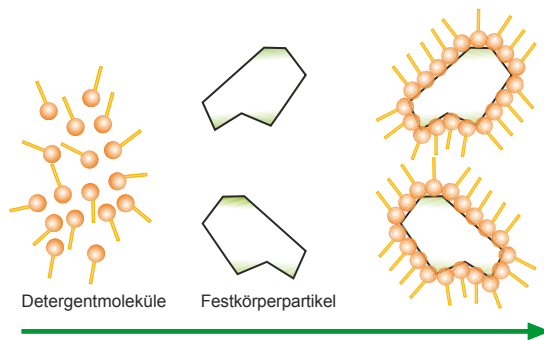


Abb. 2.16: Peptisierung [Quelle: BP]

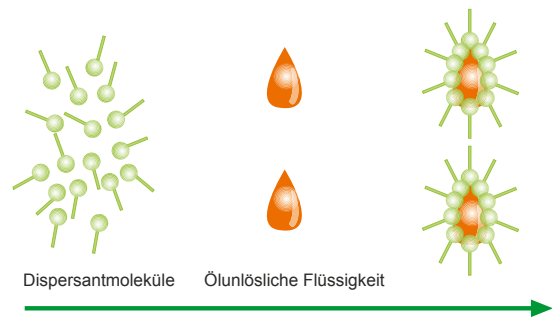


Abb. 2.17: Solubilisierung [Quelle: BP]

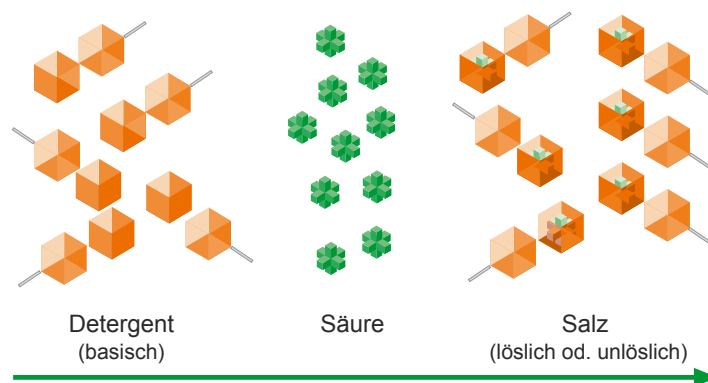


Abb. 2.18: Neutralisation [Quelle: BP]

Weitere wichtige Motorenöl-Additive sowie deren Wirkstoffe und Aufgaben können der Tabelle 2.4 entnommen werden. Nach Auswahl einer geeigneten Basisflüssigkeit und der zur Erfüllung der Anforderungen erforderlichen Additive wird bereits von den Öl-Herstellern ein geeignetes *Additivpaket* zusammengestellt. Die Kombination von Grundöl mit einem entsprechenden Additivpaket bezeichnet man nun als *vollformuliertes Motorenöl*, das den gewünschten Ansprüchen gerecht wird, Abbildung 2.19.

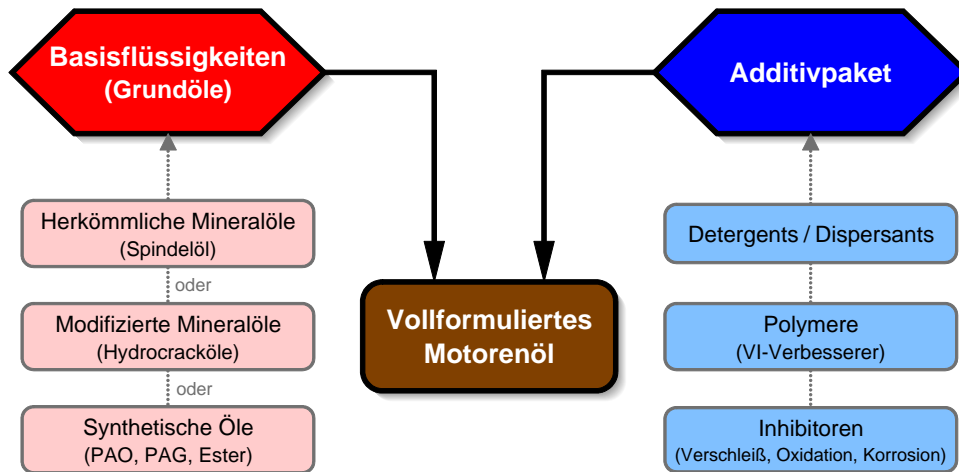


Abb. 2.19: Schematischer Aufbau der Motorenöle (Prinzipdarstellung)

**Tab. 2.4:** Typische Vertreter von Motorenöl-Additiven und deren Wirkmechanismen [9, 8]

<b>Additivtyp</b>	<b>Wirkstoff</b>	<b>Funktion</b>
VI-Verbesserer (VI-Improver)	Olefincopolymere (OCP) Styrol-Ester-Polymere Polymethacrylate Polyalkylstyrole	Verbesserung des Viskositäts- Temperatur-Verhaltens
Detergentien (Detergents)	X-Sulfonate X-Salicylate X-Phenolate (X = Ca; Mg; Na)	Reinhaltung des Motorinneren Neutralisation von Säuren Verhinderung von Lackbildung
Dispersanten (Dispersants)	Poly-iso-Buten-Succinimide	in Schweben halten von Ruß, Alterungsprodukten und sonstigen Fremdstoffen Verhinderung von Ablagerungen
Verschleißschutz (Anti Wear)	Zinkalkyldithiophosphate Molybdänverbindungen organische Phosphate organische Schwefel- und Schwefel-Phosphorverb.	Herabsetzung bzw. Vermeidung von Verschleiß
Oxidations- inhibitoren	Zinkdialkyldithiophosphate Alkylphenole Diphenyl-Amine Metall-Salicylate	Verhinderung von Öloxidation und Eindickung
Korrosions- inhibitoren	X-Sulfonate (X = Ca; Na) organische Amine Bernsteinsäure-Halbester Phosphoramine, Amide	Verhinderung von Korrosion
Reibungsminderer (Friction modifier)	milde EP-Additive Fettsäuren Fettsäurederivate organische Amine	Herabsetzung der Reibungs- verluste
Schauminhibitoren (Anti foam)	Siliconverbindungen Acrylate	Verminderung bzw. Vermeidung von Schaumbildung im Öl
Stockpunkt- verbesserer (Pour point improver)	Polyalkylmethacrylate	Verbesserung der Fließeigen- schaften bei tiefer Temperatur



# 3 Methodik

## 3.1 Ölchemische Ansätze

Erste eigene Überlegungen wurden in Richtung Erforschung der Vorentflammungsneigung verschiedener am Markt erhältlicher vollformulierter Motorenöle angestellt. Aufbauend auf dem chemischen Grundwissen über Kohlenwasserstoffe und vor dem Hintergrund der für Schmieröle typischen Eigenschaften und Anforderungen, wurde letztlich eine systematisch-wissenschaftliche Herangehensweise zur Bestimmung des Öleinflusses auf Vorentflammungen über den chemischen, strukturellen Aufbau von Schmierölen gewählt. Basierend auf dem in Abbildung 2.19 dargestellten schematischen Aufbau der Motorenöle erfolgte eine Vorauswahl der zu untersuchenden Komponenten und Parameter. Die ölchemischen Ansätze beruhen nun im Wesentlichen auf drei Säulen:

- Grundöle
- Additive im Grundöl
- vollformulierte Motorenöle (Frischöle, Gebrauchtole)

Die Abbildung 3.1 gibt einen Überblick über die methodischen Ansätze basierend auf der Ölchemie und verdeutlicht die Vielfalt möglicher Motorenölszusammensetzungen.

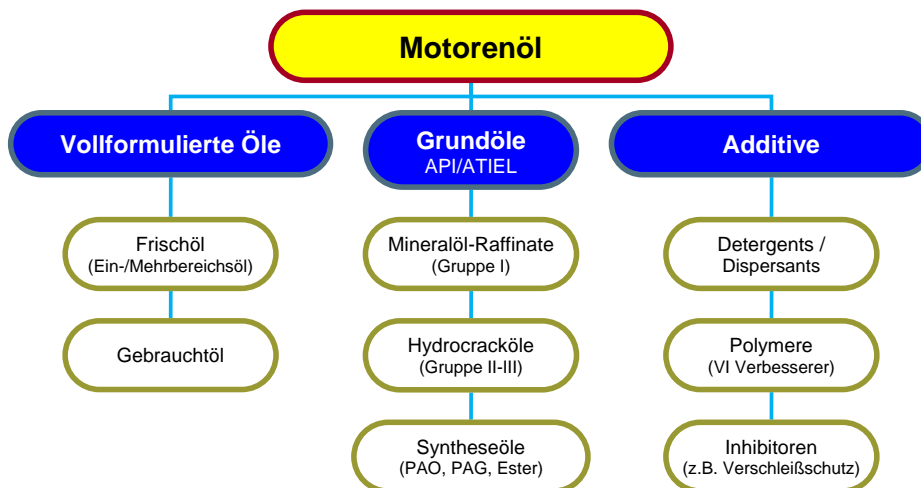


Abb. 3.1: Übersicht der untersuchten Motorenölszusammensetzungen

### 3.1.1 Grundöle

Bei der Auswahl der Basisflüssigkeiten wurde insbesondere darauf Bedacht genommen, eine möglichst große Vielfalt von Molekülstrukturen abzudecken. Das beginnt bei den Mineralöl-Raffinaten mit paraffinischer, naphthenischer oder aromatischer Struktur, reicht über die Hydrocrack-Öle bis zu den synthetischen Ölen wie den Polyalphaolefinen (PAO) und Estern. Die Grundöle bestimmen bereits wichtige Eigenschaften des fertigen Motorenöls wie z. B. die Viskosität, das Viskositäts-Temperatur-Verhalten und die Alterungsstabilität und sind nach API (*American Petroleum Institute*) klassifiziert [6, 1]. Sie werden in fünf Gruppen eingeteilt, wobei als Unterscheidungsmerkmale der *Anteil der gesättigten Kohlenwasserstoffe*, der *Schwefelgehalt* und der *Viskositätsindex* herangezogen werden, Tabelle 3.1. Grundöle auf mineralischer Basis sind den API-Gruppen I-III zugeordnet, die Gruppen IV und V beschreiben ausschließlich synthetische Basisflüssigkeiten. Die Mineralöl-Raffinate der API-Gruppe I werden vorwiegend durch simple Lösungsmittelraffination (Solventextraktion) gewonnen. Basisflüssigkeiten, welche die Kriterien der API-Gruppen II bzw. III erfüllen, weisen eine höhere Qualität auf und erlangen durch den Hydrocrack-Prozess bzw. durch Hydroisomerisation eine deutlich gesteigerte Alterungsstabilität (Öloxidation). Grundöle der API-Gruppe III zeichnen sich durch einen – für mineralische Öle – bereits sehr hohen VI aus und werden heutzutage vorwiegend zur Formulierung moderner PKW-Motorenöle verwendet.

**Tab. 3.1:** Klassifizierung der Grundöle nach API [6]

Gruppe	Zusammensetzung	Schwefelgehalt	Viskositätsindex
I	< 90 % gesättigte KW*	> 0.03 %	$\geq 80 < 120$
II	$\geq 90$ % gesättigte KW	$\leq 0.03$ %	$\geq 80 < 120$
III	$\geq 90$ % gesättigte KW	$\leq 0.03$ %	$\geq 120$
IV	Polyalphaolefine (PAO)		
V	alle nicht in I-IV enthaltenen (z. B. Ester, PAG, alkyl. Naphthalene)		

\* Kohlenwasserstoffe  
Anteile in (m/m)

### Molekularer Aufbau

Die Eigenschaften der Basisflüssigkeiten werden wesentlich vom molekularen Aufbau bzw. der *Molekülstruktur* bestimmt. Dabei spielt auch die *Molekülmasse* (Molekulargewicht), bei gleicher Molekülstruktur, eine bedeutende Rolle. Die Kettenlänge der Kohlenstoffverbindungen nimmt aufgrund der mit zunehmender Molekülmasse ansteigenden Siedetemperatur direkten Einfluss auf die Viskosität des jeweiligen Grundöls, Abbildung 2.12. Dies führt in diesem Kontext zum nächsten wichtigen Parameter, dem Verdampfungsverhalten, aus dem zusätzliche Informationen erschlossen werden können.

## Verdampfungsverhalten

Eine weitere wichtige Kenngröße zur Beurteilung der Qualität von Grundölen ist das Verdampfungsverhalten bzw. der *Verdampfungsverlust*. Ist ein Schmierstoff permanent höheren Temperaturen, wie in Verbrennungsmotoren, ausgesetzt, treten niedrigsiedende Kohlenwasserstoffkomponenten in den gasförmigen Zustand über – sie verdampfen. Ein hoher Verdampfungsverlust führt neben der Änderung der Öleigenschaften (Eindickung) zu einer Viskositätszunahme und auch zu einem Ansteigen des Ölverbrauchs. Im Vergleich zu dünnflüssigen Mineralöl-Raffinaten (mineralölbasische Grundöle) zeigen HC-Öle und insbesondere synthetische Kohlenwasserstoffe aufgrund ihrer Molekülstruktur einen sehr geringen Verdampfungsverlust, vgl. Kapitel 4.2.4. Die Abbildung 3.2 verdeutlicht diesen Sachverhalt bei gleicher Viskositätsklasse.

Der Verdampfungsverlust eines Motorenöls, bestimmt nach NOACK entsprechend DIN 51581-1, wird entscheidend durch die Viskosität und die Art des verwendeten Grundöls bestimmt [15]. Dabei wird der Massenverlust durch Verdampfen einer Ölprobe bei 250 °C innerhalb einer Stunde quantitativ erfasst und in Prozent angegeben.

Neben der chemischen Zusammensetzung der Grundöle fand bei der Auswahl der Basisflüssigkeiten auch die Viskosität, die in weiten Bereichen variiert wurde, Berücksichtigung. Aufgrund des Zusammenhangs zwischen Verdampfungsneigung und Viskosität wurde somit auch diese Eigenschaft, die u. a. als Nebelbildung bzw. „Dieseleffekt“ bezeichnet wird und auch im Rahmen der Untersuchungen beobachtet wurde, in die Betrachtungen mit einbezogen.

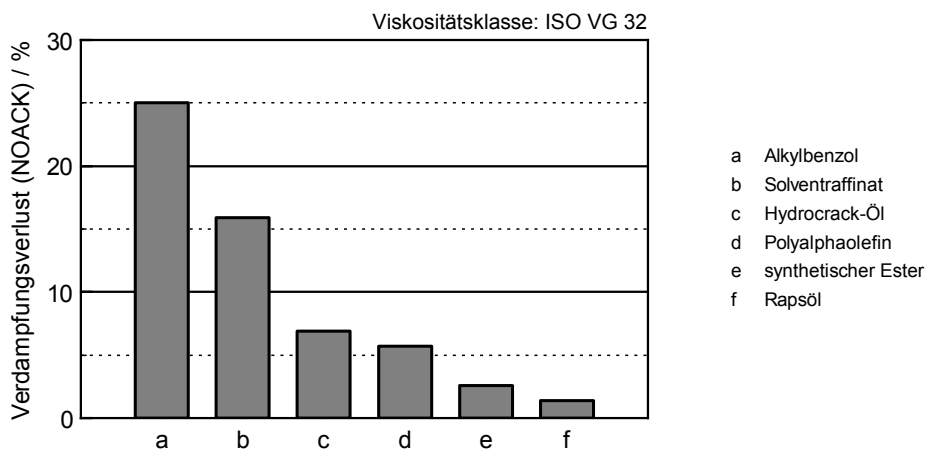


Abb. 3.2: Verdampfungsverlust verschiedener Grundöltypen [33, 29]

## Kolloid System

Im Allgemeinen spricht man von kolloidalen Strukturen (Systemen) bei Stoffgemischen, wenn Teilchen oder Tröpfchen in einem Dispersionsmedium (fest, flüssig oder gasfö-

mig) fein verteilt vorliegen. Im konkreten Fall des bereits vorgestellten Verdampfungsverhaltens eines Motorenöls kommt es bei zunehmender Temperatur zur Ausbildung eines *Kolloidsystems* (Nebelbildung) unterschiedlicher Tröpfchengröße. Dieser Prozess findet sowohl direkt im Brennraum (Abdampfen des Öls von der Zylinderwand) als auch im Kurbelgehäuse statt, wobei der Ölnebel über das Blowby, nach Passieren des Ölabscheiders, der Verbrennungsluft zum Teil wieder zugeführt wird. Die disperse Phase bilden dabei die fein verteilten Öltröpfchen im gasförmigen Dispersionsmedium (z. B. Gasphase im Brennraum).

In diesem Zusammenhang treten noch weitere Kolloidsysteme zum Vorschein. Exemplarisch seien hier die Suspension (z. B. Rußpartikel im Öl) und die Emulsion (z. B. Wasser oder Säuren im Öl) – ein Gemisch zweier nicht mischbarer Flüssigkeiten – genannt. Die disperse Phase ist bei der Suspension ein Feststoff und bei der Emulsion eine Flüssigkeit, wobei hier in beiden Fällen das Schmieröl als Dispersionsmedium fungiert.

### 3.1.2 Grundöl mit Additiven

Neben den reinen Grundölen (base stocks) unterschiedlicher API-Klassifizierung erfolgte auch eine Selektion ausgewählter funktioneller Additive moderner Motorenöle. Eine Vorauswahl sowie die Erstellung einer geeigneten Ölmatrix erfolgte in enger Zusammenarbeit mit der OMV, Tabelle 4.2. Die untersuchten Additive sowie deren wichtigste Vertreter sind die Detergents (Calciumsulfonat, -salicylat), die Viskositätsindex-Verbesserer (Olefin-Copolymer, Styrol-Dien-Copolymer) und die Verschleißschutzadditive (ZnDTP<sup>1</sup>). Weitere Additive wie Dispersants, Friction Modifier, Schaum-, Oxidations- und Korrosionsinhibitoren wurden zunächst ausgespart.

Zur Demonstration des Einflusses der einzelnen Additive wurden diese jeweils einem Grundöl der API-Gruppe III (dzt. „State of the Art“ base stock) in repräsentativen Konzentrationen beigemischt. Des Weiteren wurde auch eine Variation der Konzentration von Additiven (Detergents) sowie eine Typenvariation angestrengt, um auch diese Einflüsse auf die Vorentflammungsneigung zu dokumentieren.

### 3.1.3 Vollformulierte Motorenöle

Um den Bezug zu realen, vollformulierten Motorenölen herzustellen, wurden auch einzelne Frisch- und Gebrauchtole sowie Single- und Multigrade-Öle ausgewählt und in die Ölmatrix aufgenommen, Tabelle 4.2. Diese Motorenöle entsprechen dem heutigen Stand der Technik und beinhalten jeweils unterschiedliche Additivpakete.

#### Frischöle

Um für Endverbraucher die Auswahl des richtigen Öls für den jeweiligen Anwendungsfall zu erleichtern, wurden von der Society of Automotive Engineers (SAE) bereits

---

<sup>1</sup> Zinkdithiophosphate

im Jahre 1911 die *SAE-Viskositätsklassen* festgelegt. Die einzelnen Viskositätsklassen beschreiben einen Viskositätsbereich (kinematische Viskosität bei 100 °C), in den das klassifizierte Öl eingeordnet wird. Weiters existieren SAE-Klassen für Winter- bzw. Sommerreinigung und man unterscheidet zwischen Ein- (single grade) und Mehrbereichsölen (multi grade) [9]. Die *Viskosität* beschreibt jedoch nur *eine* Eigenschaft eines Öls und enthält *keinerlei Aussagen über die Qualität*, ist jedoch für die Einhaltung des korrekten Öldrucks und zur Gewährleistung der Versorgung der Schmierstellen mit Öl von entscheidender Bedeutung.

Aktuelle, am Markt erhältliche PKW-Motorenöle werden von einer Vielzahl von Institutionen bzw. Vereinigungen genormt. Zur Beschreibung des Leistungsvermögens eines Öls existieren Spezifikationen nach

- API     **A**merican **P**etroleum **I**nstitute
- ACEA   **A**ssociation des **C**onstructeurs **E**uropéens d'**A**utomobiles
- MIL-L   **U**S **M**ILITARY **L**ubricants Specification
- OEM     **O**riginal **E**quipment **M**anufacturer  
und weitere.

Die *API-Klassifikationen* definieren gewisse Mindestanforderungen an Motorenöle (z. B. Verschleißschutz, Oxidationsstabilität, Verdampfungsverluste, Schlammtragevermögen etc.). Man unterscheidet bei den Klassifikationen zwischen Ottomotoren und Dieselmotoren, wobei die folgende Notation Anwendung findet. Der erste Buchstabe steht für den Motortyp – S (Spark Ignition) für Ottomotoren und C (Compression Ignition) für Dieselmotoren, gefolgt von je einem zweiten Buchstaben, der die Qualitätsstufe repräsentiert (z. B. SN bzw. CF). Je weiter hinten im Alphabet der zweite Buchstabe steht, desto höher sind die Anforderungen und die Qualität des Motorenöls [9].

Die *ACEA-Spezifikationen* stellen die derzeit aktuelle Norm für Motorenöle europäischer Fahrzeugmotoren dar und definieren sowohl Mindestanforderungen für Labortests als auch für Vollmotor-Prüfstandstests. Am PKW-Sektor sind die Kategorien A (Ottomotoren), B (Dieselmotoren) und C (Dieselmotoren mit DPF), gefolgt von einer Zahl, von Bedeutung [9].

Für die Untersuchungen vollformulierter Motorenöle auf ihre Vorentflammungsneigung wurden sowohl moderne Mehrbereichsöle, sogenannte *Passenger Car Engine Oils* (PCEO), mit einer üblichen Viskositätsklasse (z. B. SAE 5W-30), als auch höherviskose Einbereichsöle, die in stationären Anwendungsfällen zum Einsatz kommen (z. B. SAE 40), herangezogen.

Als Basisöl zur Schmierung des Versuchsträgers wurde ein modernes, aschearmes low-SAPS<sup>2</sup> PKW-Motorenöl der Viskositätsklasse SAE 5W-30 und der Spezifikation nach ACEA-C3 (dzt. „State of the Art“), das auch für Dieselmotoren mit Partikelfilter

---

<sup>2</sup> Sulfated Ash, Phosphor, Sulfur

geeignet ist, ausgewählt. Die Begriffe *low-ash* bzw. *low-SAPS* beschreiben die Anforderungen moderner Abgasnachbehandlungssysteme (z. B. DPF), um ein Verstopfen dieser durch Ascheablagerungen aus dem Motorenöl zu vermeiden. Ein low-SAPS Motorenöl ist somit ein Öl mit sehr geringen Anteilen an Sulfatasche, Phosphor und Schwefel.

Mit der Entwicklung von Hochleistungs-Motorenölen für verlängerte Wartungsintervalle stieg auch der Anteil an Additiven im Öl. Lange Zeit galt: je höher der Additivanteil, desto besser ist das Öl. Insbesondere hohe Konzentrationen *metallorganischer Wirkstoffe* wie Calcium, Magnesium, Bor, Zink und natürlich auch Phosphor und Schwefel, die in den Detergents enthalten sind, beeinflussen die alkalische Reserve (TBN) positiv [22]. Nachteilig wirken sich diese aschegebenden (metallorganischen) Wirkstoffe jedoch auf Abgasnachbehandlungssysteme aus. Zur Erreichung des Zielkonflikts lange Ölwechselintervalle, guter Verschleißschutz und eine hohe alkalische Reserve bei gleichzeitig geringer Veraschung des Motorenöls führte zur Entwicklung neuartiger Additivpakete.

#### **Gebrauchtöle**

Zur Beurteilung des Einflusses des Alterungszustandes eines Motorenöls infolge von mechanischem Abrieb, Rußeintrag aus der Verbrennung, Kraftstoffeintrag und Öl-Oxidation wurden auch gebrauchte, stark gealterte Motorenöle einer Untersuchung unterzogen. Das Hauptaugenmerk lag zunächst auf gebrauchten *Passenger Car Engine Oils* (PCEO), wobei auch eine Unterscheidung nach dem Verbrennungskonzept (Otto, Diesel) erfolgte.

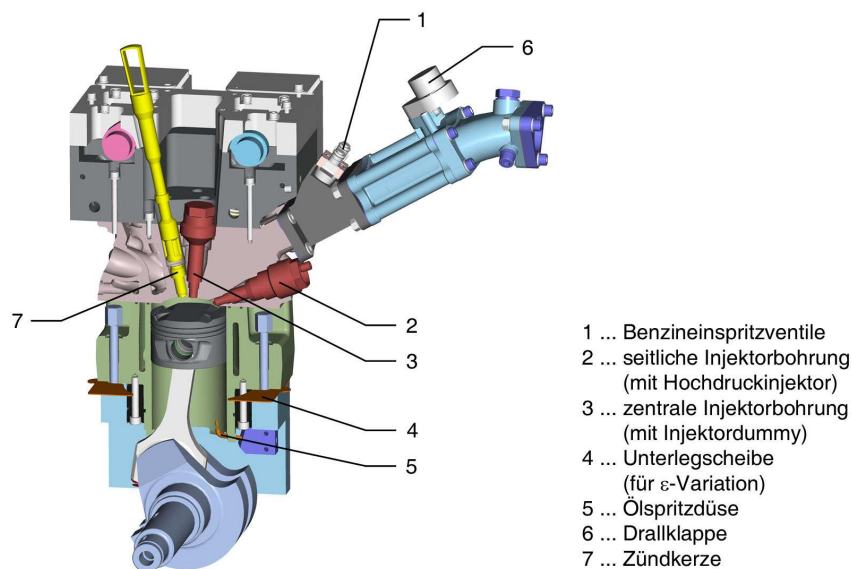
Im Hinblick auf an mich herangetragene, dokumentierte aktuelle Probleme im Bereich Vorentflammungen bei hoch aufgeladenen stationären Gasmotoren im Feldeinsatz, wurde auch hier die Gelegenheit ergriffen und mehrere Ölproben unterschiedlichen Alterungszustands gezogen und in die Ölmatrix aufgenommen. Konkret handelte es sich dabei um ein Blockheizkraftwerk, das mit Holzgas betrieben wird. Nach einer Betriebsdauer von etwa 1500 Betriebsstunden wurden zunehmend irreguläre Verbrennungssphänomene (Vorentflammungen) detektiert, deren Ursache nicht eindeutig zuordenbar war. Da das Motorenöl als möglicher Auslöser für die Verbrennungsanomalien gilt, habe ich mich im Zuge meiner Dissertation, deren Schwerpunkt jedoch auf modernen PCEO liegt, dieser Tatsache ebenso angenommen. Als Gasmotorenöle finden hochviskose Einbereichsöle, mit einer im Vergleich zu PKW-Motorenölen erhöhten Detergent-Dosierate (höherer Sulfataschegehalt) und somit einer höheren alkalischen Reserve zur Neutralisation saurer Verbrennungsprodukte, Verwendung. Diese Öle sind speziell für den Betrieb in stationären Gasmotoren mit Klär-, Deponie- und Biogas (wobei verstärkt Säuren gebildet werden) zur Erreichung längerer Ölstandzeiten entwickelt worden. Der Indikator zur Bestimmung des verbleibenden Neutralisationsvermögens eines Gebrauchtöls ist die Basenzahl – *Total Base Number (TBN)* – und wird durch eine Laboranalyse (z. B. nach ASTM D2896) ermittelt. Je höher die TBN (mg KOH/g Öl) ist, desto höher ist auch die Fähigkeit, Säuren im Öl zu neutralisieren.

## 3.2 Experimentelle Umsetzung

### 3.2.1 Forschungsmotor

Zur Bewerkstelligung der experimentellen Untersuchungen auf dem Motorprüfstand zum Thema Vorentflammungen kam ein relativ robuster Einzylinder-Forschungsmotor (FoMo) mit Variabilitäten im Verdichtungsverhältnis, der Gemischbildung, der Zündanlage und in den Ventilsteuerzeiten, zum Einsatz. Die erhöhte Spitzendruckfähigkeit des Triebwerks von dauerhaft bis zu 150 bar – einzelne Vorentflammungsereignisse können Drücke  $> 250$  bar erreichen (vgl. Abbildung 3.12) – war eines der Kriterien, das diesen Motor als Basis für die Vorentflammungsuntersuchungen prädestinierte.

Die Aufgabenstellung erforderte ein fremdgezündetes Verbrennungskonzept mit innerer Gemischbildung (Direkteinspritzung) und Freiheitsgraden bei der Injektorlage. Diesen Anforderungen konnte ein bereits vorhandener Zylinderkopf mit zentraler Zündkerzenlage ohne Einschränkungen gerecht werden, Abbildung 3.3. Die geometrischen Abmessungen, insbesondere der Bohrungsdurchmesser des Zylinders, entsprechen überwiegend den aktuellen BMW-Serienmotoren.

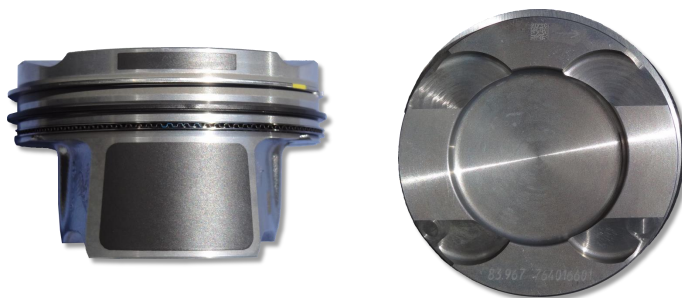


**Abb. 3.3:** Schnittdarstellung des Einzylinder-Forschungsmotors [19]

Gestützt auf veröffentlichte Informationen zum aktuellen BMW-Otto-Brennverfahren mit Aufladung und Direkteinspritzung und aufgrund der sehr guten Voraussetzungen der Hardware (Brennraumgeometrie, Zylinderkopf, Injektorlage) wurde versucht, das BMW-Brennverfahren möglichst detailgetreu nachzubilden [40, 41, 42]. Um das Grundtriebwerk auf ein aktuelles Brennverfahren zu ertüchtigen, mussten moderate

Änderungen am Kurbeltrieb (Kolben, Pleuel), an der Zündanlage sowie an der Einspritzausrüstung – Hochdruckdirekteinspritzung mit zentraler Injektorlage – vorgenommen werden. Dazu waren geringfügige Adaptierungsmaßnahmen vonnöten. Der eingesetzte Kurbeltrieb (Kolben und Pleuel) stammte von einem BMW-Serienmotor (N20B20), Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5. Die Möglichkeit bei den hoch belasteten Bauteilen auf Serienteile zurückgreifen zu können ist generell zu bevorzugen und stellte einen entscheidenden Vorteil dar, da die Ersatzteilversorgung im Schadensfall gesichert war.

Auch die Zündanlage wurde an den Hochlastbetrieb (erhöhter Zündenergiebedarf) angepasst, um eine sichere Gemischentflammung durch die mittig im Brennraum angeordnete Zündkerze zu gewährleisten. Die Kraftstoffversorgung erfolgte über eine externe, separat angetriebene und geregelte Hochdruckpumpe. Der Kraftstoff wird anschließend in ein Kraftstoff-Rail geleitet, das als Zwischenspeicher dient, um Druckpulsationen im Kraftstoffsystem zu minimieren und eine harmonische Druckregelung zu ermöglichen. Die Kraftstoffeinbringung erfolgte durch einen zentralen Hochdruck-Benzin-Injektor, der ebenso als Serienteil Anwendung findet. Die Ansteuerung des Injektors (Einspritzbeginn und -dauer) wurde über eine Engine Timing Unit (AVL 427 ETU) bewerkstelligt, welche ein TTL-Signal am Ausgang liefert, das im Anschluss in einem Ventilbooster (Provebo der Firma Hörbiger) für elektromagnetisch betätigte Ventile den zuvor programmierten Stromverlauf (Peak & Hold) generiert. Eine Zusammenfassung der wichtigsten technischen Daten des Einzylinder-Forschungsmotors findet sich in der Tabelle 3.2.



**Abb. 3.4:** Kolben BMW N20B20

Die Ventilsteuerzeiten am FoMo sind frei verstellbar. Der extern angeordnete Steuertrieb mittels Zahnriemen erleichtert die Zugänglichkeit und erlaubt ein relativ rasches Anpassen der Steuerzeiten. Dies ermöglicht auch das im „*Low-End Torque*“-Bereich erwünschte und mittlerweile öfters praktizierte *Scavenging* (Spülen des Brennraums bei positivem Spülgefälle), um eine bessere Füllung bei gleichzeitig geringerem Restgasanteil zu erreichen, womit die Klopfneigung aufgrund der geringeren Gemischtemperatur signifikant reduziert werden kann. Insbesondere für die Untersuchungen der durch das Schmieröl verursachten Vorentflammungen ist ein möglichst geringer Restgasanteil





Abb. 3.5: Pleuel BMW N20B20

(verbleibende freie Radikale können Vorreaktionen beschleunigen und evtl. Vorentflammungen auslösen) erwünscht, wodurch einerseits das Temperaturniveau reduziert bzw. andererseits die Last weiter erhöht werden kann. Abbildung 3.6 zeigt die Ventilerhebungskurven des Forschungsmotors mit Standardspreizung und mit maximal möglicher Ventilüberschneidung unter Berücksichtigung des erforderlichen Ventiltfreigangs und dem größtmöglichen Verdichtungsverhältnis.

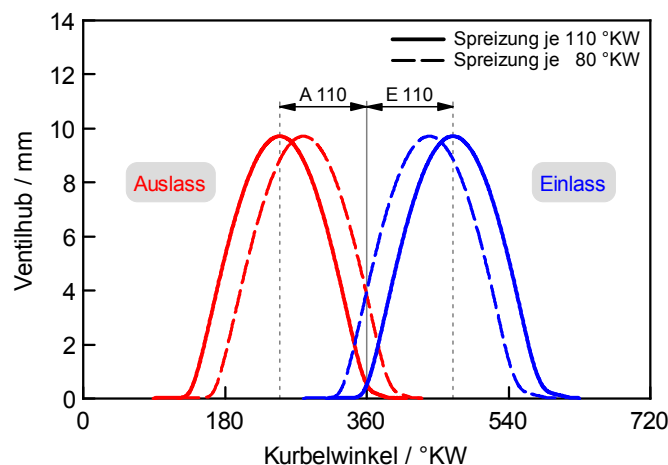


Abb. 3.6: Ventilerhebungskurven des Einzylinder-Forschungsmotors

### 3.2.2 Versuchsaufbau

Einen schematischen Überblick über den Prüfstands-aufbau gibt zunächst die Abbildung 3.7. Die Verbrennungsluft wird zentral über Drehschraubenkompressoren verdichtet und mittels einer Druckluft-Regelstrecke auf das gewünschte Druckniveau gebracht. Direkt im Anschluss an den Beruhigungsbehälter, der Druckpulsationen im Ansaugsystem aufnehmen bzw. dämpfen soll, wurde eine elektrische Vorheizung (Ladeluftvorwärmung) integriert. Die exakte Regelung der Ladelufttemperatur erfolgte unmittelbar vor der Drosselklappe mittels einer kleinen elektrischen Heizvorrichtung. Neben dem

**Tab. 3.2:** Technische Daten des Einzylinder-Forschungsmotors

<b>Kenngröße</b>	<b>Beschreibung</b>
Bohrung	84 mm
Hub	90 mm
Hubvolumen	499 cm <sup>3</sup>
Verdichtung	einstellbar*
Gemischbildung	äußere bzw. innere
max. Drehzahl	6000 min <sup>-1</sup>
max. Zylinderdruck	150 bar
max. Einspritzdruck	200 bar
Einspritzausrüstung	BMW N20B20
Kolben, Pleuel	BMW N20B20
Pleuellänge	144.35 mm
Injektortype	HDEV 5.1 (zentral, 6-Loch)
Ventiltrieb	4 Ventile, DOHC, Zahnriemen
Steuerzeiten	Spreizungen: Auslass: 160–80 °KW vWOT Einlass: 80–160 °KW nWOT Standardspreizung: Ein-/Auslass: 110 °KW/110 °KW
Ventilspielausgleich	Hydrostößel
Steuerzeiten bei 0.1 mm Hub	bei Standardspreizung
• Einlass (EÖ/ES)	8 °KW vWOT/ 114 °KW vZOT
• Auslass (AÖ/AS)	132 °KW nZOT/ 18 °KW nWOT
Ventildurchmesser	
• Ein-/Auslass	∅ 32 mm / ∅ 29 mm
max. Ventilhub	
• Ein-/Auslass	9.7 mm / 9.7 mm
Massenausgleich	1. Ordnung
Motorsteuerung	GEMS EM36

\* durch Unterlegscheiben frei wählbar von ca.  $\varepsilon = 9$  bis max. ca.  $\varepsilon = 13.5$  und abhängig von der Kolbenform

Ladedruck kann zur Simulation eines vorhandenen Abgasturboladers auch der Abgasgedruck stufenlos auf das gewünschte Niveau reguliert werden. Zur Konditionierung des Kühlmittels und des Motoröls des Forschungsmotors wurden jeweils speziell auf die Bedürfnisse dieses Forschungsprojekts – im Hinblick auf das Druck- und Temperaturniveau – abgestimmte Konditionieranlagen gefertigt. Der reale Versuchsaufbau am Motorprüfstand ist in Abbildung 3.8 ersichtlich.

### 3.2.3 Messtechnik

Neben der Standard-Prüfstandsmesstechnik wie Drehzahl, Drehmoment, Kraftstoffverbrauch, Luftmasse, Lambda, Drücke und Temperaturen der Medien (Öl, Wasser, Luft) erfolgte auch eine permanente Überwachung der Rohemissionen im Abgas mittels Abgasmesstechnik. Zu den wichtigsten Emissionen zählen: CO, HC, NO<sub>x</sub>, CO<sub>2</sub> und die für direktspritzende Ottomotoren zunehmend an Bedeutung gewinnenden Partikel. Insbesondere der Zylinderdruckindizierung, zur Detektion der Vorentflammungsereignisse, kam eine hohe Bedeutung zu.

#### Indiziermesstechnik

Der Einzylinder-Forschungsmotor wurde für diese Messaufgabe mit einer Hochdruck- und einer Niederdruckindizierung (Einlass-/Auslasskanal) ausgerüstet. Dazu kam ein Indiziersystem von AVL samt Kurbelwinkelnehmer zum Einsatz. Als Zylinderdrucksensor fand ein wassergekühlter Sensortyp (QC34D) mit einer zulässigen Überlast von bis zu 300 bar Verwendung, um eine möglichst lange Standzeit aufgrund der zu erwartenden hohen Klopfspitzen und somit hohen Wärmebelastung zu gewährleisten.

Weiters wurden auch das Einlass- und Auslasssystem des Forschungsmotors indiziert, damit auftretende Rückzündungen in die Sauganlage zu erkennen waren und um Messdaten für eine mögliche Ladungswechsel- bzw. CFD-Simulation zu generieren. Hierfür wurden piezoelektrische GU21C-Drucksensoren von AVL in Kombination mit einem AE02-Adapter mit Kühlwasseranschlüssen und einem Druckausgang zur Bestimmung des statischen Absolutdrucks im Saug- und Abgassystem mittels piezoresistiven Druckaufnehmern eingesetzt. Nähere technische Angaben können der Tabelle 3.3 entnommen werden. Darüber hinaus wurden die Signale der Kraftstoffeinspritzung und der Zündanlage zur Bestimmung von Einspritzzeitpunkt, -dauer und ZZP, die auch zu den schnellen Messdaten zählen, mittels Strommesszangen abgegriffen.

Vor dem Hintergrund einer möglichst exakten Detektion der auftretenden Druckspitzen im Brennraum, mit dem Ziel, den Zylinderspitzenendruck später als Maß für die zerstörende Wirkung auftretender Vorentflammungen heranziehen zu können, wurde die maximale Abtastrate des Systems von 0.1 °KW ausgeschöpft. Ein wesentlicher Punkt beim Indizierverfahren zur Gewährleistung einer hohen Genauigkeit ist eine korrekte OT-Einpassung des Kolbens, was in diesem Fall über eine kapazitive OT-Sonde (AVL OT-Sensor 428) bewerkstelligt wurde.

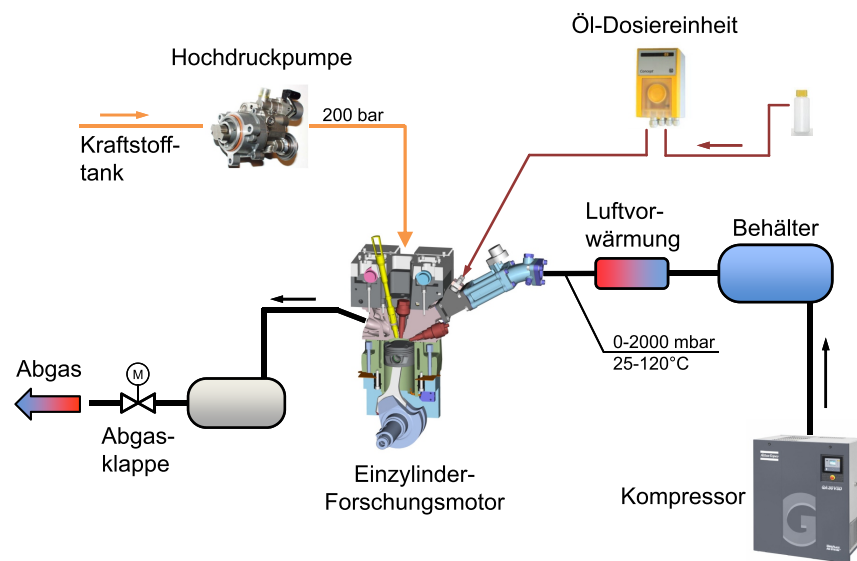


Abb. 3.7: Schematischer Prüfstands Aufbau

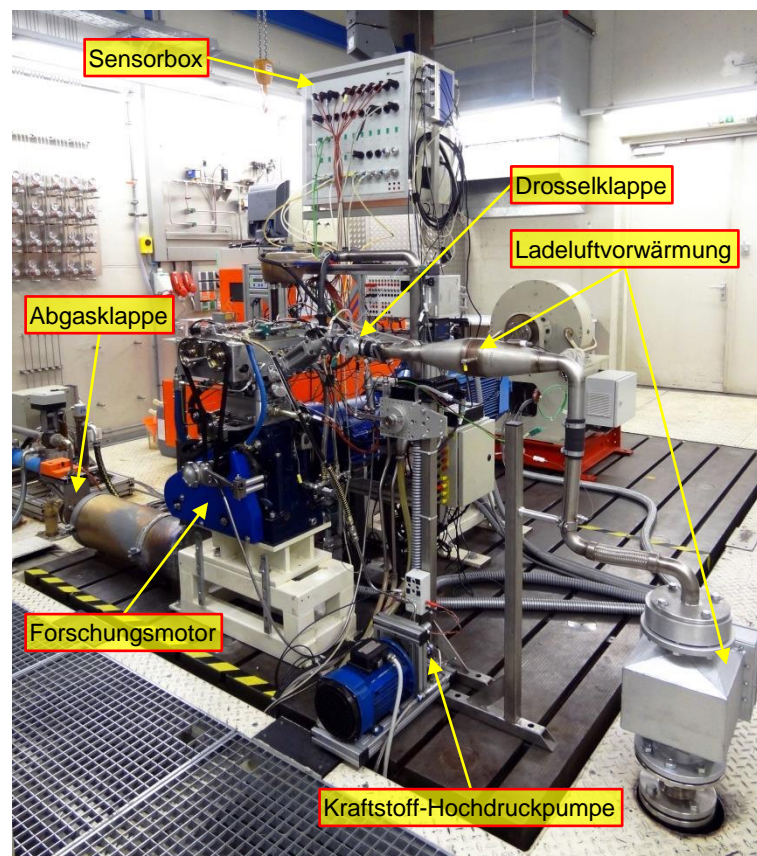




Abb. 3.8: Versuchsaufbau des Einzyylinder-Forschungsmotors

**Tab. 3.3:** Spezifikationen der piezoelektrischen Druckaufnehmer

Hersteller		AVL	AVL
Sensortyp		QC34D	GU21C
			
Messbereich	bar	0 ... 250	0 ... 250
Überlast	bar	300	300
Empfindlichkeit	pC/bar	19	35
Linearität	% FSO	$\leq \pm 0.2$	$\leq \pm 0.3$

Außergewöhnliche Messaufgaben, wie in diesem Fall die Detektion von Vorentflam-mungen, erfordern auch außergewöhnliche Methoden. Die Aufgabe des Indiziersystems lag nun darin, auftretende Verbrennungsanomalien zuverlässig zu detektieren und diese als Einzelzyklen abzuspeichern. Dies erfolgte über die Messsteuerung mit Ereignisde-finition, wobei vom Zeitpunkt des Eintretens des Ereignisses eine definierbare Anzahl an Arbeitszyklen vor (*Vorgeschichte*) und auch danach (*Nachgeschichte*) aufgezeich-net werden konnten. Beim Auftreten einer Vorentflammung kommt es bereits vor der elektrischen Funkenzündung zu einer Entflammung des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Brennraum, wodurch Druck und Temperatur stark ansteigen. Diesen Umstand macht man sich zu Nutze und definiert einen oder mehrere Trigger, die das Ereignis charak-terisieren und eine Messung auslösen. In diesem speziellen Fall stehen mehrere Mög-lichkeiten der Triggerung (Ereignisdefinition), unter Berücksichtigung der zyklischen Schwankungen, zur Wahl:

- Zylinderspitzenndruck
- Zylinderdruck zum Zündzeitpunkt
- Brennbeginn (z. B. MFB5% – 5 % Energieumsatzpunkt)

Aus Gründen der Redundanz und zur Gewährleistung einer sicheren Aufzeichnung der Vorentflamungsereignisse wurden zunächst alle drei Parameter in die Messsteue-rungsroutine implementiert und mit ODER verknüpft. Der Beweis, dass alle drei Vari-anten zum selben Ergebnis führen, wird im Kapitel 3.3 erbracht.

Der Einzylinder-Forschungsmotor ist auf einen maximalen Zylinderdruck von 150 bar ausgelegt. Vor diesem Hintergrund und der zu erwartenden hohen Spitzendrücke wurde eine *Spitzendrucküberwachung* implementiert, die bei Überschreiten dieses Grenzwertes (z. B. durch eine Vorentflammung oder starkes Klopfen) unverzüglich einschreitet, um Bauteilschäden am FoMo bzw. die Zerstörung des Motors zu verhindern. Das Indi-ziersystem wurde dazu so konfiguriert, dass bei Überschreiten einer zuvor festgelegten Schwelle ein Bit am COM-Port gesetzt wird. Mittels einer eigens entworfenen und an-gefertigten elektrischen Schaltung (potentialfreier Schalter mittels Optokoppler) wurde

dieser Sachverhalt der Prüfstandssteuerung mitgeteilt. In der Prüfstandssoftware wurden eine Abfrage und zwei Zähler implementiert, die die Anzahl der Überschreitungen des maximal zulässigen Zylinderdrucks aufsummierten. Der eine Zähler wurde zur Dokumentation aller detektierten Überschreitungen als „nicht rücksetzbar“ konfiguriert, der zweite Zähler fungierte als temporärer und rücksetzbarer Counter. Beobachtungen am Motorprüfstand haben ergeben, dass Vorentflammungen fast ausschließlich als Einzelereignis auftreten. Eine Not-Abschaltung des Motors ist daher erst notwendig, wenn mehrere Zylinderdrucküberschreitungen direkt bzw. in zeitlich sehr kurzen Abständen aufeinanderfolgen und sich das System durch die hohe Wärmestrombelastung des Brennraums aufzuschaukeln droht. In der Prüfstandssteuerung wurde festgelegt, dass ein automatisiertes Eingreifen erst ab einer Anzahl von  $> 5$  Überschreitungen durch Ausblenden der Einspritzung erfolgen soll.

### 3.2.4 Schmieröleindosierung

Die Suche nach einer geeigneten Möglichkeit, verschiedene Schmieröle auf ihre Affinität zu Vorentflammungen zu testen, stellte eine große Herausforderung dar. Für die Untersuchungen der einzelnen Versuchsöle war es erforderlich, eine geeignete, möglichst realitätsnahe, einfach zu realisierende und robuste Methode mit hohen Anforderungen im Hinblick auf die Dosiergenauigkeit, Kleinstmengenfähigkeit und chemische Beständigkeit zu entwickeln.

Dazu wurden, unter Berücksichtigung der Aufgabenstellung, mehrere Methoden der Öleinbringung recherchiert und auf ihre Vor- und Nachteile analysiert. Ein Versuch, die Testöle arbeitsspielsynchron mittels einer Dosierpumpe für Zweitaktmotoren (MIKUNI Solenoid Pump), die nach dem Prinzip einer Kolbenpumpe arbeitet, in das Saugrohr einzudosieren, scheiterte an der Kleinstmengenfähigkeit, der geringen Dosiergenauigkeit bzw. Reproduzierbarkeit der eingebrachten Ölmenge je Zeiteinheit und musste schließlich verworfen werden.

Eine arbeitsspiel- bzw. saughubsynchrone externe Öl-Beimengung direkt in den Brennraum (z. B. mittels Diesel-Injektor) wurde in den ersten Überlegungen favorisiert, musste aber aufgrund der nicht zu realisierenden kleinsten Mengen je Arbeitsspiel durch eine Methode mit kontinuierlicher Einbringung ersetzt werden. Wegen der im Brennraum vorherrschenden hohen Drücke und Temperaturen und unter Berücksichtigung eingangs erläuterten Herausforderungen, bot sich eine praktikable und gleichzeitig realitätsnahe Lösung einer externen Ölbeimengung in die Ansaugluft (Saugrohr), zur Untersuchung verschiedenster Ölkompositionen auf deren Vorentflammungsneigung, an. Bei Serienmotoren kann trotz Ölabscheidung der Blowby-Gase Öl in der Sauganlage, verursacht durch feinen Ölnebel aus den rückgeführten Blowby-Gasen (Kurbelgehäusentlüftung) sowie – je nach Verschleißzustand – auch vom Abgasturbolader, beobachtet werden. Dieser Umstand untermauert den zur Umsetzung gelangten, realitätsnahen Ansatz einer externen Öleinbringung.

Zur Umsetzung gelangte letztlich eine Variante mit konstanter Fördermenge, die stu-

fenlos eingestellt werden konnte. Als *Öl-Dosiereinheit* fand eine peristaltische Pumpe (Schlauch- oder Schlauchdosierpumpe), wie sie in vielen Bereichen der Industrie (z. B. Wasseraufbereitungsanlagen, Prozesstechnik, Chemie und Medizin) eingesetzt wird, Anwendung, Abbildung 3.9. Das Funktionsprinzip der Schlauchpumpe beruht auf äußerer mechanischer Verformung (abquetschen) eines flexiblen Pumpenschlauchs an einer oder mehreren Stellen durch federbelastete walzenförmige Rotorrollen am Pumpenrotor, wodurch das zu fördernde Medium transportiert wird. Die Rotordrehzahl sowie der Innenquerschnitt des Pumpenschlauchs bestimmen die Fördermenge. Diese Pumpenart zählt zu den Verdrängerpumpen und wartet mit einer Vielzahl von Vorteilen auf:

- exakte Dosierung sehr kleiner Fördermengen
- chemische Beständigkeit (bei geeigneter Materialauswahl des Pumpenschlauchs)
- Fähigkeit zur Förderung von höherviskosen Medien
- selbstansaugend
- keine Ventile
- zuverlässig
- langlebig

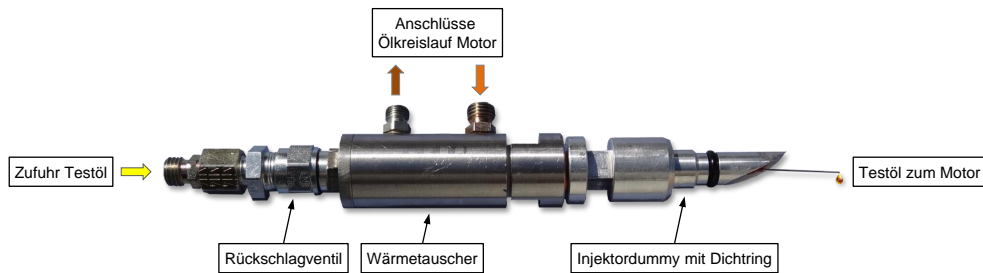
Mit der Auswahl eines für mineralische und synthetische Öle chemisch beständigen Pumpenschlauchs und der Tatsache, auch bei höheren Gegendrücken (Überdruck in der Sauganlage durch Aufladung) eine Förderung des Mediums sicherzustellen, konnten die ursprünglichen Anforderungen gänzlich erfüllt werden. Die technischen Daten zur verwendeten Schlauchdosierpumpe können der Tabelle 3.4 entnommen werden.



**Abb. 3.9:** Schlauchpumpe SAIER Concept 420sm [39]

Das Versuchs- bzw. Modellöl durchströmt nach Passieren der externen Dosierpumpe einen Öl/Öl-Wärmetauscher in der *Öl-Injektoreinheit*, welcher das Modellöl auf ca. 110 °C vorwärmt und somit auf ein realitätsnahes Temperaturniveau bringt, bevor es der Ansaugluft und letztlich der Verbrennung zugeführt wird, Abbildung 3.10. Die Einleitung des Versuchsöls erfolgt dabei unmittelbar vor einem Einlassventil, um eine

möglichst direkte Einbringung in den Brennraum zu gewährleisten und die Ansaugkanäle möglichst wenig zu benetzen. Als Zugang zur Sauganlage für die Öl-Injektoreinheit diene der am FoMo vorgesehene Platz für mögliche Saugrohreinspritzventile, Abbildung 3.7.



**Abb. 3.10:** Öl-Injektoreinheit zur externen Schmieröleindosierung

Die zusätzliche, extern eindosierte Menge der Versuchsöle wurde dabei unter Berücksichtigung realer Ölverbräuche moderner DI-Ottomotoren ( $0.1\text{--}0.3\text{ g/kWh}$ ) mit  $0.15\text{ g/kWh}$ , was einem neuwertigen Verschleißzustand entspricht, festgelegt. Mit der Gleichung 3.1 erhält man, abhängig von der abgegebenen Leistung des Forschungsmotors, den an der externen Dosierpumpe einzustellenden Ölmassenstrom in  $\text{g/h}$ .

$$\dot{m}_{\text{Öl}} = \text{Ölverbrauch} \cdot P_e \quad (3.1)$$

Der endgültigen Versuchsdurchführung zur externen Schmieröleindosierung geht jeweils eine Kalibrierung des Gesamtsystems, bestehend aus Öl-Dosiereinheit und Öl-Injektoreinheit, voraus. Dazu wird die errechnete Ölmasse pro Zeiteinheit mittels einer Präzisionswaage ermittelt und anhand der Pumpenrotordrehzahl exakt eingestellt. Dadurch kann ein mit der Betriebsdauer zunehmender Verschleiß des Pumpenschlauchs rechtzeitig erkannt und eine Fehlfunktion der Dosiereinheit sicher ausgeschlossen werden. Dieses Vorgehen bzw. diese Methodik macht das System sehr robust gegenüber auftretenden Störgrößen. Das ergänzende Aufstellen einer Massenbilanz aus Ölmasse im Behälter vor und nach dem Eindosierversuch bestätigt zusätzlich die einwandfreie Funktion des Gesamtsystems zur Öleindosierung.

### 3.3 Algorithmus zur Detektion und Bewertung von Vorentflammungen

Bei der ottomotorischen Verbrennung unterscheidet man prinzipiell zwischen regulärer und anormaler Verbrennung bzw. Verbrennungsanomalien (Klopfen, Glühzündung, Vorentflammung). Die Unterschiede zwischen diesen Verbrennungsarten sind im Kapitel 2.2 ausführlich erläutert und in den Abbildungen 2.3 bzw. 2.4 beispielhaft veranschaulicht. Die Herausforderung besteht nun darin, eine Methodik auszuwählen, um



**Tab. 3.4:** Daten der verwendeten Öl-Dosiereinheit [39]

<b>KenngroÙe</b>	<b>Beschreibung</b>
Bezeichnung	SAIER Concept 420sm
Ansteuerung	einstellbare Förderleistung
SteuergröÙe	potentialfreier SchlieÙer
Pumpenschlauch	PS 138-0.8×1.6 Innendurchmesser: $d_i = 0.8 \text{ mm}$ Material: FKM (Viton)
Förderleistung	0 . . . 7 ml/min (stufenlos) 0.07 ml/U <sub>mdr</sub> .
Pumpenrotor	0.1 . . . 100 min <sup>-1</sup>
max. Gegendruck	3.7 bar
Besonderheiten	selbstansaugend verschleißfreier Schrittmotor bis max. 2/3 der Nenndrehzahl ist eine Einschaltdauer von 100 % möglich

die einzelnen Vorentflammungsereignisse zu detektieren, eine klopfende Verbrennung allerdings zu ignorieren. Die Abbildung 3.11 gibt einen schematischen Überblick der angewandten Methodik und verbildlicht den entwickelten Prozessablauf.

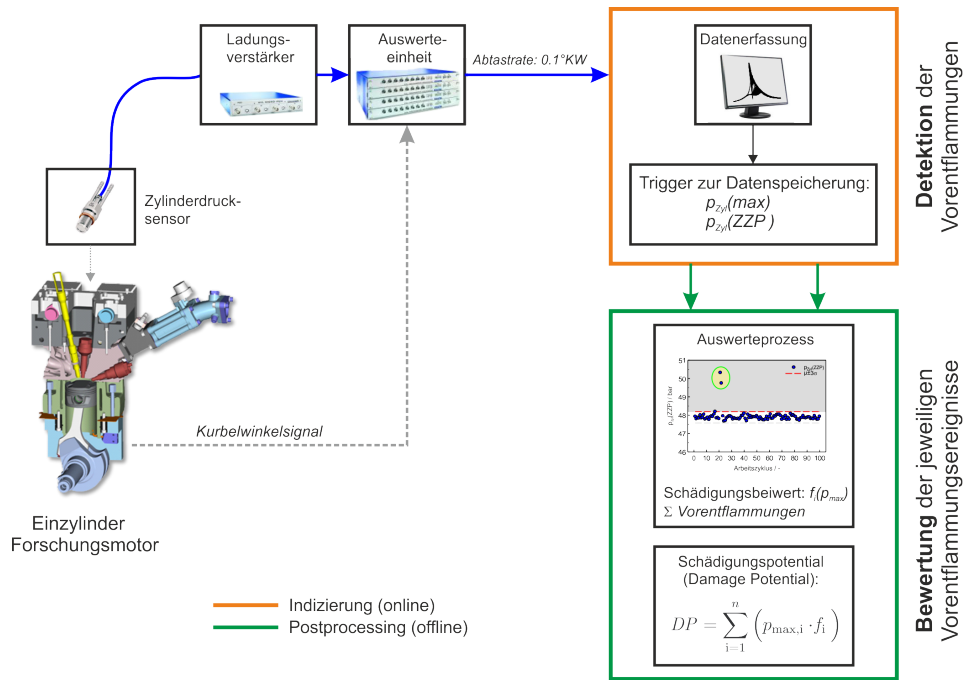
### 3.3.1 Detektion der Vorentflammungsevents

Die Aufzeichnung (Detektion) der Vorentflammungen erfolgte über das Indiziersystem. Der Grundgedanke beruht auf den im Kapitel 3.2.3 angeführten Charakteristika, in denen sich Vorentflammungen von der regulären Verbrennung signifikant unterscheiden. Aus Gründen der Vollständigkeit sind diese an der Stelle nochmals angeführt:

- Zylinderspitzenndruck ( $p_{Zyl,max}$ )
- Zylinderdruck zum Zündzeitpunkt ( $p_{Zyl,ZZP}$ )
- Brennbeginn (MFB1% – 1 % Energieumsatzpunkt)

Um die einzelnen Vorentflammungsevents zuverlässig detektieren zu können, wurde eine robuste statistische Methode gewählt und unterstellt, dass die GröÙen normalverteilt sind. Dazu wurde eine Auswerteroutine konzipiert, wobei 2 Kriterien – der *Zylinderdruck zum ZZP* und der *Zylinderspitzenndruck* – herangezogen und jeweils 100 Zyklen statistisch ausgewertet wurden. Die wichtigsten statistischen KenngröÙen hierfür sind die Stichprobenvarianz  $\sigma^2$

$$\sigma^2 = \frac{1}{n - 1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (3.2)$$



**Abb. 3.11:** Ablaufschema und Signalfuss der Auswerterroutine zur Detektion und Bewertung von Vorentflammungen

und die Standardabweichung  $\sigma$  der Stichproben [7].

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2} \tag{3.3}$$

Dabei sind  $x_i$  die Beobachtungswerte und  $\bar{x}$  das arithmetische Mittel der Stichprobenwerte – nicht zu verwechseln mit dem wahren Mittelwert  $\mu$  der Grundgesamtheit, der unbekannt ist.

Die Abbildung 3.12 stellt die Ausgangsbasis für den Detektionsablauf dar und demonstriert den deutlich erhöhten Zylinderdruck zum ZZP (vertikale, strichpunktierte Linie) gefolgt von einer stark klopfenden Verbrennung („Mega-Knock“) im Vergleich zum regulären Verbrennungsablauf (gemittelt). Zur Bestimmung des Konfidenzintervalls wurde  $\bar{x} = \mu$  gesetzt. Bei Überschreiten der Schwelle  $\mu + 3\sigma$ , innerhalb derer ( $\mu \pm 3\sigma$ ) sich 99.7% der Messwerte befinden, wird die Vorentflammung zunächst als solche detektiert, aber erst bei Zutreffen beider Kriterien tatsächlich als Vorentflammung gewertet, Abbildung 3.13 und Abbildung 3.14. Diese Methodik wurde auch anhand des Brennbeginns bzw. der umgesetzten Brennstoffmasse bei 1% (MFB1%) und 5% (MFB5%) verifiziert und lieferte erwartungsgemäß dieselben Ergebnisse, Abbildung 3.15 und Abbildung 3.16. Hier ist jedoch darauf zu achten, dass das Kriterium  $\mu - 3\sigma$  anzuwenden ist. Dennoch fiel die Wahl, wegen des geringeren zu erwartenden Fehlers, auf die Messgröße  $p_{Zyl}$ . Die Kenngröße „Zylinderdruck zum ZZP“ kann somit als Hauptkriterium zur Erkennung von Vorentflammungen und der maximale

Zylinderdruck als Plausibilitätskontrolle interpretiert werden, denn ein höherer Zylinderdruck zum ZZP bei vorzeitiger Gemischentflammung führt unweigerlich auch zu einem höheren Spitzendruck als bei regulärer Verbrennung, womit z. B. Probleme mit der Zündanlage (unerwünschte Schwankungen im ZZP), Fehler in der thermodynamischen Einpassung der Druckkurve oder aber auch eine inakzeptable Ladedruckregelung erkannt werden können. Aus Gründen der Redundanz wurde immer auch der mittels Echtzeit-Verbrennungsanalyse berechnete Energieumsatzpunkt MFB1% aufgezeichnet.

In den Abbildungen 3.13–3.16 sind jeweils zwei Ereignisse markiert, die in diesem Fall als Vorentflammungsevent gezählt werden. Der Ausreißer des maximalen Zylinderdrucks außerhalb der Schwelle  $\mu + 3\sigma$  in Abbildung 3.14 (grauer Bereich) ist eine leichte Klopferscheinung und *keine* Vorentflammung. Der maximale Zylinderdruck unterliegt bei der ottomotorischen Verbrennung grundsätzlich einer größeren Schwankungsbreite, was im Wesentlichen auf die Turbulenz im Brennraum sowie auf die Flammenausbreitung zurückzuführen ist.

### 3.3.2 Bewertungsalgorithmus

Mit der bisherigen Routine kann zwar die Anzahl der aufgetretenen Vorentflammungen bestimmt werden, aber noch keine Aussage über die Heftigkeit einer Vorentflammung getroffen werden. Da die bei der externen Schmieröleindosierung aufgetretenen Vorentflammungen in ihrer Stärke von Öl zu Öl stark variierten, wurde zur Quantifizierung der auftretenden Vorentflammungen eine Klassifizierung des Zylinderspitzen drucks eingeführt. Auf diesem Sachverhalt basierend wurde ein spezielles Verfahren konzipiert und die Kenngröße *Damage Potential (DP)* eingeführt, die die Auswirkungen der einzelnen Vorentflammungsereignisse und in Folge die schädigende Wirkung des jeweiligen Testöls auf den Motor näher beschreiben soll, indem jedes Event einer Bewertung unterzogen wird, Gleichung 3.4.

$$DP = \sum_{i=1}^n (p_{\max,i} \cdot f_i) \quad \text{mit} \quad f_i = \begin{cases} 0.005 : & p_{\max,i} < 100 \text{ bar} \\ 0.010 : & 100 \leq p_{\max,i} < 120 \text{ bar} \\ 0.050 : & 120 \leq p_{\max,i} < 150 \text{ bar} \\ 0.150 : & 150 \leq p_{\max,i} < 200 \text{ bar} \\ 0.300 : & 200 \leq p_{\max,i} < 250 \text{ bar} \\ 0.485 : & 250 \leq p_{\max,i} \end{cases} \quad (3.4)$$

Der Gliederung in die einzelnen Klassen liegen folgende Überlegungen zu Grunde: Der eingesetzte Zylinderdrucksensor wies einen Messbereich von 0 . . . 250 bar auf. Hierfür wurde der obere Messbereich, ausgehend von der im gewählten Betriebspunkt vorab errechneten oberen Detektionsschwelle ( $\mu + 3\sigma$ ) des maximalen Zylinderdrucks bis zum Messbereichsendwert, in 4 Teilbereiche unterschiedlicher Größe unterteilt. In den vorangegangenen Versuchen hatte sich bereits abgezeichnet, dass Vorentflammungen auch

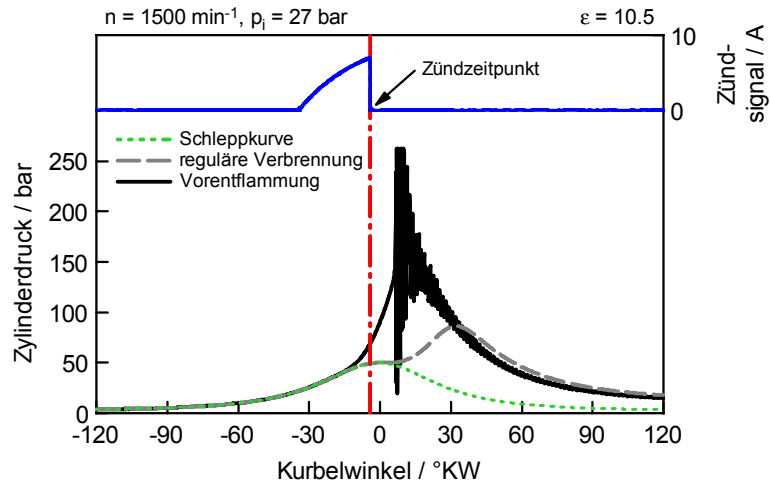


Abb. 3.12: Vorentflammung gefolgt von einer stark klopfenden Verbrennung („Mega-Knock“)

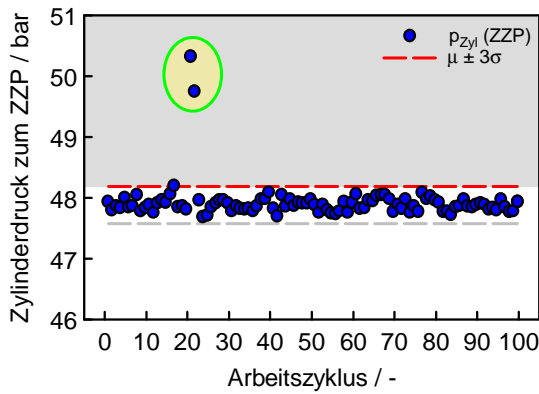


Abb. 3.13: Zylinderdruck zum Zündzeitpunkt

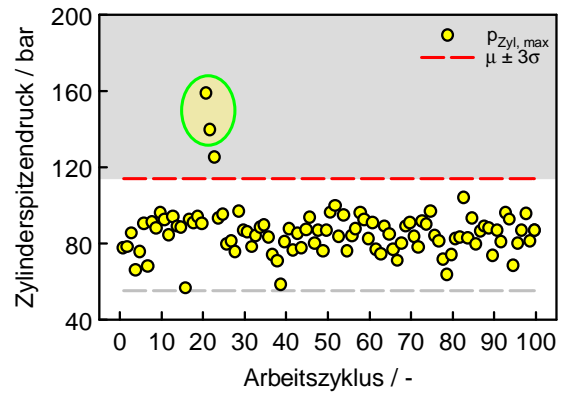


Abb. 3.14: Auswertung am Zylinderspitzen-  
druck

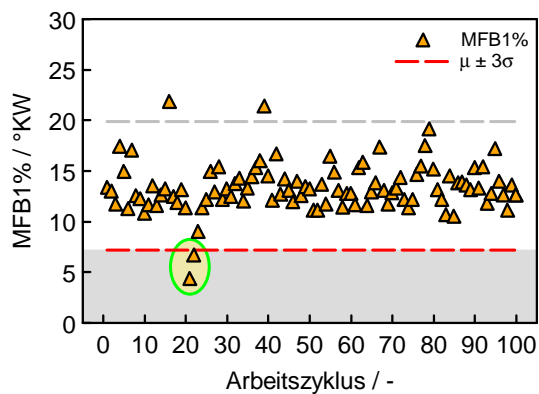


Abb. 3.15: Auswertung am 1% Umsatz-  
punkt

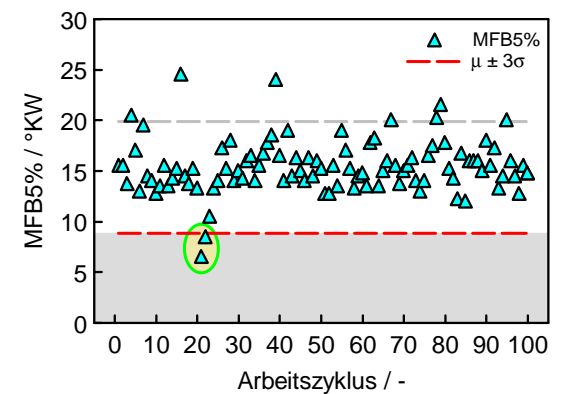


Abb. 3.16: Auswertung am 5% Umsatz-  
punkt

Spitzendrücke  $> 250$  bar („Mega-Knock“ ausgelöst durch Vorentflammung, vgl. Abbildung 3.12) verursachen können. Aufgrund der erreichten oberen Messgrenze wurden darüber liegende Drücke bei ca. 264 bar gekappt. Um sowohl diese extrem hohen Spitzendrücke, als auch mögliche Drücke unter der im Vorfeld fixierten oberen Detektionsschwelle, im Falle einer möglichen Vorentflammung, bewerten zu können, wurden auch noch diese zwei Druckbereiche festgelegt. Die Einteilung der dazwischen liegenden 4 Druckbereiche erfolgte ausgehend vom höchsten detektierten Zylinderdruck, wobei die Druckbereiche  $\Delta p$  mit geringer werdendem Druck, zum Zweck einer höheren Auflösung im unteren Bereich, auch kleiner werden. Dabei spielte die Zylinderdruckschwelle von 150 bar (max. zulässiger Spitzendruck bzw. Auslegungskriterium des FoMo) bei der Aufteilung der Druckbereiche eine Schlüsselrolle. Eine ähnliche Vorgehensweise wurde bei der Zuordnung der Schädigungsbeiwerte (Gewichtungsfaktoren) zum jeweiligen Druckbereich verfolgt, wobei dem größten Druckbereich der größte Gewichtungsfaktor ( $\hat{=}$  hohes Schädigungspotential) zugewiesen wurde und die Differenz zwischen den Gewichtungsfaktoren nach unten ebenfalls abnimmt; unter der Prämisse, dass die Summe der Gewichtungsfaktoren 1 ergibt.

Das bedeutet nun, dass anhand des Schädigungspotentials  $DP$  der schädliche bzw. zerstörende Einfluss des jeweiligen Öls auf die Verbrennungskraftmaschine quantifiziert werden kann. Dazu werden die innerhalb der Messzeit detektierten maximalen Zylinder-spitzendrücke  $p_{\max,i}$  der Vorentflammungsevents mit dem jeweils entsprechenden Schädigungsbeiwert  $f_i$  multipliziert, aufsummiert und schlussendlich auf ein definiertes Referenzöl normiert, Gleichung 3.4. Die Variable  $n$  steht dabei für die Anzahl der innerhalb der Messzeit detektierten Vorentflammungen. Somit ist die Möglichkeit gegeben, die Versuchsöle objektiv zu bewerten.

## 3.4 Messaufgaben

### 3.4.1 Messprogramm

Zu Beginn dieses Forschungsprojekts wurde unter Berücksichtigung der Aufgabenstellung und Einbeziehung bisheriger Erkenntnisse ein Versuchsplan für die zu erarbeitende Thematik erstellt. Dieser gliedert sich, unter Berücksichtigung der Forschungsaufgabe, in folgende Schwerpunkte:

- Basisuntersuchungen
- Schmieröleindosierung
- Vollformulierte Motorenöle (mit/ohne externer Eindosierung)
- Öl-Kraftstoff-Gemische
- Validierung am Vollmotor

Die Untersuchungen sind rein experimenteller Natur und konzentrieren sich vorwiegend auf den bereits vorgestellten, in seinem Aufbau und seiner Peripherie hoch fle-

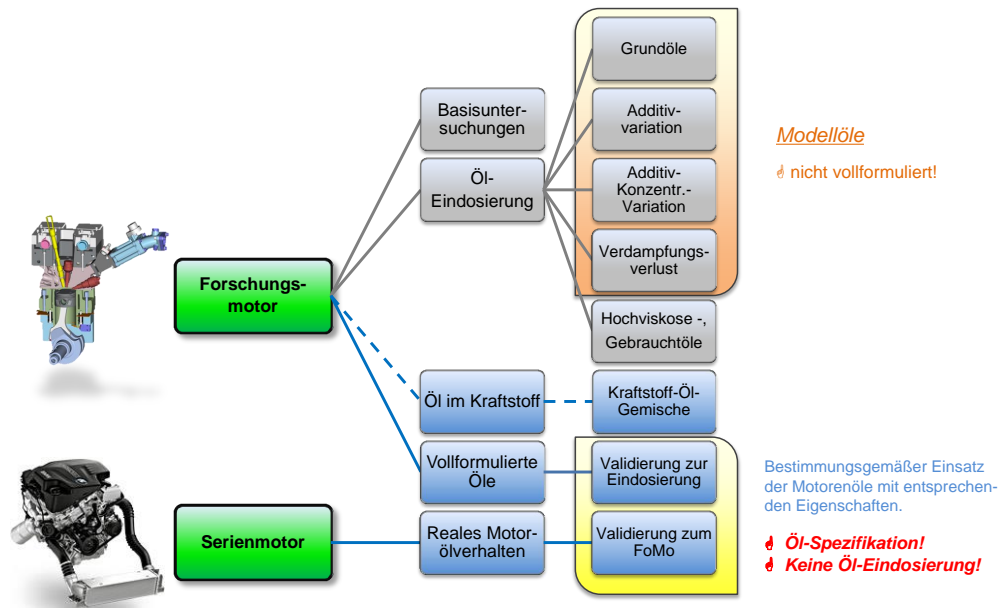


Abb. 3.17: Schematischer Überblick der experimentellen Versuchsläufe

xiblen, Einzylinder-Forschungsmotor. Somit war es möglich, den Großteil der Versuche am FoMo zu bearbeiten. Zur Gewährleistung der Übertragbarkeit der Ergebnisse vom Einzylinder-Forschungsmotor auf den Vollmotor wurden Validierungsmessungen an aktuellen Serienmotoren angestoßen und letztlich auch durchgeführt. Ein schematischer Überblick der experimentellen Forschungsarbeit und deren Zusammenhänge mit dem jeweiligen Versuchsträger ist in Abbildung 3.17 zusammengefasst.

Darüber hinaus erfolgten optische High-Speed-Aufnahmen der Schmieröleindosierung in die Sauganlage mit Hilfe einer gläsernen Saugstrecke und unter Verwendung einer Hochgeschwindigkeitskamera. Die Resultate dieser Aufzeichnungen sind im Kapitel 4.2.1 nachzulesen.

### 3.4.2 Versuchsablauf

In diesem Abschnitt werden die Abläufe der Versuchsdurchführung am Einzylinder-Forschungsmotor näher erläutert. Es werden die für Vorentflammungen relevanten und wesentlichen Betriebsparameter aufgezeigt und zu erwartende Schwierigkeiten diskutiert. Nicht zuletzt wird auch der hohe Stellenwert der sorgfältigen Planung des Ablaufs der Versuche zur Öleindosierung erläutert, um Quereinflüsse auf die Resultate möglichst auszuschließen, sowie die Bedeutung der Auswahl eines geeigneten Betriebspunktes näher beleuchtet.

## Basisuntersuchungen

Zu Beginn der Untersuchungen wurden mögliche Einflussfaktoren sowie deren Wirkung auf die Entstehung von Vorentflammungen untersucht, um zunächst grundsätzliche Zusammenhänge besser zu verstehen und schlussendlich, im Hinblick auf die Folgeuntersuchungen, einen geeigneten Betriebspunkt für die Vorentflammungsversuche verschiedenster Schmieröle zu finden, vgl. [4]. Somit fiel die Wahl auf fünf Parameter, die das Temperaturniveau in der Verdichtungsphase wesentlich beeinflussen:

- Ladelufttemperatur ( $T_L$ )
- Öltemperatur ( $T_{Öl}$ )
- Kühlmitteltemperatur ( $T_{KM}$ )
- Verdichtungsverhältnis ( $\varepsilon$ )
- Aufladegrad bzw. Ladedruck ( $p_L$ )

Eine voneinander unabhängige Variation der Kenngrößen sollte zunächst den Einfluss des jeweiligen Parameters, ohne zusätzliche externe Öleinbringung, auf die Vorentflammungssensibilität demonstrieren.

Die Festlegung des Betriebspunktes erfolgte anhand nachfolgender Strategie: Die zu untersuchenden irregulären Verbrennungssphänomene treten vorwiegend bei niedrigen Drehzahlen ( $n < 2000 \text{ min}^{-1}$ ) – *Low-Speed Pre-Ignition (LSPI)* – aufgrund der für Vorreaktionen (Selbstentzündung) längeren zur Verfügung stehenden Zeit auf, weshalb die Motordrehzahl mit  $1500 \text{ min}^{-1}$  fixiert wurde. Weiters ist bei Downsizingmotoren ein hohes „*Low-End Torque*“ erwünscht, was die Forderung nach hohen Mitteldrücken ( $p_e > 20 \text{ bar}$ ), speziell im niedrigen Drehzahlbereich, stellt.

Die innere Gemischbildung erfolgte durch Einspritzung des Kraftstoffes im Saughub, wobei die Einspritzstrategie an einen modernen EU5-Serienmotor angelehnt ist. Weiters wurde eine Ventilüberschneidung (Scavenging) eingestellt, um möglichst wenig Restgas im Brennraum zu erhalten und dadurch die Konzentration möglicher verbleibender Radikale im Brennraum im nächsten Zyklus gering zu halten, da diese Radikale auch für Vorreaktionen verantwortlich sein können und in weiterer Folge als Auslöser für Vorentflammungen auftreten können (vgl. dazu Abbildung 3.6) [2]. Da das Luftverhältnis im Brennraum aufgrund des Spülvorgangs nicht direkt gemessen werden konnte, wurde anhand eines bereits bestehenden Ladungswechselsimulationsmodells des Forschungsmotors der Fanggrad errechnet und somit die im Zylinder verbleibende Luftmasse bestimmt, um schließlich mit der eingebrachten Kraftstoffmasse ein Luftverhältnis im Brennraum von  $\lambda \approx 1.0$  einstellen zu können. Validiert wurde dies anhand experimenteller Versuche am Motorprüfstand mittels Variation der Kraftstoffmenge (Lambdavarisation) unter Beobachtung der CO- und HC-Rohemissionen. Weitere Kenndaten und Randbedingungen können der Tabelle 3.5 entnommen werden.

**Tab. 3.5:** Betriebsparameter am FoMo für die Basisuntersuchungen

Parameter	Wert
Drehzahl	1500 min <sup>-1</sup>
ZZP	an der Klopfgrenze
Injektor Position	zentral
Kraftstoffdruck	200 bar
Kraftstoffqualität	ROZ 98.9*
Einspritzstrategie	homogen, im Saughub
Ventilüberschneidung	maximal
Lambda (Brennraum)	≈ 1.0
Abgasgegendruck	Ladedruck – 500 mbar
Schmiermittel	OMV Bixxol special C3
Datenbasis	180 000 Arbeitszyklen

\* Bestimmung nach ASTM D2699 (EN ISO 5164)

### Schmieröleindosierung

Bei der Durchführung der Versuchsläufe am Einzylinder-Forschungsmotor zur Bewertung des Schädigungspotentials  $DP$  der Versuchsöle war es unabdingbar, strikte Vorgaben zu definieren, um jeweils die selbe Ausgangsbasis zu gewährleisten. Folgende Anforderungen standen dabei im Fokus:

- realistische Betriebsbedingungen
- kontinuierliche, externe Öleinbringung
- Quereinflüsse ausklammern
  - Ölverdünnung/-alterung (Schmiermittel FoMo)
  - Verschleißzustand (Kolben, Ringpaket, Laufbuchse)

Basierend auf den vorangegangenen Grundlagenversuchen wurde für die Vorentflammungsuntersuchungen (LSPI) zur externen Schmieröleindosierung die Motordrehzahl mit 1500 min<sup>-1</sup>, aus den selben Gründen wie zuvor, beibehalten. Die größere Herausforderung war jedoch die Festlegung des Lastzustandes. Der indizierte Mitteldruck ( $p_i$ ) musste dabei so hoch gewählt werden, dass einerseits die Zündbedingungen der Öle, also der thermodynamische Zustand im Brennraum zum Zündzeitpunkt, erreicht werden und eine statistisch signifikante Anzahl an Vorentflammungsereignissen bei einer Betriebsdauer von einer Stunde detektiert werden, indes ohne jegliche externe Öleindosierung praktisch keine Vorentflammungen durch das motorinterne Schmiermittel ausgelöst werden. Gleichzeitig musste der Mitteldruck auch nach oben begrenzt werden, da bisherige Untersuchungen gezeigt haben, dass mit zunehmender Last die Vorentflammungsneigung auch ohne zusätzliche Öleindosierung stark zunimmt, womit sich unter diesen Bedingungen ein kleines, für diese Untersuchungen geeignetes, Lastfenster



erschließt. Um sicherzustellen, dass der gewählte Betriebspunkt die Anforderungen – möglichst keine Vorentflammungen ohne Ölzudosierung, aber ausreichend hohe Last und definierte thermodynamische Zustände zum ZZP – erfüllt, wurden zwischenzeitlich immer wieder sogenannte „Nullölmengen“-Referenzpunkte angefahren. Darüber hinaus war es unerlässlich, das Triebwerk nicht dauerhaft mit Spitzendrücken  $> 150$  bar mechanisch zu überlasten. Die relevanten Betriebsparameter können der Tabelle 3.6 entnommen werden. Dem Öl zur Schmierung des Forschungsmotors kommt ebenso eine bedeutende Rolle zu, weshalb hier die Wahl auf ein modernes low-SAPS Motorenöl der Spezifikation ACEA-C3 (dzt. „State of the Art“) fiel, vgl. dazu Kapitel 3.1.3.

**Tab. 3.6:** Betriebsparameter am FoMo für die Versuche mit externer Schmieröleindosierung

Parameter	Wert
Drehzahl	$1500 \text{ min}^{-1}$
IMEP ( $p_i$ )	$\approx 22 \text{ bar}$
ZZP	an der Klopfgrenze
Kraftstoffdruck	200 bar
Kraftstoffqualität	ROZ 98.9*
Einspritzstrategie	homogen, im Saughub
Verdichtungsverhältnis	10.5
Ventilüberschneidung	minimal
Lambda	1.0
Ladelufttemperatur	$60 \text{ }^\circ\text{C}$
Öltemperatur	$110 \text{ }^\circ\text{C}$ (Motor Eintritt)
Kühlmitteltemperatur	$90 \text{ }^\circ\text{C}$ (Motor Eintritt)
Ladedruck	$1.25 \text{ bar}_{\text{rel}}$
Abgasgegendruck	Ladedruck – 500 mbar
Schmiermittel	OMV Bixxol special C3

\* Bestimmung nach ASTM D2699 (EN ISO 5164)

Damit für jedes eindosierte Öl dieselben Randbedingungen gewährleistet werden konnten, war das Hauptaugenmerk auf die Reinheit der mit dem Testöl in Berührung kommenden Bauteile zu legen. Daher mussten nach jedem Versuchslauf jeweils die Öl-Injektoreinheit (durch Zerlegen) samt Ölversorgung und Öl-Dosiereinheit sowie die Einlasskanäle inkl. Einlassventile im Zylinderkopf gründlich von Ölresten gesäubert, Ölschläuche erneuert und der Brennraum eine definierte Zeit im selben Betriebspunkt freigebrannt werden. Die exakte Abfolge eines Prüflaufs ist der Abbildung 3.18 zu entnehmen. Nicht zuletzt wegen der eindeutigen Zuordnung der Vorentflammungsergebnisse galt es, mögliche Quereinflüsse einzudämmen bzw. zu minimieren, was eine große Herausforderung darstellte. Neben dem Verschleißzustand von Kolben, -ringen und Laufbuchse musste, zur Erreichung einer hohen Aussagegüte, auch der Ölalterung bzw. -verdünnung durch Kraftstoffeintrag des zur Schmierung des Forschungsmotors

verwendeten Motorenöls erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt werden, da diese Faktoren die Ergebnisse stark verfälschen können. Vor diesem Hintergrund wurden sowohl der Kolben als auch das Motorschmiermittel in definierten Abständen komplett ersetzt.

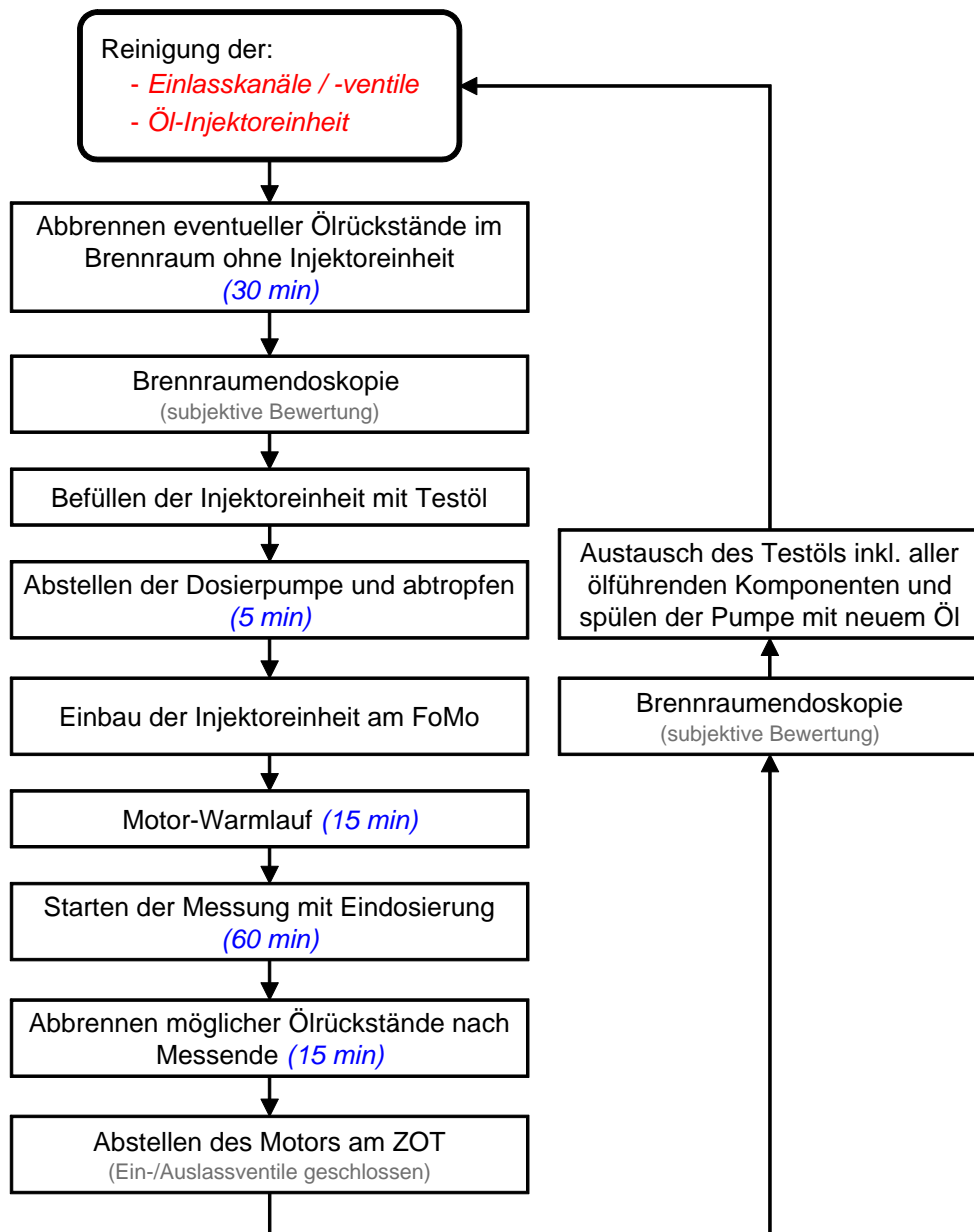


Abb. 3.18: Prozessablauf bei externer Schmieröleindosierung

# 4 Ergebnisse

## 4.1 Basisuntersuchungen

### 4.1.1 Randbedingungen

Die Durchführung der Basisuntersuchungen erfolgte entsprechend der im Kapitel 3.4.2 angeführten und bereits näher erläuterten Beschreibung des Versuchsablaufs. Allen Versuchen wurde eine homogene Gemischaufbereitung mittels Direkteinspritzung und ein Luftverhältnis im Brennraum von  $\lambda \approx 1$  zugrunde gelegt. Als Datenbasis dienten 180 000 Arbeitszyklen, was bei der gewählten Drehzahl von  $1500 \text{ min}^{-1}$  einer Messdauer von exakt 4 Stunden entspricht. Der an diesem Betriebspunkt gemessene Rauchwert bzw. die *Filter Smoke Number* (FSN) lag aufgrund der relativ guten Gemischbildung (homogen,  $\lambda \approx 1$ ) durchwegs am Rande der Nachweisgrenze ( $\text{FSN} \leq 0.03$ ). Weitere Randbedingungen bzw. hierfür relevante Betriebsparameter können der Tabelle 3.5 entnommen werden.

### 4.1.2 Parametervariationen

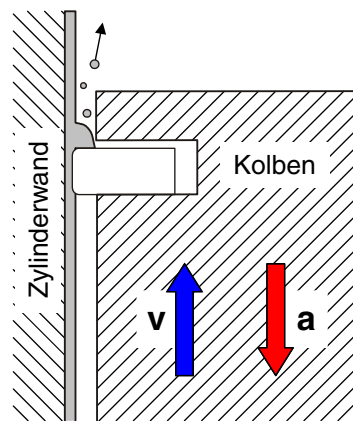
Mit diesen Versuchen wurde das Ziel verfolgt, die allgemeinen Zusammenhänge der Parameter (Ladelufttemperatur, Öltemperatur, Kühlmitteltemperatur, Verdichtungsverhältnis und Ladedruck) im Hinblick auf die Vorentflammungshäufigkeit (Anzahl der Vorentflammungen pro Zeiteinheit) aufzuzeigen, vgl. Kapitel 3.4.2. In weiterer Folge dienten diese Basisuntersuchungen als Grundlage für die nachfolgenden Versuche zur Schmieröleindosierung.

Bei diesen Versuchen wurde jeweils nur ein einziger Parameter variiert, um auftretende Effekte auch eindeutig zuordnen zu können – alle anderen Betriebsparameter blieben dabei konstant. Die Untersuchungen lieferten durchwegs vielversprechende Erkenntnisse im Hinblick auf die Vorentflammungsneigung, Abbildungen 4.2–4.6.

Der Einfluss der Ladelufttemperatur sowie jener der Öltemperatur konnte nicht eindeutig identifiziert werden. Hingegen ist eine Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur offensichtlich. Vergleichbare Effekte wurden auch in [12] beobachtet. Das heißt, mit abnehmender Kühlmitteltemperatur steigt die Vorentflammungsneigung signifikant an. Dieser Effekt ist mit großer Wahrscheinlichkeit auf die geringere Zylinderinnenwandtemperatur zurückzuführen. Der vermutete Mechanismus dahinter korreliert mit dem aus [14] und stellt sich wie folgt dar: Durch die relativ großen Einspritzmengen ist

trotz zentraler Injektorlage ein Wandauftrag am Liner durch noch nicht verdampften Kraftstoff unvermeidlich. Dies führt sodann zu einer lokalen Ölverdünnung an der Zylinderwand in der Ansaugphase, um in der Verdichtungsphase von den Kolbenringen abgestreift und in den Brennraum geschleudert zu werden, Abbildung 4.1. Der Kraftstoffauftrag auf den Schmierfilm am Liner führt zu einer Verringerung der kinematischen Viskosität, was ein Ablösen der Öltröpfchen von der Wand in der Aufwärtsbewegung des Kolbens massiv erleichtert. Die dokumentierte Abnahme der Vorentflammsneigung mit zunehmender Kühlmitteltemperatur und bei hohen Öltemperaturen ( $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), was beiderseits zu einer höheren Ölfilmtemperatur am Liner führt, bestätigt den vermuteten Mechanismus. Ferner wird diese Hypothese durch die Erkenntnisse am Vollmotor, wo u. a. die Thematik Ölverdünnung durch Kraftstoffeintrag behandelt wird, untermauert, vgl. Kapitel 4.4.4.

Wird nun die Modellvorstellung zu Ende gedacht, kommt es schlussendlich gegen Ende der Verdichtungsphase durch Wärmezufuhr zu einer (zumindest teilweisen) Verdampfung der aus dem Kolbenringspalt in den Brennraum geschleuderten Öltröpfchen. Wenn genügend Masse verdampft ist und die Selbstzündungsbedingungen (Selbstzündungstemperatur) der Öltröpfchen erreicht werden, und durch Energiefreisetzung (exotherm) einen ausreichend hohen Energieeintrag (Mindestzündenergie) ins System liefern, um das im Brennraum vorliegende zündfähige Kraftstoff-Luft-Gemisch vorzeitig zu entflammen, spricht man von einer durch Schmieröltröpfchen verursachten Vorentflammung – so die Modellvorstellung. Ein vergleichbarer Effekt wird auch in [43] erwähnt und als mögliche Ursache für Vorentflamungen zugrunde gelegt.



**Abb. 4.1:** Vermuteter Mechanismus für Vorentflamungen: Öltröpfchenablösung aus dem Feuersteg in der Verzögerungsphase des Kolbens im ZOT durch lokal erhöhte Ölverdünnung an der Zylinderlaufbuchse verursacht durch Wandbenetzung [14]

Der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses ist ebenfalls ziemlich eindeutig und steigt mit  $\varepsilon = 12$  rapide an. Eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses bedingt eine Verschiebung des Zündwinkels in Richtung spät, um die Klopfneigung wieder zu reduzieren, wobei sich der Lastzustand nur minimalst ändert. Vor diesem Hintergrund steigt auch

die mittlere Gemischtemperatur zum ZZP, wodurch zusätzlich bessere Selbstzündungsbedingungen für die Öltröpfchen geschaffen werden.

Eine Veränderung des Ladedrucks bei gleichbleibendem Brennraum-Lambda hat sehr ähnliche Auswirkungen wie die zuvor durchgeführte Variation des Verdichtungsverhältnisses. Anhand des Diagramms zur Ladedruckvariation ist neben dem Ansteigen des Lastzustandes auch eine signifikante Abhängigkeit der Vorentflammungshäufigkeit über dem Ladedruck zu erkennen, Abbildung 4.6.

Auch hier kann wieder die obige Hypothese zur Erklärung der Beobachtungen herangezogen werden: Die Erhöhung des Lastzustandes der Verbrennungskraftmaschine bedeutet neben der Erhöhung des Ladedrucks auch, dass mehr Kraftstoff in den Brennraum eingebracht werden muss. Diese Tatsache wiederum bedingt, trotz gleichbleibender Kühlmitteltemperatur, eine erhöhte lokale Ölverdünnung des Schmierfilms am Liner, was zum selben Ergebnis wie oben führt – ein massives Ansteigen der detektierten Vorentflammungen innerhalb der definierten Messzeit.

Aufgrund der relativ langen Messdauer von 4 Stunden mussten zur Schonung des Forschungsmotors klare Abbruchkriterien definiert werden. Der Versuch wurde abgebrochen, wenn eine der beiden Bedingungen erfüllt war:

- 5 Überschreitungen von  $p_{Zyl,max} > 150$  bar in Folge oder
- 15 Vorentflammungen in einem Zeitraum von 30 Minuten

Speziell bei höchsten Ladedrücken konnte bereits eine Regelmäßigkeit in den Abständen zwischen den einzelnen Vorentflammungen beobachtet werden, was auch den Abbruch der Messung nach 30 bzw. 120 Minuten begründete bzw. rechtfertigte (max. LSPI-Frequenz = 1 Ereignis je 2 min), Abbildung 4.6.

### 4.1.3 Veränderungen im Schmieröl – Ölalterung

Zur Bewertung der Auswirkungen und des Einflusses der Ölalterung auf die entsprechenden ölcharakterisierenden Parameter über die Laufzeit wurde innerhalb der Parametervariationen bewusst kein Ölwechsel am Forschungsmotor durchgeführt. Da die einzelnen Variationen vornehmlich für sich und nicht zueinander verglichen wurden, konnte dahingehend argumentiert werden, im Zuge der Basisuntersuchungen gleichzeitig auch den Effekt der Ölalterung zu dokumentieren.

Die Haupteinflussgrößen, die für die Ölalterung bzw. für die Veränderungen ölspezifischer Parameter verantwortlich zeichnen, sind folgende:

- Oxidation des Schmieröls ( $\nu \uparrow$ )
- Kraftstoffeintrag ins Schmieröl ( $\nu \downarrow$ )
- Abbau von VI-Improver ( $\nu \downarrow$ )
- Verbrauch der alkalischen Reserve, Detergents (TBN  $\downarrow$ )

## 4 Ergebnisse

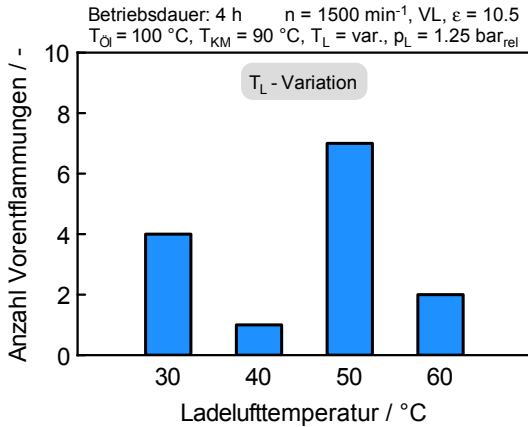


Abb. 4.2: Variation Ladelufttemperatur

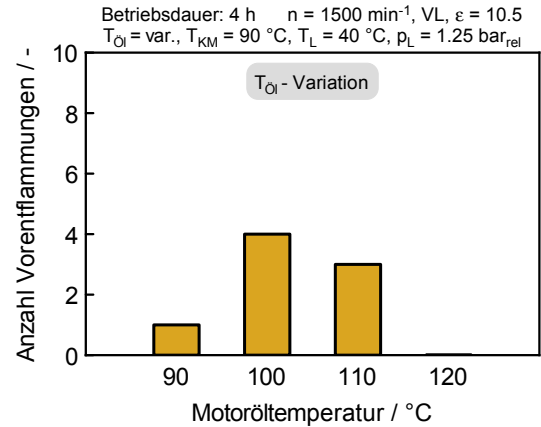


Abb. 4.3: Variation Motoröltemperatur

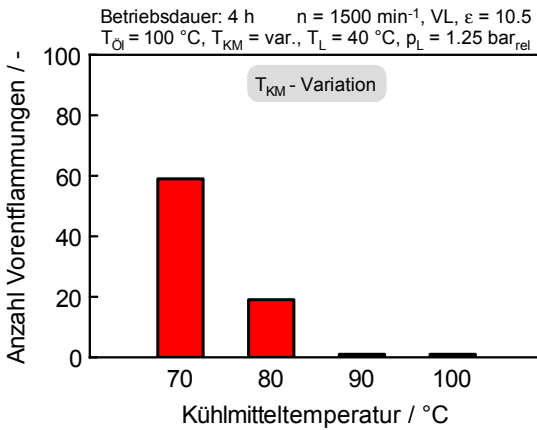


Abb. 4.4: Variation Kühlmitteltemperatur

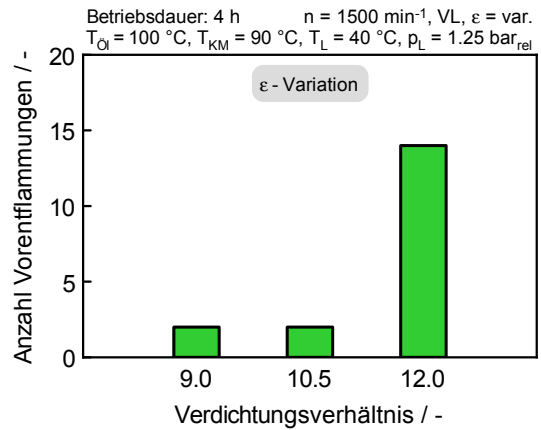


Abb. 4.5:  $\epsilon$  - Variation

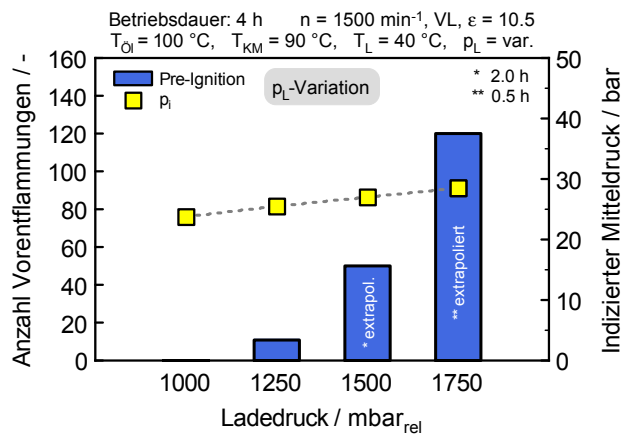


Abb. 4.6: Variation Ladedruck

## Ölalterung

Ausgehend von einem ursprünglich frischen Motorenöl (Frischöl) war, nach einer Einsatzzeit von ca. 130 Betriebsstunden im LSPI-Betriebspunkt, eine Verringerung der kinematischen Viskosität bei 40 °C ( $\nu_{40^\circ\text{C}}$ ) um 43 % (!), bei 100 °C ( $\nu_{100^\circ\text{C}}$ ) um 29 % zu beobachten, Abbildung 4.7. Der Viskositätsindex VI beschreibt generell das Viskositäts-Temperatur-Verhalten eines Öles – detaillierte Informationen hierzu sind im Kapitel 2.4.3 nachzulesen. Ein hoher VI bedeutet, dass sich die Viskosität mit steigender Temperatur nur geringfügig ändert (abnimmt), wobei dieser Effekt bei Mehrbereichsölen grundsätzlich auch erwünscht ist. Im Zusammenhang mit der relativ hohen, prozentuell unsymmetrischen Absenkung der Viskosität bei 40 °C und 100 °C veränderte sich der VI innerhalb der o. g. Betriebsdauer um ca. +18 %.

Der hohe Viskositätsverlust wird vorwiegend durch Kraftstoffeintrag ins Öl (Ölverdünnung) sowie durch Abbau der VI-Improver hervorgerufen. Die langkettigen Polymere werden, insbesondere bei hoher Scher-/Druck- und Temperaturbelastung die speziell im Kolbenringbereich auftreten, regelrecht zerrissen. Dieser Viskositätsverlust ist irreversibel und im Zusammenhang mit einer zusätzlichen Ölverdünnung durch Kraftstoffeintrag nicht ungefährlich, da diese Paarung zu einer verringerten Schmierwirkung bis hin zum Abreißen des Schmierfilms führen kann. Besonders auffällig ist auch der Einfluss der intensiveren Ölbelastung durch die Ladedruckvariation (grüner Bereich in der Abbildung 4.7). Es kann davon ausgegangen werden, dass durch die höhere thermische Belastung des Öls die Oxidationsprozesse deutlich beschleunigt werden und aufgrund der Reaktionsprodukte – zumeist Säuren – die Viskosität ansteigt, der Einfluss der Ölverdünnung durch Kraftstoff jedoch aufgrund höherer mittlerer Zylindertemperaturen in den Hintergrund rückt und ersterer Effekt zu überwiegen scheint, Abbildung 4.8. Diese Theorie wird insbesondere auch durch die Resultate der Ladedruckvariation im Kapitel 4.1.2 untermauert. Das bedeutet, dass durch die erhöhte lokale Ölverdünnung des Schmierfilms am Liner, hervorgerufen durch die zunehmende Einspritzmenge, vermehrt Öltröpfchen in den Brennraum geschleudert werden und durch den höheren Ladedruck das Druck- und Temperaturniveau im Brennraum zum ZZP ebenso zunimmt (Selbstzündungsbedingungen der Öltröpfchen) und dadurch die Vorentflammungsneigung drastisch ansteigt (vgl. Abbildung 4.6), der Effekt der globalen Ölverdünnung somit jedoch in den Hintergrund rückt.

Die Abbildung 4.8 komplettiert die Thematik der Ölalterung, indem neben den „Alterungs-Kenngrößen“ *Oxidation* (Reaktion der Ölmoleküle mit Sauerstoff) und *Nitration* (Ölbelastung aufgrund des Verbrennungsprodukts  $\text{NO}_x$ ) auch die *Total Base Number* (TBN) angeführt ist. Bei den Kennzahlen Oxidation und Nitration ist ein stetiger Anstieg über die Betriebsdauer zu verzeichnen, womit ein nicht zu stoppender Alterungsprozess von staten geht. Diese beiden Kennwerte werden mit der *FTIR-Spektroskopie* ermittelt. Die Einheit für diese Parameter ist A/cm – A steht für Absorption des Infrarot-Lichtes bei der entsprechenden Wellenzahl bezogen auf 1 cm Ölschichtstärke. Typische Werte liegen im Bereich von 0 ... 40 A/cm.

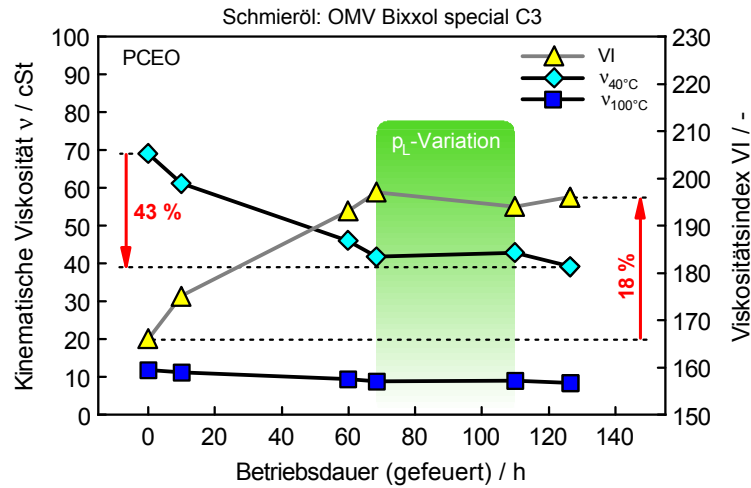


Abb. 4.7: Einfluss des Motorbetriebs auf die Ölkenngößen Viskosität und Viskositätsindex

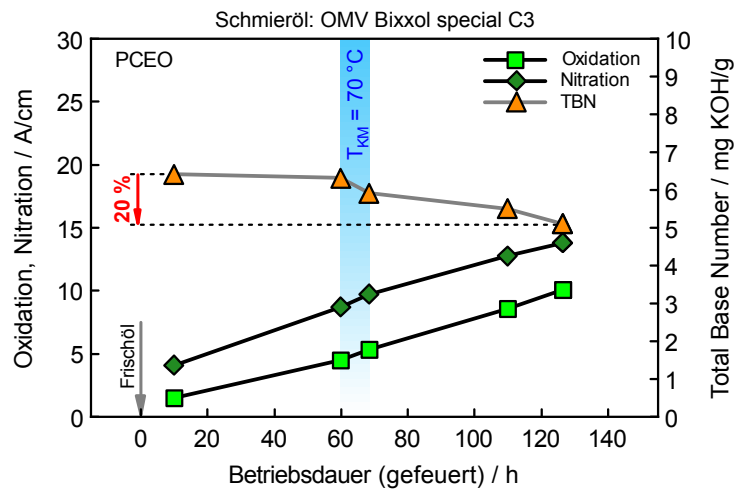


Abb. 4.8: Gegenüberstellung der Ölalterungs-Kennwerte (Oxidation, Nitration) zur alkalischen Reserve (TBN) im Motoröl



Durch Oxidation und Nitration bilden sich im Öl zumeist Säuren und ö unlösliche Bestandteile sowie lack-, harz- und schlammartige Ablagerungen, wodurch das Öl eindickt und schließlich auch zu Schwarzschlamm bildung führen kann [9]. Antioxidantien können die Ölalterung zwar verlangsamen, nicht aber komplett verhindern. Ihre primäre Aufgabe ist es, *freie Radikale* (sehr reaktionsfreudige HC-Bruchstücke) im Motorenöl, die durch Kettenbruch („Cracken“) oder Herausreißen von H-Atomen (z. B. durch hohe Temperatureinwirkung und/oder unter Katalysator-Einfluss) entstehen, von Sauerstoffatomen fernzuhalten. An diese freien Valenzen am Kohlenstoffatom lagert sich sofort Sauerstoff an (Oxidation = Alterung). Sogenannte *Radikalfänger* „reparieren“ diese freien Valenzen durch Wasserstoffübertragung vom Additiv auf das Kohlenstoffatom mit der freien Valenz, um somit den Oxidationsfortschritt bzw. die Ölalterung einzudämmen. Ohne Alterungsschutz-Additive wären die geforderten Einsatzzeiten eines Motorenöls, die sich in längeren Ölwechselintervallen niederschlagen, nicht darstellbar.

Wenn die Alterungsschutzstoffe, die zumeist als Radikalfänger fungieren, verbraucht sind, schreitet der Alterungsprozess (Oxidation) durch Kettenreaktionen überproportional stark voran – die Oxidationsgeschwindigkeit steigt. Hohe Öltemperaturen, wie sie im Motor auftreten, und Spuren von Metallen – insbesondere Kupfer und Eisen – verstärken diesen Effekt einerseits durch eine mit der Temperatur zunehmende Reaktionsgeschwindigkeit und andererseits durch katalytische Wirkung und beschleunigen somit die Oxidation des Motorenöls zusätzlich [9].

Aus Gründen der Vollständigkeit sei an dieser Stelle noch kurz auf die möglichen Wirkmechanismen der *Oxidationsinhibitoren* hingewiesen [8]:

- Radikalfänger (primäre Alterungsschutzstoffe)
- Peroxidzersetzer (sekundäre Alterungsschutzstoffe)
- Metalldesaktivatoren, Passivatoren

Die TBN charakterisiert die alkalische Reserve eines Schmiermittels zur Neutralisation von Säuren, die bei Verbrennungs- und Oxidationsprozessen gebildet werden. Diese wird durch die Detergentien eingestellt. Über die Betriebszeit nimmt die TBN stetig ab, wobei hier auch ein Bereich (blaue Markierung in der Abbildung 4.8) mit einem höheren Gradienten auffällig in Erscheinung tritt ( $T_{KM} = 70^\circ\text{C}$ ), in dem mehr Säuren produziert und letztlich auch von den Detergentien neutralisiert wurden, um keine Schäden an den Metalloberflächen im Motorinneren zu verursachen (z. B. Lagerschalen, Zylinderlaufbahn etc.). Innerhalb der relativ kurzen dokumentierten Einsatzzeit des Öls konnte schließlich eine Verringerung der TBN um 20 % – ausgehend von der Ölprobe nach der Inbetriebnahmungsphase des Forschungsmotors nach ca. 10 Stunden gefeuertem Betrieb – festgestellt werden.

Der Effekt der erhöhten Säureproduktion führte letztlich auch zu einer deutlichen Zunahme der Öloxidation – Veränderung des Gradienten im Oxidationsverlauf – im blau markierten Bereich der Abbildung 4.8. Bemerkenswert ist auch, dass sich im Laufe des Betriebs die Dichte des Öls, vermutlich durch Oxidationsprodukte, Ablagerungen und Kraftstoffeintrag – wenn auch nur geringfügig ( $\approx 1\%$ ) – veränderte, Abbildung 4.9.

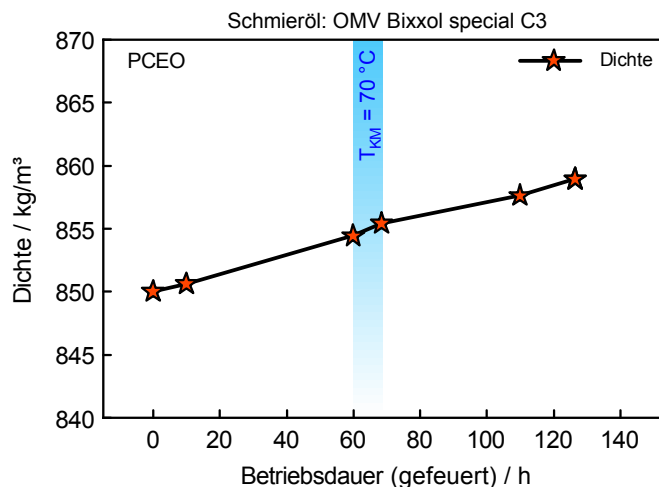


Abb. 4.9: Änderung der Dichte des Motorenöls über die Betriebsdauer

### Chemische Betrachtungsweise der Öloxidation

Aus den zuvor genannten Gründen sollten bereits die Grundöle eine möglichst hohe Oxidationsstabilität besitzen, weshalb Grundöle der API-Gruppe III (dzt. „State of the Art“ base stock), sogenannte HC-Öle (mineralische Grundöle), einen möglichst hohen Anteil an gesättigten Kohlenwasserstoffen aufweisen; im Umkehrschluss bedeutet dies, dass nur noch sehr geringe Anteile an ungesättigten (reaktionsfreudigen) Kohlenwasserstoffmolekülen im Grundöl vorhanden sind. Die Zugabe von Oxidationsinhibitoren in Form von Additiven wirkt der unerwünschten, aber nicht gänzlich vermeidbaren, Oxidation weitestgehend entgegen und erhöht deren Einsatzdauer.

Der hierfür verantwortliche im Motorenöl ablaufende Mechanismus (Oxidation) lässt sich – stark vereinfacht – mit Worten wie folgt beschreiben: Bereits im Schmieröl vorhandene ungesättigte Kohlenwasserstoffe bzw. freie Radikale oxidieren zunächst zu einem Alkohol (Hydroxyl- bzw. OH-Gruppe). Die anschließende Oxidation von Alkoholen ist in Abbildung 4.10 veranschaulicht. Formal betrachtet beruht diese Oxidation auf der Abspaltung von Wasserstoffatomen und deren Weiterreaktion zu Wasser. Dabei kommt es über das Zwischenprodukt Aldehyd zur Bildung von *Carbonsäuren*.

In der konsequenten Weiterführung dieses Reaktionspfades entstehen bei der Reaktion von Carbonsäuren (*organische Säure*) mit Alkoholen *Ester*. Ester sind Stoffe, die durch eine *Kondensationsreaktion* aus einer Säure und einem Alkohol gebildet werden können. Bei der *Veresterung* werden die Moleküle des Alkohols und der Carbonsäure unter Abspaltung eines Wassermoleküls ( $H_2O$ ) verknüpft. Bei der Umkehrreaktion, der Spaltung eines Estermoleküls in einen Alkohol und in eine Carbonsäure, spricht man von *Hydrolyse* oder Verseifung. Die Abbildung 4.11 beschreibt die ablaufenden Reaktionen in Form einer Reaktionsgleichung im Detail.

Reagieren hingegen Alkohole (bei niedrigen Temperaturen) mit *anorganischen Säure*

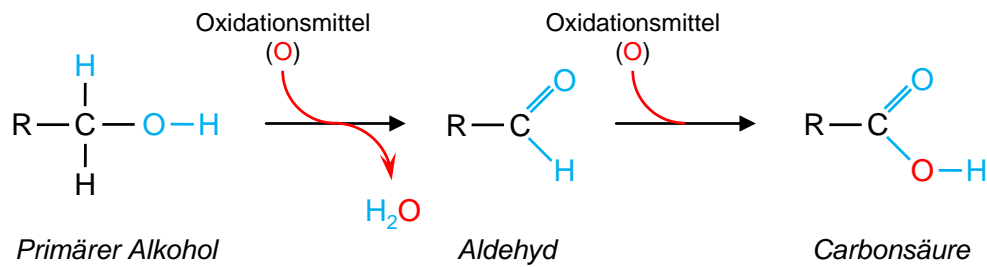


Abb. 4.10: Entstehung von organischen Säuren durch Oxidation von primären Alkoholen [34]

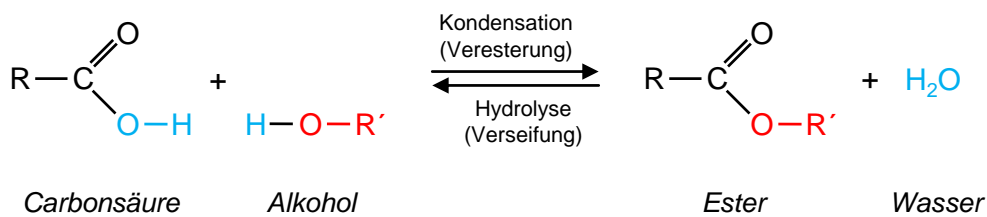


Abb. 4.11: Esterbildung aus organischen Säuren (z. B. Carbonsäureester) [34]

ren, so wird die OH-Gruppe des Alkohols durch den Säurerest ersetzt, Abbildung 4.12.

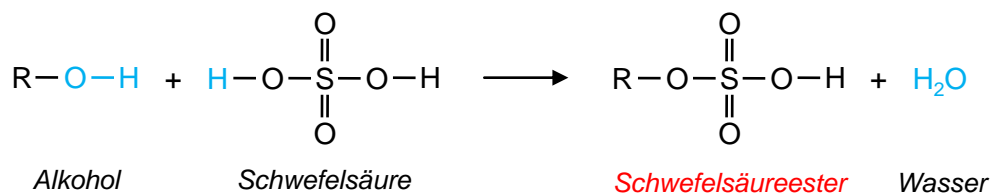


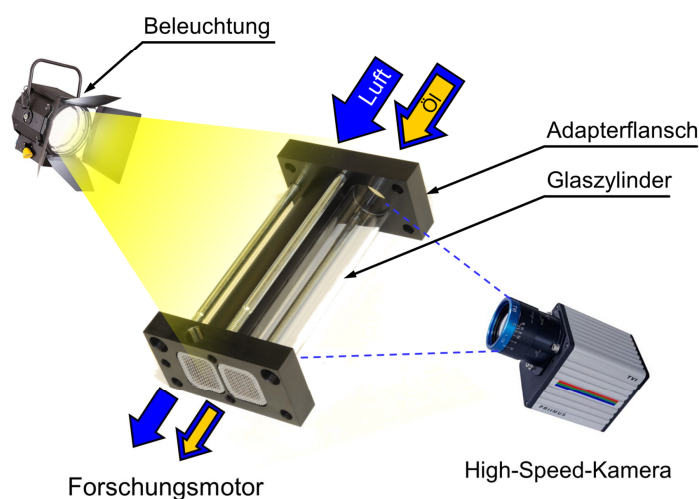
Abb. 4.12: Bildung von Estern anorganischer Säuren [34]

Die Kenntnis der chemischen Zusammenhänge und der durch die Reaktionskinetik getriebenen und im Hintergrund ablaufenden Mechanismen der Ölalterung liefern nun ein tieferes Verständnis für die alterungsbedingten Reaktionen im Motorenöl. Durch die Bildung von Estern (langkettig) lässt sich u. a. auch die Zunahme der Viskosität über der Zeit – unter Ausschluss der Ölverdünnung durch Kraftstoffeintrag ( $\nu \downarrow$ ) – schlüssig erklären. Ein möglicher Kraftstoffeintrag würde hingegen der Öleindickung durch die Oxidationsprodukte mit all seinen Nachteilen entgegenwirken.

## 4.2 Externe Schmieröleindosierung

### 4.2.1 Optische Aufnahmen zur Öleindosierung

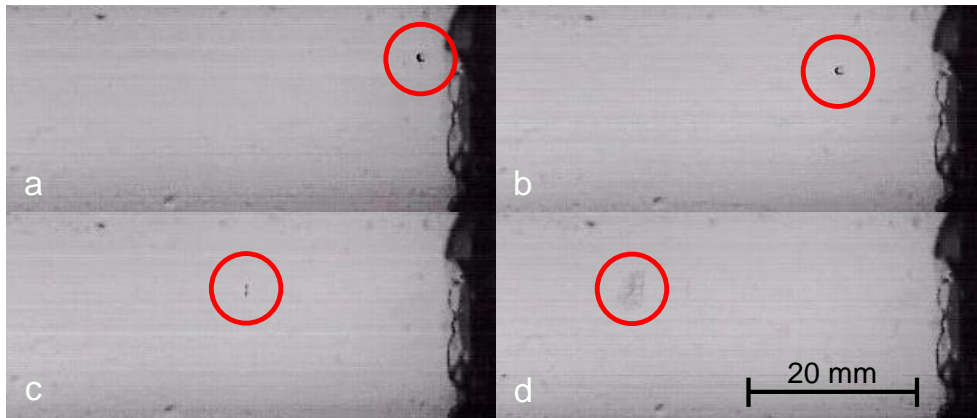
Zur Visualisierung der Öleinbringung in das Saugrohr wurde zwischenzeitlich ein Adapterrohr in der Saugstrecke des Forschungsmotors platziert und am Zylinderkopf angeflanscht, wobei ein Saugkanal aus Glas ausgeführt ist, um die Vorgänge im Saugrohr (z. B. für äußere Gemischbildung) erfassen zu können. Die am Motorprüfstand eingestellten Betriebsparameter können der Tabelle 4.1 entnommen werden. Die optischen Aufnahmen der Öleinbringung erfolgten mittels einer High-Speed-Kamera und eines Beleuchtungssystems, bei dem die Öltropfen als Schatten erscheinen. In Abbildung 4.13 ist der schematische Versuchsaufbau dargestellt.



**Abb. 4.13:** Schematischer Versuchsaufbau zur optischen Vermessung der Öleindosierung in das Saugrohr am Forschungsmotor

Die Ergebnisse der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen können der Abbildung 4.14 entnommen werden. Diese zeigt einen exemplarischen Auszug aus den Videoaufnahmen im Abstand von jeweils 10 ms. Es ist deutlich zu erkennen, wie der Öltropfen durch den Luftstrom in Richtung Einlassventil transportiert wird. Beim Öffnen der Einlassventile wird die Luftsäule aufgrund des vorherrschenden negativen Druckgradienten in Richtung Brennraum so stark beschleunigt, dass der Öltropfen aufplatzt bzw. birst, Abbildung 4.14d. Somit wurde bewiesen, dass die eingebrachten Öltropfen auch tatsächlich fein verteilt in den Brennraum gelangen und nicht als große Tropfen an der Sauganlage entlangwandern. Nichtsdestotrotz lässt sich eine geringfügige Benetzung der Einlasskanäle im Zylinderkopf nicht vermeiden, was nach der Durchführung eines Öleindosierversuchs jeweils eine komplette Reinigung der Sauganlage inkl. Zylinderkopf und Einlassventile bedingt. Für die endgültige Durchführung der Versuche zur

Schmieröleindosierung wurde der Adapterflansch samt Glassaugrohr wieder entfernt, um die im Kapitel 3.2.4 angeführten hohen Anforderungen zu erfüllen.



**Abb. 4.14:** High-Speed-Aufnahmen zur Öleindosierung  $\Delta t_i = 10$  ms  
Strömungsrichtung: *rechts nach links*

**Tab. 4.1:** Betriebsparameter am FoMo für die optischen Aufnahmen zur externen Schmieröleindosierung

Parameter	Wert
Drehzahl	1500 min <sup>-1</sup>
Lastzustand	geschleppt
Drosselklappe	100 % geöffnet
Ladelufttemperatur	60 °C
Motoröltemperatur	110 °C
Versuchsöltemperatur	110 °C
Kühlmitteltemperatur	90 °C
Ladedruck	1.25 bar <sub>rel</sub>
Eindosierte Ölmasse	≈ 1.9 g/h

### 4.2.2 Allgemeines und Randbedingungen

Die für die Untersuchungen zur externen Schmieröleindosierung relevanten Randbedingungen wurden bereits im Kapitel 3.4.2 ausführlich erläutert, weshalb an dieser Stelle nicht nochmals näher darauf eingegangen wird. Der am Forschungsmotor eingestellte Betriebspunkt sowie allgemeine Betriebsparameter sind in der Tabelle 3.6 zusammengefasst.

Neben der Wahl eines für die Versuchsläufe geeigneten Betriebspunktes ist die Festlegung der zusätzlich extern eindosierte Menge der Modellöle von entscheidender Bedeutung. Auf Basis realer Ölverbräuche moderner DI-Ottomotoren wurde der eindosierte Ölmassenstrom entsprechend einem Ölverbrauch von  $0.15 \text{ g/kWh}$  fixiert. Weitere Details sowie deren Grundlage können dem Kapitel 3.2.4 entnommen werden.

Vor dem Hintergrund der eindeutigen Zuordenbarkeit der detektierten Vorentflammungsereignisse mussten mögliche Quereinflüsse weitestgehend ausgeschlossen werden, was eine große Herausforderung darstellte. Neben dem Verschleißzustand des Motors – insbesondere von Kolben, -ringen und der Zylinderlaufbuchse – musste auch der Ölalterung bzw. Ölverdünnung durch Kraftstoffeintrag des zur Schmierung des Forschungsmotors eingesetzten Motorenöls eine entscheidende Bedeutung beigemessen werden, um nur die wichtigsten Faktoren zu nennen. Unter der Prämisse, eine möglichst hohe Aussagegüte zu erreichen, wurden sowohl der Kolben (inkl. Ringpaket), bedingt durch die hohen mechanischen Belastungen, als auch das Motorschmiermittel in regelmäßigen Abständen (max. 50 Betriebsstunden) komplett ersetzt, da aufgrund der Basisuntersuchungen bekannt war, dass speziell diese Faktoren die Ergebnisse stark beeinflussen und letztlich auch verfälschen können.

Einen Überblick über die untersuchten Modellöle sowie deren Ansätze liefert die Tabelle 4.2. Diese soll auch die Zusammenhänge in Verbindung mit den Ölbezeichnungen in den Diagrammen verständlicher machen.

**Tab. 4.2:** Legende der untersuchten Modellöle

Ansatz / Einfluss	Testöl-Nr.	Ergänzung
Grundölqualität	1, 2	API-Gr. I vs III
VI-Verbesserer	3, 4	in Nr. 2
Detergents	5, 6	in Nr. 2
Verschleißschutzadditive	7, 8	in Nr. 2
Viskose Einbereichsöle	9, 10	SAE 40
Verdampfungsverlust	11...13	„Dieseleffekt“
Grundöl (API-Gr. II)	14, 15	HC-Öl
Grundöl (API-Gr. III)	16, 17	HC-Öl
Grundöl (API-Gr. IV)	18...20	PAO
Grundöl (API-Gr. V)	21, 22	Esteröle
gebrauchte PCEO	23...26	Otto, Diesel
PCEO	C3, FE	5W-30 / 0W-20
Detergent-Variation	27...32	Konzentration, Typen
weitere Grundöle	2-x	Absicherung

### 4.2.3 Grundöl- und Additivvariation

Gestützt auf die zu Projektbeginn festgelegte Ölmatrix (vgl. Abbildung 3.1) wurde versucht, den Einfluss der Ölkomposition auf die Vorentflammungsneigung aufzuzeigen, diesen quantitativ zu erfassen und anhand ihrer Schädigungspotentiale zu bewerten. Der erste Teil dieser Messreihe umfasste im Wesentlichen den Einfluss der Grundölqualität sowie einzelner ausgewählter funktioneller Additive, Abbildung 4.15. Beide mineralischen Grundöle (Nr. 1, 2) zeigen eine deutliche Anfälligkeit auf Vorentflammungen, wobei das Schädigungspotential  $DP$  des Hydrocrack-Öles (HC-Öl) – auf das schließlich normiert wurde – deutlich über dem des typischen Spindelöls<sup>1</sup> zu liegen kommt. Beim HC-Öl Nr. 2 handelt es sich um ein typisches „State of the Art“ Grundöl *paraffinischer Basis* (highly isoparaffinic hydrocarbons) mit reduzierten ungesättigten Bestandteilen sowie reduziertem Aromatengehalt, das zur Formulierung moderner SAE 5W-x PKW-Motorenöle Verwendung findet.

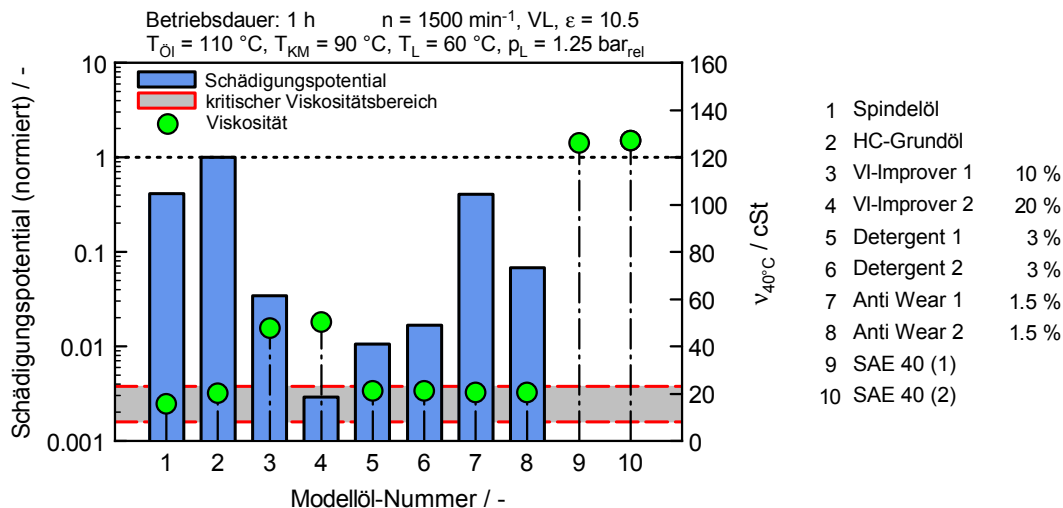


Abb. 4.15: Mineralische Grundöle und Einfluss verschiedener Additive

Zur Bewertung typischer Additive wurden diese jeweils in repräsentativen Konzentrationen einem modernen API-Gruppe III Grundöl (HC-Öl, Nr. 2) beigemischt. Die beiden *VI-Improver* (viscosity modifier) sind in Abbildung 4.15 anhand ihrer höheren Viskositätslage sehr deutlich auszumachen (Nr. 3, 4). Dabei zeigte das Öl Nr. 4 mit einem Styrol-Dien-Copolymer als VI-Improver mit erhöhter Dosierungsrate im Vergleich zum Olefin-Copolymer (Nr. 3) und ähnlichem Viskositätsindex eine deutliche Reduktion des Schädigungspotentials. Die Zugabe von *Detergentien* (Nr. 5, 6) reduzierte ebenfalls das Schädigungspotential, trotz gleichbleibender Viskositätslage wie beim HC-Grundöl (Nr. 2). In beiden Fällen kam eine metallorganische (aschegebende) Wirkstoffkomponente (Nr. 5: Calciumsulfonat, Nr. 6: Calciumsalicylat) zum Einsatz. Bereits geringe

<sup>1</sup> dünnflüssiges Schmieröl für wenig belastete, schnell laufende Maschinen

Anteile an Verschleißschutzadditiven – *Anti Wear* (1.5 % Zinkdithiophosphat ZnDTP) – beeinflussen, abhängig von ihrer chemischen Zusammensetzung (Phosphor, Schwefel, Zink), das Vorentflammungsverhalten ebenfalls positiv. Somit kann festgehalten werden, dass typische Motorenöladditive wie VI-Improver, Detergents und Anti Wear offensichtlich nur einen sekundären Effekt auf Vorentflammungen zeigen, was sich positiv auf die Vorentflammungsneigung auswirkt und das Schädigungspotential reduziert.

Die beiden hochviskosen, vollformulierten Einbereichsöle (Nr. 9, 10) der Viskositätsklasse SAE 40, als typische Vertreter stationärer Gasmotorenöle, zeigten bei diesen Versuchen keine Anfälligkeit auf Vorentflammungen in der definierten Messzeit und wurden als grober Kontrast zu niedrigviskosen Grundölen in die Ölmatrix aufgenommen. Weiters diente das vollformulierte Gasmotorenöl mit der Nr. 10 als Referenz (Frischöl) für die im Feldversuch gealterten Gasmotorenöle, die ebenfalls auf ihre Vorentflammungsanfälligkeit untersucht wurden. Diese Thematik wird insbesondere im Kapitel 4.2.6 näher behandelt.

### 4.2.4 Grundöl-Typenvariation und Verdampfungsverhalten

Aufgrund der bis dahin gewonnenen Erkenntnisse wurde eine weitere, spezielle Auswahl an Grundölen getroffen und diese am Einzylinder-Forschungsmotor einer Bewertung unterzogen. Die dabei ermittelten Resultate sind in Abbildung 4.16 dargestellt. Dabei wurde zunächst mit den *Low-Viscosity-Ölen* (Nr. 11–13) das Verdampfungsverhalten (Nebelbildung) als mögliche Ursache für Vorentflammungen näher betrachtet bzw. der Viskositätsbereich nach unten abgesteckt. Die beiden HC-Grundöle Nr. 11 und Nr. 12 zeichnen sich durch einen geringen Aromaten- und Schwefelgehalt sowie einen sehr engen (25–35 °C) und niedrigen Destillationsbereich aus.

Zur Findung einer oberen Viskositätsgrenze dienten die Grundöle 14–17. Bemerkenswert ist das ähnliche Schädigungspotential der Grundöle 13 (Spindelöl nach ISO VG 10) und 15 (API-Gruppe II), deren kinematische Viskosität sich ebenso auf ähnlichem Niveau befindet. Somit kann anhand der bisherigen Erkenntnisse bereits ein *kritischer Viskositätsbereich* von 8–23 cSt bei 40 °C angegeben werden.

Die Vermutung, mit weiter abgesenkter Viskosität (besserem Verdampfungsverhalten) müsse der sogenannte „Dieseleffekt“ zum Tragen kommen und das Schädigungspotential dieser mineralischen Grundöltypen ansteigen, konnte nicht bestätigt werden. Eine mögliche Hypothese ist, dass die Zündenergie der einzelnen dampfförmigen, nahezu homogen im Brennraum feinst verteilten Moleküle einzeln nicht ausreicht, um das Kraftstoff-Luft-Gemisch zu entflammen (*Mindestzündenergie!*). Mit einer Erhöhung der eindosierten Ölmenge wäre auch bei niedrigviskosen Ölen ein Ansteigen des Schädigungspotentials, ab dem Erreichen der erforderlichen Zündenergie durch die Öltröpfchen, zu erwarten. Mit steigender Viskosität reduziert sich der Verdampfungsverlust zusehends und die Öltröpfchen bleiben nach dieser Modellvorstellung kompakt zusammen und weisen dadurch eine heterogene Verteilung im Brennraum auf, womit ihre lokale Energiedichte deutlich ansteigt. Beim Überschreiten der oberen kritischen Vis-



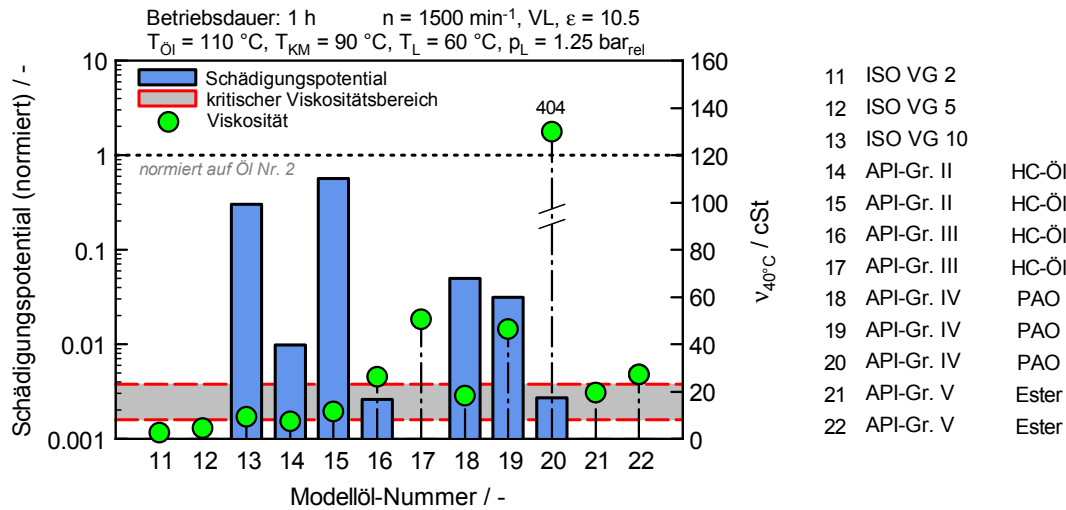


Abb. 4.16: Grundöl-Typenvariation und Viskositätsvariation

kositätsgrenze kommt dann das hohe Siedeverhalten dieser Öle zum Tragen und es kann sich, aufgrund der ottomotorischen Verdichtungsverhältnisse und der damit verbundenen geringeren Verdichtungsendtemperaturen im Vergleich zu einem Dieselmotor, kaum mehr ein zündfähiges Gemisch bilden, weshalb diese höherviskosen Öle keine signifikante Auffälligkeit hinsichtlich Vorentflammungen zeigen.

Eine weitere Grundöl-Type stellen die *Polyalphaolefine* (PAO) dar, die sich hinter den Bezeichnungen 18–20 verbergen, und an denen wiederum eine Viskositätsvariation vorgenommen wurde. Auch bei diesen speziellen, synthetischen Grundölen ist eine eindeutige Abhängigkeit des Schädigungspotentials  $DP$  von der kinematischen Viskosität erkennbar. Die Abbildung 4.17 zeigt beispielhaft den molekularen Aufbau eines Polyalphaolefins aus C- und H-Atomen anhand eines Molekülmodells. Die untersuchten PAO weisen dabei ein, im Vergleich zu den hochwertigen Grundölen mineralischer Basis (HC-Öle), etwas verringertes Schädigungspotential auf, was mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die synthetische Formulierung, sprich: den molekularen Aufbau (Spektrum der HC-Verbindungen sinkt und geht in Richtung Einzelkomponente) zurückzuführen ist. Diese Aussage stützt sich einerseits auf den Verdampfungsverlust (NOACK) und wird durch die Analyse der Siedeverläufe (boiling range) zusätzlich untermauert, wobei hier die untersuchten PAO einen geringeren Verdampfungsverlust sowie eine höhere Siedelinie (bei annähernd gleicher kinematischer Viskosität) als vergleichbare HC-Öle aufweisen, vgl. Abbildung 3.2.

Die API-Gruppe V beinhaltet u. a. die synthetischen *Esteröle*, die generell durch Reaktionen von Säuren mit Alkoholen unter Abspaltung von Wasser hergestellt werden, jedoch aufgrund ihres hohen Preises kaum in PKW-Motorenölen eingesetzt werden, wovon ebenso zwei Vertreter (Polyol- und Di-Adipate Ester) im kritischen Viskositätsbereich hinsichtlich Vorentflammungsanfälligkeit untersucht wurden. Zur besseren

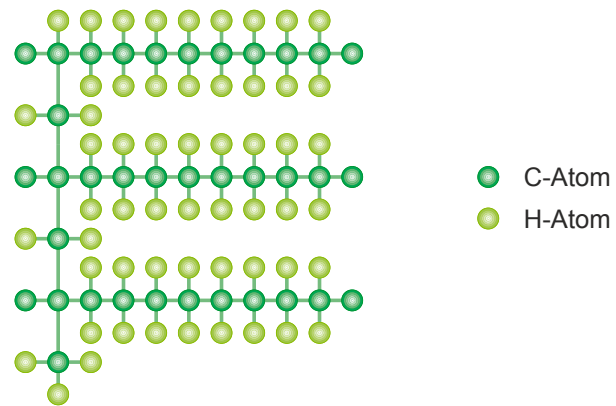


Abb. 4.17: Molekülmodell eines Polyalphaolefins (PAO) [Quelle: BP]

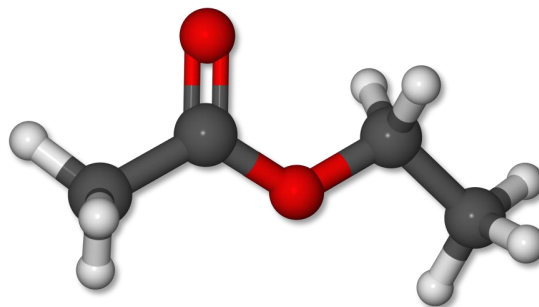


Abb. 4.18: 3D-Stäbchenmodell des Ethansäureethylesters (Essigsäure-)  $C_4H_8O_2$

Vorstellbarkeit der Molekülstruktur eines synthetischen Esters ist in Abbildung 4.18 ein 3D-Stäbchenmodell eines Ethansäureethylesters (Essigsäure-) mit der Summenformel  $C_4H_8O_2$ , der zur Gruppe der Carbonsäureester zählt, abgebildet. Dieser Ester wird z. B. durch die Reaktion von Essigsäure mit Ethanol unter Abspaltung von Wasser (Kondensationsreaktion) gebildet, vgl. auch Abbildung 4.11.

Diese hochwertigen synthetischen Grundöle (Nr. 21, 22) zeigen trotz kritischen Viskositätsbereichs absolut keine Anfälligkeit auf Vorentflammungen, was anhand des ermittelten Schädigungspotentials in Abbildung 4.16 abzulesen ist. Ebenso wie bei den PAO kann das Verhalten der beiden Esteröle auf die spezielle Molekülstruktur zurückgeführt werden, weshalb diese – u. a. wegen des noch weiter reduzierten Verdampfungsverlustes (gleiche kinematische Viskosität vorausgesetzt) – definitiv nicht als Auslöser von Vorentflammungen in Erscheinung treten.

#### 4.2.5 Detergentien – Konzentrations- und Typenvariation

Im Zuge der Vorstellung der ölchemischen Ansätze wurde bereits im Kapitel 3.1 darauf hingewiesen, dass auch eine Variation der Konzentration von Detergentien sowie unterschiedliche Typen, zwecks Darlegung des Einflusses der Konzentration des Grundöls sowie der chemischen Zusammensetzung verschiedener waschaktiver Substanzen (*metallorganische Wirkstoffe*), untersucht wurden. Dabei fungierte das HC-Öl (Nr. 2) wie zuvor bei der allgemeinen Additivvariation als Grundöl, dem die jeweiligen Konzentrationen an Detergentien beigemischt wurden. Somit bedeutet z. B. ein Detergent-Anteil von 3 %, dass der Rest – also 97 m% – aus dem API-Gruppe III Grundöl ( $\hat{=}$  Trägeröl) besteht.

Die Abbildung 4.19 verdeutlicht nun in diesem Zusammenhang die eindeutige Korrelation zwischen dem ermittelten Schädigungspotential  $DP$  und dem Detergent-Anteil, respektive dem Grundölanteil. Ausgehend vom reinen HC-Grundöl (100 %) mit der Modellöl-Nr. 2, das zuvor das höchste Schädigungspotential aufwies, wurde der Detergent-Anteil zwischen 1 % und 9 % variiert, wobei typische Dosieraten für moderne PCEO bei etwa 2 bis 3 % liegen. Bereits sehr geringe Anteile an Detergentien bewirken eine signifikante Reduktion des Schädigungspotentials, wobei der Einfluss ab einem Anteil von 6 % zu stagnieren scheint, das  $DP$  aber auch bereits auf einem sehr niedrigen Niveau liegt.

Eine Variation verschiedener Typen von Detergentien (DET-Anteil = 3 %) ist ebenso der Abbildung 4.19 zu entnehmen. Dabei handelt es sich, wie beim Versuchsöl Nr. 5, um überbasisches Calciumsulfonat (aschegebend), jedoch von unterschiedlichen Herstellern bezogen. Diese unterscheiden sich nur leicht in ihren Anteilen an metallorganischen Wirkstoffen (Calcium und Schwefel) sowie in der TBN. Im Vergleich der Öle Nr. 30–32 mit der Nr. 5 stellt man fest, dass bei diesen Kompositionen – jeweils 97 % des HC-Grundöles Nr. 2 – ein sehr ähnliches  $DP$  ermittelt wurde, wodurch gleichzeitig die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse unter Beweis gestellt wurde.

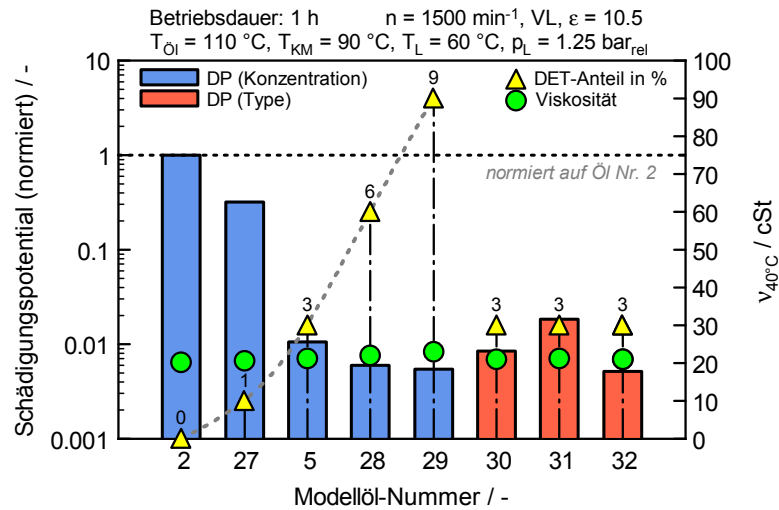


Abb. 4.19: Detergents (DET) – Konzentrations- und Typen-Variation

## 4.2.6 Gebrauchte, vollformulierte Motorenöle

### PKW-Motorenöle (PCEO)

Gebrauchte, vollformulierte Motorenöle (Nr. 23, 24) aus Otto- bzw. Dieselmotoren zeigten unter diesen Testbedingungen, je nach Alterungszustand, eine mehr oder weniger hohe Anfälligkeit auf Vorentflammungen, was anhand dieses Versuchs – als Gegenüberstellung zu den reinen und additivierten Grundölen – demonstriert wurde, Abbildung 4.20. Insbesondere beim Ottomotorenöl mit der Kennzeichnung Nr. 23, das lt. Laboranalyse eine ausgesprochen hohe Oxidation aufwies, also sehr stark gealtert war, wurde, trotz deutlich höherer Viskositätslage, knapp ein doppelt so hohes Schädigungspotential wie am bisher auffälligsten Modellöl (Nr. 2) ermittelt. Die Abbildung 4.20 demonstriert ferner den primären Einfluss des Oxidationszustandes (je höher der Wert, desto fortgeschrittener die Oxidation) dieser PKW-Gebrauchtöle auf das ermittelte Schädigungspotential. In Folge der starken Alterung des Öls, wobei als Reaktionsprodukte zumeist Säuren gebildet werden, nimmt aufgrund der neutralisierenden Wirkung der vorwiegend überbasischen Detergents auch die Total Base Number (TBN) und damit die alkalische Reserve immer weiter ab. Das Gebrauchtöl mit der stärksten Oxidation und Nitration weist in diesem Fall auch die geringste TBN auf, d. h. es können nur mehr geringe Anteile an sauren Reaktionsprodukten im Öl neutralisiert werden.

In der Tabelle 4.3 sind weitere Kenngrößen (kinematische Viskosität, Viskositätsindex, Rußanteil) der untersuchten Gebrauchtöle aufgelistet. Ursprüngliche Vermutungen, der elementare Kohlenstoff (Ruß) im Motorenöl könne womöglich auch Vorentflammungen begünstigen, konnte damit nicht bestätigt werden – ja sogar gänzlich ausgeschlossen werden. Bei näherer Betrachtung der lt. Gebrauchtölanalyse ermittelten Rußanteile im Motorenöl wird deutlich, dass insbesondere das aus einem Ottomotor stam-

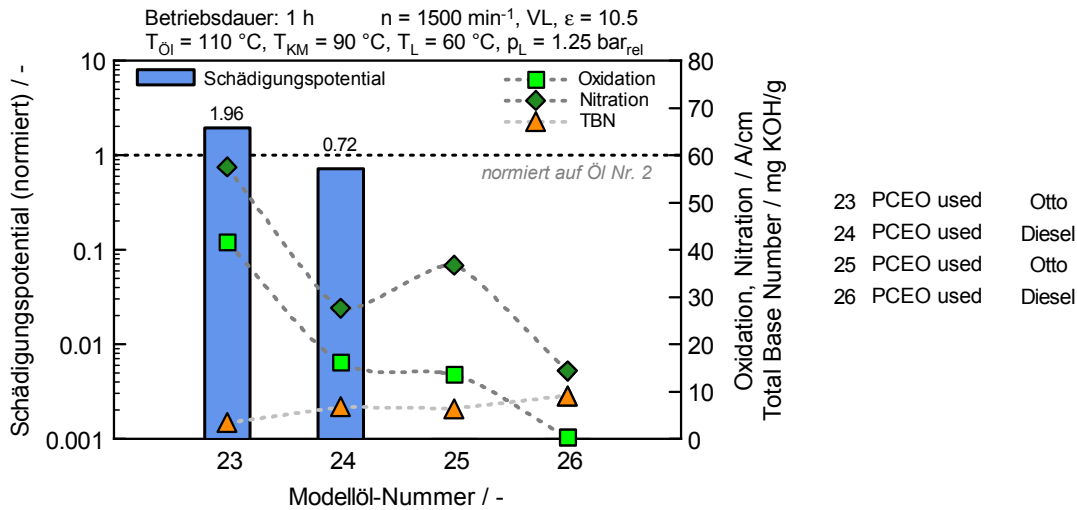


Abb. 4.20: Im realen Motorbetrieb gealterte PCEO-Gebrauchtöle

mende Gebrauchtöl (Nr. 23) keinen messbaren Rußanteil beinhaltet, was mit Sicherheit dem für Ottomotoren homogenen Brennverfahren geschuldet ist. Die beiden aus Dieselmotoren stammenden Gebrauchtöle (Nr. 24, 26) wiesen zwar leichte Rußanteile im Öl auf, wobei speziell letztgenanntes keine Vorentflammungen verursachte. Somit kann zusammenfassend festgehalten werden, dass weder die Art des Brennverfahrens (Otto oder Diesel bzw. vorgemischte und nicht vorgemischte Verbrennung) noch der Rußanteil im Gebrauchtöl einen Einfluss auf die Vorentflammungssensibilität bzw. auch auf das ermittelte Schädigungspotential haben, sondern gänzlich durch die oxidative Ölalterung bestimmt wird.

Dieses Verhalten der Gebrauchtöle lässt nun auf folgende Modellvorstellung schließen: Durch die hohe thermische Beanspruchung sowie unter Einwirkung von Sauerstoff kommt es zu Oxidationsprozessen im Motorenöl, wodurch sich zumeist Säuren bilden. Gleichzeitig verbleiben reaktive Bestandteile (*Radikale* – sehr reaktionsfreudige HC-Bruchstücke), die z. B. durch Kettenbruch („Cracken“) entstehen, im Öl, die in weiterer Folge die Oxidation beschleunigen bzw. als Auslöser für die Vorentflammungen, verursacht durch das Motorenöl, fungieren. Der Einfluss der eindosierten Menge (Viskositätsänderung durch den Alterungsprozess) kann ausgeschlossen werden, da dieser Faktor bei der vorgestellten Methodik am Forschungsmotor konstant gehalten wurde.

Aus Gründen der Vollständigkeit sei an dieser Stelle auf das Kapitel 4.1.3 verwiesen, in dem die chemischen Vorgänge der Öloxidation (Entstehung von organischen/anorganischen Säuren, Ester etc.) näher analysiert und beschrieben werden.

**Tab. 4.3:** Schmieröltypische Kenngrößen der PCEO-Gebrauchtöle

Modellöl- Nr.	$\nu_{40\text{ °C}}$ cSt	VI –	Ruß m%	Brennver- fahren
23	96.55	153	0	Otto
24	55.06	159	0.52	Diesel
25	59.98	156	0	Otto
26	70.38	166	0.28	Diesel

### Gasmotorenöle (hochviskos)

Aus Feldversuchen mit stationären Gasmotoren, die mit Einbereichs-Motorenölen der Viskositätsklasse SAE 40 betrieben werden, war bekannt, dass diese mit zunehmender Öleinsatzdauer ( $> 1500$  Bh) vermehrt zu Verbrennungsanomalien neigen. Da auf diesem Gebiet auch an den stationären Gasmotoren noch Forschungsbedarf besteht und die Ursachen bzw. Auslösemechanismen noch nicht eindeutig geklärt sind, das Motorenöl aber als mögliche Ursache für die Auslösung von Vorentflammungen in Betracht gezogen wird, wurden im Zuge dieser Arbeit auch gebrauchte, vollformulierte Einbereichsöle von einer stationären Gasmotorenanlage in das Messprogramm aufgenommen. Dabei wurden an einem im Feld eingesetzten Gasmotor, der mit Holzgas betrieben wird, Ölproben bei 1400, 1500 und 2000 Bh gezogen und diese wiederum am FoMo mittels Öleindosierung untersucht. Diese Ölproben standen somit im direkten Vergleich zum vollformulierten Frischöl (Modellöl-Nr. 10), welches dieselbe Qualität und Viskositätslage aufwies. Die Ergebnisse waren eindeutig – auch nach mehrmaligen Wiederholungen der Testläufe konnten unter den definierten Testbedingungen absolut keine Vorentflammungen innerhalb der Messzeit detektiert werden (ohne Abbildung), was vermutlich, wie bereits an den hochviskosen Frischölen (Nr. 9, 10) beobachtet, auf die sehr hohe kinematische Viskosität ( $\hat{=}$  einem hohen Siedeverlauf) trotz relativ hoher Oxidationskennzahl (vgl. Tabelle 4.4) zurückgeführt werden kann.

Die zuvor aufgestellte Hypothese hinsichtlich gealterter Motorenöle ist natürlich auch für Einbereichsöle gültig. Ein wesentlicher Unterschied zu Diesel- bzw. Benzinmotoren mit Direkteinspritzung ist die Tatsache, dass es durch den Kraftstoff – hier Biogas – zu keiner direkten Ölverdünnung über die Zylinderlaufbuchse kommt, sondern das Motorenöl vorwiegend durch die hohe thermische Belastung sowie insbesondere unter Einwirkung von Sauerstoff, was die Bildung von Säuren und Oxidationsprodukten (lack-/schlammartige Ablagerungen) begünstigt, eindickt, was anhand der steigenden kinematischen Viskosität charakterisierbar ist. Für den Öleintrag in den Brennraum an den stationären Gasmotoren können, aufgrund der hohen Laufzeiten und Volllastanteile, in erster Linie Verschleißerscheinungen am Motor (Ventilschaftdichtungen, Turbolader, Blowby, Liner) vermutet und letztendlich für die Vorentflammungen verantwortlich gemacht werden. Weiters kommt es durch den erhöhten Anteil an metallorganischen

**Tab. 4.4:** Viskositätsanstieg durch Ölalterung (Oxidation, Nitration) an einem hochviskosen Gasmotorenöl im Feldeinsatz nach ca. 1500 Bh (OMV gas LEG SAE 40)

Parameter	Frischöl	Gebrauchtöl
$\nu_{40^\circ\text{C}}$ (cSt)	127.12	152.80 ↑
$\nu_{100^\circ\text{C}}$ (cSt)	13.68	15.30 ↑
Oxidation (A/cm)	–	20.15
Nitration (A/cm)	–	21.63

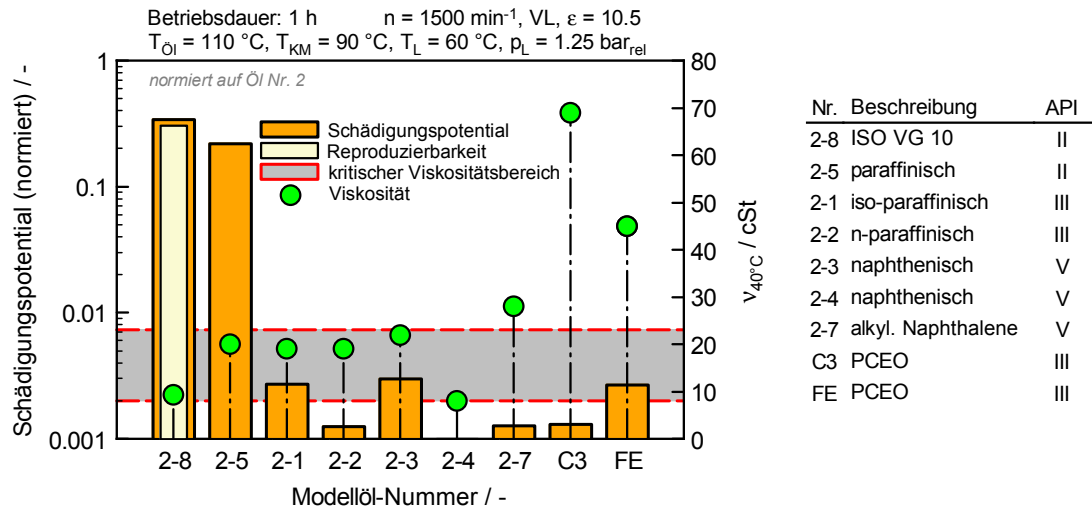
Wirkstoffen (aschegebend) – Detergents – verstärkt zu Ablagerungen im Brennraum, die ebenso als Verursacher für Vorentflammungen in Frage kommen können.

Die Begründung, weshalb und durch welche Mechanismen eine Änderung der kinematischen Viskosität über die Betriebsdauer eines Motorenöls erfolgt, wurde bereits im Kapitel 4.1.3 im Detail beleuchtet und dokumentiert. Bei Gasmotoren fallen die beiden viskositätsabsenkenden Effekte – Ölverdünnung durch Kraftstoffeintrag, Abbau der VI-Improver – gänzlich weg. Zum einen durch die Verwendung eines gasförmigen Kraftstoffes (äußere Gemischbildung) und zum anderen durch die nicht vorhandenen VI-Verbesserer (Polymere) im Motorenöl, wodurch kein Abbau dieser durch intensive Scherbelastung stattfinden kann. Somit bleiben schlussendlich nur noch der Anstieg der Viskosität durch den Oxidationsprozess sowie der Verbrauch der alkalischen Reserve (TBN), d. h. der Detergents, als die wesentlichsten Veränderungen im Schmieröl übrig. Die Tabelle 4.4 verdeutlicht nun den signifikanten Viskositätsanstieg ( $\approx 20\%$  bei  $40^\circ\text{C}$ ) durch den fortschreitenden Alterungsprozess (Oxidation) – das Öl *dickt* ein.

### 4.2.7 Spezielle Auswahl an Grundöl-Typen, Cetanzahl

In einer erweiterten Messphase (Versuchsöle 2-x) wurde der Fragestellung nach dem Einfluss der chemischen Struktur der Grundöle im bisher definierten kritischen Viskositätsbereich auf die Vorentflammungsneigung nachgegangen und deren Zusammenhänge eingehend erforscht. Dazu wurde eine spezielle Auswahl an Grundölen getroffen, um bisherige Aussagen zu untermauern bzw. bestätigen zu können. Die Abbildung 4.21 zeigt dabei zunächst die Reproduzierbarkeit der Messungen am Modellöl 2-8 ( $\hat{=}$  Nr. 13), einem klassischen Spindelöl nach ISO VG 10. Neben dem Öl 2-8 zeigt auch die Nr. 2-5, ein paraffinbasiertes Modellöl (beide API-Gruppe II), eine relativ hohe Anfälligkeit auf Vorentflammungen und somit ein hohes Schädigungspotential *DP*. Aus der API-Gruppe III wurden ebenso zwei Vertreter (2-1, 2-2), iso- und n-paraffinische Modellöle, ausgewählt, die aber kaum eine schädliche Wirkung zeigten.

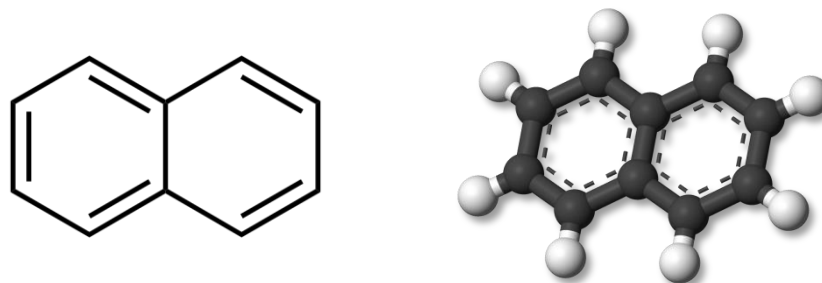
Neben den in der ersten Phase untersuchten Esterölen, die sich konsequent unauffällig zeigten, zählen u. a. auch naphthenische Öle (2-3, 2-4) und aromatische Kohlenwasserstoffe, wie *alkylierte Naphthalene* (2-7), zur API-Gruppe V, die nur eine sehr geringe Anfälligkeit auf Vorentflammungen und somit ein niedriges Schädigungspotential *DP*



**Abb. 4.21:** Grundöle-Typenvariation ähnlicher Viskosität im Vergleich zu vollformulierten PCEO-Frischölen

aufweisen.

Alkylierte Naphthalene basieren auf dem bicyclischen aromatischen Kohlenwasserstoff Naphthalen (alt: Naphthalin) mit der Summenformel  $C_{10}H_8$ . Traditionell wird Naphthalen auch zu den polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK bzw. PAH) gezählt, ist gesundheitsschädlich und umweltgefährlich. Das Naphthalenmolekül besteht aus zwei kondensierten (anellierten) Benzolringen und sein chemisches Verhalten ähnelt dem der anderen PAK (z. B. 1-Methylnaphthalen), Abbildung 4.22. Alkylierte Naphthalene weisen nun neben dem reinen Naphthalen noch sogenannte Alkylgruppen (z. B. Methylgruppe  $\hat{=}$   $CH_3$ ) an den Kohlenstoffatomen der Benzolringe auf. Je nach Anzahl der vorhandenen Alkylgruppen wird zwischen Monoalkyl-, Dialkyl- und Polyalkylnaphthalenen unterschieden. Sowohl die Anzahl als auch die Länge der Alkylgruppen beeinflussen wesentlich die physikalischen Eigenschaften des Grundöls (z. B. kinematische Viskosität, VI, Stockpunkt etc.), vgl. [21].

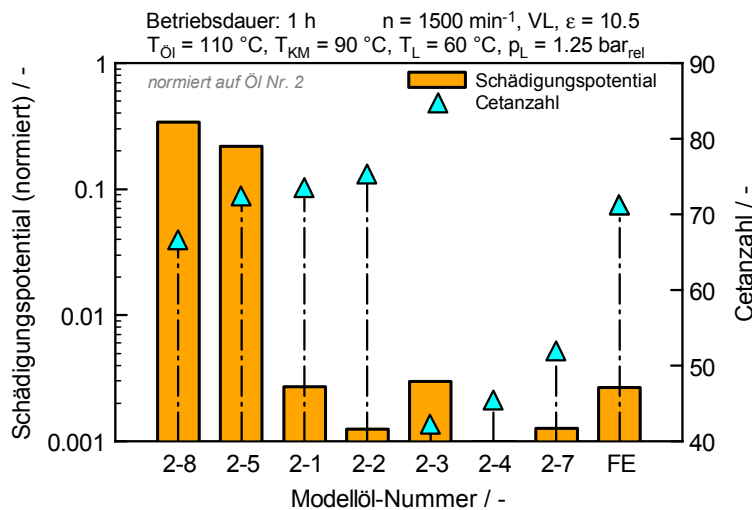


**Abb. 4.22:** Strukturformel (*links*) und Stäbchenmodell (*rechts*) von Naphthalen  $C_{10}H_8$



Dem standen wiederum moderne, vollformulierte PKW-Motorenöle (C3, FE), basierend auf einem HC-Grundöl (Nr. 2), gegenüber, die sich im Hinblick auf das Schädigungspotential relativ unauffällig verhielten – mit einer leicht steigenden Tendenz zum Öl FE. Dazu sei bereits an dieser Stelle angemerkt, dass diese beiden Motorenöle an zwei Vollmotoren, unter Verwendung als konventionelles Schmiermittel, verifiziert wurden, worauf in Kapitel 4.4 näher eingegangen wird.

Parallel dazu erfolgte an ausgewählten Modellölen eine Bestimmung der Cetanzahl (CZ) am CFR-Motor der TU Wien zwecks Dokumentation eventueller Zusammenhänge im Hinblick auf das ermittelte Schädigungspotential, Abbildung 4.23. Generell ist kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Cetanzahl und dem Schädigungspotential erkennbar. Versuchsöle mit einer niedrigen CZ weisen auch ein geringes  $DP$  auf, wohingegen Öle mit einer relativ hohen CZ nicht zwingend ein hohes  $DP$  aufweisen müssen (Modellöle 2-1 und 2-2).



**Abb. 4.23:** Gegenüberstellung des Schädigungspotentials zur Cetanzahl

Dieses Verhalten am FoMo kann anhand der vergleichsweise hohen Siedelinien beider Öle relativ gut erklärt werden, Abbildung 4.24. Es ist somit von entscheidender Bedeutung, dass neben der chemischen Molekülstruktur auch die Molekülmasse (Molekulargewicht) und somit in weiterer Folge das Siedeverhalten der jeweiligen Kohlenwasserstoffverbindungen, als zusätzlicher Parameter, Berücksichtigung findet. Weiters ist zu bedenken, dass am CFR-Motor durch die Einspritzung des Kraftstoffes (od. des Modellöls) in die Vorkammer die gewünschte Gemischaufbereitung stattfindet ( $n = 900 \text{ min}^{-1}$ , Einspritzdruck: 103 bar, Kraftstoffmenge: 13 ml/min,  $\varepsilon = 8\text{--}36$ )<sup>2</sup>. Durch den relativ hohen Einspritzdruck und der größeren Menge am CFR-Motor ( $\approx 2.4 \text{ mg/Asp}$ , dichteabhängig), verglichen mit der eindosierten Ölmenge am Forschungsmotor ( $\approx 0.04 \text{ mg/Asp}$ ,

<sup>2</sup> nach ASTM D613

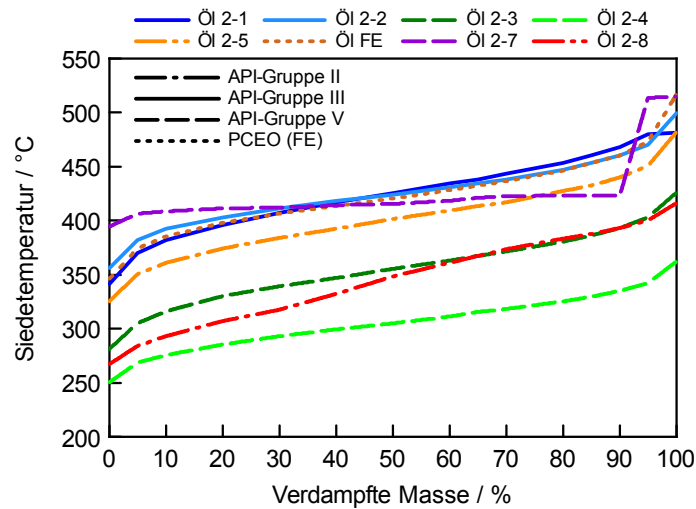


Abb. 4.24: Siedelinien der Versuchsöle 2-x (bestimmt nach ASTM D7169, ASTM D6352)

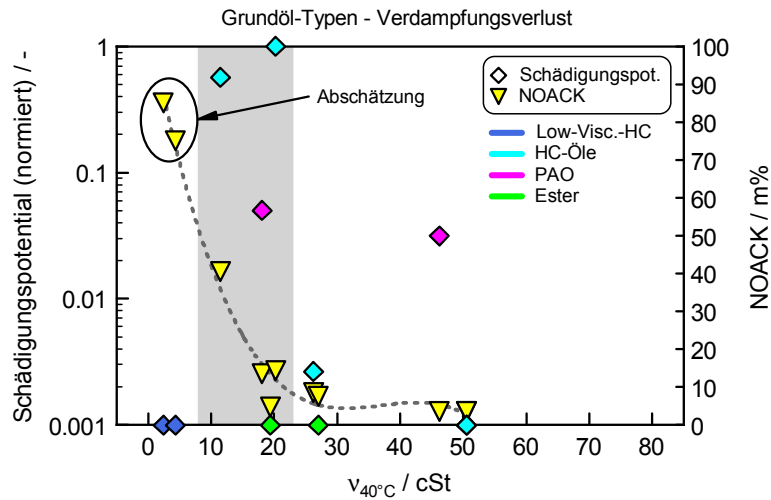
theoretisch), wird in der Vorkammer eine fein zerstäubte Gemischwolke (große Tröpfchenoberfläche) erzeugt, die nach Ablauf der Zündverzugszeit zur Selbstzündung führt (zunächst vorgemischte Verbrennung, danach Diffusionsverbrennung). Am FoMo herrschen hingegen andere Bedingungen: Durch die externe Eindosierung des Modellöls in die Sauganlage wird der Öltropfen nicht speziell aufbereitet, entspricht aber der realen Situation am Serien-Ottomotor infolge Ölnebels im rückgeführten Blowby, gelangt durch den Ansaugvorgang in den Brennraum und fungiert sodann im Brennraum – heterogen verteilt – als Auslöser für Vorentflammungen.

Die physikalischen Zusammenhänge zwischen Siedelinie, Viskosität und chemischer Molekülstruktur können anhand der Abbildung 4.24 abgeleitet werden. Auffällig dabei sind die relativ niedrige Siedelinie des niedrigviskosen Grundöls 2-4 sowie die hohe Siedelinie der aromatischen Komposition 2-7. Das vollformulierte Motorenöl FE (PCEO) weist ein relativ hohes Siedeverhalten auf, was sich auch positiv auf das  $DP$  auswirkt.

Das bedeutet schlussendlich, dass es nicht möglich ist, die Vorentflammungswahrscheinlichkeit eines Motorenöls durch Reduktion auf einen einzigen Parameter – hier die Cetanzahl – vorherzusagen bzw. zu bestimmen. Diese Kenngröße liefert zwar Aussagen über die Zündwilligkeit eines Kraftstoffes/Öls, berücksichtigt aber nicht die real im Brennraum vorherrschenden Bedingungen in einem modernen Ottomotor (z. B. Ölmenge, thermodynamischer Zustand, heterogene Ölverteilung etc.).

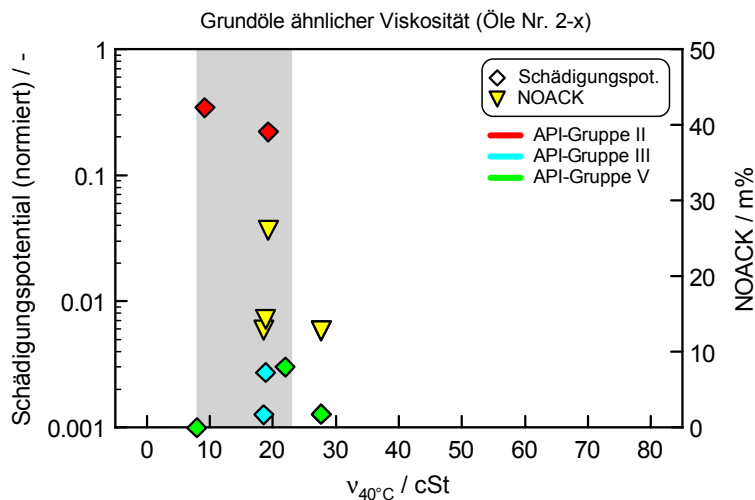
Der bereits in Kapitel 3.1 erläuterte physikalische Zusammenhang zwischen kinematischer Viskosität und dem Verdampfungsverlust nach NOACK konnte in Abbildung 4.25 bestätigt werden, wobei angemerkt sei, dass für die beiden *Low-Viscosity-Grundöle*, wegen des sehr niedrigen Destillationsbereichs (ca. 235–300 °C), keine NOACK-Werte<sup>3</sup>

<sup>3</sup> NOACK: Verdampfungsverlust einer Ölprobe innerhalb einer Stunde bei 250 °C



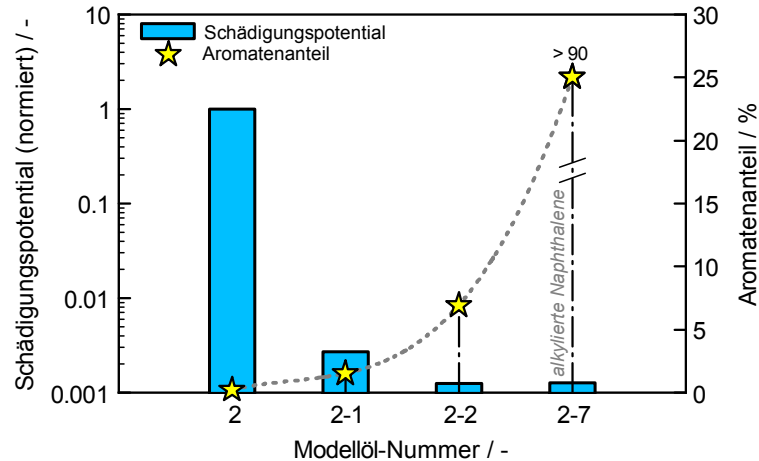
**Abb. 4.25:** Einfluss des Verdampfungsverlustes verschiedener Grundölytypen auf das Schädigungspotential

existieren und daher abgeschätzt wurden. Ein unmittelbarer Zusammenhang zwischen dem Verdampfungsverlust nach NOACK und dem ermittelten Schädigungspotential konnte nicht festgestellt werden, da hier noch die Art/Qualität des verwendeten Grundöls (chemische Molekülstruktur) eine entscheidende Rolle spielt. Nichtsdestotrotz ist in den Abbildungen 4.25 und 4.26 das hohe Schädigungspotential, innerhalb des zuvor definierten kritischen Viskositätsbereichs ausgewählter Grundöle, zu erkennen und kann zusammenfassend den einzelnen Grundöl-Typen bzw. API-Gruppen zugeordnet werden.



**Abb. 4.26:** Zusammenhang zwischen kinematischer Viskosität, der API-Klassifizierung ausgewählter Grundöle und ihre Affinität zu Vorentflammungen

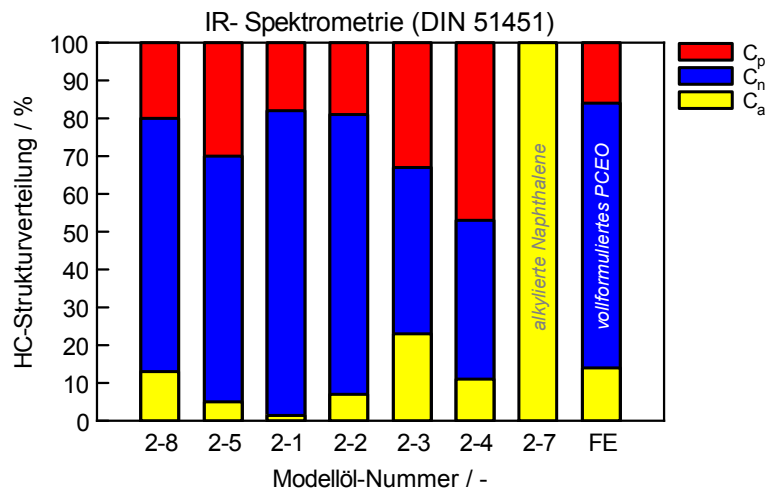
Welch bedeutende Rolle die chemische Molekülstruktur, bei ähnlicher Viskositätslage, hinsichtlich der Vorentflammungsanfälligkeit der Grundöle spielt, ist in Abbildung 4.27 dokumentiert. Die dargestellten Modellöle sind allesamt mineralische HC-Grundöle der API-Gruppe III – mit Ausnahme des Öls 2-7. Dabei ist festzustellen, dass insbesondere die sehr stabile (ringförmige) aromatische Struktur das Schädigungspotential bzw. die Anfälligkeit auf Vorentflammungen signifikant reduziert.



**Abb. 4.27:** Einfluss des Aromatenanteils in mineralischen Grundölen auf das Schädigungspotential im Vergleich zu einem Grundöl mit *alkylierten Naphthalenen* (Nr. 2-7)

Die HC-Strukturverteilung in einem Modellöl wird anhand einer Infrarot-Spektroskopie ermittelt. Sie stellt den „Fingerprint“ des Motorenöls dar und gibt Aufschluss über die im Öl enthaltenen Komponenten (aromatisch, naphthenisch, paraffinisch), Abbildung 4.28. Auffällig ist dabei der sehr hohe Anteil an naphthenischen HC-Strukturen in den Ölen 2-1 und 2-2, die lt. Datenblatt u. a. iso- und n-paraffinische Strukturen aufweisen. Dieser Sachverhalt kann die am FoMo ermittelten Ergebnisse zusätzlich bekräftigen, da die zyklische Molekülstruktur viel stabiler ist als die langen Ketten der *n*- und *iso*-Alkane (Paraffine).

Erweitert man nun den Horizont und wagt einen Blick über den Tellerrand hinaus, so lässt sich der Sachverhalt des Einflusses der Molekülstruktur auf das Siede- und Selbstzündverhalten der Kohlenwasserstoffverbindungen wie folgt darstellen: Die Molekülstruktur, speziell die Größe der Oberfläche der Moleküle, bestimmt den Siedepunkt des jeweiligen Kohlenwasserstoffes; je kleiner die Oberfläche, desto niedriger der Siedepunkt, da die zwischen den Molekülen wirkenden Kräfte (*Van-der-Waals-Wechselwirkungen*) kleiner sind – die Moleküle lösen sich leichter voneinander. In der Praxis bedeutet dies, dass die Siedetemperatur der *n*-Alkane mit zunehmender Molekülmasse ansteigt, die Verdampfungseigenschaft jedoch abnimmt, vgl. Abbildung 2.12. Bei gleicher Anzahl an Kohlenstoffatomen ist die Molekülstruktur (Molekülgröße) von Bedeutung. Den niedrigsten Siedepunkt weisen isomere Strukturen auf, gefolgt von den



**Abb. 4.28:** Kohlenwasserstoff-Strukturverteilung in unterschiedlichen Grundölytypen – ermittelt mit Hilfe chemischer Strukturanalyse („Fingerprint“)  
 a . . . aromatisch, n . . . naphthenisch, p . . . paraffinisch

unverzweigten und den ringförmigen Molekülstrukturen mit dem höchsten Siedepunkt und auch der größten Oberfläche. Diese Sachlage ist in den Abbildungen 4.29 und 4.30 am Beispiel der Moleküle Hexan und Oktan (beide Alkane) im Detail veranschaulicht.

Im Gegensatz zur Siedetemperatur nimmt die Selbstzündtemperatur der *n*-Alkane mit steigender Molekülmasse ab, Abbildungen 4.29–4.31. Damit ein Molekül des Brennstoffs mit Sauerstoff reagieren kann, muss seine Struktur „aufgebrochen“ (Cracken) werden. Bei langkettigen Molekülen brechen die *Elektronenpaarbindungen* durch die Bewegung bei Wärmezufuhr leichter auf, d. h. schon bei niedrigeren Temperaturen als bei den kleineren und entsprechend „stabileren“ Molekülen. Hierbei entstehen freie Radikale (sehr reaktionsfreudige HC-Bruchstücke), die sehr rasch mit dem Sauerstoff reagieren und letztlich die Selbstzündungsbedingungen erreichen. Als Paradebeispiel hierfür werden die Moleküle *1-Methylnaphthalen* (PAK) und das gesättigte, langkettige *n*-Hexadecan (*Cetan*) in Abbildung 4.31 verglichen.

#### 4.2.8 Ölmengenvariation

Mit dem Bestreben, die Auswirkungen einer Veränderung der extern eindosierten Ölmenge auf das Schädigungspotential zu demonstrieren, wurden weitere Versuchsläufe am Forschungsmotor angestrengt, Abbildungen 4.32 und 4.33. Die Vermutung, dass mit ansteigender Ölmenge im Brennraum die Vorentflammungshäufigkeit und somit auch das Schädigungspotential erwartungsgemäß zunehmen, konnte größtenteils bestätigt werden, allerdings mit Einschränkungen. Grundöle, die sich bereits bei der einfachen Menge gänzlich unauffällig verhielten, blieben auch bei erhöhter Menge stabil und be-

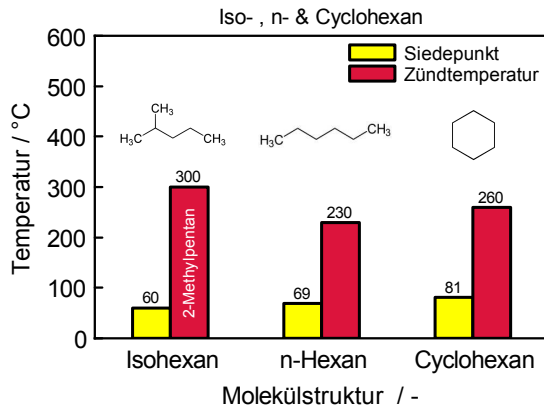


Abb. 4.29: Siede- und Zündtemperaturen am Bsp. Hexan ( $C_6H_{14}$ )

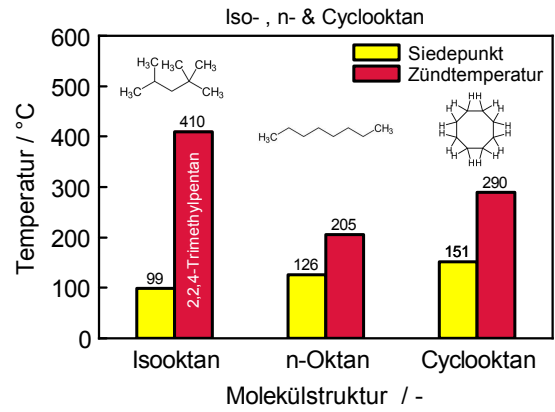


Abb. 4.30: Siede- und Zündtemperaturen am Beispiel Oktan ( $C_8H_{18}$ )

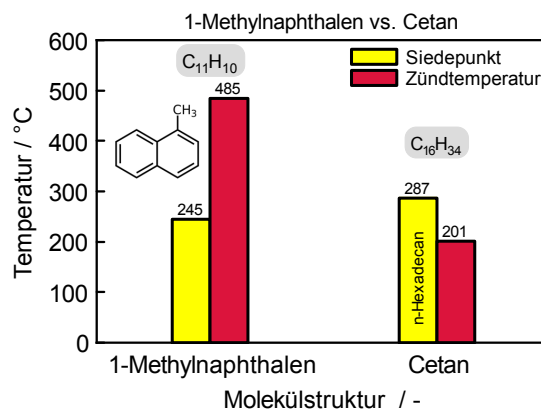
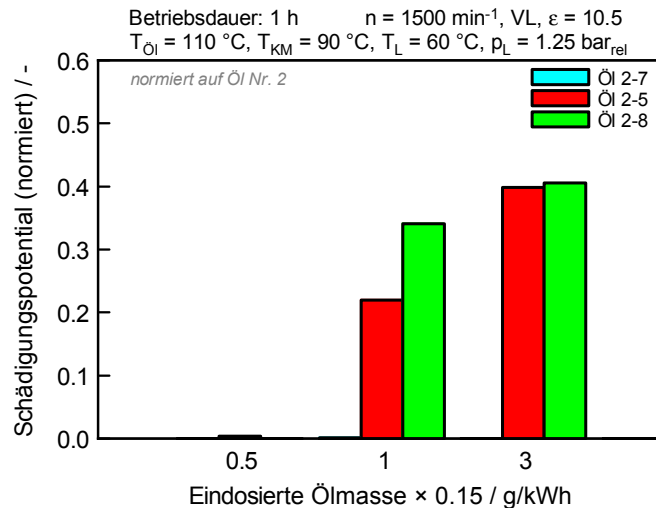
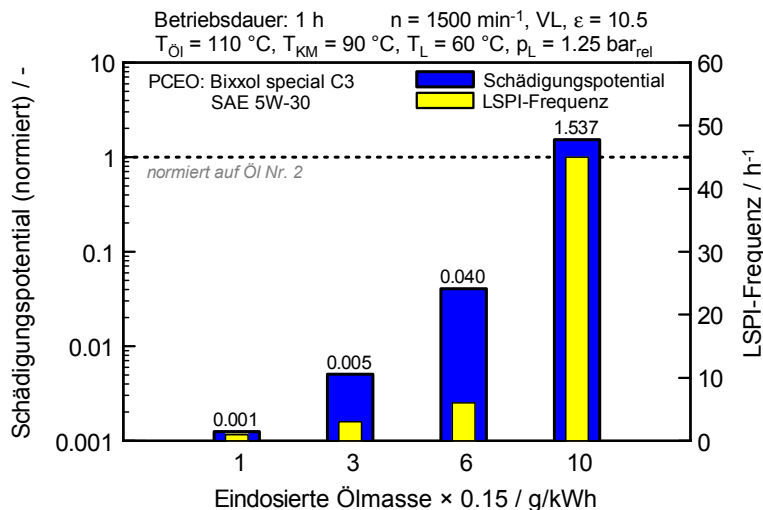


Abb. 4.31: Siede- und Zündtemperaturen von 1-Methylnaphthalen und Hexadecan (Cetan)

einflussten das  $DP$  nicht, Abbildung 4.32. Dazu wurden insbesondere die beiden auf Vorentflammungen anfälligen Grundöle (2-5, 2-8) der erweiterten Messphase dem unauffälligen, aromatischen Grundöl (2-7) gegenübergestellt.



**Abb. 4.32:** Einfluss der eindosierten Ölmenge – *Grundöle* unterschiedlicher Molekülstruktur



**Abb. 4.33:** Einfluss der eindosierten Ölmenge (*PCEO, vollformuliert*)

Gleichzeitig wurde bewiesen, dass ein erhöhter Ölverbrauch eines vollformulierten PKW-Motorenöls (PCEO) einen negativen Einfluss auf die Vorentflammungshäufigkeit und somit auf das Schädigungspotential hat. Am FoMo konnte dieses Szenario relativ einfach durch Erhöhen der eindosierten Ölmenge nachgestellt werden, womit

praktisch ein erhöhter Ölverbrauch durch verschlissene Kolbenringe oder Ventilschaftdichtungen simuliert werden konnte. Unter der Annahme eines sehr hohen realen Ölverbrauchs von 0.5 l/1000 km und unter der Voraussetzung, dass 50 % davon über den Liner in den Brennraum transportiert werden, ergibt sich ein äquivalenter Ölverbrauch von ca. 1.5 g/kWh ( $\hat{=}$  der 10-fachen bisher eindosierten Menge), der das obere Limit der Versuche zur Öleindosierung darstellte. Erst ab einer deutlich erhöhten Ölmenge ( $> 0.9$  g/kWh), was bereits einem hohen Ölverbrauch entspricht, zeigt auch das bisher wenig anfällige, vollformulierte PCEO eine Auffälligkeit, Abbildung 4.33. Dieser Effekt lässt nun den Schluss zu, dass neben der chemischen Zusammensetzung des Motorenöls auch der Ölverbrauch eines modernen Ottomotors wesentlichen Einfluss auf das Vorentflammungsverhalten und somit auf das Schädigungspotential hat, was eine große Herausforderung für die Triebwerkskonstruktion darstellt.

### 4.3 Erweitertes Messprogramm am Forschungsmotor

Neben den Basisuntersuchungen und den Versuchen zur externen Schmieröleindosierung in den Ansaugtrakt wurde am Einzylinder-Forschungsmotor das Messprogramm im Hinblick auf die Abgrenzung möglicher Auslösemechanismen für Vorentflammungen, verursacht durch das Motorschmiermittel, und um einen tieferen Einblick in die Thematik zu erlangen, erweitert. Insbesondere die Auswirkung einer Schmierölvariation (vollformuliertes Motorenöl) in der Konditionieranlage des Forschungsmotors, der Einfluss der homogenen Öleinbringung als Öl-Kraftstoff-Gemisch direkt in den Brennraum (Homogenisierung) sowie bemerkenswerte Besonderheiten nach dem Kolbenwechsel in Bezug auf Vorentflammungen wurden dazu näher betrachtet. Diese Versuche haben letztendlich einen wertvollen Beitrag zur Aufspürung zusätzlicher Effekte und Mechanismen (chemisch und physikalisch) geleistet.

#### 4.3.1 Schmiermittelvariation ohne Öleindosierung

Bevor die Verifikationsmessungen am Vollmotor stattfanden, wurde zunächst das reale Motorverhalten bei Verwendung zweier unterschiedlicher, vollformulierter Motorenöle am Einzylinder-Forschungsmotor näher untersucht.

- OMV Bixxol special C3 SAE 5W-30
- OMV Bixxol special FE SAE 0W-20

Dabei wurden diese Frischöle direkt als Schmiermittel am Forschungsmotor eingesetzt, wobei festgehalten werden muss, dass bei diesen Versuchen keine zusätzliche Öleindosierung ins Saugrohr erfolgte. Der Betriebspunkt wurde, aus Gründen der Vergleichbarkeit mit den Öleindosierungsversuchen, gleich belassen ( $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_i \approx 22 \text{ bar}$ ). Aus den Datenblättern der verwendeten, vollformulierten Öle (hochwertige HC-Öle) geht hervor, dass diese einen relativ geringen Verdampfungsverlust und



somit eine hohe Siedelinie – im Vergleich zu den untersuchten Grundölen – aufweisen, weshalb ein möglichst hohes Temperaturniveau zum ZZP sichergestellt werden musste und deswegen die Ladelufttemperatur ( $T_L = 60\text{ °C}/90\text{ °C}/120\text{ °C}$ ) variiert wurde.

Das Ergebnis dieser Untersuchungen war nun folgendes: Keines der beiden vollformulierten Motorenöle zeigte innerhalb der Messzeit von einer Stunde auch nur ansatzweise eine Anfälligkeit auf Vorentflammungen, auch nicht trotz deutlich erhöhter Ansauglufttemperaturen. Dieser Effekt lässt sich vorwiegend durch die, im Vergleich zu einem Vollmotor, konstruktiven Unterschiede des Forschungsmotors erklären, da hier ausschließlich ein Ölübertrag über den Liner stattfinden kann und der Verschleißzustand von Kolben und Ringpaket durch Austausch in regelmäßigen Abständen (50 Betriebsstunden) immer dem Neuzustand entsprach. Äußere Einflüsse, wie die Rückführung der Blowby-Gase, verschlissene Ventilschaftdichtungen und Leckagen über den Abgasturbolader konnten am eingesetzten FoMo definitiv ausgeschlossen werden.

Dass ein erhöhter Ölverbrauch desselben vollformulierten Motorenöls ab einer bestimmten Menge auch anfällig auf Vorentflammungen wird, wurde bereits im Kapitel 4.2.8, wo ein erhöhter Verschleißzustand durch sukzessive Steigerung der extern eindosierten Ölmenge simuliert wurde, näher erläutert und bestätigt. Ein weiterer Effekt – Vorentflammungen nach Kolbenwechsel – der damit direkt im Zusammenhang steht, wird im Kapitel 4.3.3 behandelt.

Das vorliegende Ergebnis lässt nun darauf schließen, dass zur Auslösung einer Vorentflammung einfach zu wenig Öl über den Liner in den Brennraum transportiert bzw. geschleudert wird, um diese Verbrennungsanomalien hervorzurufen und das Kraftstoff-Luft-Gemisch vorzeitig zu entflammen (*Mindestzündenergie*). Gleichzeitig konnte mit diesen Versuchen die ausgezeichnete Wahl des Betriebspunktes – speziell für die Öleindosierungsversuche – bestätigt werden. Das bedeutet, dass Vorentflammungen, die bei den Versuchen zur Öleindosierung detektiert wurden, eindeutig auf das eindosierte Öl zurückzuführen sind. Dieser Sachverhalt untermauert somit die vorgestellte Methodik und die Umsetzung am Forschungsmotor.

### 4.3.2 Öl-Kraftstoff-Gemische

Die bisherige Theorie zur Auslösung von Vorentflammungen, verursacht durch diverse Schmieröle, stützt sich auf die inhomogene Verteilung im Brennraum, wobei die lokale Energiedichte der Öltröpfchen zumindest so groß sein muss, dass der Mindestzündenergiebedarf des vorliegenden Kraftstoff-Luft-Gemisches überschritten wird, um dieses entflammen zu können (*Aktivierungsenergie* bzw. *Mindestzündenergie*). Schließlich wurde auch der Fragestellung nachgegangen, wie sich eine *homogene Öleinbringung* gemeinsam mit dem Kraftstoff (ROZ 98.9) und somit eine weitestgehend homogene Verteilung im Brennraum (High Pressure Injection) auf das Vorentflammungsverhalten auswirkt. Aufgrund der Öleinbringung mit dem Kraftstoff in den Brennraum kann auch prinzipiell von *Homogenisierung* gesprochen werden.

Dazu wurden zwei unterschiedliche Öl-Kraftstoff-Mischungen (vgl. Tabelle 4.5) ex-

tern vorbereitet und nach erfolgter Motorkonditionierung ein Dreiwegehahn betätigt, und sodann das homogene Gemisch dem HD-Injektor und letztlich der Verbrennung zugeführt. Als Schmieröl in den Öl-Kraftstoff-Mischungen kam das Basis-Motorenöl OMV Bixxol special C3 zum Einsatz, welches auch zur Schmierung des Forschungsmotors diente. Die Ölteile wurden dabei so gewählt, dass diese einem äquivalenten Ölverbrauch von 1.5 g/kWh ( $\hat{=}$  der 10-fachen bisher eindosierten Menge) bzw. 3.0 g/kWh entsprechen.

**Tab. 4.5:** Mischungsverhältnisse der untersuchten homogenen Öl-Kraftstoff-Gemische

Öl-Kraftstoff-Mischung	Ölverbrauch (äquivalent)	Ölanteil am Kraftstoffverbrauch
1:200	$10 \times 0.15 \text{ g/kWh}$	$\approx 0.52 \%$
1:100	$20 \times 0.15 \text{ g/kWh}$	$\approx 1.03 \%$

Wichtig ist auch zu erwähnen, dass bei diesen Versuchen wiederum keine zusätzliche externe Öleindosierung in die Sauganlage stattgefunden hat, und der Betriebspunkt – aus Gründen der Vergleichbarkeit – dem der Öleindosierversuche entsprach. Weiters ist zu betonen, dass diese Betriebsbedingungen – Verbrennung eines Zweitaktgemisches an einem Viertakt DI-Ottomotor – in der Realität im Feld so nicht eintreten werden und somit eigentlich für den realen Motorbetrieb nicht repräsentativ sind. Dennoch wurde bestätigt, dass durch homogene Öl-Kraftstoff-Mischungen bis zu einem Mischungsverhältnis von 1:100, entsprechend einem äquivalenten Ölverbrauch von 3.0 g/kWh ( $\hat{=}$  der 20-fachen bisher eindosierten Menge), keine Vorentflammungen innerhalb der definierten Messdauer von einer Stunde ausgelöst werden.

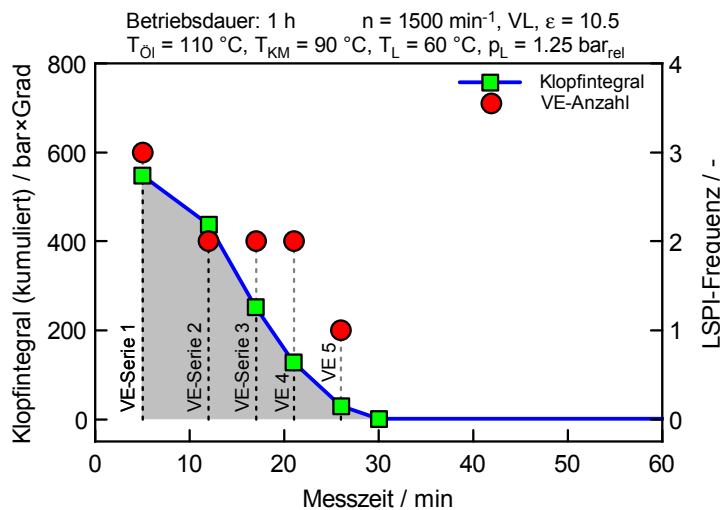
Durch diese Art der Öleinbringung (homogen) in den Brennraum werden die Öltröpfchen feinst zerstäubt, die effektive Ölmenge je Arbeitszyklus ist sehr sehr klein und es kommt zur Ausbildung eines *Kolloidsystems* (Öltröpfchen = disperse Phase, Gasphase im Brennraum = Dispersionsmedium), wodurch die erforderliche Mindestzündenergie, um das Kraftstoff-Luft-Gemisch durch eine Selbstentflammung einzelner Öltröpfchen zu entzünden, nicht erreicht wird.

### 4.3.3 Vorentflammungen nach Kolbenwechsel

Zur Gewährleistung gleicher Randbedingungen und Sicherstellung eines für alle Versuche zur Schmieröleindosierung gleichbleibenden (neuwertigen) Verschleißzustandes, wurde am Forschungsmotor die Kolbengruppe in regelmäßigen Abständen (max. 50 Betriebsstunden) durch ein Neuteil ersetzt. Beim Austausch mechanischer Komponenten am Kurbeltrieb ist es üblich, die Lagerschalen, den Kolbenbolzen samt Kolbenhemd inkl. Kolbenringpaket und die Zylinderlaufbuchse mit dem Motorschmiermittel – OMV Bixxol special C3 SAE 5W-30 – großzügig einzuölen, um einerseits den Einbauvorgang

zu erleichtern und andererseits bereits beim Startvorgang die notwendige Schmierung der Bauteile zu gewährleisten.

In der darauffolgenden Einlaufphase, die am selben Betriebspunkt ( $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_i \approx 22 \text{ bar}$ ) wie die Versuche zur Schmieröleindosierung stattgefunden hat, konnte eine besondere Beobachtung im Hinblick auf Vorentflammungsereignisse dokumentiert werden. Die detektierten Vorentflammungen zeigten zu Messbeginn hohe Klopfamplituden, die mit fortschreitender Einlaufdauer an Intensität und Häufigkeit sukzessive abnahmen. Dabei kamen innerhalb eines Messfiles gleich mehrere Events zum Vorschein, weshalb diese im Auswerteprozess zu einer VE-Serie (VE-Einzelevents innerhalb von 100 Arbeitszyklen) zusammengefasst wurden. Dabei sei noch angemerkt, dass die Vorentflammungen nicht unmittelbar aufeinander folgten, sondern mindestens eine reguläre Verbrennung das nächste Ereignis vom vorhergehenden trennte. Um nun eine quantitative Aussage über die Intensität der detektierten Vorentflammungen unter Berücksichtigung der Häufigkeit (VE-Serie) treffen zu können, wurde das *Klopfintegral* als aussagekräftige Kenngröße herangezogen. Unter dem Klopfintegral versteht man die Fläche unter den gefilterten und gleichgerichteten Klopf-schwingungen bei einem Klopf- bzw. Vorentflammungsereignis.



**Abb. 4.34:** Vorentflammungen unmittelbar nach dem Kolbenwechsel am Forschungsmotor

Die Abbildung 4.34 verdeutlicht die Abnahme der Intensität der Klopfamplituden durch Darstellung des kumulierten Klopfintegrals der jeweiligen VE-Serien über die Zeit. Weiters ist die Anzahl der detektierten Vorentflammungen (LSPI-Frequenz) innerhalb der zusammengefassten VE-Serien eingetragen. Bemerkenswert ist das rapide Abklingen des kumulierten Klopfintegrals der Vorentflammungen innerhalb der ersten 30 Minuten, was auf einen stetigen Rückgang der Quelle bzw. der Ursache für diese Vorentflammungserscheinungen schließen lässt. Naheliegender ist die Vermutung, diese

charakteristische Eigenheit auf den zuvor durchgeführten Kolbenwechsel zurückzuführen, da nach der Einlaufphase absolut *keine* Vorentflammungen mehr detektiert werden konnten (vgl. „Nullölmengen“-Referenzpunkte in Kapitel 3.4.2). Als Ursache hierfür konnte schlussendlich eindeutig das im Zuge des Kolbeneinbaus großzügig aufgetragene, überschüssige Motorenöl am Kolben und der Laufbuchse identifiziert werden. Im Laufe des Betriebs wird dieses vom Kolben in der Verzögerungsphase im ZOT aus dem Ringspalt zusehends abgeschleudert und verbraucht, bis schlussendlich die Quelle versiegt und sich ein Gleichgewichtszustand im Ölhaushalt am Kolben (inkl. Kolbenringpaket) und der Laufbuchse einstellt. Dieser Zustand wird nach der Einlaufphase erreicht und stellte die Basis für die durchgeführten Versuche zur Schmieröleindosierung dar.

## 4.4 Validierung der Ergebnisse an zwei Vollmotoren

Da die bisherigen Untersuchungen zur Quantifizierung der Vorentflammungsneigung unterschiedlicher Motorenölkombinationen durch externe Eindosierung am Einzylinder-Forschungsmotor stattgefunden haben, sollte nun die Brücke zum realen Vollmotor, ohne zusätzliche Öleindosierung, hergestellt und verifiziert werden, dass die Übertragbarkeit der Ergebnisse gewährleistet und somit generell die gewählte Methodik für diese Untersuchungen anwendbar ist. Es ist zu berücksichtigen, dass am Vollmotor das zu verwendende Schmiermittel die lt. Hersteller vorgegebenen Spezifikationen (z. B. Viskosität, Additivierung etc.) erfüllt, weshalb durch diese Forderung nur *vollformulierte Motorenöle* – keine Grundöle/Modellöle – zum Einsatz kommen können, um an diesen das grundlegende Verhalten zu validieren. In der Tabelle 4.6 sind die untersuchten Motorenöle und deren Spezifikationen in Abhängigkeit des Motorentyps als Matrix zusammengefasst. Primäres Ziel war es nun, herauszufinden, ob am Vollmotor überhaupt Unterschiede in den Motorenölformulierungen hinsichtlich deren Vorentflammungsanfälligkeit messbar sind.

**Tab. 4.6:** Ölmatrix zur Validierung der Ergebnisse an den Serienmotoren

Motorenöl-Bezeichnung	SAE	Zustand	Motor 1 (EA111)	Motor 2 (EA211)
OMV Bixxol special C3	5W-30	neu	X	X
OMV Bixxol special FE	0W-20	neu	X	X
OMV Bixxol premium NT	5W-40	alt	X	–
Castrol EDGE FST	5W-30	neu/alt	–	X/X

### 4.4.1 Randbedingungen

Unter diesen Gesichtspunkten fiel die Wahl der Versuchsträger auf typische Vertreter moderner Downsizingmotoren, zwei nahezu idente PKW DI-Ottomotoren, mit seitli-

cher Injektorlage, 4 Zylindern und hohem „Low-End Torque“ ( $p_i = 22$  bar); einer nahezu neuwertig und der andere mit einem etwas erhöhten Verschleißzustand. Beide Serien-Ottomotoren charakterisieren sich durch das selbe Hubvolumen, die selbe Art der Gemischbildung und ein ähnliches Brennverfahren. Nähere Details zu den technischen Daten der beiden Motoren liefert die Tabelle 4.7.

**Tab. 4.7:** Technische Daten der beiden Vollmotoren zur Validierung der Ergebnisse

<b>KenngroÙe</b>	<b>Motor 1</b>	<b>Motor 2</b>
Type	EA111	EA211
Hubvolumen	1.4 dm <sup>3</sup>	1.4 dm <sup>3</sup>
Bohrung × Hub	76.5/75.6 mm	76.5/75.6 mm
Verdichtungsverhältnis	10.0	10.5
Zylinderanzahl	4	4
Brennverfahren	homogen	homogen
Gemischbildung	innere (DI)	innere (DI)
Injektorlage	seitlich	seitlich
Verschleißzustand*	+−	++
Emissionierung	EU4	EU6

\* ++ neuwertig, + gut, +− mittel,  
− fortgeschritten, −− hoch

**Tab. 4.8:** Betriebsparameter an den beiden Serienmotoren

<b>Parameter</b>	<b>Wert</b>
Drehzahl	1500 min <sup>−1</sup>
IMEP ( $p_i$ )	22 bar
ZZP	Serie (Klopfgrenze)
Kraftstoffdruck	Serie
Kraftstoffqualität	≈ ROZ 98
Ventilsteuerzeiten	Serie
Lambda	1.0
Ladelufttemperatur	40 °C
Motoröltemperatur	Serie
Kühlmitteltemperatur	90 °C (Motor Eintritt)
Ladedruck	Serie

Zunächst galt es, einen zu den Untersuchungen zur Schmieröleindosierung am Forschungsmotor möglichst identen Betriebspunkt ( $n$ ,  $p_i$ ) an den beiden Serienmotoren zu definieren. Die Wahl des selben Betriebspunktes sowie die Festlegung der restlichen Betriebsparameter (Kühlmittel-, Ladelufttemperatur, Luftverhältnis etc.), in Anlehnung an die Versuche am Einzylinder-Forschungsmotor, hatten dabei oberste Priorität. Die

wichtigsten und endgültig fixierten Kenngrößen können der Tabelle 4.8 entnommen werden.

### 4.4.2 Messprogramm

Das Messprogramm an den beiden Vollmotoren lässt sich im Wesentlichen in zwei Hauptbereiche gliedern, wobei das Hauptaugenmerk der Untersuchungen eindeutig auf letzterem lag:

- Ölverbrauchsmessungen
- Vorentflammungsuntersuchungen
  - Einfluss des Blowby (Ölabscheidegrad)
  - Einfluss der Ölalterung (Oxidation, Kraftstoffeintrag)

### 4.4.3 Ölverbrauchsmessung

Um konkrete Aussagen bezüglich des Verschleißzustands der Motoren treffen zu können, wurde anhand von Ölverbrauchsläufen der tatsächliche Verschleißzustand, durch Bestimmung des realen Motorenölverbrauchs, quantifiziert. Dies erfolgte durch stationären Vollastbetrieb im Nennleistungspunkt, wobei der Ölverbrauch mittels der „Abtropfmethode“ bestimmt wurde. Der hierfür notwendige und entwickelte Prüfablauf gliedert sich wie folgt:

#### Erforderliche Vorarbeiten:

1. Ablaufhahn (Kugelhahn) anstelle Ölablassschraube mit der Ölwanne verschrauben und auf Dichtheit überprüfen
2. Motoröl in Motor einfüllen und Ölstand kontrollieren (MAX)
3. Leergebinde abwägen: Behälter + Ölkanne + Trichter (gereinigt)
4. Motor warmfahren:  $T_{KMe} = 90\text{ °C}$  (z. B.  $n = 2000\text{ min}^{-1}$ ,  $p_e = 4\text{ bar}$ )
5. Gleich danach *15 min Nennleistung*
6. Motor *2 Minuten* bei geringer Drehzahl und Last betreiben (1200/2), **Mindestöldruck beachten!**
7. Motor abstellen und Lüftung AUS
8. Ölfilterdeckel öffnen und Ölfilter so abziehen, dass die Ablauföffnung frei ist bzw. bei vorhandener Ölfilterpatrone diese **nicht** lockern oder entfernen (wg. Ölverlust)!
9. Öleinfülldeckel abschrauben

10. Motor auf OT stellen (Zylinder 1)
11. Öl-Ablaufhahn *5 min* nach dem Motorabstellen öffnen
12. *30 min* nach dem Motorabstellen den Motor durchdrehen (720 °KW) und wieder auf OT Zylinder 1 abstecken
13. Exakt *60 min* nach dem Motorabstellen den Öl-Ablaufhahn schließen und Ölauffangbehälter entfernen
14. Abgelaufene Ölmenge + Behälter + Ölkanne + Trichter wiegen! ( $m_{\text{Öl},1}$ )
15. Gewogene Ölmenge einfüllen (Verwendung von Ölkanne und Trichter)  
Achtung: kein Öl danebentropfen!
16. Ölfilter und Öleinfülldeckel festschrauben!

**Ölverbrauchslauf:**

17. Motor erneut warmfahren (z. B. 2000/4) bis  $T_{\text{KMe}} = 90\text{ °C}$
18. Drehzahl- und Lastsprung auf Nennleistung!
19. Ölverbrauchslauf durch Betrieb im *Nennleistungspunkt* ( $t = 4$  Stunden)
20. Ölmenge abwiegen: Punkte 6 ... 14 durchführen! ( $m_{\text{Öl},2}$ )  
⇒ Ölverbrauch in g/h dokumentieren

Zur Ermittlung des tatsächlichen Ölverbrauchs in der Einheit g/kWh wird die Gleichung 4.1 herangezogen. Darin sind  $m_{\text{Öl},i}$  die zuvor ermittelten Ölmassen samt notwendiger Hilfsmittel (z. B. Ölkanne, Trichter) vor und nach dem Ölverbrauchslauf, die auf die abgegebene mechanische Leistung  $P_e$  und die Messzeit  $t$  bezogen wird.

$$\text{Ölverbrauch} = \frac{m_{\text{Öl},1} - m_{\text{Öl},2}}{P_e \cdot t} \quad (4.1)$$

Nach Überprüfung der Reproduzierbarkeit der ersten Messung lagen die stationär ermittelten Ölverbräuche im Mittel bei 0.55 g/kWh beim Motor mit dem erhöhten Verschleißzustand und bei 0.34 g/kWh beim neuwertigen Motor, unter Verwendung desselben Motorenöl-Typs und gleicher SAE-Viskositätsklasse (SAE 5W-30), Tabelle 4.9.

**Tab. 4.9:** Mittlere Ölverbräuche der beiden Serienmotoren

Kenngröße	Motor 1	Motor 2
Ölverbrauch* (g/kWh)	0.55	0.34

\* Motorenöl: OMV Bixxol special C3

#### 4.4.4 Vorentflammungsuntersuchungen

##### Schädigungspotential

Unter Berücksichtigung ähnlicher sowie realistischer Betriebsbedingungen (z. B. Drehzahl, Last, Luftverhältnis) wie am Forschungsmotor wurden die Testläufe an beiden Vollmotoren absolviert. Abbildung 4.35 veranschaulicht dabei den Einfluss von drei unterschiedlichen Motorenölen auf das ermittelte Schädigungspotential sowie die Anzahl der tatsächlich detektierten Vorentflammungen in der definierten Messzeit (LSPI-Frequenz) am Motor mit dem höheren Verschleißzustand (Motor 1). Zur Gewährleistung einer sauberen Messung und um zusätzliche Einflussgrößen auszuschließen, wurden jeweils vor Messbeginn neben dem Motorenöl auch die Ölfilterpatrone gewechselt und die komplette Ladeluftverrohrung inkl. Luftsammler von Ölresten befreit.

Es konnte ein signifikanter Einfluss des Öls im Blowby, trotz Serien-Ölabscheiders, festgestellt werden, der so in diesem Ausmaß nicht zu erwarten wäre. Speziell am Motorenöl „C3“ (SAE 5W-30) ist der Effekt der externen Öleinbringung durch das Blowby, im Vergleich zum Öl „FE“ mit reduzierter Viskositätslage (SAE 0W-20), besonders stark ausgeprägt. Gleichzeitig ist im Hinblick auf das Schädigungspotential, unabhängig davon ob mit oder ohne Blowby, dieselbe Tendenz wie am FoMo mit zusätzlicher Öleindosierung zu beobachten ( $DP_{FE} > DP_{C3}$ ). Am Vollmotor kommen dabei gleich mehrere Ursachen für das höhere  $DP$  des Öls FE, bei gleicher Grundölqualität (API-Gruppe III), zum Tragen:

- geringere kinematische Viskosität (reduzierter Anteil an VI-Improver)
- erhöhter Ölverbrauch (bedingt durch  $\nu \downarrow$ )
- erhöhte Grundölkonzentration im Vergleich zum C3 (red. Additivanteil)

Neben den beiden Frischölen (C3, FE) wurde auch ein gebrauchtes Motorenöl mit der Typenbezeichnung „NT“ (SAE 5W-40) mit deutlichem *Kraftstoffeintrag* – lt. Ölanalyse 3 % – einer Untersuchung unterzogen. Dieser Umstand äußert sich in einer zum Frischöl um ca. 11 % abgesenkten kinematischen Viskosität von ursprünglich 78 cSt auf 69 cSt bei 40 °C und liegt im Schädigungspotential zwischen C3 und FE. Auffällig ist auch noch die Tatsache, dass das gebrauchte Motorenöl mit verringerter Viskosität – bedingt durch die Ölverdünnung aufgrund Kraftstoffeintrags – und zufällig gleicher Viskosität wie das Frischöl C3, nahezu das selbe Schädigungspotential (mit Blowby), trotz deutlich erhöhter Anzahl an Vorentflammungen, aufweist. Das Frischöl der Type NT würde nach diesem Ansatz ein deutlich geringeres Schädigungspotential  $DP$  als das Gebrauchöl bzw. das Öl C3 aufweisen, was allerdings aus Zeitgründen nicht mehr bestätigt werden konnte.

Über die Betriebsdauer einer Verbrennungskraftmaschine gewinnt die Thematik der Ölverdünnung durch Kraftstoffeintrag zusehends an Bedeutung. Neben der Verringerung der kinematischen Viskosität wird auch die Schmierfähigkeit des Motorenöls reduziert, was bis zum Abreißen des Schmierfilms (z. B. am Kolben-Liner-Kontakt) und



zu einem totalen Motorschaden führen kann. Insbesondere in Kombination mit den vorliegenden Untersuchungen zur Vorentflammungsanfälligkeit vollformulierter Motorenöle muss dieser Thematik – zumindest in der Zukunft – eine erhöhte Aufmerksamkeit zugemessen werden. In der Regel gelten folgende Richtwerte: Im Motorenöl eines Ottomotors sollten sich nicht mehr als 1–2% Kraftstoff befinden. Bei Dieselmotoren liegt der Limitwert je nach Kraftstofftyp zwischen 5 und 7%, was auch unser Ölanalyselabor (OELCHECK) bestätigte, vgl. [22].

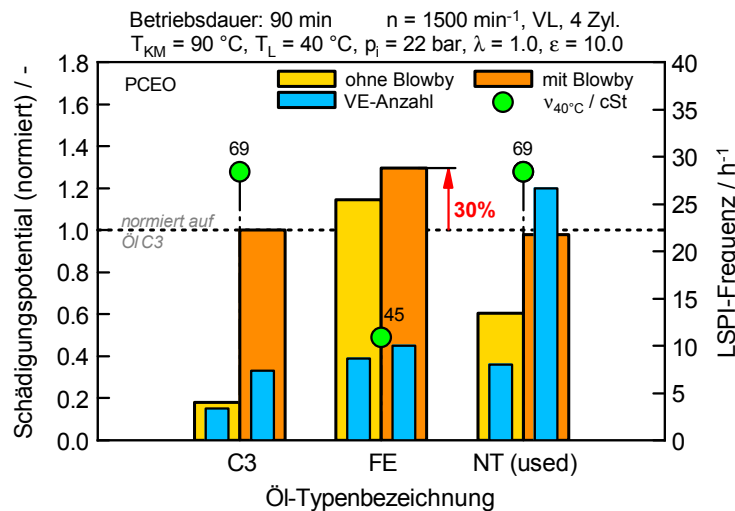
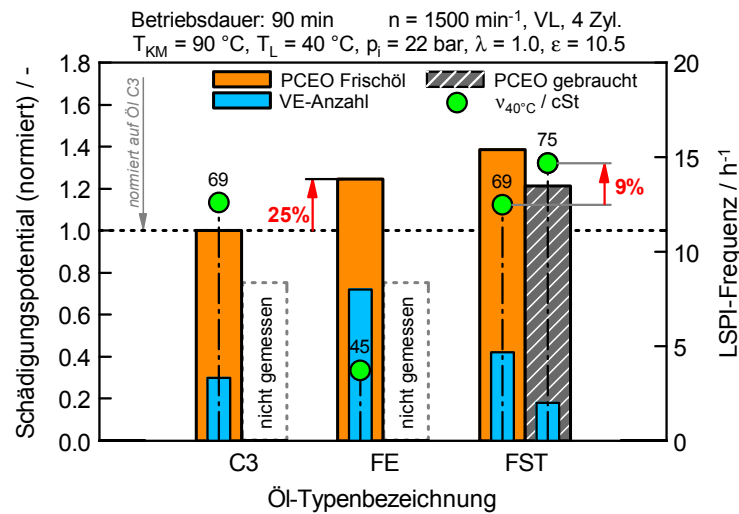


Abb. 4.35: Vollmotor mit erhöhtem Verschleißzustand (Motor 1)

Ein sehr ähnliches Verhalten hinsichtlich Vorentflammungen, verursacht durch das Schmieröl, konnte an einem weiteren Vollmotor (Motor 2) – neuwertiger Zustand – nachgestellt werden. Da sich die beiden PKW-Motoren nur unwesentlich voneinander unterscheiden (optimierte Einspritzstrategie, geringerer Ölverbrauch), können die ermittelten Schädigungspotentiale der beiden Vollmotoren zwar generell nicht absolut aber relativ zueinander verglichen werden. Auch an diesem Motor lässt sich in der Serienkonfiguration, mit Blowby, dieselbe Tendenz ( $DP_{FE} > DP_{C3}$ ) der beiden Frischöle wie am ersten Vollmotor plausibel reproduzieren, Abbildung 4.36.

Zwecks der Darstellung des unmittelbaren Einflusses der Ölalterung bzw. des Kraftstoffeintrags auf die Vorentflammungsneigung und somit auf das Schädigungspotential wurde ein weiterer Versuchslauf mit dem Öl „FST“ (SAE 5W-30) angestrengt. Von besonderem Interesse ist hier das Verhalten des  $DP$  des Gebrauchtöls, das im Vergleich zum Frischöl leicht gesunken ist. Zurückzuführen ist das in erster Linie auf den Anstieg der kinematischen Viskosität, der vorwiegend durch Oxidationsprozesse, begünstigt durch hohe Temperaturen und Sauerstoff, bedingt ist, vgl. Kapitel 4.1.3. Eine massive Ölverdünnung durch den Kraftstoff wie beim ersten Vollmotor konnte lt. Ölanalyse definitiv ausgeschlossen werden und ist vorwiegend auf die *optimierte Einspritzstrategie* zurückzuführen. Erstaunlich ist, dass sogar am Vollmotor in der Serienkonfiguration



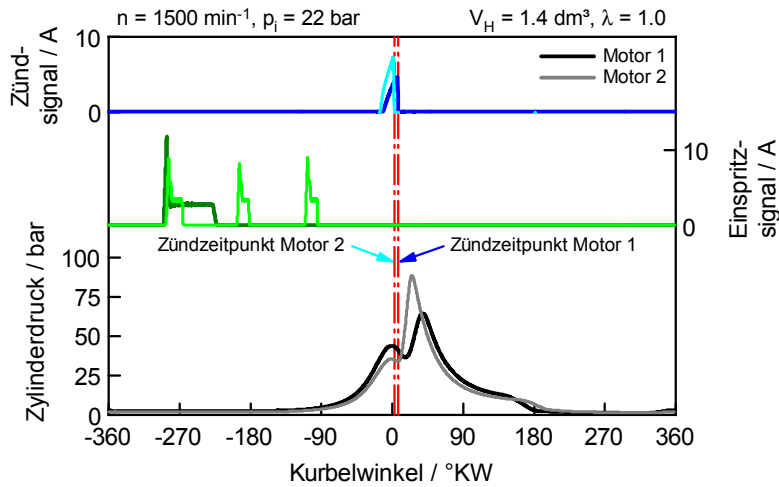
**Abb. 4.36:** Vollmotor im neuwertigen Zustand mit Blowby in Serienkonfiguration (Motor 2)

solch geringe Unterschiede in der Viskosität, verursacht durch Ölalterung und Kraftstoffeintrag, messbar und anhand des Schädigungspotentials  $DP$  quantifizierbar sind.

Die Abbildung 4.37 zeigt dazu eine Gegenüberstellung der Einspritzsignal- und Zylinderdruckverläufe beider Serienmotoren am LSPi-Betriebspunkt. Hervorzuheben ist die Einspritzstrategie des neueren Motors 2 mit Mehrfacheinspritzung (drei Ansteuerimpulse), wodurch die hohe Kraftstoffmenge besser über die Ansaug- und Verdichtungsphase verteilt werden kann, und die Eindringtiefe des Kraftstoffstrahls und in Folge auch die Zylinderwandbenetzung durch Kraftstoff (lokale Ölverdünnung) deutlich reduziert werden kann, vgl. [44, 3]. Dieser Sachverhalt wirkt sich neben einer geringeren globalen Ölverdünnung auch positiv auf die Vorentflammungshäufigkeit dieses Motors, wie zuvor gezeigt, aus. Weiters zeichnet sich das verbesserte Brennverfahren am Motor 2 durch eine kürzere Zündverzugszeit und eine kürzere Brenndauer – erkennbar durch einen deutlich steileren Druckgradienten in der Verbrennungsphase um den oberen Totpunkt (ZOT) – aus.

### Einfluss der Zylinderposition

Im Laufe der Validierungsmessungen am Serienmotor 1 fiel auf, dass die detektierten Vorentflammungen bevorzugt an ein und dem selben Zylinder (Zyl 1) stattfanden. Dieser Verdacht erhärtete sich zusehends und bestätigte sich bei der Auswertung der Vorentflammungshäufigkeit aller vermessenen Öle über der Zylinderposition, Abbildung 4.38. Diese Tatsache legt die Vermutung nahe bzw. lässt auf einen Kolben/Zylinder mit einem höheren Verschleiß schließen, oder das im Blowby beinhaltete Öl wird konstruktionsbedingt vermehrt in Richtung des ersten Zylinders transportiert. Nach Abgleich der Messdaten ohne Blowby trifft eher letztere Ursache zu.



**Abb. 4.37:** Gegenüberstellung der Einspritzstrategien der beiden Serienmotoren

Der zweite, im Serienzustand und daher auch mit Blowby, vermessene Vollmotor (neuwertiger Zustand) zeigte hingegen keine eindeutige Auffälligkeit in der Häufigkeitsverteilung über die einzelnen Zylinder – mit einer in Summe leicht steigenden Tendenz der Vorentflammungsanfälligkeit zu den schwungradnäheren Zylindern, Abbildung 4.39.

## 4.5 Schäden am Forschungsmotor

### 4.5.1 Klauenkupplung

Ausgehend von der ursprünglichen Planung, den Einzylinder-Forschungsmotor parallel zu einem zweiten Motor am Motorprüfstand zu platzieren, wurde ein möglichst kompakter Prüfstands Aufbau angestrebt. Darauf beruhte auch der erste Versuch, eine Klauenkupplung als Verbindungselement zwischen FoMo und Asynchronmaschine zu verwenden. Trotz massiven Schwungrads auf der Motorseite konnte das Flexelement der Klauenkupplung die in den Abtrieb eingeleiteten Momente nicht übertragen – Drehmomentmessungen mittels Messflansch bestätigten die hohen Drehmomentspitzen und somit das Schadensbild, Abbildung 4.40.

Daraufhin wurde auf eine lange und somit torsionsweiche Welle mit elastischen Dämpfungselementen an beiden Enden gesetzt, die schlussendlich auch den hohen Belastungen standhielt.

### 4.5.2 Kolben

Ein weiterer unvorhersehbarer Schaden, dieses Mal am Kolben, brachte die Untersuchungen – ohne jegliche Vorankündigung (z. B. erhöhtes Blowby oder Leistungsverlust)

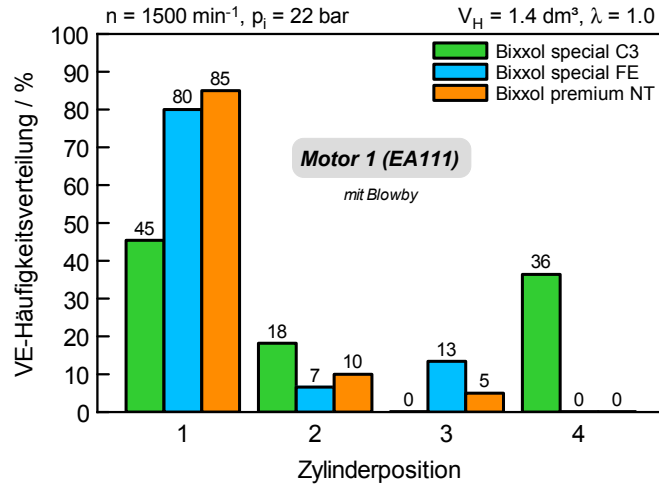


Abb. 4.38: Häufigkeitsverteilung der detektierten Vorentflamungen über die Zylinderzahl am Serienmotor 1 (EA111)

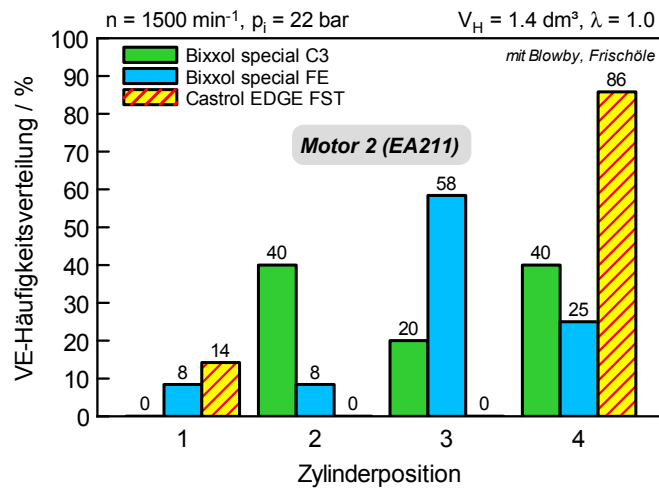


Abb. 4.39: Häufigkeitsverteilung der detektierten Vorentflamungen über die Zylinderzahl am Serienmotor 2 (EA211)

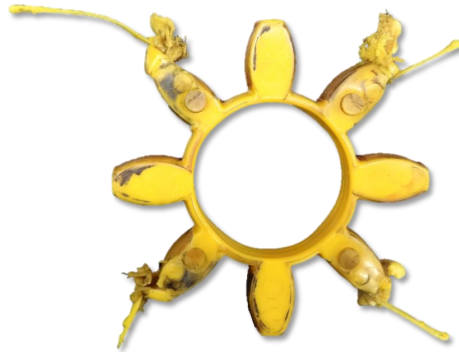
– kurzfristig zum Erliegen. Die Vorgehensweise, dass bereits in der Planungsphase des Projekts ein Schadensfall am Kurbeltrieb berücksichtigt wurde, erwies sich als sehr vernünftig, da speziell an den hochbelasteten Bauteilen auf Serienkomponenten gesetzt wurde und damit auf eine rasche Ersatzteilbeschaffung zurückgegriffen werden konnte.

Nach einer Betriebsdauer von etwa 80 Stunden an der Volllast und ca. 130 dokumentierten Spitzendrucküberschreitungen von über 150 bar (davon 70 größer als 250 bar) ereilte den Kolben bei den Versuchen zur Ladedruckvariation ( $p_i \approx 28 \dots 30$  bar) ein vorzeitiges Ende. Der Schadensfall zeichnete sich durch Ausbrechen aller Ringnuten unterhalb des ersten Kolbenrings auf der Seite der Kolbenbolzenachse ab, Abbildung 4.41. Insbesondere der Bereich unterhalb des Ölabstreifrings ist sehr filigran ausgebildet und weist zusätzlich Ölrücklaufbohrungen auf, die u. U. als Kerbe wirken können. In der Tabelle 4.10 sind die bis zum Schadensfall detektierten Überschreitungen des Zylinderdrucks in Abhängigkeit der Überschreitungsschwelle aufgelistet.

**Tab. 4.10:** Anzahl der Überschreitungen des Zylinderspitzen drucks  $p_{Zyl,max}$  am Einzylinder-Forschungsmotor bis zum Eintreten des Kolbens Schadens

$p_{Zyl,max}$	Anzahl
> 250 bar	70
> 200 bar	98
> 150 bar	130

Insbesondere vor dem Hintergrund, am Forschungsmotor immer einen neuwertigen Verschleißzustand sicherzustellen und unter Berücksichtigung der Auswirkungen einer mechanischen Überlastung des Kolbens durch hohe Mitteldrücke sowie durch Vorentflammungen verursachte höchste Spitzendrücke, wurde der Kolben inkl. Kolbenringpaket als höchst belastetes Bauteil regelmäßig durch Neuteile ersetzt.



**Abb. 4.40:** Flexelement der Klauenkupplung zur Asynchronmaschine (thermisch verformt)



**Abb. 4.41:** Kolbenschaden am Forschungsmotor nach 80 Betriebsstunden im LSPI-Betriebspunkt (Volllast)

# 5 Auslösemechanismen für Vorentflammungen

Dieses Kapitel beinhaltet die Quintessenz dieser Forschungsarbeit. Hier werden die aus den vorangegangenen Untersuchungen abgeleiteten Auslösemechanismen, von durch das Schmieröl verursachten Vorentflammungen, und die bedeutsamsten Einflussgrößen – als Kernaussage – aufgezeigt sowie physikalische und chemische Kenngrößen der Motorenöle zusammengefasst. Dabei wird insbesondere zwischen den Beobachtungen am Einzylinder-Forschungsmotor (FoMo) und an den Serienmotoren (Vollmotoren) unterschieden.

## 5.1 Forschungsmotor

Mit den bisherigen Untersuchungen am Einzylinder-Forschungsmotor wurde eindeutig demonstriert, dass neben dem Kraftstoff auch die Motorenölkombi-  
position einen Einfluss auf das Vorentflammungsverhalten hat. Am FoMo kamen im Wesentlichen zwei Effekte zum Tragen, die zur Auslösung von durch das Schmieröl verursachten Vorentflammungen führten:

1. (Ölübertrag über den Liner)  $\Rightarrow$  *vernachlässigbar!*
2. externe Öleindosierung

Der erste Effekt am FoMo konnte jedoch aufgrund der Sicherstellung eines neuwertigen Verschleißzustandes (regelmäßiger Kolbentausch) vernachlässigt werden, was anhand von „Nullölmengen“-Referenzpunkten verifiziert wurde. Die zweite Öleintragsquelle stellte die entwickelte Methodik der externen Öleindosierung in die Sauganlage dar, wodurch der an Serienmotoren auftretende signifikante Einfluss des Öls im Blowby auf Vorentflammungen nachgebildet wurde. Weitere typische „Öl-Quellen“ (z. B. Turbolader, Kurbelgehäuseentlüftung, Ventilschaftdichtungen) konnten aufbaubedingt bzw. nach sorgfältiger Prüfung von vornherein gänzlich ausgeschlossen werden, wodurch die detektierten Vorentflammungen eindeutig den extern eindosierten Testölen zuzuordnen waren.

Es wurde eindeutig bewiesen, dass die Anfälligkeit auf Vorentflammungen, ausgelöst durch das Schmiermittel, **primär** durch die **Qualität des verwendeten Grundöls**

bestimmt wird. Typische *funktionelle Motorenöladditive*, sogenannte aktive Komponenten, wirken sich offensichtlich nur *sekundär* (d. h. Beeinflussung der Ölalterung, Ablagerungen im Brennraum durch aschegebende metallorganische Wirkstoffkomponenten, die zum einen das Verdichtungsverhältnis vergrößern, wodurch die thermodynamischen Selbstzündungsbedingungen begünstigt werden und zum anderen Vorentflammungen durch Ablösen von Partikeln/Ablagerungen verursachen) auf die Vorentflammungsneigung aus, womit der Grundölqualität, im Hinblick auf Vorentflammungen, die größte Bedeutung zukommt.

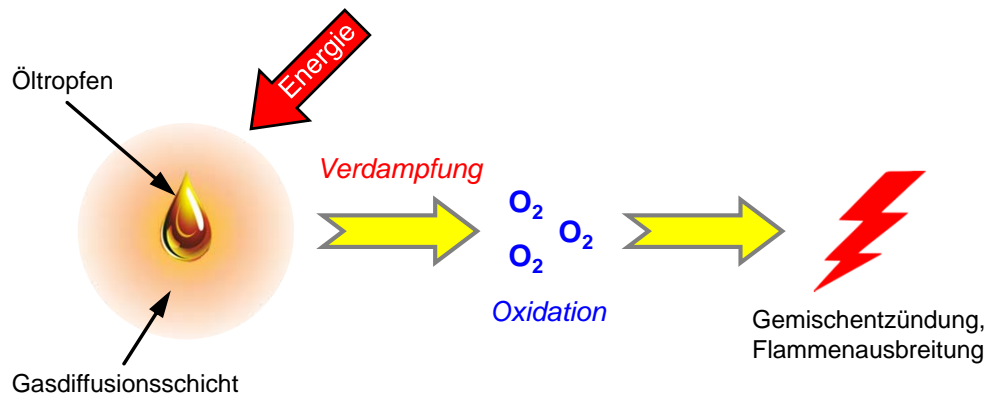
Zusammenfassend können nun die wichtigsten Einflussgrößen in absteigender Reihenfolge genannt werden:

- Qualität des Grundöls (chemische Molekülstruktur)
- Molekülmasse ( $C_xH_y$ )
- Kinematische Viskosität des Grund-/Modellöls
- Siedeverhalten
- Vernebelungsverhalten (NOACK-Verdampfungsverlust)  
⇒ „Dieseleffekt“
- Konzentration des Grundöls (Additivanteil)

Das höchste Schädigungspotential hinsichtlich Vorentflammungen, verursacht durch das Schmieröl, zeigten dabei *aliphatische* (nicht aromatisch) und im Speziellen *paraffinische Kohlenwasserstoffe* ( $C_{18}-C_{32}$ ) in den mineralischen Grundölen. Dazu zählen auch höhere *n*- und *iso*-Alkane ( $\geq C_{14}H_{30}$ ), die generell eine hohe Neigung zur Selbstentzündung aufweisen. Weiters wurde ein *kritischer Viskositätsbereich* (8–23 cSt bei 40 °C) beobachtet, innerhalb dessen es vermehrt zu Vorentflammungserscheinungen gekommen ist. Höhere Alkane ( $> C_{16}H_{34}$ ) sind die wichtigsten Bestandteile aktueller, hochwertiger Grundöle, die offensichtlich in geringsten Mengen, entsprechend 0.15 g/kWh, den Verbrennungsablauf des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Brennraum grundlegend negativ beeinflussen und die Vorentflammungen auslösen können. Das absolute Gegenteil konnte an den rein *synthetischen Grundölen* der API-Gruppe V (z. B. Esteröle, Naphthene, Aromaten) nachgewiesen werden, die im Hinblick auf Vorentflammungen aufgrund des speziellen molekularen Aufbaus (Molekülstruktur) ein überwiegend *unauffälliges* Verhalten darboten.

Da es sich hierbei um eine Grundlagenforschung handelt, und der Fokus der vorliegenden Untersuchungen vorwiegend auf der chemischen Zusammensetzung bzw. der Additivierung moderner Motorenöle lag, um daraus mögliche chemische Auslösemechanismen abzuleiten, konnte die Fragestellung, ob die detektierten Vorentflammungsereignisse durch eine Entzündung der Öltröpfchen in der Gasphase oder durch diffusiv verbrennende, glühende Ölpartikel im folgenden Arbeitszyklus ausgelöst werden, mittels der erläuterten Methodik und der verwendeten Messtechnik nicht vollständig geklärt werden, vgl. [16, 35, 36].





**Abb. 5.1:** Reaktionskinetischer Mechanismus eines Öltropfens im Brennraum als Ursache für Vorentflammungen, vgl. [43]

Es kann aber anhand der Beobachtungen festgehalten werden, dass bei den Versuchen zur Öleindosierung nicht jeder der eingebrachten Öltropfen unmittelbar zu einem Vorentflammungsereignis führte. Dies schließt zwar eine Entzündung der Öltröpfchen in der Gasphase nicht aus, gibt aber zu verstehen, dass zumindest eine bestimmte Ölmasse (Tröpfchengröße, Viskosität, Siedeverhalten) mit einer bestimmten chemischen („anfälligen“) Molekülstruktur im Brennraum vorhanden sein muss (Mindestzündenergie), um das Kraftstoff-Luft-Gemisch vorzeitig zu entflammen. Weiters konnten auch kaum Vorentflammungsserien – d. h. Vorentflammungen mit jeweils 1–2 Zyklen mit normaler Verbrennung dazwischen – beobachtet werden bzw. traten nur äußerst selten auf, was wiederum die Theorie der Entzündung der Öltröpfchen in der Gasphase bekräftigt, Abbildung 5.1. Ferner sei auch noch darauf hingewiesen, dass bei den unter [16] angeführten Untersuchungen der Mechanismus der abgeschleuderten Öltropfen aus dem Bereich des Feuerstegs als Ursache zugrunde liegt und es dabei auch zu Interaktionen mit dem eingespritzten Kraftstoff und dem Ölfilm am Liner kommt (lokale Ölverdünnung), was die Bestimmung der konkreten Zusammensetzung des betreffenden Tröpfchens/Partikels massiv erschwert, Abbildung 4.1. Dieser Effekt der „Verwaschung“ der Ergebnisse konnte bei unseren Untersuchungen definitiv ausgeschlossen werden, da anhand regelmäßiger „Nullölmengen“-Referenzpunkte (keine Vorentflammung ohne Ölzudosierung) und Sicherstellen gleicher Ausgangszustände für jedes der Modellöle der gewählte Betriebspunkt bestätigt wurde, und somit die detektierten Vorentflammungsereignisse eindeutig auf das eindosierte Öl zurückzuführen sind.

## 5.2 Serienmotoren

An den beiden Serienmotoren konnten hingegen die zwei folgenden Quellen, die einen Öleintrag in den Brennraum bewirken und als Ursache für Vorentflammungen, ausgelöst

durch das Motorschmiermittel, gelten, eindeutig identifiziert werden:

1. Ölübertrag über den Liner („carry-over“)
2. Öleintrag über das Blowby

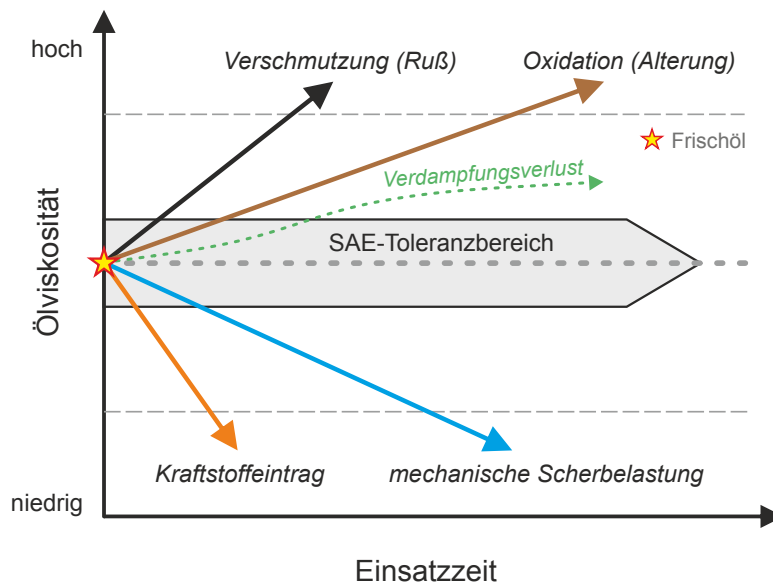
Im Gegensatz zum Forschungsmotor konnte der erste Effekt (Ölübertrag über den Liner) am Vollmotor im LSPI-Betriebspunkt durch externes Abführen der Blowby-Gase zweifelsfrei nachgewiesen werden. Der zweite und wesentlichste Effekt am Vollmotor ist jedoch der Einfluss des Öleintrags in den Brennraum über das Blowby auf Vorentflammungen, verursacht durch das Schmieröl. An dieser Stelle sei auch festgehalten, dass am Vollmotor vornehmlich die in den Brennraum transportierte *Ölmenge* als „*Führungsgröße*“ ausgemacht wurde und weniger die Eintragsart (Liner, Blowby, Turbolader etc.); unter der Prämisse des gleichen Motorenöls.

Neben den im vorigen Abschnitt genannten Kenngrößen am Forschungsmotor treten am Vollmotor weitere Parameter, die das Vorentflammungsverhalten beeinflussen, in den Vordergrund, wobei sich die ersten vier Punkte direkt auf den *Ölverbrauch* des Vollmotors auswirken:

- Verschleißzustand des Triebwerks
- Kinematische Viskosität des vollformulierten Motorenöls (SAE-Viskositätsklasse)
- Ölalterung
  - Kraftstoffeintrag:  $\nu \downarrow$
  - Oxidation:  $\nu \uparrow$ , Radikalbildung
- Ölabscheidegrad im Blowby
- Grundölkonzentration (Additivierungsgrad)

Insbesondere zur Gewährleistung eines geringen Motorverschleißzustands werden hohe Anforderungen an die Motor-Mechanikentwicklung gestellt. Neben den Komponenten Kolben, Ringpaket inkl. Ölabbstreifring und Liner müssen, zur Gewährleistung eines geringen Öleintrags in den Brennraum, *hochwirksame Ölabscheider* mit hohem Abscheidegrad für das Blowby – dem, wie gezeigt, eine sehr große Bedeutung zukommt – verbaut werden, sowie die Dichtigkeit der Ventilschaftführungen und des Turbolader-Laufzeugs sichergestellt werden. Darüber hinaus sind noch die chemische Zusammensetzung des verwendeten Motorenöls, die Viskositätsklasse sowie die alterungsbedingten Kenngrößen wie Oxidationsfortschritt und Kraftstoffeintrag zu berücksichtigen.

Einen ganzheitlichen Überblick der wichtigsten viskositätsbeeinflussenden Faktoren eines Motorenöls beschreibt die Abbildung 5.2. Daraus sind die im Kapitel 4.1.3 erarbeiteten und dokumentierten Mechanismen der ablaufenden Veränderungen im Motorenöl während der Betriebszeit anschaulich ersichtlich. Das Zusammenwirken aller Einflussfaktoren im realen Motorbetrieb führt, je nachdem welcher Mechanismus überwiegt, zu einer Erhöhung oder einer Verringerung der Ölviskosität; unter Umständen



**Abb. 5.2:** Einflussfaktoren auf die Viskosität eines Motorenöls über der Betriebszeit [5]

kann im günstigsten Fall (durch Zufall) dennoch ein *Stay-in-grade-Verhalten* erreicht werden. Das bedeutet, dass die Viskosität des Gebrauchtsöls im Betrieb innerhalb der vorgegebenen SAE-Viskositätsklasse bleibt.

Die in Kohlenwasserstoff-Gemischen (z. B. Grundöle) ablaufenden Reaktionen (Oxidationsprozesse) sowie deren gegenseitige Beeinflussung sind in Abbildung 5.3 schematisch dargestellt. Die vielfältigen Reaktionspfade demonstrieren die Komplexität des Systems – bestehend aus verschiedensten HC-Molekülen – und liefern ein besseres Verständnis dafür, weshalb und unter welchen Umständen Motorenöle altern. Die bereits im Kapitel 4.1.3 dargestellten, im Motorenöl ablaufenden Reaktionen im Zuge des Alterungsprozesses sind Einzelmechanismen, die sich auch in dieser Übersicht demonstrativ wiederfinden. Besonderes Augenmerk gilt den für die Oxidation primär verantwortlichen Stoffen – den *Radikalen* (sehr reaktionsfreudige HC-Bruchstücke). Mineralische Grundöle paraffinischer Basis (dzt. „State of the Art“) sind prinzipiell sehr alterungsbeständig, da hauptsächlich gesättigte (reaktionsträge) Kohlenwasserstoffverbindungen beinhaltet sind, deren stabile Molekülstruktur jedoch unter Einwirkung von hohen Temperaturen aufgebrochen werden kann (Radikalbildung).

Im Motorbetrieb kommen die Ölmoleküle auch mit verschiedensten metallischen Oberflächen im Motor in Berührung (katalytischer Einfluss), wodurch unterschiedliche Wechselwirkungen auftreten können, die sowohl den Start als auch das Fortschreiten der Oxidationsprozesse begünstigen.

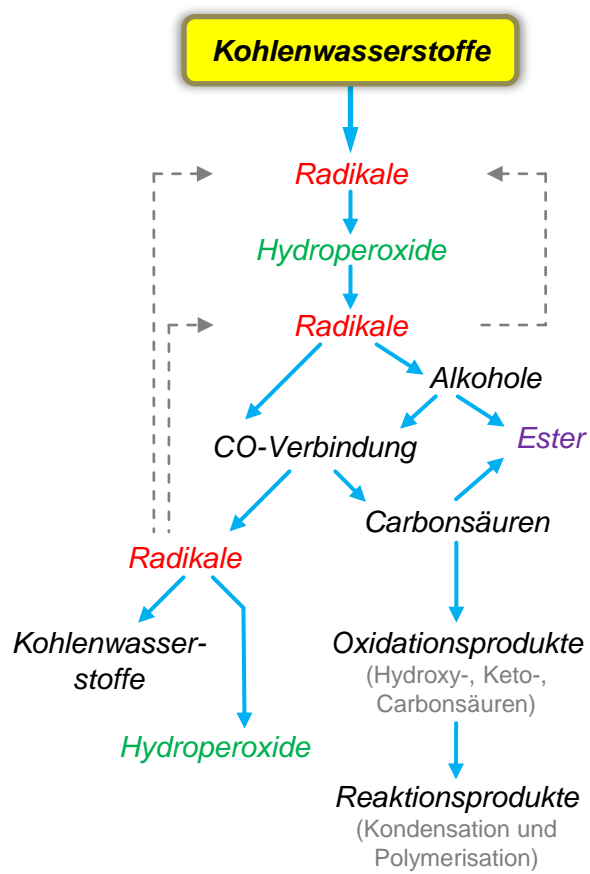


Abb. 5.3: Alterungsprodukte von Kohlenwasserstoff-Gemischen [8]

# 6 Schlussfolgerungen

## 6.1 Maßnahmen zur Entwicklung eines möglichen Prüfverfahrens

Für die Entwicklung eines möglichen Prüfverfahrens zur Charakterisierung des Schädigungspotentials eines Öls auf die Verbrennungskraftmaschine ist es erforderlich, eine geeignete Hardware (Prüfmotor), die einzelnen Motorparameter, thermodynamische Kenngrößen sowie die Vorgehensweise des Prüflaufs präzise zu definieren bzw. eindeutig festzulegen. Vor diesem Hintergrund wäre es empfehlenswert, das vorgestellte Verfahren leicht zu modifizieren, um bereits geringste Schwankungen in den Auswertergebnissen des Schädigungspotentials abzufedern. Die Genauigkeit des in Kapitel 3.3 vorgestellten Algorithmus zur Bestimmung des Schädigungspotentials eines Versuchsöls wird wesentlich durch die Wahl der Anzahl sowie die Aufteilung der Spitzendruckbereiche der Schädigungsbeiwerte  $f_i$  bestimmt, Gleichung 3.4. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass eine etwas feinere Abstufung in den Druckbereichen in Kombination mit einer Erweiterung der Messdauer zu einer qualitativ höheren Aussagegüte führt und die Reproduzierbarkeit des  $DP$  ebenfalls positiv beeinflusst. Zusätzlich ist generell eine wiederholte Durchführung des Prüflaufs mit demselben Testöl, zur Vermeidung von Ausreißern bzw. Messfehlern sowie zur Plausibilitätskontrolle mit anschließender Mittelwertbildung, anzustreben.

Darüber hinaus muss sichergestellt werden, dass die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit im Brennraum (eine Funktion der Kraftstoffzusammensetzung und des Luftverhältnisses  $\lambda$ ) möglichst konstant gehalten wird, da diese bei gleichem Vorentflammungs- bzw. Brennbeginn unterschiedlich hohe Zylinderdruckspitzen verursacht und somit direkten Einfluss auf die Bewertung des Schädigungspotentials nimmt. Aus Leistungsgründen sowie zur Reduktion der Klopfproblematik wird ein benzinbetriebener Ottomotor an der Vollast mit einem Luftverhältnis im Brennraum im Bereich  $0.8 < \lambda \leq 1$  appliziert. Für das Prüfverfahren zur Bewertung des Schädigungspotentials eines Testöls auf die Verbrennungskraftmaschine ist die Verwendung eines stöchiometrischen Luftverhältnisses ( $\lambda = 1$ ) von Vorteil, da hierbei die höchsten Flammengeschwindigkeiten erreicht werden, eine geringere Zylinderwandbenetzung im Vergleich zum Fettbetrieb stattfindet und dennoch hohe Mitteldrücke realisiert werden können. Außerdem wird bei stöchiometrischer Verbrennung eine gute Reproduzierbarkeit der Ergebnisse erzielt.

Neben der Klopfestigkeit des Kraftstoffes, die möglichst hoch sein sollte, ist auch

dessen chemische Zusammensetzung (*n*-/*iso*-Alkane, Cycloalkane, Alkene, Alkine, Aromaten- und Alkoholgehalt, Benzol, Toluol, MTBE etc.) von entscheidender Bedeutung, was höchste Anforderungen an die Kraftstoffqualität stellt und speziell für diese Art der Untersuchungen bzw. in einem möglichen Prüfverfahren einen genormten Kraftstoff erfordert. Auch das Schmiermittel des Forschungsmotors muss mit Sorgfalt ausgewählt (z. B. modernes low-SAPS Motorenöl mit möglichst geringer Verentflammungsneigung) und unbedingt in regelmäßigen Abständen ersetzt werden, um die Quereinflüsse der Ölverdünnung/Ölalterung auf den Prüflauf möglichst auszuschließen. Eine Normung des Schmieröls des Prüfmotors wäre hier zwar nicht zwingend erforderlich, aber auf jeden Fall erstrebenswert. Unter dem Gesichtspunkt der Ölverdünnung durch den Kraftstoff ist auch ein entsprechendes Einspritztiming (Einspritzstrategie) sowie das Spraytargeting des HD-Injektors an die Hardware des Motors und die Ladungsbewegung anzupassen bzw. zu definieren. Diese Maßnahmen gewährleisten einen sicheren Prüfbetrieb, schließen Quereinflüsse nahezu aus, verzögern die Ölverdünnung des Schmiermittels des Forschungsmotors und tragen somit entscheidend zur Aussagequalität des ermittelten Schädigungspotentials des jeweiligen Testöls bei.

Somit können die wesentlichsten Parameter zusammengefasst werden:

- Geeigneter Betriebspunkt (z. B.  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_i = 22 \text{ bar}$ , ZZP = fix)
- Thermodynamische Betriebsparameter ( $T$ ,  $p$ ) definieren, FoMo konditionieren (Kühlmittel, Schmieröl, Ladeluft)
- Stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis ( $\lambda = 1$ , homogene Zylinderladung)
- Steuerzeiten definieren (keine Ventilüberschneidung)
- Optimierte Einspritzstrategie: (2- oder 3-fach Einspritzung)
- Kraftstoffqualität genormt
- Definiertes Motorenöl zur Schmierung des Prüfmotors (geringe VE-Anfälligkeit)
- Definierter Prüf-/Prozessablauf zur Konditionierung (Vorwärmung) und Eindosierung des Testöls/Modellöls
- Zylinderdruckindizierung: fixe Platzierung des Drucksensors, Auflösung:  $0.1 \text{ °KW}$ , kapazitive OT-Einpassung
- Festlegung des Prüfablaufs, der Messdauer und der Auswerteroutine
- Regelmäßige Motorenöl-Wechselintervalle zur Vermeidung von Quereinflüssen (Ölverdünnung/Ölalterung)
- Regelmäßiger Kolbentausch zur Sicherstellung eines neuwertigen Verschleißzustands (nahezu kein Ölübertrag über den Liner)
- Zusätzliche Einflussparameter ausklammern
  - Ölfreie Ansaugluft (zentrale Luftversorgung)
  - Blowby extern abführen
  - Dichtheit der Ventilschäfte kontrollieren

Man muss sich stets vor Augen halten, dass es sich bei der Bestimmung der Vor-entflammungsevents nach wie vor um ein **Ereignis mit stochastischem Auftreten**

handelt und eben nicht mit direkten Messgrößen, wie z. B. dem Drehmoment, dem Kraftstoffverbrauch, der Temperatur- oder der allgemeinen Druckmessung, vergleichbar ist.

## 6.2 Ansätze zur Vermeidung von Vorentflammungen

Basierend auf den bisherigen Erkenntnissen sollen in diesem Kapitel Lösungsansätze zur Vermeidung von Vorentflammungen, verursacht durch das Motorschmiermittel, erarbeitet werden, um das irreguläre Verbrennungsphänomen – Vorentflammung – möglichst zu vermeiden.

### Motormechanik

Der erste Ansatz beschäftigt sich im Wesentlichen mit der Optimierung der Triebwerkskonstruktion:

Die Kernaussage der Validierungsmessungen an den Vollmotoren demonstrierte den signifikanten Einfluss des Öleintrags in den Brennraum durch das Blowby über die Kurbelgehäuseentlüftung. Die erste logische Schlussfolgerung wäre demzufolge der Einsatz *hocheffizienter*, mehrstufiger *Ölabscheider*, womit der Öleintrag in den Brennraum bereits auf ein Mindestmaß reduziert werden kann. Eine weitere, äußerst effiziente und einfach zu realisierende Maßnahme zur Reduktion der Vorentflammungshäufigkeit ist die Vermeidung der Zylinderwandbenetzung durch Kraftstoff und somit einer lokalen Ölverdünnung durch eine *optimierte Einspritzstrategie* (Mehrfacheinspritzung), unter Berücksichtigung geometrischer Parameter wie Spray-Targeting und Strahleindringtiefe in den Brennraum. Der Einsatz guter, in ihrer Funktion und Reibung optimierte, Ölabstreifringe zwecks Verringerung des Ölfilms am Liner, wodurch die Wahrscheinlichkeit eines Ölübertrags („carry-over“) weiter reduziert werden kann, versteht sich von selbst. Spezielle Beschichtungen der Zylinderlaufbahn weisen eine besondere Oberfläche auf, die trotz geringster Ölmengen am Liner eine gute Schmierung gewährleisten (z. B. LDS – Lichtboden-Draht-Spritzen).

### Motorenöl

Mit den Versuchen zur Schmiermitteleindosierung am Forschungsmotor wurden sowohl physikalische als auch chemische Parameter, wie die kinematische Viskosität des Grundöls (Molekülmasse), die Qualität des Grundöls (Molekülstruktur), das Siede- und Verdampfungsverhalten sowie der Einfluss der alterungsbedingten Kenngrößen Oxidationsfortschritt und Kraftstoffeintrag ins Motorenöl, als Auslösemechanismen identifiziert. Der zweite Ansatz zielt nun direkt auf das Motorenöl als unmittelbare Auslösequelle ab:

Leitsatz: „Ursache bekämpfen statt Auswirkungen mildern!“

Bei einer aus heutiger Sicht mittelfristig zu erwartenden weiteren Forcierung der Downsizing-Hochlastkonzepte mit weiter gesteigerten Mitteldrücken ( $p_e \geq 30$  bar) und hohem Low-End-Torque ( $n < 1750 \text{ min}^{-1}$ ) wird man mit herkömmlichen Hydrocrack-Grundölen (dzt. „State of the art“), unter dem Gesichtspunkt der Vorentflammungsproblematik, nicht mehr das Auslangen finden, wobei letztlich an der Verwendung neuartiger, *synthetischer Grundölkompontenten* kein Weg vorbeiführen wird. In welche Richtung die ölchemischen Entwicklungen gehen, zeigt ein aktueller Beitrag von Toyota [45]. Darin wird beschrieben, dass zur Reduzierung der LSPI-Problematik neben weiteren motorischen Maßnahmen eine neue Motorenölformulierung (*PAO-HC-Blend*), ein Gemisch aus synthetischen Polyalphaolefinen (PAO) und einem high performance API-Gruppe III Öl (HC-Öl), Verwendung findet („base-stock blending“).

Mit der Verwendung synthetischer Grundölkompontenten wird neben der, in der vorliegenden Forschungsarbeit, aufgezeigten Möglichkeit der Eindämmung der durch das Motorenöl verursachten Vorentflammungen aufgrund ihrer speziellen *Molekülstruktur* auch der *Verdampfungsverlust* auf ein Minimum reduziert, wodurch der Öleintrag über das Blowby positiv beeinflusst wird, vgl. Abbildung 3.2. Insbesondere zur Reduzierung der innermotorischen Reibungsverluste sind einige Hersteller geneigt, sehr dünnflüssige Öle (SAE 0W-x) einzusetzen, die durchaus Potential hinsichtlich der Motorreibung bieten, aufgrund meiner Untersuchungen aber auch zu Bedenken geben, dass speziell niedrigviskose Motorenöle den Ölverbrauch des Motors negativ beeinflussen und somit letztlich die Vorentflammungshäufigkeit, verstärkt durch den zunehmenden Verschleiß am Motor, ansteigt. Um definierte Zielvorgaben zu erfüllen ist ein Kompromiss zwischen möglicher Reibungsreduktion und auftretenden Verbrennungsanomalien einzugehen. Der negative Effekt niedrigviskoser Motorenöle auf Vorentflammungen kann jedoch durch die Verwendung synthetischer Basisflüssigkeiten (Grundöle) größtenteils kompensiert werden.

Nicht zu vernachlässigen ist der bedeutende Einfluss des *Alterungszustands* eines Motorenöls. Auch hier wurde gezeigt, dass mit zunehmendem Oxidationsfortschritt (Radikalbildung) sowie bei erhöhtem Kraftstoffeintrag ins Öl ( $\nu \downarrow$ ) die Vorentflammungshäufigkeit zunimmt. Ein Einsatz von Longlife-Ölen mit langen Ölwechselintervallen ist aus dieser Perspektive bei extremen Downsizingkonzepten kritisch zu beurteilen und muss unter Berücksichtigung obiger Kenngrößen motorspezifisch festgelegt werden.

Die Notwendigkeit der Verringerung aschegebender (metallorganischer) Wirkstoffkomponenten (Detergents/Dispersants) zur Verringerung von Ablagerungen/Partikel im Brennraum, die ebenfalls als mögliche Auslösequelle für Vorentflammungen gelten, wurde bereits erkannt und wird aufgrund der Forderung für DPF-Systeme auch großflächig eingesetzt.



## Motorsteuerung

Eine softwaretechnische Lösung der Problematik ist eine Funktionserweiterung im Motorsteuergerät durch Implementierung einer Vorentflammungserkennung. Dazu müssen die Signale der Klopfensensoren speziell auf Vorentflammungen charakterisierende Eigenschaften ausgewertet werden. In [24] wurden auch Vorentflammungen im hochdynamischen Betrieb, speziell beim Gangwechsel (upshifting) nach einem Momenteneingriff (-reduktion) der Getriebe-ECU, beobachtet. Durch eine geeignete, im Motorsteuergerät implementierte Zusatzfunktion (pre-ignition detection), die nach einem vordefinierten Muster arbeitet, konnten die Vorentflammungen im dynamischen Betrieb massiv reduziert werden. Zur Verringerung der Vorentflammungshäufigkeit im stationären Betrieb wurden bereits Maßnahmen, wie die Reduktion des Verdichtungsverhältnisses, eine effiziente Ladeluft- und Zylinderkopfkühlung, Mehrfacheinspritzung etc., erfolgreich umgesetzt.

Die einzige Möglichkeit, detektierte Vorentflammungen mit hohen Zylinderspitzen drücken in nachfolgenden Arbeitszyklen wirkungsvoll zu vermeiden, ist die *temporäre Lastreduktion* des betreffenden Zylinders durch Einspritzen einer deutlich geringeren Kraftstoffmenge oder durch kurzes Abschalten einzelner Zylinder (*cylinder cut-off*); entweder durch Ausblenden der Kraftstoffeinspritzung (*fuel cut*) oder durch Aussetzen der Zündung (*ignition cut*).

Es sei noch darauf hingewiesen, dass auch mit einer Funktionserweiterung im Motorsteuergerät Vorentflammungen nicht vorhersagbar sind, sondern lediglich ungünstige Betriebsbedingungen bzw. -zustände erkannt werden, worauf schlussendlich reagiert wird.



## 7 Zusammenfassung

Die vorliegenden Untersuchungen zum Schmieröleinfluss auf die Vorentflammungsneigung an modernen, hochaufgeladenen DI-Ottomotoren haben die Bedeutung sowie das große Potential, das in der Thematik Schmiermittel steckt, zweifellos aufgezeigt. Zur Erforschung des Phänomens Vorentflammungen wurde eine systematisch-wissenschaftliche Herangehensweise über den chemischen, strukturellen Aufbau (Ölchemie) gewählt. Aufbauend auf den fundierten ölchemischen Ansätzen und unter Berücksichtigung wesentlicher chemischer und physikalischer Einflussgrößen (Grundölqualität, Additivierung, Ölalterung etc.) wurde schließlich eine Matrix der zu untersuchenden Modell- bzw. Motorenöle aufgestellt.

Diese wurden durch systematische Analyse im Experiment, mittels eines separat für diese Anforderungen entwickelten realitätsnahen Ansatzes (Öl-Injektoreinheit samt Dosierpumpensystem) zur kontinuierlichen und externen Öleindosierung der Testöle in das Saugrohr (Beimengung in die Ansaugluft), am Einzylinder-Forschungsmotor (FoMo) im Detail auf ihre Affinität zu Vorentflammungen untersucht. In diesem Kontext war es, zur Erreichung einer hohen Aussagegüte, unabdingbar, fixe Randbedingungen zu definieren und mögliche Quereinflüsse weitestgehend auszuschließen. Um einerseits die Vorentflammungen detektieren und andererseits schlussendlich die jeweiligen Testöle auf ihre Vorentflammungsanfälligkeit bewerten zu können (Schädigungspotential *DP*), wurde ein spezieller Algorithmus erarbeitet, der einen fundamentalen Teil der gesamten Prüfmethode darstellt.

Die durchgeführten Versuche geben einen Überblick über die einzelnen Einflussgrößen und lassen eindeutige Zusammenhänge erkennen, die primär durch die Ölchemie bestimmt werden. Bei den in der Arbeit anhand der Untersuchungen abgeleiteten Auslösemechanismen, wobei zwischen den Beobachtungen am FoMo und den Serienmotoren zu unterscheiden ist, geht hervor, dass Vorentflammungen, ausgelöst durch das Schmieröl, **primär** von der **Qualität des verwendeten Grundöls** (Molekülstruktur) bestimmt werden. Weitere ausschlaggebende Faktoren sind die Molekülmasse, die kinematische Viskosität des Grund-/Modellöls sowie das Siedeverhalten, um nur einige zu nennen. Der Einfluss der Additivierung der Motorenöle ist jedoch auf *sekundäre Effekte* (z. B. Ölalterung, Ablagerungen im Brennraum) beschränkt.

Das höchste Schädigungspotential von durch das Schmieröl verursachten Vorentflammungen konnte den *aliphatischen* (nicht aromatisch) und im Speziellen *paraffinischen Kohlenwasserstoffen* sowie den höheren *n*- und *iso*-Alkanen ( $\geq C_{14}H_{30}$ ) attestiert werden, die grundsätzlich eine hohe Tendenz zur Selbstentzündung aufweisen. Synthetische Grundöl-Formulierungen (z. B. Esteröle, Naphthene, Aromaten) zeichneten sich

hingegen, aufgrund des speziellen molekularen Aufbaus (Molekülstruktur), durch ein gegenüber Vorentflammungen weitestgehend resistentes Verhalten aus.

An zwei nahezu identen PKW DI-Serienmotoren (moderne Downsizingkonzepte), mit unterschiedlichen Verschleißzuständen, konnten die Ergebnisse vom Forschungsmotor validiert und die Anwendbarkeit der gewählten Methodik für diese Untersuchungen bestätigt werden. Sowohl der Einfluss des Verschleißzustands als auch jener des im Blowby enthaltenen Öls (Ölnebel), trotz Serien-Ölabscheiders, auf Vorentflammungen, wurden in der Arbeit herausgearbeitet, wobei letzterer signifikant und nicht zu unterschätzen ist.

Mit der akkuraten Aufbereitung der Ergebnisse und Darstellung der Erkenntnisse und Wechselwirkungen (z. B. Öloxidation, Radikalbildung, Kraftstoffeintrag, Viskositätsänderung) zwischen den einzelnen Mechanismen wurde die Komplexität des Systems (Motor, Kraftstoff, Schmieröl) verdeutlicht und der hiermit belegte Einfluss des Motorschmiermittels auf Vorentflammungen eindrucksvoll unter Beweis gestellt. Ferner wurde auch ein Maßnahmenpaket geschnürt, um Vorentflammungen weitestgehend einzudämmen, wodurch mit dieser Forschungsarbeit ein entscheidender Beitrag für die Entwicklung künftiger Downsizing-Hochlastkonzepte, zur Vermeidung von Motorschäden verursacht durch extreme Zylinderspitzen drücke und Wärmestromdichten, geleistet wurde.

Letztlich ist es mit dieser Dissertation gelungen, eine neuartige und funktionierende Methodik vorzustellen, mit der Vorentflammungen, verursacht durch unterschiedlichste Schmieröle, quantifiziert und deren zerstörende Wirkung auf den Motor bewertet werden kann, womit eine solide Basis hinsichtlich der Entwicklung einer möglichen Prüfmethode von Motorenölen geschaffen wurde. Die dazu erforderlichen Maßnahmen sowie die Festlegung der für einen reproduzierbaren Ablauf des Prüfverfahrens notwendigen Rahmenbedingungen werden in einem eigenen Kapitel abgehandelt.

Nichtsdestotrotz besteht auf diesem Gebiet noch zusätzlicher Forschungsbedarf, um alle chemischen und physikalischen Effekte erfassen und interpretieren zu können, denn die zunehmende Bedeutung dieser Thematik steht im Zusammenhang mit Downsizing, Downspeeding, CO<sub>2</sub>-Reduktionspotential und gesteigerter Effizienz außer Frage.

Entsprechende, noch offene Fragestellungen für weiterführende Untersuchungen auf diesem Gebiet könnten lauten:

- ▶ Werden die Vorentflammungsereignisse durch Öltropfen in der Gasphase oder durch diffusiv verbrennende, glühende Ölpartikel im folgenden Arbeitszyklus ausgelöst?
- ▶ Wie verhalten sich vollformulierte Motorenöle (Hydrocrack- vs. vollsynthetische Öle) unterschiedlicher Additivierung in Wechselwirkung mit dem eingespritzten Kraftstoff (lokale Ölverdünnung)?

# Literaturverzeichnis

- [1] Amann, M., Alger, T.: „*Lubricant Reactivity Effects on Gasoline Spark Ignition Engine Knock*“, SAE Int. J. Fuels Lubr. 5(2): 2012, doi: 10.4271/2012-01-1140
- [2] Amann, M., Alger, T., Mehta, D.: „*The Effect of EGR on Low-Speed Pre-Ignition in Boosted SI Engines*“, SAE Int. J. Engines 4(1): 2011, doi: 10.4271/2011-01-0339
- [3] Amann, M., Alger, T., Westmoreland, B., Rothmaier, A.: „*The Effects of Piston Crevices and Injection Strategy on Low-Speed Pre-Ignition in Boosted SI Engines*“, SAE Int. J. Engines 5(3): 2012, doi: 10.4271/2012-01-1148
- [4] Amann, M., Mehta, D., Alger, T.: „*Engine Operating Condition and Gasoline Fuel Composition Effects on Low-Speed Pre-Ignition in High-Performance Spark Ignited Gasoline Engines*“, SAE Int. J. Fuels Lubr. 4(1): 2011, doi: 10.4271/2011-01-0342
- [5] Affenzeller, J., Gläser, H.: „*Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren*“, Die Verbrennungskraftmaschine, Neue Folge, Band 8, Springer-Verlag Wien New York, 1996, ISBN 3-211-82577-0
- [6] API: „*Appendix E-API Base Oil Interchangeability Guidelines for Passenger Car Motor Oils and Diesel Engine Oils*“, Rev: 01-Sept-2011, [www.api.org](http://www.api.org)
- [7] Bartsch, H.-J.: „*Taschenbuch Mathematischer Formeln*“, Fachbuchverlag Leipzig, 19. Auflage, 2001, ISBN 3-446-21792-4
- [8] Bartz, W.: „*Additive für Schmierstoffe*“, expert-verlag, 1994, ISBN 3-8169-0916-7
- [9] Basshuysen, R.: „*Handbuch Verbrennungsmotor*“, Vieweg+Teubner-Verlag, 6. Auflage, 2012, ISBN 978-3-8348-1549-1
- [10] Basshuysen, R.: „*Ottomotor mit Direkteinspritzung*“, Springer Vieweg-Verlag, 3. Auflage, 2013, ISBN 978-3-658-01407-0
- [11] Clémentçon, H.: „*ABC der Schmierung – Aufbau, Verwendung und Eigenschaften von Schmierstoffen*“, Castrol (Switzerland) AG, 2009
- [12] Dahnz, C., Han, K.-M., Spicher, U., Magar, M. et al.: „*Investigations on Pre-Ignition in Highly Supercharged SI Engines*“, SAE Int. Journal of Engines 3(1) S. 214–224, 2010

- [13] Dahnz, C., Kubach, H., Spicher, U., Schießl, R.: „*Vorentflammungen und andere Selbstzündungsphänomene in Ottomotoren – Thermodynamische Untersuchungen zu Ursachen, Wirkungsweise und Vermeidung*“, Verlag der Technischen Universität Graz, 13. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2011, S. 125–140, ISBN 978-3-85125-177-7
- [14] Dahnz, C., Magar, M., Han, K., Spicher, U.: „*Vorentflammung bei Ottomotoren*“, Frankfurt am Main, FVV-Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 931, Heft 907–2010
- [15] DIN 51581-1: „*Prüfung von Mineralölerzeugnissen – Bestimmung des Verdampfungsverlustes – Teil 1: Verfahren nach Noack*“, Beuth Verlag, 2011-09
- [16] Döhler, A., Pritze, S.: „*A contribution to better understanding the pre-ignition phenomenon in highly charged internal combustion engines with direct fuel injection*“, DCM Druck Center Meckenheim GmbH, Hrsg.: Kratzsch, M., Günther, M.: Knocking in Gasoline Engines, Berlin, Dezember 2013, S. 41–61, ISBN 978-3-944976-04-4
- [17] Eichlseder, H., Klütting, M., Piock, W.: „*Grundlagen und Technologien des Ottomotors*“, Springer-Verlag Wien New York, 2008, ISBN 978-3-211-25774-6
- [18] Golloch, R.: „*Downsizing bei Verbrennungsmotoren*“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005, ISBN 3-540-23883-2
- [19] Grabner, P.: „*Potentiale eines Wasserstoffmotors mit innerer Gemischbildung hinsichtlich Wirkungsgrad, Emissionen und Leistung*“, Dissertation, Technische Universität Graz, 2009
- [20] Haenel, P., Seyfried, P., Kleeberg, H., Tomazic, D.: „*Systematic Approach to Analyze and Characterize Pre-ignition Events in Turbocharged Direct-injected Gasoline Engines*“, SAE Technical Paper 2011-01-0343, 2011, doi: 10.4271/2011-01-0343
- [21] Hourani, M., Hessel, E., Abramshe, R., Liang, J.: „*Alkylated Naphthalenes as High-Performance Synthetic Lubricating Fluids*“, STLE/ASME International Joint Tribology Conference in San Antonio, Texas, 23.–25. Oktober 2006, doi: 10.1080/10402000601105581
- [22] <http://www.oelcheck.de> (10. Oktober 2014)
- [23] Kaden, A., Frommelt, A., Gildein, H., Kraus, E., Schaupp, U.: „*Knocking simulation at Mercedes-Benz – application in series production development*“, DCM Druck Center Meckenheim GmbH, Hrsg.: Kratzsch, M., Günther, M.: Knocking in Gasoline Engines, Berlin, Dezember 2013, S. 293–307, ISBN 978-3-944976-04-4

- 
- [24] Kraus, B., Wolf, S., Fischer, J.: *„Knock and irregular combustion – challenges for the new turbocharged, highperformance four-cylinder AMG engine“*, DCM Druck Center Meckenheim GmbH, Hrsg.: Kratzsch, M., Günther, M.: Knocking in Gasoline Engines, Berlin, Dezember 2013, S. 394–413, ISBN 978-3-944976-04-4
- [25] Lauer, T., Heiss, M., Bobicic, N., Pritze, S.: *„Modellansatz zur Entstehung von Vorentflammungen“*, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 75, S. 64–70, 01/2014
- [26] Luef, R., Grabner, P., Eichlseder, H., Martin, C., Graf, J., Geringer, B.: *„Development of a New Test Procedure to Determine Fuel and Oil Impact on Irregular Combustion Phenomena with Focus on Highly Boosted Downsized S.I. Engines“*, 23. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, Oktober 2014, S. 1169–1204
- [27] Luef, R., Martin, C., Grabner, P., Graf, J. et al.: *„Downsizingkraftstoff“*, Frankfurt am Main, FVV-Abschlussbericht, Vorhaben Nr. 1078, (Endbericht in Veröffentlichung)
- [28] Lückert, P., Breitbach, H., Waltner, A., Merdes, N., Weller, R.: *„Potenziale strahlgeführter Brennverfahren in Verbindung mit Downsizing-Konzepten“*, VDI Verlag, 32. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2011, Band 2, Beilage, ISBN 978-3-18-373512-9
- [29] Mang, T., Dresel, W.: *„Lubricants and Lubrication“*, WILEY-VCH Verlag GmbH, Weinheim, 2007, ISBN 978-3-527-31497-3
- [30] Martin, C., Luef, R., Graf, J., Grabner, P.: *„Entwicklung von Prüfverfahren zur Bestimmung des Klopf- und Vorentflammungsverhaltens von alternativen Kraftstoffen und Determination des Öleinflusses auf Vorentflammungen speziell für hochaufgeladene Ottomotoren mit Direkteinspritzung“*, Informationstagung Motoren der FVV, Heft R566–2014, Magdeburg, 27. März 2014, S. 39–74
- [31] Martin, C., Luef, R., Graf, J., Grabner, P., Geringer, B., Eichlseder, H.: *„Neue Prüfmethodiken des Klopfens und der Vorentflammung von Kraftstoffen und Ölen hochaufgeladener Ottomotoren“*, VDI Verlag, 35. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2014, Band 2, S. 236–265, ISBN 978-3-18-377712-9
- [32] Merker, G.: *„Grundlagen Verbrennungsmotoren“*, Springer Vieweg-Verlag, 7. Auflage, 2014, ISBN 978-3-658-03195-4
- [33] Möller, U., Nassar, J.: *„Schmierstoffe im Betrieb“*, Springer-Verlag, 2. Auflage, 2002, ISBN 3-540-41909-8

- [34] Neufingerl, F., Urban, O., Viehhauser, M.: „*Chemie 2*“, Bohmann Verlag, Wien, 1999, ISBN 3-7002-0746-8
- [35] Palaveev, S., Magar, M.: „*Untersuchung des Auftretens und der Ursache von Selbstzündungen vor Zündungseinleitung bei aufgeladenen Motoren mit hohem Verdichtungsverhältnis*“, Informationstagung Motoren der FVV, Heft R566–2014, Magdeburg, 27. März 2014, S. 173–206
- [36] Palaveev, S., Magar, M., Disch, C., Schießl, R. et al.: „*Simulations and experimental investigations of intermittent pre-ignition series in a turbocharged DI-SI engine*“, DCM Druck Center Meckenheim GmbH, Hrsg.: Kratzsch, M., Günther, M.: *Knocking in Gasoline Engines*, Berlin, Dezember 2013, S. 414–442, ISBN 978-3-944976-04-4
- [37] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer-Verlag Wien New York, 3. Auflage, 2009
- [38] Prochazka, G., Hofmann, P., Geringer, B., Willand, J. et al.: „*Selbstzündungsphänomene an einem hochaufgeladenen Ottomotor und Abhilfemöglichkeiten*“, VDI Verlag, 26. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2005, Band 1, S. 391–405, ISBN 3-18-359512-5
- [39] SAIER Dosiertechnik GmbH: „*Betriebsanleitung: Universal-Dosierschlauchpumpe Concept 420sm*“, 2012
- [40] Steinparzer, F., Klauer, N., Kannenberg, D., Unger, H.: „*Der neue aufgeladene 2.0-L-Vierzylinder-Ottomotor von BMW*“, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 72, S. 928–937, 12/2011
- [41] Steinparzer, F., Unger, H., Brüner, T., Kannenberg, D.: „*Der neue BMW 2.0l 4-Zylinder Ottomotor mit Twin Power Turbo Technologie*“, VDI Verlag, 32. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2011, Band 1, S. 57-72, ISBN 978-3-18-373512-9
- [42] Storch, A., Kufferath, A., Fischer, U., Selder, M., Schünemann, E.: „*TVDI Verbrauchstechnologie für den weltweiten Einsatz: Injektorauslegung und Brennverfahrensentwicklung*“ AVL Deutschland GmbH, 9. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2010, S. 114-129, ISBN 978-3-00-022057-9
- [43] Takeuchi, K., Fujimoto, K., Hirano, S., Yamashita, M.: „*Investigation of Engine Oil Effect on Abnormal Combustion in Turbocharged Direct Injection – Spark Ignition Engines*“, SAE Int. J. Fuels Lubr. 5(3): 2012, doi: 10.4271/2012-01-1615
- [44] Waltner, A., Altenschmidt, F., Kaiser, T., Reck, T. et al.: „*BlueDIRECT – the future of SI engines at Mercedes-Benz*“, ATZlive, 13<sup>th</sup> Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology, Stuttgart, Februar 2013, S. 97-112



- [45] Watanabe, I., Kawai, T., Yonezawa, K., Ogawa, T.: „*The New Toyota 2.0-Liter Inline 4-Cylinder ESTEC D-4ST Engine*“, 23. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, Oktober 2014, S. 51–78
- [46] Willand, J., Marc, D., Montefrancesco, E., Geringer, B. et al.: „*Grenzen des Downsizing bei Ottomotoren durch Vorentflammungen*“, MTZ – Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 70, S. 422–428, 05/2009
- [47] Wippel, H.: „*Schmiermitteleinfluss auf die Vorentflammungsneigung bei hoch aufgeladenen PKW DI-Ottomotoren*“, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2012
- [48] Yasueda, S., Takasaki, K., Tajima, H.: „*The Abnormal Combustion caused by Lubricating oil on High BMEP Gas Engines*“, Verlag der Technischen Universität Graz, 13. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2011, S. 324–336, ISBN 978-3-85125-177-7
- [49] Zahdeh, A., Rothenberger, P., Nguyen, W., Anbarasu, M. et al.: „*Fundamental Approach to Investigate Pre-Ignition in Boosted SI Engines*“, SAE Int. J. Fuels Lubr. 4(1): 2011, doi: 10.4271/2011-01-0340



# Anhang

## A Ölanalysen

Laboranalysen der Motorenölproben (Frischöl/Gebrauchtöl) der beiden Serienmotoren.

LABORBERICHT

Probenbezeichnung **VW-EA111 125KW**  
 Komponente **PKW Ottomotor**  
 Nummer der aktuellen Probe **2543747**

**OELCHECK**  
 Kerschelweg 28 · 83098 Brannenburg · Germany  
 Tel. +49 8034-9047-0 · info@oelcheck.de



Seite 1 von 2

OELCHECK GmbH · Postfach 1116 · 83094 Brannenburg

Forschungsgesellschaft für  
 Verbrennungskraftmaschinen  
 Herr DI Reinhard Luef  
 Inffeldgasse 19  
 8010 GRAZ  
 ÖSTERREICH

Maschinentyp: **Golf 5 BLG**  
 Hersteller: **VW**  
 Probe aus: **Benzinmotor**  
 Ölbezeichnung: **OMV Bixxol Premium NT 5W-40**  
 Ölmenge im System: **4 l**

**Diagnose der aktuellen Laborwerte**

#2543747 = Gebrauchtöl; Eisen und Aluminium leicht angestiegen. Leichter Verschleiß an Komponenten aus diesen Materialien wie z.B. Kolben (Al) und Zylinder (Fe). Chrom leicht angestiegen. Der Kraftstoff-Anteil ist erhöht. Dadurch ist die Viskosität gesunken und die Schmierfähigkeit des Öles hat sich verringert. Klären Sie die Ursache für den hohen Kraftstoffeintrag und beseitigen Sie den Fehler! Silizium ist erhöht. Meist handelt es sich um Staub, manchmal auch um nicht abrasiv wirkende silikonhaltige Bestandteile von Montagehilfsmitteln, silikonhaltigen Schmierfett oder elastischen Dichtungen. Sie sollten die weitere Veränderung anhand der nächsten Analyse beobachten.

Dipl.-Ing. (FH) Michael Lindner

**Gesamtbewertung**



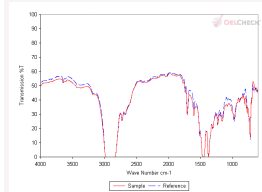
**Achtung**

ANALYSENERGEBNISSE			Aktuelle Probe	Frühere Untersuchungen	
LABORNUMMER			2543747	2543746	
GESAMTBEWERTUNG			!	!	
Untersuchungsdatum			12.11.2013	12.11.2013	
Datum Probenentnahme			18.09.2013	18.09.2013	
Datum letzter Ölwechsel			05.08.2013	18.09.2013	
Nachfüllmenge seit Wechsel			-	-	
Laufzeit seit Wechsel			h 50	0	
Laufzeit gesamt			a 3	-	
Öl gewechselt			Nein	Ja	
VERSCHLEIß					
Eisen	Fe	mg/kg	25	1	
Chrom	Cr	mg/kg	3	0	
Zinn	Sn	mg/kg	0	0	
Aluminium	Al	mg/kg	7	1	
Nickel	Ni	mg/kg	0	0	
Kupfer	Cu	mg/kg	7	0	
Blei	Pb	mg/kg	0	0	
Mangan	Mn	mg/kg	1	-	
PQ-Index	-	-	< 25	< 25	
VERUNREINIGUNG					
Silizium	Si	mg/kg	21	2	
Kalium	K	mg/kg	1	0	
Natrium	Na	mg/kg	0	0	
Lithium	Li	mg/kg	1	1	
Titan	Ti	mg/kg	1	1	
Vanadium	V	mg/kg	1	-	
Wasser	%	-	< 0.10	< 0.10	
IR-Glykol	-	-	negativ	negativ	
Kraftstoff	%	-	3.01	-	
ÖLZUSTAND					
Viskosität bei 40°C	mm²/s	-	69.28	77.80	
Viskosität bei 100°C	mm²/s	-	12.43	13.00	
Viskositätsindex	-	-	180	169	
Oxidation	A/cm	-	2	-	
Nitration	A/cm	-	0	-	
Sulfation	A/cm	-	0	-	
Schmutztragevermögen	%	-	99	-	
Rußindex	-	-	< 0.1	-	
ADDITIVE					
Kalzium	Ca	mg/kg	2713	2796	
Magnesium	Mg	mg/kg	7	4	
Bor	B	mg/kg	0	0	
Zink	Zn	mg/kg	882	888	
Phosphor	P	mg/kg	726	761	
Barium	Ba	mg/kg	0	0	
Molybdän	Mo	mg/kg	0	0	
Schwefel	S	mg/kg	2333	2416	

Probe und Deckel



Infrarot-Spektrum



CCD-Tüpfel



Beschreibung der Prüfverfahren und Normen: www.oelcheck.de



LABORBERICHT

Probenbezeichnung **VW-EA111 125KW**  
 Komponente **PKW Ottomotor**  
 Nummer der aktuellen Probe **2543747**



Kerschelweg 28 · 83098 Brannenburg · Germany  
 Tel. +49 8034-9047-0 · info@oelcheck.de



Seite 2 von 2

Forschungsgesellschaft für  
 Verbrennungskraftmaschinen  
 Herr DI Reinhard Luef  
 Inffeldgasse 19  
 8010 GRAZ  
 ÖSTERREICH

Maschinentyp: **Golf 5 BLG**  
 Hersteller: **VW**  
 Probe aus: **Benzinmotor**  
 Ölbezeichnung: **OMV Bixxol Premium NT 5W-40**  
 Ölmenge im System: **4 l**

ANALYSENERGEBNISSE	Aktuelle Probe	Frühere Untersuchungen		
LABORNUMMER	2543747	2543746		
GESAMTBEWERTUNG	!	🔥		
Untersuchungsdatum	12.11.2013	12.11.2013		
Datum Probenentnahme	18.09.2013	18.09.2013		
Datum letzter Ölwechsel	05.08.2013	18.09.2013		
Nachfüllmenge seit Wechsel	-	-		
Laufzeit seit Wechsel	h 50	0		
Laufzeit gesamt	a 3	-		
Öl gewechselt	Nein	Ja		
ZUSATZTESTE				
BN	mgKOH/g 11.45	12.11		
AN	mgKOH/g 2.78	2.53		



Beschreibung der Prüfverfahren und Normen: [www.oelcheck.de](http://www.oelcheck.de)



LABORBERICHT

Probenbezeichnung **VW-EA211 103KW**  
 Komponente **PKW Ottomotor**  
 Nummer der aktuellen Probe **2543749**

**OELCHECK®**  
 Kerschelweg 28 · 83098 Brannenburg · Germany  
 Tel. +49 8034-9047-0 · info@oelcheck.de



Seite 1 von 2

OELCHECK GmbH · Postfach 1116 · 83094 Brannenburg

Forschungsgesellschaft für  
 Verbrennungskraftmaschinen  
 Herr DI Reinhard Luef  
 Inffeldgasse 19  
 8010 GRAZ  
 ÖSTERREICH

Maschinentyp: **Golf 7 CPTA**  
 Hersteller: **VW**  
 Probe aus: **Benzinmotor**  
 Ölbezeichnung: **Castrol Edge FST 5W-30**  
 Ölmenge im System: **4 l**

**Diagnose der aktuellen Laborwerte**

#2543749 = Gebrauchtöl, #2543748 = Frischöl. Verschleißmetalle sind nur in vernachlässigbarer Konzentration vorhanden. Es ist daher kaum abrasiver oder korrosiver Verschleiß ersichtlich. Nur leicht erhöhter Kraftstoffgehalt im Öl. Die Viskosität ist leicht angestiegen. Ich rate Ihnen: Senden Sie uns die nächste Probe bei Ihrer nächsten Wartung oder anlässlich der üblichen Inspektion zu einer Beobachtung des Trendverhaltens.

Dipl.-Ing. (FH) Michael Lindner

**Gesamtbewertung**



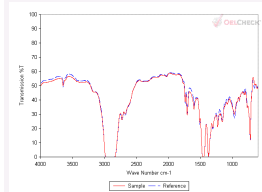
**normal**

ANALYSENERGEBNISSE			Aktuelle Probe	Frühere Untersuchungen	
LABORNUMMER			2543749	2543748	
GESAMTBEWERTUNG			✓	🔥	
Untersuchungsdatum			12.11.2013	12.11.2013	
Datum Probenentnahme			14.10.2013	14.10.2013	
Datum letzter Ölwechsel			16.09.2013	14.10.2013	
Nachfüllmenge seit Wechsel			-	-	
Laufzeit seit Wechsel			h 72	0	
Laufzeit gesamt			M 9	-	
Öl gewechselt			Nein	Ja	
VERSCHLEIß					
Eisen	Fe	mg/kg	6	0	
Chrom	Cr	mg/kg	0	0	
Zinn	Sn	mg/kg	0	0	
Aluminium	Al	mg/kg	4	0	
Nickel	Ni	mg/kg	0	0	
Kupfer	Cu	mg/kg	2	0	
Blei	Pb	mg/kg	0	0	
PQ-Index	-	-	< 25	< 25	
VERUNREINIGUNG					
Silizium	Si	mg/kg	5	2	
Kalium	K	mg/kg	4	0	
Natrium	Na	mg/kg	0	0	
Lithium	Li	mg/kg	1	1	
Titan	Ti	mg/kg	1	1	
Wasser	%	-	< 0.10	< 0.10	
IR-Glykol	-	-	negativ	negativ	
Kraftstoff	%	-	0.71	-	
ÖLZUSTAND					
Viskosität bei 40°C	mm²/s	-	74.67	68.66	
Viskosität bei 100°C	mm²/s	-	12.84	11.82	
Viskositätsindex	-	-	173	169	
Oxidation	A/cm	-	2	-	
Nitration	A/cm	-	1	-	
Sulfation	A/cm	-	0	-	
Schmutztragevermögen	%	-	98	-	
Rußindex	-	-	< 0.1	-	
ADDITIVE					
Kalzium	Ca	mg/kg	1351	1300	
Magnesium	Mg	mg/kg	0	0	
Bor	B	mg/kg	0	0	
Zink	Zn	mg/kg	797	778	
Phosphor	P	mg/kg	648	664	
Barium	Ba	mg/kg	0	0	
Molybdän	Mo	mg/kg	0	0	
Schwefel	S	mg/kg	1874	1874	

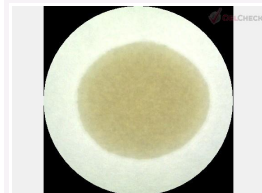
Probe und Deckel



Infrarot-Spektrum



CCD-Tüpfel



Beschreibung der Prüfverfahren und Normen: www.oelcheck.de



LABORBERICHT

Probenbezeichnung **VW-EA211 103KW**  
 Komponente **PKW Ottomotor**  
 Nummer der aktuellen Probe **2543749**



Kerschelweg 28 · 83098 Brannenburg · Germany  
 Tel. +49 8034-9047-0 · info@oelcheck.de



Seite 2 von 2

Forschungsgesellschaft für  
 Verbrennungskraftmaschinen  
 Herr DI Reinhard Luef  
 Inffeldgasse 19  
 8010 GRAZ  
 ÖSTERREICH

Maschinentyp: **Golf 7 CPTA**  
 Hersteller: **VW**  
 Probe aus: **Benzinmotor**  
 Ölbezeichnung: **Castrol Edge FST 5W-30**  
 Ölmenge im System: **4 l**

ANALYSENERGEBNISSE	Aktuelle Probe	Frühere Untersuchungen		
LABORNUMMER	2543749	2543748		
GESAMTBEWERTUNG	✓	🔥		
Untersuchungsdatum	12.11.2013	12.11.2013		
Datum Probenentnahme	14.10.2013	14.10.2013		
Datum letzter Ölwechsel	16.09.2013	14.10.2013		
Nachfüllmenge seit Wechsel	-	-		
Laufzeit seit Wechsel	h 72	0		
Laufzeit gesamt	M 9	-		
Öl gewechselt	Nein	Ja		
ZUSATZTESTE				
BN	mgKOH/g 7.43	7.68		
AN	mgKOH/g 2.15	2.08		



Beschreibung der Prüfverfahren und Normen: [www.oelcheck.de](http://www.oelcheck.de)

