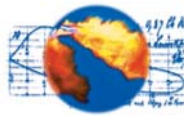


# **Thermodynamischer Ansatz zur Bewertung des Klopferhaltens von Ottomotoren in der Vollast**

## ***Thermodynamic Approach for the Assessment of the Knock Behavior of SI-Engines under Full Load Conditions***

Dipl.-Ing. Markus Rothe, Dipl.-Ing. Alexander Schubert  
Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher  
*Universität Karlsruhe, Institut für Kolbenmaschinen*



## 1 Einleitung

Der innere Wirkungsgrad eines Ottomotors wird maßgeblich beeinflusst durch sein Klopfverhalten. Die Notwendigkeit zur Verbesserung des inneren Wirkungsgrades und der Einsatz von Klopfregel-systemen erfordern einen Motorbetrieb nahe bei oder an der Klopfgrenze mit der Konsequenz der höheren Bauteilbelastungen durch Klopfen infolge des verringerten Sicherheitsabstandes zu schadensrelevanten Klopfamplituden. Heutige Ottomotoren zeigen vermutlich aufgrund ihrer starken Systemausreizung in der Vollast bei hohen Drehzahlen ein spezielles Klopfverhalten. Dieses Phänomen zeichnet sich durch stochastisch extrem klopfende Arbeitsspiele mit schadensrelevanten Druckamplituden aus. Dabei zeigt sich bei der Anti-Klopf-Regelung (AKR) nahe der Klopfgrenze mit Vorverstellung der Zündung keine kontinuierlich zunehmende Klopfintensität mit überlagerten hochfrequenten Druckamplituden. Vielmehr zeigen sich bereits an der Klopfgrenze vereinzelt auftretende Klopfamplituden, die um ein Vielfaches höher liegen als die Druckamplituden bei normal klopfender Verbrennung. Dieses Verhalten einzelner Arbeitsspiele kündigt sich in keiner Weise in den vorhergehenden Arbeitsspielen an, unabhängig davon, ob der Motor mit konstantem Zündwinkel oder mit AKR betrieben wird. Des Weiteren tritt dieses Phänomen unabhängig vom Gemischbildungsverfahren (äußere Gemischbildung, Direkteinspritzung) sowohl bei Saugmotoren als auch bei aufgeladenen Motoren auf und stellt somit ein grundsätzliches Problem bei modernen Ottomotoren dar.

## 2 Stand der Forschung

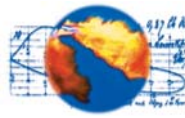
Die Untersuchung des Phänomens der klopfenden Verbrennung ist Gegenstand intensiver experimenteller und numerischer Forschungsarbeiten [1,2]. Dabei wurde die Selbstzündung von noch unverbranntem Gemisch im Endgasbereich vor der primären Flammenfront als Ursache der klopfenden Verbrennung identifiziert. Da die Orte der Selbstzündung in der Regel im Wandbereich liegen, ist eine Beeinflussung der Selbstzündorte durch die primäre Flammenausbreitung unwahrscheinlich aufgrund ihrer räumlichen Trennung [3]. Mögliche Orte der Selbstzündung spiegelt die Temperaturverteilung, die sich durch unvollständige Gemischhomogenisierung und ungleichmäßige Restgasverteilung ergibt und auf die unterschiedlichen Wärmekapazitäten von Restgas, Luft und Kraftstoff zurückzuführen ist. Die Selbstzündung findet somit immer in Bereichen des Endgases mit erhöhter Temperatur, so genannter "hot-spots" statt [4]. Das Verhalten dieser "hot-spots" ist einerseits abhängig von den thermodynamischen Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur und Luftverhältnis und andererseits von dem Temperaturgradienten zum umgebenden Gas [1]. Ist in Folge der Selbstzündung der Temperatur- und Druckanstieg innerhalb der Selbstzündungszentren ausreichend kurz ( $< 10 \mu\text{s}$  [5]), kann sich der Druck im Zündvolumen nicht schnell genug über den gesamten Brennraum ausgleichen. Als

## 1 Introduction

*Knock in gasoline engines is one of the major challenges to achieve higher thermal efficiency. The need to improve thermal efficiency and the application of knock control systems increase the demand to calibrate engines closer to the allowable knock limit with consequential reductions in safety limits. Today's combustion engines show a specific knock behavior at high speeds. The phenomenon is characterized by excessively high pressure amplitudes with stochastic occurrence. Thereby the knock intensity close to the knock limit does not increase proportionally by advancing ignition timing. Rather the pressure amplitudes at the knock limit of individual cycles increase up to a multiple of ordinary knock amplitudes. The phenomenon occurs independently of the mixture formation process in both natural aspirated and turbo charged engines as well as in engines with direct injection and port fuel injection. Therefore, this phenomenon is a fundamental issue of modern SI engines.*

## 2 Background

*Extensive experimental and numerical [1,2] investigations have been done to clarify the nature of the phenomenon of knocking combustion. Knocking combustion is almost always a result of auto-ignition processes in the end gas ahead of the normal flame front. Because auto-ignition centers are usually very close to the combustion chamber walls, these auto-ignition processes are not influenced by the flame front due to their spatial separation [3]. Inhomogeneous charge composition and temperature distribution resulting from different heat capacities of fuel, exhaust gas and fresh air in the end gas effect the location of auto-ignition centers. The temperature distribution in the end gas is the decisive factor in determining the chemical reactions. From this point of view, auto-ignition starts locally at so called "hot spots" [4] in the end gas, which have a higher temperature in comparison to the surrounding area. The behavior of a hot spot depends on one hand on the thermodynamic state variables, like pressure, temperature and air-fuel ratio and on the other hand on the temperature gradient relative to the surrounding end gas [1]. After auto-ignition the resulting knock amplitude depends on the chemical reaction rate [1]. If, hence, the chemical reaction rate within the auto-ignition volume is fast enough ( $< 10 \mu\text{s}$  [5]) a pressure compensation into the surrounding area is not pos-*



Folge kommt es zur Ausbildung von Druck- und Verdünnungswellen, die sich mit Schallgeschwindigkeit in das umgebende, unverbrannte Kraftstoff/Luft-Gemisch bewegen und dort aufgrund des lokalen Druckgradienten einen Anstieg der Gastemperatur und damit Verkürzung der Zündverzugszeit verursachen [5, 6]. Dadurch sind Selbstzündprozesse im unverbrannten Gasgemisch möglich, die unter Umständen weitere Stoß- und Verdünnungswellen induzieren und unter gewissen Bedingungen in Detonationen übergehen können [7]. Die Druckwellen werden an den Zylinderwänden reflektiert und bewegen sich in umgekehrter Richtung wiederum durch das Gasgemisch. Als Folge können sich im Brennraum komplexe Druckwellenprofile ausbilden [8]. Die Anregungszeit ist ein Maß für die volumetrische Energiefreisetzungsrates und nach [5, 6, 9] der entscheidende Faktor für die Ausbildung einer Druckwelle. Das Maximum des kritischen Anregungszeitbereich liegt bei ca. 10  $\mu$ s, wobei dieser Wert keine scharfe Grenze darstellt [8]. Für reale Endgastemperaturen zwischen 800 K und 1400 K und Zylinderdrücke bis 50 bar ist die Ausbildung einer Druckwelle nur im annähernd stöchiometrischen Bereich wahrscheinlich. Für Luftverhältnisse  $\lambda > 2$  ist die Wahrscheinlichkeit der Ausbildung einer Druckwelle sehr gering und für Luftverhältniszahlen  $\lambda > 3$  nahezu unmöglich. Die Anregungszeit ist dabei eher abhängig vom Druck als von der Temperatur [8].

### 3 Definition Klopfverhalten

Extremklopfverhalten ist geprägt durch vereinzelt auftretende schadensrelevante Klopfamplituden nahe bei oder an der Klopfgrenze, wodurch eine wirkungsgradgünstige Motorauslegung ohne Gefahr der Motorschädigung nicht möglich ist. Zur Charakterisierung des Motorklopfverhaltens soll nachfolgend der mögliche Stellbereich für die Klopfregelung als Kennzahl eingeführt werden. Der Stellbereich ist definiert als Abstand, gemessen in Vorzündwinkel, zwischen der Klopfgrenze und der Schädigungsgrenze eines Motorbetriebspunktes

$$RB = \alpha_{Z,SG} - \alpha_{Z,KG},$$

mit dem Regelbereich RB, dem Vorzündwinkel an der Klopfgrenze  $\alpha_{Z,KG}$  und dem Vorzündwinkel an der Schädigungsgrenze  $\alpha_{Z,SG}$ .

Ein großer Stellbereich, d.h. ein deutlicher Abstand zwischen Klopfgrenze und Schädigungsgrenze signalisiert normales oder regelbares Klopfverhalten. Wird der Stellbereich sehr klein (oder negativ) ist ein klopfgeregelter Motorbetrieb in sicherem Abstand zur Schädigungsgrenze nicht möglich und extremes Klopfverhalten liegt vor.

Ein Problem bei der Berechnung des Stellbereiches ergibt sich aus der Tatsache, dass weder für die Klopfgrenze noch für die Schädigungsgrenze allgemeingültige Definitionen existieren. Vielmehr unterliegen diese Größen hersteller-, motoren- und betriebspunktspezifischen Anforderungen. Innerhalb

*sible. This causes pressure and dilution waves which move with sonic speed into the ambient unburned mixture and, again, lead to a decrease of the auto-ignition delay there [5, 6]. This can lead to further auto-ignitions in the unburned gas mixture, which can cause a developing detonation under certain conditions [7]. The cylinder walls reflect the generated pressure waves, which results in complex pressure wave profiles in the combustion chamber [8]. The volumetric energy release rate is represented by the excitation time and is according to [5, 6, 9] the decisive factor for the generation of a pressure wave. The maximum value of the excitation time for the formation of a knock amplitude is about 10  $\mu$ s, whereas this value is pressure, temperature and air-fuel ratio dependent [8]. For typical end gas temperatures in SI-engines between 800 K and 1400 K and cylinder pressures up to 50 bar, the formation of knock amplitudes is likely only for stoichiometric mixtures. For air-fuel ratios  $\lambda > 2$  the probability of a local pressure wave formation is low and for air-fuel ratios  $\lambda > 3$  nearly impossible. The chemical reaction rate is thereby more pressure dependent than temperature dependent [8].*

### 3 Knock behavior and conceptual formulation

*The knock phenomenon to be investigated is characterized by excessively high pressure amplitudes nearby or directly at the knock limit. Because of these knocking cycles, an efficient engine operation at the knock limit is impossible, due to the risk of severe engine damage. To characterize the knock behavior of an SI-engine operating with wide open throttle (WOT) the control range (RB) of a knock control system will subsequently be introduced as an index. The control range is defined as the advance ignition angle between the knock limit and the damage limit of a specific engine operation point*

$$RB = \alpha_{Z,SG} - \alpha_{Z,KG},$$

*with the ignition angle  $\alpha_{Z,KG}$  at knock limit and the ignition angle  $\alpha_{Z,SG}$  at damage limit. A large control range, which is a significant distance between knock limit and damage limit, characterizes a controllable knock behavior. For low - or negative - values of the control range, an engine operation at the knock limit with a safe distance to the damage limit is critical and extreme knock behavior is evident.*

*One major problem in calculating the control range is the absence of universal definitions for the knock limit and the damage limit. These quantities are subjected to manufacturer, engine and operating point specific definitions. Within these investigations the definitions for the knock limit and the damage limit were chosen as follows:*



dieser Untersuchungen wurden folgende Definitionen gewählt:

- Klopfgrenze** 1,0 % aller Arbeitsspiele mit Klopfamplituden größer 4 bar
- Schädigungsgrenze** 1,0 % aller Arbeitsspiele mit Klopfamplituden größer 20 bar.

Die Berechnung dieser Größen erfolgt auf Grundlage gemessener Klopfamplituden, so dass ein für Klopfuntersuchungen geeigneter Indizierquarz sowie dessen richtige Adaption an den Brennraum außerordentlich wichtig ist. Für die hier dargestellten Untersuchungen wurden ausschließlich die mit dem Referenzquarz (vgl. Kapitel 4) gemessenen Klopfamplituden bewertet. Zugrunde gelegt sind jeweils 3000 aufeinander folgende Arbeitsspiele für jeden Zündwinkel.

Abbildung 1 zeigt das Klopfverhalten des Versuchsträgers in unterschiedlichen Betriebspunkten.

Sowohl bei 3000 min<sup>-1</sup> als auch bei 5000 min<sup>-1</sup> können motorschädigende Klopfamplituden größer 20 bar bei ausreichendem Vorzündwinkel provoziert werden. Bei 3000 min<sup>-1</sup> beträgt der Abstand zwischen der Klopfgrenze und der Schädigungsgrenze (Stellbereich) ca. 4,3 °KW Vorzündwinkel. Dieser Stellbereich ist ausreichend, um den Motor an der Klopfgrenze, aber in sicherem Abstand von der Schädigungsgrenze zu betreiben, d.h. der Betriebspunkt bei 3000 min<sup>-1</sup> zeigt regelbares Klopfverhalten.

Bei 5000 min<sup>-1</sup> beträgt der Stellbereich 1,7 °KW. Obwohl direkt an der Klopfgrenze bei der zugrundegelegten Messung von 3000 Arbeitsspielen keine schädigenden Klopfamplituden größer 20 bar detektiert wurden, kann aufgrund des geringen Stellbereiches bis zur Schädigungsgrenze kein sicherer Motorbetrieb an der Klopfgrenze gewährleistet werden. Der Betriebspunkt bei 5000 min<sup>-1</sup> zeigt damit extremes Klopfverhalten.

Für die Untersuchung des Motorklopfverhaltens wird daher der Betriebspunkt bei 3000 min<sup>-1</sup> als Referenzpunkt für regelbares Klopfverhalten und der Betriebs-

**knock limit**

1 % cycles with KA > 4 bar

**damage limit**

1 % cycles with KA > 20 bar,

with the knock amplitude KA, which is defined as the maximal zero-to-peak pressure of the high-pass filtered cylinder pressure. Since the calculation of these values is based on measured pressure curves, an appropriate pressure sensor as well as an appropriate adaptation to the combustion chamber is of significant importance. For all subsequent illustrated investigations, only the signals of the reference pressure sensor (see next chapter) were utilized. The database for each ignition angle is totaled to 3000 consecutive cycles.

Figure 1 presents the engine knock behavior in different operating points. Both, at 3000 rpm WOT and 5000 rpm WOT damaging knock amplitudes (KA > 20 bar) can be provoked by adequate ignition angles.

The ignition angle difference between the knock limit and the damage limit, the control range respectively, for 3000 rpm (left) is 4.3 CAD. This control range is sufficient to operate the engine at knock limit with a safe distance to the damage limit, that is controllable knock behavior for the operating point at 3000 rpm WOT.

The ascertained control range for the operating point at 5000 rpm WOT (right) is 1.7 CAD. Although no damaging knock amplitudes (KA > 20 bar) within the 3000 consecutive cycles were detected at the knock limit, a safe engine operation at the knock limit can not be guaranteed because of the small control range, which is related to extreme knock behavior in the engine operating point at 5000 rpm WOT.

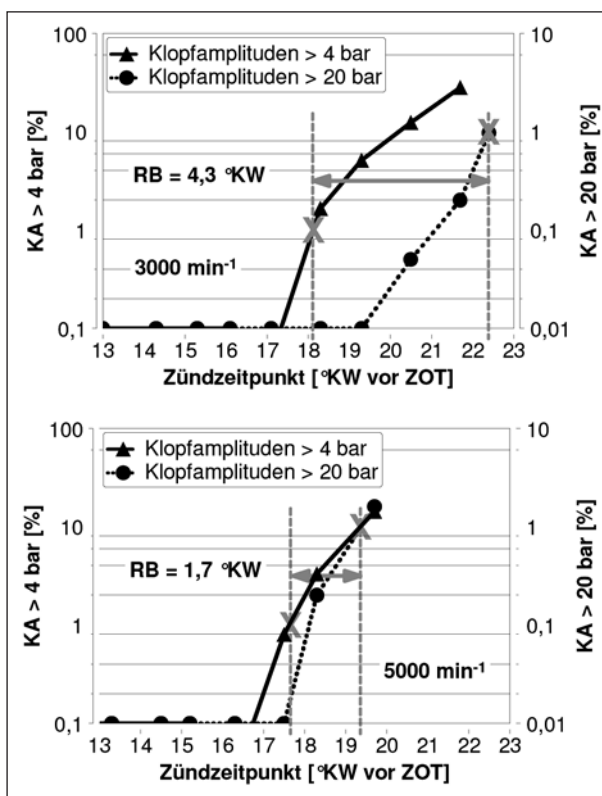
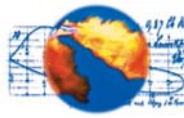


Abbildung 1:  
 Regelbares Klopfverhalten mit großem Regelbereich bei 3000 min<sup>-1</sup> (top) und extremes Klopfverhalten mit kleinem Regelbereich bei 5000 min<sup>-1</sup> (rechts)  
 Figure 1:  
 Controllable knock behavior with extended control range at 3000 rpm (left) and extreme knock behavior with reduced control range at 5000 rpm (bottom)

For the following investigation of the engine knock behavior, the operating point at 3000 rpm WOT will be the reference for controllable knock behavior and the operating point at 5000 rpm WOT will be the reference for extreme knock behavior.



punkt bei 5000 min<sup>-1</sup> als Referenzpunkt für extremes Klopfverhalten ausgewählt.

## 4 Experimenteller und numerischer Hintergrund

### 4.1. Versuchsträger und Messtechnik

Bei dem Versuchsmotor handelt es sich um einen Serienmotor mit 4 Zylindern, 2,2 l Hubraum und Direkteinspritzung (Saughub). Pro Zylinder ist ein Einlasskanal als Drallkanal, der andere als Füllungskanal ausgelegt. Der Füllungskanal ist bei 3000 min<sup>-1</sup> über eine zylinderkopfnaher Klappe noch annähernd verschlossen, wodurch die Drallströmung im Zylinder stark ausgeprägt ist. Durch kontinuierliches Öffnen des Füllungskanals zu hohen Drehzahlen hin verringert sich die Drallströmung zu Gunsten der Füllung. Bei 5000 min<sup>-1</sup> ist die Klappe vollständig geöffnet. Als Referenzzylinder wurde Zylinder 2 aufgrund seiner guten Zugänglichkeit für die Adaption der Messtechniken ausgewählt.

In **Abbildung 2** ist Zylinder 2 in der Draufsicht (vom Zylinderkopf) mit den Ein- und Auslassventilen sowie der Zündkerzenlage dargestellt. Des Weiteren ist der Drallkanal rechts oben angedeutet.

Im Bild sind die Einbaulagen der 9 Einzellichtleiter im Zylinderkopf sowie die 8 Lichtleiter im Zündkerzengehäuse der eingesetzten Lichtleiterzündkerze punktförmig dargestellt. Für die Erfassung des Zylinderdruckes werden insgesamt 5 Hochdruckaufnehmer adaptiert. Dabei handelt es sich um 2 wassergekühlte (Kistler 6061) und um 3 ungekühlte (Kistler 6053) Quarzdruckaufnehmer. Als Referenzquarz dient der auf der rechten Brennraumseite (umrandet) eingesetzte wassergekühlte Druckaufnehmer. Beide 6061 Quarzdruckaufnehmer sind über Hülsen brennraumbündig verbaut. Die ungekühlten Druckaufnehmer sind laut Einbauvorschrift der Firma Kistler frontdichtend über einen Schusskanal von 3 mm x 2,5 mm im Zylinderkopf adaptiert. Die Messung der saug- und abgasseitigen Druckverläufe erfolgte mit Kistler 4045 und 4075 Sensoren. Die Signale der Druckaufnehmer werden durch ent-

## 4 Experimental and numerical background

### 4.1. Engine, test bed and instrumentation

A 4-cylinder production engine with 2.2 l displacement and intake stroke direct injection was utilized for the investigations. Each cylinder has 4 valves, with one filling port and one swirl port. The filling port is equipped with a swirl flap. For low engine speeds (< 3000 rpm) the swirl flap is closed and the in-cylinder swirl intensity increased. For higher engine speeds the swirl flap stepless opens, the cylinder charge mass therewith increases and the swirl decreases. From 5000 rpm on the swirl flap fully opens. Further technical engine data are listed in **table 1**. Due to a good access for the measurement probes, cylinder 2 was chosen as the reference. A schematic of cylinder 2 in horizontal projection is given in **figure 2**. Inlet (EV) and exhaust valves (AV) are indicated as well as the swirl port.

The installation positions of the 9 single optical fiber probes in the cylinder head as well as the 8 optical fiber probes in the optical spark plug are also shown in the figure. Furthermore the positions of the 5 pressure sensors adapted to the combustion chamber are indicated.

Two of the sensors are water-cooled Kistler 6061 and the others uncooled Kistler 6053. The marked sensor (6061, water-cooled) was used as the reference sensor. Both 6061 sensors are flush mounted to the chamber roof via sleeves. The uncooled 6053s were mounted according to Kistler instructions front tightening via prechamber outlet of the dimensions 3.0 mm x 2.5 mm. In addition to the cylinder indication two low pressure sensors were mounted in the inlet port (Kistler 4075) and the exhaust port (Kistler 4045). An adapter was utilized on one hand for the adaptation of the sensor to the exhaust port and for the protection against high exhaust gas temperatures on the other hand.

Tabelle 1:  
Technische Daten Versuchsträger  
Table 1:  
Technical data of test engine

Max. Leistung	kW	113
Max. Drehmoment	Nm	216
Verdichtungsverhältnis	-	12 : 1
Bohrung	mm	86,0
Hub	mm	94,6
Ventile pro Zylinder	-	4
Zündkerze	-	zentral

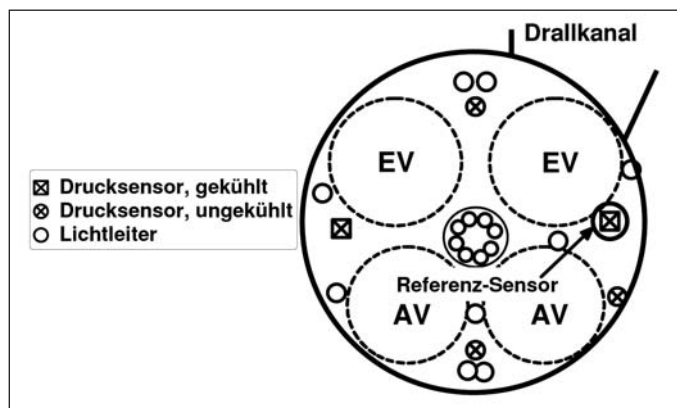
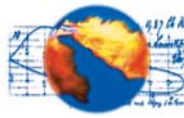


Abbildung 2:  
Schematische Darstellung von Referenzzylinder 2 mit Auslassventilen (AV), Einlassventilen (EV), Drallkanal und Positionen der Messtechnik

Figure 2:  
Schematic of cylinder 2; positions of swirl flap, pressure sensors and optical fiber probes



sprechende Messverstärker aufbereitet und im Messsystem (Smetec Combi Pro) mit 0,1 °KW aufgezeichnet. Die Einlass- und Abgasdruckverläufe werden im Weiteren auch als Randbedingungen für die numerische Simulation verwendet.

## 4.2. Simulationstools

Auf Grundlage 0- und 3-dimensionaler Simulationen werden die thermodynamischen Zustandsvariablen unter transienten motorischen Bedingungen während des Ladungswechsels, der Kompression und der Verbrennung bis zum Klopfzeitpunkt analysiert und bewertet hinsichtlich ihres Einflusses auf das Klopfverhalten. Mit Hilfe eines 0-D Simulationstools (HOMREA) wird der Zusammenhang zwischen gemessenen Klopfamplituden und den lokalen Zustandsgrößen am Klopfort untersucht.

### 3D-Strömungssimulation

Auf Basis von CAD-Daten wurde Referenzzylinder 2 inklusive der Ladungswechselorgane vernetzt, vgl. [Abbildung 3](#).

Die Positionen der Niederdruckmessaufnehmer im Ein- und Auslasskanal stellen die Modellgrenzen dar. An diesen Grenzen werden für die Strömungssimulation die gemessenen Niederdruckverläufe und Temperaturen als Randbedingung übergeben. Die Rechnung erstreckt sich über 720 °KW, ausgehend von 130 °KW nach ZOT. Anhand von experimentell ermittelten Einspritzstrahlbildern wurde ein Einspritzstrahlmodell abgeglichen und innerhalb aller Simulationen verwendet. Weiterhin besteht die Möglichkeit, die Verbrennung zu simulieren.

Der Zylinderdruck zu Rechenbeginn wird über Messdaten initialisiert, die Zylindertemperatur auf Grundlage von Ergebnissen einer Druckverlaufsanalyse. In den Einlass- und Auslasskanälen werden für die Berechnung des ersten Zyklus zunächst die mittleren gemessenen Temperaturen initialisiert. Bei der Berechnung des zweiten Zyklus ergeben sich dann Temperaturverteilungen durch evtl. im Saugrohr vorgelagerte Kraftstoff- oder Restgasmasse. Die Einspritzdauer und der Einspritzbeginn wurden der Applikationssoftware entnommen, die Einspritzmasse pro Zyklus über den Kraftstoffverbrauch berechnet. Simuliert werden die Ladungswechsel für die Referenzbetriebspunkte. Zugrundegelegt sind mittlere Arbeitsspiele von Zündwinkeln an der Klopfgrenze.

*The measured low pressure signal curves were further used as boundary conditions for the flow simulations. The signals of all pressure sensors are digitized in 0.1 CAD, processed in electrical amplifiers (Kistler) and recorded together with the data of a lambda sensor (cylinder 2) and the ignition point in the data acquisition system Smetec Combi Pro.*

## 4.2. Numerical analyses

*Based on various simulation models, thermodynamic state variables and their transient behavior during the cycle up to the time of auto-ignition will be analyzed and further be assessed in their relevance to engine knock behavior. The dependency of the measured knock amplitudes and the calculated local and global state variables is analyzed within a 0D-calculation (HOMREA), in which the resulting chemical reaction rate represents the cause variable for the physical formation of local pressure peaks (knock amplitudes).*

### 3D-flow simulation (CFD)

*Based on CAD data of the piston, the combustion chamber and the inlet and exhaust ports and the valve lift curves, a computational grid of the reference cylinder 2 was modeled, as seen in [figure 3](#).*

*The positions of the low pressure sensors at the inlet and exhaust port represent the model boundaries at which the measured state variables (T, p) are handed in the model. The simulations start at 130 CAD ATDC before the exhaust valve*

*opens and are calculated for 720 CAD. An injection model was adjusted to experimentally determined injection patterns, so that the injection of the gasoline in the cylinder can also be considered. Furthermore the combustion can be simulated. The initialization of the cylinder pressure and the inlet and outlet temperatures at the beginning of the calculation are based on measured data. The initialization of the cylinder temperature was calculated within heat release analysis. The injection time as well as the start of injection were ascertained from the application software, the injection mass calculated from the measured fuel consumption. Preliminary fuel and exhaust gas mass in the inlet port is taken into account by two cycle computations. The simulation results will be used to determine the volume of the auto-ignition center in the end gas as well as for the determination of the local air-fuel mixture of the auto-ignition center in the end gas. Furthermore the calculated end gas region should be validated on the measured propagation of the primary flame front by the optical fiber probes.*

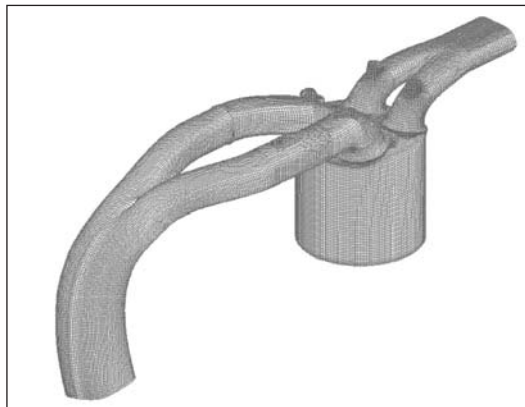
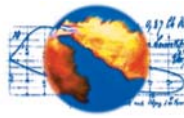


Abbildung 3:  
Berechnungsgitter von Referenzzylinder 2 mit Brennraum, Einlass- und Auslasskanälen  
Figure 3:  
Computational grid of the reference cylinder 2; combustion chamber, inlet and outlet ports



### Homogener Reaktor (HOMREA)

Das Programm HOMREA wurde entwickelt für die Simulation von thermodynamischen und gasdynamischen Prozessen von räumlich homogenen Systemen, wie beispielsweise von Zündprozessen in Stoßwellenrohren, in HCCI-Motoren, in Einhubtriebwerken oder im Endgasbereich von Ottomotoren. Optional besteht die Möglichkeit der Berechnung von isothermen und adiabaten Systemen oder Systemen mit definierter Temperaturhistorie. Weiterhin können Wärmeverluste durch blow-by etc. berücksichtigt werden.

Der Endgasbereich eines Ottomotors wird modelliert als Selbstzündzentrum innerhalb eines brennbaren Gemisches. Das Selbstzündzentrum wird aufgefasst als homogenes Masseteilchen mit definiertem Luftverhältnis, das von einem inerten Gemisch von gleichem Zustand umgeben ist. Das Modell vereint Gleichungen für Energie- und Spezieserhaltung des reagierenden Gemisches mit gasdynamischen Effekten für die Expansion des Masseteilchens. Das chemisch-gasdynamische Verhalten des Selbstzündzentrums wird 0-dimensional beschrieben anhand der folgenden Differentialgleichungen:

- Energieerhaltung

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{C_p - \Re} * \left[ \underbrace{\frac{1}{c} \sum_{j=1}^{ns} \dot{w}_j * (\Re T - \bar{h}_j)}_{\text{Wärme}} - \underbrace{\Re T \left( \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial t} \right)}_{\text{Arbeit}} \right]$$

- Spezieserhaltung

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} = \dot{w}_i - c_i \left( \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial t} \right)$$

- Zeitliche Volumenänderung des Selbstzündherdes

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\alpha V}{r} \frac{dr}{dt}$$

Wobei Parameter  $\alpha$  ein planares, zylindrisches oder sphärisches Volumen (Werte 1, 2 oder 3) beschreibt.

Unter der Annahme einer isentropen Zustandsänderung [10] ergibt sich die zeitliche Volumenänderung des Selbstzündherdes als Funktion des Druckes wie folgt:

$$\frac{dr}{dt} = \frac{2\alpha_0}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} - 1 \right]$$

Die Definitionen aller verwendeten Variablen können der Nomenklatur am Ende entnommen werden.

Die charakteristischen Größen zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens eines exothermen Zentrums ist die Zündverzugszeit  $\tau$  (in diesem Modell definiert als die Zeit, in der chemisch freigesetzte Wärme 5 % des Maximums erreicht hat) und die Anregungszeit  $t_e$  (Zeit vom Ende der Induktionsphase bis zum Erreichen der maximalen chemisch freigesetzten Wärme). Eine weitere Kenngröße ist der maximale Druckpuls, der auch als (Klopf-) Amplitude der entstehenden Druckwelle aufgefasst werden kann. Abbildung 4

### Homogenous Reactor (HOMREA)

The program is designed to simulate spatially homogeneous systems, like ignition in shock tubes, in Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) engines, in rapid compression machines or in the end gas of SI-engines. Options include calculation of isothermal or adiabatic systems or systems with a specified temperature history. Furthermore global heat losses due to blow-by can be taken into account. The end gas of an SI-engine can be modeled as an auto-ignition center in a combustible mixture. The model considers a small homogenous mass of reacting mixture that is surrounded by an inert mixture with the same conditions. Thereby the model combines energy and species equations for the reacting mixture with a gas dynamic constraint for the expansion of the exploding center. The underlying differential equations, which describe the complex chemical and dynamic gas behavior of an auto-ignition center zero dimensional are like follows:

- Energy conservation

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{C_p - \Re} * \left[ \underbrace{\frac{1}{c} \sum_{j=1}^{ns} \dot{w}_j * (\Re T - \bar{h}_j)}_{\text{Wärme}} - \underbrace{\Re T \left( \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial t} \right)}_{\text{Arbeit}} \right]$$

- Species conservation

$$\frac{\partial C_i}{\partial t} = \dot{w}_i - c_i \left( \frac{1}{V} \frac{\partial V}{\partial t} \right)$$

- Temporal variation of the auto-ignition volume

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\alpha V}{r} \frac{dr}{dt}$$

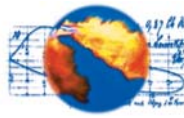
whereas parameter  $\alpha$  identifies a planar, cylindrical or spherical geometry (value 1, 2 or 3). Under the presumption of an isentropic state change [10] the temporal change of the volume of the kernel radius occurs as a function of the pressure within the exothermal center as follows:

$$\frac{dr}{dt} = \frac{2\alpha_0}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} - 1 \right]$$

The definitions of the variables used in the preceded formulas are given in the 'Definitions' section at the end of the paper. Characteristic values for the characterization of the dynamic behavior of an exothermal center are the ignition delay  $\tau$  (defined in this model as the time in which 5 % of the chemical heat is released) and the chemical reaction rate  $t_e$  (time between ignition delay and maximal heat release). A further parameter is the maximum pressure pulse, which can be regarded as the amplitude of the resulting pressure wave.

Figure 4 shows the dynamic behavior of an exothermal center within a stoichiometric iso-octane / air mixture.

The temperature development can be seen at the top, where at the time of auto-ignition can be identified by



zeigt das dynamische Verhalten eines exothermen Zentrums innerhalb eines stöchiometrischen Gemisches aus Iso-Oktan und Luft.

Die Temperaturentwicklung mit der Selbstzündung nach ca. 0,265 ms ist im oberen Bild dargestellt. Die pro Zeiteinheit exotherm freigesetzte Wärme erwärmt zum einen das Gasgemisch im Zentrum und zum anderen verrichtet es Expansionsarbeit (Verschiebearbeit) an das umgebende Gemisch. Der Druck innerhalb des exothermen Zentrums (Bild unten) steigt während der Selbstzündung sehr stark an, relaxiert anschließend aber als Folge der Expansionsphase wieder auf sein anfängliches Niveau. Die maximale Druckamplitude ist damit abhängig von der chemischen Umsetzungsrate und der gasdynamischen Expansion des exothermen Zentrums, wobei die letztere durch die Schallgeschwindigkeit des umgebenden Gemisches limitiert wird.

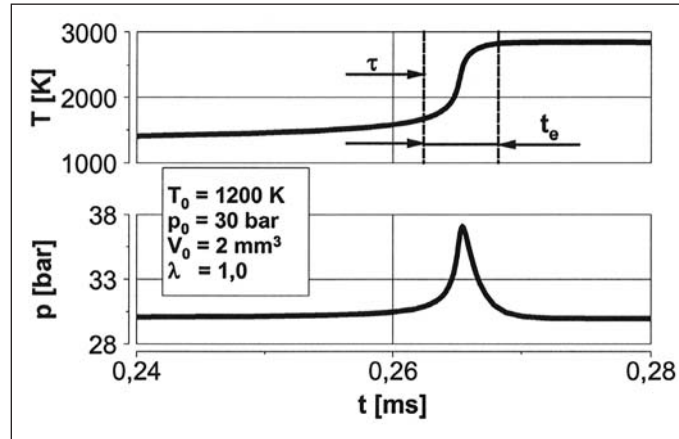


Abbildung 4:  
Dynamisches Verhalten eines exothermen Zentrums aus Iso-Oktan und Luft über der Zeit; Temperaturverlauf (oben) und Druckverlauf (unten)

Figure 4:  
Dynamic behavior of an exothermal center within an stoichiometric iso-octane / air mixture; temperature curve (top) and pressure curve (bottom)

the temperature increase after approximately 0.265 ms. The exothermal heat release warms up the gaseous mixture within the auto-ignition center on one hand, and performs expansion work at the surrounding mixture on the other. The pressure of the exothermal center rises during auto-ignition, but attenuates as a result of the subsequent expansion phase. The maximal pressure amplitude depends therewith on the chemical reaction rate and the gas dynamic expansion of the exothermal center, whereupon the latter is limited by the sonic speed in the surrounding mixture.

## 5 Ergebnisse

### 5.1. Experimentelle Untersuchungen

Die nachfolgende Auswertung der Signalverläufe der in den Brennraum adaptierten Einzellichtleiter und Druckaufnehmer soll Aufschluss darüber geben, in wieweit sich die Ausbreitungsformen und Ausbreitungsgeschwindigkeiten der primären Flammenfronten von Arbeitsspielen mit schadensrelevanten Klopfamplituden (> 20 bar) des Betriebspunktes mit extremem Klopfverhalten von entsprechenden Arbeitsspielen des Betriebspunktes mit regelbarem Klopfverhalten unterscheiden. Hierzu wird die primäre Flammenfront in ihren jeweiligen Ausprägungen analysiert und bewertet.

#### Klopforte

Auf Grundlage der gemessenen Druckverläufe über die fünf in Zylinder 2 adaptierten Indizierquarze wurden die Klopfzeitpunkte für jeden Sensor bestimmt und die Ausbreitungsrichtungen der Reaktionsfronten anhand der entsprechenden Sensorpositionen arbeitsspielselektiv berechnet. Über die Ausbreitungsrichtung konnte dann auf den Klopfort, d.h. auf ein 45° Kreis-segment der Zylinder-wand geschlossen

## 5 Results

### 5.1. Experimental results

The experimental investigations are separated in the detection of the knock onset locations on one hand and the determination of the propagation of the primary flame fronts and the knocking reaction fronts on the other. The main focus is put on the reproducibility of the knock onset locations and the corresponding end gas.

#### Knock onset locations

The times of the knock onsets were determined based on the measured pressure curves of the 5 sensors adapted. These times of knock onset in combination with the related sensor positions deliver the propagation speed and the propagation direction of the reaction front after auto-ignition and therewith the knock onset locations. Based on the 5 sensors adapted, the knock onset locations could thus be





werden. Abbildung 5 zeigt die detektierten Klopforte für beide Referenzbetriebspunkte.

Dargestellt ist jeweils Zylinder 2 in der Draufsicht mit Ein- und Auslassventilen und dem Drallkanal oberhalb des rechten Einlassventils (vgl. Abbildung 2). Die Zahlen 1 - 8 kennzeichnen die Segmente der Klopfortbestimmung. Für jeden Referenzpunkt sind sowohl die Bereiche häufigster Klopfentstehung für Klopfamplituden größer 4 bar und für Klopfamplituden größer 20 bar markiert, als auch der Bereich an dem die wenigsten Klopfentstehungen detektiert wurden. Zugrundegelegt sind jeweils 3000 aufeinander folgende Arbeitsspiele an der Schädigungsgrenze, wobei 872 klopfende Arbeitsspiele im Betriebspunkt mit regelbarem Klopfverhalten ( $3000 \text{ min}^{-1}$ ) detektiert wurden und 287 klopfende Arbeitsspiele im Betriebspunkt mit extremen Klopfverhalten ( $5000 \text{ min}^{-1}$ ).

Bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  wurden die meisten Klopfentstehungs-orte für Klopfamplituden größer 4 bar im Bereich des Drallkanals detektiert, also auf der kälteren Einlassseite. Die häufigsten Klopfentstehungsorte für Klopfamplituden größer 20 bar befinden sich ebenfalls auf der Seite des Dralleinlasskanals, aber im Bereich des Auslassventils. Die Hauptklopforte für Klopfamplituden größer 4 bar und größer 20 bar befinden sich somit in unterschiedlichen Zylinderbereichen. Die seltensten Klopfentstehungen werden im Bereich des linken Auslassventils detektiert, also ebenfalls auf der heißen Auslassseite.

Im Betriebspunkt bei  $5000 \text{ min}^{-1}$  werden die häufigsten Klopfentstehungen sowohl für Klopfamplituden größer 4 bar als auch größer 20 bar im Bereich des Einlasskanals mit der Drallklappe (Füllungskanal) detektiert, also auf der kälteren Einlassseite. Der Bereich der seltensten Klopfentstehung befindet sich hinter den Auslassventilen, also auf der heißen Brennraumseite.

Die Orte der Klopfentstehung unterscheiden sich somit für die untersuchten Betriebspunkte, was die Vermutung nahe legt, dass die Klopfentstehung nicht primär von Zylinder- und Brennraumwandtemperaturen abhängt, sondern von strömungsmechanischen (Art der Ladungsbewegung, offene / geschlossene Drallklappe) und thermodynamischen Zustandsgrößen (Füllungsunterschiede) geprägt wird. Weiterhin werden 95 % aller Klopforte von Klopfamplituden größer 20 bar ausschließlich in den dargestellten Bereichen detektiert, was darauf hindeutet, dass die Entstehung von Klopfamplituden größer 20 bar entweder an eine charakteristische zyklische Schwan-

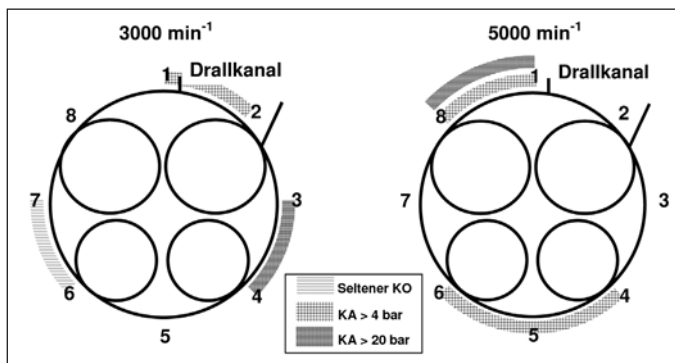


Abbildung 5:  
Detektierte Klopforte für  $3000 \text{ min}^{-1}$  (links) und  $5000 \text{ min}^{-1}$  (rechts)  
Figure 5:  
Detected knock onset locations for 3000 rpm (left) and 5000 rpm (right)

detected with an accuracy of a  $45^\circ$  segment of the cylinder wall. Figure 5 shows the detected knock onset positions for both reference operation points.

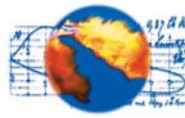
Cylinder 2 is schematically presented, with the inlet and outlet valves and the swirl port (see also figure 2). Further the circle segments marked by the positions 1-8 are depicted. For each reference point, the major zone of knock

onsets for  $KA > 4 \text{ bar}$ , the major zone of knock onsets for  $KA > 20 \text{ bar}$  and further the zone with the fewest detected knock onsets are marked. 3000 consecutive cycles at the damage limit are the underlying data basis for each reference point, where 872 knock onsets for the operating point with controllable knock behavior and 287 knock onsets for the operating point with extreme knock behavior were detected.

At 3000 rpm with controllable knock behavior most of the  $KA > 4 \text{ bar}$  were found at the swirl port, at the cooler cylinder section of the inlet valves respectively. The knock onset locations for cycles with  $KA > 20 \text{ bar}$  were mostly detected near the exhaust valve, also on the side of the swirl port. Thus the knock onset zones  $KA > 4 \text{ bar}$  and  $KA > 20 \text{ bar}$  are located in different areas of the combustion chamber. The fewest knock onsets in this operating mode were detected near the left exhaust valve, at the side of the hotter exhaust valves.

At 5000 rpm with extreme knock behavior the knock onset locations for  $KA > 4 \text{ bar}$  and for  $KA > 20 \text{ bar}$  were detected at the inlet port with the swirl flap, at the cooler cylinder section with the inlet valves. The fewest knock onsets were detected behind the hot exhaust valves.

These results lead to the assumption that the knock onsets are primarily not wall temperature dependent, but more interrelated with fluiddynamic parameters (type of the flowfield, opened / closed swirl flap) and thermodynamic state variables. Furthermore, the detected knock onsets for  $KA > 20 \text{ bar}$  in 95 % of all cases is reproducible at the presented locations. This coherence leads to the assumption, that the formation of  $KA > 20 \text{ bar}$  either depends on characteristic cyclic variations of the primary flame front or depends on an operating point specific characteristic of the thermodynamic state variables. The investigation of the propagation of the primary flame front of cycles with  $KA > 20 \text{ bar}$  will be discussed in the next section.



kung der primären Flammenausbreitung geknüpft ist, oder an eine betriebspunktspezifische Besonderheit der thermodynamischen Zustandsgrößen.

### Flammenausbreitung und Reaktionsfront

Die Analyse der primären Flammenausbreitung erfolgt auf Grundlage der Signalverläufe der 17 eingesetzten Lichtleiter, vgl. [Abbildung 2](#). Die Lichtleiter detektieren in der Regel zunächst die durchlaufende Flammenfront in Form eines deutlichen Signalübergangs (Helligkeitsanstieg). Im Falle eines klopfenden Arbeitsspiels wird das Durchlaufen der klopfenden Reaktionsfront bzw. der Druckwelle als nochmaliger überlagerter, sehr steiler Signalanstieg mit anschließenden hochfrequenten Schwingungen wahrgenommen [11].

Für die nachfolgende Darstellung der Flammenausbreitungen wurden die gemessenen Signalverläufe zunächst tiefpassgefiltert, um die hochfrequenten Anteile, hervorgerufen durch die Reaktionsfront, zu entfernen. Auf Grundlage dieser gefilterten Helligkeitsverläufe wurde die Ankunft der Flammenfront anhand eines Schwellenwertes ermittelt, der sich als prozentualer Anteil des jeweiligen Helligkeitsmaximums ergibt. Der Auswertung zugrunde gelegt sind 2000 aufeinander folgende Arbeitsspiele für jeden Betriebspunkt mit Zündwinkeln jeweils an der Schädigungsgrenze.

[Abbildung 6](#) zeigt die mittleren gemessenen Flammenausbreitungen von nichtklopfenden und stark klopfenden Arbeitsspielen beider Referenzbetriebspunkte. Die Isolinien repräsentieren die Flammenfronten zu den angegebenen Kurbelwinkeln, wobei ZOT 180 °KW entspricht. Die Lage der jeweiligen Endgasbereiche ist farbig hinterlegt. Weiterhin können dem Bild die Bereiche der detektierten Klopforte beider Volllastpunkte entnommen werden.

In der linken Bildhälfte sind die mittleren Flammenausbreitungen der Arbeitsspiele ohne Klopfen (oben) und der Arbeitsspiele mit Klopfamplituden größer 20 bar (unten) des Betriebspunktes mit regelbarem Klopfverhalten dargestellt. Beide Konturen sind gekennzeichnet durch ihre starke Richtungsabhängigkeit. So verläuft die Verbrennung aufgrund des ausgeprägten Dralls spiralförmig im Uhrzeigersinn von der Zündkerze in Richtung der Einlassventile. Dem entsprechend entsteht der dominante Endgasbereich trotz des kleineren Abstandes zur Zündkerze bei klopfenden und bei nicht klopfenden Arbeitsspielen auf der Auslassseite. Das Hauptunterscheidungsmerkmal der dargestellten Flammenausbreitungen dieses Betriebspunktes liegt in der Größe des Endgasbereiches. So führt der schnellere Brennverlauf der klopfenden Arbeitsspiele zu einem kleineren Endgasbereich, der sich einlassseitig genau in dem Bereich ergibt, an dem die häufigsten Selbstzündungen mit Amplituden größer 4 bar detektiert wurden. Der Hauptklopfort für Amplituden größer 20 bar genau wie der Bereich der seltensten Klopfentstehungen befindet sich im Endgasbereich auf der Auslassseite, was die Vermutung eines inhomogenen Endgases nahe legt.

### Propagation direction of the flame front

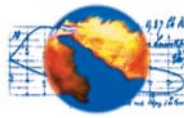
*The local light intensities during the combustion were measured via 17 adapted optical fiber probes, see [figure 2](#). These optical fiber probes initially detect the passing primary flame front as a signal change (increasing light intensity). In case of a knocking cycle, the passing knocking reaction front can be detected as a further signal increase followed by signal waves of high frequency [11].*

*For the subsequent presentation of the detected flame propagation, the signals of the optical fiber probes were firstly lowpass filtered to zero out the fraction of high frequency resulting from these pressure waves.*

*The arrival of the flame front at the optical fiber probes was detected based on the filtered light intensity curves via a percentage threshold from the maximum value of each cycle. 2000 consecutive cycles at the border of damage were analyzed for each operating point.*

*[Figure 6](#) shows the mean measured flame front propagation from cycles without knocking and from cycles with KA > 20 bar of both operating points. The isolines represent the flame fronts at the denoted crank angle degrees, whereat top dead center corresponds to 180 CAD. The locations of the end gas areas are colored in gray. Furthermore the detected knock onset locations for both operating points are allegorized.*

*The pictures on the left hand side show the mean flame front propagation from cycles without knocking (top) and from cycles with KA > 20 bar (bottom) of the reference point with controllable knock behavior. In both cases the combustion proceeds in cause of the pronounced swirl spirally and clockwise from the spark plug towards the inlet valves. Therefore the dominant end gas area results despite the smaller geometrical distance to the spark plug for knocking free and for knocking cycles at the cylinder side of the exhaust valves. The main difference between the flame front propagation presented is the size of the end gas area. The faster burn rate of the knocking cycles causes a smaller end gas area, which results at the cylinder side of the inlet valves exactly in the region, where most of the knock onsets for KA > 4 bar have been detected. The regions where most of the knock onsets of KA > 20 bar have been detected result in the end gas in the cylinder section of the outlet valves, where also the region of the fewest knock onsets have been found. The fact that the area of the fewest knock onsets as well as the area of the most knock onsets for KA > 20 bar has been found in the same end gas region causes the assumption of inhomogeneities in the end gas.*



Im Vergleich zum Betriebspunkt mit regelbarem Klopfverhalten verläuft die Verbrennung im Betriebspunkt mit extremem Klopfverhalten (Bilder rechts) deutlich verändert. Aufgrund des geöffneten Füllungskanals ist die Drallströmung weitgehend kompensiert, so dass die Flammenausbreitung gleichmäßig in alle Raumrichtungen verläuft. In diesem Betriebsmodus resultiert der Endgasbereich auf der Einlassseite aufgrund der dezentralen Zündkerzenlage (Bild oben). Analog zu dem Betriebspunkt mit regelbarem Klopfverhalten ist der Endgasbereich der klopfenden Arbeitsspiele (Bild unten) aufgrund der schnelleren Verbrennung ebenfalls verkleinert und ergibt sich genau in dem Bereich der detektierten Klopforte für Amplituden größer 4 bar und größer 20 bar. Die Isolinen 170 °KW und 175 °KW des Betriebspunktes mit regelbarem Klopfverhalten unterscheiden sich nicht für klopfende und nicht klopfende Arbeitsspiele. Damit ist der Brennbeginn entkoppelt vom Auftreten klopfender Verbrennung. Im Gegensatz dazu zeigt der Betriebspunkt mit extremen Klopfverhalten deutliche Unterschiede in der frühen Flammenausbreitung für klopfende und nicht klopfende Arbeitsspiele. Abbildung 7 zeigt die detektierten Zeiten der Flammenankunft an den 8 Lichtleitern der optischen Zündkerze für beide Betriebspunkte jeweils gemittelt für nicht klopfende, schwach klopfende und stark klopfende Arbeitsspiele.

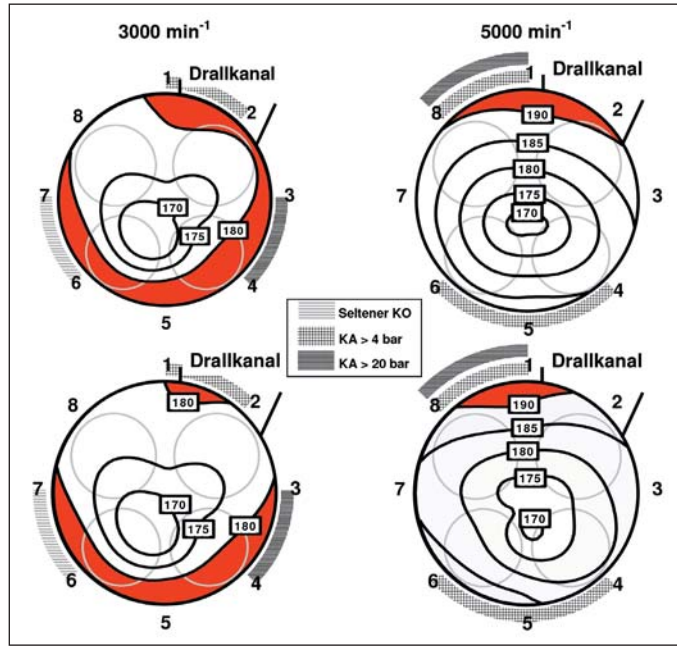


Abbildung 6:  
Mittlere Flammenausbreitungen für nichtklopfende AS (oben) und stark klopfende AS (unten) bei 3000 min<sup>-1</sup> (links) und 5000 min<sup>-1</sup> (rechts)  
Figure 6:  
Mean measured primary flame front propagations for combustions without knocking (top) and combustions with knock amplitudes >20 bar (bottom) at 3000 rpm (left) and 5000 rpm (right)

Im Betriebspunkt mit regelbarem Klopfverhalten verläuft die frühe Flammenausbreitung zwar ungleichmäßig in alle Raumrichtungen, im Mittel jedoch gleich für klopfende und nicht klopfende Arbeitsspiele. Im Gegensatz dazu ergeben sich signifikante Unterschiede in der frühen Flammenausbreitung im Betriebspunkt mit extremen Klopfverhalten. So erreicht die Flammenfront

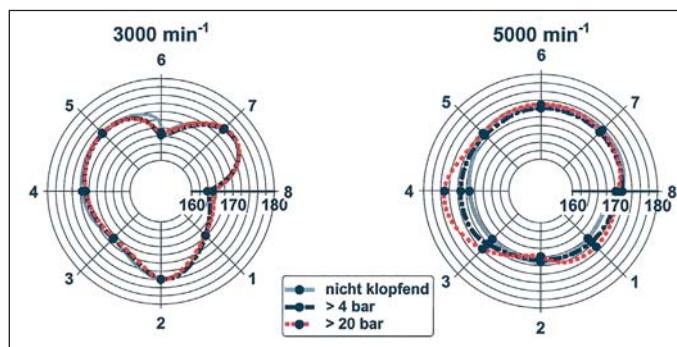
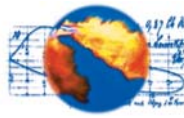


Abbildung 7:  
Detektierte Flammenankunftzeiten an den Lichtleitern der optischen Zündkerze bei 3000 min<sup>-1</sup> (links) und 5000 min<sup>-1</sup> (rechts)  
Figure 7:  
Detected times of the passing flame front at the fibre probes of the optical spark plug at 3000 rpm (left) and 5000 rpm (right)

In comparison to the operating point with controllable knock behavior, the operating point with extreme knock behavior shows significant differences in the flame front propagation. Because of the opened filling port, the swirl is mostly disabled, so that the flame equally propagates in all directions in space. In this operating mode the end gas results at the cylinder side of the inlet valves because of the decentral location of the spark plug. Analogical to the operating point with controllable knock behavior, the end gas area remains smaller in the case of knocking combustion because of the faster burn rate and results exactly in the region of the detected KA > 4 bar and KA > 20

bar. The comparison of the early times of the flame propagation with the isolines at 170 CAD and 175 CAD of the operating point with controllable knock behavior demonstrates their well identicalness and therewith their independence of the occurrence of knocking. In contrast thereto the operating point with extreme knock behavior reveals significant differences in the early times of the flame propagation for knocking free and knocking cycles. Figure 7 presents the detected times of the flame arrivals at the 8 fiber probes of the optical spark plug for both reference points, averaged for knocking free, light knocking and heavy knocking cycles.

At the operating point with controllable knock behavior the early flame propagates irregular in all direction in space, but identically for knocking free and knocking cycles. By contrast significant differences result in the early flame propagation in the operating point with extreme knock behavior. Thus the flame propagates for knocking free cycles evenly in all directions observed, whereas for light knocking cycles the flame is delayed for approxima-



Position 5 bei klopfenden Arbeitsspielen im Mittel um 2 °KW verspätet und bei stark klopfenden Arbeitsspielen um ca. 7 °KW verspätet. Das bedeutet, dass die Lage des Endgasbereiches und damit der Klopfort bzw. die Klopfamplituden in starkem Maße von den zyklischen Schwankungen des Strömungsfeldes und der Gemischhomogenisierung im Bereich des Zündfunkens geprägt wird.

## 5.2. Numerische Untersuchungen

Numerische Untersuchungen wurden durchgeführt, um die thermodynamischen Zustandsgrößen in ihrem zeitlichen Verlauf an den Klopforten zu analysieren. Weiterhin soll auf das notwendige Endgasvolumen zur Entstehung der gemessenen Klopfamplituden innerhalb von chemisch-gasdynamischen Betrachtungen thermodynamischer Einflussgrößen geschlossen werden.

### Thermodynamische Zustandsgrößen am Klopfort

Nach [12] liefert die Temperaturverteilung ein wichtiges Indiz für den bevorzugten Bereich der Selbstzündung bei HCCI-Motoren, da sie Inhomogenitäten, hervorgerufen durch die Ungleichverteilung von Luft, Kraftstoff und Restgas widerspiegelt und eine entscheidende Größe bei der Selbstzündung darstellt. Da sich die Selbstzündung in HCCI-Motoren von der Selbstzündung in konventionellen Ottomotoren generell nicht unterscheidet, sollen die gemessenen Endgasbereiche zunächst auf ihre Temperaturverteilung (Inhomogenität) hin untersucht werden. Abbildung 8 zeigt die detektierten Klopfentstehungsorte und die simulierte Temperaturverteilung zum Klopfzeitpunkt für den Betriebspunkt bei 3000 min<sup>-1</sup> links und den Betriebspunkt bei 5000 min<sup>-1</sup> rechts.

Die Temperaturverteilung ist skaliert auf einen Bereich von 30 K, die Verbrennung bleibt zunächst unberücksichtigt. Alle nachfolgend dargestellten Konturplots stellen einen waagerechten Schnitt durch den Brennraum in Höhe der Zylinderkopfdichtung und insgesamt 7 weitere senkrechte Schnitte dar, um die räumliche Temperaturverteilung zu visualisieren.

Für beide Referenzbetriebspunkte zeigt die berechnete Temperaturverteilung zum Klopfzeitpunkt signifikante Temperaturgradienten über den Brennraum. Bei 3000 min<sup>-1</sup> (Bild links), mit regelbarem Klopfverhalten resultieren Temperaturerhöhungen im wandnahen Bereich bei Positionen 1 - 4 und 8. Der größte Temperaturgradient befindet sich zwischen

tely 2 CAD at position 5 and about 7 CAD delayed in the case of heavy knocking cycles. This means that the position of the end gas and therewith the knock onset region and the knock amplitude is highly dependent on the cyclic variations of the homogenization and the flowfield in the region of the spark plug.

## 5.2. Numerical investigations

Numerical investigations have been carried out to analyze time dependent mean thermodynamic state variables under different time scales. In addition, the mean flame front propagation has been simulated. Therefore the flow fields, the related distribution of the thermodynamic state variables and further the thermodynamic state variables with their gas dynamic and chemical dependencies were calculated.

### Thermodynamic state variables at the knock onset regions

The temperature distribution represents the primary auto-ignition centers for HCCI combustion [12]. As the auto-ignition process in HCCI engines generally is based on the same reaction kinetics as auto-ignition in SI-engines, the temperature distribution at the time of knock onset should be assessed first. Figure 8 shows the detected knock onset locations and the calculated temperature distributions (without combustion) for 3000 rpm with controllable knock behavior (left) and 5000 rpm with extreme knock behavior (right) at the time of knock onset.

The temperature distribution is scaled in a range of 30 K and presented by a horizontal cross section through the cylinder head gasket and 7 further vertical cross section plots between the piston and the combustion chamber roof.

In general, the temperature distributions show significant gradients for both points. In case of the operating point with controllable knock behavior (left)

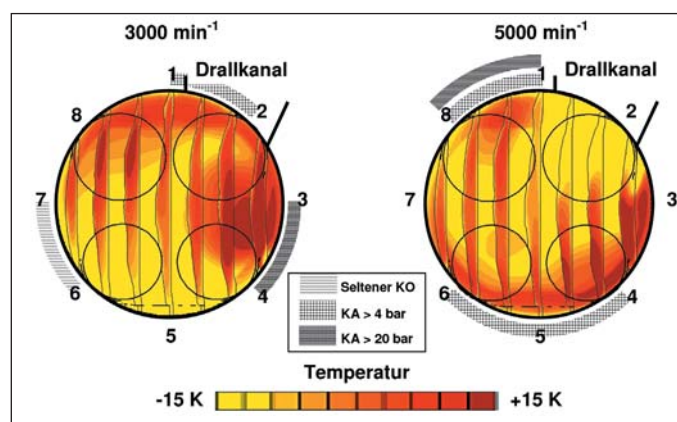
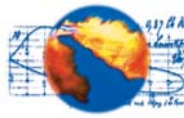


Abbildung 8:  
Berechnete Temperaturverteilungen (ohne Verbrennung) und gemessene Klopforte für 3000 min<sup>-1</sup> (links) und 5000 min<sup>-1</sup> (rechts)

Figure 8:  
Calculated temperature distribution (without combustion) and detected knock onset locations for 3000 rpm (left) and 5000 rpm (right)

increased temperatures result near the cylinder wall at positions 1 - 4 and 8. The highest temperature can be found between positions 3 and 4, where most of the knock onsets with KA > 20 bar have been detected. The lowest temperature results at the cylinder wall behind the left exhaust valve (positions 5 - 7), exactly in the area of the most seldom knock onsets. For the operating point at 3000 rpm and controllable knock behavior the



Positionen 3 und 4, genau im Bereich des detektierten Hauptklopfortes für Arbeitsspiele mit Klopfamplituden größer 20 bar. Am detektierten Hauptklopfort für Klopfamplituden größer 4 bar im Bereich von Positionen 1 und 2 ergibt sich ebenfalls ein Temperaturgradient, wohingegen an Positionen 5 - 7, im Bereich der seltensten detektierten Klopfbeginne die kleinste Temperatur simuliert wurde. Im Betriebspunkt bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  spiegelt die Temperaturverteilung somit die möglichen Klopforte und die Temperaturgradienten die Klopfintensitäten wider.

Auch im Betriebspunkt bei  $5000 \text{ min}^{-1}$  mit extremem Klopfverhalten (Bild rechts) zeigt sich ein Zusammenhang zwischen Temperaturverteilung und Klopfort, da sich exakt am Hauptklopfort (Positionen 1 und 8) eine Temperaturerhöhung von ca. 25 K ergibt. Allerdings befinden sich die größten Temperaturgradienten an den Positionen 4 - 6, im Bereich der seltensten Klopfentstehungen.

Der Vergleich der berechneten Temperaturverteilungen mit den experimentell ermittelten Endgasbereichen beider Betriebspunkte liefert eine weitere Einschränkung für die Lage möglicher Klopforte. Dem entsprechend ergibt sich der Bereich der seltensten Klopfentstehungen im Betriebspunkt bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  an Positionen 6 und 7, da hier der Endgasbereich hinreichend klein ist und keine Temperaturgradienten vorhanden sind. Im Betriebspunkt bei  $5000 \text{ min}^{-1}$  entsteht der Endgasbereich nur im Bereich der Einlassventile, sodass die Temperaturgradienten auf der Auslassseite als Klopfort ausscheiden. Daraus ergibt sich, dass der Ort der Klopfentstehung primär an die Flammenausbreitung geknüpft ist und nur sekundär an die zugrundeliegende Temperaturverteilung.

### Zustandsgrößenverteilung und Endgasbereich

Innerhalb der bisherigen Auswertung wurden reproduzierbare Klopforte für Arbeitsspiele mit Klopfamplituden größer 20 bar nachgewiesen, die sich immer im betriebspunktspezifischen Endgasbereich ergaben. Die Analyse des Endgasbereiches zum Klopfzeitpunkt zeigte ein um ca. 30 K leicht erhöhtes Temperaturniveau an den Orten der Klopfentstehung, so genannter hot-spots. Auf Basis einer erweiterten Strömungssimulation mit berechneter Verbrennung soll auf die mittlere Lage der Endgasbereiche geschlossen werden und weiterhin auf die Beeinflussung der Temperaturverteilung im Endgasbereich durch die primäre Flammenausbreitung. [Abbildung 9](#) zeigt die berechnete Temperaturverteilung beider Referenzbetriebspunkte mit simulierter primärer Flammenausbreitung zum Klopfzeitpunkt. Die verbrannte Zone zum Klopfzeitpunkt wird repräsentiert durch den dunklen Bereich, die unverbrannte Zone (Endgasbereich) anhand der helleren Zylinderbe-reiche. Die Skalierung erstreckt sich auch hier über 30 K, wobei der Absolutwert auf das Temperaturniveau im Endgas skaliert wurde, wodurch Temperaturgradienten im Endgasbereich sichtbar werden. Die Grenzlinie von dunkel zu hell repräsentiert die Flammenfront zum Klopfzeitpunkt.

*temperature distribution obviously correlates with the knock onsets and the temperature gradient with the knock intensity.*

*The dependency of the temperature distribution and the knock onsets can on first sight also be seen in the reference point at 5000 rpm with extreme knock behavior (right). Exactly in the zone of the detected knock onsets for  $KA > 4 \text{ bar}$  and  $KA > 20 \text{ bar}$  the simulation demonstrate a temperature gradient (positions 8 and 1). Although the most seldom knock onsets have been found at positions 4 - 6, where the highest absolute temperature is located.*

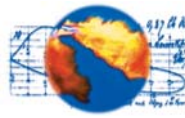
*The comparison of the simulated temperature distributions with the experimental determined propagation of the primary flame fronts delivers a further constraint for possible knock onset locations. Thus the most seldom knock onset location for the operating point with 3000 rpm and controllable knock behavior (figure 6) can only result in positions 6 and 7, because of the end gas region at position 5. Therefore, the resulting knock onset locations primarily depends on the flame front propagation and thus only secondly on the underlying temperature distribution.*

*This generally leads to the assumption that the temperature distribution delivers the possible zones for auto-ignition. But the occurrence of auto-ignition of these hot spots further depends on the propagation speed and direction of the primary flame front.*

### End gas and distribution of state variables

*Reproducible knock onset locations for  $KA > 20 \text{ bar}$  have been found. Based on the measured flame front propagation, the knock onsets were validated in the end gas. The thermodynamic analysis of the end gas areas showed hot spots with slightly enhanced temperatures of about 30 K at which the auto-ignition starts. With advanced flow simulations including combustion, the influence of the flame propagation on the temperature distribution in the end gas should be clarified. Furthermore the mean end gas position as well as its size should be compared with the measured end gas regions.*

*Figure 9 shows the calculated temperature distribution based on flow simulations including combustion for 3000 rpm with controllable knock behavior (left) and 5000 rpm with extreme knock behavior (right). The burned zone at time of knock onset is represented by the dark section, the end gas by the light section, respectively. The color scale still ranges over 30 K and the absolute value is adapted to the mean temperature of the end gas, whereby temperature gradients within the end gas can thus be seen. The border line from light to dark color signalize the flame front at the time of knock onset.*



Lage und Größe des simulierten Endgasbereiches zum Klopfzeitpunkt stehen beim Betriebspunkt mit extremen Klopfverhalten ( $5000 \text{ min}^{-1}$ ) in sehr guter Übereinstimmung zu dem experimentell ermittelten Endgasbereich, vgl. [Abbildung 6](#). Im Betriebspunkt mit regelbarem Klopfverhalten ( $3000 \text{ min}^{-1}$ ) ergibt sich der Endgasbereich an Positionen 1, 2, Positionen 3, 4 und Position 5, was ebenfalls in sehr guter Übereinstimmung zu den experimentell ermittelten Klopforten steht. Bei dem Vergleich der Größe zwischen experimentell und numerisch bestimmten Endgasbereich dieses Betriebspunktes werden Unterschiede deutlich, die auf den verschiedenen Betrachtungszeitpunkten basieren. So zeigt die Simulation den Endgasbereich zum Klopfzeitpunkt ( $185 \text{ °KW}$ ), das Experiment dagegen zum oberen Totpunkt ( $180 \text{ °KW}$ ), da die Flamme bei  $185 \text{ °KW}$  bereits die Zylinderwand erreicht hat und der Endgasbereich damit unterhalb der Flamme liegt.

Der hot-spot im Bereich des linken Einlassventils zum Klopfzeitpunkt im Betriebspunkt bei  $5000 \text{ min}^{-1}$  am detektierten Hauptklopfort bleibt von der berechneten Flammenausbreitung unbeeinflusst. Das bedeutet, dass die Temperaturverteilung entkoppelt ist von der Flammenausbreitung.

Die detektierten Klopforte beider Betriebspunkte befinden sich im hot-spot des jeweiligen Endgasbereiches. Der Hauptunterschied zwischen den betriebspunktspezifischen Endgasbereichen liegt in ihrer Größe zum Klopfzeitpunkt. Im Betriebspunkt bei  $5000 \text{ min}^{-1}$  ist der hot-spot im Endgasbereich zum Klopfzeitpunkt im Mittel deutlich größer als im Betriebspunkt bei  $3000 \text{ min}^{-1}$ .

Die Analyse der thermodynamischen Zustandsgrößen im hot-spots ergab ein deutlich höheres Temperaturniveau bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  ( $1050 \text{ K}$  zu  $850 \text{ K}$ ) bei einem mageren Luftverhältnis ( $\lambda=1,3$  zu  $\lambda=1,0$ ). Innerhalb der nachfolgenden Auswertung soll auf Grundlage der gemessenen Klopfamplituden und der berechneten Zustandsgrößen am Klopfort auf das beteiligte Endgasvolumen für die Entstehung der maximalen Klopfamplituden geschlossen werden.

### 5.3. Klopfamplituden

Das Softwaretool HOMREA gestattet u.a. die Simulation von Selbstzündprozessen unter Berücksichtigung chemisch-gasdynamischer Zusammenhänge auf deren Grundlage weiterhin die Ausbildung von

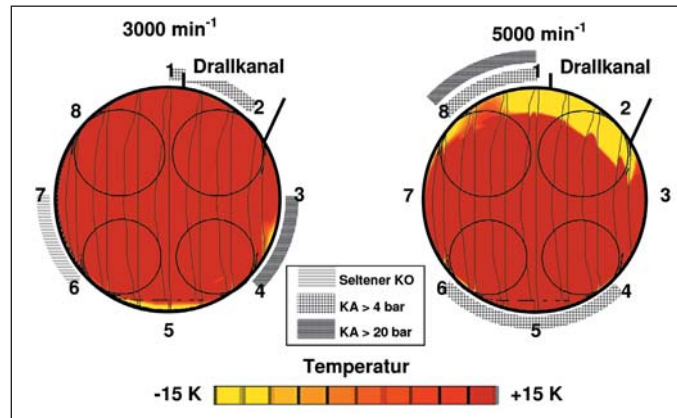


Abbildung 9:  
Berechnete Temperaturverteilung mit Verbrennung zum Klopfzeitpunkt und detektierte Klopforte für  $3000 \text{ min}^{-1}$  (links) und  $5000 \text{ min}^{-1}$  (rechts)  
Figure 9:  
Calculated temperature distribution at time of knock onset based on injection and combustion for  $3000 \text{ rpm}$  (left) and  $5000 \text{ rpm}$  (right)

The measured and simulated end gas regions for both reference points well agree. Therewith the measured end gas regions represent no extreme cyclic variation, but rather show the mean flame propagation of the reference points. Hence, extreme cyclic variations can be ruled out as the reason for different knock behavior.

Position and size of the simulated end gas at the operating point with extreme knock behavior ( $5000 \text{ rpm}$ ) at the time of the knock onset do well

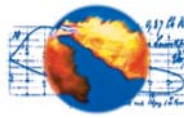
agree with the measured end gas, see [figure 6](#). In the operating point with controllable knock behavior ( $3000 \text{ rpm}$ ) the end gas result at positions 1, 2, positions 3, 4 and position 5, which also well agree with the measured positions of the knock onsets. By the comparison of the sizes between the numerical and experimental derived end gas differences arise, which are caused by the different observation times. Thus the simulated end gas is presented at the time of knock onset ( $185 \text{ CAD}$ ), whereas the measured end gas is presented at  $180 \text{ CAD}$ , because the flame already reached the cylinder wall at  $185 \text{ CAD}$ , by what the end gas results underneath the flame.

The hot spot in the cylinder wall regions of the left inlet valve in the operating point with extreme knock behavior remained unchanged from the simulated combustion. This means that the temperature distribution is independent from the flame propagation.

The detected knock onset regions for both reference points are located in the region of the hot spot in the particular end gas. The main difference of the operating point specific end gases is their size at the time of the knock onset. Thus at  $5000 \text{ rpm}$  the hot spot in the end gas is significantly larger than at  $3000 \text{ rpm}$ . The analysis of the thermodynamic state variables of the specific hot spots showed a significantly higher temperature level for the operating point with  $3000 \text{ rpm}$  ( $1050 \text{ K}$  to  $850 \text{ K}$ ) and a leaner mixture ( $\lambda=1.3$  to  $\lambda=1.0$ ). Within the succeeding section the hot spot volume necessary for the generation of the measured knock amplitudes will be ascertained based on the calculated state variables.

### 5.3. Knock amplitudes

The 0D-thermodynamic analysis tool HOMREA allows the calculation of pressure amplitudes, resulting from auto-ignition from so called exothermal centers. The pressure amplitude resulting from auto-



Druck- und Stosswellen berechnet wird. Die Druckamplitude ist dabei abhängig von thermodynamischen Zustandsgrößen wie Temperatur, Druck und Luftverhältnis. Ein weiterer wesentlicher Parameter mit großem Einfluss auf die Druckamplitude ist das hot-spot Volumen. Innerhalb der nachfolgend beschriebenen Untersuchung wurde, entgegen der normalen Vorgehensweise nicht die Druckamplitude anhand des exothermen Volumens, sondern das exotherme Volumen auf Grundlage der gemessenen Druckamplituden berechnet. Die für die Berechnung notwendige Angabe des Zylinderdruckes zum Klopfzeitpunkt entstammt gemessenen Druckverläufen, die Angabe der Endgastemperatur der Brennverlaufsrechnung, das Luftverhältnis im hot-spot der 3D-Strömungssimulation und die maximalen Klopfamplituden Datensätzen von jeweils 3000 aufeinander folgenden Arbeitsspielen für jeden Zündwinkel.

Abbildung 10 zeigt den Zusammenhang zwischen der maximal gemessenen Klopfamplitude und dem berechneten exothermen Volumen über Zündwinkelvariationen beider Referenzbetriebspunkte.

Sowohl die gemessenen Klopfamplituden als auch die berechneten exothermen Volumina vergrößern sich hin zu früheren Zündwinkeln zunächst leicht und ab der Schädigungsgrenze abrupt. Dabei zeigt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Klopfamplitude und exothermen Volumen. Die im Betriebspunkt bei  $5000 \text{ min}^{-1}$  mit extremem Klopfverhalten gemessenen maximalen Klopfamplituden von ca. 60 bar resultieren demnach aus exothermen Volumina von ca.  $500 \text{ mm}^3$  Größe. Im Betriebspunkt bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  und regelbarem Klopfverhalten wurde das zugrundeliegende exotherme Volumen für Druckamplituden von 30 bar zu  $35 \text{ mm}^3$  berechnet. Der Vergleich der berechneten Volumina zeigt, dass für die Entstehung der maximalen gemessenen Klopfamplituden nur Teile des gesamten Endgasbereiches (ca.  $1/10$ ) am Selbstzündprozess beteiligt sind. Weiterhin erscheinen die Zustandsgrößen des Betriebspunktes mit regelbarem Klopfverhalten ( $87 \text{ bar}$ ,  $1050 \text{ K}$ ) zum Klopfzeitpunkt kritischer als die Zustandsgrößen des Betriebspunktes mit extremem Klopfverhalten ( $75 \text{ bar}$ ,  $850 \text{ K}$ ), was die Vermutung nahe legt, dass Luftverhältnis und exothermes Volumen die Parameter mit dem stärksten Einfluss auf die Klopfamplituden und die Lage der Klopfgrenze sind.

ignition depends on thermodynamic state variables like temperature, pressure and air-fuel ratio. Another arbitrary parameter is the exothermal volume. Within the succeeding examination, the exothermal volume should be calculated based on measured knock amplitudes, which is opposite to the usual approach, where the knock amplitudes are calculated based on exothermal volumes. For the analysis the state variables  $T$ ,  $p$  and air-fuel ratio at the time of knock onset as well as the measured knock amplitudes have to be known. Therefore, the initial pressure is taken from experimental data, the temperature from OD-heat release analysis and the local air-fuel ratio from the flow simulation. The maximal measured knock amplitude of 3000 consecutive cycles for each ignition angle was further used as an input variable for the calculations. Figure 10 shows the dependency between the calculated volume of the exothermal center and the measured maximal knock amplitudes.

Firstly the volume of the exothermal center increases continuously with the advance of ignition timing and at the damage limit abruptly. Pressure amplitude and exothermal volume indicate a linear correlation. The measured knock amplitude of 60 bar in the operating point at 5000 rpm and extreme knock behavior thus can be explained by exothermal volumes of about  $0.5 \text{ cm}^3$ . In the operating point with 3000 rpm and controllable knock behavior the exothermal volume for the knock amplitude of 30 bar has been calculated to  $0.1 \text{ cm}^3$ . The exothermal volumes show that only fractions of the end gas volume participate at the formation of knock amplitudes. The state variables at the damage limit at 3000 rpm and controllable knock behavior ( $87 \text{ bar}$ ,  $1050 \text{ K}$ ) seems more critical than at the operation point at 5000 rpm and extreme knock behavior ( $75 \text{ bar}$ ,  $850 \text{ K}$ ). Accordingly the air-fuel ratio and the volume of the exothermal center are obviously the parameters with the strongest influence on pressure amplitudes and on the engine knock behavior.

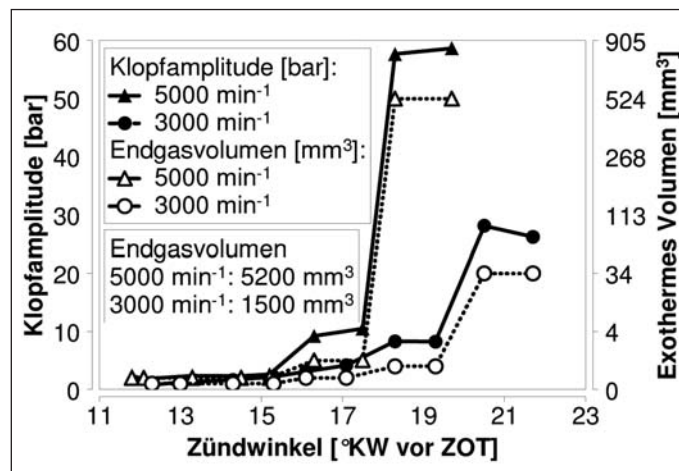
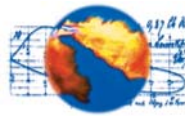


Abbildung 10: Gegenüberstellung gemessener Klopfamplituden und berechnete Volumina der zugrundeliegenden exothermen Zentren

Figure 10: Measured knock amplitudes and calculated volume of the required exothermal center for 3000 rpm and 5000 rpm



#### 5.4. Zündverzugszeit und Klopfverhalten

In Kapitel 1 wurde das Klopfverhalten durch den Stellbereich charakterisiert, der sich aus der Differenz des Zündwinkels an der Klopfgrenze und des Zündwinkels an der Schädigungsgrenze berechnet. Ein kleiner Stellbereich signalisiert extremes Klopfverhalten, ein großer Stellbereich entsprechend normales Klopfverhalten. Die Hauptklopforte beider Betriebspunkte wurden detektiert über die Ausbreitungsrichtungen der Druckwellen und die Lage der Endgasbereiche über die Ausbreitung der primären Flammenfronten. Die Strömungssimulation mit gekoppelter Verbrennungsrechnung bestätigt für beide Betriebspunkte die Lage der experimentell ermittelten Endgasbereiche und liefert zudem Temperaturerhöhungen (hot-spots) innerhalb des Endgasbereiches zum Klopfzeitpunkt am Klopfort. Diese hot-spots resultieren aus Gemischinhomogenitäten und der Restgasungleichverteilung (Kapitel 5.2) und stellen die Gebiete der Selbstzündung dar. Neben dem Luftverhältnis ist vor allem ihr Volumen entscheidend für die Höhe der Klopfamplitude (Kapitel 5.3). Bei dem Vergleich der mittleren hot-spot-Volumina beider Betriebspunkte zeigt sich ein deutlich größerer Selbstzündherd im Betriebspunkt mit extremem Klopfverhalten.

Der Stellbereich quantifiziert die Änderung der thermodynamischen Zustandsgrößen (Druck, Temperatur und Luftverhältnis) und des Endgasvolumens pro Grad Vorzündwinkel. Ein großer Stellbereich signalisiert eine kleine Änderung des thermodynamischen Zustandes am "potenziellen" Klopfort pro Grad Vorzündwinkel, ein kleiner Stellbereich hingegen signalisiert eine große Änderung der thermodynamischen Zustandsgrößen am Klopfort.

Eine wesentliche Größe zur Beschreibung der Selbstzündung ist die Zündverzugszeit. Sie liefert die Zeit bis zur Selbstzündung eines Gemisches unter definierten Druck und Temperaturbedingungen. Im dynamischen Motorprozess unter veränderlichen Druck- und Temperaturbedingungen verkürzt sich die Zündverzugszeit während der Kompression und der Verbrennung kontinuierlich und wird im "mittleren Arbeitsspiel" eines Betriebspunktes an der Klopfgrenze am Kopfort gerade zu null. Da Motoren bei Vergrößerung des Vorzündwinkels im allgemeinen mit häufigerem und stärkerem Klopfen reagieren, ist davon auszugehen, dass sich die Zündverzugszeit in Abhängigkeit des Vorzündwinkels verkürzt und sich dadurch das hot-spot-Volumen und damit die Klopfamplitude zum Klopfzeitpunkt vergrößert.

Die Veränderung (Steigung) der Zündverzugszeit pro Grad Vorzündwinkel stellt somit ein thermodynamisches Maß für den Stellbereich und des Klopfverhaltens dar. Es liegt somit nahe, die Zündverzugszeiten anhand der thermodynamischen Zustandsgrößen jeweils zum Klopfzeitpunkt für jeden Zündwinkel über den Zündhaken zu berechnen, und die Veränderung (Steigung) der Zündverzugszeiten bezogen auf die Änderung des Vorzündwinkels der beiden Referenzbetriebspunkte miteinander zu vergleichen. Ein klei-

#### 5.4. Ignition delay and knock behavior

*In chapter 1 the knock behavior was characterized by the control range, which is defined as the difference between the ignition angle at the damage limit and the ignition angle at the knock limit. Thus, a small control range identifies extreme knock behavior and a large control range controllable knock behavior. The knock onset locations of both reference points were detected via the propagation direction of the pressure waves and the positions of the end gas regions via the propagation of the primary flame fronts. Advanced flow simulations including fuel injection and combustion simulation confirm the end gas positions and indicate hot spots at the knock onset positions. These hot spots result from inhomogenities in the air-fuel mixture and inhomogeneous distribution of residual gas (chapter 5.2) and represent the locations of auto-ignition. Next to the air-fuel ratio of the hot spot the volume strongly influences the resulting knock amplitude (chapter 5.3). The comparison of the hot spot volumes of both reference points reveals a significantly larger volume for the operation point with extreme knock behavior.*

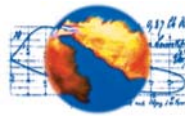
*The control range quantifies the alteration of the thermodynamic state variables (pressure, temperature and air-fuel ratio) and the end gas volume per degree advanced ignition angle. A large control range signals a small alteration of the thermodynamic state variables per degree advanced ignition angle, a small control range accordingly signals a large alteration of the thermodynamic state variables per degree advanced ignition angle at the knock onset positions. The question arises, upon which coherence the alteration of the thermodynamic state variables per advanced ignition angle could be described.*

*An important parameter for the characterization of auto-ignition processes is the ignition delay. The ignition delay represents the time at which auto-ignition occurs for a known mixture under defined pressure and temperature boundary conditions.*

*Within the dynamic process of a combustion engine under alternating pressure and temperature conditions, the ignition delay is shortened during the compression and combustion continuously and becomes zero at the time of the knock onset in the knock onset region. Since engines commonly respond on advanced ignition timings with increased knock frequency and amplitudes, the ignition delay is shortened by an advanced ignition angle, whereby the hot spot volumes and therewith the knock amplitudes at the time of the knock onset increases.*

*The alteration (gradient) of the ignition delay per degree advanced ignition angle represents therewith a thermodynamic value characterizing the control range and the knock behavior. Therefore the ignition delays have been calculated based on the thermodynamic state variables for each ignition angle and secondly the gradients have been derived. A small gradient of the ignition delay therefore represents a*





ner Gradient der Zündverzugszeit würde demnach auf ein "robustes" oder regelbares Klopfverhalten hinweisen, ein großer Gradient entsprechend auf ein "sensitives" oder extremes Klopfverhalten. Eine allgemeine Definition der Zündverzugszeit liefert der Zusammenhang

$$\tau = C_1 * p^{-C_2} * e^{C_3/T}$$

Dabei sind  $C_1$ ,  $C_2$  und  $C_3$  empirische, brennstoffabhängige Konstanten, die an einem bekannten Referenzpunkt für die exakte Berechnung der Zündverzugszeit abgeglichen werden müssen [13]. Für die Berechnung der Steigung der Zündverzugszeit entfällt die Notwendigkeit des Abgleichs, da lediglich die relativen Änderungen berücksichtigt werden. Demzufolge wurden die Konstanten  $C_2$  und  $C_3$  zu eins gesetzt und Konstante  $C_1$  für die leichtere Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu 100. Als Einheit der so ermittelten Zündverzugszeit wurde aufgrund des fehlenden Abgleichs nicht Millisekunden, sondern Arbitrary Unit (AU) gewählt.

Die Eingabegrößen zur Berechnung dieser Zündverzugszeit sind der gemessene maximale Zylinderdruck und die innerhalb einer Druckverlaufsanalyse berechnete maximale Endgastemperatur. Das für die Klopfamplitude entscheidende hot-spot-Volumen sowie das lokale Luftverhältnis am Klopfort (vgl. Kapitel 6) ist damit von dieser Betrachtungsweise unabhängig. Da die Berechnung jeweils zu diskreten Zeitpunkten erfolgt, und somit die Druck- und Temperaturhistorie des Endgasbereiches unberücksichtigt bleibt, ergibt sich die Zündverzugszeit zum Klopfzeitpunkt nicht zu null, sondern nimmt reale Werte an.

**Abbildung 11** zeigt die berechneten Zündverzugszeiten über den Vorzündwinkel für beide Referenzpunkte. In beiden Betriebspunkten konnten die berechneten Verläufe durch Geraden gemittelt werden, d.h. der Verkürzung der Zündverzugszeit über dem Vorzündwinkel innerhalb der untersuchten Variationsbreite liegt offensichtlich ein linearer Zusammenhang zugrunde.

Betrachtet man die gemittelten Verläufe, so bestätigt sich die Vermutung, dass der Verlauf des Betriebspunktes bei 3000 min<sup>-1</sup> mit regelbarem Klopfverhalten mit 0,46 AU°KW<sup>-1</sup> (Stellbereich 4,3 °KW) eine kleinere Steigung aufweist und damit robuster auf Zündwinkelvariationen reagiert als der Betriebspunkt bei 5000 min<sup>-1</sup> mit extremen Klopfverhalten, der eine Steigung von 0,83 AU°KW<sup>-1</sup> (Stellbereich 1,8 °KW) aufweist und damit deutlich sensibler auf eine Zündwinkeländerung reagiert.

Nachfolgend soll geklärt werden, auf welchen betriebspunktspezifischen Veränderungen der thermodynamischen Zustandsgrößen dieses unterschiedliche Verhalten basiert. Hierzu ist die Druck- und Temperaturentwicklung zum Klopfzeitpunkt über den Zündhaken für oberen Betriebspunkte zu untersuchen. **Abbildung 12** zeigt in der linken Bildhälfte die gemessenen Zylinderdruckverläufe beider Betriebspunkte an der Klopfgrenze (A), nach einer Zündwin-

*robust or controllable knock behavior, a large gradient accordingly a sensitive or extreme knock behavior. A general definition of the ignition delay ( $\tau$ ) represents the following coherence:*

$$\tau = C_1 * p^{-C_2} * e^{C_3/T}$$

*$C_1$ ,  $C_2$  and  $C_3$  are empirical fuel-specific constants, which have to be calibrated for the exact calculation of the ignition delay at a known reference point [13]. However, for the calculation of the gradient of the ignition delay a calibration is unnecessary, since only relative changes will be assessed. Therefore constants  $C_2$  and  $C_3$  have been set to 1 and constant  $C_1$  to 100 due to the easier comparableness of the results. Because of the missing calibration the unit of the calculated ignition delay is arbitrary unit [AU], not [ms].*

*The ignition delays are calculated at the discrete time of the maximal cylinder pressure and temperature of the end gas. Unlike the calculation of the maximal knock amplitudes (chapter 6) the local air-fuel ratio as well as the hot spot volume remain uncared. Since the ignition delays are calculated at discrete times and not continuously over a period of time, the ignition delay at the time of the knock onset is unequal zero.*

*Figure 11 presents the calculated ignition delays for various ignition timings. In both operating points the calculated curves could be fitted by a straight line, which means that the reduction of the ignition delay over the ignition timing obviously correlates linearly within the investigated interval.*

*At 3000 rpm the gradient has been calculated to 0.46 (control range 4.3 CAD), which is significant below the gradient of 0.83 at 5000 rpm (control range 1.8 CAD). Thus the operation point at 5000 rpm and extreme knock behavior responds more sensitive on the ignition time variation.*

*Consecutively the operation point specific alterations of the thermodynamic state variables which affect this coherence should be analyzed. Therefore the pressure and temperature variations over ignition variations have to be investigated. Figure 12 presents the measured pressure curves of both reference points at the knock limit (A), after an advanced ignition timing (B) and after an retarded ignition timing (C) on top. The corresponding calculated temperature curves of the end gas are presented on the right hand side.*



kelvariation ausgehend von der Klopfgrenze um  $1\text{ }^{\circ}\text{KW}$  in Richtung "früh" (B) und einer Variation um  $1\text{ }^{\circ}\text{KW}$  in Richtung "spät" (C). In der unteren Bildhälfte sind die dazugehörigen berechneten Temperaturverläufe des Endgases dargestellt.

Anhand von experimentell durchgeführten Variationen für den Betriebspunkt bei  $5000\text{ min}^{-1}$  mit extremem Klopfverhalten soll die Gültigkeit des Zusammenhangs zwischen der Steigung der Zündverzugszeit und dem Stellbereich überprüft werden. Zu diesem Zweck wurde für jede Variation ein Zündhaken gefahren und sowohl der Stellbereich als auch die Steigung des Zündverzuges nach den beschriebenen Methoden ermittelt. Die Untersuchung umfasste folgende Variationen:

- "Früh": Einspritzzeitpunkt  $360\text{ }^{\circ}\text{KW}$  vor ZOT (Serie) auf  $400\text{ }^{\circ}\text{KW}$  vor ZOT
- "Spät": Einspritzzeitpunkt  $360\text{ }^{\circ}\text{KW}$  vor ZOT (Serie) auf  $260\text{ }^{\circ}\text{KW}$  vor ZOT
- "Mager":  $\lambda = 0,78$  (Serie) auf  $\lambda = 0,94$
- "Saugrohr": Saugrohrein-spritzung, sonst unveränderte Applikationsparameter
- "Vorkammer": Verwendung einer speziellen Zündkerze mit Vorkammervolumen

Die Ergebnisse dieser Variationen können Abbildung 13 entnommen werden. Dargestellt ist für jede Variation der gemessene Stellbereich und die berechnete Steigung der Zündverzugszeit.

Das Klopfverhalten des Motors wurde innerhalb der Variationen teilweise deutlich beeinflusst. So vergrößert sich beispielsweise der Stellbereich bei Variation "Früh" um ca.  $+0,7\text{ }^{\circ}\text{KW}$ , wohingegen er sich bei Variation "Mager" um  $-0,4\text{ }^{\circ}\text{KW}$  deutlich verringert. Im Fall der Saugrohrvariante blieb das Klopfverhalten völlig unbeeinflusst. Für alle durchgeführten Variationen liefert die Steigung der Zündverzugszeit bezogen auf den berechneten Stellbereich

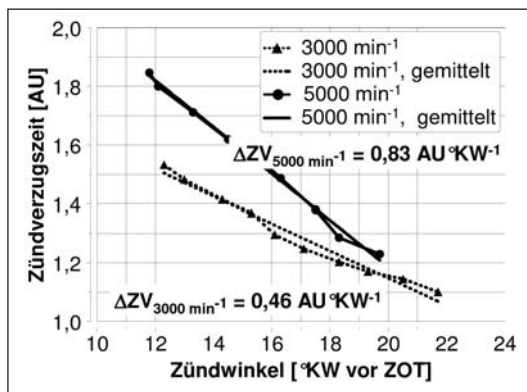


Abbildung 11:  
Berechnete Zündverzugszeiten der Referenzbetriebspunkte  
Figure 11:  
Calculated ignition delays for both reference points

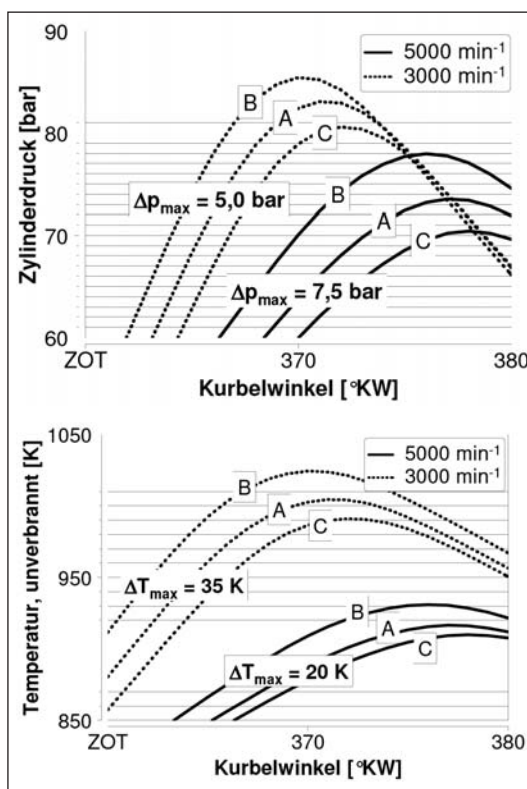


Abbildung 12:  
Gemessene Zylinderdruckverläufe (links) und berechnete Endgastemperaturverläufe (rechts) für Zündwinkelvariationen um die Klopfgrenze  
Figure 12:  
Measured pressure traces (left) and calculated temperature traces in the endgas (right) for ignition time variations at the border of knock

The control range should consecutively be proofed within experimental variations. Therefore ignition curves were recorded and the control range as well as the gradient of the ignition delay be calculated based on the given methods. The investigation included the following variations:

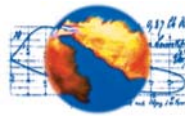
- "Früh": start of injection from  $360\text{ CAD BTDC}$  (production) to  $400\text{ CAD BTDC}$
- "Spät": start of injection from  $360\text{ CAD BTDC}$  (production) to  $260\text{ CAD BTDC}$
- "Mager": from  $\lambda = 0,78$  (production) to  $\lambda = 0,94$
- "Saugrohr": port injection
- "Vorkammer": sparkplug with prechamber

The results of these variations are presented in figure 13. The diagram shows the measured gradients of the ignition delay over the control range for each variation.

The knock behavior could be influenced by some variations. Thus the control range for variation "früh" could be increased for about  $+0,7\text{ CAD}$ , whereas variation "mager" showed a decreased control range of about  $-0,4\text{ CAD}$ . In case of variation "Saugrohr", the control range remained unchanged. For all variations performed the gradient of the ignition delay correlates linear

to the control range. This means that a reduced control range shows a higher gradient of the ignition delay and reciprocal.

The gradient of the ignition delay therewith indicates the knock behavior, and further delivers in case of the test engine comparable absolute values even for a



eine lineare Abhängigkeit, d.h. ein verkleinerter Stellbereich führt zu einer größeren Steigung und umgekehrt.

Die Steigung der Zündverzugszeit kann damit als Kriterium für die Bewertung des Klopfverhaltens aufgefasst werden, das im Falle des Versuchsträgers vergleichbare Absolutwerte liefert auch bei veränderten Brennverfahren (Zündsystem, Saugrohreinspritzung, Drall und Tumble) und Drehzahlvariationen (3000 min<sup>-1</sup> - 5000 min<sup>-1</sup>). Die Steigung der Zündverzugszeit über den Zündhaken stellt ein Maß für das Klopfverhalten dar, das im Gegensatz zur Bewertung über die Klopfamplituden, weder statistischen noch sensorabhängigen Quereinflüssen unterliegt.

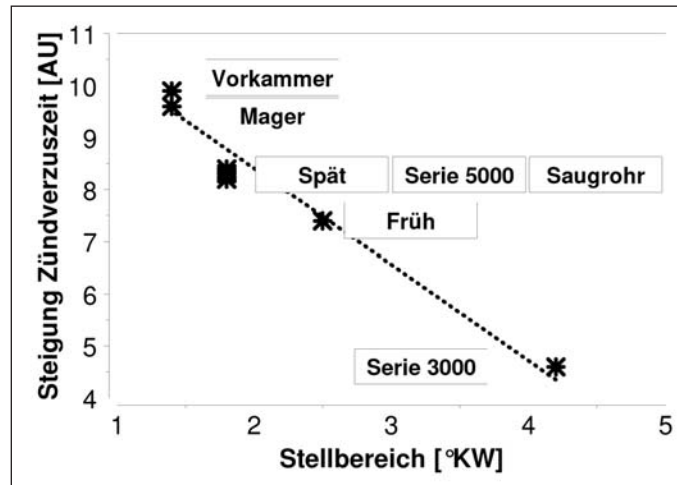


Abbildung 13:  
Berechnete Steigung der Zündverzugszeit und gemessener Stellbereich für alle Variationen

Figure 13:  
Calculated gradient of the ignition time delay and measured control range for all engine setups investigated

changed combustion process (ignition system, port injection, swirl and tumble) and speed changes (3000 rpm and 5000 rpm). The gradient of the ignition delay represents an indicator for the knock behavior, which is independent from statistics and measured knock amplitudes, sensor positions, etc.

## 6 Zusammenfassung

Das Klopfverhalten eines Ottomotors unter Vollastbedingungen ist von höchster Wichtigkeit für die Applizierbarkeit und für die Effizienz von Klopfregelsystemen und damit für die darstellbare Leistung des Motors. Das Klopfverhalten kann maßgeblich beeinflusst werden durch die primäre Flammenausbreitung (Geschwindigkeit, Lage des Endgasbereichs und dessen Größe, zyklische Schwankungen etc.), das Strömungsfeld (Drall, Tumble etc.) und die Gemischbildung (Direkteinspritzung, Saugrohreinspritzung etc.) in Hinblick auf die Qualität der Gemischhomogenisierung bzw. der Temperaturverteilung.

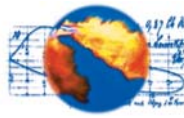
Die Untersuchungen zeigen, dass Klopfen, hervorgerufen durch die Selbstzündung von noch unverbranntem Gemisch, immer im Endgas stattfindet und dort nur in Bereichen erhöhter Temperatur, so genannter hot-spots. Diese hot-spots resultieren aus ungleichen Wärmekapazitäten von Luft, Kraftstoff und Restgas bzw. deren räumliche Ungleichverteilung während des Ladungswechsels und der Kompression. Aufgrund des üblicherweise unvollständigen Ladungswechsels und dem damit verbundenen Restgasgehalt kommt es auch bei Motoren mit idealer Gemischbildung (z.B. bei Gasmotoren) infolge der Ungleichverteilung des Restgases zu hot-spots und dadurch zu Klopfen und evtl. zu ungünstigem Klopfverhalten. Nur für den Fall dass Luft, Kraftstoff und Restgas ideal homogenisiert würde, könnte die Klopfgrenze und der innere Wirkungsgrad signifikant verbessert werden.

## 6 Conclusions

The knock behavior of SI-engines under full load conditions is of highest importance for the applicability and efficiency of knock control systems. The knock behavior can strongly be affected by the combustion (duration, end gas location and cyclic variations), the in-cylinder flow field (swirl, tumble) and the mixture formation process (direct injection, port injection) in terms of inhomogeneity and related temperature distribution.

Generally, auto-ignition takes place at the hot spots in the end gas region. These hot spots result from different heat capacities of air, fuel and residual gas. Hence, even engines with an ideal mixture formation process can demonstrate undesirable knock behavior. Only in the case that the residual gas and the air-fuel mixture could ideally be homogenized, the limit of knock could significantly be shifted and therewith the thermodynamic efficiency be enhanced.

Because the knock amplitude primarily depends on the volume of the hot spot at the time of auto-ignition, the knock limit as well as the knock behavior generally can positively be influenced by decreasing this volume. A faster primary flame front propagation or a changed location of the end gas region can thus enhance the knock behavior as well as the knock limit. The propagation of the primary flame front can be influenced by flaps (swirl, tumble) or baffles in the inlet port. Even the knock behavior of a given engine concept can be influenced by the position of the injec-



Da sich die Klopfamplitude und das Volumen des hot-spots zum Klopfzeitpunkt annähernd linear verhalten, bewirkt eine Verkleinerung dieses Volumens eine positive Beeinflussung des Regelbereiches und damit des Klopfverhaltens und dadurch eine Erhöhung des inneren Wirkungsgrades. Möglichkeiten zur Minimierung des hot-spot Volumens ergeben sich durch die Reduzierung der Brenndauer oder durch die Verlagerung des Endgases in Zylinderbereiche ohne Temperaturgradienten, wobei sowohl die Brenndauer als auch die Flammenausbreitung durch Klappen (Drall, Tumble) oder Leitbleche im Ansaugsystem beeinflusst werden können. Auch eine veränderte Injektorposition oder ein deutlich verschobener Einspritzbeginn führen zu Veränderungen des Strömungsfeldes aufgrund des Impulses der Kraftstofftröpfchen und damit ebenfalls zu Effekten hinsichtlich der Brenndauer und der Flammenausbreitung. Hier bieten Injektoren mit hohen darstellbaren Kraftstoffmassenströmen große Stellmöglichkeiten des Einspritzbeginns und damit eine Möglichkeit zur positiven Beeinflussung der Klopfgrenze auch im späten Entwicklungsprozess.

Neben der Größe des exothermen Volumens bestimmt auch dessen Luftverhältnis die Größe des Regelbereiches. So führt beispielsweise ein exothermes Volumen mit kraftstoffreicherem Luftverhältnis zu vergleichsweise kleineren Zündverzugszeiten und damit bei unveränderter Flammengeschwindigkeit zu einem eventuell größeren hot-spot Volumen mit größeren Klopfamplituden. Eine positive Beeinflussung der Klopfgrenze kann somit einerseits über die Verbesserung der Gemischbildung mit dem Ziel der Reduzierung oder Eliminierung des hot-spot Volumens einhergehen, und andererseits über die gezielte Verschlechterung der Gemischbildung mit dem Ziel der Abmagerung des hot-spots, um darüber dessen chemische Umsatzgeschwindigkeit zu verlangsamen und somit die maximalen Klopfamplituden zu verringern.

Neben der Betrachtung und Analyse der genannten lokalen Zusammenhänge und Effekte in Bezug auf das Klopfverhalten stellen die globalen Zustandsgrößenverläufe Zylinderdruck und -temperatur weitere wesentliche Parameter mit großem Einfluss auf das Klopfverhalten dar. Dem entsprechend zeigen Motorbetriebspunkte und -konfigurationen mit gewünschtem Brennverlauf (Schwerpunktlage, Umsatzpunkte, etc.) auch Vorteile hinsichtlich ihres Klopfverhaltens.

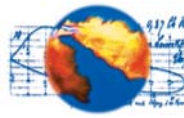
Eine weitere wesentliche Einflussgröße auf die Klopfgrenze und das Klopfverhalten ist die zyklische Schwankungsbreite der primären Flammenausbreitung, der Zylinderströmung und der Gemischbildung. Die hier durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass kleinste Unregelmäßigkeiten in der Entflammungsphase zu veränderten Endgaslagen und damit zu extremen Klopfamplituden führen können. So kann beispielsweise ein im Mittel berechneter gleichmäßiger Flammenfortschritt mit kleinem Endgasbereich ohne Temperaturgradienten durch kleine zyklische Schwankungen des realen Brennverfahrens trotzdem zu einem schlechten Klopfverhalten führen.

*tor and the start and the duration of injection, which influences the in-cylinder flow field, the combustion and the knock behavior respectively, because of the impulse from the injected droplets. Especially injectors with a high mass flow rate and therewith short injection duration offer a wide range of possible start of injection timings with the possibility to improve the knock behavior.*

*Next to the volume, the air-fuel ratio of the hot spot strongly influences the auto-ignition and the knock behavior respectively. The time delay for auto-ignition decreases for enriched air-fuel mixtures in the hot spot, which results in earlier times of auto-ignition and therewith in possibly increased hot spot volumes with a deterioration of the knock limit. From this point on, the mixture formation process can either be enhanced and the hot spot be eliminated or significantly be declined and the air-fuel ratio of the hot spot be leaned, so that the resulting knock amplitude is reduced because of the slower chemical conversion rate during auto-ignition. If the air-fuel ratio of the hot spot in the end gas could be leaned to  $\lambda > 3$ , no pressure wave would be generated.*

*Next to these local coherence and effects of the flame front propagation, hot spots and related thermodynamic state variables, the knock behavior is strongly influenced by global state variables like the pressure curve and the mean temperature curve. Therefore, the knock behavior in engine operating points and configurations which demonstrate desirable burn rates (mass fraction burned points) is improved in terms of their control range.*

*The cyclic variations of the primary flame front, the in-cylinder flow field and the mixture formation process further strongly influence the knock limit as well as the knock behavior. The analysis of the experiments show, that minor deviations during the ignition can result in a modified end gas position and therewith to stochastically extreme knock amplitudes. Thus, for instance, a simulated constant flame front propagation with a small end gas region without hot spots may be influenced by minor cyclic variations of the real process with the result of a undesirable knock behavior.*



## 7 Abkürzungsverzeichnis

T	[K]	Temperatur
t	[s]	Zeit
p	[bar]	Druck
$p_0$	[bar]	Startdruck
$\bar{C}_p$	[J/molK]	molare Wärmekapazität der Mischung
$\mathfrak{R}$	[J/molK]	universelle Gaskonstante (8,314 J/molK)
c	[mol/m <sup>3</sup> ]	Konzentration der Mischung
$\dot{w}_i$	[mol/m <sup>3</sup> s]	molare Bildungsgeschwindigkeit, chemischer Quellterm
$\bar{h}_i$	[J/mol]	molare Enthalpie der Spezies i
V	[m <sup>3</sup> ]	Volumen
$c_i$	[mol/m <sup>3</sup> ]	Konzentration der Spezies i
$\kappa$	[-]	Isentropenexponent

## 8 Literatur / References

- |      |   |
|------|---|
| [6]  | U. Maas and J. Warnatz<br>Detailed Numerical Modeling of H <sub>2</sub> -O <sub>2</sub> Ignition by Hot Spots<br>Progress in Astronautics and Aeronautics, Volume 131, 1989   |
| [7]  | B. Lewis and G. von Elbe<br>Combustion, Flames and Explosions of Gases<br>Academic Press Inc., Orlando, 3 <sup>rd</sup> Edition, 1987   |
| [8]  | O. Maiwald<br>Experimentelle Untersuchungen und mathematische Modellierung von Verbrennungsprozessen in Motoren mit homogener Selbstzündung<br>Dissertation Universität Karlsruhe (TH), ISBN 3-8325-0933-X, 2005  |
| [9]  | G. Goyal, J. Warnatz and U. Maas<br>Numerical studies of hot spot ignition in H <sub>2</sub> -O <sub>2</sub> and CH <sub>4</sub> -air mixtures<br>23 <sup>rd</sup> Symposium on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh PA, S. 1767-1773, 1990 |
| [10] | J. Zierep<br>Theoretische Gasdynamik<br>G. Braun Verlag, Karlsruhe, 1976  |
| [11] | H. P. Kollmeier<br>Untersuchungen über die Flammenausbreitung bei klopfender Verbrennung<br>Dissertation, RWTH Aachen, 1987   |
| [12] | M. Kaufmann, M. Berckmüller, M. Wetzel, M. Hartmann, M. Schenk, N. Brehm and C. Schwarz<br>Thermodynamische Analyse des otto-motorischen HCCI-DI-Brennverfahrens<br>Haus der Technik, Volume 53, 2005   |
| [13] | R. Worret, S. Bernhardt, F. Schwarz and U. Spicher<br>Application of Different Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods in Spark Ignition Engines<br>SAE Technical Paper Series, 2002-01-1668  |
| [1]  | Y .B. Zeldovich<br>Regime Classification of an Exothermic Reaction with Nonuniform Initial Conditions<br>Combustion and Flame, Volume 39, Pages 211-214, 1980   |
| [2]  | G. König, R. R. Maly, D. Bradly, A. K. C. Lau and C. G. W. Sheppard<br>Role of Exothermic Centers on Knock Initiation and Knock Damage<br>SAE Transaction Series, SAE Paper 902136, 1990  |
| [3]  | W. Kleinschmidt<br>Zur Simulation des Betriebes von Ottomotoren an der Klopfgrenze<br>VDI-Fortschrittsbericht, Reihe 12 422, VDI 2000   |
| [4]  | J. Warnatz, U. Maas and R. Dibble<br>Verbrennung, Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung<br>Springer Verlag, 2001  |
| [5]  | U. Maas and J. Warnatz<br>Ignition Processes in Hydrogen-Oxygen Mixtures and the Influence of the Uniform Pressure Assumption<br>Progress in Astronautics and Aeronautics, Volume 113, 1988   |