

4.4 Verbrennung, Schadstoffbildung und Akustik

4.4.1 Verbrennung

4.4.1.1 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung

Man kann den Verbrennungsablauf im Dieselmotor in folgende Phasen einteilen:

1. Die Zündphase
2. Die Phase vorgemischter Verbrennung
3. Die Phase diffusiver Verbrennung
4. Die Ausbrandphase

Anders als beim Ottomotor findet die Zündung im Dieselmotor als Selbstzündung statt. Dabei beschleunigen sich bei Temperaturen zwischen 700 K und 900 K chemische Reaktionsvorgänge über eine langsame Bildung von chemischen Radikalen derart, daß schließlich eine sehr schnelle Erhöhung der Temperatur stattfindet. Diese Zündvorgänge laufen bevorzugt in Gebieten ab, in denen das Gemisch lokal stöchiometrisch oder leicht fett ist ($\lambda = 0.5-1.0$). Die Temperatur erreicht in diesen Gebieten innerhalb eines Bruchteils einer Millisekunde nahezu die adiabate Verbrennungstemperatur. Da weite Bereiche des stöchiometrischen und leicht fetten Gemisches sich bereits in einem Zustand nahe der Selbstzündung befinden, ist die Zündphase gekennzeichnet durch mehrere voneinander unabhängige Zündherde. Der Prozess der Selbstzündung wurde im vorhergehenden Kapitel 4.3 detailliert beschrieben.

Unmittelbar an die Zündgrenze schließt sich die Phase vorgemischter Verbrennung an. In dieser Phase findet eine Flammenausbreitung in diejenigen Bereiche des Gemisches statt, die sich innerhalb der Flammparkeitsgrenzen befinden, d.h. in das magere und das fette Gemisch. Die Flammparkeitsgrenzen sind bei teilweise vorgemischter Verbrennung weiter als bei der Verbrennung homogener Gemische, da bei einer Flammenausbreitung aus dem stöchiometrischen ins magere und ins fette Gemisch ein Transport von Energie und chemischen Radikalen stattfindet, der die Verbrennung unterstützt. Es handelt sich bei dieser Verbrennungsphase also nicht um eine vorgemischte Verbrennung, wie sie bei der Flammenausbreitung im homogenen Gemisch eines Ottomotors stattfindet, sondern um Verbrennung unter nur teilweise vorgemischten Bedingungen.

Dieser Vorgang wird, wie in Abschnitt 4.4.1.2 dargestellt werden wird, durch die lokale Mischung und insbesondere die Mischungsgradienten bestimmt.

Die Phase der diffusiven Verbrennung setzt ein, wenn die Verbrennung in den teilweise vorgemischten Bereichen abgeschlossen ist. Kraftstoff wird durch weitere Verdampfung nachgeliefert und diffundiert in das bereits von der Flamme erfaßte Gebiet stöchiometrischer Mischung. Von der anderen Seite diffundiert die im Zylinder im Überschuß vorhandene Luft in dieses Gebiet. Diese Mischung wird durch die Ladungsbewegung und die Turbulenz beherrscht. Dadurch wird das Gemisch zunehmend homogener und auch die lokalen Mischungsfluktuationen werden durch Dissipation vermindert. Sobald aller Kraftstoff von der Flamme erfaßt und teilweise zu CO oxidiert ist, findet der Ausbrand statt. Dieser führt zu den für den Dieselmotor typischen hohen Drücken und Temperaturen. Zu diesem Zeitpunkt sind noch Radikale wie H, O und OH sowie H₂ und Kohlenwasserstoffe wie C₂H₄ und Kohlenwasserstoffradikale wie CH₃, CH₂ und CH vorhanden. Der Ruß, der während der Flammenausbreitung ins fette Gemisch und während der Diffusionsphase gebildet wurde, wird nun teilweise, insbesondere durch den Angriff von OH-Radikalen auf die Rußoberfläche, oxidiert. Auch H₂, CO und unverbrannte Kohlenwasserstoffe werden weitgehend zu CO₂ und H₂O oxidiert. Gleichzeitig wird in den Gebieten örtlich hoher Temperatur NO gebildet, das teilweise zu NO₂ weiter oxidiert. Da während und unmittelbar nach der Zündung noch große Gebiete fetten Gemisches vorliegen, findet die Rußbildung sehr schnell statt, die kinetische langsamere NO_x-Bildung folgt jedoch unmittelbar danach, die Rußoxidation etwas später. Wenn aufgrund der Expansion die Temperatur jedoch weiter absinkt, rekombinieren die Radikale sehr plötzlich, die chemische Reaktion, die auf das Vorhandensein von Radikalen angewiesen ist, „friert ein“. Dies findet bei den hohen Drücken im Dieselmotor bereits bei Temperaturen zwischen 1500 K und 2000 K statt. Dies bedeutet, daß die zu diesem Zeitpunkt noch vorhandenen Kohlenwasserstoffe sowie CO und Ruß nicht weiter abgebaut werden, gleichzeitig aber auch die NO_x-Bildung gestoppt wird.

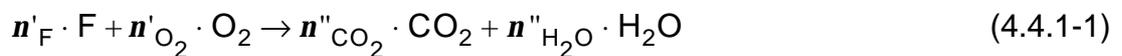
Die Temperaturabhängigkeit sowohl der Rußoxidation als auch der NO_x-Bildung erklärt die Gegenläufigkeit (den sogenannten „Trade-off“) bei der Stickoxid- und Partikelemission (s. Kapitel 4.4.2.3). Höhere Temperaturen und Radikalkonzentrationen führen zu starker Rußoxidation und höherer Stickoxidbildung, niedrigere Temperaturen und Radikalkonzentrationen dagegen zu geringer Rußoxidation und niedriger Stickoxidbildung. Beeinflussbar ist das Niveau der Emissionen daher vor allem durch geschickte Steuerung des Temperaturverlaufs und durch Maßnahmen, die die zu Beginn des Prozesses erfolgte Rußbildung verringern, so daß die Rußoxidation auf einem niedrigen Ausgangsniveau ansetzen kann.

In teilweise vorgemischten Systemen kann eine Verbrennung erst erfolgen, wenn Brennstoff und Oxidator molekular gemischt sind. Die Interaktion zwischen den Prozessen der Konvektion, Diffusion und Reaktion kann durch deren charakteristische

Zeiten beschrieben werden. Die Zeitskalen der Diffusion und der Konvektion weisen im allgemeinen die gleiche Größenordnung auf, wohingegen die chemische Zeitskala wesentlich kleiner ist. Diese Abschätzung stellt die Voraussetzung für die Anwendung des Flamelet-Konzeptes dar. Dabei können turbulente Flammen als ein Ensemble einzelner Flamelets aufgefaßt werden. Ein Vergleich der charakteristischen Zeiten zeigt, daß die Zeit der Selbstzündung, die innerhalb eines Bruchteils einer Millisekunde erfolgt, von der gleichen Größenordnung wie diejenige der Turbulenz ist. Mit abklingender Turbulenzintensität wird das Zeitmaß der Turbulenz jedoch größer – die turbulente Bewegung wird langsamer – die chemischen Reaktionen werden jedoch schneller. Somit sind die Voraussetzungen des Flamelet-Konzeptes für die Verbrennung im Dieselmotor erfüllt.

4.4.1.2 Das Flamelet-Konzept

Im Dieselmotor werden der Kraftstoff und die Luft getrennt zugeführt. Nach der Verdampfung mischt sich gasförmiger Kraftstoff mit der Luft, die beiden Teilströme diffundieren ineinander und bilden ein Gemisch, das vom mageren (brennstoffarm) bis zum fetten (brennstoffreich) variiert. Verbrennung tritt vorzugsweise an jenen Stellen im Strömungsfeld auf, wo eine stöchiometrische Mischung vorliegt. Die globale Reaktionsgleichung für den Kohlenwasserstoff F, geschrieben als



definiert die stöchiometrischen Koeffizienten \mathbf{n}'_{O_2} und \mathbf{n}'_F . Die Reaktionsgleichung verknüpft die Änderungen der Massenbrüche von Sauerstoff dY_{O_2} und Brennstoff dY_F , die verbraucht werden, durch

$$\frac{dY_{O_2}}{\mathbf{n}'_{O_2} \cdot M_{O_2}} = \frac{dY_F}{\mathbf{n}'_F \cdot M_F} \quad (4.4.1-2)$$

wobei M_i die Molmasse darstellt. Diese Gleichung kann ausgehend vom unverbrannten Zustand bis zu einem beliebigen späteren Zustand integriert werden

$$\mathbf{n} \cdot Y_F - Y_{O_2} = \mathbf{n} \cdot Y_{F,u} - Y_{O_2,u} \quad (4.4.1-3)$$

Dabei ist durch

$$\mathbf{n} = \frac{\mathbf{n}'_{O_2} \cdot M_{O_2}}{\mathbf{n}'_F \cdot M} \quad (4.4.1-4)$$

das stöchiometrische Verhältnis definiert.

Um die Gemischzusammensetzung zu beschreiben und die Stelle der stöchiometrischen Mischung zu identifizieren, ist es sinnvoll, den Mischungsbruch Z als abhängige Variable einzuführen. In einem System mit nur zwei eintretenden Massenströmen \dot{m}_1 und \dot{m}_2 , wobei der Index 1 den Brennstoffstrom und der Index 2 den Oxidatorstrom bezeichnet, stellt Z das Verhältnis des Brennstoffstroms zum Gesamtmassenstrom dar

$$Z = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (4.4.1-5)$$

Da sowohl der Brennstoff- wie der Oxidatorstrom inerte Anteile enthalten kann, ist der Massenbruch $Y_{F,u}$ des Brennstoffs im Gemisch gleich dem Anteil des Brennstoffs im ursprünglichen Brennstoffstrom

$$Y_{F,u} = Y_{F,1} \cdot Z \quad (4.4.1-6)$$

wobei $Y_{F,1}$ den Massenbruch des Brennstoffs im Brennstoffstrom bezeichnet. Da $1-Z$ das Verhältnis des Oxidatorstroms zum Gesamtmassenstrom im unverbrannten Gemisch bezeichnet, erhält man in gleicher Weise für den Massenbruch von Sauerstoff im Gemisch

$$Y_{O_2,u} = Y_{O_2,2} \cdot (1 - Z) \quad (4.4.1-7)$$

wobei $Y_{O_2,2}$ den Massenbruch von Sauerstoff im Oxidatorstrom (z.B. $Y_{O_2,2}=0.232$ für Luft) darstellt. Wenn man Gleichung (4.4.1-6) und Gleichung (4.4.1-7) in Gleichung (4.4.1-3) einführt, ergibt sich der Mischungsbruch zu

$$Z = \frac{n \cdot Y_F - Y_{O_2} + Y_{O_2,2}}{n \cdot Y_{F,1} + Y_{O_2,2}} \quad (4.4.1-8)$$

Für eine stöchiometrische Mischung ist mit $nY_F=Y_{O_2}$ der stöchiometrische Mischungsbruch

$$Z_{st} = 1 + \left[\frac{n \cdot Y_{F,1}}{Y_{O_2,2}} \right]^{-1} \quad (4.4.1-9)$$

Für die Verbrennung von reinen Kohlenwasserstoffen in Luft liegt Z_{st} zwischen 0.055 und 0.07. Zwischen dem Luftverhältnis I und dem Mischungsbruch besteht die Beziehung

$$\frac{1}{I} = \frac{Z}{Z_{st}} \cdot \frac{(1 - Z_{st})}{(1 - Z)} \quad (4.4.1-10)$$

Nimmt man nun als Beziehung eine Einschnitt-Reaktion zwischen Brennstoff und Sauerstoff entsprechend der Reaktionsgleichung (Gleichung (4.4.1-3)) an, so sind die allgemeinen Bilanzgleichungen für die Massenbrüche Y_F und Y_{O_2}

$$L_F(Y_F) = \mathbf{n}'_F \cdot M_F \cdot \dot{w} \quad (4.4.1-11)$$

$$L_{O_2}(Y_{O_2}) = \mathbf{n}'_{O_2} \cdot M_{O_2} \cdot \dot{w} .$$

Darin ist w die Reaktionsgeschwindigkeit der Bruttoreaktion. Der Operator L ist definiert

$$L_i = \mathbf{r} \cdot \frac{\partial}{\partial t} + \mathbf{r} \cdot \mathbf{u}_a \cdot \frac{\partial}{\partial x_a} - \left(\frac{\partial}{\partial x_a} \cdot \left[\mathbf{r} \cdot D_i \cdot \frac{\partial}{\partial x_a} \right] \right) . \quad (4.4.1-12)$$

Mit der vereinfachenden Annahme gleicher Diffusionskoeffizienten

$$D_F = D_{O_2} = D \quad (4.4.1-13)$$

ergibt sich eine Erhaltungsgleichung für Z , wenn man die erste Gleichung von Gleichung mit \mathbf{n} multipliziert und die zweite davon abzieht in der Form

$$L(Z) = 0 . \quad (4.4.1-14)$$

Dabei ist der Operator L wie in Gleichung (4.4.1-12) definiert, jedoch für $D_i=D$.

Gleichung (4.4.1-14) enthält keinen chemischen Quellterm, da sich die Reaktionsgeschwindigkeiten gerade herauskürzen. Man kann zeigen, daß diese Eigenschaft auch für mehr als eine Reaktion gilt, da Z als eine Kombination von Massenbrüchen der chemischen Elemente interpretiert werden kann und chemische Elemente bei der Reaktion erhalten bleiben.

Bei der Herleitung der Flamelet-Gleichungen [1] wird ein lokales Koordinatensystem eingeführt und der Mischungsbruch als unabhängige Koordinate verwendet. Durch diese Definition verläuft die neue Koordinate Z lokal normal zu der Fläche stöchiometrischer Mischung. Dieses wird schematisch in Gleichung Abbildung 4.4.1-1 für einen Diesel-Einspritzstrahl gezeigt.

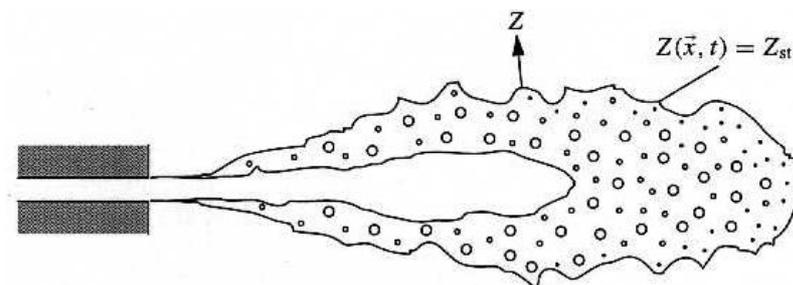


Abbildung 4.4.1-1 Diesel-Einspritzstrahl

Als Ergebnis von Grenzschichtabschätzungen erhält man eindimensionale zeitabhängige Gleichungen für die Temperatur

$$r \cdot \frac{dT}{dt} - r \cdot \frac{c_{st}}{2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} = \frac{1}{c_p} \sum_{k=1}^r Q_k \cdot w_k - q_R \quad (4.4.1-15)$$

und die Massenbrüche der chemischen Komponenten

$$r \cdot \frac{dY_i}{dt} - r \cdot \frac{c_{st}}{2} \cdot \frac{\partial Y_i}{\partial Z} = \sum_{i=1}^r n_{i,k} \cdot w_k, \quad (4.4.1-16)$$

wobei der Mischungsbruch nun die unabhängige Koordinate darstellt. Hierbei sind w_k die Reaktionsgeschwindigkeiten der r chemischen Reaktionen, Q_k die Reaktionswärmen und q_R die Wärmeemission durch Strahlung. Die spezifischen Wärmekapazitäten c_p wurden hier der Einfachheit halber als konstant angenommen und mit c_p gleichgesetzt. Weiterhin wurde $D = l / (r \cdot c_p)$ gesetzt, also eine Lewis-Zahl

$$Le = \frac{l}{r \cdot c_p \cdot D} \quad (4.4.1-17)$$

zu eins angenommen. In Gleichung (4.4.1-15) und Gleichung (4.4.1-16) ist mit

$$c_{st} = 2 \cdot D \cdot \left[\frac{\partial Z}{\partial x_a} \right]_{st}^2 \quad (4.4.1-18)$$

die skalare Dissipationsrate an der Stelle der stöchiometrischen Mischung eingeführt worden. Sie hat die Dimension 1/s und kann als Kehrwert einer charakteristischen Diffusionszeit interpretiert werden. Sie beschreibt die örtliche Flammenstreckung, die z.B. durch Geschwindigkeitsgradienten erzeugt werden. Wegen der Koordinaten-Transformation erfaßt sie implizit den Einfluß der Konvektion und Diffusion. Im Grenzfall $c_{st} \rightarrow 0$ erhält man die Gleichungen für den homogenen Strömungsreaktor. Lokales Verlöschen eines Flamelets tritt auf, wenn c_{st} einen kritischen Wert $c_q / 2$ überschreitet. Für eine laminare Gegenstromflamme kann die skalare Dissipationsrate abgeschätzt werden, wenn man konstante Dichte annimmt

$$c_{st} = \frac{a}{\pi} \cdot \exp \left[-2 \cdot \left[\operatorname{erfc}^{-1} \cdot (2 \cdot Z_{st}) \right]^2 \right] \quad (4.4.1-19)$$

Dabei ist a der Geschwindigkeitsgradient und erfc^{-1} die Umkehrfunktion der komplexen Fehlerfunktion.

Die Voraussetzung für die universelle Koordinatentransformation ist die Annahme, daß die Reaktionszone um Z_{st} asymptotisch dünn ist. Daher ist z.B. auch die skalare Dissipationsrate in Gleichung (4.4.1-18) bei $Z = Z_{st}$ zu bilden. Die Verteilung nach

Gleichung (4.4.1-19) erweist sich auch für turbulente Mischungsfelder als guter Ansatz, so daß die Abhängigkeit der konditionierten mittleren skalaren Dissipationsrate von Z mit diesem Ansatz gut beschrieben werden kann.

4.4.1.3 Reaktionskinetik und Zündung

Ausgehend von der Flameletformulierung werden im folgenden numerische Simulationen von Zündprozessen im Mischungsbruchraum unter Verwendung einer reduzierten n-Heptan-Kinetik dargestellt. Ein einfacher Vier-Schritt-Mechanismus für n-Heptan ist in /3/ dargestellt. Die skalare Dissipationsrate wird dabei als freier Parameter variiert, um den Einfluß der Flammenstreckung zu untersuchen. Ausgangspunkt für die Reduzierung der chemischen Kinetik ist ein detaillierter Reaktionsmechanismus für n-Heptan /2/. Der detaillierte Reaktionsmechanismus besteht aus 1008 Elementarreaktionen und 168 chemischen Spezies. In einer Analyse der Kinetik der Selbstzündung werden zunächst die wichtigsten Reaktionspfade bestimmt. Es zeigt sich dabei, daß die Zündung großer Kohlenwasserstoffe in verschiedenen Temperaturbereichen durch unterschiedliche Reaktionspfade bestimmt wird. Die Initiierung des Zündprozesses geht zunächst von einer H-Abstraktion am Brennstoff aus. Für niedrige Temperaturen kann die hohe Aktivierungsenergie für den Zerfall der entstehenden Heptylradikale nicht aufgebracht werden. Die Anlagerung von O_2 -Molekülen führt zur Bildung von Heptylperoxyradikalen. Durch nachfolgende Isomerisierungsreaktionen und OH-Abstraktionen kommt es zur degenerativen Kettenverzweigung. Für höher werdende Anfangstemperaturen wird der unimolekulare Zerfall der Heptylperoxyradikale zu den Ausgangsstoffen schneller als ihre Bildung. Der Tieftemperaturpfad wird damit nach und nach blockiert. Da der thermische Zerfall durch eine hohe Aktivierungsenergie in diesem mittleren Temperaturbereich langsam im Vergleich zur Tieftemperaturkettenverzweigung ist, kommt es hier für höhere Anfangstemperaturen zu längeren Zündverzugszeiten. Dies als NTC bezeichnete Verhalten wurde schon in Kap. 4.3 an Hand von Messungen im Stoßwellenrohr diskutiert.

Mit der Kenntnis der wichtigen Reaktionspfade kann nun ein stark verkürzter Mechanismus entwickelt werden, indem unwichtige Seitenpfade aus dem detaillierten Mechanismus entfernt werden. Dieser dient als Ausgangspunkt für die weitere Reduzierung und wird daher als Startmechanismus bezeichnet. Der verbleibende Mechanismus besteht aus 36 Komponenten und 97 Elementarreaktionen.

Führt man nun Stationaritätsannahmen für diejenigen Zwischenkomponenten ein, die im Vergleich zu Bildung und Transport schnell verbraucht werden (vergl. /4/), so ergibt sich ein Mechanismus mit 14 globalen Reaktionsschritten. Diese sind in Tabelle

4.4.1-1 dargestellt und charakterisieren die Hauptverbrauchsreaktionen der darin enthaltenen Komponenten. Reaktion I und II stellen die Initiierungsreaktionen der Hoch- und Tieftemperaturzündung dar. Reaktion I führt dabei lediglich zum Zerfall des Brennstoffs, die Kettenverzweigung geschieht durch Reaktion XIII. Die Tieftemperaturstartreaktion II führt zur Bildung von Heptylperoxyradikalen (RO_2). Diese werden in Reaktion III durch eine weitere O_2 -Anbindung, internen Isomerisierungsreaktionen und einer ersten OH-Abstraktion zu Ketoalkylperoxid $OR''O_2H$. Der Zerfall dieser Komponente in Reaktion IV stellt die Kettenverzweigung im Tieftemperaturbereich dar. Reaktionen V bis IX beschreiben den Abbau semistabiler Zwischenkomponenten. Reaktionen X und XI zeigen die Kettenverzweigung in der radikalarmen ersten Phase der Zündung, in der H-Abstraktionen durch O_2 zu relativ großen Mengen an HO_2 führen. Diese führen dann zu H_2O_2 , das weiter zu zwei OH-Radikalen zerfällt. Die Wassergasreaktion XII beschreibt die erst in der späten Phase der Zündung auftretende Oxidation von CO zu CO_2 , die zu einer starken Wärmefreisetzung führt. Reaktion XIV stellt schließlich den Kettenabbruch durch Rekombinationsreaktionen dar.

Tabelle 4.4.1-1 **Tabelle 4.3.1-1: Reduzierter 14-Schritt-Mechanismus für n-Heptan**

Nr.	Reaktion
I	$N-C_7H_{16} = C_3H_6 + 2 C_2H_4 + H_2$
II	$N-C_7H_{16} + O_2 + OH = RO_2 + H_2O$
III	$RO_2 + O_2 = OH + OR''O_2H$
IV	$OR''O_2H = 2C_2H_4 + CH_2O + CH_3 + CO + OH$
V	$C_3H_6 + H_2O = C_2H_4 + CH_2O + H_2$
VI	$C_2H_4 = C_2H_2 + H_2$
VII	$C_2H_2 + O_2 = 2 CO + H_2$
VIII	$CH_2O = CO + H_2$
IX	$CH_3 + OH = CH_2O + H_2$
X	$2 HO_2 = 2 OH$
XI	$CO + H_2O = CO_2 + H_2$
XII	$CO + H_2O = CO_2 + H_2$
XIII	$O_2 + H_2 = 2 OH$
XIV	$2 H = H_2$

Ein Vergleich von Zündverzugszeiten für homogene n-Heptan/Luft-Gemische, die mit dem reduzierten 14-Schritt-Mechanismus berechnet wurden, mit Stoßwellenrohrexperimenten /5/ ist in Abbildung 4.4.1-2 dargestellt. Es zeigt sich, daß der reduzierte 14-Schritt-Mechanismus in der Lage ist, Zündverzüge selbst in den Übergangsbereichen des Hoch- und Tieftemperaturregimes zum NTC-Bereich mit ausreichender Genauigkeit wiederzugeben.

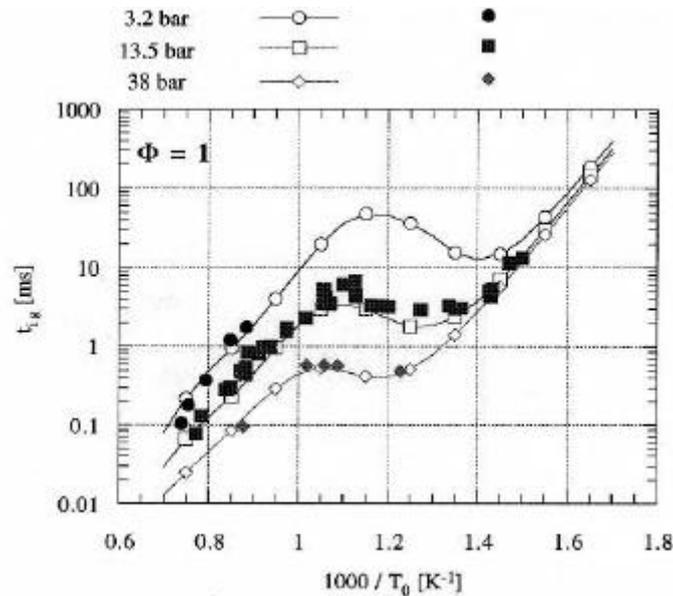


Abbildung 4.4.1-2 Zündverzugszeiten von n-Heptan für verschiedene Drücke

Um den Einfluß der Einspritzung und der Verdampfung auf den Zündprozeß am Einspritzstrahl zu untersuchen, wird der reduzierte 14-Schritt-Mechanismus dazu verwendet, den Zündvorgang im Mischungsfeld mit Hilfe der Flameletgleichungen zu simulieren. Dabei wurde von einer konstanten Brennstofftemperatur von 400 K, und einem Druck von 40 bzw. 50 bar ausgegangen. Die Lufttemperatur wurde zwischen 800 K und 1000 K variiert. Der verbleibende freie Parameter ist die skalare Dissipationsrate c . Diese skaliert in einem turbulenten Einspritzstrahl aus Dimensionsgründen wie

$$c \sim \frac{u}{d} . \quad (4.4.1-20)$$

Dabei ist u die Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse und d deren Durchmesser. Da die Turbulenz beim dieselmotorischen Verbrennungsvorgang im wesentlichen von der Einspritzgeschwindigkeit abhängt, kann die skalare Dissipationsrate als ein Maß für den Einspritzdruck angesehen werden.

Die skalare Dissipationsrate wurde in den nachfolgenden Rechnungen von $c=0$ bis $c=c_{ig}$ variiert. Dabei stellt c_{ig} einen Grenzwert dar, oberhalb dessen eine Zündung in einem inhomogenen Gemisch nicht möglich ist. Dieser Wert hängt von den vorgege-

benen Randtemperaturen und dem Druck ab. Typische Temperaturverläufe während der Zündung sind für $T_{ox} = 800$, und $p = 50$ bar in Abbildung 4.4.1-3 für eine skalare Dissipationsrate $c = 1/s$ und in Abbildung 4.4.1-4 für eine skalare Dissipationsrate von $c = 30/s$ nahe des Grenzwertes $c_{ig} = 40/s$ gezeigt. Ein kleiner Wert von c entspricht zum Beispiel einer frühen Einspritzung, da hierbei die Mischungsgradienten (vergl. Gleichung (4.4.1-18)) zum Zeitpunkt der Zündung bereits stark abgebaut worden sind. Große Werte beschreiben aus diesem Grund den Fall der späten Einspritzung.

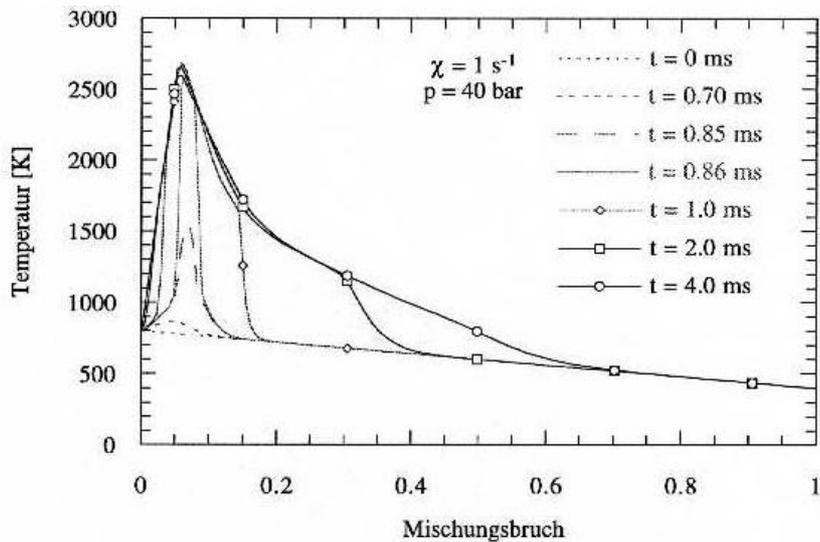


Abbildung 4.4.1-3 Temperaturverlauf während der Zündung für $c = 1 \text{ s}^{-1}$

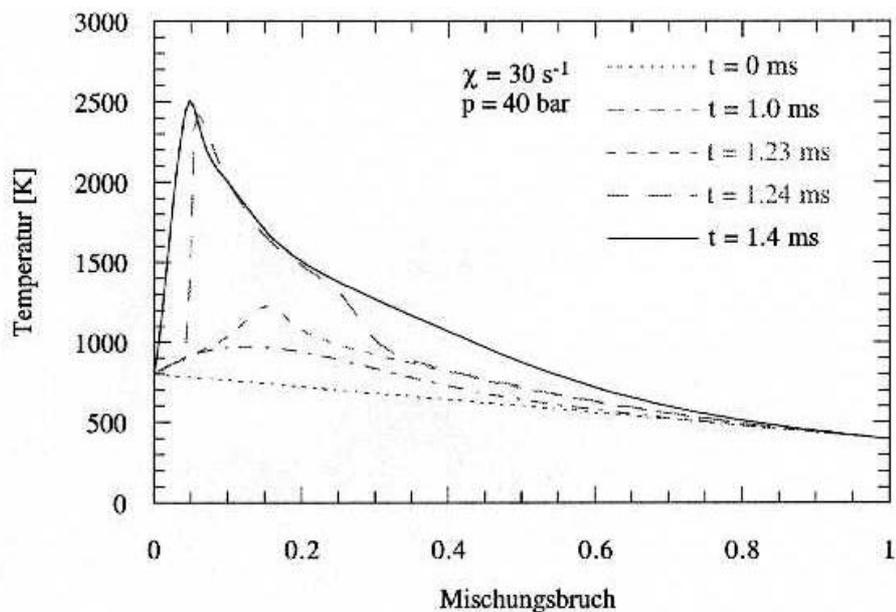


Abbildung 4.4.1-4 Temperaturverlauf während der Zündung für $c = 30 \text{ s}^{-1}$

Für $c = 1 \text{ s}^{-1}$ zeigt sich die erste Temperaturerhöhung lokal sehr beschränkt in der Nähe stöchiometrischer Mischung. Die Maximaltemperatur wird in diesem Punkt sehr

schnell erreicht. Dies entspricht dem schnellen Ausbrand in der Phase der vorgemischten Verbrennung im Dieselmotor. Die Flammenfront erfaßt innerhalb einer Millisekunde die Bereiche von $Z=0$ bis $Z=0.16$ also das gesamte magere Gemisch und das fette Gemisch bis $I=0.35$. Sie breitet sich dann zum fetten teilweise vorgemischten Bereich aus. Nach etwa 4 ms ist ein stationärer Zustand erreicht. Für höhere skalare Dissipationsraten haben diffusive Effekte einen weit stärkeren Einfluß. Die erste Temperaturerhöhung benötigt für $c=30 \text{ s}^{-1}$ bereits 1 ms und erreicht nur 1000 K. Sie macht sich in Abbildung 4.4.1-4 über einen sehr weiten Bereich bemerkbar. Zur eigentlichen Zündung kommt es erst nach 1.23 ms. Bei 1.24 ms ist der fette Bereich bis $Z=2.5$ und der magere Bereich bis $Z=0.05$ erreicht. Durch die starke Diffusion im Mischungsbruchraum (vergl. Gleichung (4.4.1-15) und Gleichung (4.4.1-16)) breitet sich die Flamme schneller aus, und hat nach etwa 1.4 ms einen stationären Zustand erreicht.

Tabelle 4.4.1-2 Homogener Zündverzug und Zündgrenze für die berechneten Testfälle

Nr.	Druck [bar]	T_{ox} [K]	t_{ig}^h [ms]	c_{ig} [s^{-1}]
1	40	800	0.83	40
2	40	850	0.50	42
3	40	900	0.41	54
4	40	950	0.40	78
5	40	1000	0.37	107
6	50	800	0.71	65

4.4.1.4 Flammenausbreitung im Dieselmotor

Die Vorgänge während der Phasen der vorgemischten und der diffusiven Verbrennung, die in Abschnitt 4.4.2 im Mischungsbrennraum beschrieben wurden, können mit Hilfe der Flamelettransformation auf den motorischen Brennraum übertragen werden. Dazu muß das turbulente Mischungsfeld $Z(\vec{x}, t)$ im Brennraum bekannt sein. In modernen Simulationsprogrammen werden Gleichungen für den mittleren Mischungsbruch \tilde{Z} und dessen Varianz \tilde{Z}^2 gelöst. Dabei wird auch ein Modellansatz für die mittlere skalare Dissipationsrate

$$\tilde{c} = 2,0 \cdot \frac{\tilde{e}}{\tilde{k}} \cdot \tilde{Z}^2 \quad (4.4.1-21)$$

verwendet. Hierbei ist \tilde{k} die Turbulenzenergie und \tilde{e} die turbulente Dissipation, die ebenfalls mit Hilfe von modellierten Gleichungen berechnet werden.

Die skalare Dissipationsrate stellt somit das wichtigste Verbindungsglied zwischen dem turbulenten Strömungs- und Mischungsfeld und der chemischen Kinetik dar. Letztere kann durch Lösung der eindimensionalen Flameletgleichungen in einem separaten numerischen Programm behandelt werden. Mit Hilfe eines vorgegebenen Ansatzes für die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion von Z können die turbulenten Mittelwerte für die Temperatur und alle Konzentrationen aus den Flameletprofilen berechnet und in den Brennraum übertragen werden. Auf diese Weise kann der turbulente Ausbrand und die Schadstoffbildung zufriedenstellend simuliert und die einzelnen Einflußgrößen besser verstanden werden /6/. Ein Vergleich zwischen den im folgenden in Abschnitt 4.4.2.4 beschriebenen Experimenten mit numerischen Berechnungen auf der Basis des Flamelet-Konzeptes findet sich in /7/.

Im Rahmen des Forschungsprogrammes wurden am Lehrstuhl für Angewandte Thermodynamik auch experimentelle Untersuchungen zur Flammenausbreitung im gefeuerten Motor durchgeführt. Versuchsträger war ein direkteinspritzender Einzylinder-Forschungsmotor mit einem Hubvolumen von 1.6 ltr. und einer Brennraummulde im Kolben. Die Flammenausbreitung wurde mit Hilfe der Vielfach-Lichtleiter-Meßtechnik /8/ ermittelt. Die folgenden experimentellen Ergebnisse mögen als exemplarisches Beispiel dafür dienen, daß die dieselmotorische Flammenausbreitung auch am realen Motor ermittelt werden kann und somit für die Erstellung und Verifikation von Simulationsmodellen, wie weiter oben dargestellt, dienen kann.

Mit Hilfe der Vielfach-Lichtleiter-Meßtechnik wurde einerseits das Zündverhalten, andererseits die dreidimensionale Flammenausbreitung untersucht. Da meßtechnisch die Erfassung einer Vielzahl von einzelnen aufeinanderfolgenden Verbrennungsvorgängen mit dieser Meßtechnik möglich ist, konnten auch statistische Auswertungen durchgeführt werden.

Exemplarisch soll hier eine Einspritzbeginnvariation betrachtet werden. Bekanntermaßen wirkt sich der Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung entscheidend auf die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf bei direkteinspritzenden Brennverfahren aus. Der Einfluß des Einspritzbeginns auf den Spitzendruck, den maximalen Druckgradienten und die Ruß- und NO_x -Emissionen sind in Abbildung 4.4.1-5 dargestellt.

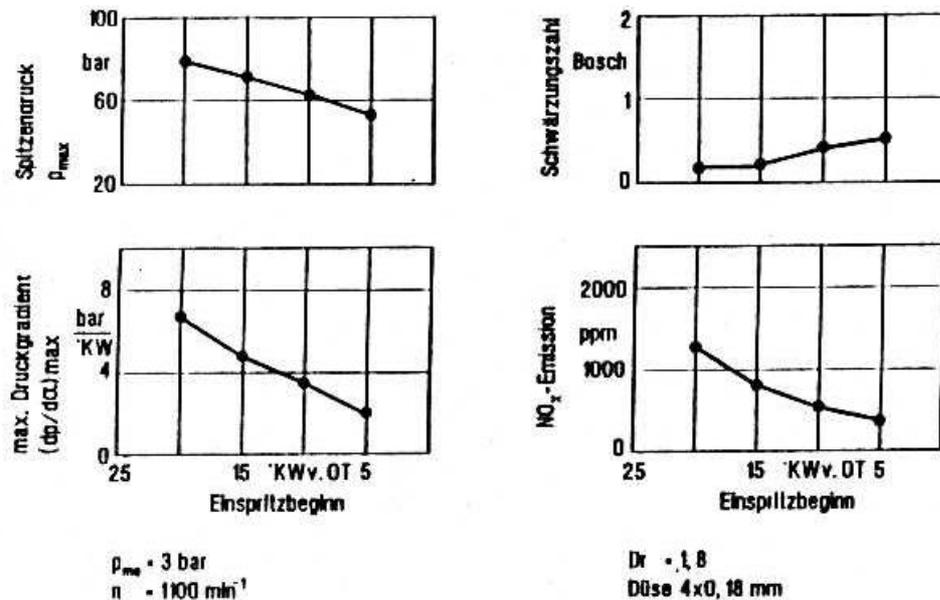


Abbildung 4.4.1-5 Einfluß des Einspritzbeginns auf das Motorbetriebsverhalten

Der Spitzendruck und der maximale Druckgradient sind bei später Einspritzung deutlich geringer. Dies ist auf den bei später Einspritzung kürzeren Zündverzug zurückzuführen, wodurch ein geringerer Anteil an aufbereitetem Gemisch im Gegensatz zur frühen Einspritzung zum Zeitpunkt der Zündung auftritt. Die Schwärzungszahl weist bei später Einspritzung höhere Werte auf. Die NO_x -Emission nimmt bei später Einspritzung des Kraftstoffes deutlich ab, was auf geringere Verbrennungstemperaturen schließen läßt.

Die dreidimensionale Flammenausbreitung eines einzelnen repräsentativen Arbeitsspiels bei frühem Einspritzbeginn ($EB = 20 \text{ °KW v. OT}$) zeigt Abbildung 4.4.1-6. Die Betriebsparameter entsprechen den Werten der Grundversion. Die Darstellung der Flammenausbreitung ist auf den Muldenbereich begrenzt. Die Schrittweite in der Darstellung der Flammenkonturen beträgt $0,6 \text{ °KW}$ nach Auftreten des ersten Lichtsignals. Die in den Schnittebenen x-x bzw. y-y liegenden Flammenkonturen sind als gestrichelte, dazu räumlich in die Tiefe der Mulde versetzte Konturen als gepunktete Flächen gekennzeichnet. Der Zündverzug, definiert als Zeitintervall zwischen Einspritzbeginn und dem Auftreten des ersten Lichtsignals, beträgt für diesen Zyklus $8,6 \text{ °KW}$. Zum Zeitpunkt $10,8 \text{ °KW v. OT}$, d.h. $9,2 \text{ °KW}$ nach Einspritzbeginn, können bereits 4 separate Flammenkerne in Nähe des Zylinderkopfes festgestellt werden, die innerhalb von $1,8 \text{ °KW}$ ineinander verschmelzen. Die Flamme breitet sich, ausgehend von wandnahen Bereichen, sowohl in die Tiefe als auch in das Zentrum der Kolbenmulde aus. Auslaßseitig wird die Brennraummulde in der ersten Phase der Verbrennung wegen der dort vorliegenden höheren Temperaturen schneller von der Flamme

erfaßt als im Bereich des Einlaßventils. Die Richtung der Ladungsbewegung läßt sich in der Gestalt der Flammenausbreitung wiedererkennen. Zum Zeitpunkt 9.0 °KW v. OT sind 22 % des Kraftstoffes umgesetzt.

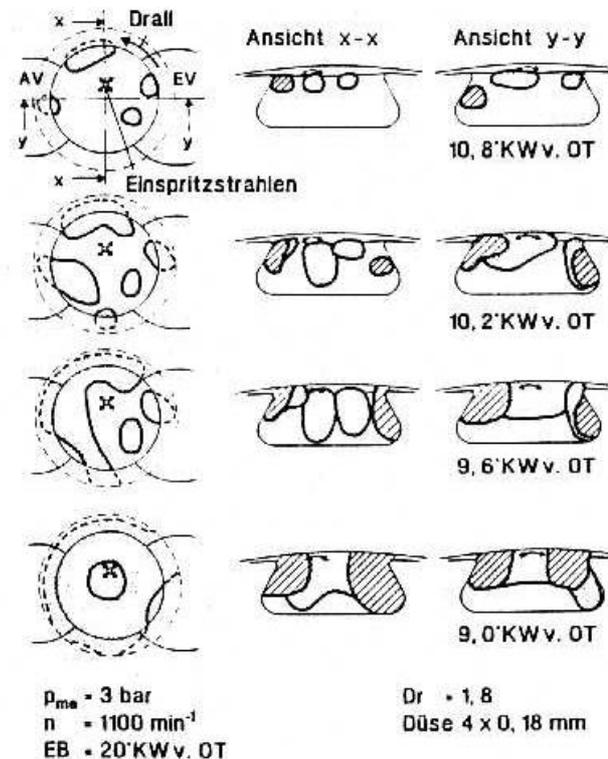


Abbildung 4.4.1-6 Flammenausbreitung bei früher Einspritzung

Für einen Betriebspunkt mit späterem Einspritzbeginn ($EB = 5 \text{ °KW v. OT}$), jedoch sonst gleichen Randbedingungen, ist die Flammenausbreitung in Abbildung 4.4.1-7 wiedergegeben. Der Zündverzug des dargestellten Verbrennungszyklus ist mit $4,0 \text{ °KW}$ deutlich kürzer als für das Arbeitsspiel mit früherer Einspritzung. Dies kann auf das hier zum Einspritzzeitpunkt höhere Temperatur- und Druckniveau im Brennraum zurückgeführt werden. Der kürzere Zündverzug bewirkt, daß bis zum Zeitpunkt der Zündung weniger zündfähiges Gemisch gebildet werden konnte. Hierdurch erfolgt einerseits die Flammenausbreitung langsamer, andererseits wird innerhalb der dargestellten $2,4 \text{ °KW}$ nach Einspritzbeginn mit 10% deutlich weniger Kraftstoff umgesetzt als bei früher Einspritzung. Dieser Umstand wird durch die bei später Einspritzung geringere, während des Zündverzuges aufbereitete, Kraftstoffmenge verursacht. Hieraus resultieren ebenfalls die geringeren Spitzendrücke und Druckerhöhungen.

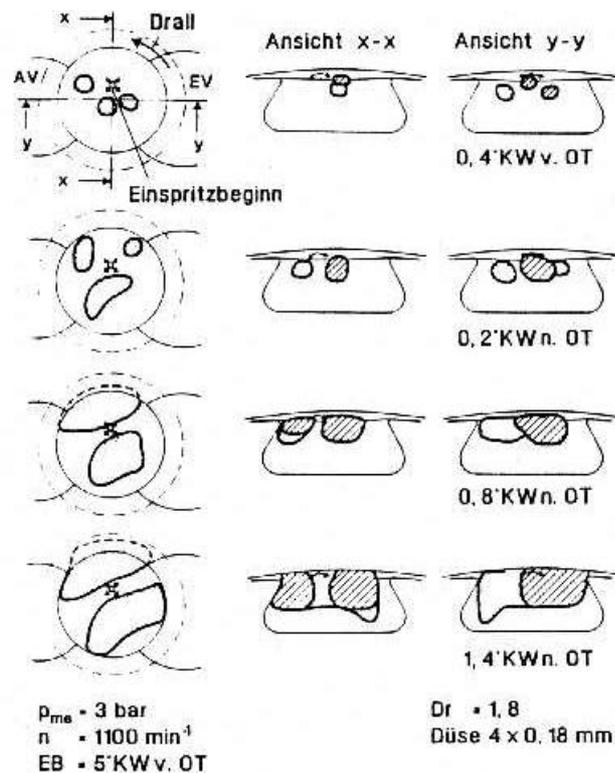


Abbildung 4.4.1-7 Flammenausbreitung bei späterer Einspritzung

Bei späterem Einspritzbeginn breitet sich die Flammenfront stärker zu Muldenmitte hin orientiert aus und spiegelt weniger ausgeprägt die Richtung der Ladungsbewegung in ihrer Kontur wieder. Der kürzere Zündverzug sowie die Verlagerung der Flamme näher zur Einspritzdüse hin verlängern den Zeitraum, über den noch flüssiger Kraftstoff direkt in den Bereich der heißen Flamme eingespritzt wird. Die dabei verstärkt auftretenden Crackvorgänge können zu der erhöhten Rußemission beitragen.

Die zyklischen Schwankungen im Zündverzug sowie in der Zeit, zu der die Flamme die gesamte Kolbenmulde erfaßt hat (an allen optischen Sonden, welche die Mulde einsehen, liegt ein Strahlungssignal vor), sind in Abbildung 4.4.1-8 verdeutlicht. Die Mittelwerte der genannten Größen sind als breit durchgezogene Linien, die Schwankungsbreiten als schraffierte Bereiche gekennzeichnet. Für eine Änderung des Einspritzbeginns von 20 °KW v. OT auf 5 °KW v. OT verkürzt sich der aus 80 Arbeitsspielen gemittelte Zündverzug mit 4.6 °KW um mehr als 50 %. Die Schwankungsbreite im Auftreten des ersten Lichtsignals steigt hingegen für diese Änderung um 37.5 % von 1.6 °KW auf 2.2 °KW an.

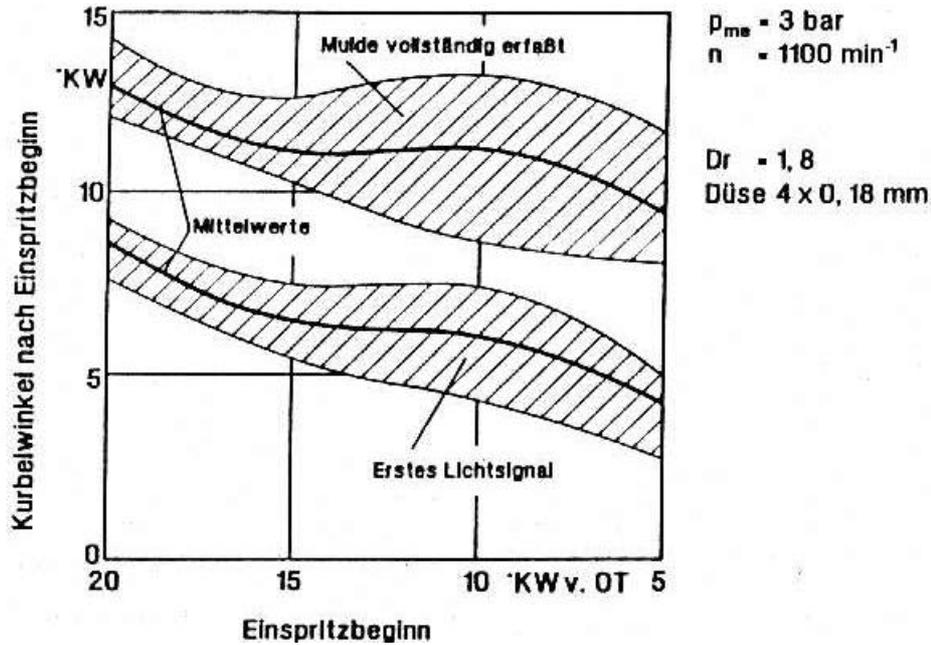


Abbildung 4.4.1-8 Statistische Analyse der Zündphase

Aufgrund der langsameren Flammenausbreitung für späte Einspritzung verlängert sich die Zeitspanne zwischen dem Auftreten des ersten Lichtsignals und dem Zeitpunkt, zu dem die Kolbenmulde vollständig von der Flamme erfaßt ist. Gegenüber früherer Einspritzung mit $EB = 20^\circ \text{KW v. OT}$ verlängert sich diese „Durchbrennzeit“ der Flammenfront um ca. 20 %. Das entspricht circa 1°KW . Die Schwankungsbreite im Zeitpunkt, zu dem die Mulde vollständig von der Flammenfront erfaßt ist, vergrößert sich um circa 71 % von $2,1^\circ \text{KW}$ auf $3,6^\circ \text{KW}$. Dabei ist die Schwankungsbreite im Zeitpunkt, zu dem die Flamme die Kolbenmulde vollständig erfaßt hat, insgesamt größer als die des Zündverzuges, da sich hier neben den zyklischen Schwankungen im Zündzeitpunkt zusätzlich die zyklischen Schwankungen der Flammenausbreitung auswirken.

Wie auf den Zündzeitpunkt, hat die Wahl des Einspritzbeginns einen starken Einfluß auf den Ort, an dem das erste Lichtsignal der Flamme von der Vielfach-Lichtleiter-Meßtechnik detektiert wird. In Abbildung 4.4.1-9 sind für einen frühen sowie für einen späten Einspritzbeginn die Bereiche als gepunktete Flächen dargestellt, in denen Zündkerne für die vier als Pfeile in ihrer Lage gekennzeichneten Einspritzstrahlen auftreten. In diesen Bereichen auftretende bevorzugte Zündorte sind als gestrichelte Flächen hervorgehoben.

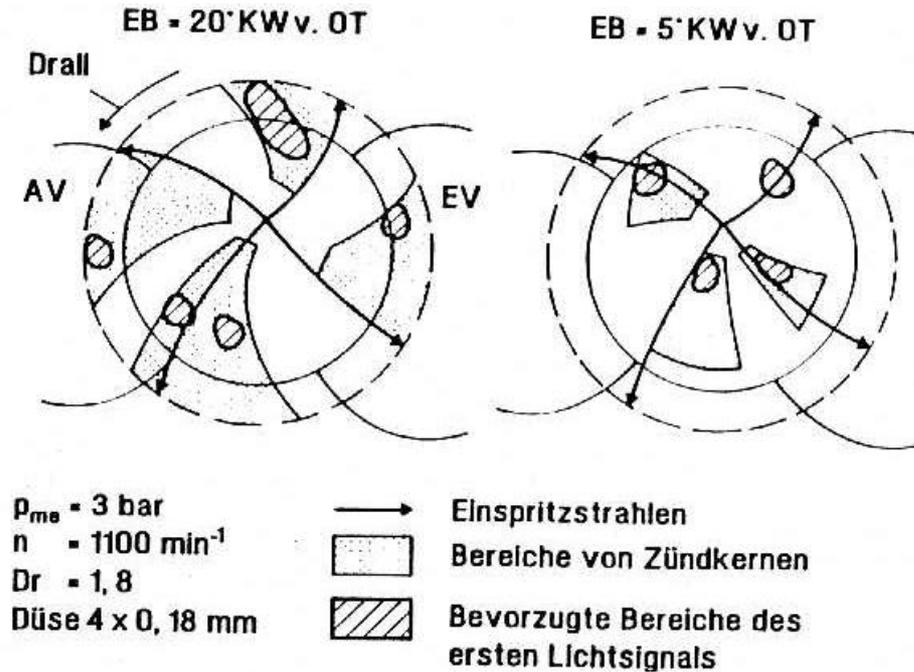


Abbildung 4.4.1-9 Verteilung der Zündorte

Für einen frühen Einspritzbeginn zeigen die statistischen Analysen, daß die Brennraumbereiche, in denen erste Zündungen auftreten können, deutlich größer sind als im Fall der späten Einspritzung. Dies kann auf eine bereits fortgeschrittene Gemischbildung zurückgeführt werden, wobei während des längeren Zündverzuges ein größerer Brennraumteil von zündfähigem Gemisch erfaßt wird. Die Gebiete, in denen die erste Zündung festgestellt wird, liegen vorrangig in Richtung des Dralls hinter der Strahlachse. Für einen späten Einspritzbeginn sind die Zündkerne sowohl dichter zur Strahlachse als auch näher zur Düsenspritze hin zu lokalisieren. Die zyklischen Schwankungen im Ort des ersten Lichtsignals liegen bei früher Einspritzung höher, wobei 21.3 % der Zündungen im schraffiert gekennzeichneten Bereich unterhalb des Einlaßventils erfolgen.

Der Zeitpunkt, zu dem die Flammenfront in das Beobachtungsvolumen einer Meßsonde eintritt, unterliegt ebenfalls starken zyklischen Schwankungen. In Abbildung 4.4.1-10 sind die Schwankungsbreiten der Schaltzeiten von vertikal zum Muldenboden ausgerichteten optischen Sonden aufgetragen.

4.4.2 Schadstoffbildung

Den Schadstoffemissionen von Verbrennungsmotoren kommt infolge der progressiven Zunahme der Motorisierung eine immer stärkere Bedeutung zu. So trug der Straßenverkehr im Jahre 1992 in Deutschland zu jeweils 56% der gesamten anthropogenen Stickoxid- und Kohlenmonoxidemissionen sowie zu 17% der Kohlendioxid-, 38% der Kohlenwasserstoff- und 6% der Partikel-(Staub-)emissionen bei /10/. Zu Beginn der fünfziger Jahre wurde das Problem der Luftverschmutzung durch den Individualverkehr in Kalifornien erstmals erkannt und in der Folge wurden zunächst in den USA und später in allen anderen Industrieländern die Emissionsgrenzwerte immer weiter verschärft.

Im folgenden werden zunächst die Grundlagen der Schadstoffbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung kurz zusammengefaßt. Anschließend wird ein vereinfachtes Modell zur Beschreibung der im kleinen direkteinspritzenden Dieselmotor besonders kritischen Stickoxid- und Rußemissionen vorgestellt und anhand des Partikel-NO_x-Tradeoffs auf Maßnahmen zur Reduzierung dieser Schadstoffkomponenten eingegangen. Im letzten Abschnitt dieses Kapitels werden dann zeitlich und örtlich hochaufgelöste Untersuchungen zur Rußbildung im Dieseleinspritzstrahl vorgestellt.

4.4.2.1 Grundlagen der Schadstoffbildung

Bei vollständiger Verbrennung eines ausschließlich aus Kohlenstoff und Wasserstoff zusammengesetzten Brennstoffes entstehen die Reaktionsprodukte Kohlendioxid (CO₂) und Wasser (H₂O). Während letzteres als vollkommen unschädlich anzusehen ist trägt das Kohlendioxid zur Erwärmung der Erdatmosphäre über den sogenannten Treibhauseffekt bei. Eine Verminderung der Kohlendioxidemission ist bei Kraftstoffen auf fossiler Basis jedoch ausschließlich über eine Absenkung des Kraftstoffverbrauches und damit eine Steigerung des Wirkungsgrades zu erzielen.

Im dieselmotorischen Abgas finden sich daneben als Produkte unvollständiger Verbrennung Wasserstoff (H₂), Kohlenmonoxid (CO) sowie teilverbrannte oder unvollständig verbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) sowie Ruß. Daneben enthält das Abgas Stickoxide (NO_x) als Oxidationsprodukte des Stickstoffs sowie weitere aus Kraftstoffkomponenten wie Schwefel gebildete Schadstoffe /11/, /12/. Dabei wird Wasserstoff aufgrund seiner Ungiftigkeit allgemein nicht als Schadstoff bezeichnet. Da außerdem die Reaktionsprodukte von Schwefel durch eine zunehmende Absenkung des Schwefelgehaltes im Kraftstoff in letzter Zeit stark reduziert wurden und auch in Zukunft weiter abgesenkt werden, sind bei der dieselmotorischen Verbrennung *Stickoxide*, *Ruß (Partikel)*, *Kohlenmonoxid* und *unverbrannte Kohlenwasserstoffe* als wichtigste Schadstoffkomponenten des Abgases anzusehen, wobei für den Dieselmotor die beiden erstgenannten Komponenten besonders kritisch sind.

Kohlenmonoxid

Kohlenmonoxid ist ein farb- und geruchloses Gas, welches bei Konzentrationen über 0.1% beim Menschen zu akuten Vergiftungserscheinungen und zu innerer Erstickung führt. Es tritt bei der dieselmotorischen Verbrennung im Abgas nur in sehr geringen Konzentrationen auf, die lediglich bei Annäherung an die Vollast stärker ansteigen. Es ist jedoch anzumerken, dass aufgrund der stark inhomogenen Gemischbildung beim Dieselmotor örtlich sehr hohe CO-Konzentrationen auftreten können, die durch den globalen Sauerstoffüberschuß infolge von Nachoxidation noch im Brennraum weitgehend abgebaut werden. Der Grad der Nachoxidation hängt dabei im wesentlichen vom Gesamtluftverhältnis sowie dem Brennverfahren ab.

Kohlenwasserstoffe

Teilverbrannte oder unverbrannte Kohlenwasserstoffe entstehen bei schlechter Gemischbildung in sehr fetten Bereichen sowie in Gebieten, bei denen die Oxidationsreaktionen des Brennstoffes infolge von Abkühlung an kalten Brennraumbereichen nicht mehr schnell genug reagieren können (Quenching). Insgesamt sind die Kohlenwasserstoffemissionen des Dieselmotors auch bei niedrigen globalen Luftverhältnissen, d.h. an der Vollast, gering. Während aliphatische Kohlenwasserstoffe beim Menschen eine narkotische Wirkung und Schleimhautreizungen hervorrufen können, sind aromatische Kohlenwasserstoffe außerdem als zum Teil hoch krebserzeugend einzustufen.

Stickoxide

Unter dem Obergriff „Stickoxide“ werden im allgemeinen die in motorischen Verbrennungsprozessen in nennenswerten Konzentrationen gebildeten Oxidationsprodukte des Stickstoffs NO und NO₂ zusammengefaßt. Beide Schadstoffe wirken im wesentlichen auf die Lungenfunktion, NO₂ kann darüber hinaus u.a. auch zu Herzmuskelschädigungen führen. In der Verbrennungszone ist dabei der NO₂-Anteil im allgemeinen sehr gering, erreicht jedoch im Abgas durch Nachoxidation Werte zwischen 5 und 15%. Hinsichtlich der Stickoxidbildung bei Verbrennungsprozessen wird zwischen der Stickoxidbildung aus dem Stickstoff der Verbrennungsluft („thermische“ und „prompt“ Stickoxide) sowie der Oxidation des Stickstoffs aus dem Kraftstoff unterschieden. Die Bildung von Stickstoffmonoxid aus dem Stickstoff der Verbrennungsluft über den globalen, Reaktionsmechanismus



wird allgemein als thermische Stickoxidbildung bezeichnet. Die direkte Oxidation von N_2 mit O_2 nach dem oben beschriebenen Mechanismus läuft jedoch zu langsam ab, um die Stickoxidemissionen von Verbrennungsprozessen zu beschreiben. Von Zeldovich et al. (1947) wurde daher ein Reaktionsmechanismus, der über freie Sauerstoffatome einen Kettenmechanismus der Form



in Gang setzt, eingeführt. Dieser Reaktionsmechanismus kann durch eine Reaktion von Hydroxylradikalen mit freien Stickstoffatomen gemäß der Form



ergänzt werden, welche insbesondere bei fetter Verbrennung aufgrund erhöhter Radikalkonzentration an Bedeutung gewinnt.

Bei diesem Mechanismus ist insbesondere die Reaktion '1' stark endotherm, weil eine hohe Aktivierungsenergie zum Aufbrechen der $N \equiv N$ Dreifachbindungen notwendig ist /12/, so daß die Stickoxidbildung im Vergleich zur Oxidation des Brennstoffes mit deutlich geringerer Reaktionsgeschwindigkeit abläuft und außerdem stark temperaturabhängig ist. Die Gleichgewichtskonzentration von NO erreicht aus diesem Grund bei hohen Temperaturen nahe dem stöchiometrischen Luftverhältnis ihren Maximalwert und fällt bei davon abweichenden Randbedingungen stark ab. In Abbildung 4.4.2-1 ist der Einfluß des mittleren Luftverhältnisses sowie der Mischungsgüte auf die mittlere Stickoxidbildungsrate dargestellt. Bei idealer Mischung ($S=0$) erreicht die Stickoxidbildungsrate bei $F' = 1.0$ ein ausgeprägtes Maximum, welches mit der dabei auftretenden höchsten adiabaten Verbrennungstemperatur korreliert. Eine ungleichmäßigere Gemischbildung reduziert die Stickoxidbildungsrate, jedoch tritt dabei eine Stickoxidbildung in weiteren Bereichen des mittleren Luftverhältnisses auf.

Neben dem oben beschriebenen Reaktionsmechanismus können Stickoxide aus dem Stickstoff der Verbrennungsluft auch über einen weiteren Mechanismus, der zuerst von Fenimore (1971) beschrieben wurde und als „Prompt“-Stickoxidbildung bezeichnet wird, gebildet werden. Unter sehr brennstoffreichen Bedingungen können aus dem Brennstoff gebildete CH-Radikale eine genügend hohe Konzentration erreichen, so daß die Reaktion



unmittelbar in der Verbrennungszone einen nennenswerten Beitrag zur Aufspaltung der $N \equiv N$ Dreifachbindungen leistet. Aufgrund der sehr kurzen Verweilzeit der potentiellen Reaktionspartner in der Flammenfront kann dieser Bildungsmechanismus gegenüber der thermischen Stickoxidbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung vernachlässigt werden /12/.

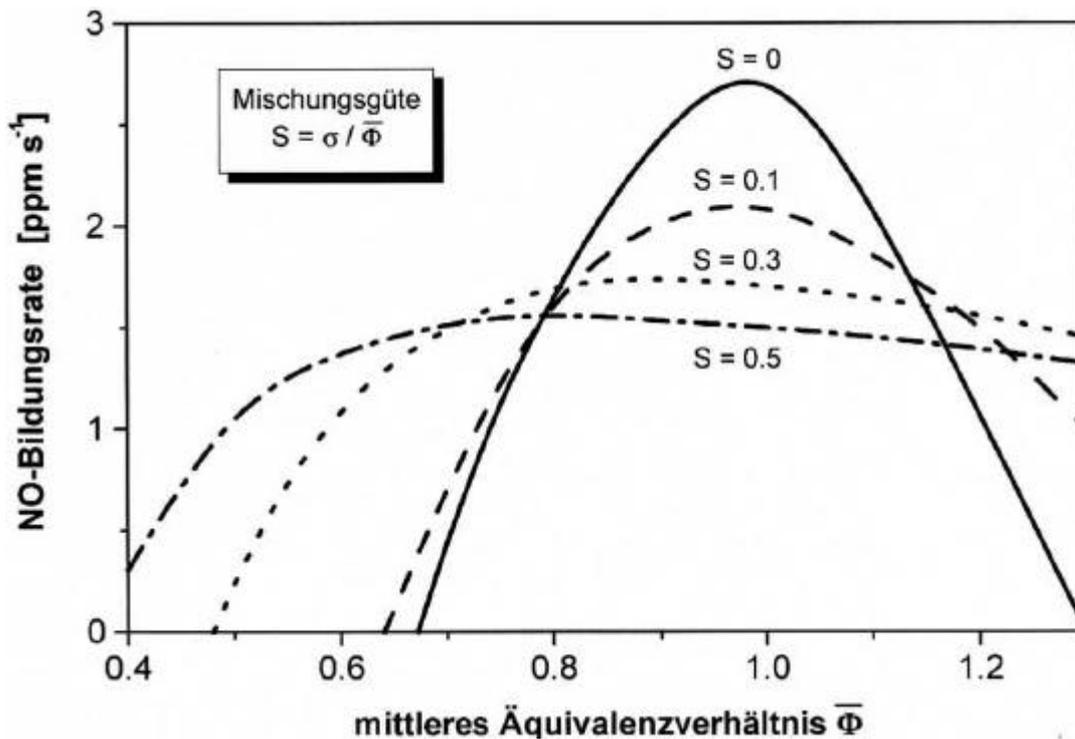


Abbildung 4.4.2-1 Einfluß des mittleren Luftverhältnisses sowie der Mischungsgüte auf die Stickoxidbildungsrate bei adiabater Verbrennung von Kerosin ($CH_{1,8}$) /12/

Der Bildung von Stickoxiden aus dem im Brennstoff enthaltenen Stickstoff kommt in kleinen und mittleren Dieselmotoren bei Verwendung eines handelsüblichen Kraftstoffes mit einem Stickstoffmassenanteil von unter 0.01% selbst bei angenommener vollständiger Umsetzung zu Stickstoffmonoxid nur eine sehr geringe Bedeutung zu. Prinzipiell findet die Bildung von Stickoxiden aus dem im Brennstoff enthaltenen Stickstoff über die Bildung von Zyaniden (HCN) in der Verbrennungszone statt, wobei der Reaktionsmechanismus nur schwach temperaturabhängig und stark vom Verbrennungsluftverhältnis abhängig ist /12/.

Ruß

Im Abgas von Dieselmotoren emittierte Partikel bestehen im wesentlichen aus Agglomeraten annähernd sphärischer Rußpartikel mit angelagerten Kohlenwasserstoffen, Sulfaten sowie festen Rückständen aus Kraftstoff und Schmieröl. Sie weisen im Inne-

ren unregelmäßig verteilte Bereiche mit graphitähnlicher Struktur auf, während die Kohlenstoffstruktur an der Oberfläche weitgehend der Oberflächenform folgt /12/. Rußpartikel weisen eine hohe spezifische Oberfläche von 100 - 500 m²/g auf /13/. Die Wirkung von Rußpartikeln auf den Menschen ist heute noch nicht geklärt. Neben einer schädigenden Wirkung der lungengängigen Partikel selbst (analog zu anderen Feinstäuben) wird auch eine kanzerogene Wirkung ausschließlich über die angelagerten polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe diskutiert. Neueste Forschungsergebnisse deuten außerdem auf eine Wirkungsschwelle der Rußkonzentration im Hinblick auf die Tumorbildung hin. Desweiteren wird vielfach ein rattenspezifischer Effekt bei der kanzerogenen Wirkung von Rußpartikeln angenommen /14/, /15/.

Die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen führt zur Rußbildung, wenn der Kraftstoff entweder unter brennstoffreichen Bedingungen verbrennt oder Pyrolyseprozesse im Kraftstoff stattfinden. Dabei werden Kohlenwasserstoffe in der Größenordnung von 10 Kohlenstoffatomen mit einem H/C-Verhältnis von ca. 2.0 in der Zeitskala von Millisekunden in Partikel der Größenordnung 10⁶ Kohlenstoffatome mit einem H/C-Verhältnis < 0.1 umgesetzt. Der Prozeß der Rußentstehung wird allgemein in die Teilprozesse *Teilchenneubildung*, *Oberflächenwachstum*, *Koagulation*, *Agglomeration* und *Rußoxidation* unterteilt, welche zum Teil simultan während der Verbrennung ablaufen /16/, /17/, /18/, /19/, /20/.

Obwohl die Teilchenneubildung nur einen vernachlässigbaren Anteil an der gesamten Rußbildung ausmacht, kommt ihr dennoch eine wichtige Rolle im Hinblick auf die gesamte gebildete Rußmenge zu, weil sie die Primärpartikel für das nachfolgende Oberflächenwachstum liefert. Dabei werden durch Oxidationsprozesse sowie thermische und/oder oxidative Pyrolyse unter sauerstoffarmen Bedingungen die Brennstoffmoleküle unter Abspaltung von Wasserstoff zu Azethylen (Ethin, C₂H₂) abgebaut. Diese Reaktionen sind endotherm und damit stark temperaturabhängig. Über die Bildung von Polyazethylenen führt ein Ringschluß schließlich zur Bildung aromatischer Strukturen. Das Wachstum dieser polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe durch einen H-Abstraktions/C₂H₂-Additionsmechanismus führt schließlich zur Bildung erster Nuklei.

Oberflächenwachstum erfolgt über Reaktionen der Primärpartikel mit der Gasphase, die wiederum durch einen H-Abstraktions/C₂H₂-Additionsmechanismus beschrieben werden können. Über das Oberflächenwachstum wird der größte Anteil (ca. 95%) der Rußmenge gebildet, wobei die Partikelgröße und -masse zunehmen, das H/C-Verhältnis weiter abnimmt und die Teilchenanzahl konstant bleibt. Oberflächenwachstum ist bei niedrigeren Temperaturen und geringeren Kohlenwasserstoffkonzentrationen

als für die Teilchenneubildung erforderlich möglich, so daß hierfür in technischen Verbrennungsprozessen i.a. genügend Zeit zur Verfügung steht.

Koagulation bezeichnet das Größenwachstum von Rußpartikeln durch Teilchenkollision und hat einen dominierenden Einfluß auf die Größenverteilung. Dabei nimmt die Teilchenanzahl ab und die Rußmasse bleibt konstant. Bei fortschreitendem Oberflächenwachstum führt die Teilchenkoagulation zur Bildung nahezu sphärischer Partikel mit einem Durchmesser von ca. 30 nm.

Nimmt das Oberflächenwachstum aufgrund einer Abnahme des Kohlenwasserstoffgehaltes in der Gasphase oder der Reaktivität der Rußpartikel ab, so werden kettenförmige Rußaggregate gebildet, die sich auch im Abgas von Dieselmotoren finden.

Simultan zu den oben beschriebenen Rußbildungsvorgängen werden in sauerstoffreichen Gebieten Rußvorläufer sowie die Rußpartikel selbst verbrannt (oxidiert). Dieser Prozeß ist mit einer starken Wärmestrahlung verbunden und hat zur Folge, daß die Rußemission technischer Verbrennungsprozesse deutlich geringer als die während der Verbrennung maximal auftretenden Rußkonzentrationen sein können. Die Oxidationsrate nimmt dabei mit zunehmender Temperatur sowie steigendem Sauerstoffpartialdruck zu; die Zeitdauer für die Oxidation eines Rußpartikels hängt außerdem stark von dessen Größe bzw. Oberfläche ab.

Die Rußbildung wird stark von den Parametern lokales Luftverhältnis, Temperatur, Druck und Kraftstoffstruktur bestimmt. Auf diese Abhängigkeiten soll im weiteren anhand von Untersuchungen in Flammen näher eingegangen werden.

Aus thermodynamischen Überlegungen ergibt sich bei Oxidation des Brennstoffes zu den Reaktionsprodukten Kohlenmonoxid und Wasserstoff ein theoretisch niedrigstes C/O-Verhältnis von '1', unterhalb dem kein Ruß gebildet wird. In der Praxis wird Rußbildung jedoch schon für deutlich geringere C/O-Verhältnisse (d.h. größere Luftverhältnisse I) beobachtet, weil die oben genannten Reaktionsprodukte durch Angriff von OH-Radikalen zu den stabilen Komponenten Kohlendioxid und Wasser reagieren.

Abbildung 4.4.2-2 zeigt die Abhängigkeit des Rußvolumenbruchs einer vorgemischten C_2H_4 -Flamme von den Parametern Luftverhältnis und Temperatur. Es wird deutlich, daß schon für Luftverhältnisse deutlich unter $I = 1$ mit einer signifikanten Rußbildung im gesamten Temperaturbereich zu rechnen ist. Bei einer Absenkung des Luftverhältnisses unter den kritischen Wert nimmt die gebildete Rußmenge deutlich zu, was im wesentlichen auf eine Abnahme der OH-Radikalkonzentration und damit eine ver-

schlechtere Oxidation von Rußvorläufern zurückgeführt werden kann. Sowohl die Temperaturabhängigkeit des sogenannten kritischen Luftverhältnisses (unterhalb dem mit Rußbildung zu rechnen ist) als auch der gebildeten Rußmenge (Rußvolumenendbruch f_v^∞) weisen eine typische Glockenkurvenform auf. Während bei niedrigen Temperaturen nicht ausreichend Radikale für die Rußbildung zur Verfügung stehen (Bei Temperaturen unterhalb von 1350 K tritt keine signifikante Rußbildung mehr auf), wirkt bei hohen Temperaturen die verstärkte Oxidation von Rußvorläufern den verbesserten Pyrolysebedingungen entgegen (es können brennstoffreichere Gemische ohne bzw. mit nur geringer Rußbildung verbrannt werden).

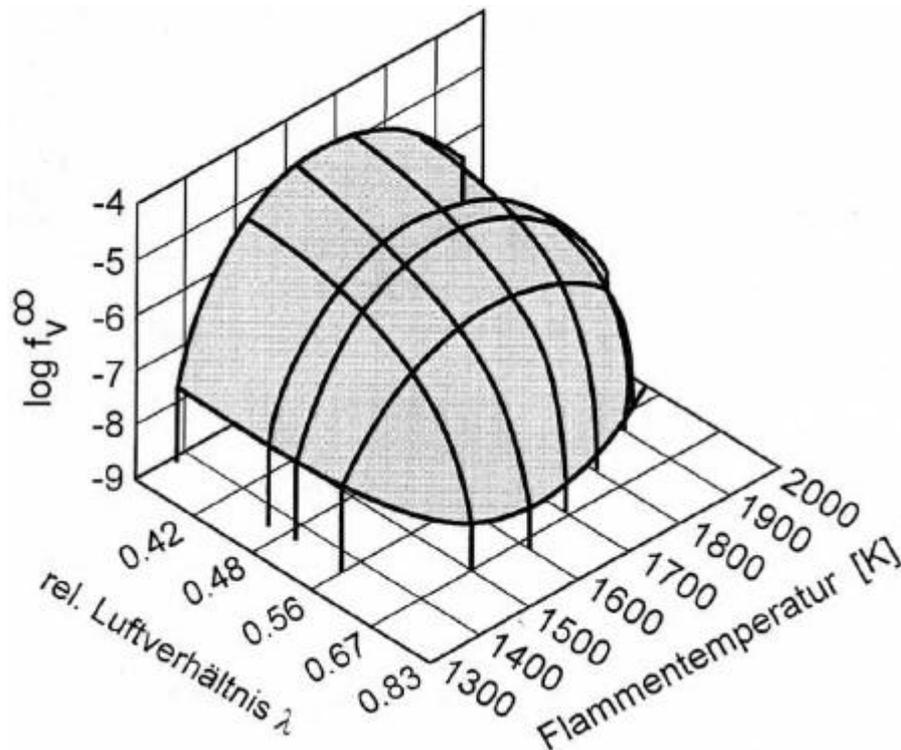


Abbildung 4.4.2-2 Abhängigkeit der Rußbildung vom relativen Luftverhältnis und von der Temperatur, C_2H_4 -Flamme, $p = 10$ bar /21/

Mit steigendem Druck wird das kritische Luftverhältnis zunehmend ins Magere verschoben, wobei der Druckeinfluß mit zunehmender Temperatur abnimmt (Abbildung 4.4.2-3). Tendenziell nimmt die Rußbildung in vorgemischten Flammen /21/, /22/ sowie im Stoßwellenrohr /23/ mit steigendem Druck zu. Dabei muß bezüglich der gebildeten Rußmenge zwischen einem Druckbereich zwischen 1 und 10 bar, in dem der Rußertrag annähernd linear mit dem Druck zunimmt, sowie Drücken über 10 bar mit vom Druck unabhängiger gebildeter Rußmenge unterschieden werden.

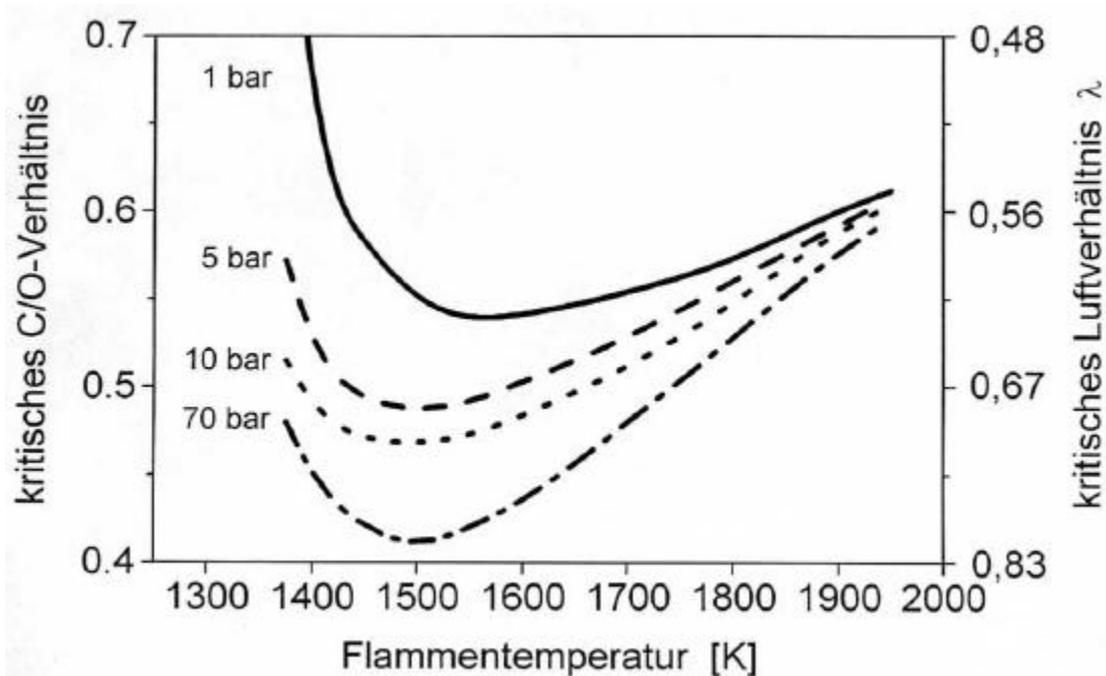


Abbildung 4.4.2-3 Druckeinfluß auf die Rußbildung in vorgemischten C_2H_4 -Flammen /22/

Bezüglich des Einflusses der Kraftstoffstruktur auf die Rußbildung finden sich in der Literatur zum Teil große Widersprüche. Hier muß insbesondere zwischen vorgemischter Verbrennung und Diffusionsverbrennung unterschieden werden. Während bei vorgemischter Verbrennung für eine konstante Flammentemperatur die Kraftstoffstruktur für die Rußbildung keine Rolle spielt und diese nur von der Anzahl der C-C-Bindungen im Kraftstoff abhängt /16/, kommt der Kraftstoffstruktur in Diffusionsflammen eine große Bedeutung zu /16/, /17/. Hier bestimmen nahezu ausschließlich die Pyrolyserate und -mechanismen die Rußbildung, so daß Kraftstoffe mit gleichen Pyrolysemechanismen eine ähnliche Tendenz zur Rußbildung zeigen. Tendenziell zeigen aromatische Kohlenwasserstoffe im Vergleich zu aliphatischen Kohlenwasserstoffen bei diffusionsgesteuerter Verbrennung eine stärkere Rußbildung.

4.4.2.2 Ruß- und Stickoxidbildung im direkteinspritzenden Dieselmotor

Eine Minderung der Schadstoffemissionen bei der dieselmotorischen Verbrennung kann zum einen durch innermotorische Maßnahmen wie Optimierung von Einspritzbeginn, Abgasrückführrate, Einspritzrate etc. und zum anderen durch Abgasnachbehandlungssysteme wie Oxidationskatalysatoren, Rußfilter oder eine selektive katalytische Reaktion (SCR) erreicht werden. Während auf innermotorische Maßnahmen im weiteren noch näher eingegangen wird, war die Abgasnachbehandlung nicht Thema der hier durchgeführten Untersuchungen.

Im Hinblick auf die Schadstoffbildung im Dieselmotor lassen sich drei Phasen der Verbrennung unterscheiden /18/, /24/, /25/:

- In der ersten Phase verbrennt der während des Zündverzugs aufbereitete Kraftstoff als weitgehend gasförmige, geschichtete Gemischwolke, in der sowohl fette als auch magere Bereiche vorliegen (siehe Kapitel 4.2). Die schnelle Verdampfung sehr kleiner Kraftstofftropfen führt zu einer Abnahme des Luftverhältnisses im Strahl nach Einsetzen der Selbstzündung. Diese erste Phase der Verbrennung kann in guter Näherung als vorgemischte Verbrennung betrachtet werden.
- Die Verbrennung in der zweiten Phase findet in partiell vorgemischten Diffusionsflammen statt, wobei der eingespritzte Kraftstoff mit Luft und Verbrennungsgas unterschiedlicher Zusammensetzung vermischt wird. In brennstoffarmen Bereichen kann Ruß oxidiert werden.
- Durch Abmagerung infolge weiterer Mischung oxidiert in der dritten Verbrennungsphase der größte Teil des zuvor gebildeten Rußes wieder.

In Abbildung 4.4.2-4 sind diese Vorgänge im Hinblick auf die Ruß- und Stickoxidbildung schematisch für die Einspritzung von Dieselmotorkraftstoff ($T = 150\text{ °C}$) in Luft ($T = 550\text{ °C}$, $p = 50\text{ bar}$) dargestellt /25/, /26/. Hierzu sind zunächst die örtlichen Temperaturen des Kraftstoff-Luft-Gemisches sowie der Verbrennungsprodukte, die sich aufgrund von Kraftstoffverdampfung, Mischung sowie einer vollständigen, adiabaten Verbrennung einstellen, als Funktion des Luftverhältnisses dargestellt. Zusätzlich sind der aus vorgemischten C_2H_4 -Flammen bei einem Druck von 70 bar ermittelte Rußbildungsbereich (siehe Kapitel 4.4.2.1) sowie Kurven konstanter Stickoxidemissionen dargestellt. Es wird deutlich, daß bei der Verbrennung von Kraftstoff-Luft-Gemischen mit $I < 0.5$ in jedem Fall mit Rußbildung zu rechnen ist, während die Verbrennung von Gemischen mit $0.5 < I < 0.8$ nur bei Wärmeverlusten (z.B. durch Abkühlung an der Brennraumwand oder durch nicht ideale Verbrennung) in das Rußgebiet führt. Für Luftverhältnisse $I > 0.9$ tritt hingegen eine signifikante Stickoxidbildung auf, so daß auf Grundlage dieser vereinfachten Betrachtungsweise bei der dieselmotorischen Verbrennung Luftverhältnisse im Bereich $0.8 < I < 0.9$ anzustreben sind.

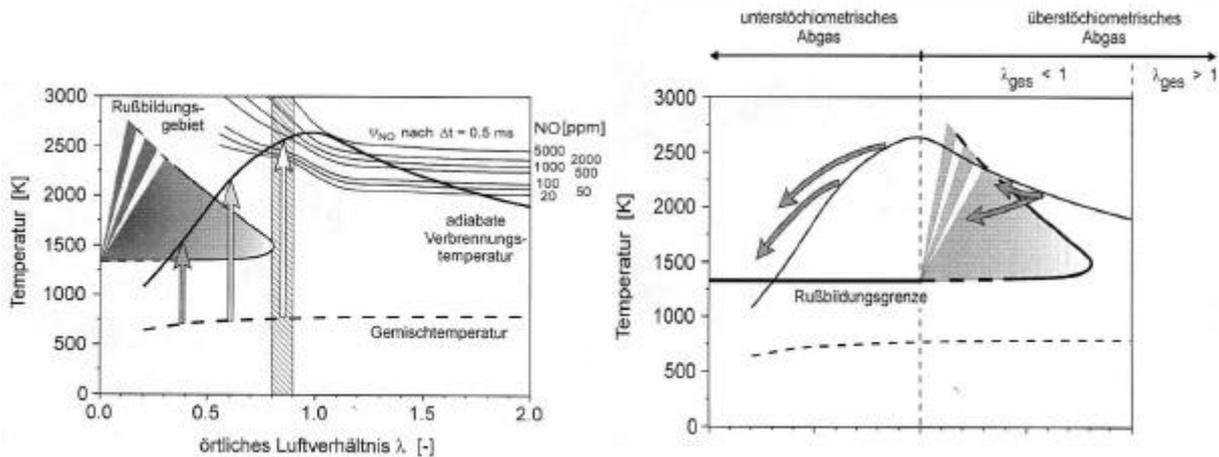


Abbildung 4.4.2-4 Primäre und sekundäre Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung

Im unteren Teil von Abbildung 4.4.2-4 sind die sich durch lokale Kraftstoff/Abgas-Mischung einstellenden Zustände dem Rußbildungsgebiet gegenübergestellt. Bei der Einspritzung in unterstöchiometrisches Abgas (d.h. Abgas, das bei der Verbrennung eines Kraftstoff/Luft-Gemisches mit $I < 1$ gebildet wurde) ist dieses nach [27] als inert anzusehen und die Gemischtemperatur nimmt infolge von Mischung sowie der Kraftstoffverdampfung ab. Hierbei werden nahezu immer Zustände mit Temperaturen > 1350 K erreicht, so daß mit starker Rußbildung durch Pyrolyse gerechnet werden muß. Die Einspritzung in überstöchiometrisches Abgas mit $I_{ges} < 1$ kann durch die Überlagerung von Kraftstoffverdampfung, Mischung und Reaktion des Kraftstoffes mit dem freien Sauerstoff sowie CO_2 -Dissoziation sowohl zu einer Temperaturerhöhung als auch zu einer Gemischabkühlung führen. Dabei werden in den meisten Fällen Gemischzustände erreicht, für die aufgrund der hohen Temperaturen Rußbildung zu erwarten ist. Erst die Einspritzung in überstöchiometrisches Abgas mit $I_{ges} > 1$ ermöglicht eine vollständige Verbrennung und damit die Vermeidung sekundärer Rußbildung.

Eine Verminderung der primären Rußbildung ist nach dieser Betrachtungsweise aufgrund der gegenläufigen Abhängigkeit der Ruß- und Stickoxidbildung vom Luftverhältnis nur eingeschränkt möglich. Neben der Vermeidung von sekundärer Rußbildung (z.B. durch hohe Einspritzraten und ein abruptes Einspritzende) kommt daher nach heutigem Kenntnisstand der Rußoxidation im Brennraum eine wesentliche Bedeutung im Hinblick auf die Rußemission bei der dieselmotorischen Verbrennung zu. Hierfür ist eine Optimierung der Mischungsrate, d.h. eine starke Einbringung von Frischluft bei hohen Temperaturen und eine verminderte Einbringung von Luft in der weiteren Expansionsphase notwendig, um die lokalen Temperaturen im für die Rußoxidation günstigen Bereich zu halten.

4.4.2.3 Partikel-Stickoxid-Tradeoff

Maßnahmen hinsichtlich einer Reduzierung der Stickoxid- und Partikelemission wirken im Dieselmotor meist gegeneinander. Zur Erfüllung heute gültiger oder zukünftiger Emissionsgrenzwerte ist jedoch eine Reduzierung sowohl der Stickoxid- als auch der Partikelemissionen unerlässlich, so daß sich hier ein Zielkonflikt ergibt. Aus diesem Grund werden beide Emissionen häufig als sogenannter „Tradeoff“ dargestellt und anhand dieser Darstellung die Auswirkungen einzelner Parametervariationen beurteilt.

Die maximalen lokalen Stickoxidkonzentrationen treten im Brennraum von Dieselmotoren immer korreliert mit Luftverhältnissen um $I = 1.0$ auf /28/ (Abbildung 4.4.2-4), weil hier bei der Verbrennung die höchsten Temperaturen erreicht werden. Eine Reduktion der Stickoxidemission kann aufgrund der starken Temperaturabhängigkeit primär durch eine Absenkung der Verbrennungstemperatur (z.B. durch Verlagerung der Einspritzung in Richtung „spät“ oder eine Abgasrückführung) erreicht werden, wobei in der Praxis beide Maßnahmen meist kombiniert werden /29/, /30/, /31/, /32/. Abbildung 4.4.2-5 zeigt hierzu den Partikel-NO_x-Tradeoff eines kleinen direkteinspritzenden 2-Ventil-Dieselmotors für eine Variation des Spritzbeginns sowie der Abgasrückführrate für einen optimalen Spritzbeginn. Im unteren Teil des Diagramms ist zusätzlich der zugehörige spezifische Kraftstoffverbrauch dargestellt.

Mit späterem Spritzbeginn wird - ausgehend von einem wirkungsgradoptimalen Betriebspunkt - die Verbrennung zunehmend in die Expansionsphase verlagert, so daß aufgrund einer Abnahme der Spitzendrücke und -temperaturen die Stickoxidemissionen vermindert werden. Dabei nehmen jedoch die Partikelemission infolge einer kürzeren Vormischphase, einer stärkeren sekundären Rußbildung sowie der verminderten Temperaturen und verkürzten Zeitdauer für die Rußoxidation ebenso wie der Wirkungsgrad und damit der Brennstoffverbrauch zu. Diese Zunahme erfolgt mit späterem Spritzbeginn zunächst moderat; für sehr späte Spritzbeginne steigen die Werte mit weiter abnehmender NO_x-Emission jedoch sehr steil an, so daß eine weitere Reduzierung der NO_x-Emission über eine Variation des Spritzbeginnes nicht mehr sinnvoll ist.

Die Abgasrückführung ist ein weiteres wirksames Mittel zur Reduzierung der Stickoxidemissionen. Wird ausgehend vom optimalen Spritzbeginn im Partikel-NO_x-Tradeoff bei konstantem Spritzbeginn die Abgasrückführrate variiert, so läßt sich eine weitere deutliche Reduzierung der Stickoxidemissionen bei nur mäßigem Anstieg der Partikelemission sowie des Brennstoffverbrauches erzielen. Für sehr hohe Abgasrückführraten steigt jedoch auch hier die Partikelemission bei weiterer Abnahme der

NO_x-Emission sehr steil an, so daß eine weitere Erhöhung der Abgasrückführrate nicht mehr sinnvoll ist. Dieses Verhalten kann zum einen auf eine verminderte volumetrische Emission infolge veränderter stofflicher Zusammensetzung der Zylinderladung und damit vermindelter Verbrennungstemperaturen zurückgeführt werden. Zum anderen verringert sich mit zunehmender Abgasrückführrate auch der Abgasmassenstrom, so daß sich zusätzlich eine Verminderung der leistungsspezifischen NO_x-Emissionen ergibt. Im Gegensatz dazu bewirken die Abnahme der Sauerstoffkonzentration in der Verbrennungsluft sowie eine verschleppte Verbrennung jedoch im allgemeinen eine verstärkte Rußbildung.

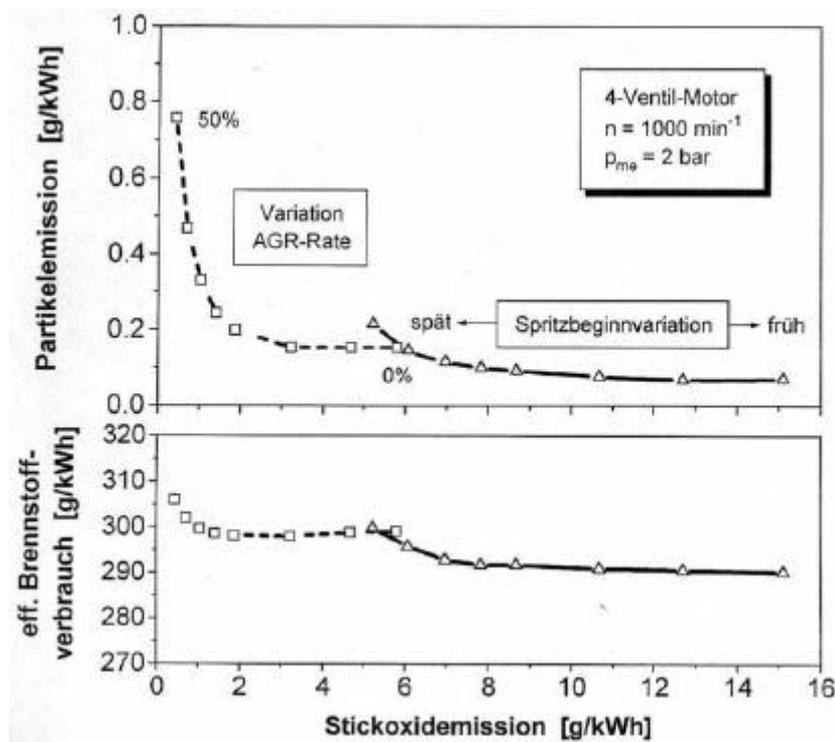


Abbildung 4.4.2-5 Partikel-Stickoxid-Zielkonflikt bei Variation des Einspritzbeginns sowie der Abgasrückführrate

Weitere Verbesserungen des Partikel-Stickoxid-Konfliktes ohne oder nur mit geringer Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs können durch folgende motorische Maßnahmen erreicht werden (Abbildung 4.4.2-6):

- Optimierung der Aufladung,
- Schadraumminimierung,
- dynamische Optimierung der Abgasrückführung,
- 4-Ventiltechnik mit zentraler Düsen- und Muldenposition und variabler Anpassung des Einlaßdralls /29/

- Übergang auf hydraulisch leistungsstärkere, elektronisch geregelte Einspritzsysteme (konventionelle Systeme mit piezoelektrischen Stellern /33/ oder Common-Rail-Systeme) mit variabler Formung des Einspritzverlaufs sowie Steuerung der Voreinspritzung /34/, /35/.
- Einsatz modernster Abgasnachbehandlungssysteme (Partikelfilter, LeanNO_x-Katalysator)

Daneben kann auch eine gezielte weitere Verbesserung der Kraftstoffqualität zur Minderung der Schadstoffemissionen beitragen. Es wird deutlich, daß die Einhaltung zukünftiger, extrem niedriger Emissionsgrenzwerte nur durch Kombination einer Vielzahl von Maßnahmen möglich ist.

Desweiteren sind hierzu grundlegende Untersuchungen der Rußbildung im Dieseleinspritzstrahl unerlässlich, wie sie im folgenden Kapitel dargestellt werden.

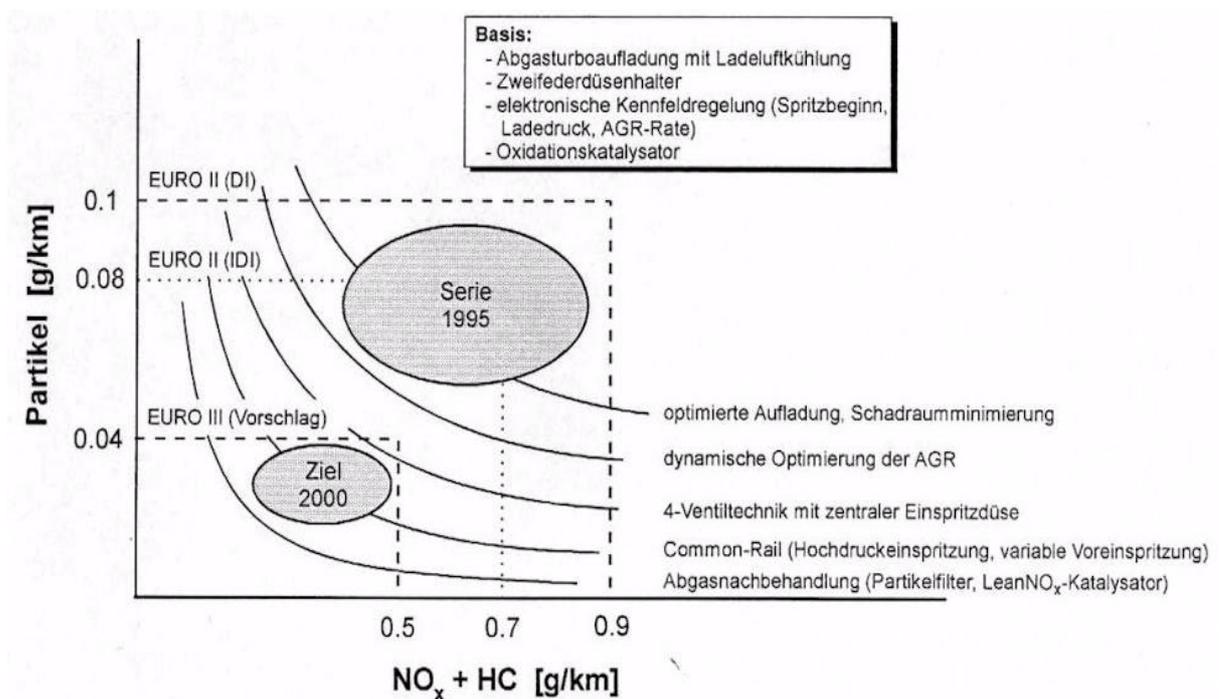


Abbildung 4.4.2-6 Maßnahmen zur Verbesserung des Partikel-NO_x-Zielkonfliktes bei kleinen direkteinspritzenden Dieselmotoren

4.4.2.4 Örtlich und zeitlich aufgelöste Rußbildung und Rußoxidation im Dieseleinspritzstrahl

Im folgenden werden Untersuchungen zur Rußbildung im Dieseleinspritzstrahl in der Druckkammer insbesondere mit Hilfe der in Kapitel 6 beschriebenen 1-dimensionalen Lichtextinktionsmeßtechnik dargestellt. Die Ergebnisse geben die über eine Vielzahl von Einspritzungen gemittelten Rußbildungs- und Rußoxidationsvorgänge wieder und

können insbesondere zur Beurteilung von Parametervariationen herangezogen werden. Ergänzende Untersuchungen der Rußverteilung im Einspritzstrahl für Einzelzyklen wurden außerdem mit Hilfe der ebenfalls in Kapitel 6 beschriebenen 2-dimensionalen Lichtextinktionsmeßtechnik durchgeführt.

Zu jeder Randbedingung wurden 1-dimensionale Lichtextinktionsmessungen matrixförmig im Einspritzstrahl durchgeführt und jeweils 64 Einzelzyklen für jeden Meßort gemittelt. Auf der Strahlachse wurde der Meßort in Schritten von 5 mm zwischen 25 mm (näher zur Einspritzdüse überwiegt i.a. das Extinktionssignal durch flüssigen Kraftstoff) und 80 mm (Begrenzung durch die Geometrie der Quarzglasscheiben) variiert. Alle 10 mm wurde ferner der Abstand zur Strahlachse in Schritten von 2 mm so lange verändert, bis kein Lichtextinktionssignal mehr meßbar ist. Hieraus ergibt sich eine Gesamtzahl von 30 bis 40 Meßpunkten im Einspritzstrahl, so daß den Ergebnissen der im folgenden präsentierten Parametervariationen jeweils eine Anzahl von rund 2000-2500 untersuchten Einzelzyklen zugrunde liegt. Dabei wurde jeweils nur eine Hälfte des Einspritzstrahls vermessen, weil nach /36/ Abweichungen der Gemischbildung von der Rotationssymmetrie für den über mehr als 50 Einzelzyklen gemittelten Strahl vernachlässigbar sind. Die Rotationssymmetrie der mittleren Rußverteilung im Einspritzstrahl wurde anhand exemplarischer Messungen überprüft.

Als Standardbetriebspunkt wurden für diese Untersuchungen die in Tabelle 4.4.2-1 aufgeführten Randbedingungen gewählt. Hierfür ergeben sich bei einer Einspritzdauer von rund 1.36 ms ein maximaler Einspritzdruck von 400 bar sowie ein mittlerer Zündverzug von 1.09 ms. Die wichtigsten physikalischen Eigenschaften des standardmäßig verwendeten Dieselmotorkraftstoffes sind in Tabelle 4.4.2-3 aufgeführt.

Tabelle 4.4.2-1 Randbedingungen des Standardbetriebspunktes

Lufttemperatur	550 °C
Luftdruck	50 bar
eingespritzte Kraftstoffmenge / Zyklus	7 mm ³
Pumpendrehzahl	1000 min ⁻¹
Düsenöffnungsdruck	250 bar
Düsengeometrie	1 * 0.2 mm, 0.8 mm Lochlänge
Kraftstoff	Diesel

Der zeitliche Verlauf der aus der Lichtabschwächung berechneten Rußmassenkonzentrationen - gemittelt über jeweils 64 Einzelzyklen - ist in Abbildung 4.4.2-7 für unterschiedliche Abstände zur Einspritzdüse auf der Strahlachse dargestellt. Ein steiler Anstieg der Rußkonzentration auf einen Maximalwert und ein - insbesondere für

große Abstände zur Einspritzdüse - etwas schwächerer Abfall zu späteren Zeiten ist typisch für alle Meßorte im Strahl. Dabei nimmt die maximale Rußkonzentration zunächst bis auf einen Wert von rund 75 g/m^3 40 mm unter der Düse zu und fällt mit zunehmendem Abstand von der Einspritzdüse anschließend deutlich ab, wobei der zeitliche Abstand zwischen den maximalen Rußkonzentrationen an den einzelnen Meßorten immer größer wird. Dieser Verlauf der Rußkonzentrationen korreliert - wie in /26/ gezeigt - gut mit dem Eigenleuchten der Verbrennung.

Dieser Verlauf der Rußkonzentrationen im Strahl, der charakteristisch für alle untersuchten Randbedingungen ist, kann durch die Überlagerung von Rußbildungs- und Rußoxidationsvorgängen im Strahl, Transportvorgängen in Richtung der Strahlachse sowie Verdünnungsvorgängen durch Expansion des Einspritzstrahls mit zunehmender Zeit erklärt werden. Aus diesem Grund sind zur isolierten Betrachtung der Rußbildung und Rußoxidation im Einspritzstrahl zusätzliche Informationen sowie andere Darstellungsformen der Ergebnisse notwendig.

Abbildung 4.4.2-8 zeigt den zeitlichen Verlauf der Rußmassenkonzentration für unterschiedliche radiale Meßorte im Strahl 40 mm unter der Einspritzdüse. Die maximale Rußkonzentration wird auf der Strahlachse gemessen und mit zunehmendem Abstand nehmen sowohl die Rußkonzentrationen als auch die Zeitdauer, in der signifikante Rußkonzentrationen gemessen werden, ab. Die Maxima der Verläufe verschieben sich dabei zu etwas späteren Zeiten.

Die Rußkonzentrationsverläufe für unterschiedliche Abstände zur Einspritzdüse und zur Strahlachse lassen sich anschaulich in Bildern der Rußverteilung im gesamten Einspritzstrahl zu verschiedenen Zeiten nach Einspritzbeginn zusammenfassen (Abbildung 4.4.2-9). Aus dieser Darstellung wird insbesondere die schnelle Zunahme der Rußmenge in Bereichen mit hohem Kraftstoffanteil nahe der Einspritzdüse unmittelbar nach Beginn der Selbstzündung bis 2.0 ms nach Einspritzbeginn durch das Überwiegen von Rußbildungsprozessen deutlich, während zu späteren Zeiten die Rußoxidation durch zunehmenden Lufteintrag in den Strahl überwiegt und die Rußmenge wieder deutlich abnimmt. Diese Vorgänge werden vom Transport des Gebietes hoher Rußkonzentration in Richtung der Strahlachse sowie von Verdünnungsvorgängen überlagert.

Hohe Rußkonzentrationen treten damit in einem Bereich auf, in dem das örtliche Luftverhältnis schon für niedrigsiedende Einkomponentenkraftstoffe Werte von $I < 0.8$ aufweist (siehe Kapitel 4.2), so daß aufgrund der theoretischen Betrachtungen in Kapitel 4.4.2.1 eine Rußbildung zu erwarten ist. Die Ergebnisse stimmen qualitativ gut mit den in /37/, /38/, /39/ präsentierten Ergebnissen überein und stehen im Gegensatz

zu anderen, mit Hilfe anderer optischer Meßverfahren ermittelten Ergebnissen, wo Ruß vielfach nur an der Strahlperipherie /40/, /41/ bzw. im Bereich der Strahlspitze /42/ gemessen wird. Diese Unterschiede lassen sich jedoch durch Fehler von Lichtextinktion des einfallenden Laserlichtes und des Meßsignals bei Streulichtverfahren und laserinduzierter Rußstrahlung sowie die in /43/, /44/ beschriebene Problematik der Sichtbarmachung von Dichtegradienten bei 2-dimensionalen Verfahren erklären. Die aus den Lichtextinktionsmessungen berechneten Rußmassenkonzentrationen stimmen größenordnungsmäßig gut mit den in /28/ und /45/ mit Hilfe der lokalen Gasentnahme bzw. 2-Farben-Spektroskopie in direkteinspritzenden Dieselmotoren gemessenen Werten überein.

Die quantitative Verteilung der gesamten Rußmasse im Einspritzstrahl als Funktion der Zeit kann durch Integration der Rußmassenkonzentrationen gemäß Kapitel 6 über den Strahlbereich ermittelt werden. Eine Betrachtung der Rußmasse in den einzelnen Ebenen (Abbildung 4.4.2-10), welche neben den Konzentrationen auch die radiale Ausdehnung des Rußgebietes berücksichtigt, zeigt, daß die größte Rußmenge im Einspritzstrahl im Bereich 50-60 mm unter der Einspritzdüse auftritt. Dies läßt sich trotz der geringeren Rußkonzentrationen im Vergleich zur Ebene 40 mm durch die größere radiale Ausdehnung erklären. Die gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl (Abbildung 4.4.2-11) steigt unmittelbar nach dem mittleren Zündverzug steil an und erreicht ca. 2 ms nach Einspritzbeginn einen maximalen Wert von 150 µg, was einem Anteil von rund 2.5% der eingespritzten Kraftstoffmenge entspricht. Bei mittlerer Drehzahl werden im Abgas von modernen kleinen direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotoren rund 2% dieses Wertes gemessen. 5 ms nach Beginn der Einspritzung ist mit rund 96% der weitaus größte Teil der gebildeten Rußmasse wieder oxidiert. Bezüglich des weiteren Abfalls der Rußmasse im Strahl ist hier zu beachten, daß zu noch späteren Zeiten das Rußgebiet sehr stark verdünnt wird und die Konzentrationen damit in einigen Bereichen unter der Empfindlichkeitsgrenze der Meßtechnik liegen, so daß die angegebenen Werte der gesamten Rußmasse zu sehr späten Zeiten als untere Grenze zu betrachten sind. Im Vergleich zum Motor ist außerdem ein sehr hoher Luftüberschuß in der Meßsektion des Versuchsträgers vorhanden, so daß eine vollständigere Rußoxidation möglich ist. Aus dem Verlauf der Rußmasse läßt sich eine maximale Rußbildungsrate von rund 275 µg/ms sowie eine maximale Rußoxidationsrate von rund 100 µg/ms ableiten.

Die oben präsentierten Ergebnisse der nacheinander an über 30 Meßpositionen gemessenen und über jeweils 64 Einspritzzyklen gemittelten Rußbildungs- und Rußoxidationsvorgänge werden durch Ergebnisse von Einzelzyklen, die mit Hilfe der 2-dimensionalen Lichtextinktionsmeßtechnik gewonnen wurden, bestätigt. Hierzu ist in Abbildung 4.4.2-12 exemplarisch die 2-dimensionale Lichtextinktion im Einspritz-

strahl qualitativ für unterschiedliche Zeiten nach Einspritzbeginn dargestellt. Unterschiedliche Lichtabschwächungen im Strahlbereich sind durch unterschiedliche Graustufen von weiß (keine Lichtextinktion) bis schwarz (starke Lichtextinktion = hohe Ruß-/Tropfenkonzentration) wiedergegeben. Zu frühen Zeitpunkten wird dabei eine Lichtabschwächung durch Streuung und Absorption an flüssigem Kraftstoff registriert, welche auf einen engen Bereich um die Strahlachse sowie eine maximale Entfernung von 30 mm zur Einspritzdüse begrenzt ist und aufgrund der starken Verdampfung nach Brennbeginn schnell abnimmt. Ein Vergleich mit Schlierenaufnahmen zeigt, daß verdampfter Kraftstoff nicht sichtbar ist und somit die Ergebnisse nicht beeinflusst. Unmittelbar nach Brennbeginn bildet sich schnell ein weiteres Gebiet starker Lichtextinktion ca. 30 mm von der Düse entfernt aus (1.29 ms nach Einspritzbeginn), welches durch die Lichtextinktion an Rußpartikeln verursacht wird. Dieses dehnt sich schnell über einen weiten Strahlbereich aus, wobei die Lichtabschwächung mit dem Anstieg der Rußkonzentration zunimmt. Mit zunehmender Zeit nach Einspritzbeginn bewegt sich das Gebiet hoher Rußkonzentration in Richtung der Strahlachse von der Düse fort und 3.05 ms nach Einspritzbeginn nimmt die Lichtextinktion im Strahlbereich durch das Überwiegen von Rußoxidationsvorgängen wieder ab. Dabei ist der Strahl auch zum Zeitpunkt 3.47 ms nach Einspritzbeginn noch vollständig optisch zugänglich.

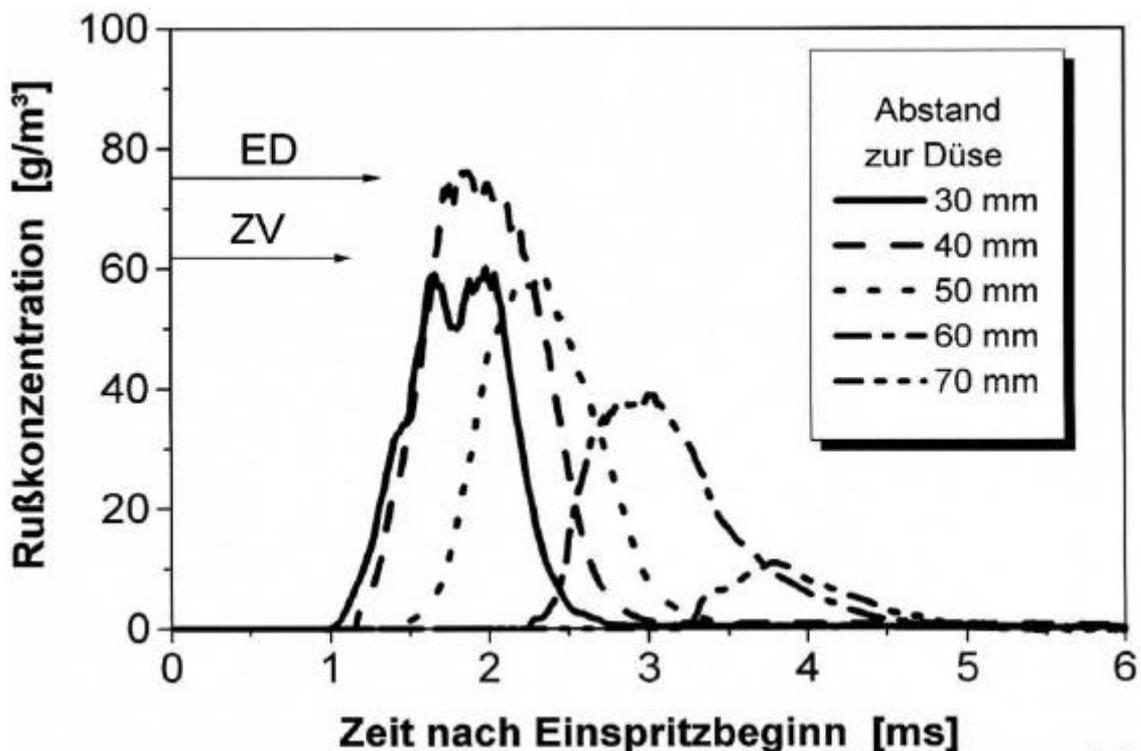


Abbildung 4.4.2-7 Rußkonzentrationen auf der Strahlachse

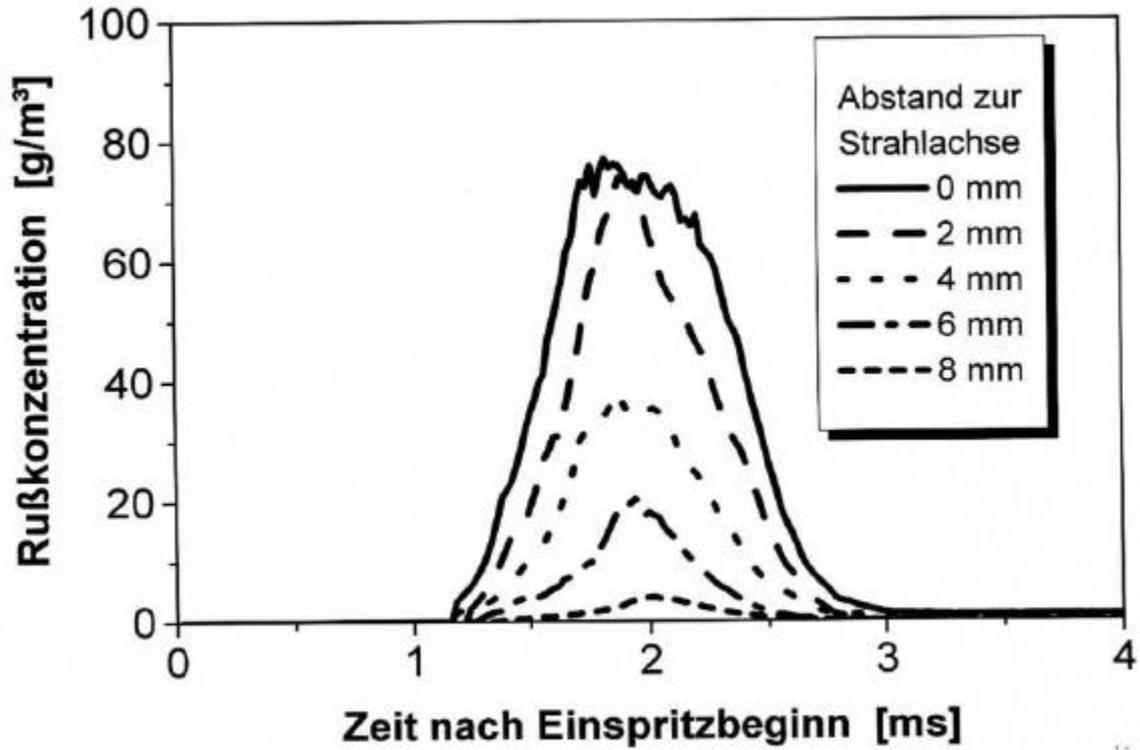


Abbildung 4.4.2-8 Rußkonzentrationen 40 mm unter der Düse

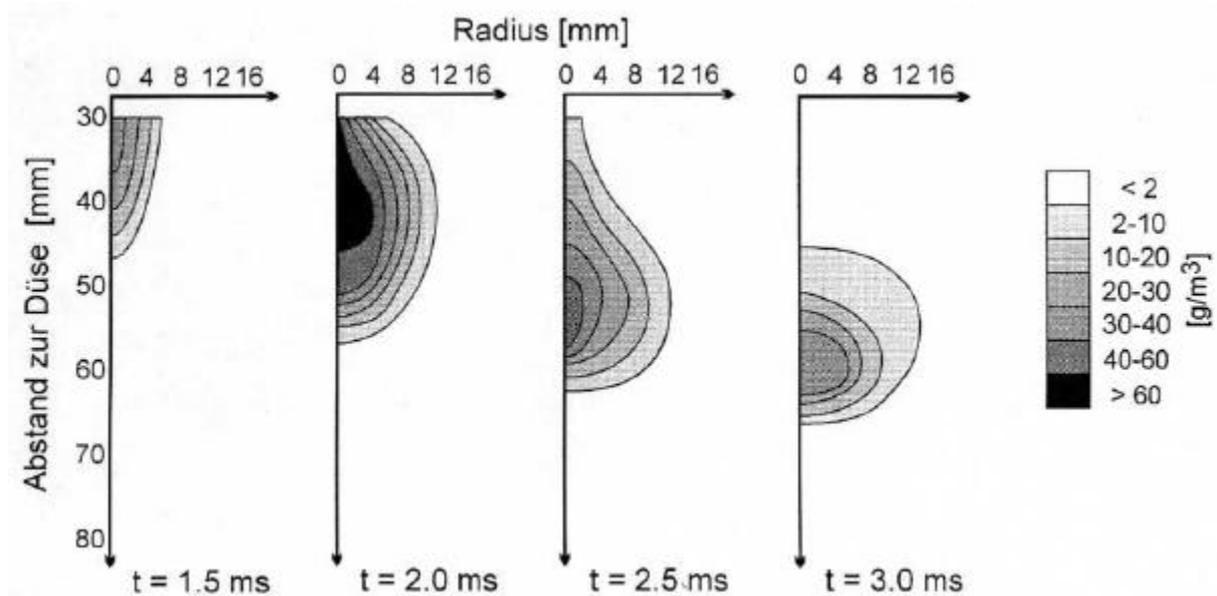


Abbildung 4.4.2-9 Rußkonzentrationsverteilung im gesamten Einspritzstrahl

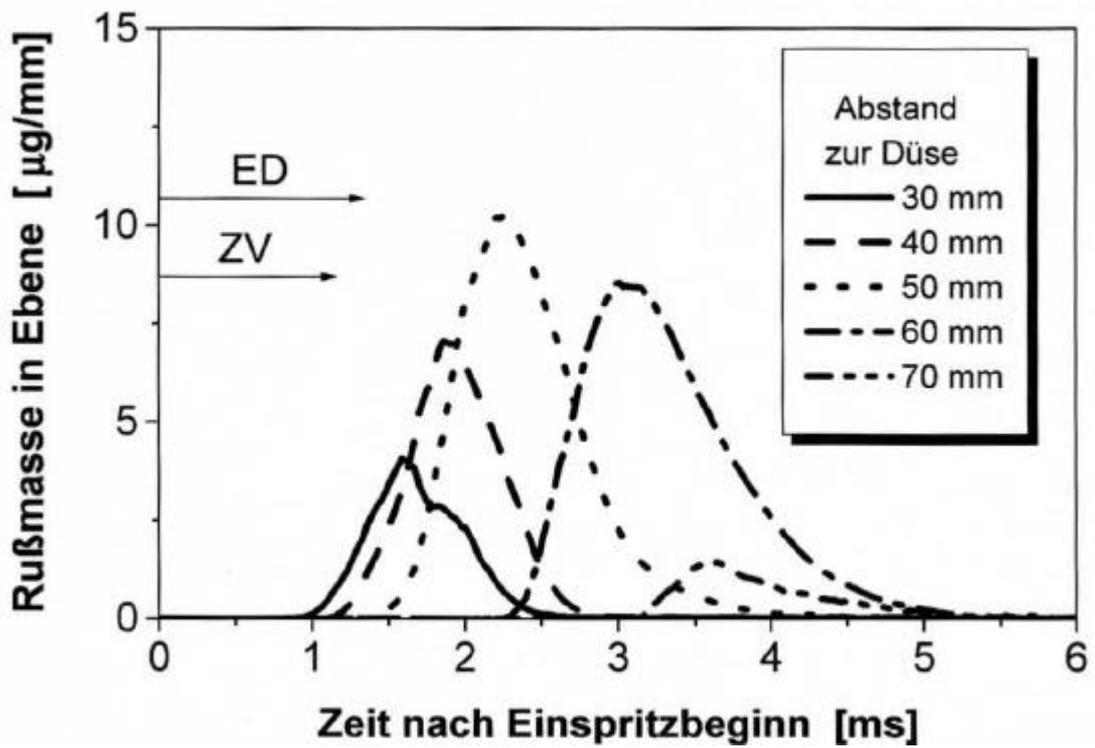


Abbildung 4.4.2-10 Rußmasse in verschiedenen Ebenen

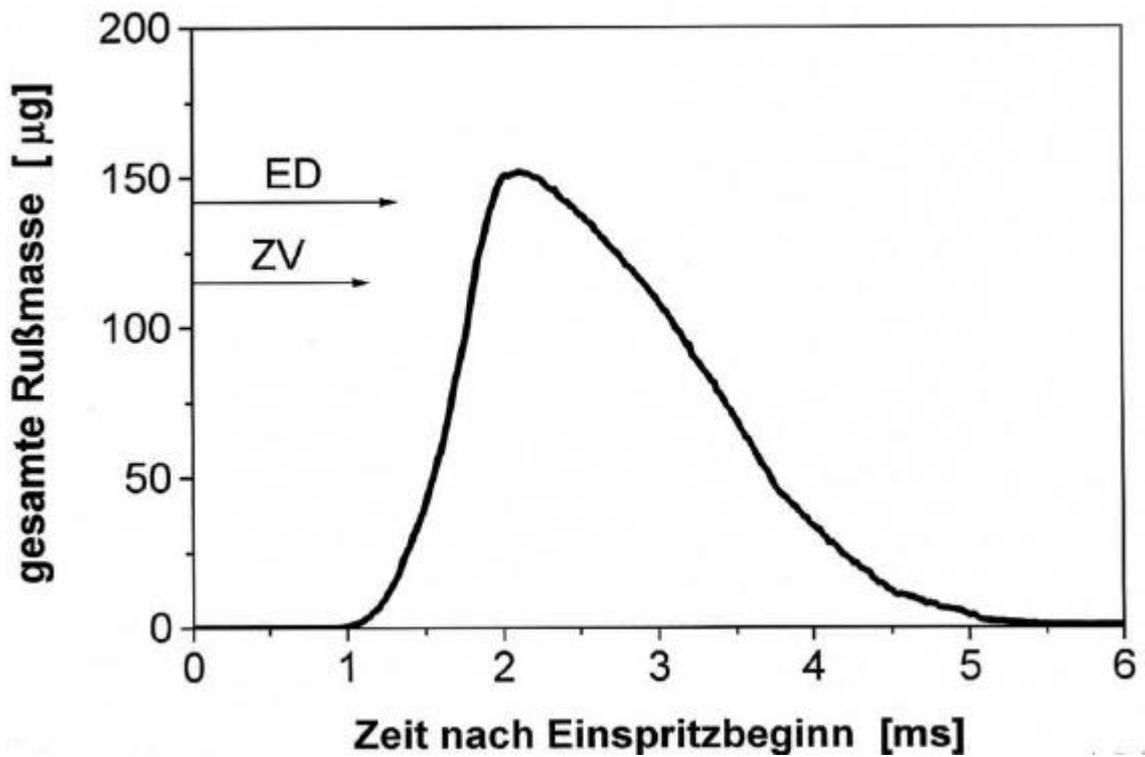


Abbildung 4.4.2-11 Zeitlicher Verlauf der gesamten Rußmasse im Einspritzstrahl

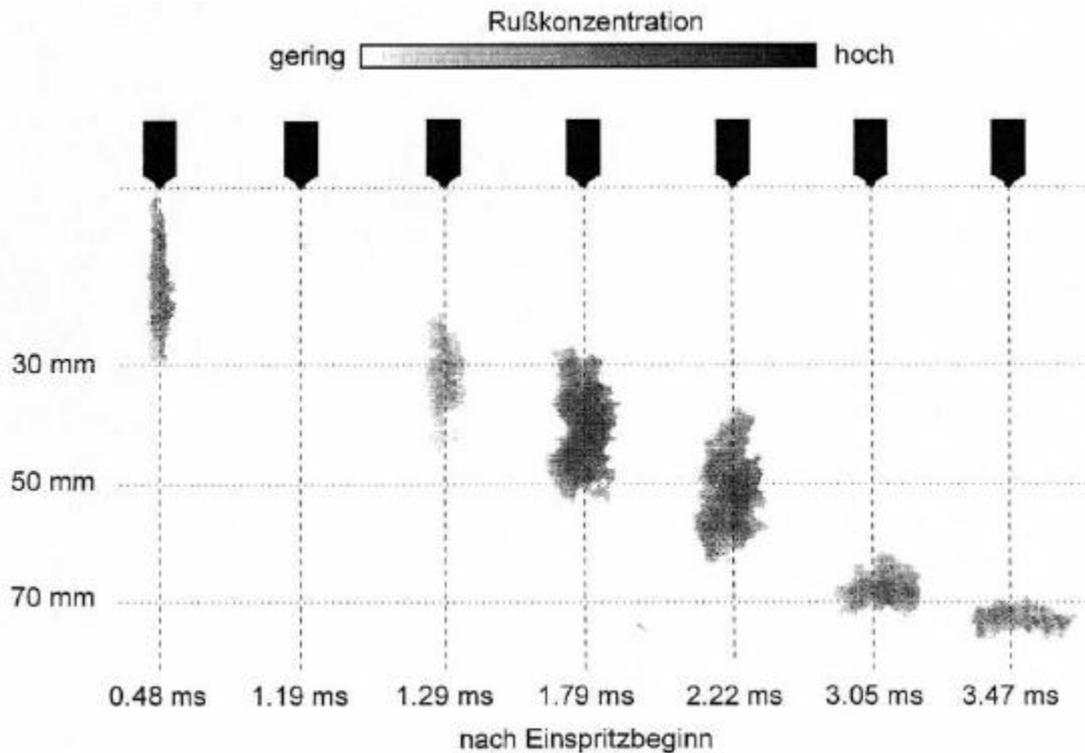


Abbildung 4.4.2-12 2-dimensionale Lichtextinktion im Einspritzstrahl

Einfluß der Kammeratmosphäre

Die Vorgänge im Dieseleinspritzstrahl werden wesentlich von den Parametern Druck und Temperatur während der Einspritzung und Zündverzugsphase bestimmt (siehe Kapitel 4.2 und 4.3), wobei diese beiden Größen im Motor z.B. durch die Variation des Verdichtungsverhältnisses oder eine Aufladung beeinflusst werden können und i.a. stark miteinander verbunden sind. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Modellbrennkammer bietet hingegen die Möglichkeit zur vollständigen Separierung dieser beiden Parameter, so daß im folgenden der spezifische Einfluß von Druck und Temperatur auf die Rußbildung im Dieseleinspritzstrahl aufgezeigt werden soll.

Ausgehend von den im vorigen Abschnitt beschriebenen Randbedingungen wurde zunächst der Kammerdruck von 50 bar auf 40 bzw. 55 bar variiert. Ein Vergleich der Rußkonzentrationen in Abbildung 4.4.2-13 zeigt, daß sich die Rußbildung mit zunehmendem Druck näher zur Einspritzdüse hin verlagert: während für einen Druck von 40 bar die höchste Rußkonzentration im Bereich 50-60 mm unter der Einspritzdüse auftritt, wird bei 55 bar die höchste Konzentration 40 mm entfernt von der Düse gemessen und liegt hier um rund 20% über dem Wert des Standardmeßpunktes (50 bar). Gleichzeitig nehmen die Ausbreitungsgeschwindigkeit sowie die axiale Ausdehnung des Gebietes hoher Rußkonzentrationen mit zunehmendem Druck ab. Bei 55 bar Kammerdruck werden 70 mm unter der Düse die letzten meßbaren Rußkonzentrationen

detektiert, während sich dieser Wert für Drücke von 50 bzw. 40 bar auf 75 bzw. 80 mm erhöht.

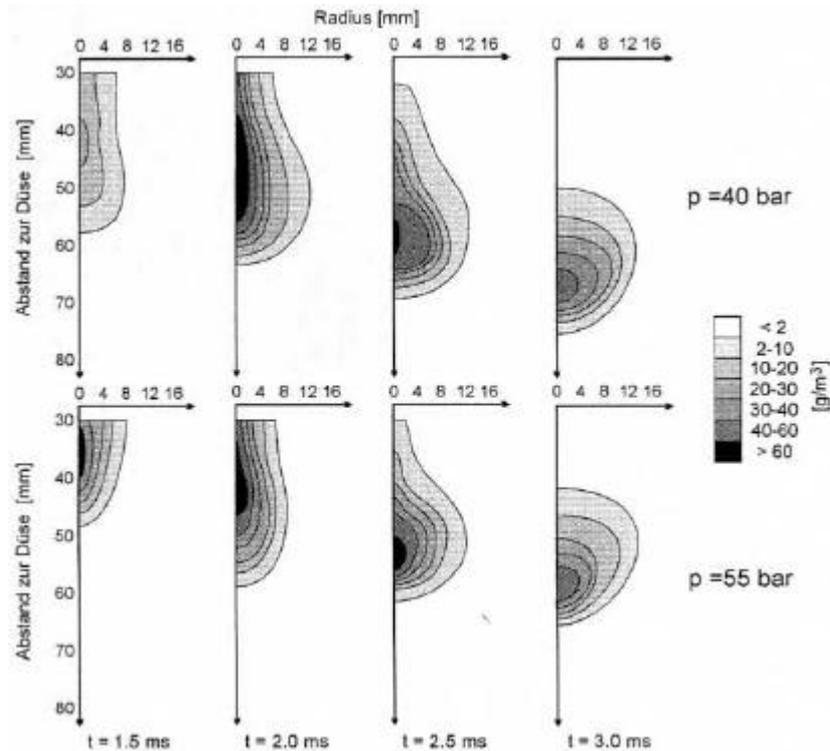


Abbildung 4.4.2-13 Rußverteilung im Einspritzstrahl für unterschiedliche Drücke

Insgesamt führt, wie in Abbildung 4.4.2-14 gezeigt, eine Erhöhung des Druckes unter dieselmotorischen Randbedingungen in der Modellbrennkammer zu einer verminderten Rußbildung im Einspritzstrahl. Diese Ergebnisse stehen somit im Gegensatz zu der in 4.4.2.1 beschriebenen Zunahme der Rußbildung mit steigendem Druck in vorgemischten Flammen sowie den Ergebnissen in /46/, /23/ an einem Stoßwellenrohr bzw. in einer kontinuierlichen Verbrennungskammer (hier wurde durch ein geeignetes Einspritzsystem die Tropfengrößenverteilung jeweils angepaßt). Dies läßt darauf schließen, daß bei der dieselmotorischen Einspritzung der Druckeinfluß auf die Rußbildung durch die in Kapitel 4.2 beschriebenen Einflüsse auf die Strahlausbreitung und Strahlerstäubung überdeckt wird, so daß insgesamt die bessere Gemischaufbereitung bei höherem Druck zu einer verminderten Rußbildung führt.

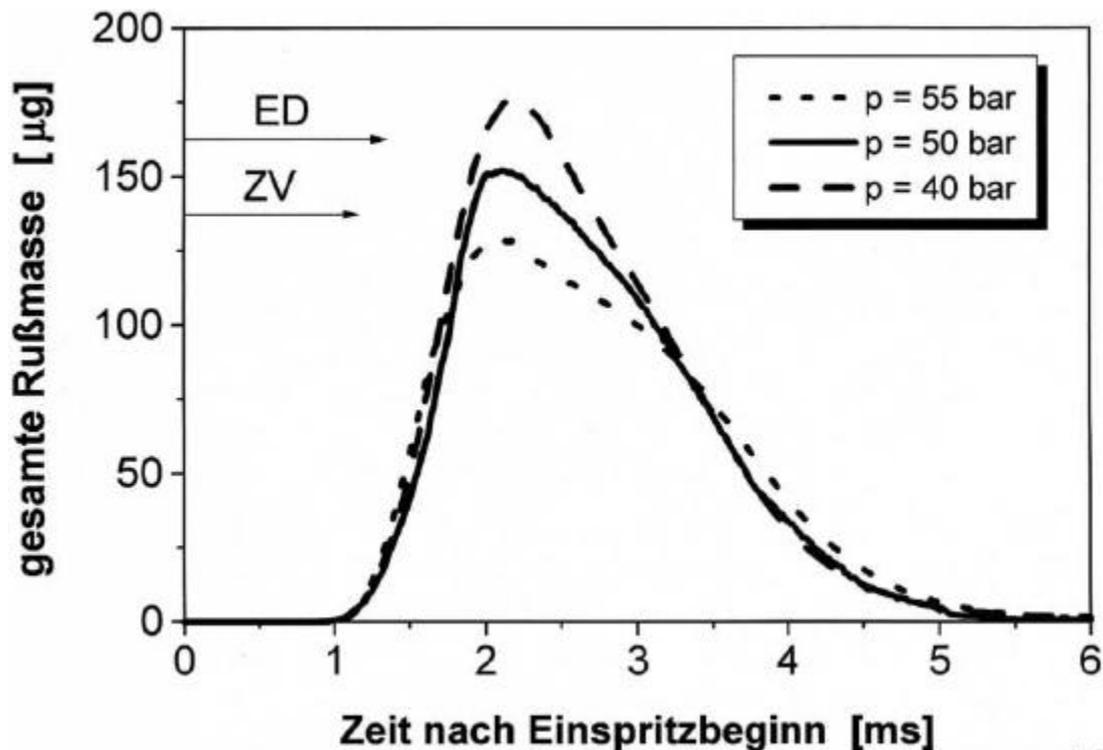


Abbildung 4.4.2-14 Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation des Druckes

Desweiteren wurde die Temperatur in der Meßsektion von dem Standardwert $T = 550$ °C um ± 25 °C variiert, wobei alle anderen Randbedingungen und hier insbesondere der Druck unverändert blieben. Eine Temperaturerhöhung fördert zum einen die Verdampfung der Kraftstofftropfen (Kapitel 4.2) und verringert zum anderen über die starke Abnahme des Zündverzugs mit der Temperatur (Kapitel 4.3) die für die Gemischaufbereitung zur Verfügung stehende Zeit. Beide Effekte wirken dabei im Hinblick auf die Rußbildung im Dieseleinspritzstrahl gegeneinander.

Bei einer Erhöhung der Temperatur von 525 °C auf 575 °C werden im Einspritzstrahl um den Faktor 2 höhere maximale Rußkonzentrationen im Strahl gemessen (Abbildung 4.4.2-15, Abbildung 4.4.2-16), wobei in einem weiten Bereich von 30 mm bis 60 mm von der Düse entfernt hohe Konzentrationen auftreten. Dabei werden 80 mm unter der Düse die letzten meßbaren Rußkonzentrationen detektiert, während sich dieser Abstand für Temperaturen von 550 bzw. 525 °C auf 75 bzw. 70 mm verringert. Für die hohe Kammertemperatur sind außerdem zwei mehr oder weniger stark ausgeprägte Maxima in den Verläufen der Rußkonzentration an einem Meßort sichtbar: während 30 mm von der Düse entfernt die höchste Rußkonzentration im zweiten Maximum auftritt und das erste Maximum nur als Sattelpunkt ausgeprägt ist, überwiegt für größere Abstände von der Düse zunehmend das erste Maximum. Das zweite Maximum wird dabei mit sekundärer Rußbildung erklärt, da mit zunehmender

Temperatur die Einspritzdauer deutlich länger als der Zündverzug wird und somit im düsennahen Bereich mit der Einspritzung von Kraftstoff in heiße Verbrennungsgase gerechnet werden muss (Kapitel 4.4.2.1).

Insgesamt wird bei einer Erhöhung der Temperatur von 525 °C auf 575 °C zu allen Zeitpunkten eine größere gesamte Rußmasse im Strahl gemessen, wobei die maximal gebildete Rußmasse um annähernd den Faktor 3.0 höher ist (Abbildung 4.4.2-17).

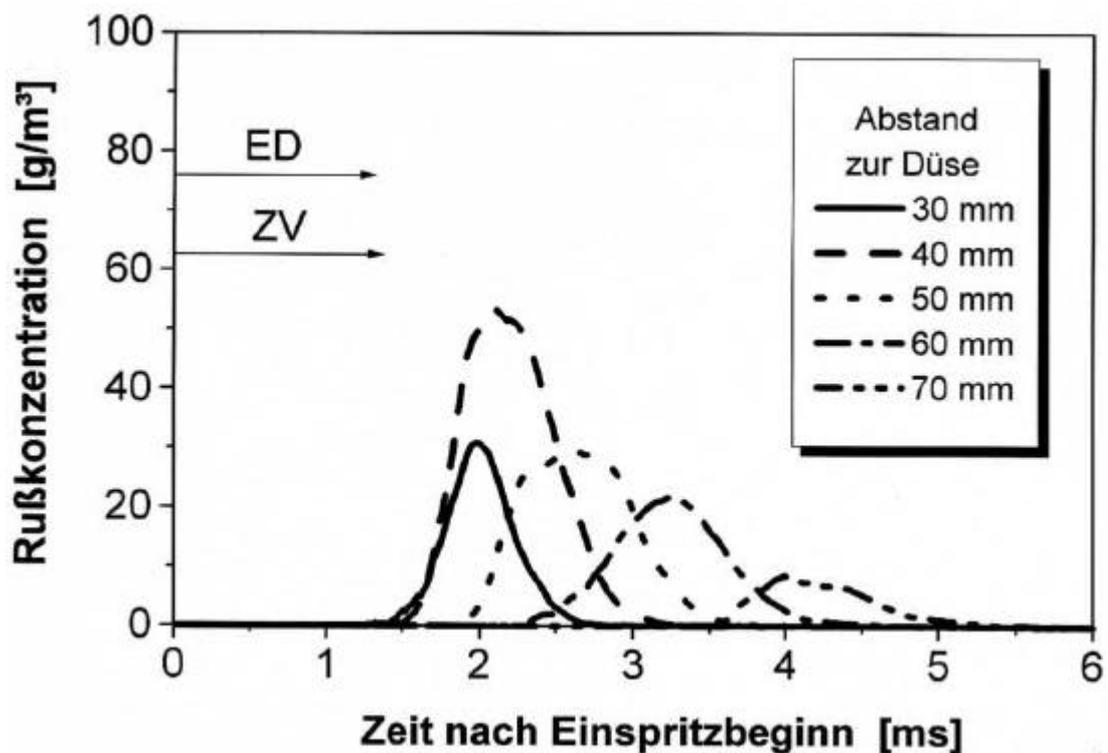


Abbildung 4.4.2-15 Rußkonzentrationen auf der Strahlachse, $T = 525 \text{ °C}$

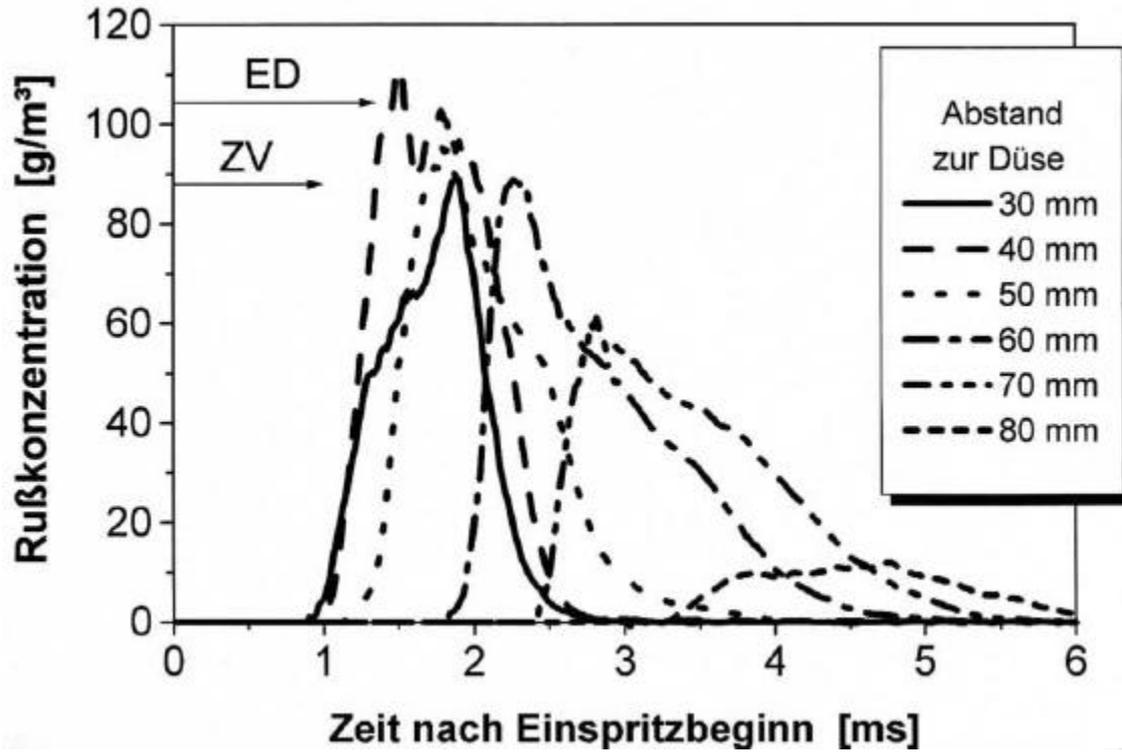


Abbildung 4.4.2-16 Rußkonzentrationen auf der Strahlachse, $T = 575 \text{ °C}$

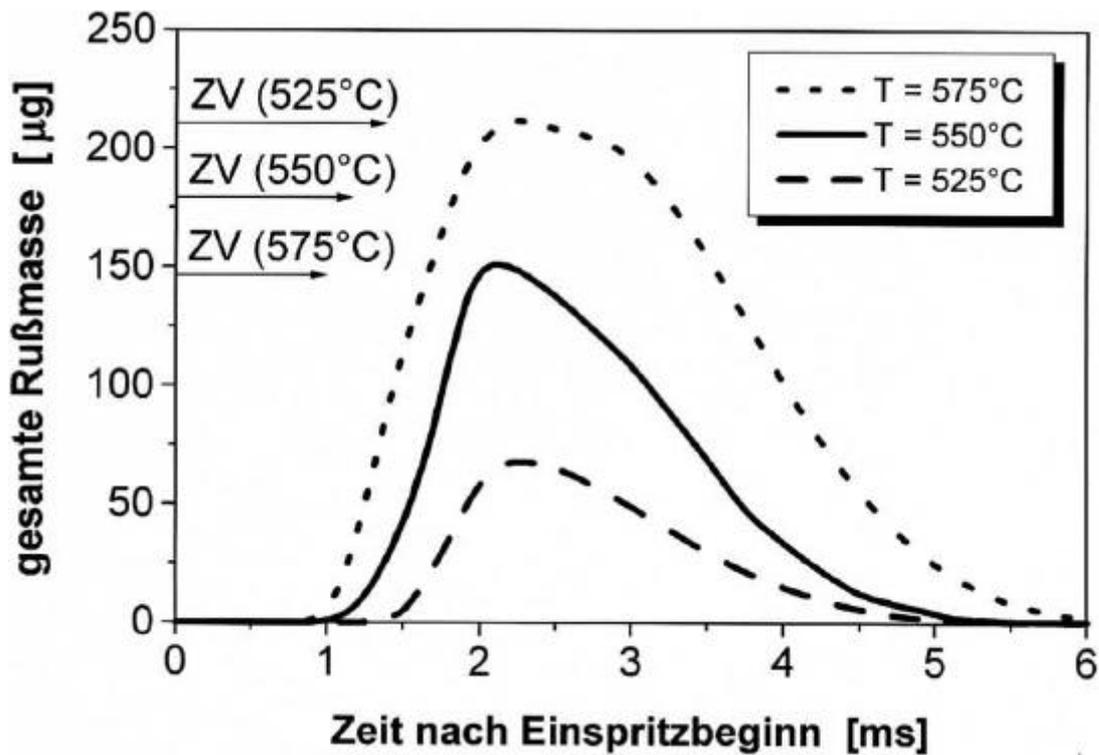


Abbildung 4.4.2-17 Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation der Temperatur

Zusammenfassend kann festgehalten werden, daß die Temperatur einen starken Einfluß auf die Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung hat, wobei der negative Einfluß einer schlechteren Gemischaufbereitung zum Zündzeitpunkt infolge des kürzeren Zündverzugs gegenüber der verbesserten Kraftstoffverdampfung eindeutig überwiegt. Hieraus folgt insbesondere auch, daß bei allen Untersuchungen zur Rußbildung im Dieseleinspritzstrahl der Zündverzug möglichst konstant gehalten werden sollte, damit der Einfluß einzelner Parameter isoliert und sekundäre Einflüsse durch einen veränderten Zündverzug vermieden werden können.

Einfluß der Einspritzsystemparameter

Wie in den beiden vorherigen Kapiteln beschrieben kommt im direkteinspritzenden Dieselmotor der Kraftstoffeinspritzung eine wesentliche Rolle bei der Aufbereitung des Kraftstoffes sowie der Selbstzündung und damit auch im Hinblick auf die Rußbildung zu, so daß der Einfluß einzelner Einspritzparameter von besonderem Interesse ist. In diesem Zusammenhang werden im folgenden neben dem Einfluß der eingespritzten Kraftstoffmenge (welche im Motor wesentlich die Last bestimmt) die spezifischen Einflüsse des Einspritzverlaufes sowie der Düsenlochgeometrie dargestellt.

- Einspritzmenge

Um den Einfluß der Einspritzmenge auf die Rußbildung im Dieseleinspritzstrahl zu untersuchen, wurde diese von 7 mm^3 auf 14 mm^3 bzw. 4.5 mm^3 variiert, wobei im Gegensatz zu realen Motoren in der Modellbrennkammer insbesondere auch die Parameter Druck und Temperatur konstant gehalten werden konnten. Die Erhöhung der Einspritzmenge von 4.5 mm^3 auf 14 mm^3 hat dabei eine Erhöhung der maximalen Einspritzrate von rund $6.2 \text{ mm}^3/\text{ms}$ über $7.5 \text{ mm}^3/\text{ms}$ auf $9.9 \text{ mm}^3/\text{ms}$ (bei einer Zunahme des maximalen Einspritzdruckes von rund 250 bar über 400 bar auf 720 bar) zur Folge, wobei sich gleichzeitig die Einspritzdauer von 1.0 ms auf 1.36 ms bzw. 2.0 ms erhöht.

Ein Vergleich der Rußverteilung im Einspritzstrahl zu verschiedenen Zeiten nach Einspritzbeginn für die beiden extremen Einspritzmengen in Abbildung 4.4.2-18 zeigt mehrere wesentliche Unterschiede: Für die kleine Einspritzmenge werden im Gegensatz zu allen anderen hier untersuchten Randbedingungen auch 20 mm unter der Düse signifikante Rußkonzentrationen, die sich eindeutig von Tropfensignalen unterscheiden lassen, gemessen und es wird ein sehr schneller Anstieg der Rußkonzentrationen im Bereich 20-40 mm unter der Düse registriert. Demgegenüber weist für die große Einspritzmenge das Gebiet hoher Rußkonzentrationen eine deutlich größere axiale Ausdehnung auf. Werden bei 4.5 mm^3 eingespritzter Kraftstoffmenge schon 60 mm von der Düse entfernt nur noch sehr geringe Rußkonzentrationen gemessen, treten für die Einspritzmenge

von 14 mm³ auch 80 mm von der Düse entfernt noch sehr hohe Konzentrationen im Strahl auf, so daß die späte Phase der Rußoxidation aufgrund der Fenstergeometrie nicht mehr vollständig erfaßt werden kann. Zu späten Zeiten ($t > 2.5$ ms) treten außerdem zwei signifikante Bereiche hoher Rußkonzentration im Strahlbereich auf (siehe auch Abbildung 4.4.2-19). In der Nähe der Einspritzdüse weist dabei das zweite Maximum die höchsten Konzentrationen auf; mit zunehmendem Abstand zur Düse sowie zunehmendem Abstand von der Strahlachse /26/ gewinnt jedoch das erste, weiter von der Düse entfernte Maximum zunehmend an Bedeutung.

Die oben beschriebene charakteristische Verteilung der Rußkonzentration im Strahl für die große Einspritzmenge mit zwei ausgeprägten Maxima wird mit starker sekundärer Rußbildung erklärt: mit zunehmender Einspritzmenge wird die Einspritzdauer deutlich länger als der Zündverzug, so daß im düsen- und strahlachsennahen Bereich neben der vorhergehenden primären Rußbildung mit der Einspritzung in heiße Verbrennungsgase und damit einer starken Rußbildung gerechnet werden muß (Kapitel 4.4.2.1). Das zweite Maximum korreliert dabei zeitlich gut mit der abfallenden Einspritzrate gegen Einspritzende, wenn der Kraftstoff mit geringem Einspritzdruck und damit schlecht zerstäubt eingebracht wird. Demgegenüber läßt sich der schnelle Anstieg der Rußkonzentrationen auch im düsennahen Bereich für die kleine Einspritzmenge mit der im Vergleich zum Zündverzug deutlich kürzeren Einspritzdauer erklären, so daß schon große Teile des Kraftstoffs zum Zündzeitpunkt verdampft sind und somit schnell von der Verbrennung erfaßt werden. Die unterschiedliche axiale Ausdehnung des Gebietes hoher Rußkonzentration ist auf die Veränderung des Strahlimpulses über den veränderten Einspritzdruck zurückzuführen.

Die gesamte Rußmasse im Strahl (Abbildung 4.4.2-20) nimmt für die kleine Einspritzmenge mit einer hohen Rußbildungsrate in der frühen Verbrennungsphase zunächst sehr schnell auf ihren Maximalwert zu, wobei dieser im Vergleich zum Standardmeßpunkt (bei einer um 35% geringeren Einspritzmenge) um ca. 25% kleiner ist und etwas früher erreicht wird. Bei einer Verdoppelung der Einspritzmenge von 7 mm³ auf 14 mm³ nimmt die maximale Rußmasse im Strahl um rund 100% zu und das Maximum verschiebt sich weiter zu späteren Zeiten nach Einspritzbeginn, wobei sehr hohe Rußbildungsraten und aufgrund des großen Strahlimpulses auch hohe Oxidationsraten auftreten. Die Rußoxidation wird dabei jedoch zu deutlich späteren Zeiten verschoben, was im Hinblick auf die starke Temperaturabhängigkeit der Rußoxidation (Kapitel 4.4.2.1) und eine dadurch begrenzte Zeit für die Rußoxidation im Brennraum realer Motoren von besonderem Interesse ist. (Anm.: Weil für Zeiten größer als 2.75 ms nach Einspritzbeginn aufgrund der großen axialen Ausdehnung für eine Einspritzmenge

von 14 mm^3 nicht mehr der gesamte Strahl der Messung zugänglich ist, kann der Rußmassenverlauf nur bis zu diesem Zeitpunkt dargestellt werden.)

Die oben präsentierten Ergebnisse der nacheinander an rund 40 Meßpositionen gemessenen über jeweils 64 Einspritzzyklen gemittelten Rußbildungs- und Rußoxidationsvorgänge sollen auch für die Einspritzmenge von 14 mm^3 analog zum Standardmeßpunkt mit Ergebnissen von Einzelzyklen, die mit Hilfe der 2-dimensionalen Lichtextinktionsmeßtechnik gewonnen wurden, verglichen werden. Hierzu ist in Abbildung 4.4.2-21 exemplarisch die 2-dimensionale Lichtextinktion im Einspritzstrahl qualitativ für unterschiedliche Zeiten nach Einspritzbeginn dargestellt. Bis zum Zeitpunkt 1.24 ms nach Einspritzbeginn tritt nur Lichtextinktion durch flüssigen Kraftstoff auf, während zu späteren Zeiten eine starke Lichtextinktion durch Ruß sichtbar wird. Neben den bereits zuvor für den Standardmeßpunkt beschriebenen Vorgängen werden hierbei insbesondere noch einmal die zwei ausgeprägten Bereiche hoher Rußkonzentration im Strahlbereich deutlich. Es ist jedoch auch hier zu bemerken, daß der gesamte Einspritzstrahl aufgrund der Fenstergeometrie nur für Zeiten kleiner 2.8 ms nach Einspritzbeginn vollständig optisch zugänglich ist.

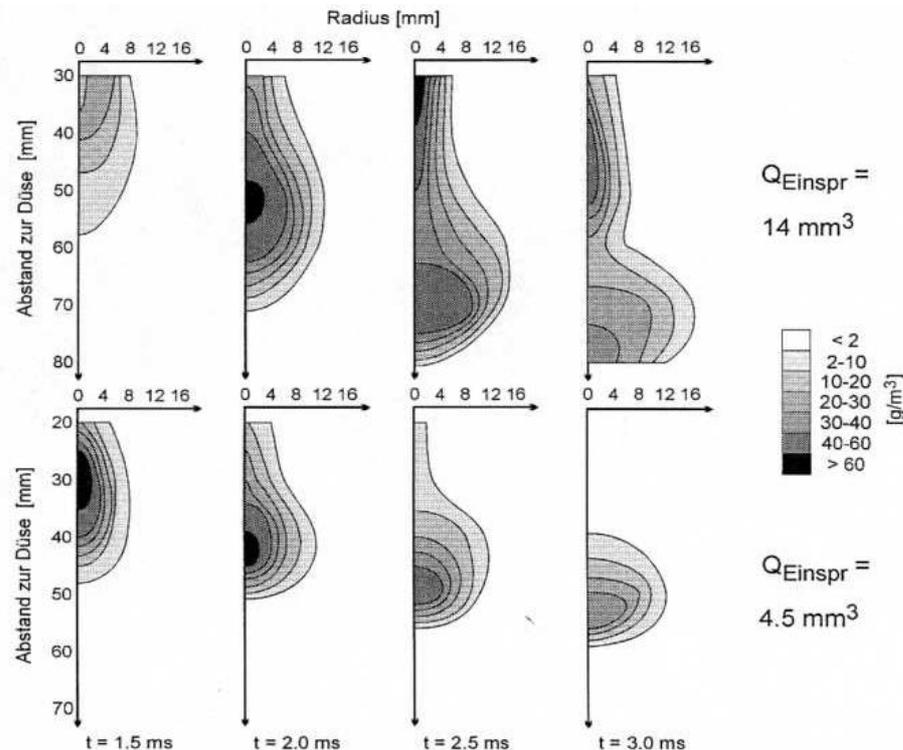


Abbildung 4.4.2-18 Rußverteilung im Einspritzstrahl bei Variation der Einspritzmenge

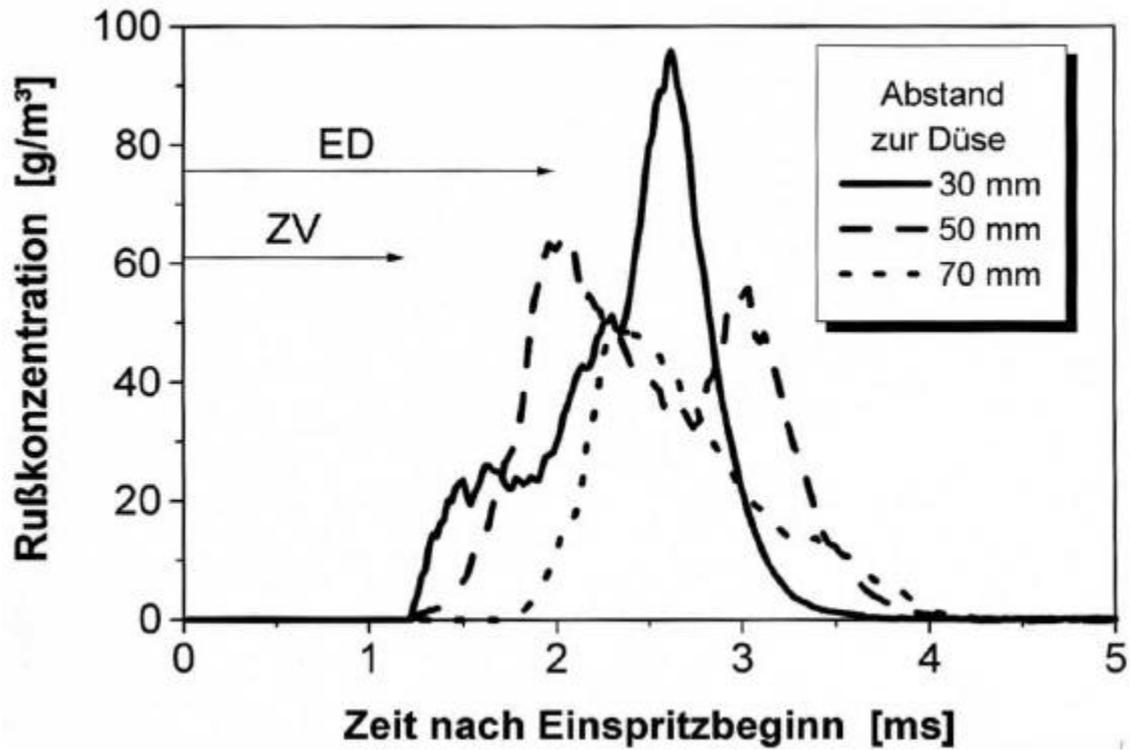


Abbildung 4.4.2-19 Rußkonzentrationen auf der Strahlachse, Einspritzmenge 14 mm^3

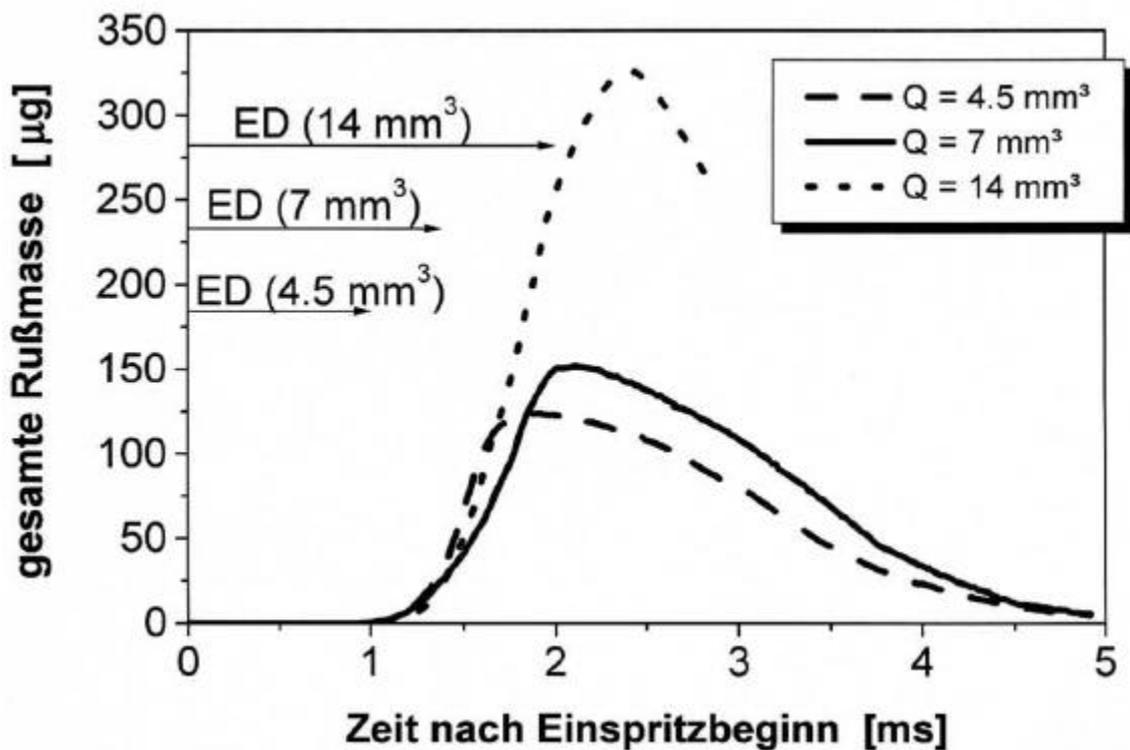


Abbildung 4.4.2-20 Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation der Einspritzmenge

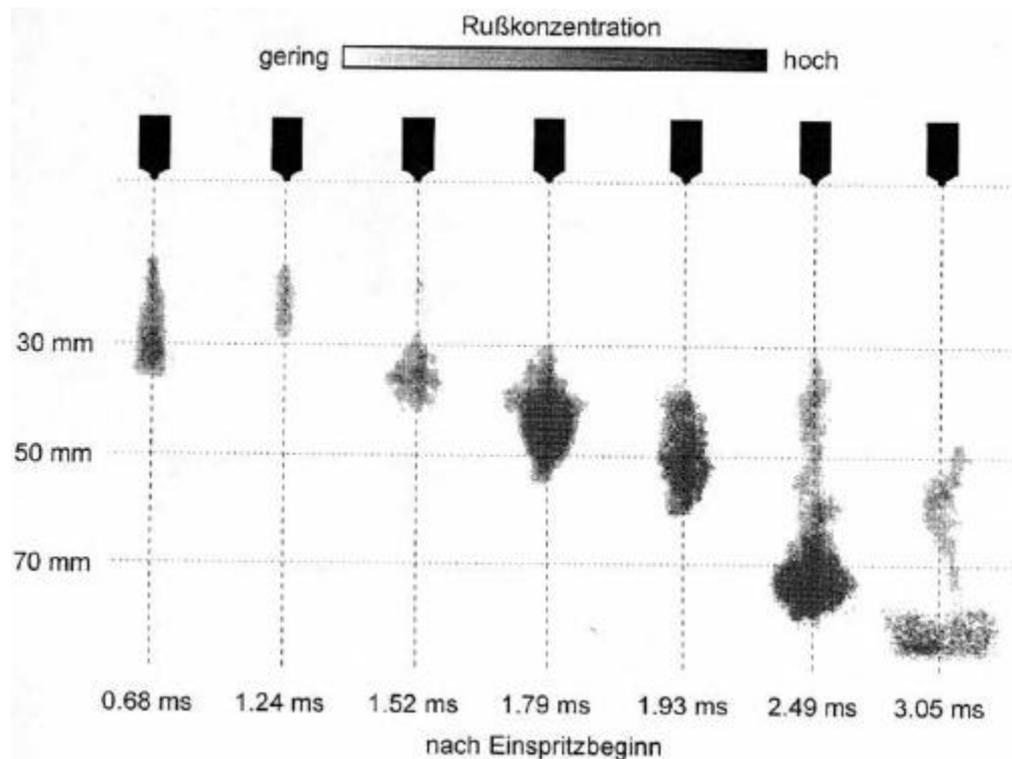


Abbildung 4.4.2-21 2-dimensionale Lichtextinktion im Einspritzstrahl, Einspritzmenge 14 mm³

Zusammenfassend läßt sich festhalten, daß bei einer im Vergleich zum Zündverzug kurzen Einspritzdauer eine starke Rußbildung in der frühen Verbrennungsphase zu erwarten ist. Diese ist darauf zurückzuführen, daß nahezu der gesamte Kraftstoff schon bei Brennbeginn verdampft ist und sehr schnell von der Verbrennung erfaßt wird. Mit zunehmender Einspritzmenge ist hingegen zu späteren Zeiten mit starker sekundärer Rußbildung zu rechnen. Mit Hilfe dieser Ergebnisse läßt sich die in realen direkteinspritzenden Dieselmotoren registrierte Zunahme der Rußemission mit zunehmender Einspritzmenge (Last) /47/, /48/, /49/ erklären, wobei ebenfalls der Anteil der vorgemischten Verbrennungsphase abnimmt /50/.

- Einspritzverlauf

Der Einspritzverlauf wurde im Rahmen der Untersuchungen bei konstanter Einspritzmenge zum einen durch Veränderung des Düsenöffnungsdruckes von standardmäßig 250 bar auf 300 bar sowie durch Veränderung der Pumpendrehzahl von 1000 min⁻¹ auf 500 min⁻¹ bei ansonsten konstanten Randbedingungen variiert. Die Variation der Einspritzrate über die Pumpendrehzahl bietet sich an der Druckkammer insbesondere an, weil diese leicht zu realisieren ist und hierbei keine Sekundäreffekte wie in realen Motoren auftreten. Eine Erhöhung des

Düsenöffnungsdruckes erhöht insbesondere die Einspritzrate in der ersten Phase der Einspritzung, während eine Absenkung der Pumpendrehzahl zu einer deutlich geringeren Einspritzrate über die gesamte Einspritzdauer (Abnahme der maximalen Einspritzrate von $7.5 \text{ mm}^3/\text{ms}$ auf $5.8 \text{ mm}^3/\text{ms}$) und damit zu einer um rund 10% verlängerten Einspritzdauer führt.

Die insgesamt größere, in der früheren Einspritzphase eingebrachte Kraftstoffmenge hat für den hohen Düsenöffnungsdruck von 300 bar eine stärkere primäre Rußbildung und somit einen steilen Anstieg der Rußmasse auf einen um rund 35% größeren Maximalwert unmittelbar nach Brennbeginn zur Folge. Eine stärkere Rußoxidation führt jedoch dazu, daß sich für die späte Phase der Rußoxidation keine signifikanten Unterschiede zwischen den beiden Düsenöffnungsdrücken ergeben (Abbildung 4.4.2-22).

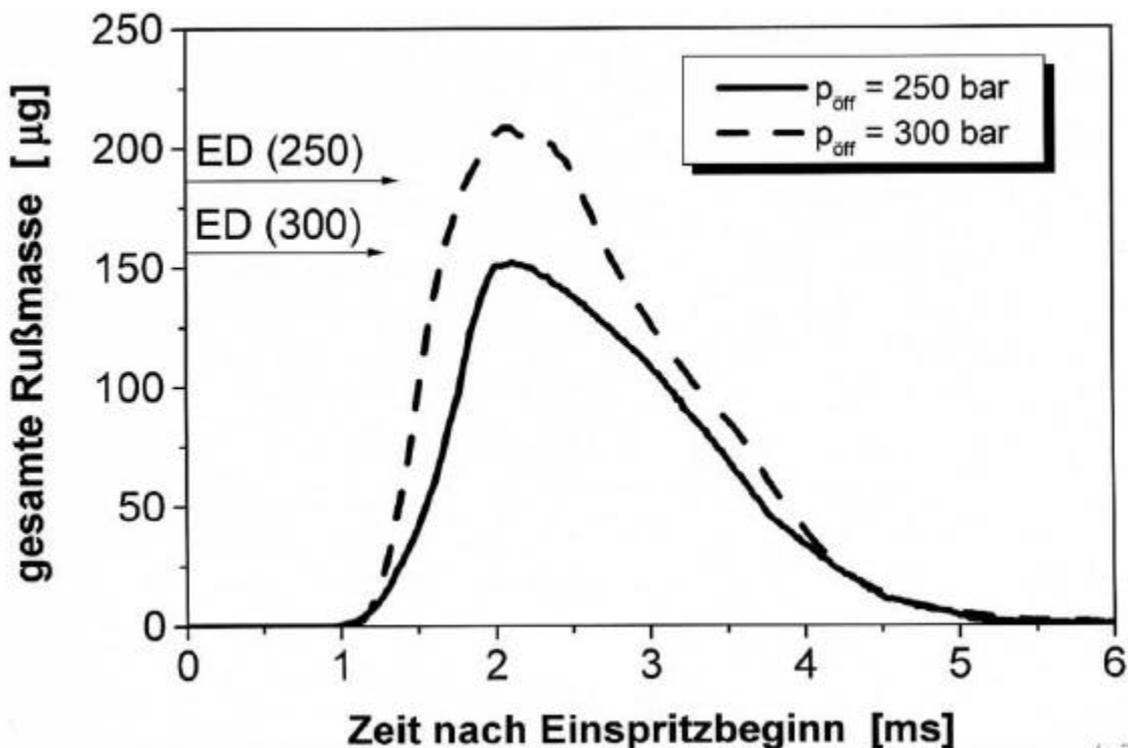


Abbildung 4.4.2-22 Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation des Düsenöffnungsdruckes

Eine Verringerung der Einspritzrate und damit des Einspritzdruckes über die gesamte Einspritzdauer hat deutlich höhere Rußkonzentrationen im gesamten Strahlbereich zur Folge. Dabei verschieben sich die Konzentrationsverläufe an den einzelnen Meßorten insbesondere für große Entfernungen von der Düse zu späteren Zeiten und gleichzeitig nimmt die Ausdehnung des Gebietes hoher Rußkonzentration sowohl in axialer als auch in radialer Richtung zu, was auf den geringeren Strahlimpuls zurückzuführen ist. Insgesamt ist die maximal im Strahl

gebildete Rußmasse für die geringere Einspritzrate um rund 50% größer, wobei das Maximum rund 0.5 ms später erreicht wird und sich damit auch das Überwiegen von Rußoxidationsprozessen im Einspritzstrahl zu späteren Zeiten verschiebt (Abbildung 4.4.2-23). Vergleichbare Rußmassen im Strahl werden in der Oxidationsphase erst rund 1.5 ms später erreicht, was im Hinblick auf die starke Temperaturabhängigkeit der Rußoxidation und eine dadurch begrenzte Zeit für die Rußoxidation im Brennraum realer Motoren negativ zu beurteilen ist.

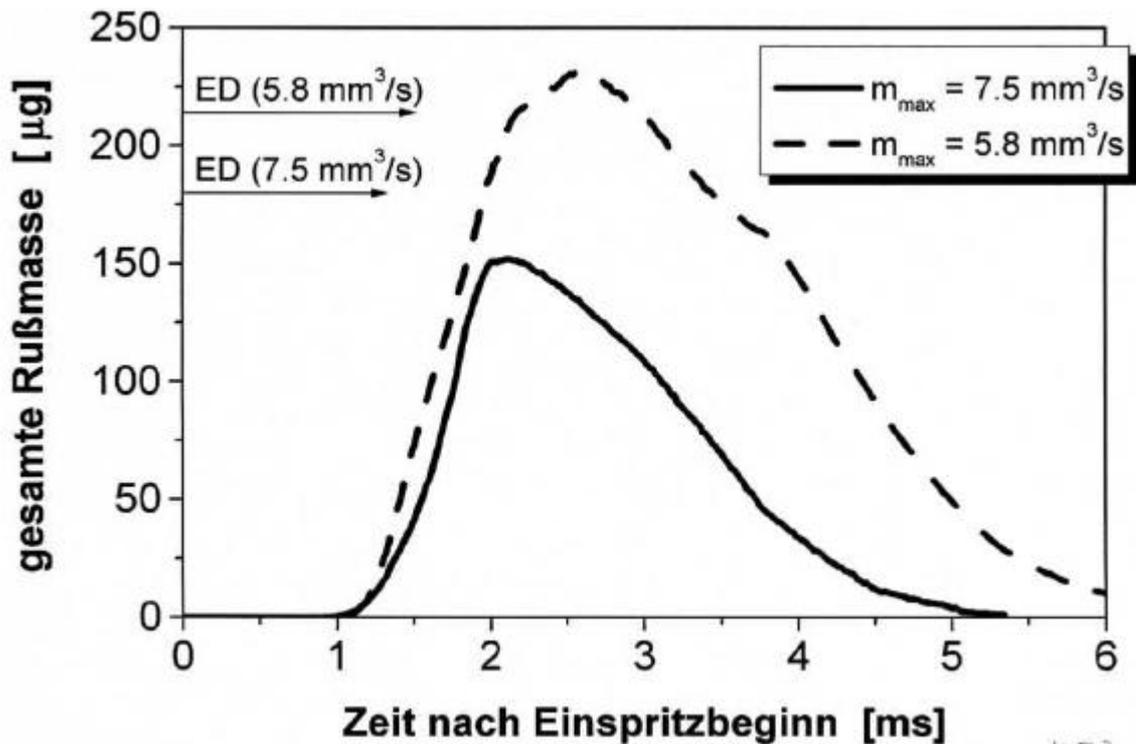


Abbildung 4.4.2-23 Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation der Einspritzrate

Zusammenfassend läßt sich festhalten, daß ein höherer Einspritzdruck und damit eine größere, in der ersten Phase der Einspritzung eingebrachte Kraftstoffmenge zu einer verstärkten Rußbildung führt, ein hoher Einspritzdruck und damit eine hohe Einspritzrate über die gesamte Einspritzdauer hingegen zu einer deutlich geringeren Rußbildung und früheren Rußoxidation führt. Somit sind folgende Anforderungen an ein modernes, leistungsfähiges Einspritzsystem im Hinblick auf minimale Rußemissionen zu stellen:

- geringe verdampfte Kraftstoffmenge bis zur Entflammung,
- stetige Zunahme der Einspritzrate über der Einspritzdauer,
- hoher Einspritzdruck in der Haupteinspritzphase,
- rasch abfallende Einspritzrate am Ende der Einspritzung.

Diese Anforderungen stimmen gut mit der aktuellen Zielrichtung bei der Entwicklung von direkteinspritzenden Dieselmotoren überein /34/, /51/, /52/ wobei im Motor noch zusätzliche Forderungen (z.B. von Motordrehzahl unabhängige Spritzdauer, lastabhängige Regelung der Einspritzmenge über Änderung der Einspritzrate, hohe Einspritzdrücke bei niedriger Drehzahl, ...) zu berücksichtigen sind. Hierfür bieten sich insbesondere moderne, elektronisch geregelte Pumpe-Düse-Systeme sowie Common-Rail-Systeme an.

- Düsenlochdurchmesser

Bei gegebener Einspritzpumpe und fester Brennraumgeometrie hat der Düsenlochdurchmesser einen dominierenden Einfluß auf die Gemischbildung und wird daher als wichtiger Parameter zur optimalen Auslegung des Brennverfahrens herangezogen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde der Düsenlochdurchmesser ausgehend von $d_n = 0.2$ mm auf $d_n = 0.15$ mm bzw. 0.27 mm bei ansonsten konstanten Randbedingungen variiert, was in etwa einer Halbierung bzw. Verdopplung des effektiven Strömungsquerschnittes entspricht (Tabelle 4.4.2-2). Es wird deutlich, daß die Verringerung des Düsenlochdurchmessers eine deutliche Erhöhung des Einspritzdruckes über die gesamte Einspritzdauer zur Folge hat. Im Gegensatz zu einer Variation der Einspritzrate werden dabei aufgrund des verminderten effektiven Strömungsquerschnittes aber die Einspritzrate vermindert und die Einspritzdauer stark verlängert.

Tabelle 4.4.2-2 Zusammenfassung der wichtigsten Einspritzparameter bei Variation des Düsenlochdurchmessers

Düsenlochdurchmesser	eff. Strömungsquerschnitt a_F	Einspritzdauer	maximale Einspritzrate	maximaler Einspritzdruck
0.15 mm	10.65 [10^{-3} mm ²]	1.85 ms	5.3 mm ³ /ms	660 bar
0.20 mm	21.0 [10^{-3} mm ²]	1.36 ms	7.5 mm ³ /ms	400 bar
0.27 mm	40.2 [10^{-3} mm ²]	0.78 ms	13.3 mm ³ /ms	260 bar

Betrachtet man für den kleinen Düsenlochdurchmesser die Rußkonzentrationen für unterschiedliche Positionen auf der Strahlachse (Abbildung 4.4.2-24, Abbildung 4.4.2-25), so werden analog zu einer Erhöhung der Einspritzmenge auch hier zwei ausgeprägte Bereiche hoher Rußkonzentration im Einspritzstrahl deutlich. Das zweite Maximum dominiert dabei auch hier in unmittelbarer Düsennähe und nimmt mit zunehmendem Abstand zur Düse (und wie in /26/ gezeigt auch mit zunehmendem Abstand von der Strahlachse) im Vergleich zum ersten Maximum an Bedeutung ab. Während 25 mm unter der Düse nur das zweite Maximum auftritt, wird mehr als 65 mm von der Düse entfernt nur noch das erste

Maximum registriert. An den Meßpositionen 25 mm und 30 mm unter der Düse werden im Vergleich zum Standardmeßpunkt im zweiten Maximum deutlich höherer Rußkonzentrationen bis 120 g/m^3 gemessen; weiter entfernt von der Düse sind die Konzentrationen jedoch geringer. Aufgrund der höheren Austrittsgeschwindigkeit wird für den Lochdurchmesser von 0.15 mm auch 80 mm von der Düse entfernt noch Ruß gemessen.

Die oben beschriebene charakteristische Verteilung der Rußkonzentration im Strahl mit zwei ausgeprägten Maxima wurde zuvor schon für große Einspritzmengen beschrieben und wird wie dort mit starker sekundärer Rußbildung erklärt. Mit abnehmendem Düsenlochdurchmesser wird die Einspritzdauer deutlich länger als der Zündverzug, so daß im düsen- und strahlachsennahen Bereich mit der Einspritzung in heiße Verbrennungsgase und damit einer starken Rußbildung gerechnet werden muß.

Im Gegensatz zu den für eine Verminderung des Düsenlochdurchmessers beobachteten Effekten, treten für einen größeren Lochdurchmesser deutlich geringere Rußkonzentrationen im gesamten Strahlbereich auf und ein weiter Strahlbereich wird nahezu simultan von der Verbrennung erfaßt (Abbildung 4.4.2-25). Während die axiale Ausdehnung des Rußgebietes mit zunehmendem Lochdurchmesser abnimmt (für einen Durchmesser von 0.27 mm wird bereits 70 mm unter der Düse kein Ruß mehr gemessen), nimmt die radiale Ausdehnung gleichzeitig zu. Diese Effekte können zum einen durch die abnehmende Strahlaustrittsgeschwindigkeit und zum anderen durch die im Vergleich zum Zündverzug kurze Einspritzdauer erklärt werden. Dadurch stehen ausreichend Zeit für die Verdampfung des Kraftstoffes und die Gemischbildung zur Verfügung, so daß eine sehr schnelle Ausbreitung der Verbrennung über den gesamten Strahlbereich zu erwarten ist. Bei der Interpretation der Ergebnisse für den großen Düsenlochdurchmesser ist jedoch zu beachten, daß der mittlere Zündverzug hier im Vergleich zu den beiden anderen Meßreihen um ca. 0.15 ms länger war, so daß bei konstanten Zündverzug mit höheren Rußkonzentrationen zu rechnen ist.

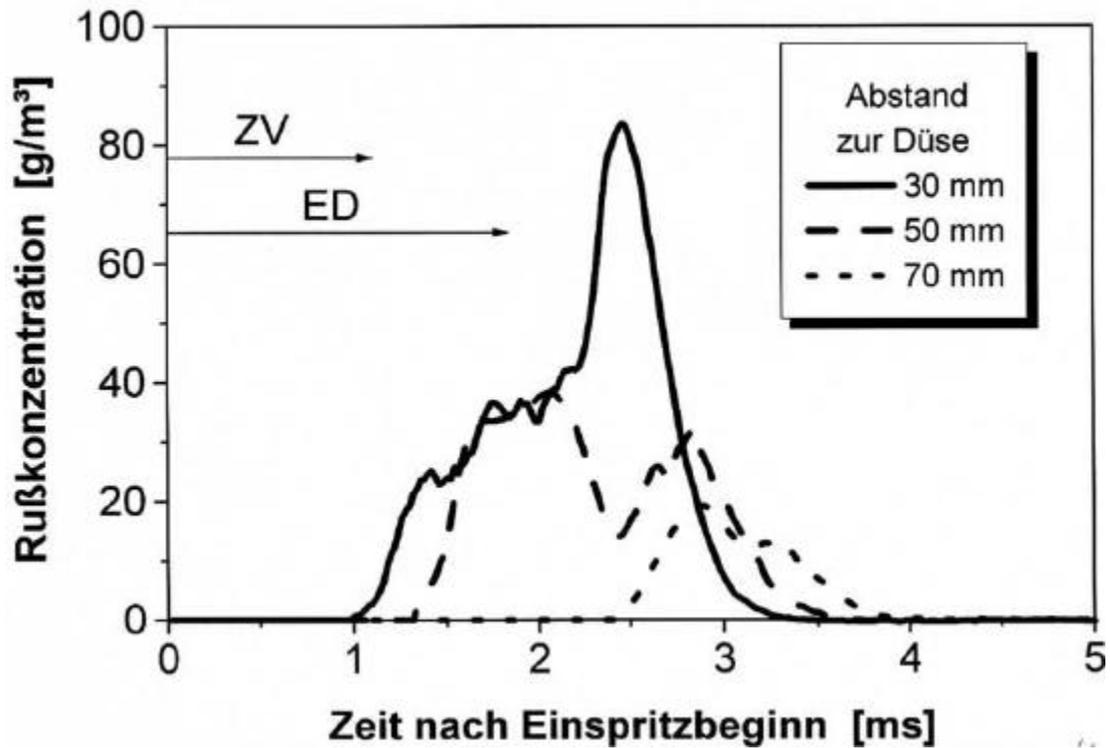


Abbildung 4.4.2-24 Rußkonzentrationen auf der Strahlachse, Düsenlochdurchmesser 0.16 mm

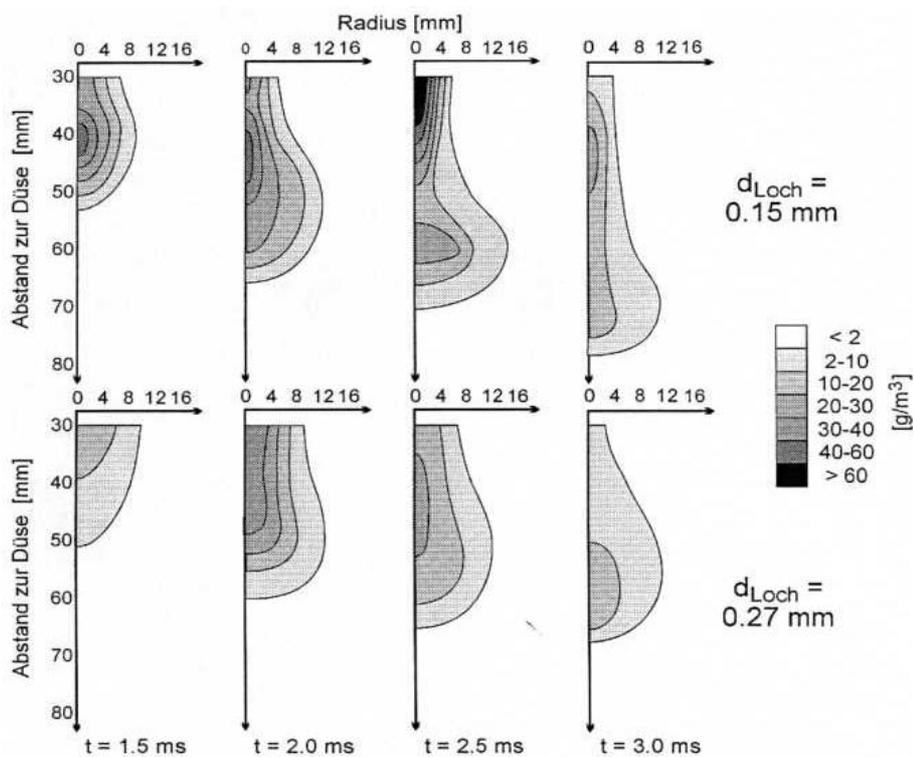


Abbildung 4.4.2-25 Rußverteilung im Einspritzstrahl bei Variation des Düsenlochdurchmessers

Abbildung 4.4.2-26 zeigt den Vergleich der gesamten Rußmasse im Einspritzstrahl als Funktion der Zeit nach Einspritzbeginn für die drei untersuchten Düsenlochdurchmesser. Die größte Rußmasse im Strahl tritt hier für den Lochdurchmesser 0.20 mm auf. Dabei ist jedoch wiederum der kürzere Zündverzug für den großen Lochdurchmesser zu beachten, so daß bei konstanten Zündverzug mit einer Zunahme der gebildeten Rußmenge mit zunehmendem Düsenlochdurchmesser zu rechnen ist. Mit zunehmendem Düsenlochdurchmesser nimmt außerdem die mittlere Rußbildungsrate im Strahl zu, weil ein größerer Teil des Kraftstoffes in der 1. Verbrennungsphase umgesetzt wird. Für den kleinen Düsenlochdurchmesser ist das Maximum der Rußmasse aufgrund der sekundären Rußbildung zu späteren Zeiten verschoben, die Rußmasse nimmt jedoch anschließend, begünstigt durch einen starken Lufteintrag in den Strahl, schnell wieder ab (hohe Rußoxidationsrate), so daß insgesamt im Vergleich zum Standardbetriebspunkt trotz der verlängerten Einspritzdauer die Rußoxidation früher abgeschlossen wird.

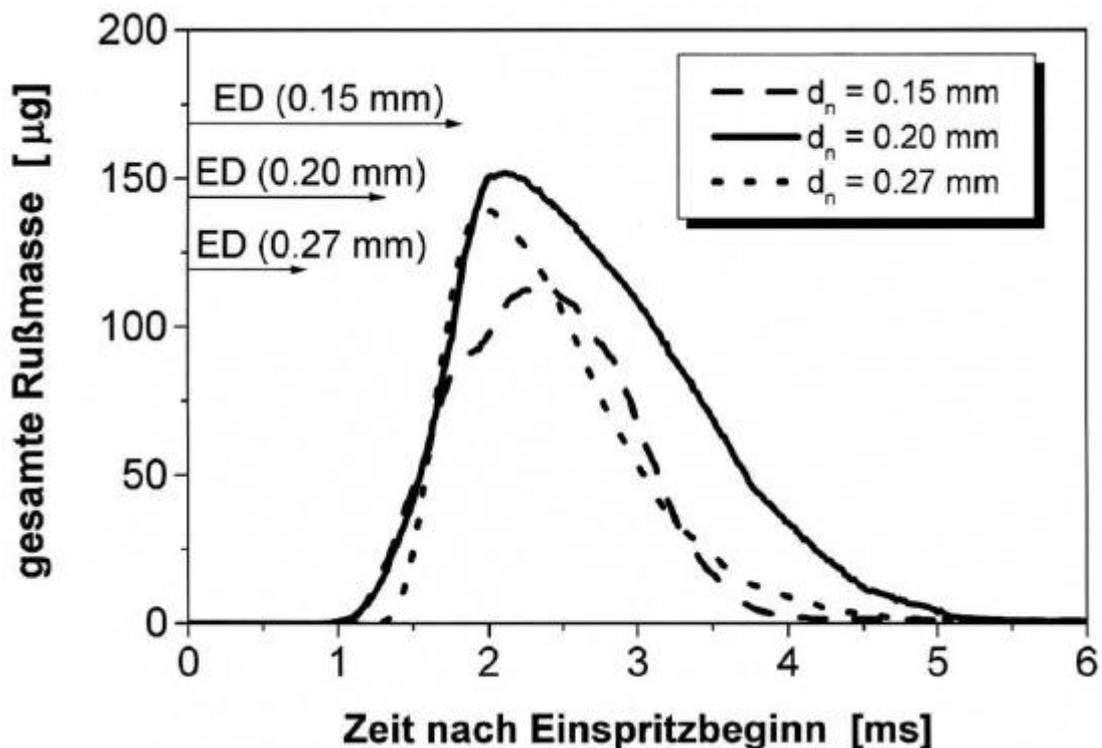


Abbildung 4.4.2-26 Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation des Düsenlochdurchmessers

Zusammenfassend kann also festgehalten werden, daß ein kleinerer Spritzlochdurchmesser bei verminderter Einspritzrate über einen erhöhten Einspritzdruck die Strahlzerstäubung sowie die Gemischbildung verbessert und damit die Rußbildung in der ersten Phase der Verbrennung vermindert. Dieser Vorteil wird zu einem großen Teil aber wieder durch die längere Einspritzdauer

und die damit verbundenene starke sekundäre Rußbildung sowie die Verschiebung der Rußoxidation zu späteren Zeiten aufgezehrt. Demgegenüber führt eine Vergrößerung des Düsenlochdurchmessers insbesondere zu einer starken Rußbildung unmittelbar nach Brennbeginn. Insgesamt ist ein kleinerer Düsenlochdurchmesser im Hinblick auf die Rußemission als günstig zu betrachten, wenn die Einspritzdauer nicht zu stark zunimmt. Dies gilt insbesondere, wenn auch weitere Aspekte, wie die Stickoxid- und Geräuschemissionen, berücksichtigt werden. Diese Ergebnisse weisen eine gute Übereinstimmung mit den in /48/, /53/, /54/ präsentierten Ergebnissen bezüglich der Rußemission von direkteinspritzenden Dieselmotoren auf. Die Untersuchungen in /54/ zeigen jedoch auch, daß mit zunehmender Last der negative Einfluß der verlängerten Einspritzdauer die Vorteile der besseren Strahlzerstäubung ausgleichen oder sogar überwiegen kann, so daß bei hohen Lasten ein kleinerer Lochdurchmesser höhere Rußemissionen zur Folge hat.

2-dimensionale Kolbenmulde

Mit Hilfe einer Modifikation der Druckkammer wurde der Einfluß der Parameter

- Strahlumlenkungswinkel in der Einspritzdüse,
- Einfluß einer dieselmotorisch relevanten Kolbenmuldengeometrie

auf die Rußbildung und Rußoxidation untersucht. Für diese Messungen wurde eine Sacklochdüse mit 2 Spritzlöchern von je 0.2 mm Spritzlochdurchmesser und Spritzwinkeln von 55° bzw. 95° verwendet. Die gesamte eingespritzte Kraftstoffmenge betrug 14 mm³/Einspritzung, so daß sich theoretisch eine Menge von 7 mm³ je Spritzloch analog zum Standardmeßpunkt ergibt. Eine Einzelstrahlmengenmessung ergibt jedoch für den schwächer umgelenkten Strahl eine gegenüber dem stark umgelenkten Strahl um ca. 9% höhere Einspritzmenge. Bei dieser Konfiguration des Einspritzsystems beträgt der maximale Einspritzdruck für einem Düsenöffnungsdruck von 250 bar rund 480 bar bei einer Einspritzdauer von 1.36 ms.

Die Geometrie der bei den Untersuchungen verwendeten Mulde, die Lage der geometrischen Strahlachsen sowie die Meßpunkte für die Lichtextinktionsmessungen sind in Abbildung 4.4.2-27 dargestellt. Die maximale Breite der hier gewählten Mulde beträgt 67 mm bei einer Höhe von 23 mm, so daß sich mit den geometrischen Daten der Einspritzdüse eine freie Länge der Einspritzstrahlen bis zum Auftreffen auf die Wand von rund 33 mm ergibt. Die Temperatur der Kolbenmulde - gemessen mit einem Thermoelement 0.5 mm unter der Mitte des Kolbenbodens - wurde bei den Messungen auf 380 °C eingestellt.

Systematische Untersuchungen der zeitlich und örtlich aufgelösten Rußbildungs- und Rußoxidationsvorgänge in der Kolbenmulde von Dieselmotoren sind aus der Literatur nicht bekannt. Um den Einfluß der Kolbenmulde sowie der unterschiedlichen Strahlumlenkungswinkel bei der Verwendung von schräg eingesetzten Mehrlochdüsen auf die Rußbildung aufzuzeigen, wurden 1-dimensionale Lichtextinktionsmessungen an den in Abbildung 4.4.2-27 dargestellten Meßpunkten in der Kolbenmulde durchgeführt. Ausgehend von einer 5 mm * 5 mm Matrix wurden dabei einzelne Meßpunkte so verschoben, daß zum einen die Freistrahlen im oberen Bereich der Mulde möglichst gut erfaßt und zum anderen Meßpunkte ohne sichtbare Rußbildung ausgenommen wurden. Hieraus ergab sich eine Gesamtzahl von 55 Meßpunkten in der Mulde, für die wiederum jeweils 64 Einzelzyklen gemittelt wurden.

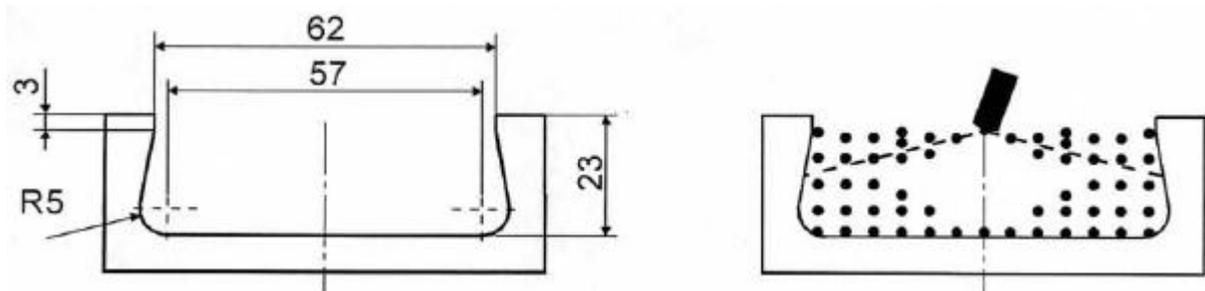


Abbildung 4.4.2-27 Geometrische Abmessungen und Lage der Meßpunkte in der Kolbenmulde

Da bis jetzt keine Informationen bezüglich der optischen Weglänge für die einzelnen Meßpositionen in der Kolbenmulde zur Verfügung stehen, ist in Abbildung 4.4.2-28 die Verteilung der integralen Rußkonzentration $c_s L$ in der Mulde, welche ein direktes Maß für die Rußmasse am Meßort ist, für unterschiedliche Zeiten nach Einspritzbeginn dargestellt. Dieser Darstellung sind repräsentative Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Eigenleuchtens der Verbrennung zu jeweils gleichen Zeitpunkten gegenübergestellt. Die Rußbildung setzt zunächst im Freistrahlsbereich ein, wobei im schwächer umgelenkten Strahl aufgrund des kürzeren Zündverzuges höhere Rußkonzentrationen auftreten. Zu späteren Zeiten breitet sich das Rußgebiet entlang der Muldenoberfläche aus, die Rußmenge in der Mulde nimmt weiter zu und die höchsten Rußkonzentrationen werden nahe der Wand gemessen. 2.5 ms nach Einspritzbeginn bildet sich im 55°-Strahl ein zweites Rußgebiet in der Nähe der Einspritzdüse aus, welches durch die Verbrennung von gegen Ende der Einspritzdauer mit niedrigem Druck eingespritztem, schlecht aufbereitetem Kraftstoff hervorgerufen wird. Danach nimmt die Rußmasse zunächst im schwächer umgelenkten Strahl und anschließend auch in dem stark umgelenkten Strahl durch das Überwiegen von Oxidationsvorgängen wieder ab, wobei nun die höchsten Rußkonzentrationen in dem 95°-Strahl gemessen werden. Die Rußoxidation wird schließlich in wirbelähnlichen Strukturen,

welche einen starken Lufteintrag in den Strahl bewirken, am Muldenboden fortgesetzt. Alle oben beschriebenen Vorgänge laufen dabei im stark umgelenkten Strahl zu späteren Zeiten verschoben ab.

Durch Integration der integralen Rußkonzentrationen über den Muldenquerschnitt läßt sich der zeitliche Verlauf der gesamten Rußmasse für die beiden Strahlen bzw. die gesamte Mulde berechnen (Abbildung 4.4.2-29). Während zu frühen Zeiten der schwach umgelenkte Strahl die größere Rußmasse aufweist, liegt die Rußmasse zu späteren Zeiten unter der des stark umgelenkten Strahls. Dieses Verhalten läßt sich zum einen durch die stärkere Rußbildung aufgrund des kürzeren Zündverzuges sowie der größeren eingespritzten Kraftstoffmenge und zum anderen durch die verbesserten Bedingungen zur Rußoxidation aufgrund des größeren Strahlimpulses erklären. In der gesamten Kolbenmulde tritt ein Maximalwert der Rußmasse von rund $300 \mu\text{g}$ 2.0 ms nach Einspritzbeginn auf, was im Mittel je Einspritzstrahl ungefähr der Menge des zu Beginn des Kapitels beschriebenen Standardmeßpunktes entspricht.

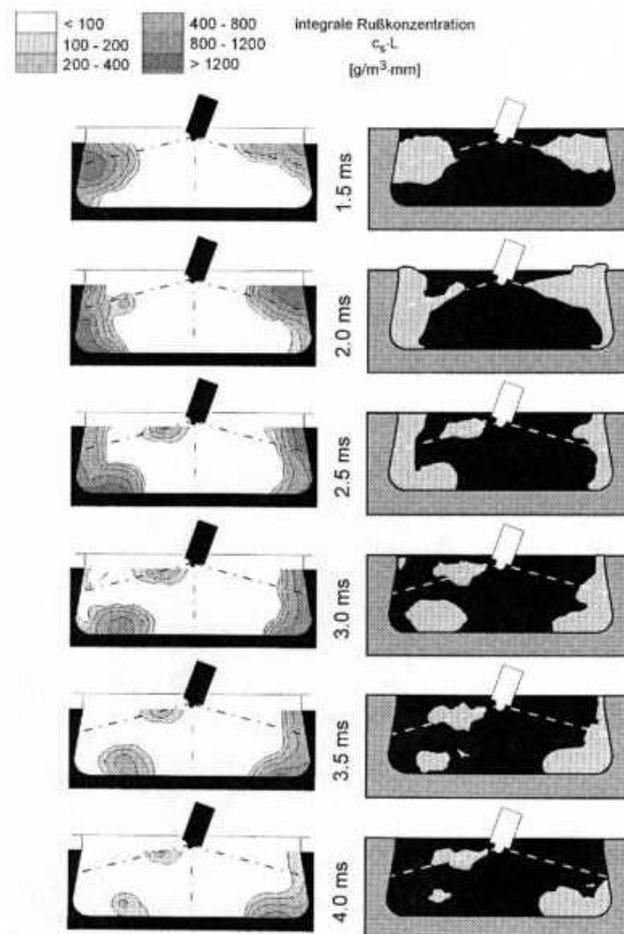


Abbildung 4.4.2-28 Rußverteilung in der 2-dimensionalen Kolbenmulde (links) und Eigenleuchten der Verbrennung (rechts)

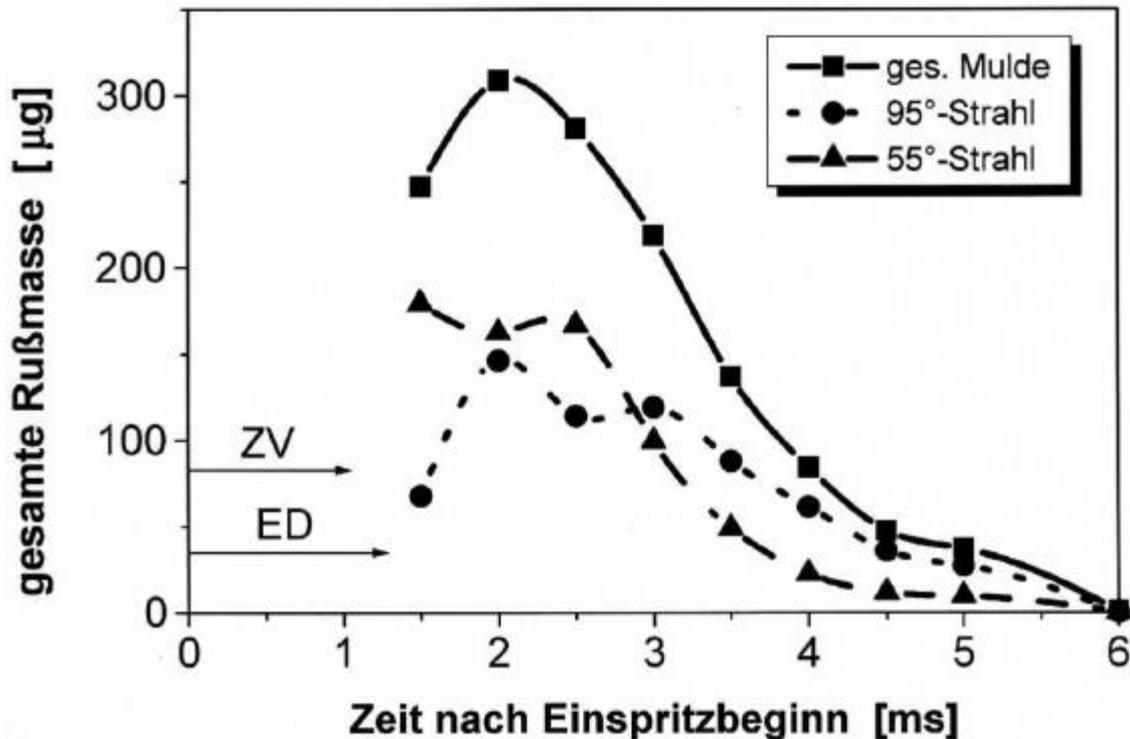


Abbildung 4.4.2-29 Zeitlicher Verlauf der gesamten Rußmasse in der Kolbenmulde sowie in den Einzelstrahlen

Der Kontakt zwischen Einspritzstrahl und Muldenwand beeinflusst somit in starkem Maße die Rußbildung und führt insbesondere zu starker Rußbildung an der Muldenoberfläche infolge von Abkühlung (siehe Abbildung 4.4.2-4, Kapitel 4.4.2.2). Aus den Untersuchungen kann ferner geschlossen werden, daß schräg eingesetzte Mehrlochdüsen, wie sie in direkteinspritzenden 2-Ventil-Dieselmotoren verwendet werden, aufgrund des unterschiedlichen Verhaltens der Einspritzstrahlen die globale Gemischbildung und Rußbildung im Brennraum verschlechtern. Aus diesem Grund birgt der Einsatz von modernen 4-Ventilmotoren mit zentraler Einspritzdüse ein großes Entwicklungspotential im Hinblick auf die Rußemission /55/.

Einfluß der Kraftstoffeigenschaften

Im Zuge immer schärferer Schadstoffgrenzwerte kommt der Frage nach dem Einfluß der Kraftstoffeigenschaften auf die Schadstoffentstehung eine immer größere Bedeutung zu. Dabei erschweren vielfältige Abhängigkeiten der Kraftstoffeigenschaften /56/, /57/, /58/, /59/ sowie sekundäre Auswirkungen auf die Gemischbildung und Verbrennung (Kapitel 4.2) /60/ die Interpretation der Ergebnisse vor allem in motorischen Versuchsträgern. Um den Einfluß einzelner Kraftstoffparameter isolieren zu können, bieten Untersuchungen mit dieselrelevanten Modellkraftstoffen vielfach deutliche Vorteile gegenüber realen Dieselmotoren. Desweiteren ist der Einsatz einer Vielzahl von optischen Meßverfahren nur mit bestimmten Modellkraftstoffen möglich. Im Hin-

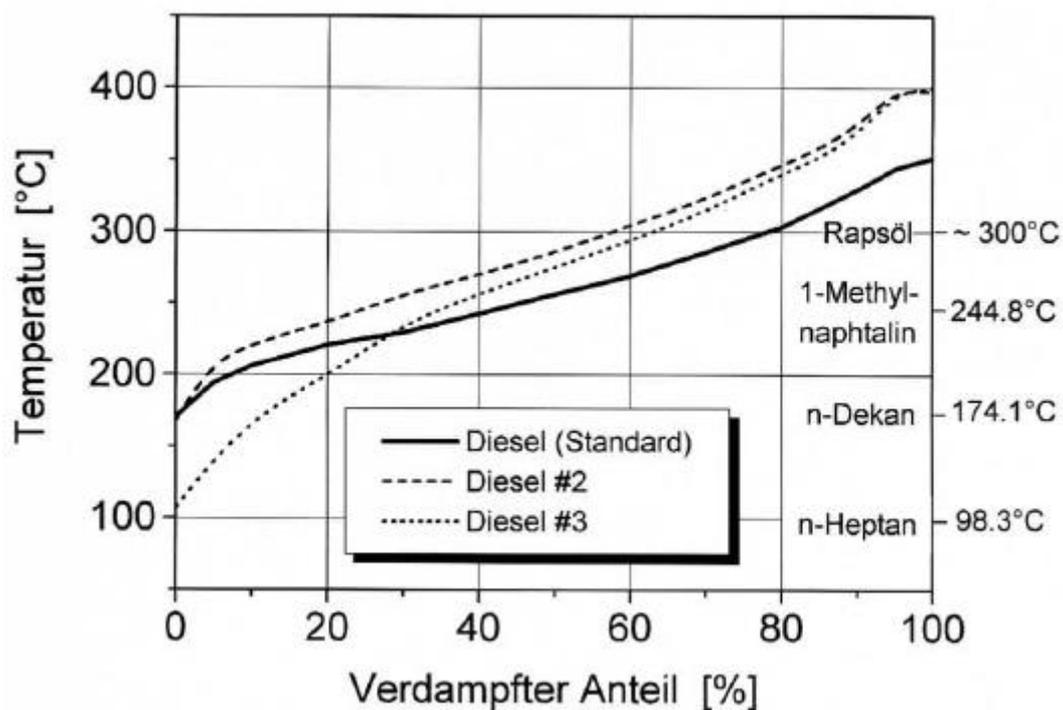
blick auf die rechnerische Simulation des dieselmotorischen Arbeitsprozesses sind außerdem zur Zeit experimentelle Daten von Ein- oder Zweikomponenten-Modellkraftstoffen zur Entwicklung und/oder Verifikation der Rechenmodelle unerlässlich, weil die Rechenkapazitäten sowie die zur Verfügung stehenden Modelle zur Simulation von realem Dieselkraftstoff noch nicht ausreichen und notwendige Daten vielfach nicht bekannt sind.

Aus diesen Gründen wurde zum einen die Rußbildung für verschiedene dieselrelevante Modellkraftstoffe und zum anderen der Einfluß einzelner Kraftstoffeigenschaften auf die Rußbildung anhand von Modellkraftstoffen sowie realen Dieselkraftstoffen untersucht. Im Hinblick auf den zunehmend diskutierten Einsatz von nachwachsenden Rohstoffen in Verbrennungsmotoren wurde außerdem Rapsöl als ein Vertreter dieser Kraftstoffe untersucht.

Die wichtigsten physikalischen Eigenschaften der untersuchten Kraftstoffe sind tabellarisch in der Tabelle 4.4.2-3 zusammengefaßt. In Abbildung 4.4.2-30 sind außerdem die Siedepunkte bzw. detaillierten Siedeverläufe der Kraftstoffe gegenübergestellt. Die Unterschiede dieser Kraftstoffe bezüglich Strahlausbreitung, Gemischbildung und Selbstzündung sind in den Kapiteln 4.2 und 4.3 detailliert dargestellt.

Tabelle 4.4.2-3 Physikalische Eigenschaften der untersuchten Kraftstoffe

	Diesel (standard)	Diesel#2	Diesel#3	Rapsöl	n-Dekan	n-Heptan	α -Methylnaphtalin	Modellkraftstoff
Dichte [kg/m ³]	~ 830	862	844	914	730	684	1020	817
kin. Viskosität [mm ² /s]	~ 4.2	6.18	4.31	75	1.27	0.61	3.26	1.49
Siedebereich /-punkt [°C]	~ 170-350	168-397	107-400	~ 300	174.1	98.3	244.8	174-245
Cetanzahl [-]	~ 52	45.4	45.6	44	77	56	0	56
Verdampfungswärme [kJ/kg]	~ 250				276.3	316.5	326.3	
Heizwert [MJ/kg]	~ 42.5	45.0	45.0	37.16	44.23	44.55	39.35	
C/H-Verhältnis [-]	~ 6.3	6.93	6.59	6.63	5.45	5.25	13.28	7.8
Sauerstoffgehalt [Vol-%]	< 0.1	< 0.1	< 0.1	10.5	0	0	0	0
Aromatgehalt [Vol-%]	~ 30	~ 35	~ 30	0	0	0	100	30

**Abbildung 4.4.2-30 Siedepunkte / Siedeverläufe der untersuchten Kraftstoffe**

- Einfluß des Siedeverlaufs

Ein unterschiedlicher Siedeverlauf wirkt sich zunächst stark auf die Strahlausbreitung und Kraftstoffverdampfung aus. So setzt wie in Kapitel 4.2 ausführlich beschrieben mit steigender Siede(end)temperatur die Kraftstoffverdampfung später ein und der Anteil unverdampften Kraftstoffes im Einspritzstrahl nimmt zu.

Zur Untersuchung des Einflusses des Siedeverlaufs auf die Rußbildung wurden neben dem standardmäßigen Dieselkraftstoff zwei weitere Dieselkraftstoffe (Diesel #2 und Diesel #3) eingesetzt, die sich im wesentlichen hinsichtlich Siedebeginn und/oder Siedeende voneinander unterscheiden. Mit diesen drei Dieselkraftstoffen ergibt sich zum einen eine Variation des Siedebeginns (Diesel #2 ↔ Diesel #3) und zum anderen eine Variation des Siedeendes (Standarddiesel ↔ Diesel #2).

Es zeigt sich, daß eine Variation des Siedebeginns keinen signifikanten Einfluß auf den zeitlichen Verlauf der gesamten Rußmasse im Strahl (Abbildung 4.4.2-31) hat. Die geringen Unterschiede zwischen den Dieselkraftstoffen #2 und #3 können nahezu ausschließlich auf deren leicht unterschiedliche Zündverzögerungen zurückgeführt werden. Eine Erhöhung des Siedeendes hat im Gegensatz dazu - trotz eines etwas längeren Zündverzugs der Dieselkraftstoffe #2 und #3 - eine deutlich stärkere Rußbildung und damit eine um rund 35% höhere maximale Rußmasse im Strahl zur Folge. Die größte Rußmenge tritt dabei mit zunehmender Siedeendtemperatur weiter von der Düse entfernt auf und das Überwiegen von Rußoxidationsvorgängen verschiebt sich zu späteren Zeiten, so daß vergleichbare Rußmassen erst wieder rund 0.7 ms später erreicht werden. Dies ist - wie bereits mehrfach erwähnt - insbesondere im Hinblick auf die begrenzte Zeit für die Rußoxidation in Motoren bei hohen Drehzahlen von Bedeutung.

Auch die in /61/ mit 46 Kraftstoffmischungen in Dieselmotoren mit indirekter Einspritzung durchgeführten Untersuchungen zeigen, daß der 90%-Siedepunkt gegenüber dem 10%- und 50%-Siedepunkt als dominierend im Hinblick auf die Partikelemission anzusehen ist. In /62/ wurde die stärkste Korrelation zur Rußemission direkteinspritzender Dieselmotoren neben der Viskosität ebenfalls für den 50%- bzw. 90%-Siedepunkt bestimmt.

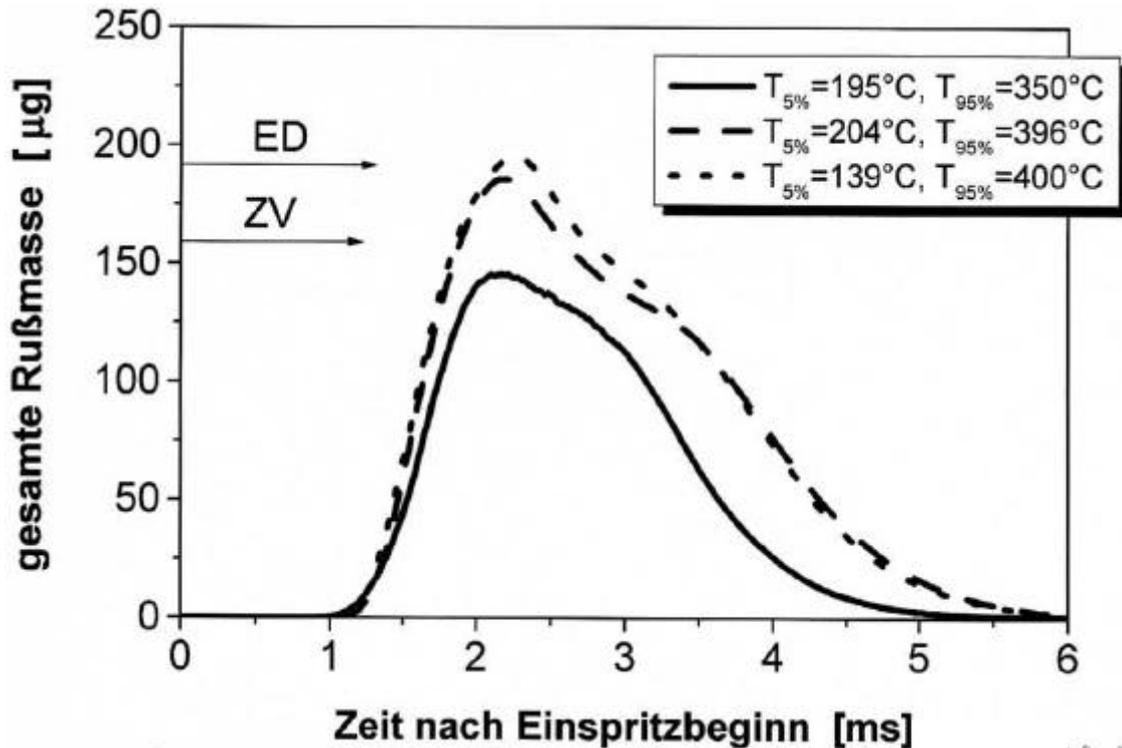


Abbildung 4.4.2-31 Gesamte Rußmasse im Strahl, Variation Siedeverlauf

- Modellkraftstoffe

Untersuchungen zur Rußbildung und Rußoxidation wurden auch an den Modellkraftstoffen durchgeführt, die aufgrund von Beschränkungen der optischen Meßverfahren zur Untersuchung der Gemischbildung (Raman-Spektroskopie, CARS) sowie der Untersuchungen im Stoßwellenrohr ausgewählt wurden. Ein- und Zweikomponenten-Modellkraftstoffe stellen bis heute außerdem die Grundlage zu einer Simulation des dieselmotorischen Arbeitsprozesses dar, da bis heute die Rechenkapazitäten sowie die zur Verfügung stehenden Modelle und Daten zur Simulation von realem Dieselkraftstoff noch nicht ausreichen.

n-Heptan - auch als Modellkraftstoff aus dem ottomotorischen Bereich bekannt - weist im Vergleich zu Diesel eine vergleichbare Cetanzahl auf und wird daher vielfach als Einkomponentenmodellkraftstoff für Diesel eingesetzt. Jedoch unterscheiden sich andere physikalischen Eigenschaften - wie z.B. Siedepunkt und Viskosität - erheblich von Diesel (siehe Tabelle 4.4.2-3), so daß sich deutliche Unterschiede in der Kraftstoffverdampfung (siehe Kapitel 4.2) sowie dem Zündverhalten (siehe Kapitel 4.3, /26/) ergeben. Weitgehend mit Diesel vergleichbare physikalische Eigenschaften lassen sich durch Verwendung einer Mischung aus 70 Volumenprozent n-Dekan und 30 Volumenprozent α -Methylnaphtalin als Modellkraftstoff erreichen. Bei vergleichbarer Strahlausbreitung und Verdamp-

fung ergeben sich jedoch auch hier deutliche Unterschiede bezüglich des Selbstzündverhaltens, wie ebenfalls in Kapitel 4.3 dargelegt wurde.

Im folgenden soll nun die Rußbildung für den Einkomponenten-Modellkraftstoff n-Heptan sowie die Mischung aus 70% n-Dekan und 30% α -Methylnaphtalin untersucht und mit der Rußbildung von Dieselkraftstoff verglichen werden. Um den Einfluß der Cetanzahl und damit des Zündverzugs auf die Rußbildung aufzuzeigen, wurde dem Zweikomponenten-Modellkraftstoff außerdem Zündbeschleuniger beigemischt. Abweichend von den standardmäßigen Randbedingungen wurden alle Untersuchungen mit Modellkraftstoffen bei einer Temperatur von 525 °C durchgeführt, weil reines n-Dekan aufgrund seiner hohen Cetanzahl ansonsten extrem kurze Zündverzüge aufweist.

Trotz eines annähernd gleichen Zündverzuges werden für n-Heptan im Vergleich zu dem Zweikomponenten-Modellkraftstoff deutlich geringere Rußkonzentrationen im gesamten Strahlbereich sowie eine um den Faktor 2 geringere maximale Rußmasse im Einspritzstrahl (Abbildung 4.4.2-32) gemessen. Dies läßt sich mit dem sehr niedrigen Siedepunkt von n-Heptan erklären, so daß der eingespritzte Kraftstoff sehr schnell verdampft und bis zum Einsetzen der Selbstzündung in einem weiten Strahlbereich gut aufbereitet ist, so daß nur eine geringe Rußbildung stattfindet. Im Vergleich zu Dieselkraftstoff wird jedoch auch für die Mischung aus n-Dekan und α -Methylnaphtalin trotz eines dieselähnlichen Siedebereiches und damit einer weitgehend dieselähnlichen Strahlausbreitung und Kraftstoffverdampfung eine deutlich geringere Rußbildung gemessen. Erst eine Beimischung von Zündbeschleuniger führt hier zu Rußkonzentrationen sowie einem Verlauf der gesamten Rußmasse im Strahl, die weitgehend denen von Dieselkraftstoff entsprechen. Somit hat der Zündverzug (über die Cetanzahl) einen sehr starken Einfluß auf die Rußbildung im Dieseleinspritzstrahl, was auch schon zuvor für eine Variation der Temperatur gezeigt wurde und die sehr geringe Rußbildung der beiden reinen Modellkraftstoffe erklärt. Mit zunehmendem Zündverzug steht eine längere Zeitdauer für die Kraftstoffverdampfung und Gemischaufbereitung zur Verfügung, so daß die Verbrennung mit nur geringer Rußbildung erfolgt.

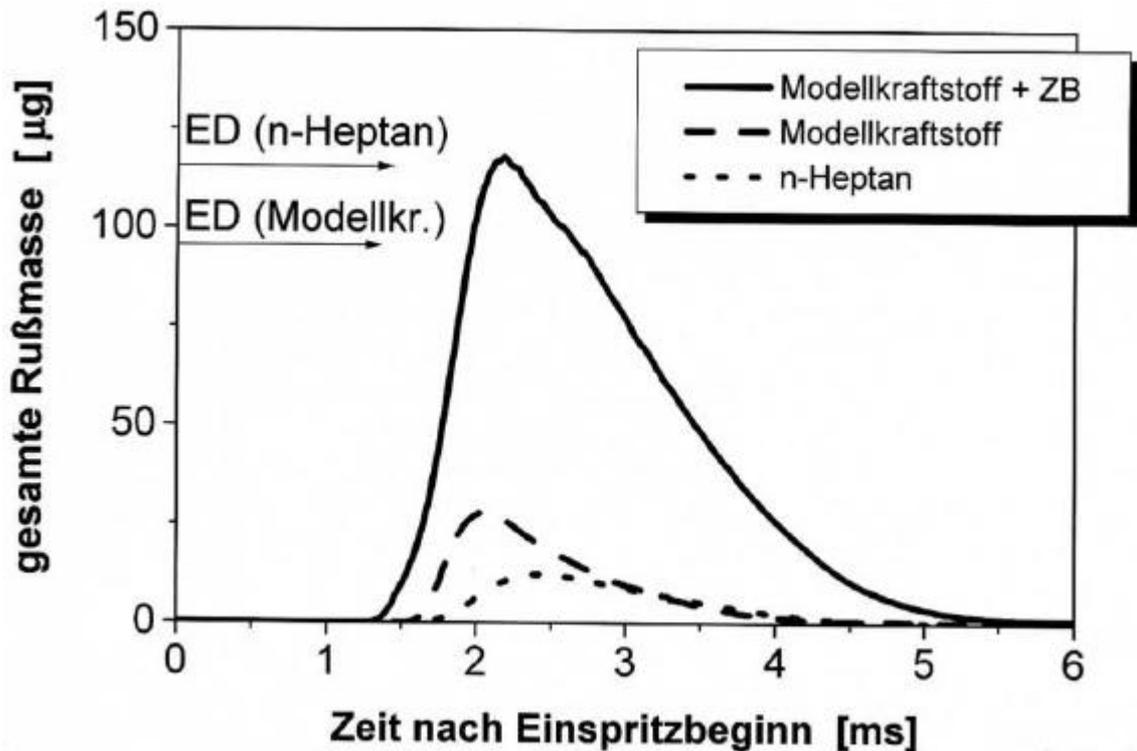


Abbildung 4.4.2-32 Gesamte Rußmasse im Strahl für verschiedene Modellkraftstoffe

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen zeigen somit, daß eine Mischung aus 70% n-Dekan und 30% α -Methylnaphtalin die Strahlausbreitung und Kraftstoffverdampfung sowie bei dieselähnlichem Zündverzug auch die Rußbildungsvorgänge von Dieselmotorkraftstoff gut wiedergibt, so daß diese als Modellkraftstoff gut geeignet ist. N-Heptan ist hingegen aufgrund seines sehr niedrigen Siedepunktes nur stark eingeschränkt als Modellkraftstoff für Diesel im Hinblick auf die Rußbildung geeignet. Außerdem sollte bei allen Parametervariationen in der Modellbrennkammer der Zündverzug in möglichst engem Rahmen konstant gehalten werden, weil ansonsten aufgrund seines starken Einflusses auf die Rußbildung ggf. andere Effekte überdeckt werden.

Auch im realen Motor wird die Cetanzahl vielfach als dominierender Parameter im Hinblick auf die Ruß-/Partikelemission angesehen [59]. Im Gegensatz zu der hier in einer Modellbrennkammer gemessenen, starken Zunahme der Rußbildung mit steigender Cetanzahl führt eine Anhebung der Cetanzahl im Motor zu einer Abnahme der Ruß-/Partikelemission. Dieser scheinbare Gegensatz kann auf die Tatsache zurückgeführt werden, daß der kürzere Zündverzug im Motor zu einem kompakteren Brennverlauf, der im Bereich des oberen Totpunktes konzentriert ist, und damit zu geringeren Wärmeverlusten führt, so daß die Bedingungen für die Rußoxidation stark verbessert werden. Da diese Effekte in

der Modellbrennkammer zu vernachlässigen sind, überwiegt hier der negative Einfluß der schlechteren Gemischaufbereitung zum Zündzeitpunkt.

- Einfluß des Aromatengehaltes

Bei der Diskussion des Kraftstoffeinflusses auf die Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor kommt dem Einfluß der Aromate im Kraftstoff immer wieder eine zentrale Bedeutung zu, so daß dieser Gegenstand einer Vielzahl von Untersuchungen war. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind jedoch vielfach widersprüchlich, so daß bis heute kein eindeutiger Einfluß des Aromatgehaltes auf die Ruß-/Partikelemission aufgezeigt werden konnte. Wie in Kapitel 4.4.2.1 beschrieben sind Aromate ein wichtiges Zwischenprodukt auf dem Weg zur Rußbildung. Jedoch ist bis heute nicht geklärt, ob Aromaten im Kraftstoff den direkten Weg zur Rußbildung einschlagen oder zunächst wie andere Kraftstoffkomponenten zu kleineren Kohlenwasserstoffen abgebaut werden. Es sei in diesem Zusammenhang auch auf den unterschiedlichen Einfluß von Aromaten auf die Rußbildung in vorgemischten und Diffusionsflammen /1/, /63/ hingewiesen.

Vier wesentliche Theorien zum Einfluß der Aromate werden in der Literatur genannt:

- Aromaten haben keinen direkten Einfluß auf die Ruß-/Partikelemission (/58/, /59/, /60/, /62/).
- Aromaten erhöhen unmittelbar die Ruß-/Partikelemission (/46/, /61/, /63/).
- Die Struktur der Aromate hat einen wesentlichen Einfluß auf die Ruß-/Partikelemissionen (/56/, /57/, /64/).
- Aromaten erhöhen nur bis zu einer bestimmten Konzentration die Ruß-/Partikelemission. Für höhere Konzentrationen ist kein Einfluß mehr feststellbar.

Der Aromatgehalt weist starke Korrelationen mit anderen Kraftstoffeigenschaften auf. So nehmen mit steigendem Aromatgehalt im allgemeinen die Dichte zu und der Siedeverlauf verschiebt sich zu höheren Temperaturen, während die Cetanzahl abnimmt. Umfangreiche Analysen zeigen, daß der Aromatgehalt vielfach nur über diese Korrelationen auf die Ruß-/Partikelemission wirkt /58/. Insbesondere die Veränderung der Cetanzahl beeinflusst über einen verkürzten Zündverzug den gesamten Verbrennungsvorgang. Dieser Einfluß kann in motorischen Versuchsträgern durch eine Anpassung des Spritzbeginns nur zum Teil ausgeglichen werden, so daß Regressionsanalysen eine wesentliche Abhängigkeit der Ruß-/Partikelemission von den Parametern „Brennbeginn“, „Anteil vorgemischter Verbrennung“ und „maximaler Zylinderdruck“ aufzeigen /60/.

Es wurde hier der Einfluß des Aromatgehaltes auf der Basis des zuvor vorgestellten Zweikomponenten-Modellkraftstoffes untersucht. Um auch den Einfluß

geringer Aromatkonzentrationen auf die Rußbildung aufzeigen zu können, wurde der Aromatgehalt ausgehend von reinem n-Dekan auf 10 Volumenprozent und 30 Volumenprozent α -Methylnaphtalin erhöht. Dabei wurde die Abnahme des Zündverzugs mit steigendem Aromatgehalt (siehe Kapitel 4.2) durch Beimischung eines handelsüblichen Zündbeschleunigers (nähere Angaben siehe /26/) ausgeglichen, so daß zusammen mit den konstanten Randbedingungen im Versuchsträger nur sehr geringe Unterschiede im Verbrennungsablauf auftreten. Es sei jedoch darauf hingewiesen, daß auch in der Modellbrennkammer sekundäre Einflüsse nicht vollständig ausgeschlossen werden können. So hat die Erhöhung des Aromatgehaltes zum einen eine Erhöhung der Viskosität und damit eine bessere Strahlzerstäubung und zum anderen eine Verschiebung des Siedeverlaufs zu höheren Temperaturen und damit eine schlechtere Kraftstoffverdampfung zur Folge. Diese beiden Effekte wirken im Hinblick auf die Rußbildung jedoch gegeneinander und sind außerdem insbesondere für einen α -Methylnaphtalinanteil von 10% nur als sehr gering zu betrachten.

Die Ergebnisse der Lichtextinktionsmessungen zeigen keinen Einfluß des Aromatengehaltes auf die Rußbildung und Rußoxidation im Dieseleinspritzstrahl. Hierzu ist in Abbildung 4.4.2-33 der Verlauf der gesamten Rußmasse für die drei untersuchten Kraftstoffe als Funktion der Zeit nach Einspritzbeginn dargestellt. Dabei ist jedoch zu bemerken, daß unter den hier gewählten Randbedingungen ein großer Teil des Kraftstoffes aufgrund des relativ langen Zündverzuges vorgemischt verbrennt und nur eine sehr kurze Phase mit Diffusionsverbrennung zu erwarten ist. Somit kann festgehalten werden, daß der Aromatgehalt bei weitgehender Vermeidung von sekundären Einflüssen in einer Modellbrennkammer bei überwiegend vorgemischter Verbrennung insbesondere auch für geringe Konzentrationen sowie für Zweikernaromaten keinen Einfluß auf die Rußentstehung im Dieseleinspritzstrahl zeigt. Dieses Ergebnis stimmt damit gut mit den Ergebnissen aus Flammen sowie motorischer Untersuchungen in /60/, /64/ überein. Inwieweit dieses Ergebnis auch für einen zunehmenden Anteil der diffusiven Verbrennungsphase (d.h. einer im Vergleich zum Zündverzug deutlich längeren Einspritzdauer) Gültigkeit besitzt, sollte im Rahmen zukünftiger Untersuchungen geklärt werden.

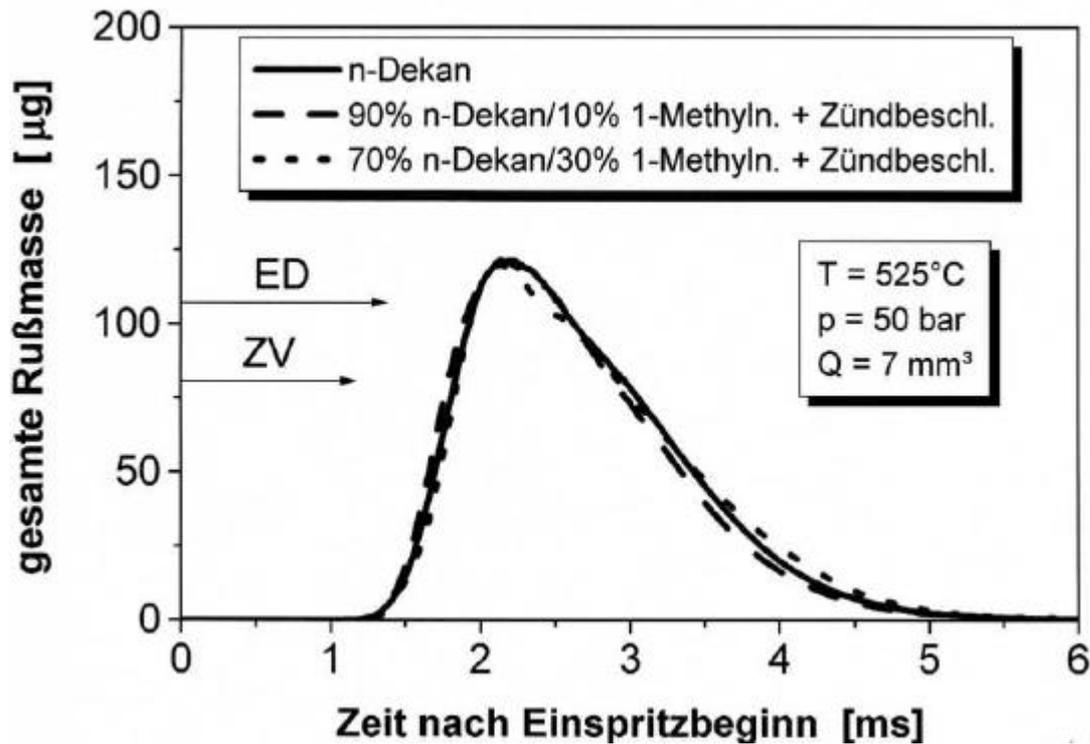


Abbildung 4.4.2-33 Einfluß des Aromatgehaltes auf die gesamte Rußmasse im Strahl

Rapsöl

Nachwachsende Rohstoffe stehen in letzter Zeit verstärkt als Alternativen zu Dieselkraftstoff in der Diskussion. Dabei werden als wesentliche Argumente für ihren Einsatz die ausgeglichene CO_2 -Bilanz und damit ein positiver Einfluß auf den Treibhauseffekt, ihre Bioabbaubarkeit sowie das Beschäftigungspotential für die Landwirtschaft genannt. Als ein Vertreter der nachwachsenden Rohstoffe wurde Rapsöl ausgewählt, um die Auswirkungen der zum Teil stark von Dieselkraftstoff abweichenden Eigenschaften (siehe Tabelle 4.4.2-3) auf die Rußbildung und Rußoxidation zu untersuchen. Im Vergleich zu Diesel weist Rapsöl insbesondere eine deutlich höhere Viskosität, einen hohen Siedepunkt sowie einen 10%-igen Sauerstoffanteil auf.

Aufgrund des hohen Siedepunktes liegt bei Rapsöl noch zum Zeitpunkt der Selbstzündung ein großer Anteil des gesamten Kraftstoffes in flüssiger und damit schlecht aufbereiteter Form vor. Dies ist neben dem hohen Siedepunkt von Rapsöl auch auf die im Vergleich zu Diesel etwas verlängerte Einspritzdauer zurückzuführen.

Die schlechte Kraftstoffverdampfung und Gemischbildung von Rapsöl erklärt die starke Rußbildung während der Verbrennung, die sich aus den Ergebnissen der Lichtextinktionsmessungen in Abbildung 4.4.2-34 und Abbildung 4.4.2-35 ergibt.

Um den starken Einfluß des im Vergleich zu Diesel kürzeren Zündverzugs (siehe Kapitel 4.2) auf die Rußbildung auszuschalten, wurde bei diesen Untersuchungen die Temperatur im Versuchsträger für Rapsöl um ca. 20 °C abgesenkt, bis sich ein mit Diesel vergleichbarer Zündverzug einstellte (Anm.: Bei einer Temperatur von 550 °C wurde aufgrund des kurzen Zündverzugs eine noch stärkere Rußbildung registriert.).

Für Rapsöl werden im Vergleich zu Diesel deutlich höhere Rußkonzentrationen in Bereichen, die weiter als 40 mm von der Einspritzdüse entfernt sind, gemessen, wobei der Anstieg der Rußkonzentrationen im Bereich 30 - 60 mm unter der Düse in einem sehr kurzen Zeitintervall erfolgt. In diesem Bereich wird ein sehr fettes und schlecht aufbereitetes Gemisch sehr schnell von der Verbrennung erfaßt, so daß der Anstieg der Rußkonzentrationen in diesem gesamten Bereich im wesentlichen auf Rußbildung zurückzuführen ist, während für Diesel hier schon deutliche Transportvorgänge überlagert sind. Neben einer größeren axialen Ausdehnung des Gebietes hoher Rußkonzentrationen nimmt gleichzeitig dessen radiale Ausdehnung insbesondere im düsennahen Bereich zu frühen Zeiten ab, was auf den schlankeren Einspritzstrahl infolge der nur geringen Verdampfung zurückzuführen ist. Insgesamt ergibt sich - bedingt durch die nahezu gleichzeitig einsetzende Rußbildung in einem weiten Strahlbereich - ein sehr schneller Anstieg der gesamten Rußmasse im Strahl, deren Maximalwert um rund 35% über der maximalen Rußmasse von Diesel liegt. Trotz der starken Rußbildung von Rapsöl zu frühen Zeiten werden in der späten Verbrennungsphase jedoch wieder mit Diesel vergleichbare Rußmassen im gesamten Einspritzstrahl gemessen, was auf eine verstärkte Rußoxidation durch den 10%igen Sauerstoffanteil in Rapsöl zurückgeführt werden kann.

In motorischen Versuchen ergeben sich für den Einsatz von Rapsöl - abhängig vom verwendeten Versuchsträger - zum Teil widersprüchliche Ergebnisse hinsichtlich der Partikel-/Rußemission: zeigen sich nach /65/ keine Vorteile hinsichtlich der Schadstoffemissionen bei Verwendung von Rapsöl, so sind in /66/ Ergebnisse von Untersuchungen aufgeführt, bei denen sich im Vergleich zu Diesel in DI-Motoren geringere Rauchwerte bei Teillast, jedoch vergleichbare Werte bei Vollast ergeben.

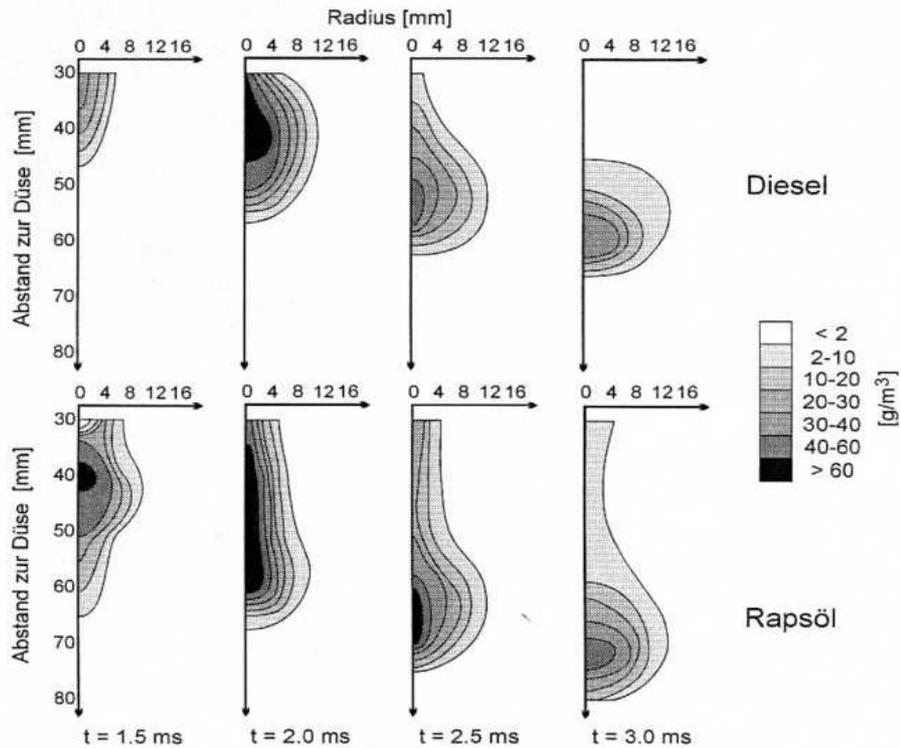


Abbildung 4.4.2-34 Rußverteilung im Einspritzstrahl, Vergleich Diesel « Rapsöl

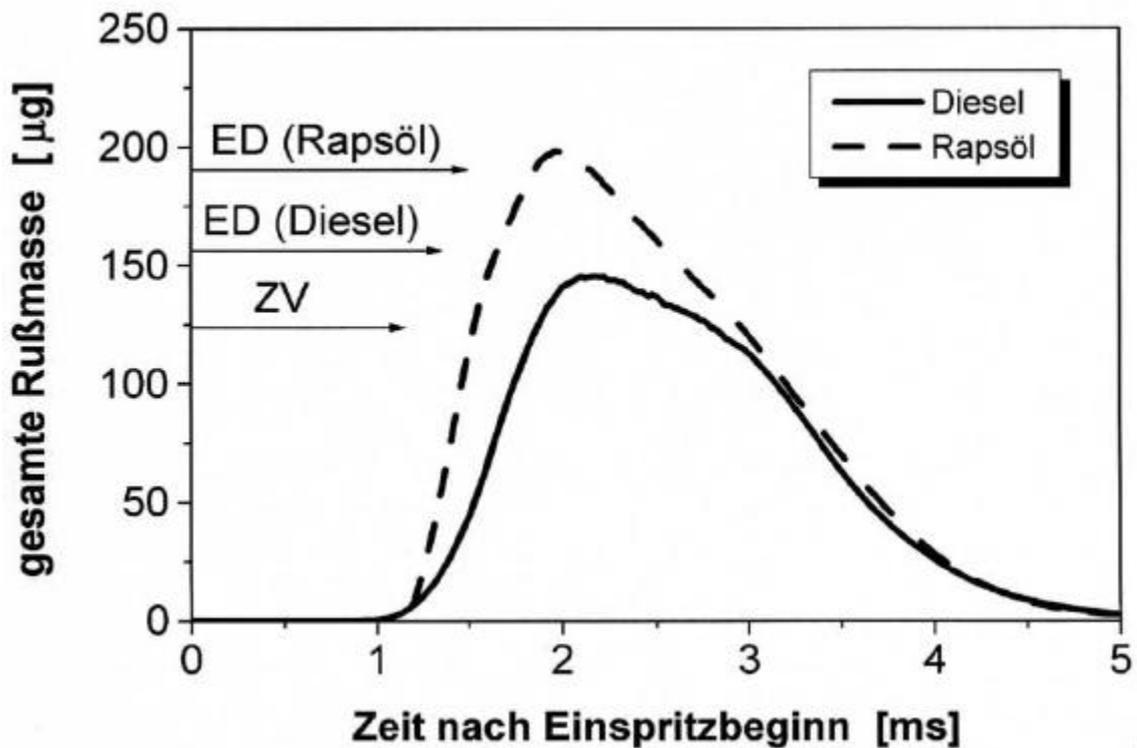


Abbildung 4.4.2-35 Gesamte Rußmasse im Strahl, Vergleich Diesel « Rapsöl

Zyklische Schwankungen

Obwohl die äußeren Randbedingungen in der Modellbrennkammer in engem Rahmen konstant gehalten werden können und keine signifikanten zyklischen Schwankungen des Einspritzverlaufs (Nadelhub, Druck in der Einspritzleitung) meßbar sind, treten wie in Kapitel 4.2 und 4.3 dargestellt signifikante zyklische Schwankungen der Strahlausbreitung, Kraftstoffverdampfung und Selbstzündung auf, so daß auch mit zyklischen Schwankungen der Rußbildungsvorgänge zu rechnen ist.

Im folgenden sollen die zyklischen Schwankungen der Rußbildung im Dieseleinspritzstrahl aus 1-dimensionalen Lichtextinktionsmessungen an einigen ausgewählten Meßpunkten anhand zweier unterschiedlicher Darstellungsformen beurteilt werden. Zum einen werden aus den 64 aufgezeichneten Einzelzyklen an einem Meßort die jeweils 16 Zyklen mit den kürzesten/längsten Zündverzügen ausgewählt, gemittelt und dem Verlauf der mittleren Rußkonzentration gegenübergestellt. Zum anderen werden die zyklischen Schwankungen der Rußbildung als Funktion der Schwankungen des Zündverzuges dargestellt. Hierzu mußte zunächst ein Maß für die Stärke der Rußbildung eines Einzelzyklus an einem bestimmten Meßort definiert werden. Es wurde - wie auch in /45/ vorgeschlagen und in Abbildung 4.4.2-36 dargestellt - die Fläche unter dem Rußkonzentrationsverlauf nach der Korrektur des Tropfeneinflusses ausgewählt, weil diese neben den Rußkonzentrationswerten (insbesondere auch der maximalen Rußkonzentration) auch die axiale Ausdehnung des Rußgebietes über die Dauer des Signals berücksichtigt. Weil die so definierte Rußstärke keine sinnvolle physikalische Einheit aufweist und um die Ergebnisse unabhängig von den jeweiligen Absolutwerten darstellen zu können, werden im folgenden nur die prozentualen Abweichungen sowohl des Zündverzuges als auch der Rußstärke von ihrem jeweiligen Mittelwert dargestellt. In der Legende sind dabei die jeweiligen Standardabweichungen des Zündverzuges und der Stärke der Rußbildung sowie der Regressionskoeffizient einer linearen Regression aufgeführt.

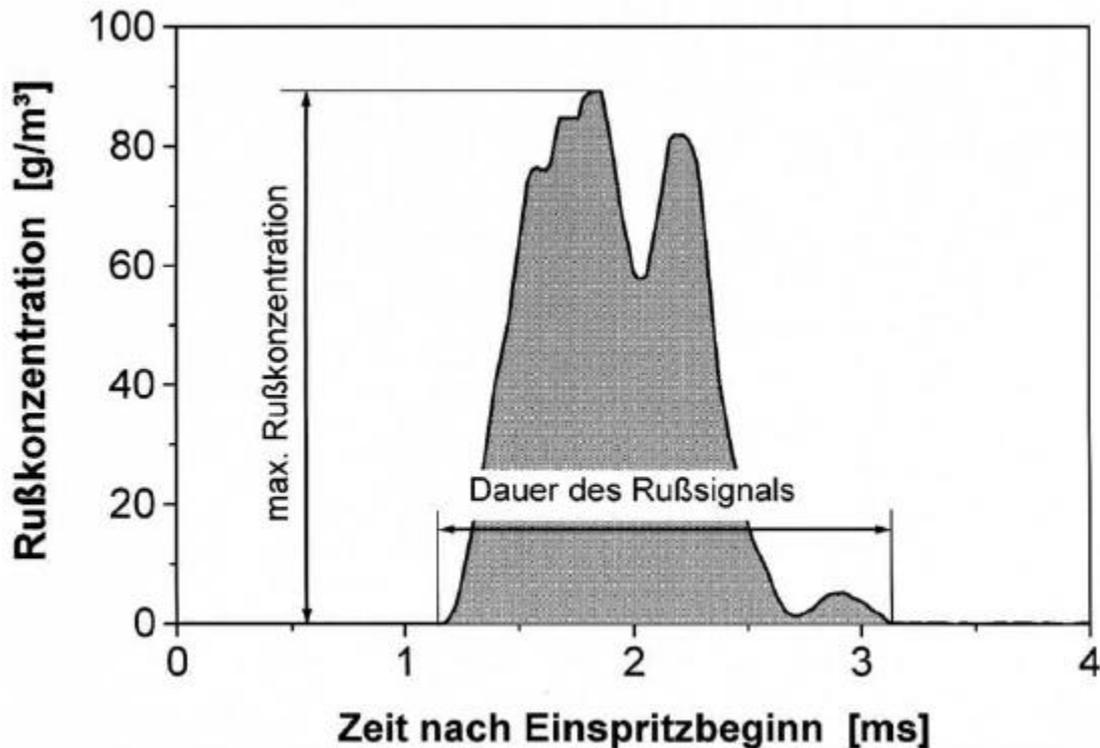


Abbildung 4.4.2-36 Definition der „Rußstärke“ an einem Meßort

In Abbildung 4.4.2-37 und Abbildung 4.4.2-38 sind exemplarisch die zyklischen Schwankungen der Rußbildung und deren Abhängigkeit von den zyklischen Schwankungen des Zündverzugs für den Standardmeßpunkt ($T = 550\text{ °C}$, $p = 50\text{ bar}$, $Q = 7\text{ mm}^3$) im Abstand 40 und 60 mm von der Einspritzdüse auf der Strahlachse dargestellt. Aus diesen Darstellungen ergibt sich zum einen eine eindeutige Abhängigkeit der Stärke der Rußbildung von den zyklischen Schwankungen des Zündverzugs: mit abnehmendem Zündverzug nimmt die Rußbildung im Einspritzstrahl zu. Dieser Zusammenhang wurde zuvor auch schon für den Einfluß der Temperatur sowie der Cetanzahl auf die Rußbildung beschrieben und läßt sich wie dort mit der schlechteren Gemischaufbereitung im gesamten Einspritzstrahl bei kürzerem Zündverzug erklären. Aus den Darstellungen der Stärke der Rußbildung als Funktion des Zündverzugs läßt sich jedoch auch ableiten, daß für gleiche Zündverzüge sehr starke lokale Unterschiede bei der Rußbildung auftreten können. Diese sind im wesentlichen auf die zyklischen Schwankungen der Strahlausbreitung und Gemischbildung zurückzuführen.

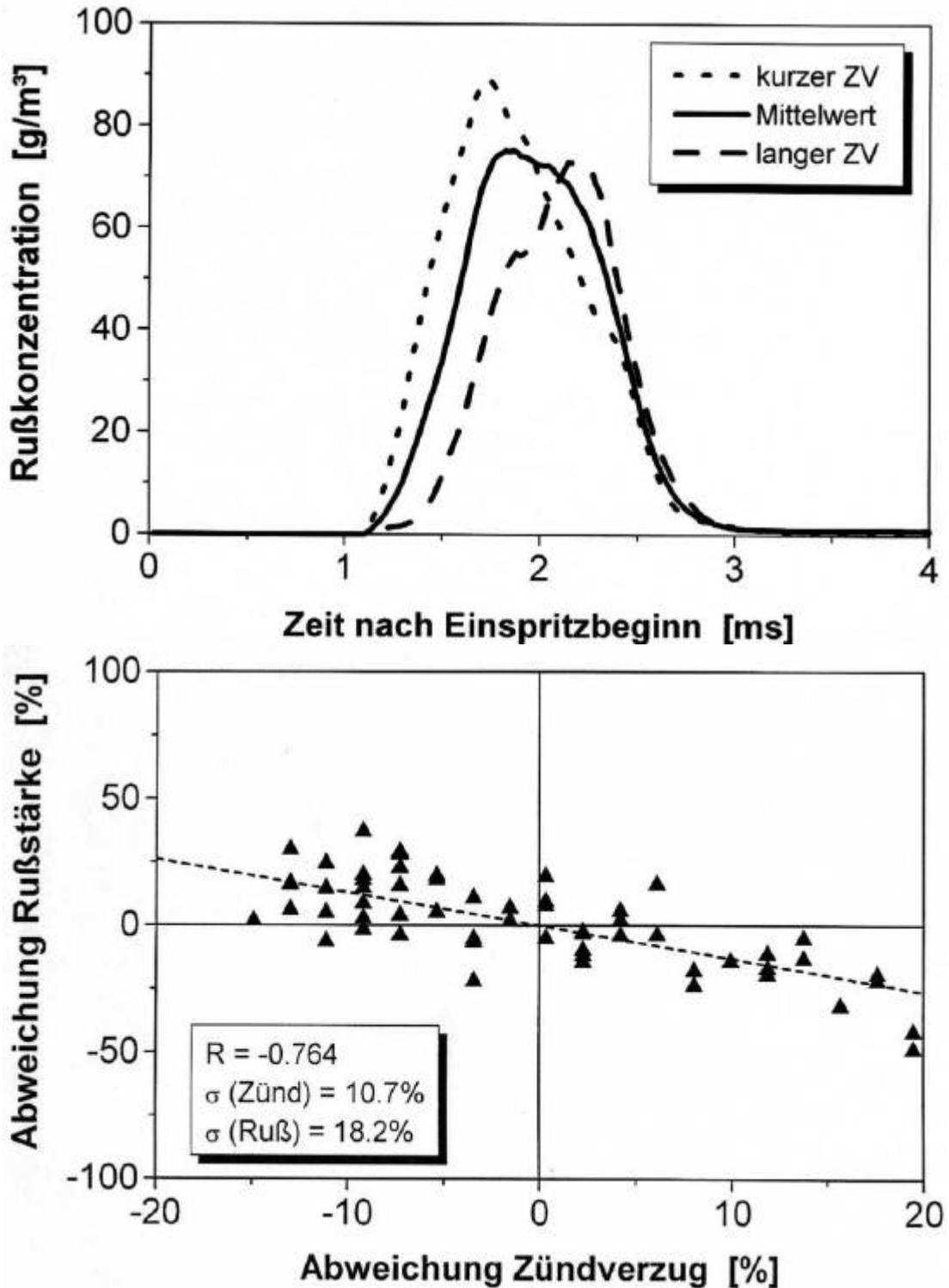


Abbildung 4.4.2-37 Einfluß zyklischer Schwankungen des Zündverzugs auf die Rußbildung, Standardmeßpunkt, 40 mm unter der Düse auf der Stralachse

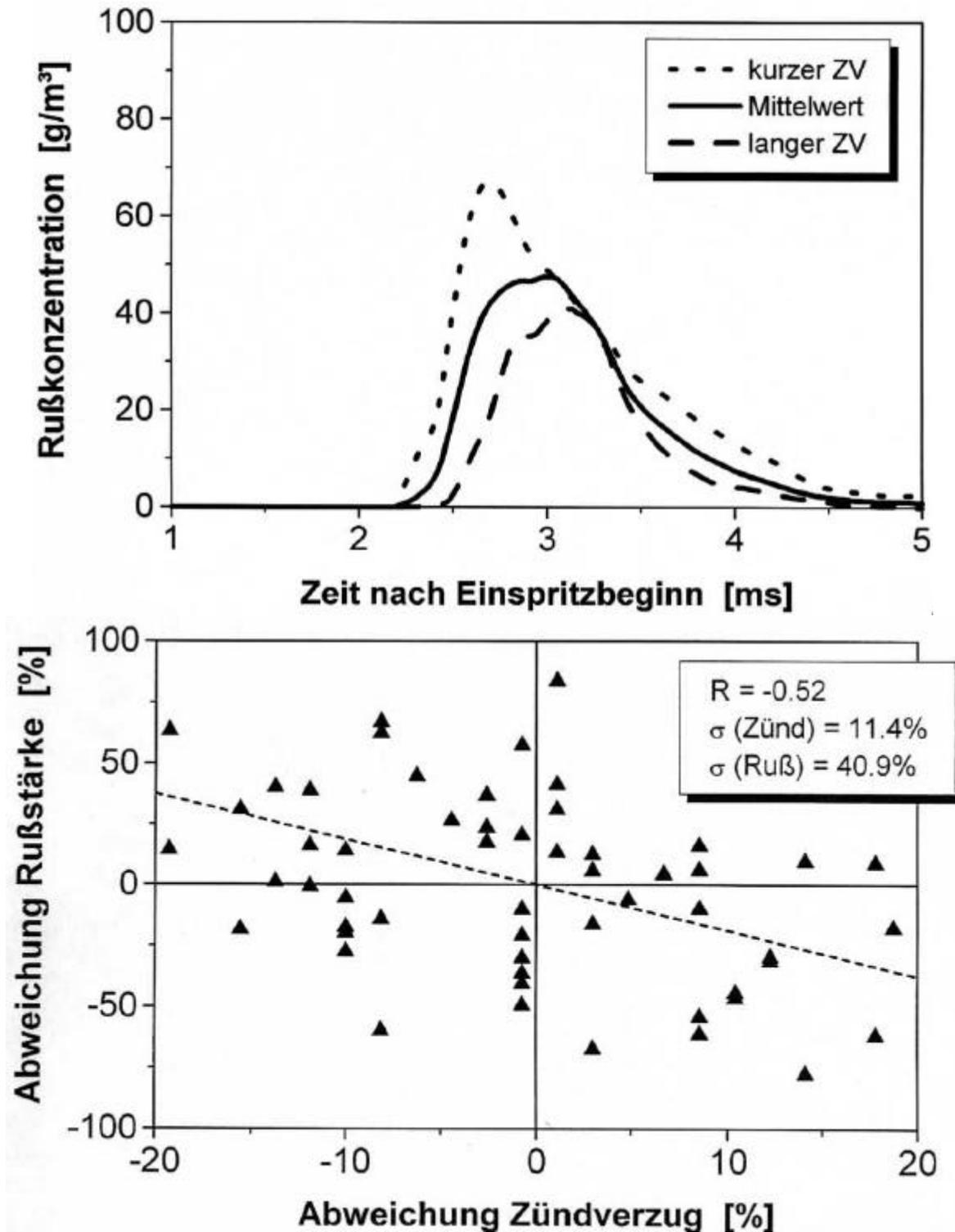


Abbildung 4.4.2-38 Einfluß zyklischer Schwankungen des Zündverzugs auf die Rußbildung, Standardmeßpunkt, 60 mm unter der Düse auf der Strahlachse

Für den Standardmeßpunkt verschiebt sich mit abnehmendem Zündverzug insbesondere der steile Anstieg der Rußkonzentration am jeweiligen Meßort zu deutlich früheren Zeiten, wobei gleichzeitig die maximal auftretenden Konzentrationen leicht

zunehmen und das Maximum zu früheren Zeiten erreicht wird. Dies ist auf den schlecht aufbereiteten Kraftstoff und eine damit verbundene starke Rußbildung in Düsen­nähe zurückzuführen. Während am Meßort 40 mm unter der Düse der Abfall der Rußkonzentrationen unabhängig von den zyklischen Schwankungen etwa zur gleichen Zeit erfolgt, werden weiter von der Düse entfernt mit abnehmendem Zünd­verzug erst zu späteren Zeiten wieder vergleichbare Rußkonzentrationen erreicht, was im Hinblick auf den realen Motor als ungünstig zu betrachten ist. Hier werden die Transportvorgänge zunehmend durch die Rußoxidation überlagert, so daß zum Abbau der bei kurzen Zündverzügen gebildeten, hohen Rußkonzentrationen eine längere Zeitdauer benötigt wird. Mit zunehmender Entfernung von der Einspritzdüse nehmen außerdem die zyklischen Schwankungen der Stärke der Rußbildung zu und gleichzeitig die Korrelation zu den zyklischen Schwankungen des Zündverzugs ab. Die Stärke der Rußbildung wird hier nicht mehr von der stark zündverzugsabhängigen Rußbildung dominiert, sondern zunehmend durch - ebenfalls zyklisch schwankende - Rußoxidationsvorgänge überlagert.

Mit zunehmender Last wird eine deutliche Zunahme der zyklischen Schwankungen der Rußbildung registriert /26/.

Zusammenfassend läßt sich festhalten, daß die zyklischen Schwankungen des Zünd­verzugs insbesondere die Rußbildung in Düsen­nähe beeinflussen, was jedoch starke zyklische Schwankungen der Rußbildungs- und Rußoxidationsvorgänge im gesamten Einspritzstrahl nach sich zieht. Starke zyklische Schwankungen der Rußbildung treten auch im Brennraum /45/, unmittelbar hinter dem Auslaßventil /67/ sowie im Abgas /48/, /68/ von Dieselmotoren auf. In /45/ wurde dabei mittels der 2-Farben-Spektroskopie in einem direkteinspritzenden Dieselmotor ebenfalls eine negative Korrelation zwischen dem „relativen Rußbildungs­verzug“ (d.h. der Zeitpunkt, zu dem an einem bestimmten Meßort die Rußbildung einsetzt) sowie der Stärke der Rußbildung an diesem Meßort gemessen.

Zyklusaufgelöste Untersuchungen der Rußemission eines direkteinspritzenden Dieselmotors /48/, /69/ zeigen, daß die Emissionen starke Streuungen mit Werten von 0.005 mg/Zyklus bis 0.2 mg/Zyklus (= Rauchwerten nach Bosch von etwa 0.2 bis 2.7) aufweisen (Abbildung 4.4.2-39). Dabei werden Standardabweichungen bis 40% registriert und 10% der ungünstigsten bzw. 40% der günstigsten Arbeitsspiele tragen jeweils 20% zur Rußemission bei, so daß die Reduzierung der zyklischen Schwankungen ein großes Potential im Hinblick auf eine Reduzierung der Rußemission birgt.

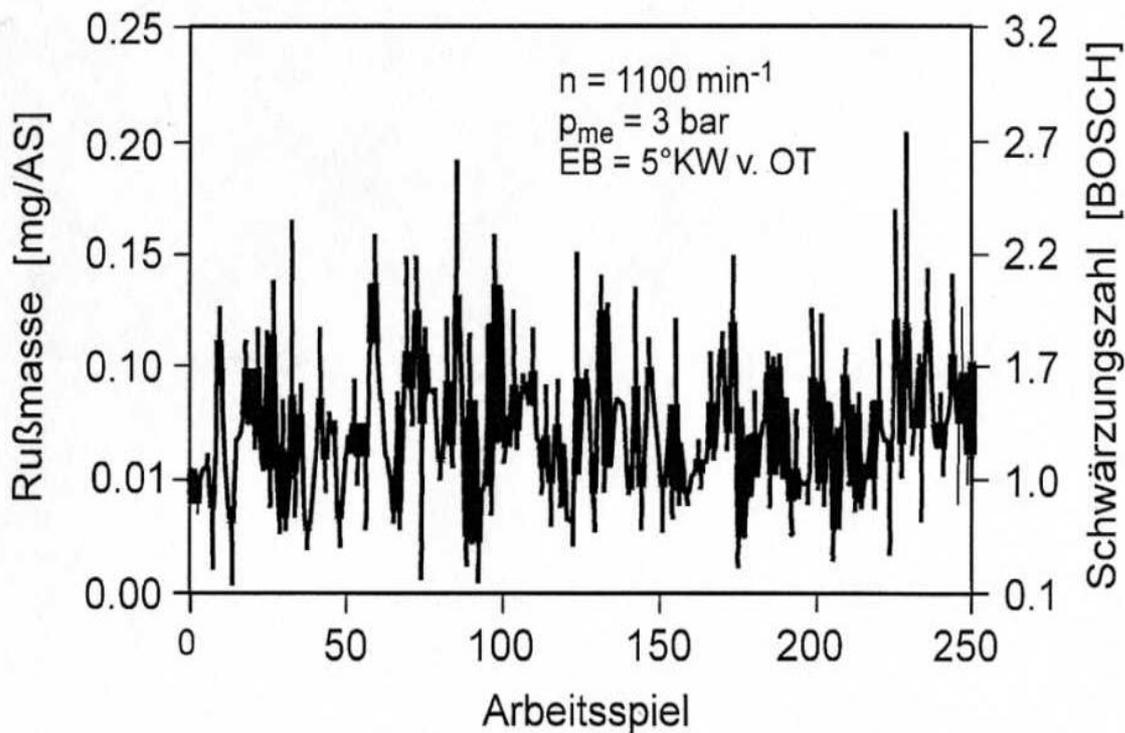


Abbildung 4.4.2-39 Zyklische Schwankungen der Rußmassenemission bei stationärem Motorbetrieb

Die größten zyklischen Schwankungen der Rußemission treten für niedrige Drehzahlen, hohe Last, späten Spritzbeginn sowie große Düsenlochdurchmesser auf. Diese weisen im Motor jedoch im Vergleich zu den Ergebnissen aus der Druckkammer eine deutlich geringere Korrelation zum Zündverzug auf, so daß hier noch andere Einflußfaktoren von Bedeutung sein müssen. Ein eindeutiger Zusammenhang läßt sich aus diesen Untersuchungen jedoch zwischen dem Zylinderdruck in der Expansionsphase und der Rußemission ableiten: Arbeitsspiele mit hohem Expansionsdruck emittieren weniger Ruß, was über die Korrelation zwischen Druck und Temperatur auf die Nachoxidationsvorgänge zurückzuführen ist.

Zyklus aufgelöste Untersuchungen der NO_x -Emissionen am selben Versuchsträger ergeben deutlich geringere zyklische Schwankungen zwischen 0.925 mg/Zyklus und 1.225 mg/Zyklus [48/, /69/]. Es zeigt sich hierbei ebenfalls eine Korrelation zum Druck in der Expansionsphase: Arbeitsspiele mit hohem Zylinderdruck emittieren statistisch signifikant mehr NO_x . Der Einfluß des Zylinderdruckes auf die Ruß- und NO_x -Emissionen ist damit gegenläufig, allerdings überwiegt wegen der deutlich höheren Streuungen der Rußemission das Verbesserungspotential auf dieser Seite die damit verbundene Verschlechterung bezüglich der NO_x -Emissionen.

4.4.3 Akustik

In den letzten 50 Jahren haben akustische Belange einen immer höheren Stellenwert bei der Entwicklung von Verbrennungsmotoren unabhängig von ihrem Einsatzgebiet gewonnen. Durch intensive Forschungsarbeiten zu Themen der Motorakustik wurde etwa vor 30 Jahren ein Stand erreicht, daß Dieselmotoren für den Pkw-Antrieb akzeptiert wurden. In der Zwischenzeit wurden weitere Verbesserungen aus Gründen der Typprüfung und aus Fahrkomfortgründen realisiert. Spezielle akustische Themen im Zusammenhang mit der dieselmotorischen Verbrennung, die mehr auf Geräuschqualität abheben, werden im folgenden behandelt.

4.4.3.1 Grundlagen der Motorakustik

Unter Motorgeräusch versteht man meist das von den Motoroberflächen abgestrahlte Geräusch (eigentliches Motorgeräusch, Motorgeräusch im engeren Sinn). Weitere bei Verbrennungsmotoren auftretende Geräusche sind z.B. das Ansauggeräusch, das Auspuffgeräusch und Lüftergeräusche (Generator, Kühler). Diese unterscheiden sich wegen ihrer direkten Erzeugung im Entstehungsmechanismus erheblich von dem (eigentlichen) Motorgeräusch und werden deshalb meist nicht von den Motorakustikern behandelt.

Die Oberflächen eines Motors werden von den Außenflächen der kraftführenden Struktur des Zylinderkurbelgehäuses und des Zylinderkopfes sowie von den fußpunkterregten Bauteilen wie Ölwanne, Ventilhaube und bei manchen Motoren Steuerkastendeckel gebildet. Wechselkräfte und Kraftstöße infolge des Zylinderdruckes während der Verbrennung regen die Motorstruktur z.B. am Zylinderkopfboden oder den Kurbelwellenlagern zu Körperschallschwingungen an. Hieraus resultiert das Verbrennungsgeräusch. Kraftsprünge und -stöße infolge der Massenkräfte in Verbindung mit der spielbehafteten Mechanik des Motors (Kurbeltrieb und Ventiltrieb) sind Ursachen des mechanischen Motorgeräusches.

Abbildung 4.4.3-1 zeigt den Stand der Technik bezüglich des Motorgeräusches für Fahrzeugmotoren: Ottomotoren, Pkw-Dieselmotoren und Lkw-Dieselmotoren. Dargestellt sind Motorgeräuschpegel, gemessen in einem schalltoten Raum, Mikrofonabstand 1 m zur Motoroberfläche. Man erkennt eine starke Abhängigkeit der Pegel von der Drehzahl. Es fällt auf, daß zwischen leisen und lauten Motoren ein Unterschied von etwa 10 dBA besteht.

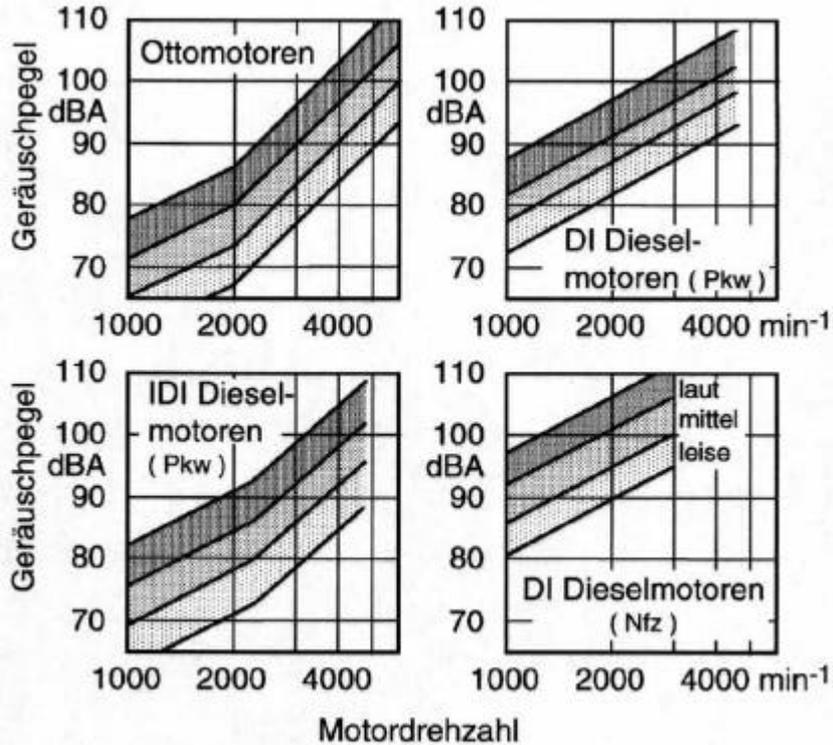


Abbildung 4.4.3-1 Streubänder der Geräuschpegel von Fahrzeugmotoren, Stand der Technik

Die Betriebskräfte und Anregungsursachen des Motorgeräusches sind in Abbildung 4.4.3-2 zusammengefaßt. Im Experiment lassen sich die Geräuschanteile nur näherungsweise ermitteln. Bei Ottomotoren wird bei geschlossener Drosselklappe (Nullast) fast ausschließlich mechanisches Geräusch erzeugt, so daß für das Verbrennungsgeräusch (VG) unter Last bei vorgegebener Drehzahl gilt:

$$VG_{\text{Last}} = \text{Motorgeräusch}_{\text{Last}} - \text{mechanisches Geräusch}$$

$$\text{Motorgeräusch}_{\text{Null-Last}}$$

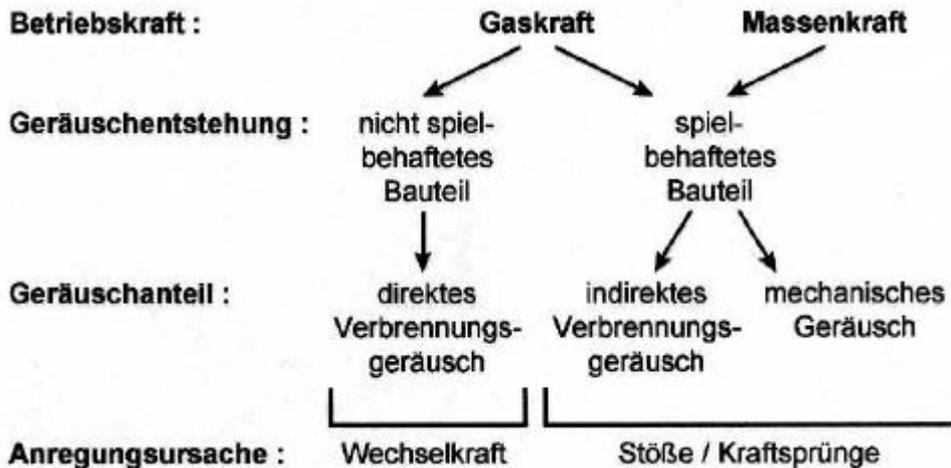


Abbildung 4.4.3-2 Betriebskräfte und Geräuschentstehung

Es dominiert das indirekte Verbrennungsgeräusch gegenüber dem direkten Verbrennungsgeräusch.

Bei Dieselmotoren wird bei geschlepptem Betrieb (Kurbelwelle wird extern angetrieben) im Gegensatz zum gefeuerten Betrieb kein direktes Verbrennungsgeräusch erzeugt, weil der Zylinderdruck (Kompression) trotz hoher Druckamplituden keine hohen Druckgradienten aufweist und deshalb nur sehr niederfrequente Anteile besitzt. Hier gilt:

$$\text{direktes VG}_{\text{gefeuert}} = \text{Motorgeräusch}_{\text{gefeuert}} - (\text{indirektes VG} + \text{mech. G})$$

$$\overbrace{\text{Motorgeräusch}}_{\text{geschleppt}}$$

Haupteinflußgröße auf das Verbrennungsgeräusch ist die Last; Haupteinflußgröße auf das mechanische Geräusch dagegen ist die Drehzahl.

Eine andere Vorgehensweise zur Quantifizierung des direkten Verbrennungsgeräusches basiert auf der Zylinderdruckindizierung. Als Entstehungshypothese wird angenommen, daß die wechselnde Gaskraft während der Hochdruckphase auf die Struktur ohne zwischengeschaltete, spielbehaftete Bauteile einwirkt und die kraftführende Struktur als lineares Übertragungssystem aufzufassen ist. Hierauf wird in Kapitel 4.4.3.3 näher eingegangen.

4.4.3.2 Mechanisches Geräusch

An der Entstehung des mechanischen Geräusches sind die innerhalb des Motors bewegten Funktionsgruppen, nämlich der Ventiltrieb (im Zylinderkopf) und der Kurbeltrieb (im Motorblock), beteiligt. Infolge der ungleichförmigen Bewegungen einzelner Bauteile verbunden mit Spiel untereinander bzw. zur Motorstruktur treten Stöße (z.B. Ventil/Ventilsitz beim Schließen des Ventils, Kolben/Zylinderrohr nach Anlageseitenwechsel des Kolbens) und Massenwechselkräfte auf (z.B. Ventilbeschleunigung), durch die Körperschall in der Motorstruktur erzeugt wird. Die bezüglich des mechanischen Geräusches wichtigen Entstehungsursachen sind in Tabelle 4.4.3-1 aufgelistet. Wichtige Geräuschabstrahlungsorte des mechanischen Geräusches nennt Tabelle 4.4.3-2.

Tabelle 4.4.3-1 Ursachen des Motorgeräusches

<u>Stoßanregung</u>	<u>Wechselkraftanregung</u>
<u>Kurbelgehäuse / innerer Körperschallweg</u>	
² spielbehaftete Bauteile - Kolben - Kolbenbolzen - Pleuel - Kurbelwelle	² Hauptlager-Massenkräfte - oszillierend - rotierend ² Schwingungen an der Kurbelwelle
<u>Motorblock / äußerer Körperschallweg</u>	
² Kolbensekundärbewegung	
<u>Zylinderkopf / Ventiltrieb</u>	
² Öffnungs- und Schließvorgänge - Ventile - Nockenwelle	² Massen- und Federkräfte - Ventile - Stößel - Ventildfeder

Tabelle 4.4.3-2 Abstrahlungsorte mechanisch erzeugten Motorgeräusches

<u>Funktionsgruppe</u>	<u>Anregungsort</u>	<u>Abstrahlort</u>
Ventiltrieb	Zylinderkopf (Ventilsitze, Lager der Kipp-/Schwinghebel, Lager der Nockenwelle)	Zylinderkopf, Ventildeckel, Anbauteile (Ansaug-/Abgaskrümmer)
Kurbeltrieb Kolben	Zylinderrohr	Motorblock
Kurbelwelle	Hauptlager	Kurbelgehäuse, Ölwanne

4.4.3.3 Verbrennungsgeräusch

Der (wechselnde) Zylinderdruck kann als Schallereignis (Innenschall) aufgefaßt werden. Dieser Innenschall wird von der Motorstruktur gedämpft und tritt vermindert außerhalb des Motors als (direktes) Verbrennungsgeräusch in Erscheinung. Zwischenschritt ist der Körperschall.

Vom Zylinderdruck werden der Zylinderkopf, das Zylinderrohr und der Kurbeltrieb beaufschlagt, und man unterscheidet zwischen äußerem und innerem Körperschallweg (siehe Abbildung 4.4.3-3). Am wichtigsten für das Motorgeräusch ist der innere Körperschallweg. Wegen des engen Schmierölspaltes (wenige μ -Meter) in

den Kurbelwellenhauptlagern und den hohen Öldrücken dort (200 bar) verhält sich der Ölfilm schallhart, d.h., er überträgt Körperschall wie eine feste Struktur.

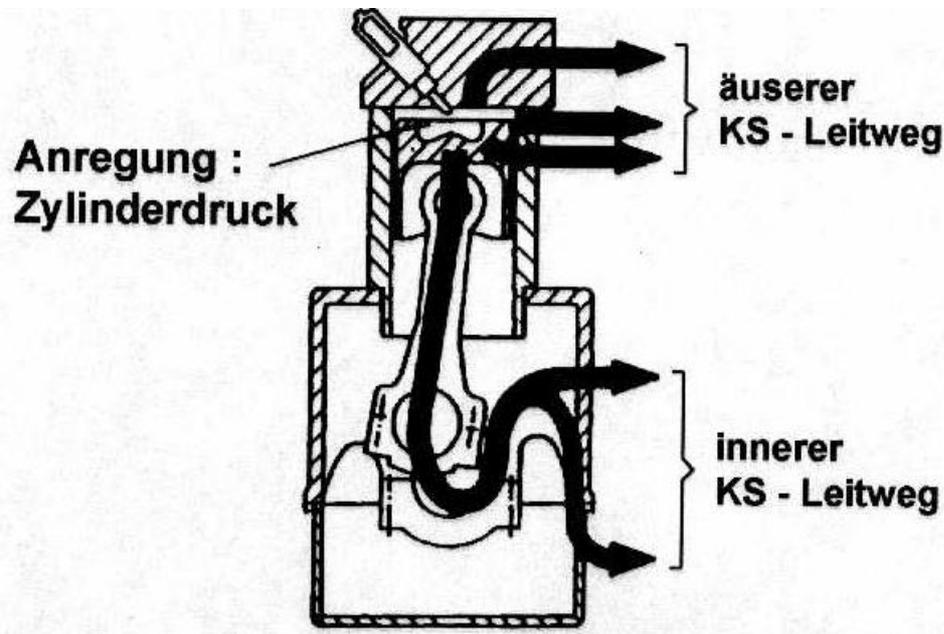


Abbildung 4.4.3-3 Innerer/äußerer Körperschall-Leitweg

Quantifiziert für akustische Zwecke wird der Zylinderdruck durch sein Spektrum (Anregungsspektrum). Aus dem Zylinderdruckverlauf (Zeitbereich) erhält man dies mittels Fourier-Transformation (Frequenzbereich). Die Schwingungsantwort der Motorstruktur infolge Zylinderdruckanregung bzw. das von den Motoroberflächen dadurch abgestrahlte Geräusch kann durch das (mittlere) Übertragungsmaß näherungsweise beschrieben werden. Dazu wird das Anregungsspektrum mit diesem Übertragungsmaß bewertet (Abbildung 4.4.3-4).

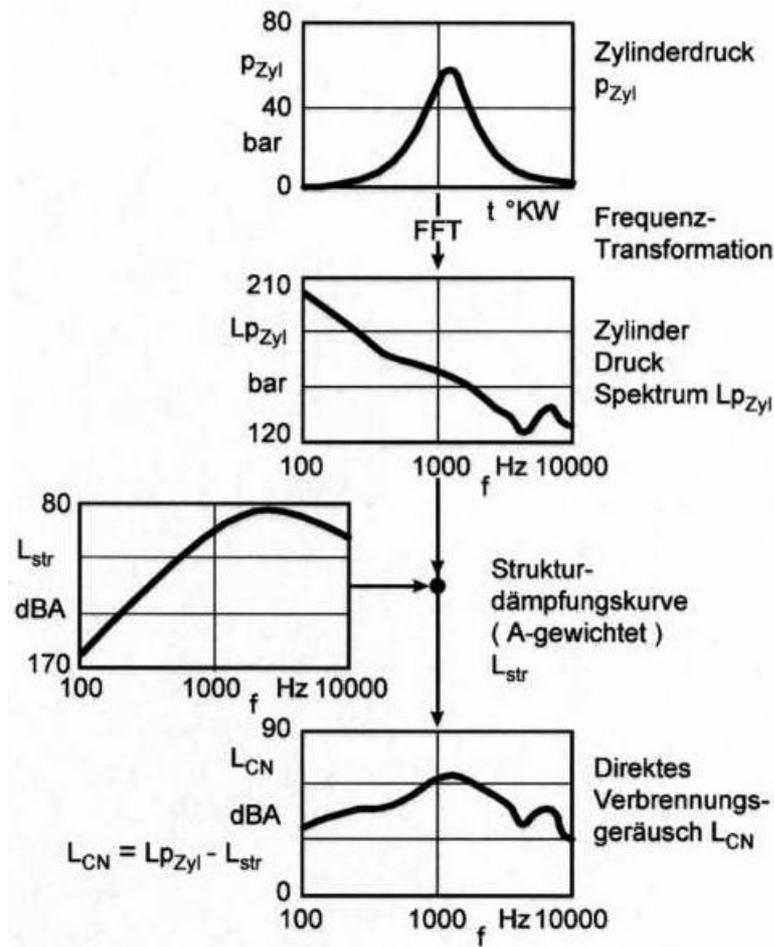


Abbildung 4.4.3-4 Ermittlung des direkten Verbrenungsgeräusches, Beispiel: Ottomotor

Zylinderdruck-Anregungsspektren eines Ottomotors, eines indirekt einspritzenden Dieselmotors (IDI) und eines direkteinspritzenden Dieselmotors (DI) sind in Abbildung 4.4.3-5 gegenübergestellt; der Vergleich basiert auf dem Betriebspunkt $2500 \text{ min}^{-1}/\text{Vollast}$.

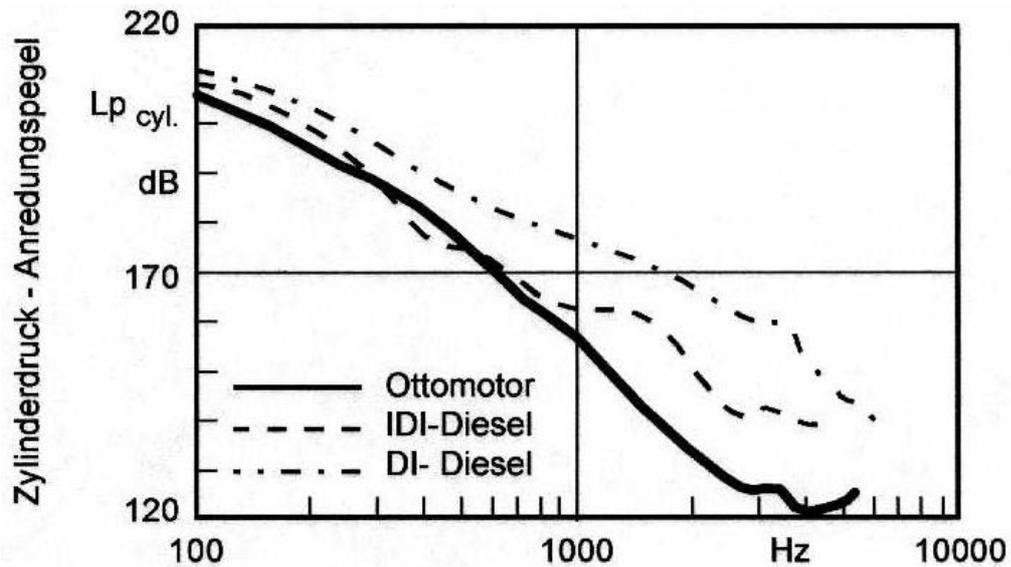


Abbildung 4.4.3-5 Zylinderdruck-Anregungsspektren (Vollast)

Die zugehörigen Spektren des Verbrennungsgeräusches sind in Abbildung 4.4.3-6 dargestellt. Das höchste Verbrennungsgeräusch besitzt der DI-Motor; zwischen 1 kHz und 2 kHz liegt der pegelbestimmende Bereich. Hier weist der IDI-Motor ebenfalls die höchsten Pegel auf; sie liegen aber mehr als 10 dB unter den Werten des DI-Motors. Bei Ottomotoren besitzt das Verbrennungsgeräusch im Frequenzbereich um 1 kHz die höchsten Pegel; sie treten jedoch oft nicht im Luftschall hervor, weil sie von mechanischen Geräuschanteilen verdeckt werden. Bei Motoren mit 4-Ventil-Technik (4 Ventile pro Zylinder) gewinnt wegen der schnelleren Verbrennung dieser Frequenzbereich um 1 kHz mehr an Bedeutung. Häufig ist hiermit ein störender Geräuschcharakter, Rauigkeit genannt, verbunden, durch den der Akustikkomfort im Fahrzeuginnenraum leidet.

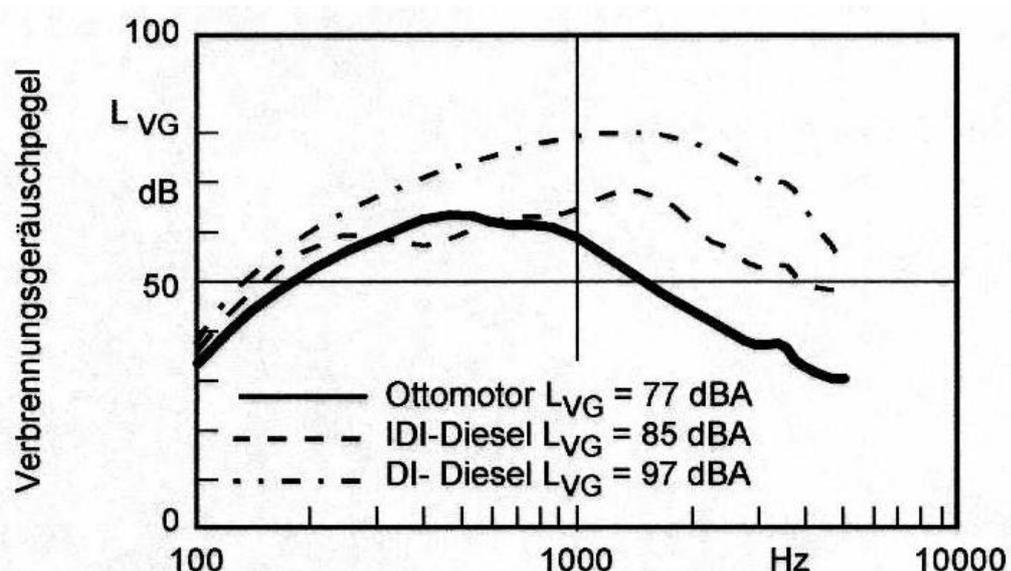


Abbildung 4.4.3-6 Spektren des Verbrennungsgeräusches (Vollast)

Der Lasteinfluß auf das Anregungsspektrum ist bei Ottomotoren wegen der Regelung mittels Drosselklappe sehr ausgeprägt; im Frequenzbereich bis 1 kHz können Pegelunterschiede von 20 dB zwischen Leerlast und Vollast auftreten. Der Lasteinfluß bei Dieselmotoren dagegen ist gering, weil das Anregungsspektrum hauptsächlich durch die frühe Verbrennungsphase geprägt wird. IDI-Motoren verhalten sich indifferenter als DI-Motoren, bei denen der höchste Zylinderdruckpegel etwa bei 2/3 Last auftritt. Aufgeladene DI-Motoren besitzen bei Vollast gegenüber Teillast sogar niedrigere Anregungspegel im akustisch interessanten Frequenzbereich. Wegen des hohen Zylinderdruckes dominiert dann das indirekte Verbrennungsgeräusch.

Die relativ niedrigen Anregungspegel von DI-Motoren unter Vollast-Bedingungen resultieren aus den günstigen Zündbedingungen bei hohen Drücken und Temperaturen (kurzer Zündverzug). Extrem ungünstige Zündbedingungen liegen bei Beschleunigungsphasen eines Kraftfahrzeuges vor, weil die Brennraumwände vergleichsweise „kalt“ sind. Hierbei kann das Anregungsspektrum im akustisch interessanten Frequenzbereich von etwa 0.8 bis 2.5 kHz um 5 - 10 dB höher ausfallen.

Verbesserungsmaßnahmen an der Motorblockstruktur im Sinne eines akustisch günstigeren Übertragungsmaßes müssen sich auf den inneren Körperschalleitweg konzentrieren. Der entstehende Körperschall hängt sehr maßgeblich von der Steifigkeit der Hauptlagerstege in Motorquerrichtung ab. Höhere Steifigkeit läßt sich durch eine bessere Anbindung der Hauptlagerstege an das untere Wasserraumdeck sowie durch Rippen, größere Radien zwischen Seitenwand und Lagersteg sowie durch Bombierung der Panel realisieren.

Durch Maßnahmen auf der Einspritzseite läßt sich das Anregungsspektrum akustisch günstig beeinflussen. Beispiel hierfür ist die Voreinspritzung. Von welchen Einflußgrößen das Verbrennungsgeräusch bei Dieselmotoren abhängt, geht aus der folgenden Zusammenstellung hervor:

Tabelle 4.4.3-3 Einflußgrößen auf das Verbrennungsgeräusch von Dieselmotoren

Einflußgröße	Akustische Wirksamkeit
Last:	indirekt einspritzender Dieselmotor/gering; direkt einspritzender Dieselmotor/bis 10 dB (entsprechend nach Zündverzug aufbereiteter Kraftstoffmenge).
Drehzahl:	5-12 dB/Drehzahlverdoppelung (entsprechend Gradient des Anregungsspektrums im interessanten Frequenzbereich).
Einspritzzeitpunkt:	0.6 - 0.8 dBA/°KW (Frühverstellung).
Ansaugtemperatur:	0.8 dBA/10 K (Temperaturabsenkung).
Aufladung:	Zylinderdruckanregung wird im akustisch relevanten Bereich deutlich abgesenkt.
Abgasrückführung:	akustisch positiv.
Düsenöffnungsdruck:	Höherer Druck wirkt sich negativ auf das direkte Verbrennungsgeräusch aus.
Voreinspritzung:	akustisch positiv.

4.4.3.4 Schwankungen im Verbrennungsgeräusch

Zyklische Schwankungen des Zünd- und frühen Verbrennungsvorganges sind typisch für Dieselmotoren, wie in Kapitel 4.4.1.4 beschriebene Untersuchungen bei frühem und spätem Einspritzbeginn ergaben. Zyklisch bedeutet, daß die betrachtete Größe von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel Änderungen aufweist. Gemäß Kapitel 4.2 sind hierfür stochastische Vorgänge bei der Strahlausbreitung und Gemischbildung sowie stochastische Einflüsse auf die lokale Temperaturverteilung verantwortlich. Selbst bei den äußerst konstanten Randbedingungen in einer Druckkammer zeigten sich signifikante zyklische Schwankungen bei der Zündung bezüglich Ort und Zeit (Kapitel 4.2.3.1). Nicht nur die stochastischen Vorgänge auf der Einspritzseite, wie Strahlausbreitung, Tröpfchenzerfall und -verdampfung, sind für die zyklischen Schwankungen verantwortlich, sondern auch die in Kapitel 2.1.9 behandelten Schwankungen der Zylinderinnenströmung infolge von Instabilitäten während der Einlaßphase sowie durch Deformation und Zerfall der Wirbelstrukturen während der Kompressionsphase.

Im Geräusch eines Dieselmotors von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel auftretende zyklische Schwankungen können auf diese Schwankungen zurückgeführt werden, die bei entsprechender Signalaufbereitung im Zylinderdruck erkennbar sind. Die niederfre-

quente Grobstruktur des Zylinderdruckes (im Zeitsignal und im Spektrum) weist meist nur geringe Schwankungen auf. Dem niederfrequenten Anteil überlagern sich die akustisch relevanten höherfrequenten Komponenten, die die Feinstruktur des Anregungsspektrums ausmachen. Diese unterliegen deutlichen Schwankungen von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel. Hierfür sind in erster Linie Gasdruckschwingungen innerhalb des Brennraumes in Form von stehenden Wellen verantwortlich, sogenannte Raumresonanzen, auf die in Kapitel 4.4.3.5 näher eingegangen wird.

Die Bandbreiten der zyklischen Schwankungen des Luftschall-Fernfeldpegels im Zeitfenster der Verbrennung gemessen an einem repräsentativen DI- und IDI-Motor (4-Zylinder-Pkw-Motoren, 1000 min^{-1}) betragen:

Tabelle 4.4.3-4 Bandbreite zyklischer Schwankungen des Luftschalls (Zeitfenster der Verbrennung)

	Wirbelkammer	Direkteinspritzer
Nulllast	6 dBA	3 dBA
Vollast	4 dBA	3 dBA

An eine primäre akustische Meßgröße auf der Basis des Zylinderdruckes - entsprechend dem Entstehungsmechanismus des direkten Verbrennungsgeräusches - wird die Forderung gestellt, daß sie im verbrennungsdominierten Frequenzbereich eine hohe Korrelation zum Luftschall-Fernfeldpegel besitzt. Solche Untersuchungen erfolgen vorteilhafterweise bei Leerlast und niedrigen Drehzahlen, z.B. 1000 min^{-1} , weil in diesem Motorkennfeldbereich die höchsten zyklischen Schwankungen des Verbrennungsgeräusches auftreten. Folgende Korrelationsfaktoren sind typisch für einen Wirbelkammermotor (1000 min^{-1} /Leerlast) /70/:

Tabelle 4.4.3-5 Korrelation Luftschall/Zylinderdruck

Vom Zylinderdruck abgeleitete Größe	Korrelationsfaktor
maximaler Zylinderdruck	0.6 (schlecht)
maximaler Druckgradient	0.8 (recht gut)
gerechnetes Verbrennungsgeräusch	0.9 (sehr gut)

Bei Verbrennungsmotoren mit hohen mechanischen Geräuschanteilen ist die Verbrennungsanalyse über das (gerechnete) direkte Verbrennungsgeräusch am sichersten, um akustische Belange bei der Brennverfahrensentwicklung zu berücksichtigen. Um Geräuschpegelverminderungen am Motor zu realisieren, müssen in diesen Fällen

natürlich zuerst die mechanischen Geräuschquellen (z.B. Kolbenstöße, Stöße im Kurbeltrieb) saniert werden.

Abbildung 4.4.3-7 vermittelt Daten über die Bandbreite der Anregungspegel von 100 Arbeitsspielen (Betriebspunkt: 1000 min^{-1} /Leerlast /71/): Während die niederfrequente Anregung kaum streut, nimmt die Bandbreite mit höherer Frequenz zu: $> 3 \text{ kHz}$: 30 dB. Auf dieser Basis berechnetes direktes Verbrennungsgeräusch besitzt Standardabweichungen von ($\text{Leerlast}/1000 \text{ min}^{-1}$):

$\sigma = 3 \text{ dBA}$ Wirbelkammermotor in Pkw-Größe,

$\sigma = 1 \text{ dBA}$ direkteinspritzender Motor in Pkw-Größe.

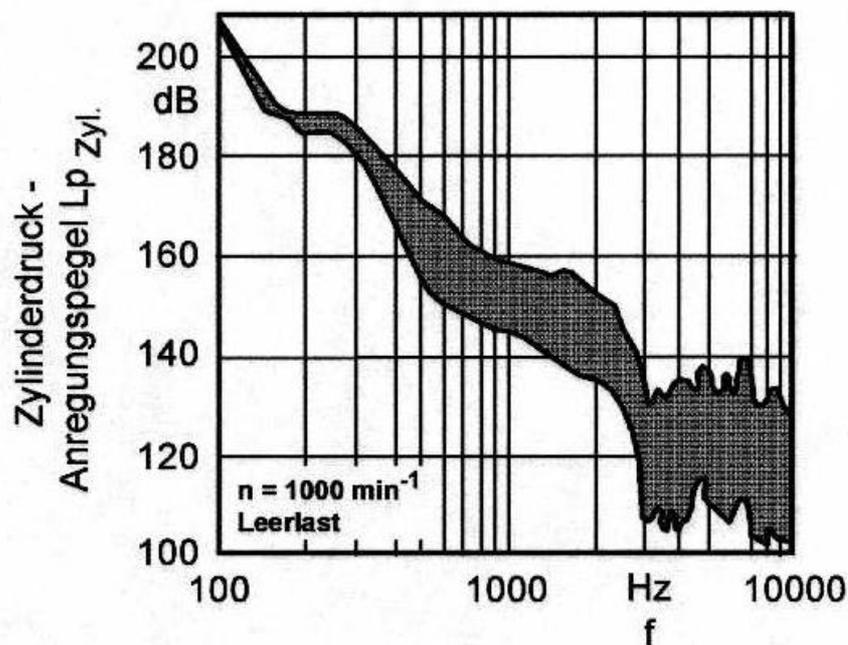


Abbildung 4.4.3-7 Streubandbreite der Zylinderdruck-Anregungspegel (Wirbelkammermotor)

Statistische Erhebungen haben folgende Werte der Standardabweichung ergeben (1000 min^{-1} /Leerlast):

$\sigma = 1.5 - 3 \text{ dBA}$ Wirbelkammermotor,

$\sigma = 0.5 - 1 \text{ dBA}$ direkteinspritzender Motor.

Der Zylinderdruckverlauf und das daraus berechnete Verbrennungsgeräusch besitzen integralen Charakter, insofern als z.B. eine örtliche Auflösung der Verbrennungsanregung nicht vorgenommen werden kann. Detaillierte Kenntnisse über die Verbrennungsanregung können durch Untersuchungen der Zünd- und frühen Verbrennungsphase mit Hilfe der Vielfachlichtleitermeßtechnik gewonnen werden. Im

Zylinderkopf und Kolben angebrachte optische Sonden erfassen die Zündkerne und den Flammenfortschritt mit hoher zeitlicher Auflösung (z.B. 0.1 °KW) für aufeinanderfolgende Arbeitsspiele; simultan erfolgt eine Zylinderdruckindizierung.

Aus solchen Messungen ist bekannt, daß die Zündorte starken Schwankungen von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel unterworfen sind /70/. Das geht aus Abbildung 4.4.3-8 hervor (Betriebspunkt: 1100 min⁻¹, 1 bar, Einspritzbeginn 160 °KW): Kennlich gemacht sind die Orte, an denen für die einzelnen Verbrennungszyklen zuerst ein Lichtsignal auftritt. Das Bild macht zusätzlich Angaben über die Häufigkeitsverteilung der Zündorte. Starke Streuungen treten bei dem frühen Einspritzbeginn bezüglich der düsennahen und der düsenfernen Zündherde auf. Bei spätem Einspritzbeginn treten die Zündungen infolge des verkürzten Zündverzuges hauptsächlich in Düsennähe auf, wie auch die Untersuchungen in Kapitel 4.4.1.4 belegen (Abbildung 4.4.1-9). Bei früher Einspritzung sind die Brennraumbereiche der ersten Zündung deutlich größer als bei später Einspritzung. Aus statistischen Erhebungen konnte gefunden werden, daß kein signifikanter Einfluß der Zündorte auf das Verbrennungsgeräusch existiert.

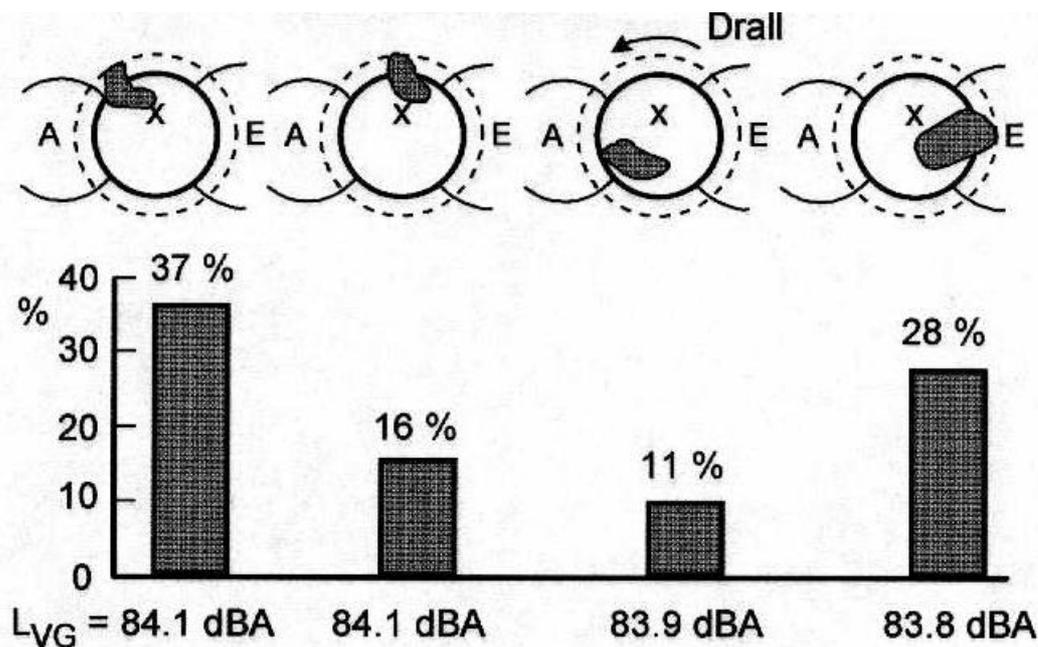


Abbildung 4.4.3-8 Bevorzugte Zündorte und Häufigkeitsverteilung

Welche Merkmale für die zyklischen Schwankungen des Verbrennungsgeräusches verantwortlich sind, geht aus Abbildung 4.4.3-9 hervor. Für zwei repräsentative Arbeitsspiele mit stark unterschiedlichem direkten Verbrennungsgeräusch sind die Zündphase und der Flammenfortschritt in der Brennraummulde (direkteinspritzender Dieselmotor) dargestellt. Auffällig ist vor allem ein deutlicher Unterschied in der Entzündung der vier Einspritzstrahlen: die Zeit, bis alle vier Strahlen gezündet sind, entspricht beim leisen Arbeitsspiel 1.6 °KW, beim lauten Arbeitsspiel 0.8 °KW. Zudem

bilden sich beim lauten Arbeitsspiel vier separierte Zündherde aus mit daraus resultierendem schnellem Flammenfortschritt. Beim leisen Arbeitsspiel findet ein „Anzünden“ der Strahlen durch den Nachbarstrahl statt, so daß nur zwei von einander getrennte Zündherde auftreten. Generell gilt auch für andere Betriebspunkte, daß bei lauten Arbeitsspielen mehr separierte Zündkerne auftreten als bei leisen.

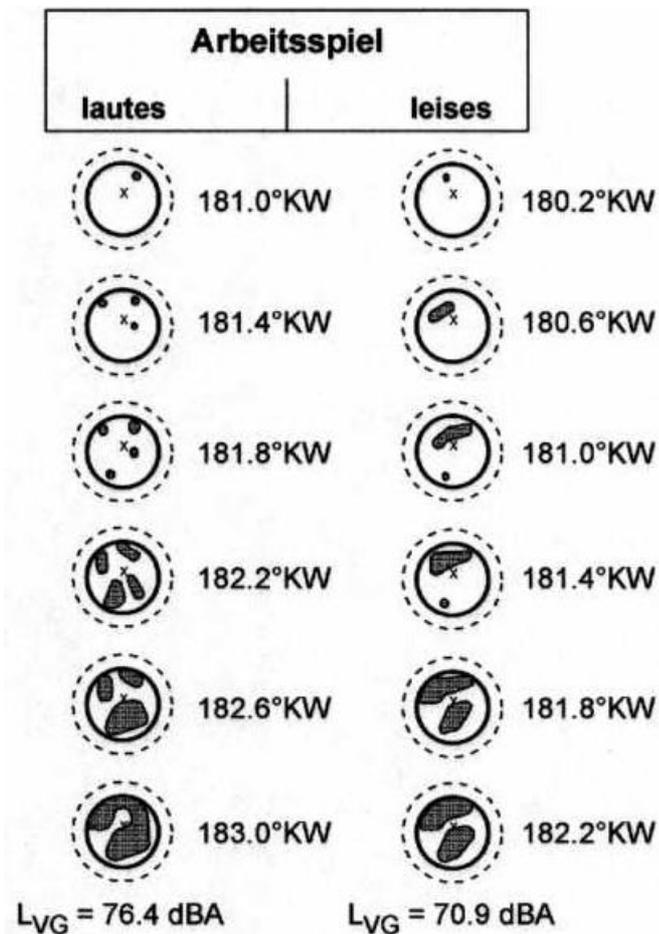


Abbildung 4.4.3-9 Zündphase und Flammenausbreitung akustisch extremer Arbeitsspiele

Bei Wirbelkammer-Dieselmotoren resultieren die zyklischen Schwankungen im Verbrennungsgeräusch aus unterschiedlich starker Anregung der Hohlraum-Eigenfrequenz im System Wirbelkammer/Hauptbrennraum (Helmholtzresonator). Diese Druckschwingungen besitzen hohe Amplituden und können für das Verbrennungsgeräusch pegelbestimmend sein. Schon vor dem Übertritt der Flamme in den Hauptbrennraum wird die Helmholtzschwingung angeregt, deshalb können sich Untersuchungen über die Zündung und den frühen Flammenfortschritt und ihren Einfluß auf das Verbrennungsgeräusch auf Lichtleitermessungen in der Wirbelkammer konzentrieren. Es besteht ein signifikanter Zusammenhang zwischen Verbrennungsgeräusch und Flammenausbreitungsgeschwindigkeit während der Phase kurz nach der Zündung: hohe Ausbreitungsgeschwindigkeit bedeutet lautes Arbeitsspiel.

Erkennbare Unregelmäßigkeiten von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel in der frühen Phase der Verbrennung betreffen vor allem die Zündorte, die Zeitpunkte der Zündung und den Zündverzug. Bei ein und demselben Betriebspunkt kann kein enger Zusammenhang zwischen den genannten Größen festgestellt werden. Die Unregelmäßigkeiten resultieren aus stochastischen Änderungen im Mikrobereich der Strahlausbildung sowie der Zerstäubungsgüte und damit der Verdampfung und Gemischaufbereitung. Diese besitzen Einfluß auf das Verbrennungsgeräusch und/oder auf die Höhe der zyklischen Schwankungen des Geräusches. Paarweiser Vergleich möglicher Einflußgrößen läßt die Interdependenzen erkennen, so gilt z.B., daß selbst bei annähernd gleichem Zündverzug sich Unterschiede in der ersten Umsatzrate zeigen und damit zyklische Schwankungen der Verbrennungsanregung verbunden sind.

4.4.3.5 Druckwellen im Brennraum

Es ist die Feinstruktur des Zylinderdruckverlaufes, anhand derer sich akustische Fragen bezüglich des direkten Verbrennungsgeräusches von Dieselmotoren (indirekt- und direkt-einspritzende Dieselmotoren) beantworten lassen /72/, /73/. Im Zeitbereich erkennt man die Feinstruktur am hochpaßgefilterten Zylinderdrucksignal (> 0.8 kHz) sowie im Frequenzbereich am hochfrequenten Teil des Zylinderdruck-Anregungsspektrums ($> 1 - 2$ kHz). Auf die verbrennungstechnischen Einflußgrößen hierfür wurde in Kapitel 4.4.3.4 eingegangen, nämlich Anzahl und Verteilung der Zündkerne sowie Intensität der frühen Verbrennungsphase. Im folgenden wird der physikalische Hintergrund der Entstehung der Zylinderdruckfeinstruktur beleuchtet.

Als Raumresonanzen bezeichnete Gasdruckschwingungen können in Hohlräumen auftreten, also auch im Brennraum eines Verbrennungsmotors. Je nach Brennraumform dominieren unterschiedliche Arten von Schwingungen. Bei indirekt einspritzenden Dieselmotoren mit verfahrensbedingt unterteiltem Brennraum, Hauptbrennraum im Zylinder, Vorkammer oder Wirbelkammer im Zylinderkopf, werden beide Teilbrennräume in Gegenphase und ohne Ortsabhängigkeit der Druckamplitude von ein und derselben Schwingungsmode erfaßt. Diese Helmholtz-Schwingung prägt das Verbrennungsgeräusch weitgehend. Die Tonraumfrequenz f_{HH} berechnet sich zu:

$$f_{HH} = \frac{c}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{A \cdot (V_1 + V_2)}{(l + 2\Delta l) \cdot V_1 \cdot V_2}} \quad (4.4.3-1)$$

- Hierbei sind: c = Schallgeschwindigkeit,
 A = Querschnitt des Schußkanals,
 V_1 = Volumen des Hauptbrennraums (Kolben nahe OT),
 V_2 = Volumen der Vor- bzw. Wirbelkammer,
 l = Länge des Schußkanals,
 Δl = Längenkorrektur = 0.4 mal Schußkanal-Durchmesser.

In nichtunterteilten Brennräumen (Merkmal von direkteinspritzenden Dieselmotoren) treten infolge der Reflexion an den Zylinderwänden und den Wänden der Kolbenmulde Resonanzschwingungen auf mit ortsabhängiger Amplitude. Anhand der Knotenlinien (Druckamplitude = 0) lassen sich die Schwingungsmoden identifizieren. Stehende Druckwellen in scheibenförmigen Hohlräumen können bzgl. Frequenz und Mode mit den Bessel-Funktionen behandelt werden. Die Gleichung für die Frequenz $f_{m,s}$ der Mode m (Umfangsordnung), s (radiale Ordnung) lautet:

$$f_{m,s} = \frac{c}{2 \cdot \pi \cdot R} \cdot x(j_{m,s} = 0) \quad (4.4.3-2)$$

$x(j_{m,s} = 0)$ ist die Abszisse, an der die Bessel-Funktion $J_{m,s}$ der Ordnung m,s ein Maximum besitzt, d.h., wo die Ableitung $j_{m,s}$ Null ist.

R = Radius.

Die Druckverteilung im scheibenförmigen Hohlraum ist in Abbildung 4.4.3-10 für die 2,2-Mode schematisch dargestellt. Reale Brennräume von Dieselmotoren weichen wegen der Mulde im Kolben von der Scheibenform je nach Art der Kraftstoffeinspritzung mehr oder weniger ab. Deshalb sind Modalanalysen mittels Bessel-Funktionen nur Näherungslösungen. Berechnungen der Druckverteilung in geometrisch komplizierten Brennräumen nach der Finiten-Element-Methode liefern natürlich genauere Ergebnisse. Oft ist es jedoch zielführender, im Experiment Modellbrennräume mittels Zündfunken anzuregen und die Resonanzfrequenzen aus den mit örtlich verteilten Mikrofonen gemessenen Antwortsignalen zu bestimmen. Daraus lässt sich auf die Knotenlinien und die zugehörigen Moden schließen.

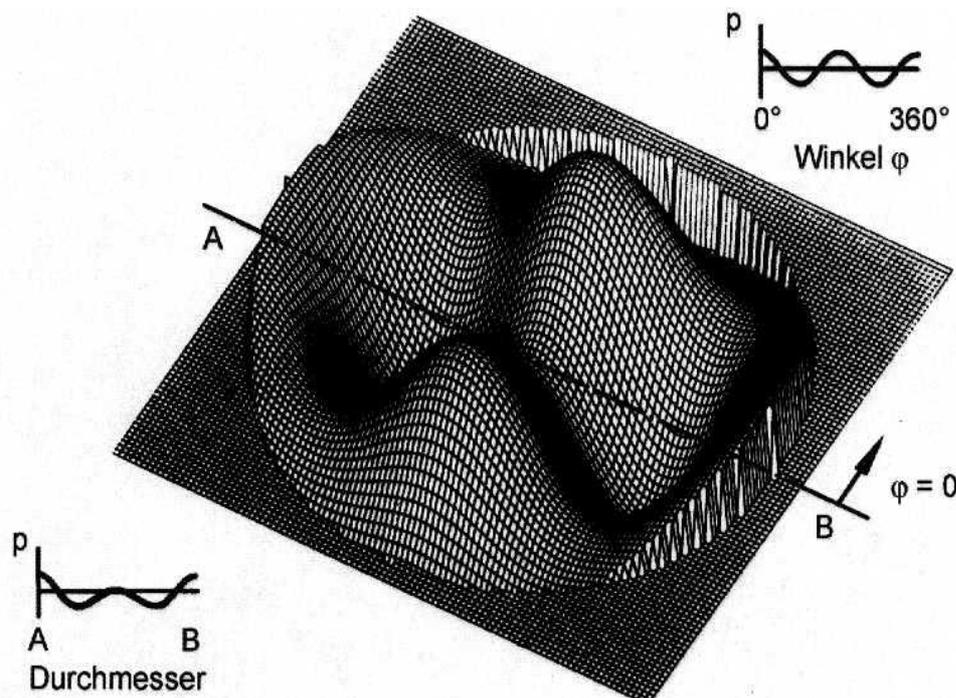


Abbildung 4.4.3-10 Druckverteilung im scheibenförmigen Brennraum, 2,2-Mode

In Brennräumen mit Kolbenmulde kann ein und dieselbe Schwingungsmoden beide Teilräume erfassen /74/. Welche Randbedingungen hierfür wichtig sind, können Experimente an vereinfachten Modellen liefern. Solche vereinfachten Hohlräume sind in Anlehnung an reale Brennräume von direkteinspritzenden Dieselmotoren aus zwei Scheiben zusammengesetzt. In den Einzelscheiben können Moden auftreten, die einander ähnliche radiale Druckverteilungen aufweisen. Bei zusätzlich gleicher Umfangsordnung tritt in Form einer kombinierten Mode eine gegenseitige Beeinflussung auf: Eine „reine“ Scheibenmode geht in eine andere über. Hierbei verändert sich die Eigenfrequenz kontinuierlich mit dem Volumen, was bei einem gefeuert betriebenen Motor beobachtet wird.

Dieses Phänomen ist in Abbildung 4.4.3-11 illustriert. Es sind für unterschiedliche Kolbenstellungen/Muldentiefen die Druckspektren im Frequenzbereich von 2500 Hz bis 5000 Hz dargestellt. Die Frequenzen anderer Moden bleiben im wesentlichen erhalten (2,1; 0,2; 3,1 im Zylinder, 2,1 in der Mulde); sie sind wegen unterschiedlicher Druckverteilungen in den jeweils zugehörigen Teilbrennräumen nicht kombinierbar. Bei stetiger Veränderung des Zylindervolumens - entsprechend der Kolbenstellung - (oder des Muldenvolumens) geht die Zylindermode 1,2 (fiktiver Fall, keine Kolbenmulde vorhanden) in die Muldenmode 1,1 (Kolben in OT-Stellung) über, was mit einer Frequenzverschiebung verbunden ist.

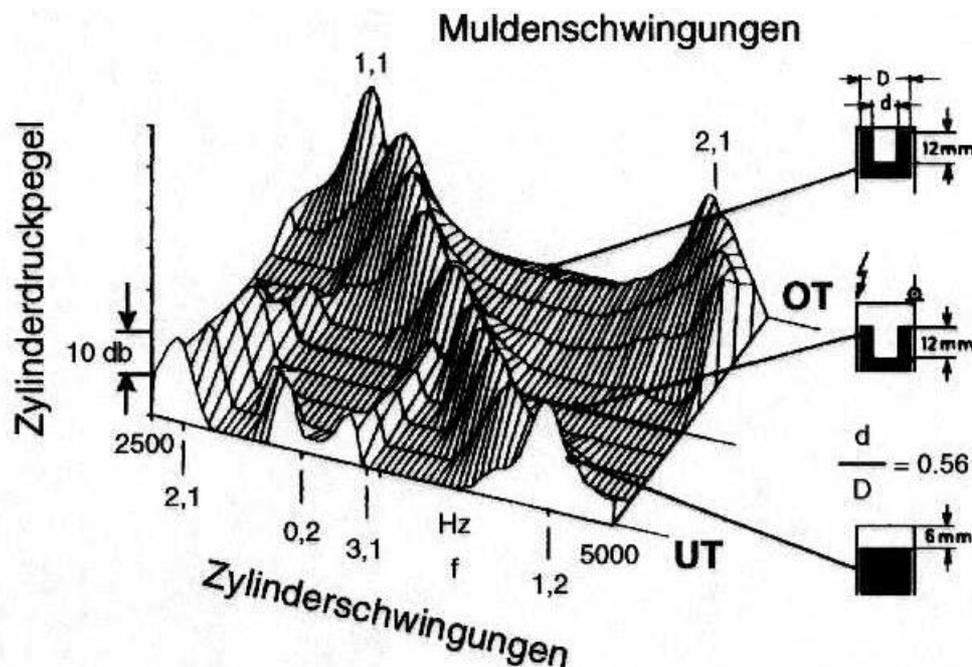


Abbildung 4.4.3-11 Kombinierte Moden im Diesel-Brennraum (schematisch)

Die Kenntnis der Raumresonanzen (Knotenlinien, Bereiche hoher Druckamplituden) ist für die Beurteilung von Geräuschphänomenen mit Verbrennungsanregung wichtig. Ein Beispiel hierzu zeigt Abbildung 4.4.3-12 für den einfachen Fall eines scheibenförmigen Brennraumes: In den punktiert hinterlegten Zonen geringer Resonanzanregung (Bereiche der Schwingungsknoten) kann eine lokale Druckstörung infolge lokaler Änderung des Brennstoffumsatzes nicht zu einer Modenanregung führen. Im Gegensatz dazu ist ein erstmals bei Verbrennungsgeräusch-Untersuchungen beobachtetes Akustikphänomen zu nennen: In bestimmten Fällen können einzelne Raumresonanzen während des Fortschritts des Verbrennungsvorganges verstärkt werden. Dies wird mit einem Selbstverstärkungsmechanismus erklärt. Bei diesem wird durch die Gasdruckschwingung in den räumlich begrenzten Bereichen hoher Amplituden lokal die Geschwindigkeit der Verbrennung phasenrichtig getriggert, so daß die Druckamplituden steigen. Diese „Rückkopplung“ ist bei stationären Feuerungen im Zusammenhang mit Helmholtz-Schwingungen schon seit langem bekannt.

Das Auftreten zyklischer Schwankungen läßt ein akustisches Verbesserungspotential vermuten, das dem leisesten Arbeitsspiel entspricht. Wie gezeigt wurde, reichen globale Angaben z. B. über den Zündverzug nicht aus, um die kausalen Zusammenhänge bei der Verbrennungsgeräuschenstehung zu ermitteln. Hierzu sind detaillierte Messungen mit Vielfach-Lichtleittechnik erforderlich, die über die Lage der Zündorte und der frühen Flammenentwicklung dort Auskunft geben. Zusammen mit Mehrfach-Zylinderdruckindizierung konnten Raumresonanzen als Ursache der Feinstruktur des Zylinderdruck-Anregungsspektrum erkannt werden. Gemäß den wichtigen Erkenntnissen aus den über das dieselmotorische Verbrennungsgeräusch durchgeführten Untersuchungen können akustische Verbesserungen erwartet werden, wenn die Zündung nicht in bezüglich Raumresonanzen kritischen Bereichen erfolgt und wenn kein schnell Flammenentwicklung einsetzt, sondern ein gegenseitiges „Anzünden“ der Strahlen erfolgt.

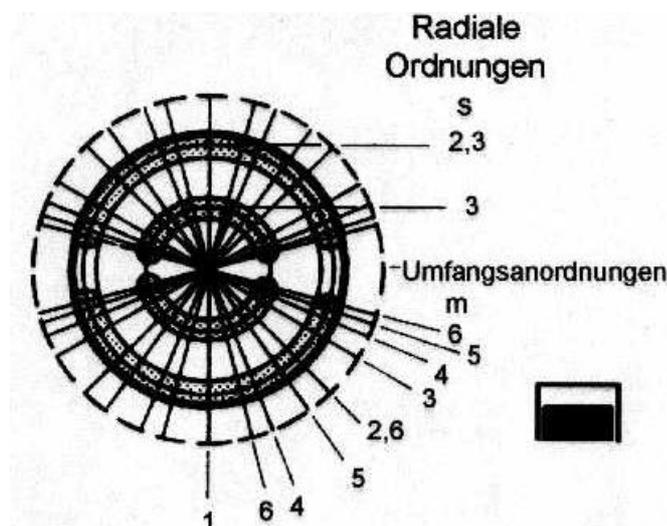


Abbildung 4.4.3-12 Zonen geringer Resonanzanregung (schematisch)

4.4.4 Zusammenfassung

Die Verbrennung im Dieselmotor durchläuft nach der Selbstzündung des Kraftstoffes verschiedene Phasen. Der Anteil der Phasen vorgemischter Verbrennung und diffusiver Verbrennung beeinflusst wesentlich das Verbrennungsgeräusch und die Schadstoffbildung. Erfolgt die Einspritzung zu einem frühen Zeitpunkt, so daß das Gemisch zum Zündzeitpunkt stärker vorgemischt ist, ist das Verbrennungsgeräusch vergleichsweise hoch. In diesem Fall ist die NO_x -Bildung wegen der höheren Verbrennungstemperatur ebenfalls hoch, die Rußbildung jedoch niedriger. Bei später Einspritzung läuft die Verbrennung in erster Linie diffusionskontrolliert ab. Dies hat ein niedrigeres Verbrennungsgeräusch und eine niedrigere NO_x -Bildung, jedoch eine höhere Rußbildung zur Folge.

Im Rahmen dieses Sonderforschungsbereiches wurden eine Vielzahl von Meßverfahren sowie numerischen Methoden für die Untersuchung der dieselmotorischen Verbrennungsvorgänge und ihre Optimierung im Hinblick auf minimale Schadstoff- und Geräuschemissionen entwickelt und an verschiedenen Versuchsträgern eingesetzt.

Durch Erarbeitung des Flamelet-Konzeptes konnten in Verbindung mit einem reduzierten 14-Schritt-Mechanismus für die Reaktionskinetik große Fortschritte bei der Modellierung von Selbstzündungsvorgängen erzielt werden. Die hiermit berechneten Zündverzugszeiten geben auch den Übergangsbereich des Hoch- zum Niedertemperaturregime gut wieder.

Mit Hilfe der Lichtextinktionsmeßtechnik konnten erstmals an einer Dieseleinspritzkammer quantitative, zeitlich und örtlich aufgelöste Untersuchungen der Rußbildungs- und Rußoxidationsvorgänge aufgezeigt werden. Grundlegende Zusammenhänge der Rußbildung mit dem Zündverzug, der Güte der Gemischbildung sowie der Menge spät in die Verbrennung eingespritzten Kraftstoffes konnten anhand einer Vielzahl von Parametervariationen aufgezeigt werden und können zur Verminderung der innermotorischen Rußbildung zukünftiger Brennverfahren beitragen. Die zyklischen Schwankungen der Strahlausbreitung und Selbstzündung korrelieren insbesondere mit der Rußbildung in Düsennähe; signifikante zyklische Schwankungen der Rußemission werden auch im Abgas von DI-Dieselmotoren gemessen.

Mit den an der Druckkammer durchgeführten Untersuchungen ist hier erstmalig ein entscheidender Durchbruch zur quantitativen Beschreibung der Rußbildung und -oxidation in dieselmotorischen Einspritzstrahlen gelungen. Die Ergebnisse wurden auch nach Abschluss des Sonderforschungsbereiches vielfach zur Validierung von Simulationsrechnungen verwendet und haben Referenzcharakter.

Bei den Untersuchungen zur Akustik im Dieselmotor konnten die in der Zündung und Verbrennung liegenden Ursachen für die zyklischen Schwankungen des Verbrennungsgeräusches aufgedeckt werden. Mit Hilfe simultaner Messungen der Flammenausbreitung im Brennraum eines DI-Dieselmotors sowie Berechnung des Verbrennungsgeräusches aus der Zylinderdruckindizierung konnte eine eindeutige Korrelation zwischen der Umsatzrate in der frühen Phase der Verbrennung und dem Verbrennungsgeräusch ermittelt werden. Es zeigen sich hingegen keine direkten Zusammenhänge des Verbrennungsgeräusches zum Zündverzug und Zündort.

4.4.5 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 4.4.1-1: Diesel-Einspritzstrahl

Abbildung 4.4.1-2: Zündverzugszeiten von n-Heptan für verschiedene Drücke

Abbildung 4.4.1-3: Temperaturverlauf während der Zündung für $c=1 \text{ s}^{-1}$

Abbildung 4.4.1-4: Temperaturverlauf während der Zündung für $c=30 \text{ s}^{-1}$

Abbildung 4.4.1-5: Einfluß des Einspritzbeginns auf das Motorbetriebsverhalten

Abbildung 4.4.1-6: Flammenausbreitung bei früher Einspritzung

Abbildung 4.4.1-7: Flammenausbreitung bei später Einspritzung

Abbildung 4.4.1-8: Statistische Analyse der Zündphase

Abbildung 4.4.1-9: Verteilung der Zündorte

Abbildung 4.4.1-10: Zyklische Schwankungen der Flammenankunftszeiten

Abbildung 4.4.2-1: Einfluß des mittleren Luftverhältnisses sowie der Mischungsgüte auf die Stickoxidbildungsrate bei adiabater Verbrennung von Kerosin ($\text{CH}_{1,8}$) /12/

Abbildung 4.4.2-2: Abhängigkeit der Rußbildung vom relativen Luftverhältnis und von der Temperatur, C_2H_4 -Flamme, $p = 10 \text{ bar}$ /21/

Abbildung 4.4.2-3: Druckeinfluß auf die Rußbildung in vorgemischten C_2H_4 -Flammen /22/

Abbildung 4.4.2-4: Primäre und sekundäre Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung

Abbildung 4.4.2-5: Partikel-Stickoxid-Zielkonflikt bei Variation des Einspritzbeginns sowie der Abgasrückführrate

Abbildung 4.4.2-6: Maßnahmen zur Verbesserung des Partikel- NO_x -Zielkonfliktes bei kleinen direkteinspritzenden Dieselmotoren

Abbildung 4.4.2-7: Rußkonzentrationen auf der Strahlachse

Abbildung 4.4.2-8: Rußkonzentrationen 40 mm unter der Düse

- Abbildung 4.4.2-9: Rußkonzentrationsverteilung im gesamten Einspritzstrahl
- Abbildung 4.4.2-10: Rußmasse in verschiedenen Ebenen
- Abbildung 4.4.2-11: Zeitlicher Verlauf der gesamten Rußmasse im Einspritzstrahl
- Abbildung 4.4.2-12: 2-dimensionale Lichtextinktion im Einspritzstrahl
- Abbildung 4.4.2-13: Rußverteilung im Einspritzstrahl für unterschiedliche Drücke
- Abbildung 4.4.2-14: Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation des Druckes
- Abbildung 4.4.2-15: Rußkonzentrationen auf der Strahlachse, $T = 525\text{ °C}$
- Abbildung 4.4.2-16: Rußkonzentrationen auf der Strahlachse, $T = 575\text{ °C}$
- Abbildung 4.4.2-17: Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation der Temperatur
- Abbildung 4.4.2-18: Rußverteilung im Einspritzstrahl bei Variation der Einspritzmenge
- Abbildung 4.4.2-19: Rußkonzentrationen auf der Strahlachse, Einspritzmenge 14 mm^3
- Abbildung 4.4.2-20: Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation der Einspritzmenge
- Abbildung 4.4.2-21: 2-dimensionale Lichtextinktion im Einspritzstrahl, Einspritzmenge 14 mm^3
- Abbildung 4.4.2-22: Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation des Düsenöffnungsdruckes
- Abbildung 4.4.2-23: Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation der Einspritzrate
- Abbildung 4.4.2-24: Rußkonzentrationen auf der Strahlachse, Düsenlochdurchmesser 0.16 mm
- Abbildung 4.4.2-25: Rußverteilung im Einspritzstrahl bei Variation des Düsenlochdurchmessers
- Abbildung 4.4.2-26: Gesamte Rußmasse im Einspritzstrahl bei Variation des Düsenlochdurchmessers
- Abbildung 4.4.2-27: Geometrische Abmessungen und Lage der Meßpunkte in der Kolbenmulde
- Abbildung 4.4.2-28: Zeitlicher Verlauf der gesamten Rußmasse in der Kolbenmulde sowie in den Einzelstrahlen
- Abbildung 4.4.2-29: Rußverteilung in der 2-dimensionalen Kolbenmulde (links) und Eigenleuchten der Verbrennung (rechts)
- Abbildung 4.4.2-30: Siedepunkte / Siedeverläufe der untersuchten Kraftstoffe

- Abbildung 4.4.2-31: Gesamte Rußmasse im Strahl, Variation Siedeverlauf
- Abbildung 4.4.2-32: Gesamte Rußmasse im Strahl für verschiedene Modellkraftstoffe
- Abbildung 4.4.2-33: Einfluß des Aromatgehaltes auf die gesamte Rußmasse im Strahl
- Abbildung 4.4.2-34: Rußverteilung im Einspritzstrahl, Vergleich Diesel ↔ Rapsöl
- Abbildung 4.4.2-35: Gesamte Rußmasse im Strahl, Vergleich Diesel ↔ Rapsöl
- Abbildung 4.4.2-36: Definition der „Rußstärke“ an einem Meßort
- Abbildung 4.4.2-37: Einfluß zyklischer Schwankungen des Zündverzugs auf die Rußbildung, Standardmeßpunkt, 40 mm unter der Düse auf der Strahlachse
- Abbildung 4.4.2-38: Einfluß zyklischer Schwankungen des Zündverzugs auf die Rußbildung, Standardmeßpunkt, 60 mm unter der Düse auf der Strahlachse
- Abbildung 4.4.2-39: Zyklische Schwankungen der Rußmassenemission bei stationärem Motorbetrieb
- Abbildung 4.4.3-1: Streubänder der Geräuschpegel von Fahrzeugmotoren, Stand der Technik
- Abbildung 4.4.3-2: Betriebskräfte und Geräuscentstehung
- Abbildung 4.4.3-3: Innerer/äußerer Körperschall-Leitweg
- Abbildung 4.4.3-4: Ermittlung des direkten Verbrennungsgeräusches, Beispiel: Ottomotor
- Abbildung 4.4.3-5: Zylinderdruck-Anregungsspektren (Vollast)
- Abbildung 4.4.3-6: Spektren des Verbrennungsgeräusches (Vollast)
- Abbildung 4.4.3-7: Streubandbreite der Zylinderdruck-Anregungspegel (Wirbelkammermotor)
- Abbildung 4.4.3-8: Bevorzugte Zündorte und Häufigkeitsverteilung
- Abbildung 4.4.3-9: Zündphase und Flammenausbreitung akustisch extremer Arbeitsspiele
- Abbildung 4.4.3-10: Druckverteilung im scheibenförmigen Brennraum, 2,2-Mode
- Abbildung 4.4.3-11: Kombinierte Moden im Diesel-Brennraum (schematisch)
- Abbildung 4.4.3-12: Zonen geringer Resonanzanregung (schematisch)

4.4.6 Tabellenverzeichnis

- Tabelle 4.4.1-1: Reduzierter 14-Schritt-Mechanismus für n-Heptan
- Tabelle 4.4.1-2: Homogener Zündverzug und Zündgrenze für die berechneten Testfälle
- Tabelle 4.4.2-1: Randbedingungen des Standardbetriebspunktes
- Tabelle 4.4.2-2: Zusammenfassung der wichtigsten Einspritzparameter bei Variation des Düsenlochdurchmessers
- Tabelle 4.4.2-3: Physikalische Eigenschaften der untersuchten Kraftstoffe
- Tabelle 4.4.3-1: Ursachen des Motorgeräusches
- Tabelle 4.4.3-2: Abstrahlungsorte mechanisch erzeugten Motorgeräusches
- Tabelle 4.4.3-3: Einflußgrößen auf das Verbrennungsgeräusch von Dieselmotoren
- Tabelle 4.4.3-4: Bandbreite zyklischer Schwankungen des Luftschalls (Zeitfenster der Verbrennung)
- Tabelle 4.4.3-5: Korrelation Luftschall/Zylinderdruck

4.4.7 Literatur

- /1/ N. Peters: „Laminar Diffusion Flamelet Models in Non-Premixed Turbulent Combustion“, Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 10, pp. 319-339, 1984
- /2/ C. Chevalier, P. Louessard, U.C. Müller, J. Warnatz: „A Detailed Low-Temperature Reaction Mechanism of n-Heptane Auto-Ignition“, Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Engines COMODIA 90, Kyoto, The Japan Society of Mechanical Engineers, 1990
- /3/ U.C. Müller, N. Peters, A. Liñán: Twenty-Fourth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, p. 777-784, 1992
- /4/ N. Peters, B. Rogg: „Reduced Kinetic Mechanisms for Applications in Combustion Systems“, Lecture Notes in Physics, Springer-Verlag Heidelberg, Vol. 15, 1992
- /5/ H. Ciezki, G. Adomeit: „Shock-Tube Investigation of Self-Ignition of n-Heptane-Air Mixtures Under Engine Relevant Conditions“, Combust. Flame, Vol. 93, pp. 421-433, 1993
- /6/ H. Pitsch, H. Barths, N. Peters: „Three-Dimensional Modeling of NO_x and Soot Formation in DI-Diesel Engines Using Detailed Chemistry Based on the Interaction Flamelet Approach“, SAE Paper 962057, 1996
- /7/ H. Pitsch, Y.P. Wan, N. Peters: „Numerical Investigation of Soot Formation and Oxidation under Diesel Engine Conditions“, SAE Paper 962357, 1995
- /8/ U. Spicher, R. Krebs: „Optical Fiber Technique as a Tool to Improve Combustion Efficiency“, SAE Paper 902138, 1990
- /9/ J. Dresen-Rausch: „Untersuchung der Verbrennung im direkteinspritzenden Dieselmotor mittels der Vielfach-Lichtleiter-Meßtechnik“, Dissertation, RWTH Aachen, 19.08.1991
- /10/ N.N.: „Umweltdaten Deutschland 1995“, hrsg. vom Umweltbundesamt, 1995
- /11/ F. Pischinger: „Verbrennungsmotoren“, Band I und II, Vorlesungsumdruck, LAT, RWTH Aachen, 1994
- /12/ R.C. Flagan, J.H. Seinfeld: „Fundamentals of Air Pollution Engineering“, Prentice Hall, 1988
- /13/ J. Nagle, R.F. Strickland-Constable: „Oxidation of Carbon between 1000 and 2000 °C“, Imperial College of Science and Technology, London, 1961
- /14/ J. Winterhagen: „Kanzerogenität von Rußpartikeln im Dieselaabgas“, MTZ, 54. Jg., Heft 10, 1993, S. 488-489
- /15/ N.N.: „Auswirkungen von Dieselmotorabgasen auf die Gesundheit“, Bericht über die Aktivitäten im Rahmen des Förderprogrammes „Umweltforschung und Umwelttechnologie“ des BMFT, hrsg. vom GSF-Forschungszentrum für Umwelt und Gesundheit und dem Forschungszentrum Jülich, 1992
- /16/ I. Glassmann: „Soot Formation in Combustion Processes“, 22nd Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, 1988, S. 295-311

-
- /17/ B.S. Haynes, H.G. Wagner: „Soot Formation“, Prog. Energy Combust. Sci, Vol. 7, 1981, S. 229-273, Pergamon Press Ltd.
- /18/ K.-P. Schindler, H. Bockhorn: „Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung“, Tagung „Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors“, 3./4. Oktober 1991, TU Graz
- /19/ O.I. Smith: „Fundamentals of Soot Formation in Flames with Application to Diesel Engine Particulate Formation“, Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 7, 1981, S. 271-291, Pergamon Press Ltd.
- /20/ F. Mauss, B. Trilken, H. Breitbach, N. Peters: „Soot Formation in Partially Premixed Diffusion Flames at Atmospheric Pressure“, in „Soot Formation in Combustion - Mechanisms and Models“, hrsg. von H. Bockhorn, Springer Verlag, 1994, S. 325-349
- /21/ M. Böning, Ch. Feldermann, H. Jander, B. Lüers, et.al.: „Soot Formation in Premixed C₂H₄ Flat Flames at Elevated Pressures“, 23rd Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, 1990, S. 1581-1587
- /22/ H. Böhm, Ch. Feldermann, Th. Heidermann, H. Jander, et.al.: „Soot Formation in Premixed C₂H₄-Air Flames for Pressures up to 100 bar“, 24th Symposium (Int.) on Combustion, The Combustion Institute, 1992, S. 991-998
- /23/ J. Yao: „Untersuchungen zur Rußbildung von n-Heptan/Luft-Gemischen im Stoßwellenrohr“, Dissertation, RWTH Aachen, 1993, VDI-Fortschrittsberichte Nr. 315, Reihe 3: Verfahrenstechnik, VDI-Verlag
- /24/ F. Pischinger, G. Lepperhoff, M. Houben: „Soot Formation and Oxidation in Diesel Engines“, in „Soot Formation in Combustion - Mechanisms and Models“, hrsg. von H. Bockhorn, Springer Verlag, 1994, S. 383-395
- /25/ F. Pischinger, H. Schulte, J. Hansen: „Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren“, VDI-Berichte 714 „Die Zukunft des Dieselmotors“, 1988, S. 61-93
- /26/ A. Wiartalla: „Untersuchung der Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung in einer Modellbrennkammer“, Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- /27/ M. Houben: „Rußbildung im Dieselmotor bei lokaler Kraftstoff/Abgas-Mischung“, Dissertation, RWTH Aachen, 1990
- /28/ M. Wölfle: „Untersuchung der Schadstoffbildung im Zylinder eines direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotors“, Dissertation, RWTH Aachen, 1994
- /29/ H.-O. Herrmann: „Grundsatzuntersuchungen an einem 4-Ventil direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotor“, Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- /30/ G. Eifler: „Schadstoffminderung durch Abgasrückführung am kleinen, schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Kraftstoffeinspritzung“, Dissertation, RWTH Aachen, 1990
- /31/ M. Dürnholz, G. Eifler, H. Endres: „Abgasrückführung zur Reduzierung der Schadstoffemissionen direkteinspritzender Dieselmotoren“, 3. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“, Aachen, 15.-17.10.1991

-
- /32/ J.B. Heywood: „Internal Combustion Engine Fundamentals“, McGraw-Hill Book Company, 1988
- /33/ M. Dürnholz, M. Strobel: „Motorische Maßnahmen zur Reduzierung der Stickoxidemission von Nutzfahrzeugmotoren“, 5. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik '96“, Aachen, 4.-6.10.1995
- /34/ H. Schulte, M. Dürnholz, K. Wübbeke: „Die Rolle des Einspritzsystems bei der Erfüllung zukünftiger Schadstoffemissionswerte“, 2. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, Aachen, 1989, S. 303-322
- /35/ M. Dürnholz, G. Gürich, H.-J. Laumen, P. Stommel: „Piezoelektrisch gesteuertes Einspritzsystem zur Verbesserung des Emissionsverhaltens von direkteinspritzenden Dieselmotoren“, 14. Wiener Motorensymposium, 1993
- /36/ K.-F. Knoche, D. Brüggemann, Th. Heinze, P. Roosen: „Einsatz verschiedener Lasermeßverfahren zur Untersuchung der motorischen Gemischbildung und Verbrennung“, 3. Tagung „Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors“, Oktober 1991, TU Graz
- /37/ J.E. Dec: „Soot Distribution in a D.I. Diesel Engine Using 2-D Imaging of Laser-Induced Incandescence, Elastic Scattering and Flame Luminosity“, SAE Paper 920115, 1992
- /38/ J.E. Dec, A.O. zur Loye, D.L. Siebers: „Soot Distribution in a D.I. Diesel Engine Using 2-D Laser-Induced Incandescence Imaging“, SAE Paper 910224, 1991
- /39/ K. Kontani, S. Gotoh: „Measurement of Soot in a Diesel Combustion Chamber by Light Extinction Method and In-Cylinder Observation by Highspeed Shadowgraphy“, SAE Paper 831291, 1983
- /40/ E. Winklhofer, H. Fuchs, H. Philipp: „Diesel Spray Combustion - An Optical Imaging Analysis“, SAE Paper 930862, 1993
- /41/ Y.-H. Won, T. Kamimoto, H. Kobayashi, H. Kosaka: „2-D Soot Visualization in Unsteady Flame by means of Laser Sheet Scattering Technique“, SAE Paper 910223, 1991
- /42/ T. Kamimoto, H. Yokota, H. Kobayashi: „Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in a Rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames“, SAE Paper 871610, 1987
- /43/ K. Nakakita, M. Nagaoka, T. Fujikawa, et.al.: „Photographic and Three Dimensional Numerical Studies of Diesel Soot Formation Process“, SAE Paper 902081, 1990
- /44/ E. Scheid, N. Schorn, H. Xu, A. Wiartalla: „Gemischbildung, Zündverhalten und Rußbildung beim dieselmotorischen Arbeitsverfahren“, Arbeits- und Ergebnisbericht SFB 224 „Motorische Verbrennung“, RWTH Aachen, 1991
- /45/ J. Dresen-Rausch: „Untersuchung der Verbrennung im direkteinspritzenden Dieselmotor mittels der Vielfach-Lichtleiter-Meßtechnik“, Dissertation, RWTH Aachen, 1991
- /46/ K.K. Rink, A.H. Lefebvre, R.L. Graves: „The Influence of Fuel Composition and Spray Characteristics on Particulate Formation“, SAE Paper 872035, 1987

-
- /47/ K. Kirsten: „Vergleich unterschiedlicher Brennverfahren für kleine schnelllaufende Dieselmotoren“, Dissertation, RWTH Aachen, 1986
- /48/ M. Wagner: „Zyklische Schwankungen der Emission von Ruß und Stickoxid bei direkteinspritzenden Dieselmotoren“, Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- /49/ P. Zima: „Untersuchung von Einflußgrößen auf die Verbrennung im direkteinspritzenden PKW-Dieselmotor“, Dissertation, RWTH Aachen, 1984
- /50/ A.C. Alkidas: „Combustion Characteristics of a Single-Cylinder Open-Chamber Diesel Engine“, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 109, Oktober 1987, S. 419-425
- /51/ K. Binder, V. Pfeffer, M. Gutmann, W. Bauer: „Neue Forschungsergebnisse zur Gemischbildung im direkteinspritzenden Dieselmotor“, Symposium „Dieselmotorenteknik“, Technische Akademie Esslingen, 7.-8.12.1989
- /52/ M. Dürnholz, P. Diehl: „Einspritzverlaufsformung als Maßnahme zur Reduzierung der Schadstoffemission von direkteinspritzenden Dieselmotoren“, Vortrag Haus der Technik, Essen, 27.05.1993
- /53/ F. Chmela, P. Werlberger: „Eine Methode zur zeitaufgelösten Erfassung der NO_x- und Russbildung im Zylinder eines direkteinspritzenden Dieselmotors“, 2. Tagung „Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors“, Oktober 1989, TU Graz
- /54/ N.-H. Huynh: „Untersuchungen über die räumliche Flammenausbreitung bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung“, Dissertation, RWTH Aachen, 1987
- /55/ H.-O. Herrmann, M. Dürnholz: „Der direkteinspritzende Pkw-Dieselmotor als Vierventiler - ein Motorkonzept zur Erfüllung zukünftiger Anforderungen?“, Seminar „Mehrventiltechnik“, Haus der Technik, Essen, 24.02.1994
- /56/ M. Gairing, W. Lange, et.al.: „Der Einfluß von Kraftstoffeigenschaften auf die Abgasemissionen moderner Dieselmotoren von Mercedes-Benz“, MTZ, 55. Jg., Heft 1, 1994, S. 8-16
- /57/ H.-H. Giere: „Zukünftige Anforderungen an klassische Kraftstoffe aus Umwelt- und anwendungstechnischer Sicht“, Erdöl Erdgas Kohle, 109. Jg., Heft 1, Januar 1993
- /58/ W. Lange, A. Reglitzky, H. Krumm, L. Cowley: „Potential des Dieselkraftstoffes zur Senkung von Partikel- und NO_x-Emissionen von Nutzfahrzeugen“, MTZ, 54. Jg., Heft 10, 1993, S. 514-520
- /59/ W. Lange, K. Richter, H. Schlögl, et.al.: „Einfluß der Kraftstoffqualität auf das motorische Verhalten und die Abgasemissionen von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren“, MTZ, 53. Jg., Heft 10, 1992, S. 466-474
- /60/ C.T. Flanigan, T.A. Litzinger, R.L. Graves: „The Effect of Aromatics and Cycloparaffins on DI Diesel Emissions“, SAE Paper 892130, 1989
- /61/ H.A. Burley, T.L. Rosebrock: „Automotive Diesel Engines - Fuel Composition vs Particulates“, SAE Paper 790923, 1979

-
- /62/ L.C.v. Beckhove: „Effects of Fuel Properties on Diesel Engine Emissions - A Review of Information Available to the EEC-MVEG Group“, SAE Paper 910608, 1991
- /63/ H.G. Stempel, W. Müller, et.al.: „Motor- und Brenneruntersuchungen zum Kraftstoffeinfluß auf Diesellabgaskomponenten“, MTZ, 55. Jg., Heft 3, 1994, S. 174-180
- /64/ M. Fukuda, D.R. Tree, D.E. Foster, et.al.: „The Effect of Fuel Aromatic Structure and Content on Direct Injection Diesel Engine Particulates“, SAE Paper 920110, 1992
- /65/ W. Drechsler, K. Kraus, J. Landgrebe: „Ökobilanz von Rapsöl bzw. Rapsmethylester als Ersatz für Dieselkraftstoff“, Erdöl Erdgas Kohle, 110. Jg, Heft 6, 1994, S. 244-247
- /66/ H. Menrad, K. Weidmann, W. Bernhardt, G. Heilmann, U. Behn: „Rapsöl als Motorenkraftstoff ?“, Vortrag auf der Technischen Arbeitstagung Hohenheim, 12.04.1989, Mineralöltechnik 5-6, 1989
- /67/ H.-J. Klingen, P. Roth: „Real-Time Measurements of Soot Particles at the Exhaust Valve of a Diesel Engine“, SAE Paper 912667, 1991
- /68/ D.D. Zarling, M.J. Piphio, D.B. Kittelson: „Measurement of Cyclic Variability in a Diesel Engine Using a Single Cycle Sampler“, SAE Paper 930602, 1993
- /69/ K. Schmillen, M. Wagner: „Zyklus aufgelöste Emission von Ruß- und Stickoxid bei direkteinspritzenden Dieselmotoren“, Kolloquium SFB 224 „Motorische Verbrennung“, RWTH Aachen, 11.-12.März 1993
- /70/ J. Wolschendorf: „Zyklische Schwankungen im Verbrennungsgeräusch von Dieselmotoren und ihre Ursachen“, Dissertation, RWTH Aachen, 1990
- /71/ K. Schmillen, J. Wolschendorf: „Ursachen und Ausmaß zyklischer Schwankungen der Verbrennungsgeräusches von Dieselmotoren“, Kolloquium des Sonderforschungsbereiches 224 „Motorische Verbrennung“, S. 209-225, Aachen, 6.-7. Oktober 1988
- /72/ M. Schneider: „Resonanzschwingungen der Zylinderladung von Dieselmotoren und ihre Bedeutung für das Verbrennungsgeräusch“, Dissertation, RWTH Aachen, 1987
- /73/ M. Schneider, K. Schmillen, F. Pischinger: „Regularities of Cylinder Pressure Oscillations and their Effects on the Combustion Process and Noise“, SAE Paper 872248
- /74/ K. Schmillen, M. Schneider: „Untersuchung des Mechanismus der Anregung von Raumresonanzen bei der dieselmotorischen Verbrennung“, Arbeits- und Ergebnisbericht 1986 zum Sonderforschungsbereich 224 „Motorische Verbrennung“, S. 389-414

